CENTRUL DE MECANICA SOLIDELOR
BUCUREȘTI

ING. IOSIF FEIMER

CONTRIBUȚII TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE LA STUDIUL UZURII CUREILOR TRAPEZOIDALE LATE PENTRU VARIATOARE

- TEZĂ DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

PROF. DR. DOC. ING. DAN PAVELESCU

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA
BIBLIOTECA
CENTRALĂ
Volumul Nr. 318.559
Bibl. 277 Lit. F

- 1976 -

BUPT

CUPRINS

pag.

INTRODUCERE. 1

1. PROBLEMATICA, EVOLUTIA şi STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND CONTACTUL CU FRECARE şi UZURA DINTRE CUREA şi ROATA LA VARIATOARE; OBIECTUL TEZEI DE DOCTORAT. 5

2. PARTICULARITATI ALE GEOMETRIEI şi CINEMATICII SPECIFICE TRANSMISIILOR CU ELEMENT FLEXIBIL DE PROFIL TRAPEZOIDAL şi RAPORT DE TRANSMITERE REGLABIL FARA TREPTE 12

2.1. Aspecte geometrice 13

2.1.1. Dependenţa lungimii contorului înfăşurat de poziţia curelei pe roţi. 16

2.1.2. Modificarea geometriei profilului curelei în funcţie de raza de înfăşurare pe roţi 19

2.2. Aspecte cinematice 28

3. EFORTURILE DIN ELEMENTUL FLEXIBIL 42

3.1. Generalităţi. Punerea problemei. 42

3.2. Eforturile iniţiale din ramurile curelei 43

3.3. Influenţa forţei centrifuge asupra efortului iniţial din curea. 59

3.4. Influenţa sarcinii transmise asupra eforturilor din elementul flexibil 62

3.4.1. Eforturile din ramuri 62

3.4.1.1. Forţa tangenţială transmisă pe arcul de aderenţă 71

3.4.1.2. Forţa tangenţială transmisă pe arcul de alunecare. 75

3.4.2. Componenta axială a interacţiunii curea-roată de curea 83

4. ASPECTE ALE UZARII CURELELOR TRAPEZOIDALE LATE PENTRU VARIATOARE. 91

4.1. Generalităţi. 91

4.2. Asupra mecanismului uzării cauciucului 93

4.3. Evaluarea cantitativă a uzurii cauciucului 97

4.4. Particularităţi ale uzării flancurilor CTL 102

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

pag.

5. INSTALATII şi METODE EXPERIMENTALE UTILIZATE IN CERCETAREA FENOMENULUI DE FRECARE-UZARE IN VARIATOARELE CU CTL. 1o5
5.1. Generalităţi 1o5
5.2. Instalaţii experimentale. 1o8
5.2.1. Instalaţia şi dispozitivele utilizate la cercetarea complexă a transmisiei . . . 1o8
5.2.2. Instalaţii utilizate la cercetarea elementului flexibil 118
5.2.2.1. Instalaţii pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică 12o
5.2.2.2. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune dinamică. 121
5.2.2.3. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la compresiune transversală statică 123
5.2.2.4. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate transversal şi a coeficientului de frecare de repaus 123
5.2.2.5. Instalaţia pentru determinarea coeficientului de frecare cinetic şi a uzurii curelei 12o
5.3. Metode de încercare. 128
5.3.1. Incercarea elementului flexibil. 129
5.3.1.1. Determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică . . 131
5.3.1.2. Determinarea modulului de elasticitate la tracţiune dinamică. . 132
5.3.1.3. Determinarea modulului de elasticitate la compresiune transversală statică 132
5.3.1.4. Determinarea modulului de elasticitate transversal. 132
5.3.1.5. Determinarea coeficientului de frecare de repaus 132

BUPT

pag.

5.3.1.6. Determinarea coeficientului de frecare de alunecare. . . . 133
5.3.1.7. Determinarea uzurii curelei. . 133
5.3.2. Incercarea transmisiei. 133
6. REZULTATELE EXPERIMENTALE ALE CERCETARII UZARII CURELEI şi A TRANSMITERII PRIN FRECARE A ENERGIEI IN VARIATOARELE CU CTL. 135
6.1. Generalităţi. 135
6.2. Rezultate experimentale obţinute la cercetarea elementului flexibil. 136
6.2.1. Modulul de elasticitate la tracţiune statică 136
6.2.2. Modulul de elasticitate la tracţiune dinamică. 139
6.2.3. Modulul de elasticitate la compresiune statică transversală 139
6.2.4. Modulul de elasticitate transversal. . 141
6.2.5. Coeficientul de frecare de repaus. . . 143
6.2.6. Coeficientul de frecare cinetic. . . . 145
6.2.7. Uzura curelelor. 146
6.3. Rezultate experimentale obţinute la cercetarea transmisiei 147
6.3.1. Funcţionarea în gol. 147
6.3.2. Funcţionarea în sarcină. 155
6.3.2.1. Incercarea în sarcină cu discul comandat motor 155
6.3.2.2. Incercarea în sarcină cu discul comandat condus. . . . 159
6.3.2.3. Arcul de alunecare şi alunecarea curelei. 162
7. VALORIFICAREA REZULTATELOR CERCETARILOR INTREPRINSE 165
8. CONCLUZII GENERALE. PRINCIPALELE CONTRIBUTII . . . 171
8.1. Concluzii generale. 171
8.2. Principalele contribuţii. 173
BIBLIOGRAFIE. 177

BUPT

I N T R O D U C E R E

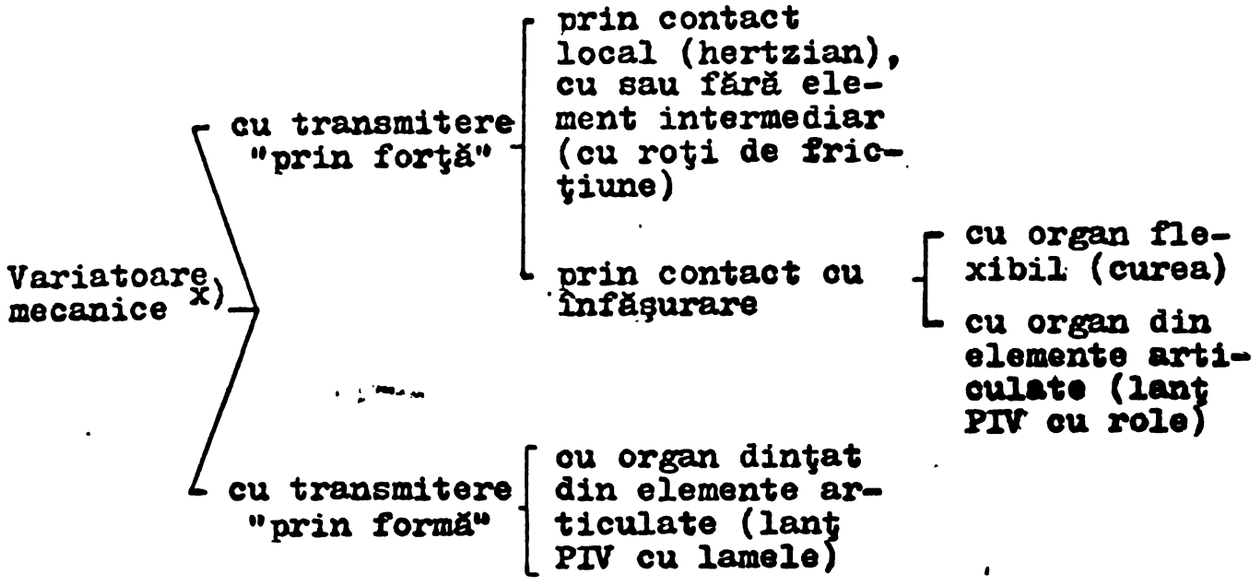
Antrenarea cu viteză unghiulară variabilă, a maşinilor de lucru, în vederea adaptării cuplului şi a puterii, la condiţiile impuse de procesul tehnologic, este o problemă veche în construcţia de maşini [98].

La unele maşini motoare (turbine hidraulice, cu abur, cu gaze, motoare cu ardere internă etc.) viteza unghiulară se poate modifica cu uşurinţă. Motorul electric asincron, folosit cel mai frecvent la antrenarea diferitelor maşini, are caracteristica relativ rigidă. De aceea, la utilizarea motorului asincron-ieftin, practic şi economic -, este necesară intercalarea între acesta şi maşina de lucru, a unei transmisii cu raport de transmitere variabil. Cutiile de viteze cu trenuri de angrenaje, pe lîngă incontestabilele lor avantaje au şi o serie de carenţe: raportul de transmitere nu poate lua decît valori discrete; la schimbarea raportului de transmitere, în lipsa unor dispozitive de sincronizare (de cele mai multe ori de construcţie relativ complicată), este necesară oprirea maşinii sau utilizarea unor cuplaje a căror funcţionare este însoţită de şocuri sau de patinări.

De aici, preocuparea prezentă de mai mult timp în tehnică de a găsi soluţii pentru reglarea fără trepte a vitezei unghiulare. In principiu, deziderатul anterior se poate realiza în mai multe moduri: mecanic, hidraulic, electric sau combinaţii ale acestora. Reglarea pe cale hidraulică sau electrică reclamă un utilaj de complexitate constructivă mare. De aceea, utilizarea lor este justificată tehnic şi economic numai la instalaţii de puteri mijlocii şi mari. Pentru modificarea pe cale mecanică a vitezei unghiulare, s-au conceput numeroase soluţii de variatoare.

Din punct de vedere funcţional acestea se clasifică după cum urmează [44]:

BUPT



Procesul transmiterii "prin forţă" este legat de existenţa inegalităţii: $M_{fr} \geq M_r$ (M_{fr}- momentul ce poate fi transmis prin frecare; M_r- momentul rezistent). Realizarea unui moment de frecare presupune apăsarea reciprocă dintre elementele între care are loc procesul de transmitere. Transmiterea "prin formă" se obţine într-un proces similar angrenării.

Dintre variatoarele mecanice, cea mai mare răspîndire o au cele cu element intermediar flexibil de tip cu curea trapezoidală lată (CTL). Se apreciază că, pe plan mondial din totalitatea variatoarelor mecanice de putere mică sau mijlocie 2/3 o reprezintă cele cu CTL [79].

Pentru puteri pînă la cca 10 kw, variatorul cu CTL reprezintă adesea soluţia optimă [91].

Răspîndirea mai largă a variatoarelor cu CTL se datoreşte faptului că, pe lîngă avantajele comune tuturor variatoarelor mecanice (construcţie simplă, siguranţă în exploatare, întreţinere uşoară, posibilitatea de telecomandă şi implicit de automatizare), acestea mai au şi altele: funcţionare uscată, răcire cu aer, indiferente la acţiunea unor agenţi poluanţi (umiditate, praf), elementul degradabil prin uzare - CTL - este şi cel mai eftin.

Evident că, pe lîngă calităţile menţionate, variatoarele cu CTL au unele deficienţe ca: nu menţin riguros constant raportul de transmitere, aceasta fiind dependente de sarcină

---

x) Reglarea mecanică "prin impulsuri" a vitezei unghiulare nu se încadrează în clasificarea dată.

BUPT

ca urmare a alunecării elastice; încarcă arborii cu forţe mari; durabilitatea elementului flexibil relativ scăzută etc.

Răspîndirea tot mai largă în ultimii ani a variatoarelor cu CTL confirmă ponderea mai mare a avantajelor faţă de dezavantaje.

La noi în ţară variatoarele de turaţie în general, cele cu CTL în particular, sînt puţin cunoscute şi răspîndite, majoritatea celor existente provenind din import.

Doar în ultimii 12...13 ani au apărut primele variatoare cu CTL construite la Intreprinderea "Unirea" din Cluj-Napoca (1962), Intreprinderea de strunguri Arad şi Intreprinderea "Neptun" din Cîmpina (1971). Lipsa unei producţii proprii de CTL, precum şi inexistenţa unei teorii unitare care să permită proiectarea unor soluţii constructive raţionale, explică de ce s-au răspîndit la noi mai greu aceste variatoare. Pentru primele variatoare proiectate şi construite în ţară curelele s-au importat iar proiectarea s-a făcut empiric acceptîndu-se că, în principiu, procesul transmiterii de putere este identic cu cel de la transmisiile cu i = const. In prezent, la Intreprinderea "Unirea" din Cluj-Napoca se fabrică trei serii unitare de variatoare, una cu curea trapezoidală clasică şi două cu CTL, după o normă de tipizare elaborată în 1972 de I.P.C.T.C.M. Bucureşti [122] avînd la bază seriile de variatoare ale firmei Colombes-Texrope [123].

Dezvoltarea actuală a industriei constructoare de maşini, ca urmare a politicii de industrializare socialistă a ţării, iniţiată şi condusă de Partid, a creat condiţiile necesare realizării integrale în ţară a variatoarelor cu CTL.

Succesele obţinute în îmbunătăţirea fabricaţiei curelelor trapezoidale clasice şi înguste, succese ce se datoresc eforturilor depuse în comun de un colectiv al Catedrei de organe de maşini şi mecanisme al Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timişoara şi de fostul Institut de cercetări pielărie-cauciuc Bucureşti, au făcut să se poată trece, în cadrul Combinatului de articole tehnice din cauciuc Jilava, la producţia proprie, în serie, de CTL.

Ritmul în care se vor răspîndi variatoarele cu element flexibil depinde de modul în care se ştiu exploata calităţile

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

şi performanţele acestora, performanţe care depind în primul rînd de contactul cu frecare dintre curea şi roţi.

Cerinţele de bază ce trebuie îndeplinite la conceperea unei transmisii cu posibilitatea varierii fără trepte a raportului de transmitere se pot rezuma după cum urmează :

- transferul energetic continuu între arborii cuplaţi, concomitent cu reglarea în limite cît mai largi a vitezei unghiulare;
- reglarea să fie independentă de regimul de funcţionare (mers în sarcină, în gol sau chiar în repaus);
- randamentul să se menţină ridicat, apropiat de cel al angrenajelor pe întregul domeniu de reglare;
- exploatarea să fie simplă;
- funcţionarea lipsită de vibraţii, silenţioasă, cu uzură moderată şi cu menţinerea caracteristicii de sarcină chiar după timp îndelungat de exploatare;
- masa şi gabaritul să fie comparabil cu ale unei transmisii cu varierea în trepte a vitezei unghiulare;
- comanda să fie simplă, să necesite forţe mici şi să se poată efectua şi de la distanţă;
- fiabilitatea să fie ridicată şi să se poată aplica tipizarea modulară capabilă să satisfacă o mare diversitate de posibilităţi de utilizare cu un preţ de cost minim.

Variatorul cu curea trapezoidală lată satisface majoritatea cerinţelor enumerate.

Teza de doctorat îşi propune ca obiectiv principal, aprofundarea cunoaşterii procesului de frecare însoţit de uzare, la transferul energetic ce are loc între elementul flexibil şi roţile de curea. Cunoaşterea condiţiilor în care are loc uzura - principala cauză de ieşire din uz a curelelor de variator - precum şi a factorilor cu cea mai mare pondere în acest proces complex, permite elaborarea unor metode raţionale de dimensionare a acestui tip de transmisie. Concluziile şi observaţiile ce au rezultat din studiul teoretic şi cercetarea experimentală au stat la baza concepерii şi realizării - prin contractul de cercetare nr.12065/1971 - a modelului experimental al unei cutii de avans cu reglarea în mers, fără trepte, pentru maşinile de frezat cu masa în consolă fabricate de Intreprinderea mecanică din Cugir.

BUPT

1. PROBLEMATICA, EVOLUŢIA SI STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND CONTACTUL CU FRECARE SI UZURA DINTRE CUREA SI ROATA LA VARIATOARE ; OBIECTUL TEZEI DE DOCTORAT.

Apărute în ordine cronologică după transmisia prin curele trapezoidale, variatoarele cu curele trapezoidale clasice şi apoi cele cu CTL reprezintă trepte superioare de utilizare în tehnica transmisiilor a elementului flexibil de profil trapezoidal, datorită posibilităţii varierii în mers şi fără trepte a raportului de transmitere.

Saltul calitativ, reprezentat de trecerea de la cureaua lată la cea trapezoidală, impus de dezvoltarea industriei de automobile care cerea transmisii cu gabarite cît mai mici, a condus la ideea varierii fără trepte, între anumite limite, a diametrelor de înfăşurare pe roţi a curelelor şi la apariţia variatoarelor de turaţie sau de viteză unghiulară.

In principiu, varierea turaţiei se poate face în două moduri :

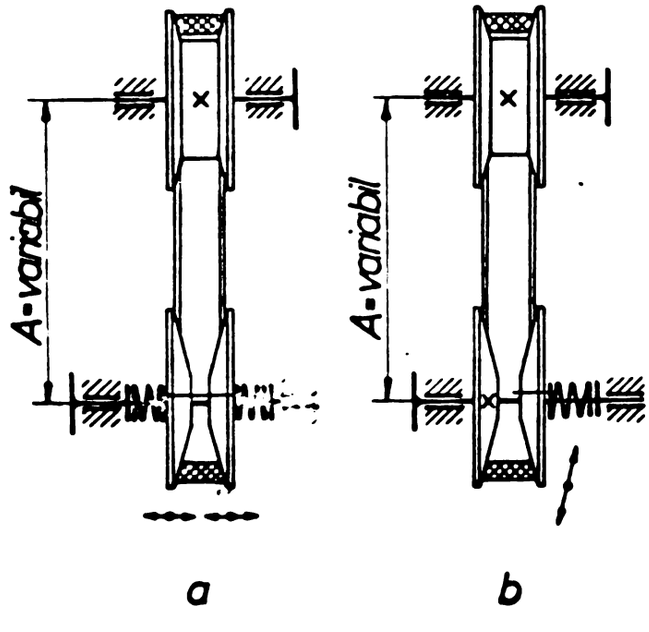


Fig. 1.1.

1. prin modificarea diametrului de înfăşurare la o singură roată a transmisiei, cînd în general se modifică distanţa între axe (v.fig.1.1) ;
2. prin modificarea în sens opus a diametrelor de înfăşurare la ambele roţi ale transmisiei, cu menţinerea constantă a distanţei între axe (v. fig.1.2).

BUPT

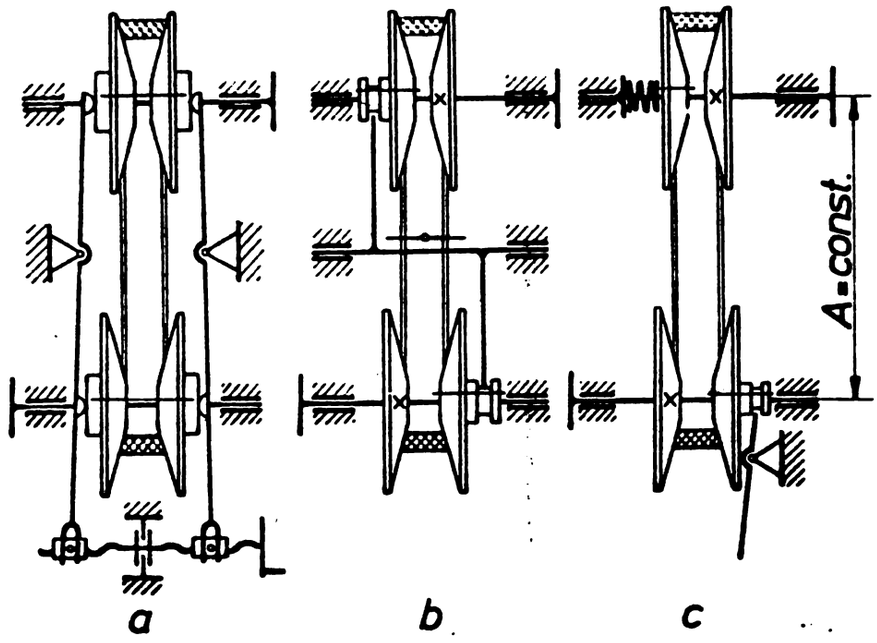


Fig.1.2.

Legarea în serie şi dispunerea convenabilă a celor două variante enunţate permite obţinerea unui număr mare de soluţii constructive prezentate pe larg în [44,98].

Largirea posibilităţilor funcţionale, prin trecerea de la transmisia cu raport de transmitere constant la cea cu raport de transmitere variabil, a condus şi la creşterea ariei de probleme ce se cereau a fi rezolvate.

Pentru a corespunde cît mai bine noului scop, elementul flexibil a suferit modificări ale formei şi caracteristicilor mecanice. Aceasta a necesitat reconsiderarea şi adaptarea concluziilor din studiul curelelor cu profil trapezoidal clasic, paralel cu declanşarea unor cercetări specifice numai noului profil. In acest fel pe fondul rezultatelor cercetărilor teoretice şi experimentale ale profilului trapezoidal clasic, şi în parte, paralel cu acestea, s-a dezvoltat procesul de adîncire a cunoaşterii fenomenului transmiterii prin frecare, cu element flexibil de profil trapezoidal lat, a energiei mecanice.

Pe plan mondial, contribuţii deosebite în teoria transmisiei prin curele trapezoidale s-au adus în deceniile 3...5 ale secolului nostru de cercetători din S.U.A. [64, 65], Germania [8, 54] şi U.R.S.S. [46].

BUPT

Şcoala românească s-a remarcat în acest domeniu, în deceniul al doilea al secolului nostru prin cercetările Acad. C. Micloşi asupra transmisiilor prin curele late [61], iar în ultimul deceniu şi jumătate prin cercetările intreprinse în Catedra de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timişoara, asupra transmisiilor prin curele cu raport de transmitere constant [41, 27]. N.Gheorghiu, în teza sa de doctorat [27], a studiat capacitatea de tracţiune, în timp ce B.Horovitz a studiat durabilitatea prin oboseală ca urmare a flexionării repetate a curelei la înfăşurarea pe roţi [41]. Ambii autori au studiat transmisia cu raport de transmitere constant.

In deceniul al cincilea, a scăzut interesul în general faţă de transmisia prin curele, aceasta fiind considerată depăşită datorită capacităţii de tracţiune reduse oferite de materialele clasice utilizate la confecţionarea curelelor.

Odată cu apariţia materialelor organice, de natură sintetică, cu caracteristici mecanice ridicate, această transmisie a revenit în actualitate şi reprezintă azi în unele situaţii soluţia optimă de acţionare.

In ultimile două decenii aceleaşi şcoli reiau cercetările în acest domeniu, remarcîndu-se rezultatele din U.R.S.S. [38, 87, 78, 101, 102], S.U.A. [61] şi Germania [11, 95, 96].

Reactualizarea transmisiei prin curele trapezoidale a favorizat răspîndirea variatoarelor cu element flexibil. Pentru dimensionarea raţională a acestora, s-a impus cu necesitate reconsiderarea teoriei transmiterii, astfel încît să se ţină cont de particularităţile determinate de funcţionarea cu raport de transmitere variabil.

La teoria transmisiei prin frecare cu raport de transmitere variabil şi element flexibil de profil trapezoidal, o contribuţie deosebită a adus-o şcoala sovietică în special prin colectivul condus de prof.B.A.Pronin. Cercetările sistematice din ultimii 15... 20 de ani au urmărit elucidarea următoarelor aspecte : capacitatea de tracţiune [5,9,11,15,17,27,38,44,47,48,71,77,81, 82,83,88,106,110,113,114] alunecarea [36,56,78,83,107,108] , starea de tensiune şi deformaţia curelelor [16,24,62,63,64,106],

BUPT

randamentul şi încălzirea [31,8o,99,1oo] , durabilitatea [41,43, 61,86,87,88] , alegerea unghiului flancului canalului [1o,5o,71, 79,84,85] , forţele axiale dintre curea şi roată [6o,7o,71,76, 1o6] , vibraţiile curelelor [26] , dinamica transmisiei [32,39, 4o] etc.

In privinţa capacităţii de tracţiune, cercetările au arătat că valori φ = o,6...o,75, pentru coeficientul de tracţiune, asigură transmiterea în bune condiţiuni a sarcinii [71,83,88]. De asemenea, contrar unor recomandări mai vechi conform cărora valori peste cele indicate ar duce la funcţionare instabilă, încercările au arătat că şi pentru $\varphi >$ o,75 transmisia funcţionează stabil, dar alunecările elastice sînt mai mari.

Referitor la interacţiunea curea-roată de curea, azi este unanim acceptat că arcul de înfăşurare poate fi împărţit în două porţiuni distincte : arcul de aderenţă (noţiune introdusă în 1967 de R.V.Virabov [1o8] la studiul transmisiei prin curele late, acceptată şi extinsă de V.K.Martînov pentru CTL [62], în locul arcului de repaus, la care încă nu au renunţat toţi cercetătorii din domeniu) şi arcul de alunecare.

Pe arcul de aderenţă stratul activ al curelei este în repaus relativ faţă de roată, dar, între straturile curelei au loc deplasări tangenţiale ca urmare a acţiunii excentrice a forţelor de frecare. Pe acest arc, se coc condiţiile pentru ruperea contactului aderent şi trecerea la alunecarea relativă care are loc pe arcul de alunecare. Evidenţierea acestui fenomen a condus la concluzia că şi arcul de aderenţă contribuie la transmiterea forţei utile, spre deosebire de teoriile anterioare conform cărora transferul energetic avea loc exclusiv pe arcul de alunecare. Pe arcul de alunecare deplasarea unui element de curea se produce după o spirală, viteza relativă de deplasare putînd fi considerată ca fiind compusă dintr-o componentă tangenţială şi una radială. Valoarea raportului modulelor acestor componente, necesar la determinarea coeficientului de frecare dintre curea şi roată nu este încă determinat, arătîndu-se doar că este greu de stabilit [44,6o].

In privinţa stării de tensiune şi a deformaţiilor, azi cureaua nu mai este înlocuită printr-un fir flexibil, eventual

BUPT

extensibil, ci s-a ajuns la situaţia în care se ţine seama de distribuţia tensiunilor normale şi tangenţiale pe lăţimea curelei, iar pentru tensiunile de încovoiere şi pe înălţimea profilului curelei [64]. Nu este încă evidenţiată cantitativ distribuţia presiunilor normale pe înălţimea flancului curelei deşi se întuieşte calitativ. Existenţa şi distribuţia pe lăţimea curelei a tensiunilor tangenţiale a intrat în atenţia cercetătorilor abia după acceptarea noţiunii şi a fenomenului ce se petrece pe arcul de aderenţă.

Considerarea curelei ca un mediu continuu deformabil, anizotrop, cu tensiuni distribuite în volum, a permis abordarea prin metode energetice a problemei pierderilor, a randamentului şi încălzirii, datorate deformării ciclice [84,99,100].

Pentru componenta axială a interacţiunii curea-roată de curea, deocamdată, în literatură se dau relaţii deduse pe baza teoriei prin care numai pe arcul de alunecare se transmite forţa utilă [60,71,83].

Datorită analogiei cu transmisiile obişnuite, cu curele trapezoidale clasice şi raport de transmitere constant, durabilitatea curelelor de variator este privită de majoritatea cercetătorilor ca o problemă de oboseală şi chiar rezultatele încercărilor confirmă ieşirea din uz datorită fenomenului de oboseală. Acest lucru se întîmplă datorită faptului că se încearcă curelele în cu totul alte condiţii decît cele reale de funcţionare în variator. Datorită analogiei cu transmisiile obişnuite şi pentru a scurta durata încercărilor se lucrează în regim forţat cu tensiuni iniţiale mai mari decît cele necesare la funcţionarea obişnuită a unui variator. In lucrare, se demonstrează că în cazul CTL durabilitatea este determinată de uzură. Asupra fenomenului de uzare a curelei influenţează hotărîtor presiunea şi alunecarea relativă dintre curea şi roată. La rîndul lor acestea sînt dependente de mărimea forţelor iniţiale din elementul flexibil şi încărcarea transmisiei.

De aceea, în lucrare, se acordă o importanţă deosebită cunoaşterii cît mai precise a condiţiilor în care lucrează cureaua, condiţii care sînt hotărîtoare asupra desfăşurării procesului de uzare.

In legătură cu metodica de cercetare, în general

BUPT

cercetătorii au abordat cîte unul din aspecte enumerate mai sus.

Trebuie menţionat că unele din aspecte pot fi abordate în mod aproape independent. De exemplu, se poate cerceta modificarea unghiului flancurilor curelei în funcţie de diametrul relativ de înfăşurare (D/h). Concluziile obţinute pot fi considerate valabile pentru toate curelele cu profile geometric asemenea şi structură constructivă identică. De asemenea, se poate cerceta influenţa unghiului flancului asupra componentei axiale a interacţiunii curea-roată, precum şi asupra întinderii iniţiale corespunzătoare mersului în gol. Abordînd în această manieră cercetarea, s-a ajuns la situaţia în care se dispune de un material experimental relativ bogat pentru diferitele aspecte cercetate în condiţii particulare distincte şi se poate spune că, în general, fenomenul transmiterii prin frecare a energiei în variatoarele cu curea este destul de bine cunoscut. Cu toate acestea, cantitatea relativ mare de informaţii obţinută în condiţii foarte heterogene nu permite elaborarea cu certitudine a unei teorii unitare care să poată fi utilizată cu uşurinţă în proiectare, la dimensionarea variatoarelor, aşa cum spre exemplu se întîmplă la proiectarea angrenajelor. Aspecte ca : starea de tensiune şi de deformaţie a curelei, alunecarea pe roţi, eforturile din ramuri şi forţele axiale de apăsare pe discuri, uzura curelei, nu pot fi tratate separat ci numai în corelaţie. Nu se pot determina eforturile din ramuri dacă nu se cunoaşte cum se deformează şi cum se deplasează curelua în canalul format de discurile ce compun roata. Nu este suficient să se ştie că interacţiunea curea-roată de curea depinde de raportul vitezelor relative tangenţiale şi radiale. Chiar dacă se dă şi o relaţie de dependenţă, aceasta nu poate fi utilizată fără a cunoaşte acest raport. De aceea, este necesar ca după sesizarea multiplelor aspecte specifice să se efectueze o cercetare complexă prin care să se urmărească simultan interdependenţa principalelor mărimi ce sînt determinante în desfăşurarea procesului.

Fără a avea pretenţia de a da un răspuns complet la această problematică, teza de doctorat urmăreşte să aducă contribuţii teoretice şi experimentale la o mai bună cunoaştere a condiţiilor în care au loc procesele inseparabile de frecare-

uzare la transmiterea energiei în variatoarele de cea mai uzuală construcţie, variatoarele duo cu un disc comandat şi celălalt cu revenire forţată cu arc.

In acest scop, sintetizînd cunoştinţele actuale despre procesul de frecare-uzare în variatoarele cu element flexibil, în teză, se definesc mărimile ce caracterizează cinematic un variator, apelînd la similitudinea restrînsă (geometrică) se stabilesc relaţiile care exprimă mărimea efortului iniţial din curea şi alunecarea dintre curea şi roată, se arată influenţa acestora asupra uzării curelei. Pe un model concret se verifică printr-o cercetare experimentală complexă ipotezele şi relaţiile stabilite teoretic.

Studiile au fost începute, la îndemnul regretatului profesor B.Horovitz, sub conducerea regretatului profesor Acad.St.Nădăşan, cărora li se aduce pe această cale un modest omagiu.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

2. PARTICULARITATI ALE GEOMETRIEI SI CINEMATICII, SPECIFICE TRANSMISIILOR CU ELEMENT FLEXIBIL DE PROFIL TRAPEZOIDAL SI RAPORT DE TRANSMITERE REGLABIL FARA TREPTE.

Aproape toate cercetările asupra transmisiilor prin frecare cu element flexibil se execută pe cazul cel mai simplu : transmisia cu arbori paraleli şi orizontali, cu ramuri deschise şi i = const. (de obicei i = 1). Concluziile rezultate în urma cercetărilor, se extrapolează pe bază unor ipoteze sau teorii, pentru alte condiţii decît cele standard menţionate şi se verifică pentru cîteva cazuri extreme.

La cercetarea variatoarelor, în mod categoric, nu poate fi admisă această metodă deoarece interesează comportarea acestora pentru un întreg domeniu de valori ale raportului de transmitere. Deşi în regim staţionar un variator funcţionează asemănător cu o transmisie cu i=const., în ansamblu, studiul unui variator este doar asemănător cu cel al unui şir de transmisii cu aceeaşi distanţă între axe, cu acelaşi element flexibil dar cu eforturi iniţiale, capacităţi de tracţiune şi alunecări diferite. Aceasta numai în privinţa interacţiunii curea-roată de curea, fără a mai lua în considerare funcţionarea corespunzătoare a altor subansamble.

Lărgirea posibilităţilor funcţionale, în deosebi creşterea domeniului de reglare, necesită acceptarea unor diametre mici ale roţilor, unghi mic al flancurilor canalului, lăţimi relative mari ale curelelor ($\ell/h \in [3,2 ; 4,5]$). Funcţionarea pe diametre variabile conduce la tensiuni iniţiale variabile etc. Toate acestea creează o serie de probleme, de particularităţi, astfel încît teoria transmisiei cu i = const. nu poate fi preluată mecanic la variatoare.

Diametrele mici de înfăşurare măresc tensiunile de încovoiere, micşorează randamentul şi durabilitatea, determină modificarea formei secţiunii transversale a curelei. Variaţia diametrelor de înfăşurare conduce la modificarea formei secţiunii transversale a curelei înrăutăţind contactul cu canalul roţilor.

BUPT

Unghiurile mici ale flancurilor canalului conduc la o neuniformitate a repartiţiei sarcinii pe elementele inserţiei, măreşte deformaţia transversală şi deplasarea radială a curelei în canal; micşorînd rigiditatea cinematică a transmisiei, micşorează stabilitatea poziţiei curelei în canal.

Variaţia regimului de forţe şi viteze conduce la modificarea întinderii curelei, deci a caracteristicii de tracţiune, influenţînd durabilitatea. De aceea, se folosesc pentru variatoare, cu precădere, curele avînd intradosul dinţat. Curelele dinţate oferă rigiditate mică la încovoiere şi sporită la compresiune transversală. Aceasta micşorează pierderile prin histerezis datorită încovoierii şi compresiunii, micşorează abaterea formei secţiunii transversale a curelei şi măreşte rigiditatea cinematică a transmisiei.

Varierea în limite largi a diametrelor de înfăşurare, însoţită de variaţii ale efortului iniţial de întindere, conduc, pe de o parte, la modificări importante ale presiunii medii pe flancurile curelei, pe de altă parte abaterea unghiului flancului faţă de cel al canalului, determină modificarea repartiţiei presiunii pe înălţimea flancului. Avînd în vedere importanţa presiunii de contact în procesul de uzare rezultă evident necesitatea cunoaşterii influenţei acestor parametri.

Particularităţile enumerate la funcţionarea curelelor trapezoidale în variatoare, conduc pe plan teoretic la necesitatea cercetării următoarelor probleme de natură preponderent geometrico-cinematică :

- deformarea profilului curelei dinţate ca urmare a încovoierii;
- stabilitatea poziţiei curelei în canal;
- condiţiile de înţepenire, unghiul limită al flancurilor;
- repartiţia sarcinii în lăţime pe elementele inserţiei;
- cinematica variatoarelor în dependenţă de geometria profilului trapezoidal;
- rigiditatea caracteristicii cinematice.

2.1. ASPECTE GEOMETRICE

O transmisie obişnuită prin curea (cu i = const.) este geometric definită indiferent de profilul elementului flexibil,

BUPT

dacă se cunosc (v.fig.2.1): diametrele primitive de înfăşurare ($D_{1,2}$) şi lungimea primitivă (L) a curelei. Distanţa între axe şi arcele de înfăşurare rezultă din relaţiile clasice [44]:

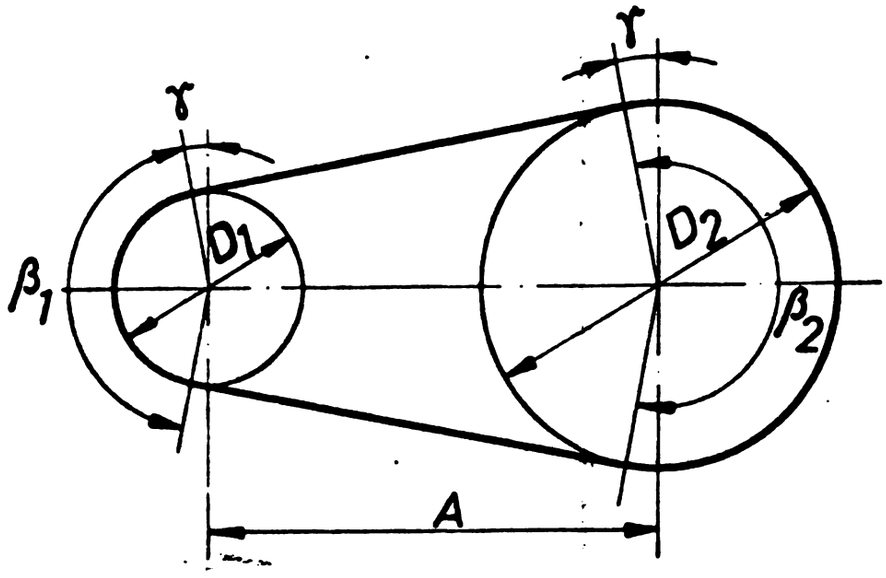


Fig.2.1.

$$A \approx 0{,}25\left[L - \frac{\pi}{2}(D_1+D_2) + \sqrt{\left[L - \frac{\pi}{2}(D_1+D_2)\right]^2 - 2(D_1-D_2)^2}\right] \quad (2.1)$$

$$\beta_{1,2} = \pi \mp 2\gamma \approx \pi \mp \frac{D_2-D_1}{A} \quad (2.2)$$

în care:

$$\gamma = \arcsin\frac{D_2-D_1}{2A} \approx \frac{D_2-D_1}{2A} \quad (2.3)$$

Relaţia (2.1) se utilizează şi în formă explicitată pentru lungimea primitivă a curelei :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1+D_2) + \frac{(D_1-D_2)^2}{4A} \quad (2.4)$$

Modificarea fără trepte, între anumite limite, a raportului de transmitere, determinată de scopul funcţional al variatorului, impune ca diametrele primitive, şi în consecinţă şi arcele de înfăşurare, să fie mărimi continuu variabile pe un anumit domeniu ($\beta_{1,2} \in [\beta_{1,2min}; \beta_{1,2max}]$, $D_{1,2} \in [D_{1,2min}; D_{1,2max}]$). De aceea, în cazul variatoarelor, în relaţiile (2.1...2.4) diametrele primitive şi arcele de înfăşurare au semnificaţia de mărimi variabile. Pentru a nu încărca în mod excesiv notaţiile

BUPT

nu se prevede suplimentar un indice în acest scop.

Pentru definirea geometrică completă a unui variator cu curea trapezoidală lată mai trebuie cunoscute pe lîngă mărimile enumerate: deplasarea axială relativă ($s_{1,2}$) a discurilor, precum şi lăţimea primitivă l a elementului flexibil. In cazul variatoarelor cu discuri tronconice (v.fig.2.2), dependenţelor (2.1...2.4) li se mai asociază în acest scop relaţiile:

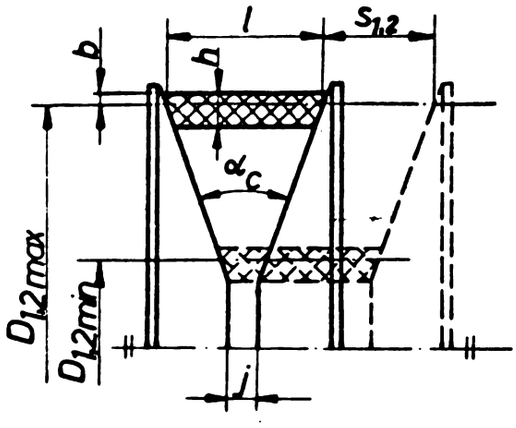


Fig.2.2.

$$s_{1,2max} = (D_{1,2max} - D_{1,2min}) \operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2} \qquad (2.5)$$

$$l \geq [D_{1,2max} - D_{1,2min} + 2(h-b)]\operatorname{tg}\frac{\alpha_c}{2} + j \qquad (2.6)$$

în care intervin şi elementele geometrice ale profilului curelei (h, b, α_c) şi distanţa minimă (j) ce trebuie asigurată între suprafeţele frontale ale discurilor pentru poziţia curelei pe diametrul maxim [44]. Pentru valori uzuale ale abaterilor lăţimii primitive, cumulate cu deformaţiile elastice ale curelei sub acţiunea apăsării discurilor, se poate admite $j \approx 0{,}05\, l$ [82]. Introducînd această valoare în relaţia (2.6), ea poate fi adusă în forma prin care se explicitează valoarea maximă a raportului diametrelor extreme ce poate fi realizat cu profilul dat:

$$\frac{D_{1,2max}}{D_{1,2min}} \leq 1 + \frac{0{,}95\frac{l}{h}\operatorname{cotg}\frac{\alpha_c}{2} - 2\left(1-\frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{1,2min}}{h}} \qquad (2.7)$$

Acest raport este determinant în definirea posibilităţilor cinematice ale variatorului.

Realizarea funcţiei de reglare a raportului de transmitere prin înfăşurarea curelei pe roţi cu canal trapezoidal de lăţime

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

variabilă, a condus la apariţia a două fenomene :

- dependenţa lungimii conturului înfăşurat de poziţia curelei pe roţi;
- modificarea geometriei profilului în funcţie de raza de înfăşurare pe roţi.

2.1.1. Dependenţa lungimii conturului înfăşurat de poziţia curelei pe roţi.

Pentru un variator de tipul celui din figura 1.2, cu distanţa între axe constantă, cu discuri tronconice (α_c=const.)şi deplasări ale acestora în valori absolute identice ($|s_1|=|s_2|$), în relaţia (2.4) primii doi termeni din membrul drept sînt constanţi în timp ce ultimul se modifică. Rezultă, că odată cu modificarea diametrelor primitive variază lungimea conturului înfăşurat de curea. Acesta are lungimea minimă pentru $D_1 = D_2 = D_o$, cînd termenul $(D_1-D_2)^2/A$ se anulează. Lungimea maximă corespunde poziţiei curelei pe diametrele extreme opuse. Modificarea lungimii conturului înfăşurat, evident, nu poate avea loc decît prin deformarea corespunzătoare a curelei, concomitent cu variaţia efortului iniţial de întindere. Abaterea relativă maximă a lungimii conturului înfăşurat, pentru un variator cu domeniul de reglare simetric, este dată de relaţia:

$$\left(\frac{\delta L}{L}\right)_{max} = \frac{(D_{max} - D_{min})^2}{4 A_{min} L_{min}} \qquad (2.8)$$

Cu: $D_{max}/D_{min} = \sqrt{\Delta}$, $A_{min} = 2(D_{max} + h)$, $L_{min} = 2A_{min} + \pi D_o$ şi $D_o = 0,5(D_{max} + D_{min})$ relaţia (2.8) se poate pune sub forma

$$\left(\frac{\delta L}{L}\right)_{max} = \frac{(\sqrt{\Delta}-1)^2}{4(\sqrt{\Delta} + \frac{h}{D_{min}})[8(\sqrt{\Delta} + \frac{h}{D_{min}}) + \pi(\sqrt{\Delta}+1)]} \qquad (2.9)$$

Dacă se admite valoarea uzuală $\Delta = 9$, din relaţia (2.7), cu profilele standardizate ($\ell/h = 3,15$; $\alpha_c = 26^o$; $b/h = 0,25$) rezultă $D_{min}/h = 5,75$ şi $(\delta L/L)_{max} \approx 0,0083$. Valoarea pare neînsemnată, dar la un modul de elasticitate $E_t = 450 N/mm^2$ [52,88], rezultă variaţia ale tensiunii iniţiale ($\delta\sigma = 0,0083 \cdot 450 \approx 3,735 N/mm^2$) de

BUPT

cca patru ori mai mari decît tensiunea iniţială însăşi. Ţinînd cont şi de modificarea suprafeţei de contact dintre curea şi roată, rezultă pentru presiunile pe flanc (factor hotărîtor în procesul de uzare) domenii şi mai largi de variaţie. Deoarece efortul iniţial de întindere nu variază după aceeaşi lege, sau după o lege cel puţin asemănătoare cu cea a variaţiei forţei utile transmise, fenomenul constitue un neajuns. De aceea, trebuie evitat. Aceasta se poate realiza în trei moduri :

- prin deplasarea axială relativă diferită a discurilor;
- prin utilizarea unor discuri cu generatoarea curbilinie în locul celor tronconice;
- prin utilizarea unei role de întindere.

In primul caz, din condiţia menţinerii constante a circumferinţei înfăşurate, rezultă pentru cele două discuri deplasările [82]:

$$s_{1,2} = \pm \frac{D_1 - D_2}{2} \left(1 \mp \frac{D_1 - D_2}{2\pi A}\right) tg \frac{\alpha_c}{2} \qquad (2.10)$$

Se observă că deplasarea fiecărui disc poate fi considerată ca o sumă algebrică între deplasarea în sensuri opuse cu cantităţile :

$$s_{o1,2} = \pm \frac{D_1 - D_2}{2} tg \frac{\alpha_c}{2} \qquad (2.11)$$

şi deplasarea suplimentară în acelaşi sens, de valoare :

$$\delta s = - \frac{(D_1 - D_2)^2}{4\pi A} tg \frac{\alpha_c}{2} \qquad (2.12)$$

Deci, deplasările din poziţia mijlocie (cînd cureaua este înfăşurată pe diametrul D_o) se pot scrie :

$$s_{1,2} = s_{o1,2} + \delta s \qquad (2.13)$$

In relaţiile (2.11) şi (2.13) deplasările $s_{o1,2}$ se iau cu semnul lor: pozitiv cînd discurile se apropie şi negativ, cînd se depărtează.

In cazul al doilea, interesează forma pe care trebuie să o aibă discurile pentru a menţine constantă, lungimea conturului înfăşurat. Aceasta a fost dedusă în [83]. Considerînd un

BUPT

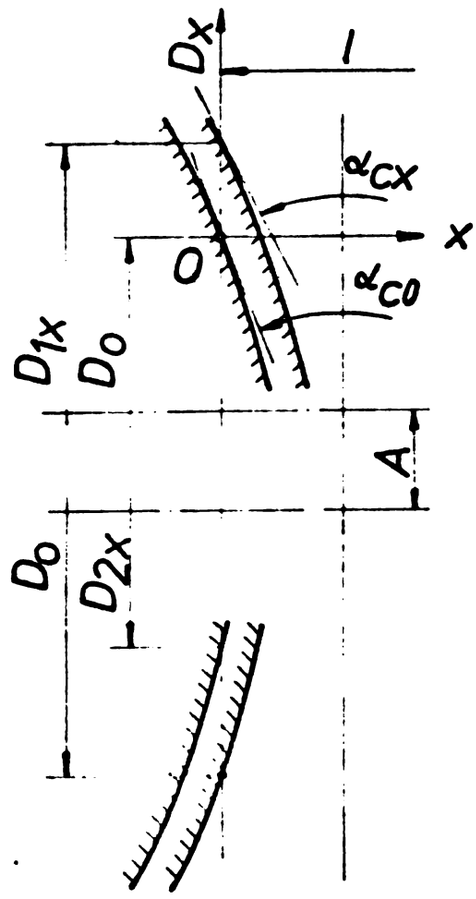


Fig.2.3.

sistem de axe rectangulare cu origina pe suprafaţa discului, la diametrul D_o (v.fig.2.3) şi avînd abscisa orientată în lungul axei acestuia, ecuaţia generatoarei are forma :

$$x_{1,2} = \pm\left(\sqrt{1-4\frac{D_{12}-D_o}{\pi A}}-1\right)\frac{\pi A}{4}tg\frac{\alpha_{co}}{2} \qquad (2.14)$$

unde cu α_{co} s-a notat unghiul flancurilor canalului pe diametrul D_o.

Din motive tehnologice în locul curbei (2.14) se poate recomanda profilarea după un arc de cerc care aproximează curba. Acest arc de cerc trece prin origina sistemului şi prin punctele extreme ale curbei de coordonate [83] : $x_a = x_{max}$; $y_a = 0{,}5\ (D_{max} - D_o)$; $x_b = -x_{max}$; $y_b = -\ 0{,}5(D_o - D_{min})$; în care : $x_{max} = 0{,}25(D_{max}-D_o)tg\frac{\alpha_{co}}{2}$

Coordonatele centrului cercului sînt :

$$x_c = \frac{(x_a^2-y_a^2)y_b-(x_a^2+y_b^2)y_a}{2x_a(y_a+y_b)},$$

$$y_c = \frac{(x_a^2+y_a)^2+(x_a^2+y_b^2)}{2(y_a+y_b)},$$

iar raza cercului : $r_c = \sqrt{x_c^2+y_c^2}$

Pentru discuri cu generatoarea curbilinie, unghiul flancurilor canalului este variabil. Diferenţiind relaţia (2.14), după transformări, se obţine [83].

$$tg\frac{\alpha_c}{2} = tg\frac{\alpha_{co}}{2}\left(1-4\frac{D-D_o}{\pi A}\right)^{-\frac{1}{2}} \qquad (2.15)$$

BUPT

Introducînd în (2.15) valorile uzuale pentru care corespund soluţii în limite tehnic raţionale ($\alpha_{co} = 26^{o}$, $D_o \approx 12h, 20h \leq A \leq 50h$) autorul a obţinut curbele din figura 2.4 reprezentînd abaterea unghiului flancului $\delta\alpha_c = \alpha_c - \alpha_{co}$, funcţie de diametrul primitiv relativ $D_r = D/h$ şi distanţa între axe relativă $A_r = A/h$. Abaterea cea mai mare rezultă la distanţa minimă între axe (A=20h) şi este de $6,8^{o}$ pe diametrul maxim şi $3,,8^{o}$ pe diametrul minim.

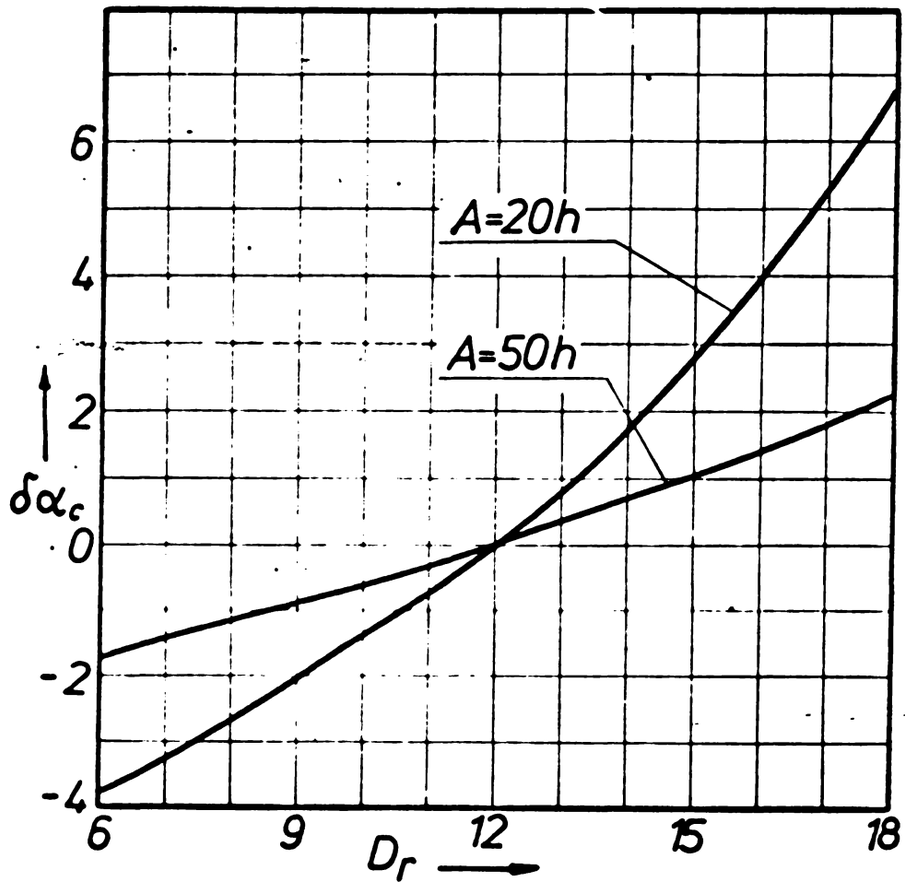


Fig.2.4.

La distanţe între axe mai mari, aceste abateri descresc, ajungînd să fie de numai $+2,2^{o}$ şi $-1,7^{o}$ la distanţa între axe maximă (A=50h).

Cea de-a treia posibilitate de compensare a variaţiei lungimii conturului înfăşurat, prin utilizarea unei role de întindere, nu este de recomandat deoarece prin sporirea numărului de flexiuni influenţează negativ asupra durabilităţii curelei.

2.1.2. Modificarea geometriei profilului curelei în funcţie de raza de înfăşurare pe roţi.

Încovoierea curelei prin înfăşurare pe roată, determină o

BUPT

abatere a unghiului flancului acesteia. Abaterea creşte cu micşorarea diametrului de înfăşurare conducînd la neuniformizarea presiunii pe înălţimea flancului curelei. Problema abaterii unghiului flancurilor curelei a constituit obiectul mai multor lucrări [10,16,81,83,85,112,113]. Cele mai multe se referă la curelele trapezoidale clasice. In unele lucrări se dau fie numai reprezentări grafice ale rezultatelor unor cercetări experimentale [10], fie se recomandă empiric o dependenţă liniară între variaţia unghiului flancurilor şi gradul de curbare al curelei [112, 113]. Problema este tratată analitic pentru CTL nedinţate în [83], unde se arată că la înfăşurarea pe diametrul D, profilul iniţial trapezoidal (v.fig.2.5,a) se deformează ajungînd la forma din figura 2.5,b.

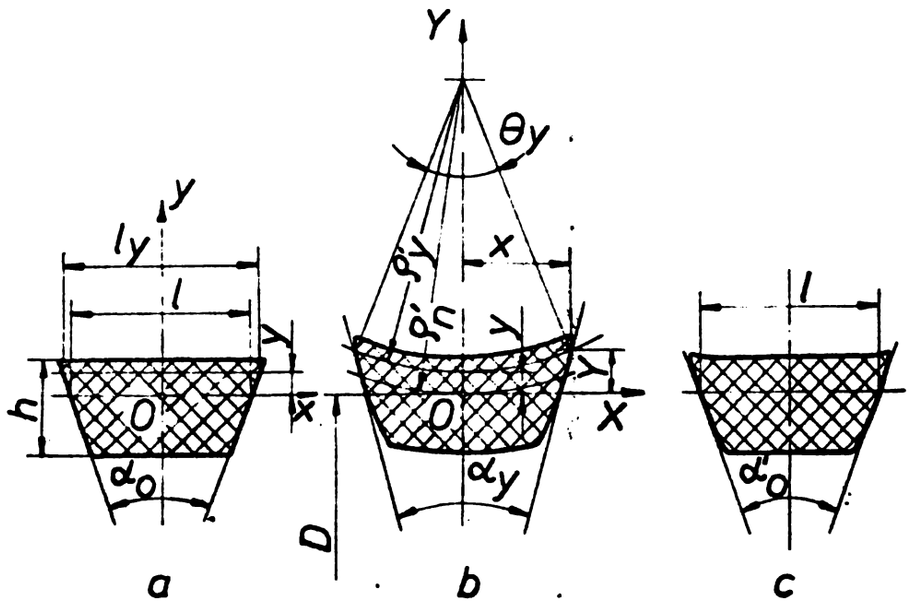


Fig.2.5

Incercările efectuate de autor în Laboratorul de transmisii prin frecare al Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timişoara asupra unor CTL fabricate la I.A.T.C Jilava nu au confirmat forma din figura 2.5,b. O asemenea curbare (cu rază de curbură şi în planul transversal al curelei) poate avea loc numai în lipsa inserţiei. Existenţa inserţiei cu modul de elasticitate la întindere mult mai mare decît cel al cauciucului nu permite această curbare. Forma din figura 2.5,b,a profilului curelei, este posibilă numai dacă firele de inserţie din vecinătatea flancului sînt mult mai întinse decît cele din mijlocul curelei. Practic,

BUPT

la încovoierea liberă a curelei, nu există motive care să determine diferenţe mari între deformaţiile firelor de inserţie. In aceste condiţii, aşa cum au arătat şi experienţele, secţiunea transversală a curelei ia forma din fig.2.5,c.
Cu notaţiile din figura 2.6 autorul a scris relaţiile :

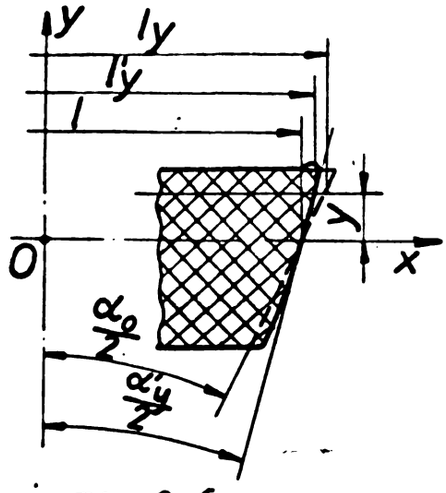


Fig.2.6

$$l_y = l + 2y\,tg\frac{\alpha_c}{2} \qquad (2.16)$$

$$l'_y = (1-\varepsilon')\,l_y \qquad (2.17)$$

în care: $$\varepsilon' = \mu_p \varepsilon = 2\mu_p \frac{y}{D} \qquad (2.18)$$

Cu acestea :

$$x = \frac{l'_y}{2} = \frac{l}{2} + \left(tg\frac{\alpha_o}{2} - \mu_p \frac{l}{D}\right)y - 2\mu_p \frac{y^2}{D} tg\frac{\alpha_o}{2} \qquad (2.19)$$

şi :

$$tg\frac{\alpha'_y}{2} = \frac{dx}{dy} = tg\frac{\alpha_o}{2} - \mu_p \frac{l}{D} - 4\mu_p \frac{y}{D} tg\frac{\alpha_o}{2} \qquad (2.20)$$

Deci profilul flancului ia formă parabolică (rel.2.19) iar tangenta unghiului flancurilor depinde liniar de distanţa y pînă la fibra neutră. Pentru fibrele din dreptul lăţimii primitive y = o şi $\alpha'_y = \alpha'_o$, astfel că variaţia unghiurilor flancurilor curelei rezultă :

$$tg\frac{\alpha_o}{2} - tg\frac{\alpha'_o}{2} = \mu_p \frac{l}{D} \qquad (2.21)$$

Unghiurile fiind destul de mici ($\alpha_o/2 = 13^o$) se poate admite:

$$\frac{\alpha_o}{2} - \frac{\alpha'_o}{2} \approx \mu_p \frac{l}{D} \qquad (2.22)$$

$$\delta\alpha_o = \alpha_o - \alpha'_o \approx 2\mu_p \frac{l}{D} \qquad (2.23)$$

BUPT

Intrucît inserţia reprezintă o mică parte din volumul curelei, se poate considera că deformaţia se datoreşte în cea mai mare parte proprietăţilor elastice ale cauciucului, astfel că pentru $\mu_p \approx 0,5$ rezultă :

$$\delta\alpha_o \approx \frac{l}{D}\ [rad] \approx 57\frac{l}{D}\ [grade] \qquad (2.24)$$

La modificarea diametrului de înfăşurare între valorile extreme ale unui variator, rezultă:

$$\delta\alpha_{omax} \approx 57\frac{l}{h}\left(\frac{h}{D_{min}} - \frac{h}{D_{max}}\right) = 57\frac{l}{h}\frac{h}{D_{min}}\left(1 - \frac{D_{min}}{D_{max}}\right) \qquad (2.25)$$

Conform relaţiei (2.25), pentru un variator cu domeniul de reglare simetric $\Delta = (D_{max}/D_{min})^2 = 9$, cu lăţimea relativă a profilului curelei $l/h = 3,15$ şi diametrul relativ minim $D_{min}/h \approx 6$, rezultă $\delta\alpha_{max} \approx 20^o$. Valoarea obţinută este mare, reprezentînd abateri ale unghiului flancurilor curelei faţă de cel al discurilor de $\pm\ 10^o$. De aceea, la variatoarele cu domeniul de reglare mare ($\Delta > 4$) se utilizează CTL cu intradosul dinţat. Creşterea rigidităţii transversale a curelei, ca urmare a dinţării, conduce la micşorarea de 3...4 ori a variaţiei unghiului flancurilor [82].

Pentru CTL, modificarea unghiului flancurilor curelei a fost determinată de B.A.Pronin şi V.K.Martînov prin metoda energetică [85]. La deformarea prin încovoiere a curelei dintele a fost considerat ca o nervură de rigidizare care dă un moment încovoietor suplimentar; deformaţia de întindere-compresiune a nervurii în planul longitudinal al curelei s-a considerat neglijabilă; s-a considerat valabilă ipoteza secţiunilor plane. Cu notaţiile din figura 2.7 deformaţiile specifice după axele Oz respectiv Ox, pentru o curea vulcanizată pe un tambur de rază R, se pot scrie :

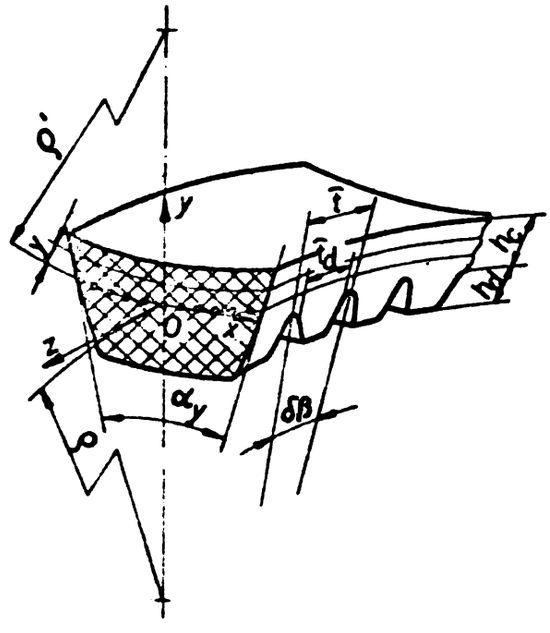


Fig.2.7.

BUPT

$$\left.\begin{aligned}\varepsilon_{zz} &= \frac{dz\frac{\rho+y}{\rho}-dz\frac{R+y}{R}}{dz\frac{R+y}{R}} \approx \frac{y}{\rho}\left(1-\frac{\rho}{R}\right);\ (cu\ \frac{y}{R}\approx 0)\\ \varepsilon_{xx} &= -\frac{y}{\rho'}\end{aligned}\right\} \qquad (2.26)$$

Admiţîndu-se $\rho = \nu\rho'$ şi $\varkappa = 1 - \rho/R$, rezultă :

$$\varepsilon_{zz} = y\frac{\varkappa}{\rho} \quad ; \quad \varepsilon_{xx} = -y\frac{\nu}{\rho} \qquad (2.27)$$

Tensiunile nominale corespunzătoare acestor deformaţii considerînd valabilă legea lui Hooke, sînt :

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{zz} &= \frac{E_{zz}}{1-\mu_p^2}\left(\varepsilon_{zz}+\mu_p\varepsilon_{xx}\right) = \frac{E_{zz}}{1-\mu_p^2}\frac{y}{\rho}\left(\varkappa-\nu\mu_p\right)\\ \sigma_{xx} &= \frac{E_{xx}}{1-\mu_p^2}\left(\varepsilon_{xx}+\mu_p\varepsilon_{zz}\right) = \frac{E_{xx}}{1-\mu_p^2}\frac{y}{\rho}\left(\mu_p\varkappa-\nu\right)\end{aligned}\right\} \qquad (2.28)$$

La curbarea curelei dinţate, se modifică unghiul flancurilor curelei atît pe înălţime cît şi în lungime. Valorile unghiului flancului în diferite puncte pe lungimea curelei (pentru y = const.) sînt extreme în mijlocul dintelui şi între doi dinţi. Diferenţa însă nu depăşeşte 2...3° la înfăşurarea pe diametre uzuale. In figurile 2.8, a şi b sînt reprezentate profilele flancurilor curelei în dreptul unui dinte respectiv între doi dinţi. In punctul A, între doi dinţi, are loc o bombare şi nu se menţine valabilă ipoteza secţiunilor plane. Extinderea acestei zone fiind mică, a fost neglijată.

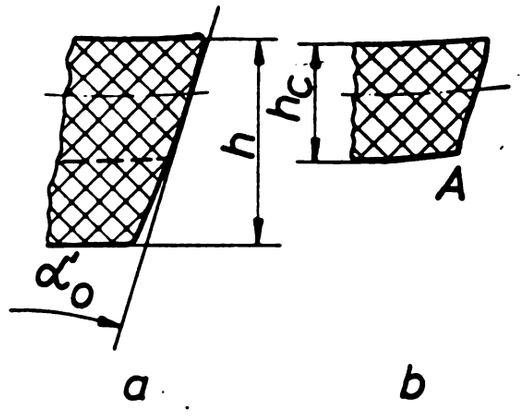


Fig.2.8.

Momentul M_{xx} dat de dinte, ca o nervură de rigidizare, s-a considerat, cu aproximaţie, uniform distribuit pe lungimea curelei. Aceasta a permis analiza unui element de o lungime corespunzătoare cu un pas.

Energia potenţială de deformare a unui element de curea de înălţime h_c şi lungime t este :

$$U = \int_V u\,dV = \int_{A_{xy}} \frac{1}{2}\left[\sigma_{zz}\left(\frac{\sigma_{zz}}{E_{zz}}-\mu_p\frac{\sigma_{xx}}{E_{xx}}\right)+\sigma_{xx}\left(\frac{\sigma_{xx}}{E_{xx}}-\mu_p\frac{\sigma_{zz}}{E_{zz}}\right)\right] t\,\frac{\rho+y}{\rho}\,dA_{xy} \qquad (2.29)$$

BUPT

Notînd: $E_{iz}I_z = \int_{Axy} E_{zz}\ y^2 dA_{xy}$, $E_{ix}I_z = \int_{Axy} E_{xx}\ y^2 dA_{xy}$ şi ţinînd cont de (2.27) şi (2.28) relaţia (2.29) devine:

$$U = \frac{1}{2}\frac{I_z}{(1-\mu_p^2)\rho^2}\left[(x^2 - \mu_p xy)E_{iz} + (y^2 - \mu_p xy)E_{ix}\right]t \qquad (2.30)$$

Considerînd dintele de formă paralelipipedică, energia potenţială de deformaţie a acestuia este :

$$U_d = \int_{V_d} u_d\, dV_d = b_d \int_{Axyd} \frac{1}{2} E_d \left(\frac{y}{\rho}\right)^2 y^2 dA_{xyd} \qquad (2.31)$$

La înfăşurarea curelei, dintele este supus la încovoiere în raport cu axa sa neutră şi la întindere după axa Ox. Considerînd că raza de curbură a dintelui este mare, se poate scrie :

$$\int_{Axyd} E_d y^2 dA_{xyd} \approx E_{td} I_{zd}\ , \qquad (2.32)$$

astfel că energia potenţială a acestuia devine :

$$U_d = \frac{1}{2}\frac{E_{td}}{\rho^2} I_{zd}\, y^2 b_d \qquad (2.33)$$

Lucrul mecanic ce se consumă pentru deformarea unui element de curea de lungime t este :

$$L = \frac{1}{2} M_{zz}\, d\beta = \frac{1}{2}\frac{E_{iz} I_z}{1-\mu_p^2}\frac{t}{\rho} x(x - \mu_p y) \qquad (2.34)$$

în care: $d\beta = x\frac{t}{\rho}$ este unghiul la centru corespunzător unui pas t, şi :

$$M_{zz} = \int_{Axy} \sigma_{zz} y^2 dA_{xy} = \frac{E_{iz} I_z}{\rho}\frac{(x - \mu_p y)}{1-\mu_p^2} \qquad (2.35)$$

Egalînd lucrul mecanic de deformaţie cu energia potenţială şi explicitînd de aici pe y rezultă :

$$y = \frac{x\mu_p}{c} \qquad (2.36)$$

în care :

$$c = 1 + \frac{E_{td}}{E_{iz}}\frac{E_{iz}}{E_{ix}}\frac{I_{zd}}{I_z}\frac{b_d}{t}(1-\mu_p^2) \qquad (2.37)$$

In prima aproximaţie se poate considera $E_{iz} = E_{ix}$. Din relaţia (2.36) rezultă că $0 \leq y \leq \mu_p$ şi depinde de c. Cu acestea, unghiul flancurilor canalului se determină cu relaţia :

BUPT

$$tg\frac{\alpha_y}{2}=\frac{(1-\varepsilon)tg\frac{\alpha_o}{2}-tg\frac{\theta_y}{2}}{(1-\varepsilon)tg\frac{\alpha_o}{2}tg\frac{\theta_y}{2}+1} \qquad (2.38)$$

dedusă în [83], în care:

$$\theta_y=\frac{\nu}{\rho}(1+2y\,tg\frac{\alpha_o}{2}) \qquad (2.39)$$

Pentru fibrele din dreptul lăţimii primitive (v.fig.25) $y=0$, $\varepsilon'=0$, $\theta_y=\theta_o$ astfel că :

$$tg\frac{\alpha_o'}{2}=\frac{tg\frac{\alpha_o}{2}-tg\frac{\theta_o}{2}}{tg\frac{\alpha_o}{2}tg\frac{\theta_o}{2}+1} \qquad (2.4o)$$

sau:

$$\alpha_o'=\alpha_o-\theta_o \qquad (2.41)$$

Variaţia unghiului flancurilor rezultă

$$\delta\alpha=\alpha_o-\alpha_o'=\theta_o=\frac{\nu}{\rho}l \qquad (2.42)$$

Introducînd (2.36) în (2.42) rezultă :

$$\delta\alpha=\frac{x\mu_e}{c\rho}l \qquad (2.43)$$

Pentru curele vulcanizate în formă dreaptă $x=1$ şi

$$\delta\alpha=\frac{\mu_e}{c\rho}l=\frac{2\mu_e}{cD}l \qquad (2.44)$$

Relaţia poate fi utilizată numai pentru porţiunea nedinţată a curelei deoarece unghiul flancurilor dintelui practic nu se modifică la încovoierea curelei. Relaţia este generală pentru toate tipurile de curele deoarece proprietăţile şi parametrii fiecărei curele se exprimă prin coeficientul ν. La curelele fără dinţi $c=1$ astfel că $\nu=x\mu_p$.

In urma unor încercări efectuate pe două tipuri de curele s-a obţinut $c=2,5...5$ [85]. De aici, rezultă că modificarea unghiului flancurilor la curelele dinţate este mult mai mică decît la cele nedinţate. Aceasta permite utilizarea discurilor conice cu unghiul flancurilor constant. La variatoarele cinematic simetrice, discurile de pe cei doi arbori trebuie să aibă aceeaşi conicitate. La variatoarele cinematic asimetrice discurile de pe cei doi arbori trebuie să aibă conicitate diferită.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

Pentru a micşora variaţia unghiului flancurilor curelei se recomandă dinţi cît mai înalţi - pînă la $h_d \approx (0,45...0,5)h$ - care au ca efect creşterea lui I_{zd}, descreşterea lui I_z şi a pierderilor datorită încovoierii. Materialul dinţilor şi învelişul trebuie alese astfel încît să se mărească rigiditatea longitudinală a dintelui, (cauciuc dur şi ţesătura învelişului cu firele orientate după axele O_z şi O_x) şi a raportului b_d /t. De asemenea, se recomandă realizarea dintelui prin vulcanizare în formă, nu prin tăiere.

In relaţiile prezentate, variaţia unghiului flancurilor este determinată pentru deformarea liberă a curelei prin simpla încovoiere la o rază egală cu raza roţii. In realitate, cureaua nu se încovoaie liber. R.V.Eriţian determină deformaţia curelei în condiţii de funcţionare, supusă fiind la tracţiune de eforturile din ramuri şi la compresiune datorită apăsării discurilor [16].

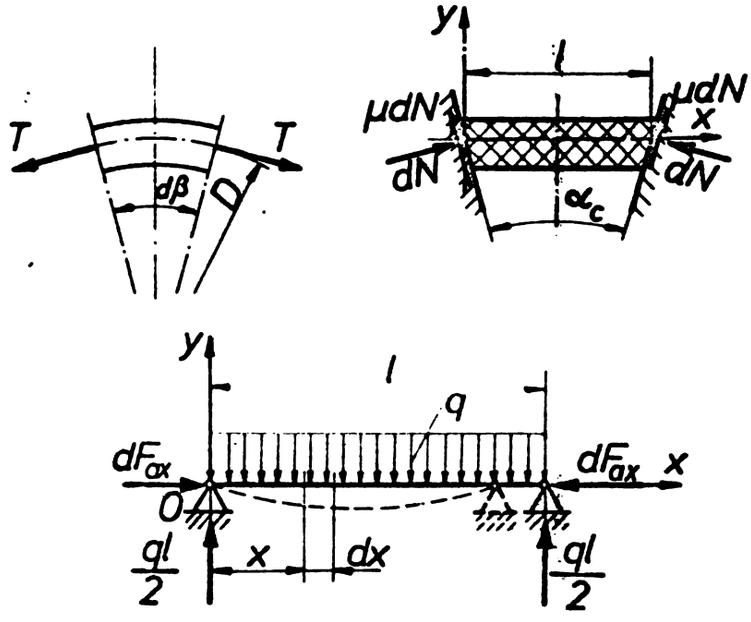


Fig.2.9.

Admiţînd schematizarea din figura 2.9, asupra unui element de curea corespunzător unghiului la centru $d\beta$ acţionează eforturile T din ramuri, presiunea normală dN din partea roţii şi forţele de frecare μdN. Considerînd $\sin\frac{d\beta}{2} \approx d\beta/2$, $T = \sigma_t h$, $\theta = \text{arc tg}\mu$ şi proiectînd pe axe a rezultat:

$$dF_{ax} = \frac{\sigma_t h}{2tg(\frac{\alpha}{2}+\theta)} d\beta \qquad (2.45)$$

BUPT

Momentul încovoietor, într-o secţiune determinată de abscisa x, produs de forţa axială dF_{ax}, de sarcina distribuită $q = \sigma h d\beta$ şi de încovoierea pe raza D/2 este:

$$M = -dF_{ax}\, y + ql\frac{x}{2} - \frac{q^2}{2}x^2 + EI\frac{2\mu_p}{D}, \qquad (2.46)$$

cu care ecuaţia diferenţială a liniei elastice rezultă:

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = -dF_{ax}\, y + ql\frac{x}{2} - \frac{q^2}{2}x^2 + EI\frac{2\mu_p}{D} \qquad (2.47)$$

Notînd: $dF_{ax}/EI = k^2$ şi $I = Dh^3 d\beta/24$, (2.47) devine:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + k^2 y = \frac{q}{2EI}(lx - x^2) + \frac{2\mu_p}{D} \qquad (2.48)$$

Ecuaţia (2.48) este valabilă pentru orice porţiune de element de curea de pe arcul de înfăşurare deoarece $q/I = 24\sigma/Dh^2 = \text{const.}$ şi nu depinde de β. După o integrare a ecuaţiei (2.48), pentru $x = 0$ şi $x = l$, se obţine variaţia unghiului flancurilor curelei.

$$d\alpha = 2\,\text{arctg}\left.\frac{dy}{dx}\right|_{x=0} \approx 2\left.\frac{dy}{dx}\right|_{x=0} = 2\frac{q}{EIk^3}\left(\text{tg}\frac{kl}{2} - \frac{kl}{2}\right) + \frac{2\mu_p}{Dk}\text{tg}\frac{kl}{2} \qquad (2.49)$$

Notînd $kl/2 = m$, după transformări se obţine:

$$d\alpha = 2\left\{\frac{\text{tg}\,m}{m}\left[\text{tg}\left(\frac{\alpha_c}{2} + \theta\right) + \frac{l}{D}\mu_p\right] - \text{tg}\left(\frac{\alpha_c}{2} + \theta\right)\right\} \qquad (2.50)$$

Pentru valori mici ale efortului de întindere din curea (k-mic), după ridicarea nedeterminării, relaţia (2.50) se transformă în :

$$d\alpha \approx 2\mu_p\frac{l}{D}$$

care este identică cu relaţia (2.23)

Pentru a ţine seamă de vulcanizarea în formă se introduce: $x = 1 - \pi D_p/L$ cu care:

$$d\alpha = 2\left\{\frac{\text{tg}\,m}{m}\left[\text{tg}\left(\frac{\alpha_c}{2} + \theta\right) + x\frac{l}{D}\mu_p\right] - \text{tg}\left(\frac{\alpha_c}{2} + \theta\right)\right\} \qquad (2.51)$$

Ţinînd cont de relaţiile prezentate se pot trage următoarele concluzii:

BUPT

- unghiul flancurilor curelei este o mărime variabilă depinzînd de diametrul de înfăşurare (sau de raportul D/h) şi de mărimea tensiunii din ramurile curelei;
- la un variator cu discuri tronconice, unghiul flancurilor curelei coincide cu cel al discurilor pentru un singur raport de transmitere, la toate celelalte rapoarte de transmitere el este diferit de cel al discurilor;
- variaţia unghiului flancurilor discurilor, din condiţia menţinerii lungimii conturului înfăşurat, pentru întregul domeniu de reglare al variatorului rezultă mai mică decît variaţia unghiului flancurilor curelelor nedinţate, dar, mai mare decît a curelelor dinţate;
- întrucît este mai importantă menţinerea tensiunii iniţiale în curea, profilarea discurilor trebuie făcută din condiţia menţinerii lungimii conturului înfăşurat şi nu din condiţia egalităţii cu unghiul flancurilor curelei;
- dacă la înfăşurarea fără tensionare contactul curea-roată se face după o linie, atunci la tensionare, contactul se va distribui pe toată suprafaţa activă dar presiunea nu se repartizează uniform. Aceasta conduce la o uzură neuniformă a flancurilor curelei.
- se recomandă ca unghiul flancurilor curelei să coincidă cu cel al discurilor în poziţia corespunzătoare raportului i = 1. Astfel se asigură o uzură mai uniformă a flancurilor curelei deoarece pentru $i \neq 1$, uzura va fi mai pronunţată pe un disc spre partea superioară a flancului iar pe celălalt spre partea inferioară a flancului.

2.2. ASPECTE CINEMATICE

O transmisie obişnuită prin curele, cu raport de transmitere constant, este din punct de vedere cinematic definită, dacă se cunosc: viteza unghiulară a roţii motoare, raportul de transmitere, viteza curelei şi frecvenţa flexiunilor acesteia. Datorită posibilităţilor funcţionale mai largi, în cinematica variatoarelor în general, a celor cu element flexibil în particular, aria problematicii este mai extinsă. Un variator prin natura funcţiei, trebuie să asigure, între anumite limite, posibilitatea realizării

BUPT

oricărui raport de transmitere. Domeniul de rapoarte de transmitere ce poate fi acoperit de un variator, reprezintă o mărime cinematică caracteristică, acceptată ca atare de toţi cercetătorii ce se ocupă de acest gen de transmisii. Această mărime însă, singură, nu este suficientă pentru caracterizarea cinematică a unei transmisii cu raport de transmitere variabil [21]. Problema a fost sesizată de B.A. Pronin şi rezolvată într-un fel, prin considerarea în plus a unuia sau ambelor rapoarte de transmitere extreme [81]. Prin enunţarea rapoartelor de transmitere extreme însă, nu se oferă o imagine sintetică şi clară a posibilităţilor cinematice ale unui variator, astfel încît, reconsiderarea problemei în scopul introducerii unei sistematici nu a părut lipsită de interes [21].

In [21], autorul a arătat că un variator este din punct de vedere cinematic complet definit prin două mărimi adimensionale caracteristice:

- domeniul de reglare Δ şi
- raportul de transmitere mediu i_m.

Domeniul de reglare al unui variator este prin definiţie, raportul vitezelor unghiulare extreme ale elementului condus :

$$\Delta = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} \qquad (2.52)$$

In acelaşi timp reprezintă şi cîtul rapoartelor de transmitere extreme :

$$\Delta = \frac{i_{max}}{i_{min}} \qquad (2.53)$$

Din relaţiile (2.52) şi (2.53) se vede că domeniul de reglare nu exprimă nici o legătură între vitezele unghiulare ale arborelui condus şi cea a arborelui motor. Pentru a exprima această legătură autorul a considerat necesar introducerea noţiunii de raport de transmitere mediu.

Raportul de transmitere mediu a fost definit de către autor [21] ca fiind media geometrică (armonică) a rapoartelor de transmitere extreme ale variatorului :

$$i_m = \sqrt{i_{max}\, i_{min}} \qquad (2.54)$$

BUPT

Raportul de transmitere mediu mai poate fi definit şi ca raport dintre viteza unghiulară a elementului motor şi media geometrică a vitezelor unghiulare extreme ale elementului condus :

$$i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_{2max}\omega_{2min}}} \qquad (2.55)$$

Cunoaşterea raportului de transmitere mediu oferă o informaţie mai sintetică asupra posibilităţilor cinematice ale variatorului, indică gradul de asimetrie cinematică a acestuia. Odată introdusă această mărime, se poate vorbi de variatoare cinematic simetrice sau asimetrice. Variatoarele cu raport de transmitere mediu egal cu unitatea, se vor numi variatoare simetrice, toate celelalte asimetrice.

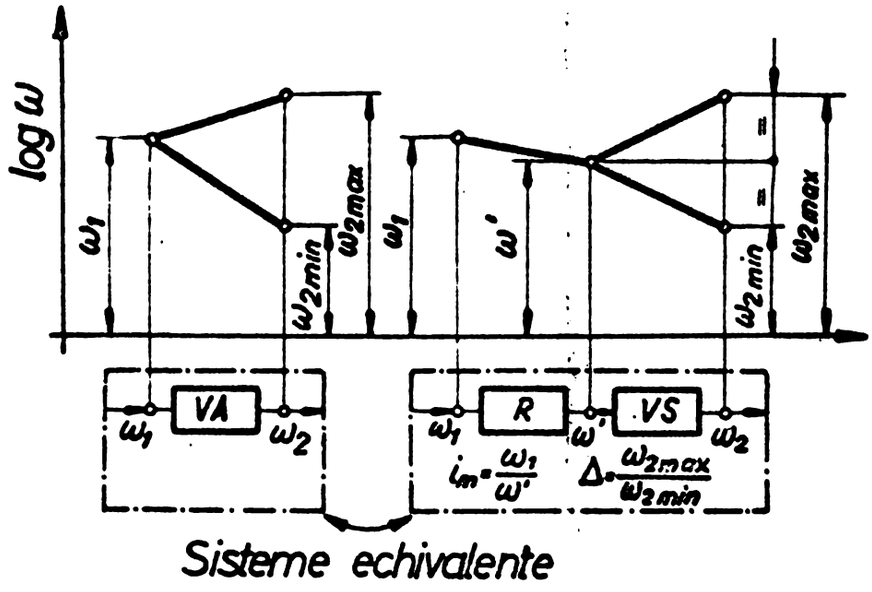


Fig.2.10.

Semnificaţia raportului de transmitere mediu este ilustrată în figura 2.10. Conform acesteia, raportul de transmitere mediu poate fi considerat raportul de transmitere al reductorului, din sistemul echivalent reductor-variator simetric (R-VS), care înlocuieşte din punct de vedere formal variatorul asimetric (VA). In figură, segmentele măsurate în lungul ordonatei, reprezentînd vitezele unghiulare, sînt trasate la scară logaritmică.

In locul raportului de transmitere mediu, se poate considera şi unul din rapoartele de transmitere extreme, dar, niciodată acestea nu vor reprezenta o informaţie mai bogată decît primul.

BUPT

La transmisiile fără alunecare ($v_1 = v_2$), pentru variatoare duo (v.fig.1.2), se pot scrie relaţiile :

$$\Delta = \frac{D_{1max}\, D_{2max}}{D_{1min}\, D_{2min}} \tag{2.56}$$

$$i_m = \sqrt{\frac{D_{2max}\, D_{2min}}{D_{1max}\, D_{1min}}} = i_{max,min}\, \Delta^{\mp\frac{1}{2}} \tag{2.57}$$

$$\omega_{2max,min} = \omega_1 \frac{\Delta^{\mp\frac{1}{2}}}{i_m} \tag{2.58}$$

$$D_{2max,min} = D_{1min,max}\, i_m\, \Delta^{\mp\frac{1}{2}} \tag{2.59}$$

Pentru variatoarele mono (v.fig.1.1 ; la care $D_{1max} = D_{1min} = D_1$ = const.) sau ($D_{2max} = D_{2min} = D_2$ = const) relaţiile (2.56) şi (2.57) devin :

$$\Delta = \frac{D_{2max}}{D_{2min}} \tag{2.60}$$

$$i_m = \frac{\sqrt{D_{2max}\, D_{2min}}}{D_1} \quad \text{sau} \quad i_m = \frac{D_2}{\sqrt{D_{1max}\, D_{1min}}} \tag{2.61}$$

In cazul particular cînd diametrele extreme ale elementelor motor şi condus sînt egale, ($D_{1max} = D_{2max} = D_{max}$ şi $D_{1min} = D_{2min} = D_{min}$) este realizată simetria geometrică şi relaţiile (2.56) şi (2.57) devin :

$$\Delta = \left(\frac{D_{max}}{D_{min}}\right)^2 \tag{2.62}$$

$$i_m = 1 \tag{2.63}$$

Cum $i_m = 1$, se realizează şi simetria cinematică.

La transmisiile reale, care funcţionează cu alunecare,

$$v_2 = (1-\xi)\, v_1 \tag{2.64}$$

In acelaşi mod, se pot scrie relaţiile :

$$i_{max} = \frac{D_{2max}}{(1-\xi')\, D_{1min}} \quad ; \quad i_{min} = \frac{D_{2min}}{(1-\xi'')\, D_{1max}} \tag{2.65}$$

BUPT

$$\Delta = \frac{1-\xi''}{1-\xi'} \frac{D_{1max} D_{2max}}{D_{1min} D_{2min}} \qquad (2.66)$$

$$i_m = \sqrt{\frac{1}{(1-\xi')(1-\xi'')} \frac{D_{2max} D_{2min}}{D_{1max} D_{1min}}} \qquad (2.67)$$

Pentru variatoarele mono relaţiile (2.66) şi (2.67) devin :

$$\Delta = \frac{1-\xi''}{1-\xi'} \frac{D_{1,2max}}{D_{1,2min}} \qquad (2.68)$$

$$i_m = \frac{D_2}{\sqrt{(1-\xi')D_{1min}(1-\xi'')D_{1max}}} \text{ sau } i_m = \frac{1}{D_1} \sqrt{\frac{D_{2max} D_{2min}}{(1-\xi')(1-\xi'')}} \qquad (2.69)$$

In cazul variatoarelor duo geometric simetrice relaţiile (2.66) şi (2.67) devin :

$$\Delta = \frac{1-\xi''}{1-\xi'} \left(\frac{D_{max}}{D_{min}}\right)^2 \qquad (2.7o)$$

$$i_m = \frac{1}{\sqrt{(1-\xi')(1-\xi'')}} \qquad (2.71)$$

iar pentru variatoarele mono relaţiile (2.68) şi (2.69) devin:

$$\Delta = \frac{1-\xi''}{1-\xi'} \frac{D_{1,2max}}{D_{1,2min}} \qquad (2.72)$$

$$i_m = \frac{1}{\sqrt{(1-\xi')(1-\xi'')}} \qquad (2.73)$$

De obicei, alunecările elastice ξ' şi ξ'' corespunzătoare rapoartelor de transmitere extreme se consideră egale. Se ajunge astfel, pe baza relaţiei (2.66) la concluzia că alunecarea elastică nu influenţează asupra mărimii domeniului de reglare [83]. In realitate, coeficienţii ξ' şi ξ'' au valori distincte întrucît sînt proporţionali cu tensiunea utilă, care, în general nu este constantă putînd varia odată cu reglarea, chiar de la simplu la triplu. Avînd însă în vedere că în condiţii normale de funcţionare $\xi \leq 0{,}03$, raportul $(1-\xi'')/(1-\xi')$ se poate lua aproximativ egal cu unitatea şi astfel se poate accepta că alunecarea elastică aproape că nu influenţează domeniul de reglare.

BUPT

Nu acelaşi lucru se poate afirma despre influenţa alunecării elastice asupra raportului de transmitere mediu.

Dacă pentru cazul ideal (fără alunecare) odată cu simetria geometrică se realizează şi simetria cinematică, pentru cazul real, simetria geometrică va introduce o oarecare asimetrie cinematică cu raport de transmitere mediu supraunitar.

Deşi din punct de vedere matematic domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu sînt două mărimi independente, pentru variatoarele cu element flexibil ele sînt legate prin intermediul geometriei profilului trapezoidal. Problema care se pune constă în exprimarea cantitativă a dependenţei dintre domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu. Se afirmă, că domeniul de reglare maxim se obţine cu variatoare simetrice, fără a se face vreo referire la măsura în care asimetria influenţează asupra mărimii domeniului de reglare [81]. Din punct de vedere al reducerii greutăţii şi gabaritului ansamblului transmisiei, autorul a arătat că, în general, există interesul de a folosi motoare cît mai rapide (cu moment de torsiune şi greutate cît mai mică), cuplate cu variatoare asimetrice cu $i_m > 1$ [2o] . In consecinţă, prezintă interes dependenţa dintre domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu.

Comparînd relaţiile (2.7) şi(2.62), rezultă imediat că, la un variator, domeniul de reglare depinde de parametrii adimensionali ℓ/h, b/h şi unghiul α care caracterizează geometria profilului elementului flexibil, precum şi de parametrul funcţional D_{min}/h care caracterizează gradul de încovoiere la înfăşurarea pe diametrul minim [82] . Parametrul funcţional D_{min}/h este limitat inferior din condiţii de durabilitate pentru elementul flexibil.

Dacă, la un variator cu domeniul de reglare simetric se neglijează alunecările, între diametrele primitive ale roţilor se poate scrie sistemul de relaţii :

$$\left.\begin{aligned} \Delta &= \frac{D_{1max}\,D_{2max}}{D_{1min}\,D_{2min}} = \left(\frac{D_{1max}}{D_{1min}}\right)^2 \\ i_m &= \sqrt{\frac{D_{2max}\,D_{2min}}{D_{1max}\,D_{1min}}} = 1 \\ D_{1max} - D_{1min} &\approx D_{2max} - D_{2min} \end{aligned}\right\} \qquad (2.74)$$

Dînd raportului de transmitere mediu diferite valori $i_m > 1$ şi menţinînd constante valorile D_{1max} şi D_{1min} (ca

BUPT

valori extreme realizabile cu profilul de curea dat, la o valoare dată a parametrului D_{1min}/h), diametrele primitive extreme $D_{2max,min}$ vor lua alte valori $D'_{2\ max}$ şi D'_{2min} astfel încît să rămînă satisfăcute relaţiile :

$$\left.\begin{aligned} \Delta' &= \frac{D_{1max}\,D'_{2max}}{D_{1min}\,D'_{2min}} = \sqrt{\Delta}\,\frac{D'_{2max}}{D'_{2min}} \\ i_m &= \sqrt{\frac{D'_{2max}\,D'_{2min}}{D_{1max}\,D_{1min}}} \\ D_{1max} - D_{1min} &\approx D'_{2max} - D'_{2min} \end{aligned}\right\} \qquad (2.75)$$

(Conform § 2.1, ultima relaţie din sistemul (2.75) este aproximativă).

Eliminînd din sistemul (2.75) mărimile D'_{2max} şi D'_{2min} autorul a obţinut dependenţa $\Delta' = \Delta'(\Delta, i_m)$ de forma :

$$\Delta' = \frac{1}{2}\left(\frac{\sqrt{\Delta}-1}{i_m}\right)^2 + \sqrt{\Delta} \pm \frac{\sqrt{\Delta}-1}{i_m}\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\sqrt{\Delta}-1}{i_m}\right)^2 + \sqrt{\Delta}} \qquad (2.76)$$

reprezentată în figura 2.11. [21].

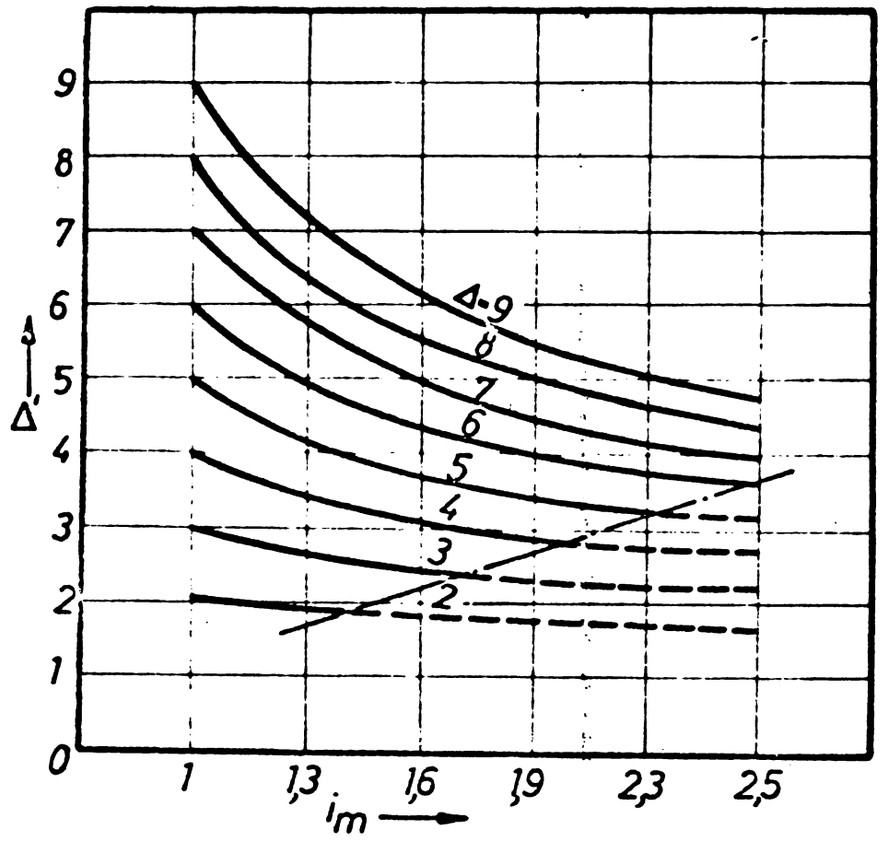


Fig.2.11

BUPT

In figura 2.11 mai este trasat, cu linie-punct, locul geometric al punctelor reprezentînd variatoarele asimetrice total reductoare pentru care $\omega_{2max} = \omega_1$, ($i_m = \sqrt{\Delta}$). Este evident, că valori mai mari pentru raportul de transmitere mediu decît cele corespunzătoare liniei-punct din figură, reprezintă soluţii neraţionale datorită creşterii gabaritului. Din figură, rezultă că înlocuirea unui variator simetric printr-unul asimetric determină o micşorare mai pronunţată a domeniului de reglare la variatoarele cu domeniu de reglare mare. Dacă, spre exemplu, cu un anumit profil şi un anumit raport D_{min}/h se poate realiza în cazul reglării simetrice un domeniu de reglare $\Delta = 9$, în aceleaşi condiţii, dar cu $i_m = 1,3$, domeniul de reglare va descreşte la $\Delta' = 7,1$, corespunzînd unei descreşteri relative de 21,2%. Trecerea de la $i_m = 1$ la $i_m = 1,3$, determină la un $\Delta = 3,0$ micşorare a domeniului de reglare la $\Delta' = 2,65$, reprezentînd o descreştere relativă de numai 11,7 %. De aceea, cînd se impune realizarea unui domeniu de reglare cît mai mare, se preferă variatoarele simetrice.

Spre deosebire de variatoarele duo, la variatoarele mono, aşa cum rezultă din relaţiile (2.60) şi (2.61), domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu sînt două mărimi independente, depinzînd numai de geometria profilului elementului flexibil şi de raportul D_{min}/h admis. De aceea, cînd se impune realizarea unei asimetrii cinematice mari ($i_m \approx 2$), la un domeniu de reglare relativ mic ($\Delta' \leq 3$), trebuie preferate variatoarele mono.

Din relaţiile scrise pînă aici, rezultă strînsa dependenţă dintre caracteristicile cinematice şi geometria unui variator. Dacă în sistemul :

$$\left.\begin{aligned} &\frac{D_{1,2min}}{h} \leq \frac{0,95\frac{l}{h}\operatorname{ctg}\frac{\alpha_c}{2} - 2\left(1-\frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{1,2max}}{D_{1,2min}} - 1} \\ &D_{2max,min} = D_{1min,max}\, i_m \Delta^{\pm\frac{1}{2}} \\ &D_{1max} - D_{1min} \approx D_{2max} - D_{2min} \end{aligned}\right\} \qquad (2.77)$$

format din (2.7), (2.59) şi ultima din relaţiile sistemului (2.74) se elimină $D_{1,2max}$ şi $D_{1,2min}$, rezultă că raportul adimensional $D_{1,2min}/h$ depinde exclusiv de caracteristicile cinematice ale variatorului şi de geometria profilului curelei.

BUPT

Dacă se notează: $D_{min}/h = D_{rmin}$, $\ell/h = \ell_r$, $b/h = b_r$ şi $tg(\alpha_c/2) = \nu$ atunci: pentru $i_m \geq 1$

$$D_{rmin} = D_{r1min} \leq \frac{1+i_m\Delta^{-\frac{1}{2}}}{(\Delta-1)i_m\Delta^{-1/2}}[0,95\ell_r\nu^{-1}-2(1-b_r)] \qquad (2.78)$$

iar pentru : $i_m < 1$

$$D_{rmin} = D_{r2min} \leq \frac{1+i_m\Delta^{-\frac{1}{2}}}{\Delta-1}[0,95\ell_r\nu^{-1}-2(1-b_r)] \qquad (2.79)$$

Pentru o serie raţională de curele (cum este cea din STAS 7503-66, la a cărui elaborare a contribuit autorul şi care este în concordanţă şi cu recomandarea ISO/DR 1604) conţinînd un şir de profile geometric asemenea termenii din parantezele relaţiilor (2.78)şi (2.79) sînt constanţi ($\ell_r = 3,15$; $\alpha_c = 26^o$ şi $b_r = 0,25$) astfel că D_{rmin} devine independent de mărimea profilului curelei. Intrucît raportul D_{min}/h este determinant asupra durabilităţii, aceasta crescînd odată cu D_{min}/h, inegalităţile (2.78) şi (2.79) scrise pentru cazul limită vor determina valoarea maximă a raportului D_{min}/h pentru care se mai poate realiza cinematica impusă prin Δ şi i_m. In tabelul 2.1 sînt trecute aceste valori, calculate după schema logică din figura 2.12. Pentru o uşoară şi rapidă alegere a raportului maxim D_{min}/h relaţiile (2.78) şi (2.79) sînt reprezentate sub formă de nomogramă în figura 2.13. In scopul asigurării unei durabilităţi economice pentru curea, se recomandă ca $D_{min}/h \geq 4,5...5$. In aceste condiţii domeniul de reglare maxim realizabil cu profilele STAS este $\Delta \leq 9$.

Pe lîngă avantajul rezultat din asemănarea geometrică a profilelor STAS, pentru fiecare mărime au fost stabilite nouă lungimi de curea multipli de acelaşi ordin de multiplicitate ai înălţimii h, astfel încît valoarea minimă să fie 90 h şi maxima 200 h.

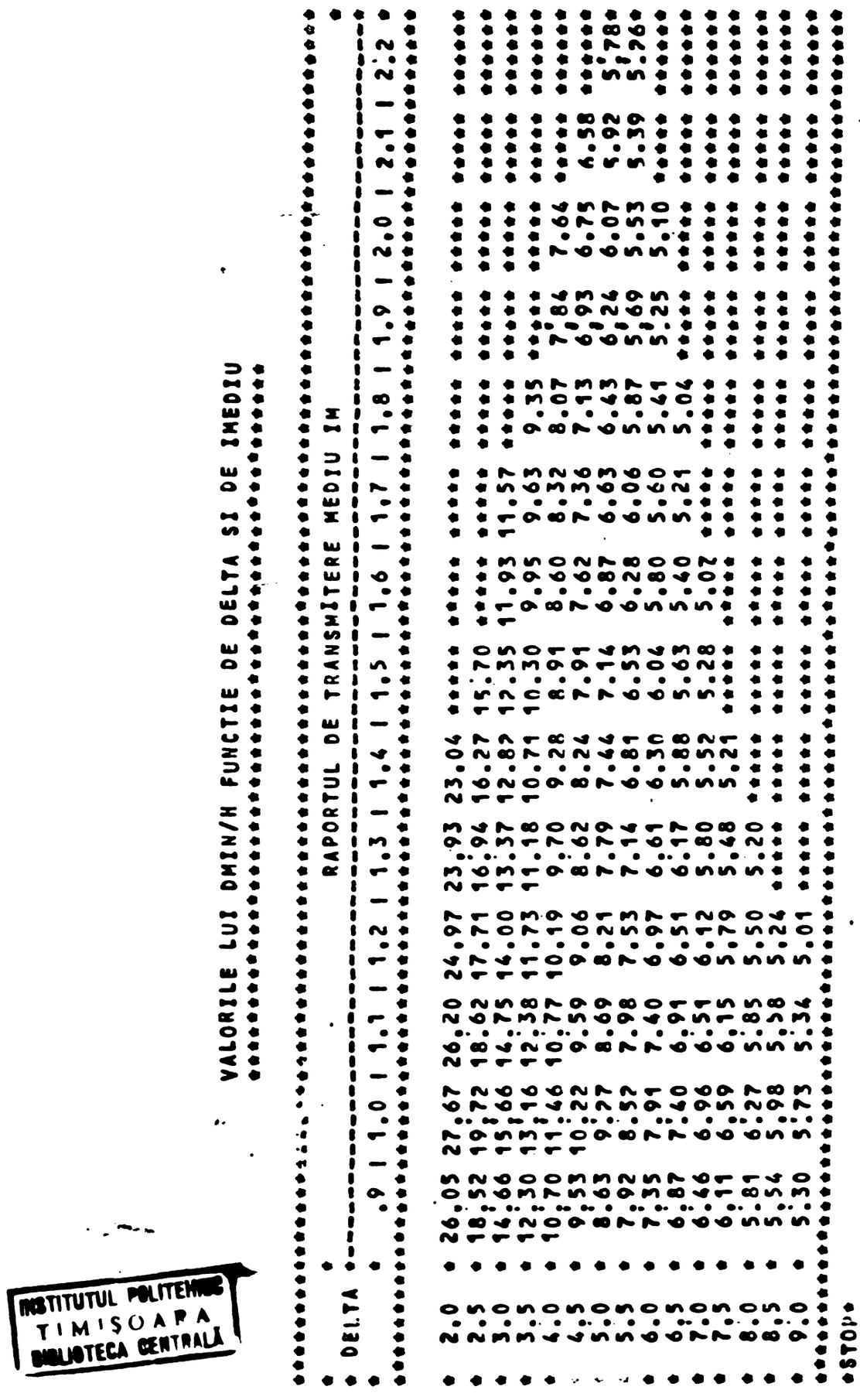
In acest mod în tratarea geometriei şi cinematicii unui variator cele 9 profile se reduc la un singur profil, care poate fi numit "profilul unitar" de lăţime 3,15 h şi $\alpha_c = 26^o$ avînd 8 "lungimi unitare" 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180 şi 200 h.

Prin aceasta, înălţimea h a profilului curelei capătă semnificaţia unui factor de scară a cărui valoare este determinată de mărimea sarcinii ce trebuie transmisă şi rezultă dintr-un calcul de dimensionare.

BUPT

Tabelul 2.1

Valorile maxime ale lui Drmin funcţie de Δ şi i_m



VALORILE LUI DMIN/H FUNCTIE DE DELTA SI DE IMEDIU

RAPORTUL DE TRANSMITERE MEDIU IM

DELTA	.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2
2.0	26.05	27.67	26.20	24.97	23.93	23.04	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
2.5	18.52	19.72	18.62	17.71	16.94	16.27	15.70	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
3.0	14.66	15.66	14.75	14.00	13.37	12.82	12.35	11.93	11.57	*****	*****	*****	*****	*****
3.5	12.30	13.16	12.38	11.73	11.18	10.71	10.30	9.95	9.63	9.35	*****	*****	*****	*****
4.0	10.70	11.46	10.77	10.19	9.70	9.28	8.91	8.60	8.32	8.07	7.84	7.64	*****	*****
4.5	9.53	10.22	9.59	9.06	8.62	8.24	7.91	7.62	7.36	7.13	6.93	6.75	6.58	*****
5.0	8.63	9.27	8.69	8.21	7.79	7.44	7.14	6.87	6.63	6.43	6.24	6.07	5.92	5.78
5.5	7.92	8.52	7.98	7.53	7.14	6.81	6.53	6.28	6.06	5.87	5.69	5.53	5.39	5.26
6.0	7.35	7.91	7.40	6.97	6.61	6.30	6.04	5.80	5.60	5.41	5.25	5.10	*****	*****
6.5	6.87	7.40	6.91	6.51	6.17	5.88	5.63	5.40	5.21	5.04	*****	*****	*****	*****
7.0	6.46	6.96	6.51	6.12	5.80	5.52	5.28	5.02	*****	*****	*****	*****	*****	*****
7.5	6.11	6.59	6.15	5.79	5.48	5.21	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
8.0	5.81	6.27	5.85	5.50	5.20	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
8.5	5.54	5.98	5.58	5.24	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****
9.0	5.30	5.73	5.34	5.01	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****	*****

STOP

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

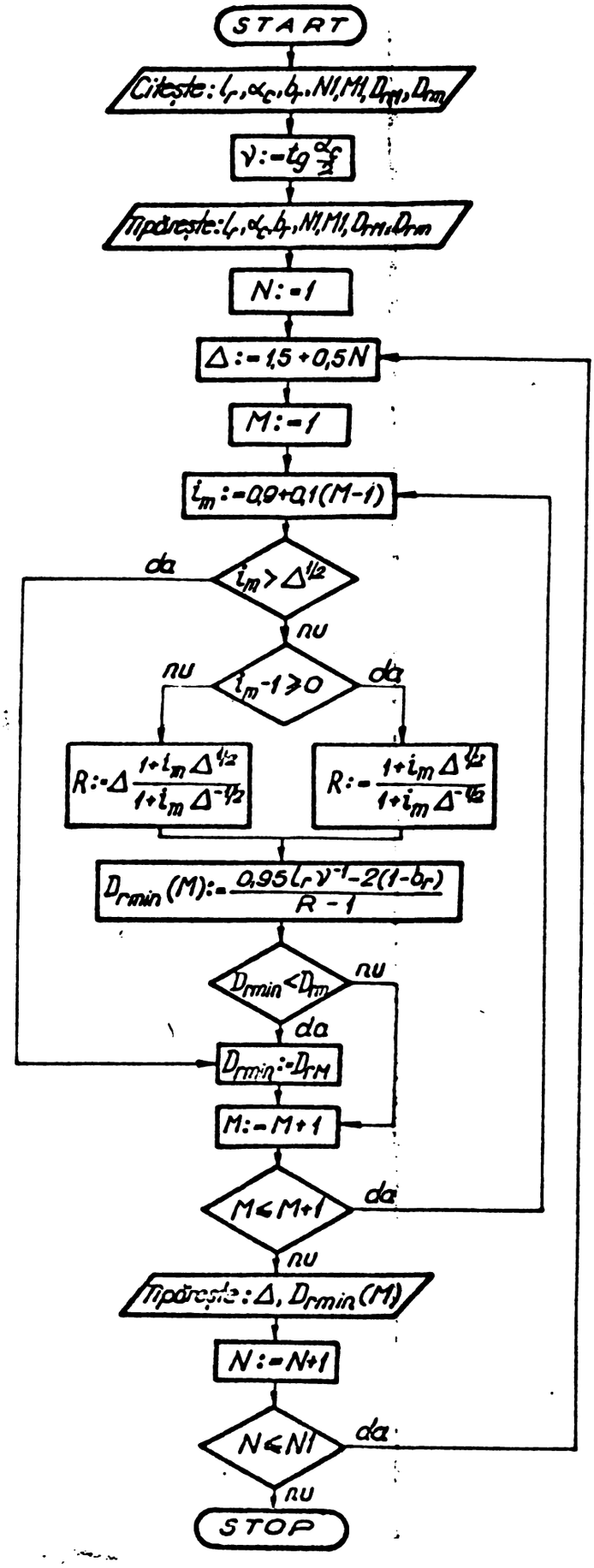

START
Citește: $l_r, \alpha_c, b_r, N1, M1, D_{rM}, D_{rm}$
$\nu := -tg\frac{\alpha_c}{2}$
Tipărește: $l_r, \alpha_c, b_r, N1, M1, D_{rM}, D_{rm}$
$N := -1$
$\Delta := -1,5 + 0,5N$
$M := -1$
$i_m := -0,9 + 0,1(M-1)$
da
$i_m > \Delta^{1/2}$
nu
nu
$i_m - 1 \geq 0$
da
$R := -\Delta \frac{1 + i_m \Delta^{1/2}}{1 + i_m \Delta^{-1/2}}$
$R := -\frac{1 + i_m \Delta^{1/2}}{1 + i_m \Delta^{-1/2}}$
$D_{rmin}(M) := -\frac{0,95 l_r \nu^{-1} - 2(1 - b_r)}{R - 1}$
$D_{rmin} < D_{rm}$
nu
da
$D_{rmin} := D_{rM}$
$M := -M + 1$
$M < M + 1$
da
nu
Tipărește: $\Delta, D_{rmin}(M)$
$N := -N + 1$
$N < N1$
da
nu
STOP

Fig. 2.12.

BUPT

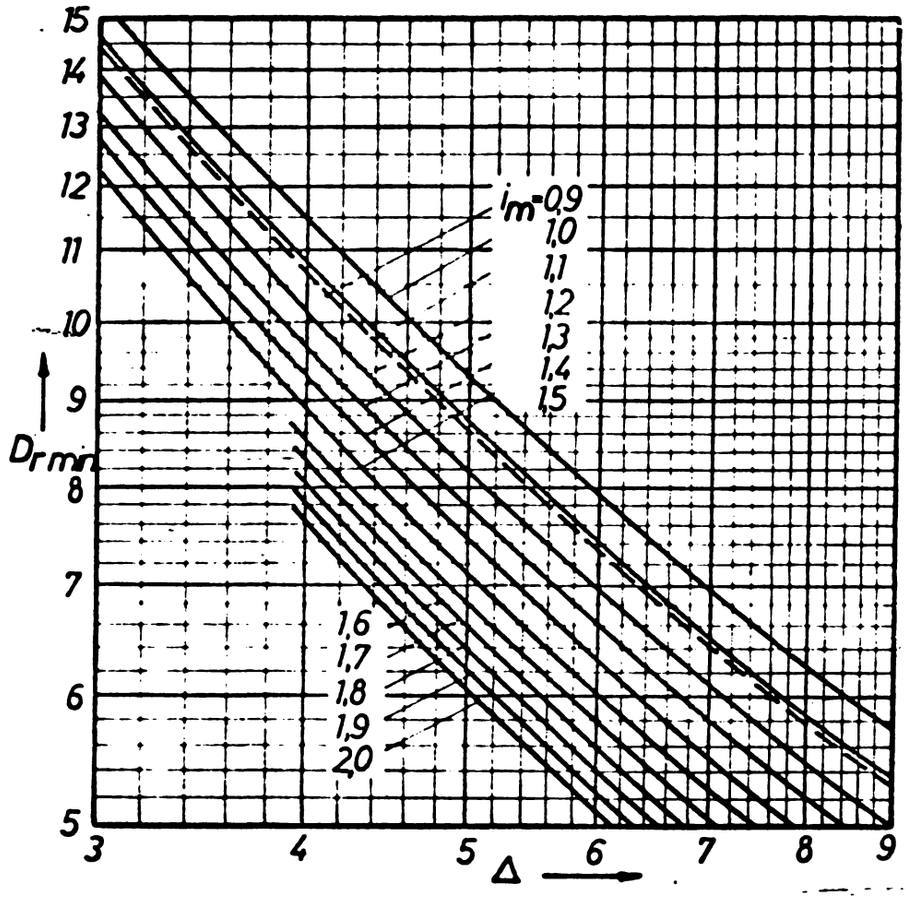


Fig.2.13.

La o cinematică dată, cu un diametru primitiv relativ minim (D_{rmin}) impus fie de aceasta fie de o anumită durabilitate, se pot realiza practic cel mult opt valori discrete de distanţe între axe A_r . In figura 2.14 este reprezentat domeniul de existenţă al distanţelor între axe A_r . Cu linie întreruptă este delimitat domeniul teoretic realizabil, determinat cu inegalităţile [44]:

$$\frac{D_{r1max}+D_{r2max}}{2}+2 \leq A_r \leq 3D_{rmax} \qquad (2.8o)$$

iar cu linie continuă domeniul efectiv realizabil cu lungimile de curea prevăzute în standardul STAS 7503-66. Diametrul primitiv relativ minim admis în calcule a fost : $D_{rmin} = 5$. Pentru întocmirea diagramei din figura 2.14 s-a apelat la calculul automatizat. In figura 2.15 este prezentată schema logică de calcul pe baza căreia a fost întocmită diagrama din fig.2.14.

BUPT

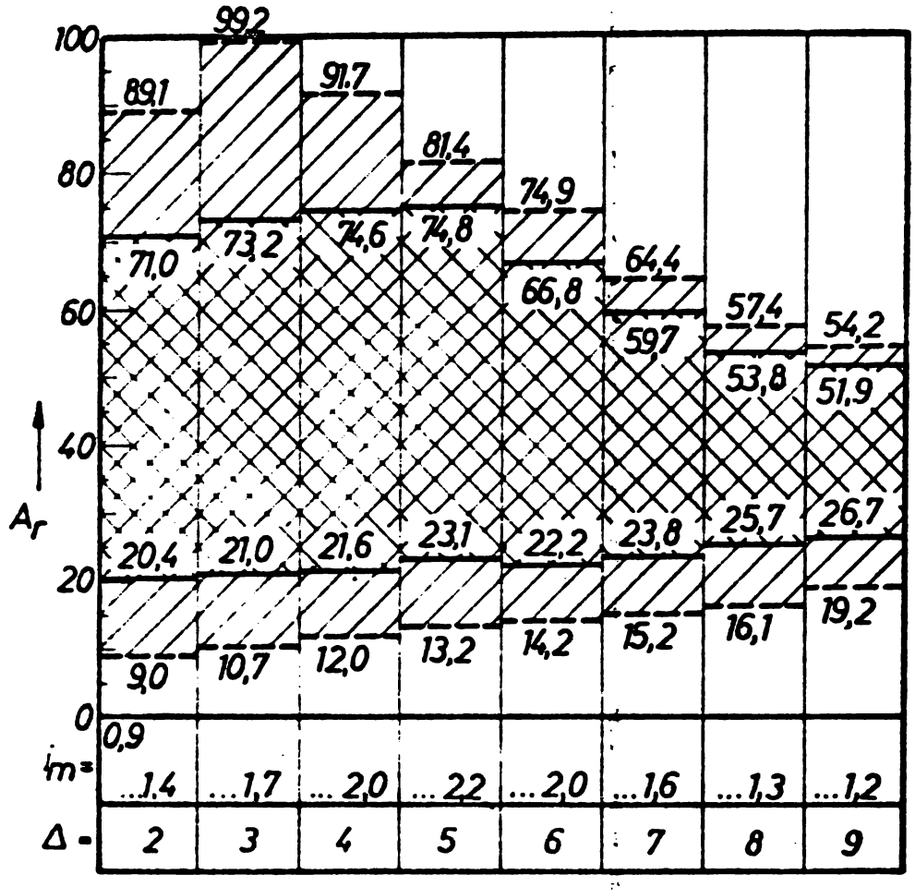


Fig.2.14.

Analiza tabelului rezultat din calcul automatizat, conduce la următoarele concluzii :

- cu CTL ce formează obiectul standardului menţionat, se pot realiza distanţe între axe în limitele : 2o h ... 75 h ;
- gabaritul teoretic minim se obţine cu variatoarele simetrice ;
- cu variatoarele asimetrice se pot realiza distanţe între axe mai mici decît cu cele simetrice, deşi gabaritul lor este mai mare;
- cu creşterea domeniului de reglare are loc o restrîngere pronunţată a diversităţii de soluţii realizabile.

BUPT

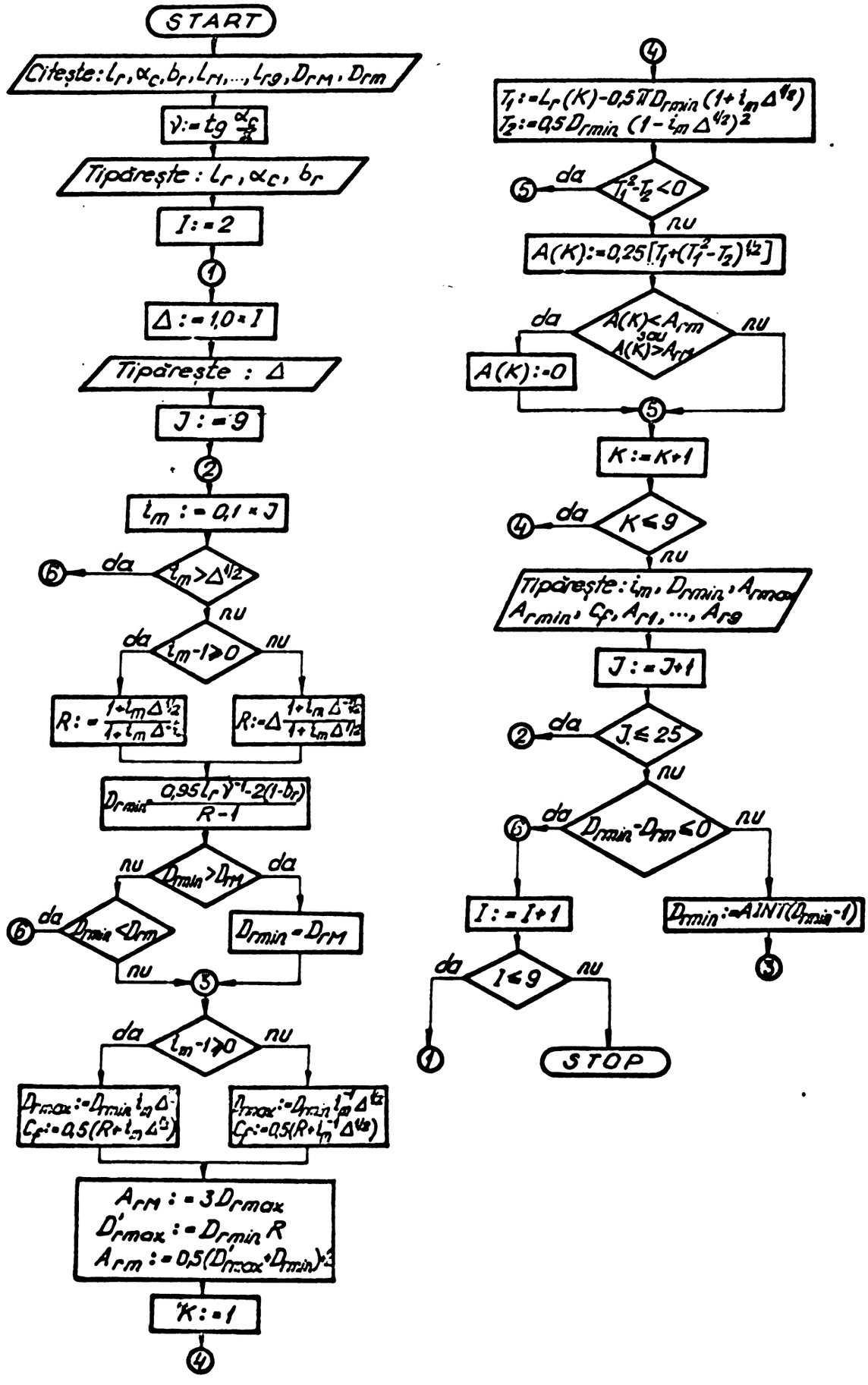

START
Citește: $l_r, \alpha_c, b_r, l_{r1}, \ldots, l_{r9}, D_{rM}, D_{rm}$
$\nu := tg \frac{\alpha_c}{2}$
Tipărește: l_r, α_c, b_r
$I := 2$
1
$\Delta := 1,0 \cdot 1$
Tipărește: Δ
$J := 9$
2
$i_m := 0,1 \cdot J$
6 da $i_m > \Delta^{1/2}$
nu
da $i_m - 1 > 0$ nu
$R := \frac{1 + i_m \Delta^{1/2}}{1 + i_m \Delta^{-1/2}}$
$R := \Delta \frac{1 + i_m \Delta^{-1/2}}{1 + i_m \Delta^{1/2}}$
$D_{rmin} \frac{0,95 l_r \nu^{-1} - 2(1 - b_r)}{R - 1}$
nu $D_{rmin} > D_{rM}$ da
6 da $D_{rmin} < D_{rm}$
$D_{rmin} = D_{rM}$
nu
3
da $i_m - 1 > 0$ nu
$D_{rmax} := D_{rmin} i_m \Delta^{-1/2}$
$C_f := 0,5(R + i_m \Delta^{1/2})$
$D_{rmax} := D_{rmin} i_m^{-1} \Delta^{1/2}$
$C_f := 0,5(R + i_m^{-1} \Delta^{1/2})$
$A_{rM} := 3 D_{rmax}$
$D'_{rmax} := D_{rmin} R$
$A_{rm} := 0,5(D'_{rmax} + D_{rmin})$
$K := 1$
4
4
$T_1 := L_r(K) - 0,5 \pi D_{rmin}(1 + i_m \Delta^{1/2})$
$T_2 := 0,5 D_{rmin}(1 - i_m \Delta^{1/2})^2$
5 da $T_1^2 - T_2 < 0$
nu
$A(K) := 0,25[T_1 + (T_1^2 - T_2)^{1/2}]$
da $A(K) < A_{rm}$ sau $A(K) > A_{rM}$ nu
$A(K) := 0$
5
$K := K + 1$
4 da $K \leq 9$
nu
Tipărește: $i_m, D_{rmin}, A_{rmax}, A_{rmin}, C_f, A_{r1}, \ldots, A_{r9}$
$J := J + 1$
2 da $J \leq 25$
nu
6 da $D_{rmin} - D_{rm} \leq 0$ nu
$I := I + 1$
$D_{rmin} := AINT(D_{rmin} - 1)$
3
da $I \leq 9$ nu
1
STOP

Fig.2.15.

BUPT

3. EFORTURILE DIN ELEMENTUL FLEXIBIL

3.1. GENERALITATI. PUNEREA PROBLEMEI.

Transmiterea prin frecare a energiei mecanice prin intermediul contactului curea-roată de curea presupune apăsarea reciprocă a elementelor contactului. Această apăsare se realizează prin montarea curelelor în stare întinsă cu un anumit "efort inițial". Mărimea acestui efort și natura elementelor în contact sînt determinante asupra uzurii elementului flexibil și asupra energiei ce se poate transmite. De aceea, ele au stat și vor sta în atenția cercetătorilor din acest domeniu. La transmisia obișnuită, cu raport de transmitere constant, capacitatea de tracțiune este definită, dacă se cunoaște efortul inițial din curea și sistemul de întindere [27] . Componenta axială a interacțiunii curea-roată de curea se închide prin materialul roții și nu constitue un obiect special de cercetare.

La variatoarele cu CTL, cele două flancuri ale roții de curea sînt piese distincte. Ca urmare, deplasarea axială relativă a acestora, determină așezarea curelei pe diametre diferite cu eforturi inițiale și presiuni pe flanc diferite.

Componenta axială a interacțiunii curea-roată de curea devine în acest caz obiect de studiu, căci ea este determinantă, pînă la urmă, asupra întinderii și presiunii pe flanc și deci asupra capacității de tracțiune și uzurii curelei.

In ce privește elementul flexibil apare următoarea problematică : starea de efort și presiunea pe flanc pentru tot domeniul de reglare al variatorului, poziția curelei în canalele roților de curea și mișcarea relativă dintre curea și roată.

Starea de efort în lungul conturului înfășurat de curea determină durabilitatea prin uzură și oboseală a acestuia. Poziția curelei este determinantă asupra cinematicii transmisiei, iar mișcarea relativă dintre curea și roată este hotărîtoare asupra durabilității prin uzură a curelei, capacității de tracțiune, a rigidității cinematice și a pierderilor din transmisie.

In privința discurilor, care, două cîte două formează

BUPT

roţile de curea, apare necesitatea cunoaşterii mărimii forţelor axiale de apăsare pentru a putea dimensiona fie dispozitivul de comandă a deplasării discurilor, fie elementul elastic din componenţa discurilor cu revenire forţată.

Intrucît comanda simultană a discurilor ambelor roţi, în vederea modificării raportului de transmitere, conduce, aşa cum s-a arătat în § 2.1, dacă nu se iau măsuri constructive speciale, la variaţii foarte mari ale efortului iniţial de întindere, variatoarele de acest gen se folosesc rar dacă nu deloc. Deoarece în practică, pentru evitarea neajunsului semnalat, majoritatea variatoarelor cu CTL se construiesc cu o pereche de discuri cu revenire forţată, (v.fig.1.2,c), lucrarea îşi propune cercetarea numai a acestui caz.

Dacă la transmisiile obişnuite prin curele efortul iniţial de întindere T_o poate fi considerat o mărime de referinţă în expresia coeficientului de tracţiune φ, căci este oarecum constant, la variatoare, efortul iniţial este variabil, depinzînd de raportul de transmitere. In majoritatea lucrărilor cercetate [44,60,71,81,82], referirile la coeficientul de tracţiune pentru variatoare cuprind indicaţii asupra valorii maxime realizabile, pe care se poate conta la proiectare. Pentru a putea însă defini corect şi unitar, ca la alte transmisii prin frecare, coeficientul de tracţiune $\varphi = F_t/2T_o$, pentru tot domeniul de funcţionare al variatorului, se consideră oportună cercetarea acestuia. Cunoaşterea efortului iniţial de întindere permite determinarea presiunii pe flanc, hotărîtoare în procesul de uzare. Abordarea s-a făcut în trei etape corespunzător cu stările succesive ce intervin în funcţionarea unui variator : repausul, funcţionarea în gol şi funcţionarea în sarcină.

3.2. EFORTURILE INITIALE DIN RAMURILE CURELEI.

Prin eforturi iniţiale din ramurile unei curele se înţeleg forţele de întindere ce solicită ramurile cînd transmisia este în repaus sau funcţionează cu viteză atît de mică încît forţele masice sînt neglijabile.

In stabilirea relaţiilor s-a recurs la exprimarea adimensională, întrucît astfel gradul de generalitate este mai ridicat

BUPT

şi informaţia rezultată din interpretarea relaţiilor este mai bogată. Drept element de referinţă pentru mărimi geometrice s-a acceptat înălţimea h a curelei, obţinînd astfel avantajele arătate în § 2.2. Pentru forţe, elementul de referinţă îl reprezintă efortul iniţial T_o din curea, corespunzător "stării de referinţă".

Starea corespunzătoare raportului de transmitere i = 1 şi unei viteze foarte mici pentru care forţele masice sînt neglijabile se consideră "starea de referinţă".

In cele ce urmează, simbolurile utilizate au următoarele semnificaţii (v.şi fig.3.1) :

$L_r = L/h$ - este lungimea primitivă relativă a curelei ;

$A_r = A/h$ - distanţa între axe relativă ;

$\ell_r = \ell/h$ - lăţimea primitivă relativă a curelei ;

$D_r = D/h$ - diametrul primitiv relativ ;

$x_r = x/h$ - deplasarea axială relativă a discurilor ;

$\gamma = tg\frac{\alpha_c}{2}$ - tangenta semiunghiului flancurilor discurilor;

$\gamma' = tg(\frac{\alpha_c}{2} + \vartheta)$ - mărime de calcul;

ϑ - unghiul de frecare;

$\beta_{c,a} = \pi \mp (D_{cr} - D_{ar})/A_r$ - unghiurile de înfăşurare;

$T_{or} = T_o/T_o = 1$ - efortul iniţial relativ de referinţă;

$T_{ir} = T_i/T_o$ - efortul iniţial relativ, corespunzător unui raport de transmitere oarecare;

$F_{tr} = F_t/T_o$ - forţa periferică (tangenţială) relativă ;

$F_{axr} = F_{ax}/T_o$ - forţa axială relativă ;

$F_{frr} = F_{fr}/T_o$ - forţa de frecare relativă;

$q_r = q/q_o$ - presiunea medie relativă pe flanc.

Pentru discul comandat s-a folosit indicele c, pentru cel cu revenire forţată a. Indicele o corespunde stării de referinţă. Intrucît la un variator dat singura mărime geometrică independent variabilă este $x_{cr} = x_c/h$, toate dependenţele s-au explicitat în funcţie de x_{cr}.

a) Cazul ideal, curea inextensibilă şi piese nedeformabile (cu excepţia arcului discului cu revenire forţată), coeficientul de frecare la deplasarea discului : $\mu_d = o$.

BUPT

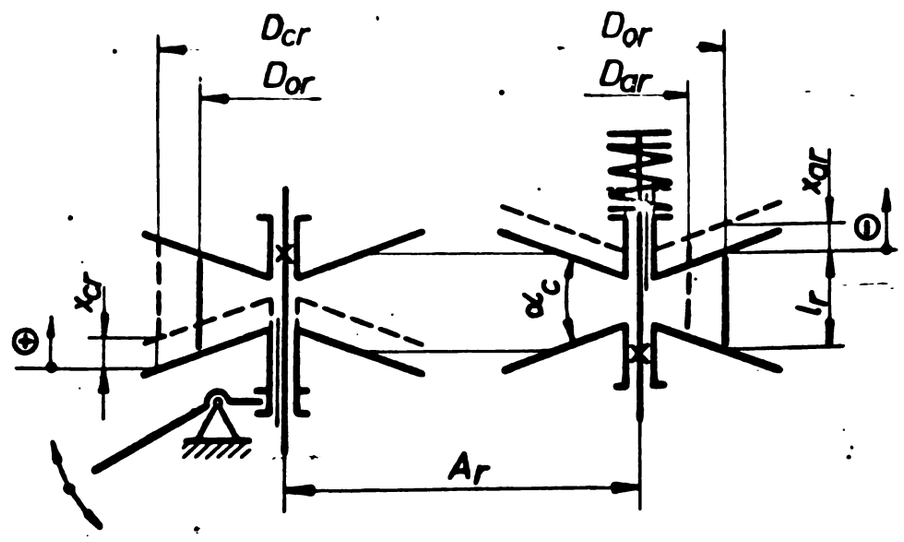


Fig.3.1.

Din expresia lungimii curelei pentru i = 1 :

$$L_r = 2A_r + \pi D_{or} \qquad (3.1)$$

iar pentru i ≠ 1 :

$$L_r = 2A_r + \frac{\pi}{2}(D_{cr} + D_{ar}) + \frac{(D_{cr} - D_{ar})^2}{4A_r} \qquad (3.2)$$

Notînd: $D_{c,ar} = D_{or} + \delta D_{c,ar}$ şi $x_{c,ar} = y\delta D_{c,ar}$ rezultă:

$$D_{ar} = D_{cr} - \pi A_r + \sqrt{\pi A_r [\pi A_r - 4(D_{cr} - D_{ar})]} \qquad (3.3)$$

şi

$$x_{ar} = x_{cr} - \pi y A_r + \sqrt{\pi y A_r (\pi y A_r - 4x_{cr})} \qquad (3.4)$$

Relaţia (3.4) reprezintă deplasarea adimensională a discului cu revenire forţată, în funcţie de cea a discului comandat.

La funcţionarea în gol [44] :

$$F_{axar} = \frac{1}{2y} T_{ir} \beta_a \qquad (3.5)$$

iar:

$$\delta F_{axar} = \frac{1}{2y}(T_{ir}\beta_a - T_{ar}\pi) = \frac{1}{2y}\left[\left(\pi + \frac{D_{ar} - D_{cr}}{A_r}\right)T_{ir} - \pi T_{ar}\right] \qquad (3.6)$$

BUPT

Pentru un arc cu rigiditatea, (c_a = const.) :

$$\frac{\partial F_{axar}}{\partial x_{ar}} = -k_a = C_a \frac{h}{l_o} \qquad (3.7)$$

Dacă abscisa poziţiei iniţiale a discului condus este $x_{aor} = 0$

$$\partial x_{ar} = x_{ar} - x_{aor} = x_{ar} \qquad (3.8)$$

iar relaţia (3.6) devine:

$$-k_a x_{ar} = \frac{1}{2\gamma}\left[\left(\pi + \frac{x_{ar}-x_{cr}}{\gamma A_r}\right)T_{ir} - \pi T_{or}\right] \qquad (3.9)$$

din care:

$$T_{ir} = \gamma A_r\left[\pi T_{or} - 2\gamma' k_a\left(x_{cr} - \pi\gamma A_r + \sqrt{\pi\gamma A_r(\pi\gamma A_r - 4x_{cr})}\right)\left[\pi\gamma A_r(\pi\gamma A_r - 4x_{cr})\right]^{-\frac{1}{2}}\right] \qquad (3.10)$$

Relaţia (3.10) reprezintă efortul iniţial adimensional din curea, funcţie de deplasarea adimensională a discului comandat şi rigiditatea k_a a elementului elastic al discurilor cu revenire forţată. Deci pentru un arc cu caracteristică liniară efortul iniţial prezintă o dependenţă neliniară.

Pentru a ţine cont de efectul forţei centrifuge, se face schimbarea de funcţie [27] : $T^*_{ir} = T_{ir} - T_{mr}$, în care $T_{mr} = \frac{m_{ol}}{f}\frac{v^2}{T_o}$, iar T^*_{ir} reprezintă efortul adimensional activ. Cu acestea :

$$T^*_{ir} = \gamma A_r\left[\pi T^*_{or} - 2\gamma' k_a\left(x_{cr} - \pi\gamma A_r + \sqrt{\pi\gamma A_r(\pi\gamma A_r - 4x_{cr})}\right)\left[\pi\gamma A_r(\pi\gamma A_r - 4x_{cr})\right]^{-\frac{1}{2}}\right] \qquad (3.11)$$

b) In cazul real, cureaua şi piesele variatorului se consideră deformabile dar ascultînd de legea lui Hooke iar coeficientul de frecare la deplasarea axială a discurilor este $\mu_a \neq 0$.

In conformitate cu figura 3.2 s-au mai notat : $l_{br} = l_b/h$, $e_r = e/h$ şi $D_{gar} = \frac{\sin\frac{\beta a}{2}}{\frac{\beta a}{2}} D_{ar}$, unde $D_{gar}/2$ este raza pe care se concentrează componenta axială F_{axar} a forţei relative distribuite de interacţiune curea-roată de curea.

Forţele T_{arbr} şi F_{axar} acţionînd excentric pe disc vor da naştere unui cuplu de forţe normale pe ajustajul disc-arbore, a cărui moment este:

$$M_r = F_{axar}\frac{D_{gar}}{2} - \frac{T_{arbr}}{2}\left(e_r - \frac{D_{ar} - D_{or}}{2}\gamma\right) \qquad (3.12)$$

BUPT

în care : $T_{arbr} = 2\,T_{ir}\,\sin\frac{\beta_a}{2}$ este încărcarea arborelui datorită montării pretensionate a curelei. Ţinînd cont de (3.5) după transformări se obţine :

$$M_r = \frac{1}{2}\left[D_{ar}\frac{1+\nu\gamma'}{\gamma'} - (2e_r + \nu D_{ar})\right]T_{ir}\sin\frac{\beta_a}{2} \qquad (3.13)$$

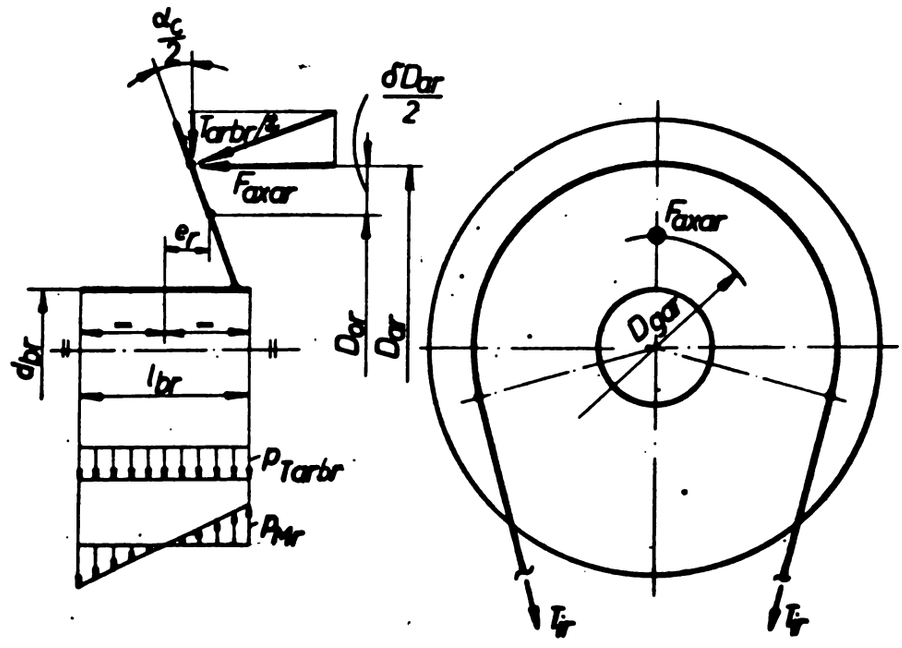


Fig.3.2

Admiţînd, datorită momentului (3.13), presiunile repartizate pe alezajul discului conform figurii (3.2), forţa de frecare ce se opune deplasării discului va fi :

$$F_{frr} = \pm\mu_d\left(\frac{T_{arbr}}{2} + 3\,\frac{M_r}{l_{ar}}\right) = \pm\mu_d\left\{1 + \frac{3}{2}\,\frac{1}{l_{ar}}\left[\frac{1+\nu\gamma'}{\gamma'}D_{ar} - (2e_r + \nu D_{ar})\right]\right\}T_{ir}\sin\frac{\beta_a}{2} \qquad (3.14)$$

Analizînd relaţia (3.14) rezultă că termenul din paranteză acoladă este totdeauna supraunitar, variind la domeniul de reglare maxim ($\Delta \approx 9$) între limitele 4,5 ... 19, astfel că $F_{frr} \approx (0{,}14 \ldots 1{,}7)\;T_{ir}$.

Excentricitatea e_r, are pondere mică în mărimea forţei de frecare astfel că, la proiectare, ea poate fi admisă convenabil. Forţa de frecare are semnul dependent de sensul de deplasare al discului. La apropierea discurilor ea se adună cu apăsarea curelei echilibrînd forţa din arc, la depărtarea discurilor ea se

BUPT

adună cu forţa din arc echilibrînd componenta axială a apăsării curelei. Pentru poziţia curelei pe diametrul D_{or}: $\beta_a = \pi$, sin $\frac{\beta a}{2} = 1, T_{ir} = T_{or} = 1$ şi forţa de frecare va fi :

$$F_{fror} = \pm \mu_d \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{br}} \left(\frac{D_{or}}{y'} - 2e_r \right)\right] T_{or} \qquad (3.15)$$

Dacă discul comandat efectuează o deplasare axială pozitivă, efortul iniţial de întindere din curea şi componenta axială a interacţiunii curea-roată de curea cresc. Ca urmare, are loc o micşorare a lăţimii primitive l_r a curelei, iar variaţia diametrului de înfăşurare pe discul comandat (conform fig.3.3) se poate scrie :

$$\delta D_{cr} = D_{cr} - D_{or} = \left[\delta x_{cr} - \left(\frac{\delta F_{axc}}{E_c A_{cfc}} + \mu_p \frac{\delta T_i}{E_t A_{ct}} \right) l_r \right] \frac{1}{y'} \qquad (3.16)$$

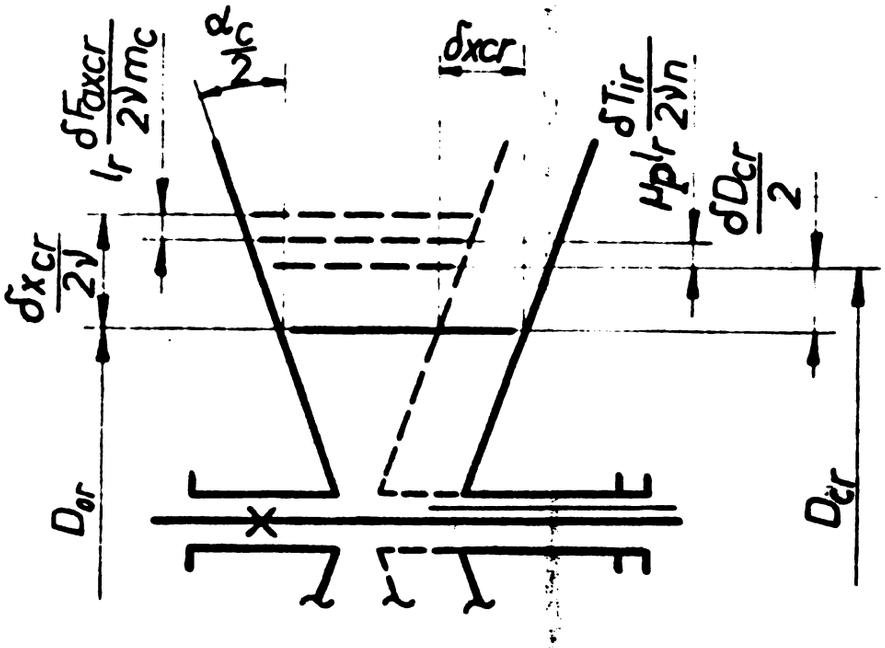


Fig.3.3

In relaţia (3.16) E_t şi E_c sînt modulele de elasticitate echivalente la tracţiune longitudinală respectiv compresiune transversală ale curelei, $A_{ct} = \left[l + (2b - h) \operatorname{tg} \frac{\alpha_c}{2} \right] h = \left[l_r + (2b_r - 1) y \right] h^2$ şi $A_{cfc,a} = 0,5 h D_{c,a} \beta_{c,a} = 0,5 D_{c,ar} \beta_{c,a} h^2$, sînt ariile secţiunilor întinse respectiv comprimate ale curelei, iar μ_p coeficientul lui Poisson pentru curea.

BUPT

Notînd : $E_t A_{ct}/T_o = n$ şi $E_c A_{cfc,a}/T_o = m_{c,a}$ relaţia (3.16) devine:

$$\delta D_{cr} = \left[\delta x_{cr} - \left(\frac{\delta F_{axcr}}{m_c} + \mu_p \frac{\delta T_{ir}}{n}\right) l_r\right] \frac{1}{y} \qquad (3.17)$$

Ţinînd cont de relaţia (3.5) :

$$\delta F_{axcr} = \frac{1}{2y}\left[\left(\pi + \frac{D_{cr} - D_{ar}}{A_r}\right) T_{ir} - \pi T_{or}\right] \qquad (3.18)$$

cu: $x_{cor} = 0$, $\delta x_{cr} = x_{cr} - x_{cor} = x_{cr}$, astfel că relaţia (3,17) devine:

$$\delta D_{cr} = D_{cr} - D_{or} = \frac{1}{y}\left\{x_{cr} - \frac{l_r}{2ym_c}\left[\left(\pi + \frac{D_{cr} - D_{ar}}{A_r}\right) T_{ir} - \pi T_{or}\right] - \frac{\mu_p l_r}{n}(T_{ir} - T_{or})\right\} \qquad (3.19)$$

Pe discul cu revenire forţată conform figurii 3.4 :

$$-k_a \delta x_{ar} = \delta F_{axar} \mp \delta F_{frr} \qquad (3.20)$$

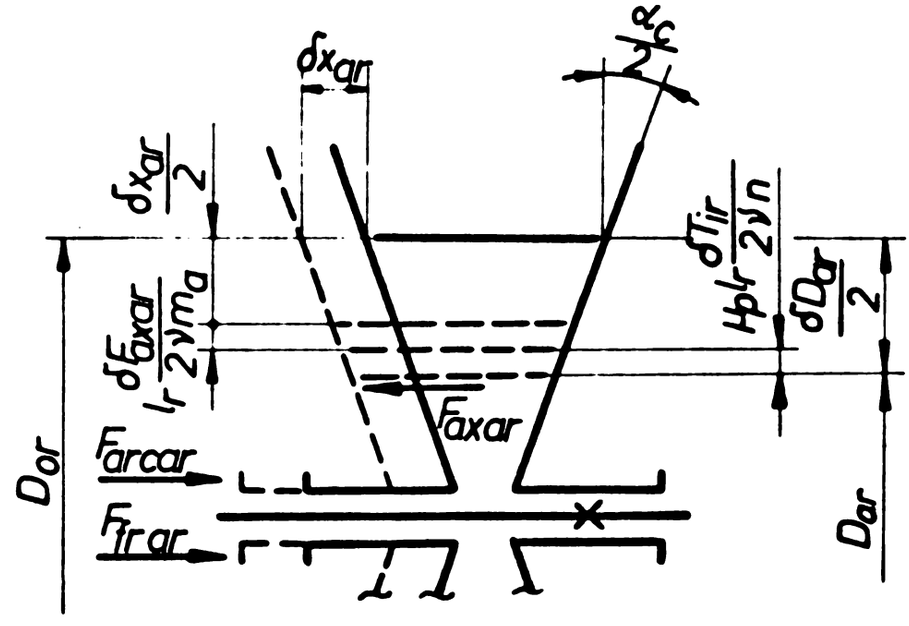


Fig.3.4

şi

$$\delta D_{ar} = D_{ar} - D_{or} = \left[\delta x_{ar} + \left(\frac{\delta F_{axar}}{m_a} + \mu_p \frac{\delta T_{ir}}{n}\right) l_r\right] \frac{1}{y} \qquad (3.21)$$

Ţinînd cont de relaţia (3.6) şi că :

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

$$\delta F_{fir} = F_{fir} - F_{fir_0} = \mu_d \left\{ \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{1+\nu\nu'}{\nu'} D_{cr} - 2e_r - \nu D_{ar} \right) \right] T_{ir} \sin \frac{\beta_a}{2} - \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{D_{cr}}{\nu'} - 2e_r \right) \right] T_{cr} \right\} \qquad (3.22)$$

relaţia (3.31) devine:

$$\delta D_{cr} = D_{cr} - D_{cr_0} = \frac{1}{\nu} \left\{ \frac{1}{2\pi} \left(-\frac{1}{k_a} + \frac{l_r}{m_a} \right) \left[\pi + \frac{D_{ar} - D_{cr}}{A_r} \right) T_{ir} - \pi T_{cr} \right] \pm \frac{\mu_d}{k_a} \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{1+\nu\nu'}{\nu'} D_{cr} - 2e_r - \nu D_{ar} \right) \right] T_{ir} \sin \frac{\beta_a}{2} \mp$$

$$\mp \frac{\mu_d}{k_a} \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{D_{cr}}{\nu'} - 2e_r \right) \right] T_{cr} + \frac{\mu_p l_r}{n} (T_{ir} - T_{cr}) \Big\} \qquad (3.23)$$

In urma variaţiei efortului iniţial de întindere T_{ir}, cureaua se lungeşte la :

$$L_r' = (2A_r + \pi D_{cr}) \left(1 + \frac{\delta T_r}{n} \right) \qquad (3.24)$$

iar distanţa între axe se micşorează la :

$$A_r' = A_r - \frac{2}{c_A} \frac{T_0}{h} \left[(T_{ir} - T_{cr}) - \left(\frac{D_{ar} - D_{cr}}{2A_r} \right)^2 \frac{T_{ir}}{2} \right] \approx A_r - \frac{2}{k_A} \delta T_{ir} \qquad (3.25)$$

în care $k_A = C_A h / T_0$ este rigiditatea adimensională a distanţei între axe.

Ţinînd cont de relaţiile (3.2), (3,24) şi (3.25) şi notînd $W = 2/k_A$ rezultă:

$$4 \left(\frac{l_r}{n} + 2W \right) (T_{ir} - T_{cr}) \left[A_r - W(T_{ir} - T_{cr}) \right] = 2\pi \left[A_r - W(T_{ir} - T_{cr}) \right] (\delta D_{cr} + \delta D_{ar}) + (\delta D_{ar} - \delta D_{cr})^2 \qquad (3.26)$$

Relaţiile : (3.19), (3.23) şi (3.26) formează un sistem de trei ecuaţii cu trei necunoscute, necunoscutele fiind δD_{cr}, δD_{ar} şi T_{ir} . Eliminînd din sistem δD_{cr} şi δD_{ar} şi făcînd notaţiile :

$$\left.
\begin{aligned}
P &= \frac{1}{2\pi} \left[-\frac{1}{k_a} + l_r \left(\frac{1}{m_c} + \frac{1}{m_a} \right) \right] \\
R &= \frac{1}{2\pi} \left[-\frac{1}{k_a} + l_r \left(-\frac{1}{m_c} + \frac{1}{m_a} \right) \right] , \\
P' &= \frac{P}{A_r} \quad ; \quad R' = \frac{R}{A_r} \\
S &= 2\mu_p \frac{l_r}{n} \\
F &= \frac{1}{k_a} \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{1+\nu\nu'}{\nu'} D_{cr} - 2e_r - \nu D_{ar} \right) \right] \sin \frac{\beta_a}{2} \\
G &= \frac{1}{k_a} \left[1 + \frac{3}{2} \frac{1}{l_{cr}} \left(\frac{D_{cr}}{\nu'} - 2e_r \right) \right] \\
U &= \pi P + S \\
B &= 4 \left(\frac{l_r}{n} + 2W \right)
\end{aligned}
\right\} \qquad (3.27)$$

Rezultă :

BUPT

$$B(T_{ir}-T_{or})[A_r-W(T_{ir}-T_{or})]=\frac{2\pi}{\nu}[A_r-W(T_{ir}-T_{or})]\left\{x_{cr}+\left[\pi R\pm\mu_d F+\frac{-x_{cr}-(U\pm\mu_d G)T_{or}+(U\pm\mu_d F)T_{ir}}{\nu-R'T_{ir}}\right]T_{ir}-\right.$$

$$\left.-(\pi R\pm\mu_d G)T_{or}\right\}+\left[\frac{-x_{cr}-(U\pm\mu_d G)T_{or}+(U\pm\mu_d F)T_{ir}}{\nu-R'T_{ir}}\right]^2 \qquad (3.28)$$

Relaţia (3.28) este o ecuaţie de gradul patru în T_{ir} şi poate fi scrisă sub forma :

$$c_1T_{ir}^4+c_2T_{ir}^3+c_3T_{ir}^2+c_4T_{ir}+c_5=0 \qquad (3.29)$$

în care dacă se mai notează :

$$\left.\begin{aligned}
D&=B-\frac{2\pi}{\nu}(\pi R\pm\mu_d F)\\
E&=B-\frac{2\pi}{\nu}(\pi R\pm\mu_d G)\\
H&=x_{cr}+(U\pm\mu_d G)T_{or}\\
K&=U\pm\mu_d F\\
M&=\frac{2\pi}{\nu}x_{cr}+ET_{or}\\
N&=A_r+WT_{or}
\end{aligned}\right\} \qquad (3.30)$$

coeficienţii c_j (j = 1 ...5) au valorile :

$$\left.\begin{aligned}
c_1&=-WR'(DR'+\frac{2\pi}{\nu}KP')\\
c_2&=WR'(2\nu D+MR')+DNR'^2+\frac{2\pi}{\nu}P'[HWR'+K(\nu W+NR')]\\
c_3&=-W(\nu^2D+2\nu MR')-(2\nu D+MR')NR'-\frac{2\pi}{\nu}P'[H(\nu W+NR')+\nu KN]-K^2\\
c_4&=\nu^2(MW+DN)+2\nu MNR'+2H(\pi NP'+K)\\
c_5&=-\nu^2MN-H^2
\end{aligned}\right\} \qquad (3.31)$$

In relaţiile (3.28.....3.3o) semnele de sus corespund pentru δx_{cr} pozitiv iar semnele de jos pentru δx_{cr} negativ.

Ecuaţia (3.29) permite determinarea efortului iniţial de întindere din curea pentru cazul cel mai general cînd discurile se găsesc în mişcare de translaţie axială şi atît cureaua cît şi distanţa între axe s-au considerat deformabile. Din ea se pot obţine cazurile particulare corespunzătoare anumitor ipoteze simplificatoare. Astfel, dacă modificarea distanţei între axe ca urmare a forţelor ce încarcă transmisia poate fi neglijată, în comparaţie cu alte deformaţii : $c_A = \infty$, $k_A = \infty$, $W = 0$, $B = 4\frac{Lr}{n}$, $N = A_r$ iar relaţia (3.26) devine :

$$4\frac{L_r}{n}A_r(T_{ir}-T_{or})=2\pi A_r(\delta D_{cr}+\delta D_{or})+(\delta D_{cr}-\delta D_{or})^2 \qquad (3.26')$$

cu care coeficienţii c_j ai ecuaţiei (3.29) iau forma :

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

$$\left.\begin{aligned} c_1 &= 0 \\ c_2 &= A_r'(DR' + \frac{2\pi}{\nu} KP') \\ c_3 &= -A_r[(2\nu D + MR')R' + \frac{2\pi}{\nu} P'(HR' + \nu K)] - K^2 \\ c_4 &= A_r[\nu(\nu D + 2MR') + 2\pi HP'] + 2HK \\ c_5 &= -\nu^2 MA_r - H^2 \end{aligned}\right\} \qquad (3.31)$$

Ecuaţia (3.29) s-a redus astfel cu un grad.

Dacă se consideră în plus cureaua inextensibilă se obţine alt caz particular pentru care : $E_t = \infty$, $E_c = \infty$, $P = R = -1/2\ \nu' k_a$, $P' = R' = P/A_r$, $S = 0$, $U = \pi P$, $B = 0$ şi relaţiile (3.30) devin :

$$\left.\begin{aligned} D &= -\frac{2\pi}{\nu}(\pi P \pm \mu_d F) \\ E &= -\frac{2\pi}{\nu}(\pi P \pm \mu_d G) \\ H &= x_c + (\pi P \pm \mu_d G)T_{or} \\ K &= \pi P \pm \mu_d F \\ M &= \frac{2\pi}{\nu} x_c + ET_{or} \\ N &= A_r \end{aligned}\right\} \qquad (3.30')$$

Coeficienţii c_j vor avea valorile :

$$\left.\begin{aligned} c_1 &= 0 \\ c_2 &= 0 \\ c_3 &= (\pi P)^2 - \frac{4\pi}{\nu A_r} x_c P^2 - \mu_d^2 F^2 \\ c_4 &= -2\pi\nu A_r(\pi P \pm \mu_d F) + 8\pi P x_{cr} \pm 2\mu_d F[x_{cr} + (\pi P \pm \mu_d G)T_{or}] \\ c_5 &= -[x_{cr} + (\pi P \pm \mu_d G)T_{or}]^2 - 2\pi\nu A_r[x_{cr} - (\pi P \pm \mu_d G)T_{or}] \end{aligned}\right\} \qquad (3.31")$$

In acest caz ecuaţia (3.29) se reduce cu încă un grad. Dacă se neglijează frecarea, sau dacă încetează deplasarea axială relativă a discurilor, $\mu_d = 0$ şi relaţiile (3.30) devin :

$$\left.\begin{aligned} D &= E = B - \frac{2\pi^2}{\nu} R \\ H &= x_{cr} + UT_{or} \\ K &= U \\ M &= \frac{2\pi}{\nu} x_{cr} + ET_{or} \\ N &= A_r + WT_{or} \end{aligned}\right\} \qquad (3.30")$$

Dacă se neglijează frecarea şi variaţia distanţei între axe, ecuaţia (3.29) devine de grad trei, şi în sfîrşit dacă se neglijează frecarea, variaţia distanţei între axe şi se consideră cureaua inextensibilă relaţiile (3.30") devin :

$$\left.\begin{aligned} D &= E = -\frac{2\pi^2}{\nu} P \\ H &= x_{cr} + \pi P T_{or} \\ K &= \pi P \\ M &= \frac{2\pi}{\nu}(x_{cr} - \pi P T_{or}) \\ N &= A_r \end{aligned}\right\} \qquad (3.30''')$$

BUPT

Coeficienţii c_j ai ecuaţiei (3.29) primesc forma particulară:

$$c_1=0$$
$$c_2=0$$
$$c_3=(\pi P)^2-\frac{4\pi}{\gamma A_r}x_c P^2=\frac{\pi}{\gamma A_r}P^2(\pi\gamma A_r-4x_{cr}) \qquad (3.31'')$$
$$c_4=-2\pi^2 P\gamma A_r+8\pi P x_{cr}-2\pi P(\pi\gamma A_r-4x_{cr})$$
$$c_5=-(x_{cr}+\pi P)^2-2\pi\gamma A_r(x_{cr}+\pi P T_{or})$$

iar ecuaţia (3.29) de forma :

$$\frac{\pi}{\gamma A_r}P^2(\pi\gamma A_r-4x_{cr})T_{ir}^2-2\pi P(\pi\gamma A_r-4x_{cr})T_{ir}-(x_{cr}+\pi P)^2-2\pi\gamma A_r(x_{cr}+\pi P T_{or}) \qquad (3.29')$$

devine identică cu (3.1o).

Ecuaţia (3.28), dedusă mai sus, reprezintă expresia adimensională cea mai generală de dependenţă între efortul iniţial din elementul flexibil şi deplasarea discului comandat, deoarece s-a ţinut seama de rigiditatea rezemării discurilor, de forţele de frecare ce iau naştere la deplasarea discurilor şi de extensibilitatea curelei. Din cauza structurii complicate a coeficienţilor ecuaţiei (3.29), în formă literală, aceştia nu pot fi supuşi unei discuţii din care să rezulte abaterile ce s-ar săvîrşi la admiterea unor ipoteze simplificatoare prin care să se neglijeze influenţele unor factori. Calea cea mai eficientă de evaluare a ponderii diferiţilor factori, în expresia dependenţei amintite, este cea a rezolvării unui caz concret. Deoarece calculul manual este foarte laborios s-a recurs la utilizarea unui calculator electronic. In figura 3.5 este reprezentată schema logică de calcul incluzînd şi influenţa forţei centrifuge. Programul de calcul a fost astfel conceput, încît să se poată estima pe rînd influenţele următorilor factori :

- sensul deplasării discului comandat;
- rigiditatea rezemării arborilor;
- forţele de frecare la deplasarea relativă a discurilor şi
- rigiditatea curelei după două direcţii.

In acest scop calculele au fost făcute pentru următoarele nouă cazuri:

- curea şi piese deformabile, discuri deplasabile cu frecare, discurile comandate se apropie - cazul 1 - se depărtează - cazul 2;
- distanţă între axe rigidă, curea deformabilă, discuri deplasabile cu frecare, discurile comandate se apropie - cazul 3 - se depărtează - cazul 4 ;

BUPT

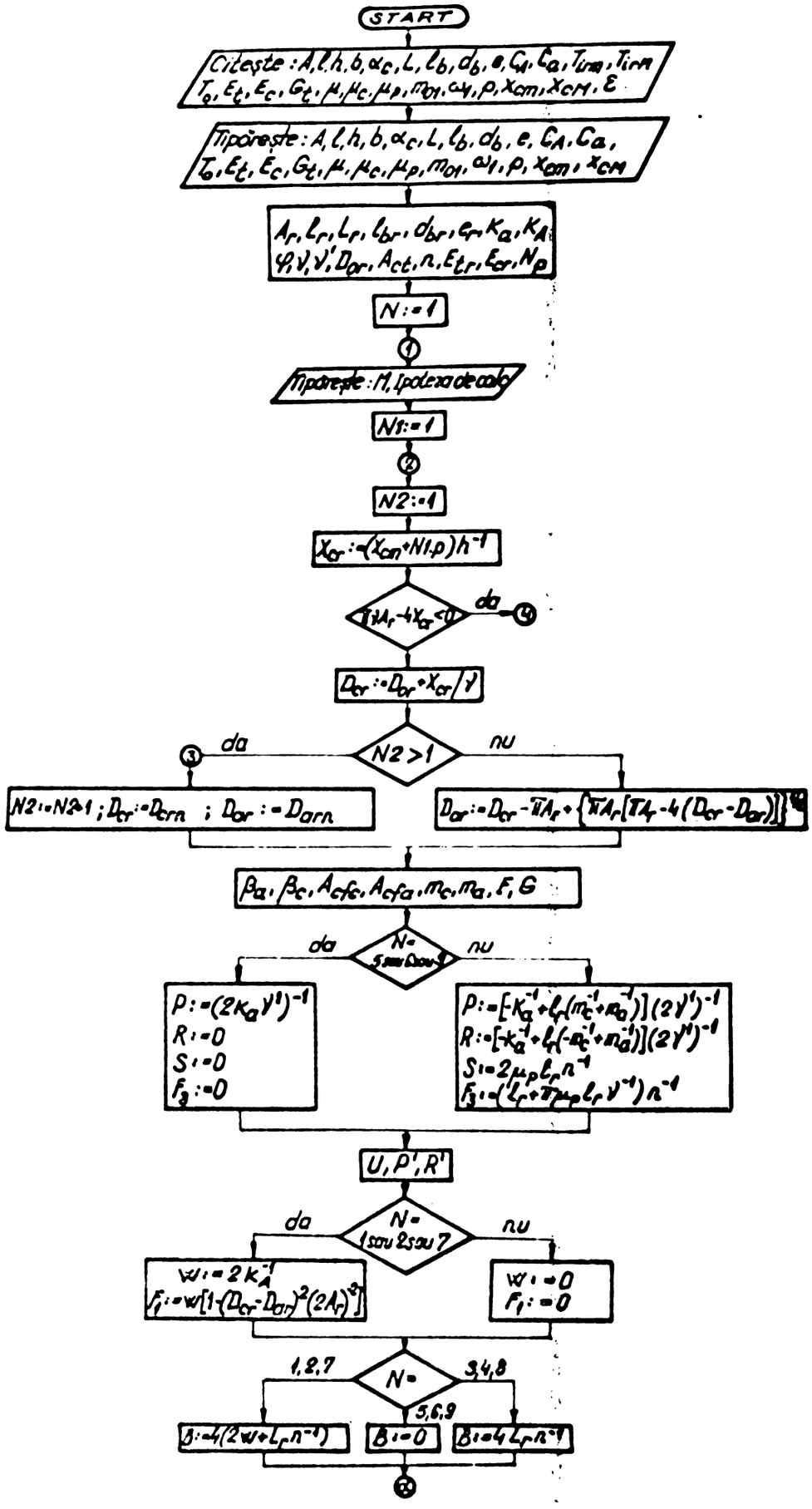

START
Citeşte: A, l, h, b, α_c, L, l_b, d_b, e, C_A, C_a, T_{im}, T_{irm}, T_o, E_t, E_c, G_t, μ, μ_c, μ_p, m_{01}, ω_1, ρ, x_{om}, x_{cM}, ε
Tipăreşte: A, l, h, b, α_c, L, l_b, d_b, e, C_A, C_a, T_o, E_t, E_c, G_t, μ, μ_c, μ_p, m_{01}, ω_1, ρ, x_{om}, x_{cM}
A_r, l_r, L_r, l_{br}, d_{br}, e_r, K_a, K_A, φ, ν, ν', D_{or}, A_{ct}, n, E_{tr}, E_{cr}, N_p
N := 1
1
Tipăreşte: M, Ipoteza de calcul
N1 := 1
2
N2 := 1
$x_{cr} := -(x_{cm} + N1 \cdot \rho) h^{-1}$
$T^2 A_r - 4 x_{cr} < 0$
da
4
$D_{cr} := D_{or} + x_{cr} / \nu$
3
da
N2 > 1
nu
N2 := N2 - 1 ; $D_{cr} := D_{crn}$; $D_{or} := D_{orn}$
$D_{or} := D_{cr} - \sqrt{A_r} \cdot \{\sqrt{A_r}[T A_r - 4(D_{cr} - D_{or})]\}$
β_a, β_c, A_{cfc}, A_{cfa}, m_c, m_a, F, G
da
N = 5 sau $D_{cr} = 0$
nu
$P := (2 K_a \nu')^{-1}$
R := 0
S := 0
F_2 := 0
$P := [-K_a^{-1} + l_r (m_c^{-1} + m_a^{-1})](2\nu')^{-1}$
$R := [-K_a^{-1} + l_r (-m_c^{-1} + m_a^{-1})](2\nu')^{-1}$
$S := 2 \mu_p l_r n^{-1}$
$F_2 := -(l_r + \sqrt{\mu_p} l_r \nu^{-1}) n^{-1}$
U, P', R'
da
N = 1 sau 2 sau 7
nu
$w := 2 K_A^{-1}$
$F_1 := w[1 - (D_{cr} - D_{or})^2 (2A_r)^{-2}]$
w := 0
F_1 := 0
1, 2, 7
N =
3, 4, 8
5, 6, 9
$B := -4(2w + L_r n^{-1})$
B := 0
$B := 4 L_r n^{-1}$
8

Fig.3.5.

BUPT

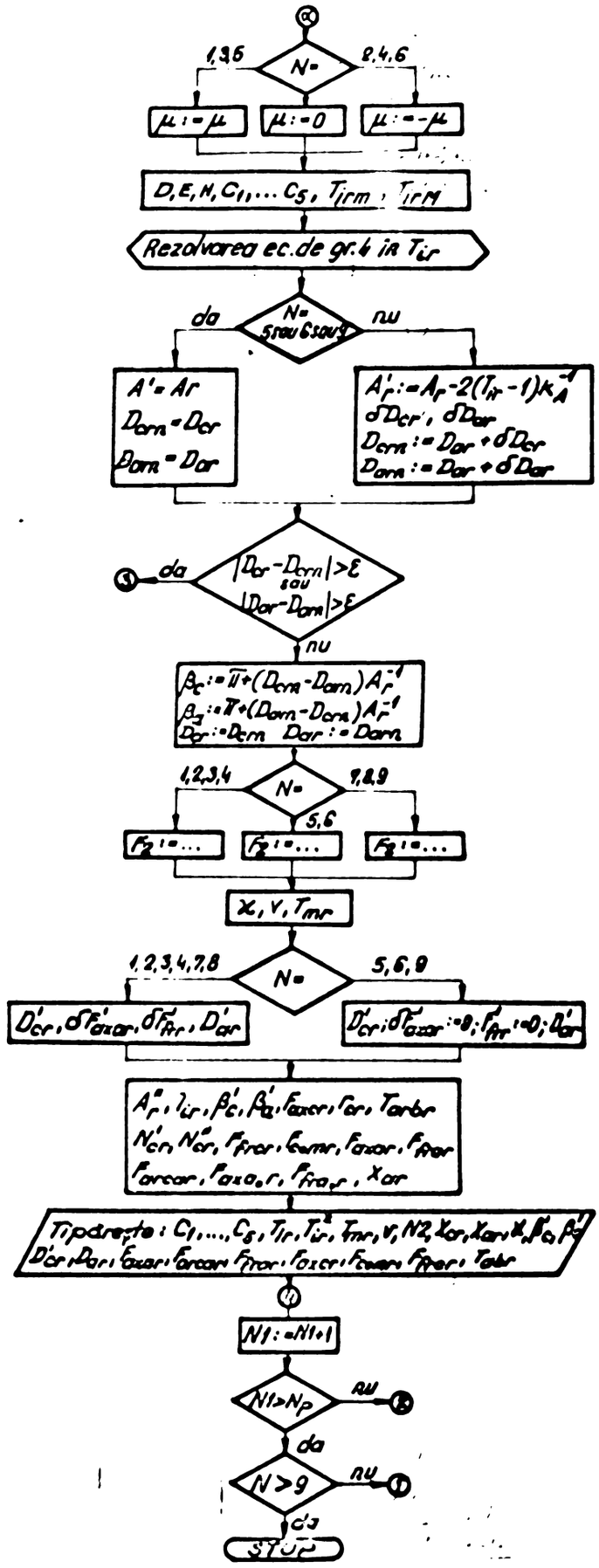


Fig. 3.5. (continuare)

BUPT

- distanța între axe și curea nedeformabile, discuri deplasabile cu frecare, discurile comandate se apropie-cazul 5- se depărtează - cazul 6 ;

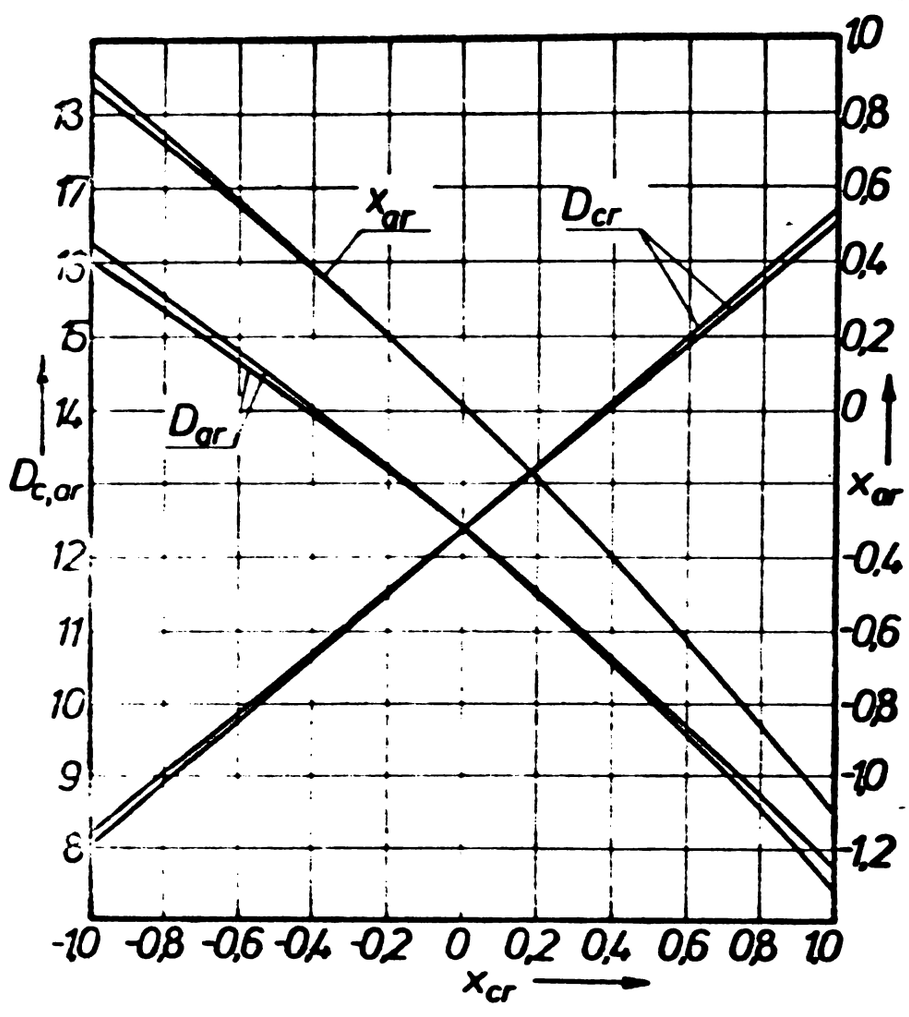
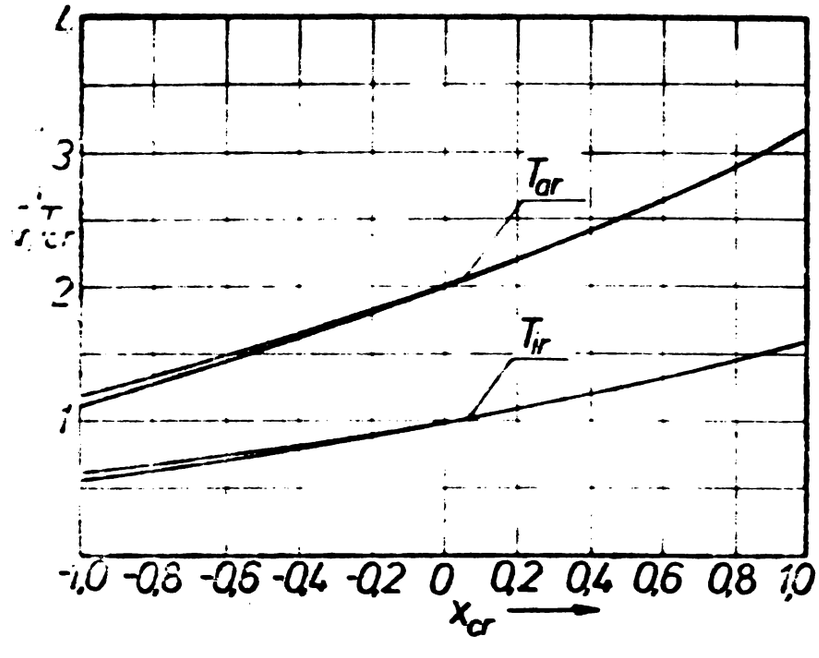


Fig.3.6



BUPT

- discuri deplasabile fără frecare, distanţă între axe şi curea deformabile -cazul 7 - distanţă între axe rigidă, curea deformabilă -cazul 8, distanţă între axe şi curea nedeformabile-cazul 9.

Rezultatele calculelor, concentrate în nouă tabele (neincluse în lucrare) au permis trasarea diagramelor din figurile 3.6...3.9.

In figura 3.6 sînt reprezentate diametrele de înfăşurare şi deplasarea axială a discurilor cu revenire forţată în funcţie de deplasarea discului comandat; în figura 3.7 - efortul iniţial din ramurile curelei şi încărcarea arborilor, iar în figurile 3.8 şi 3.9 componentele axiale ale interacţiunilor curea-roată de curea pentru discul comandat respectiv condus, toate în funcţie de aceeaşi deplasare a discului comandat. In figurile 3.8 şi 3.9 s-au suprapus şi forţele ce trebuie aplicate discurilor în vederea deplasării lor considerînd coeficienţii de frecare μ_d = 0,1, 0,08 şi 0,05. In figurile amintite, s-au trasat curbele corespunzătoare cazurilor pentru care au rezultat valorile extreme. Din analiza acestor diagrame rezultă următoarele concluzii:

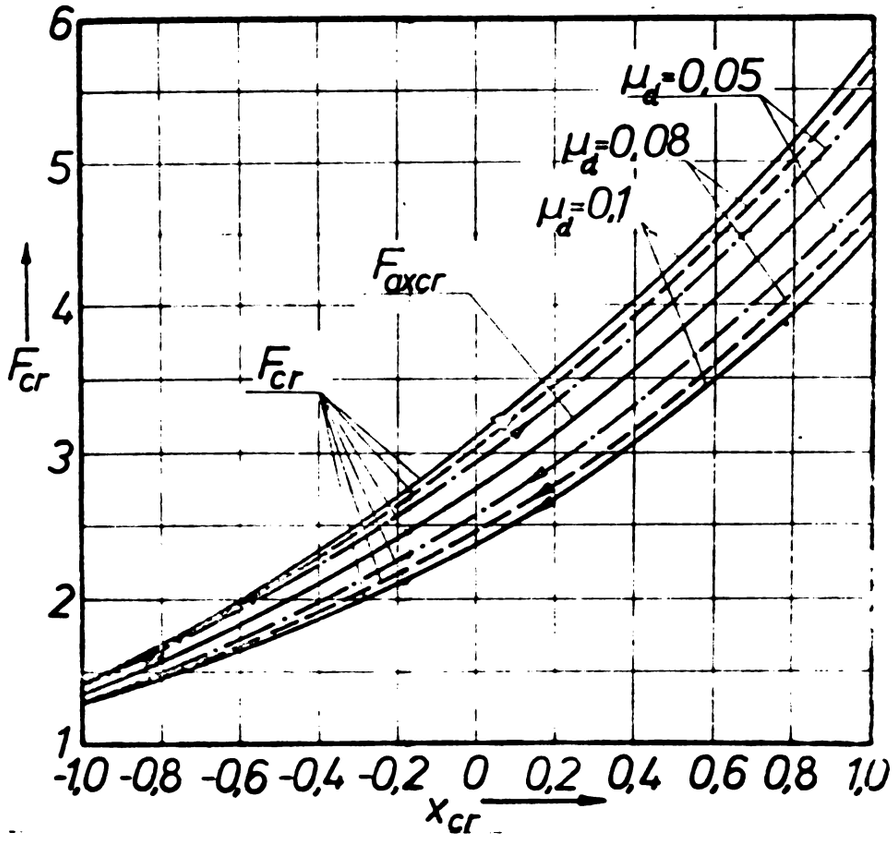


Fig.3.8.

BUPT

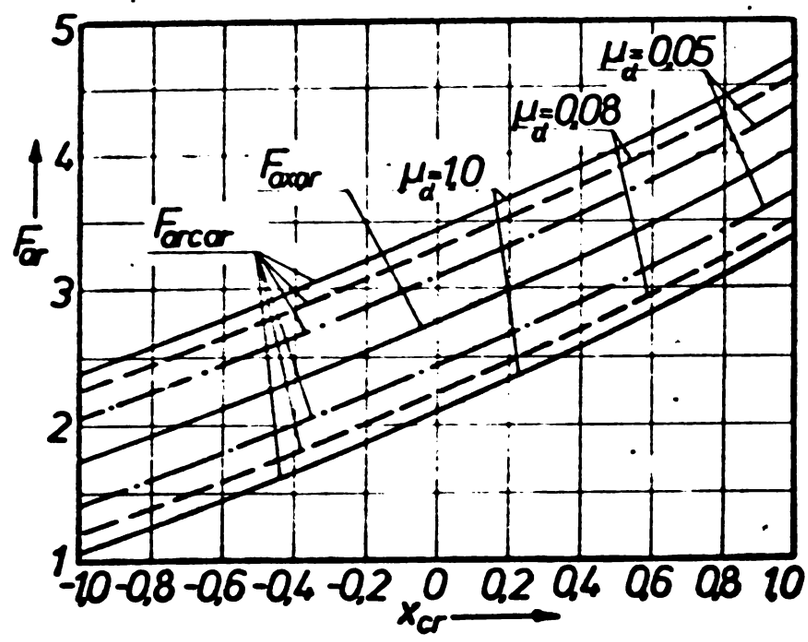


Fig.3.9.

1. Pentru calculul mărimilor geometrice ca : diametre de înfăşurare, unghiuri de înfăşurare, poziţia discului cu revenire forţată, nu trebuie luată în considerare deformabilitatea distanţei între axe şi a curelei. Diferenţele maxime ce apar între valorile calculate, cu sau fără considerarea deformabilităţii distanţei între axe şi a curelei, sînt de cca 2,8% la determinarea poziţiei discului cu revenire forţată şi de cca 2,2% la determinarea diametrelor de înfăşurare. Aceste diferenţe apar în poziţia extremă în care cureaua este cel mai puţin pretensională. In cealaltă poziţie extremă diferenţele sînt de numai 1,5%.

2. La determinarea efortului iniţial din curea, a forţelor axiale pe discuri şi a încărcării arborilor, de asemenea, poate fi practic neglijată deformabilitatea curelei şi a distanţei între axe. Abaterile maxime ce apar între un calcul şi altul sînt de cca 10% pentru poziţia corespunzătoare tensiunii minime din curea. In poziţia extremă corespunzătoare tensiunii maxime din curea cît şi pe cea mai mare parte a domeniului de reglare abaterile se menţin sub 2%.

3. Efortul iniţial din curea se poate determina cu bună aproximaţie dintr-o ecuaţie de gradul al doilea; coeficienţii c_1 şi c_2 din ecuaţia (3.29) reprezintă o,2% respectiv 2,5% din

BUPT

valoarea coeficientului termenului de grad doi (c_3), astfel că pot fi neglijaţi.

4. Pentru determinarea deplasării discului cu revenire forţată şi a efortului iniţial din curea se vor utiliza relaţiile (3.4) şi (3.11).

3.3. INFLUENTA FORTEI CENTRIFUGE ASUPRA EFORTULUI INITIAL DIN CUREA.

Relaţiile deduse în § 3.2, cu neglijarea forţelor masice sînt valabile numai pentru viteze mici ale curelei. La viteze mai mari forţele masice nu mai pot fi neglijate. Ele determină o creştere a efortului efectiv din curea, concomitent cu scăderea efortului activ, care menţine cureaua apăsată pe roată. Fenomenul este reprezentat grafic în figura 3.1o.

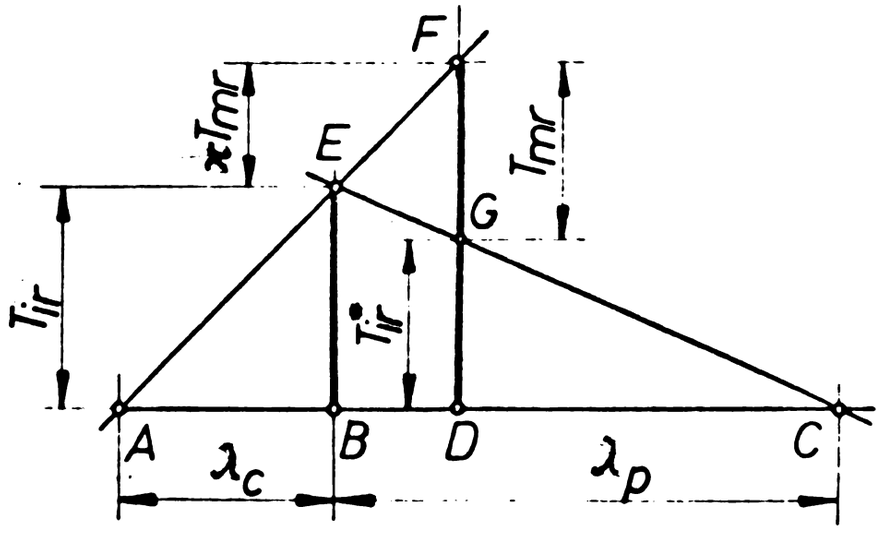


Fig.3.1o.

In această figură notaţiile au următoarele semnificaţii: T_{ir} este efortul relativ iniţial corespunzător vitezei v = o; T_{ir}^* - efortul activ din ramuri şi T_{mr} - efortul datorat forţelor masice :

$$T_{mr} = \frac{m_{ol}}{f} v^2 \frac{1}{T_o} \qquad (3.32)$$

In relaţia (3.32) m_{ol} este masa unităţii de lungime de curea,
$f = 1 + \frac{\delta L_r}{L_r}$ -funcţie de deformaţie a lui Kretz;
v - viteza curelei.

BUPT

Creşterea efortului efectiv din curea datorită forţelor masice determină o alungire a curelei :

$$\frac{\delta L_r}{L_r} = \varkappa \frac{T_m}{E_t A_{ct}} \frac{T_0}{T_0} = \varkappa \frac{T_{mr}}{n} \qquad (3.33)$$

căreia îi corespunde contracţia transversală :

$$\delta l_r = -\frac{\mu_p l_r}{n} \varkappa T_{mr} \qquad (3.34)$$

Datorită acestei contracţii, cureaua se va aşeza, în canalul de lăţime nemodificată a roţii comandate, pe un diametru mai mic cu:

$$\delta D'_{cr} = D'_{cr} - D_{cr} = \frac{\delta l_r}{\gamma} = -\mu_p \frac{l_r}{\gamma n} \varkappa T_{mr} \qquad (3.35)$$

Scăderea efortului activ din curea, ca urmare a creşterii lungimii, determină, sub acţiunea forţei din arc, o deplasare axială a discului cu revenire forţată. Acestei deplasări îi corespunde o variaţie a diametrului de înfăşurare :

$$\delta D''_{ar} = \frac{\delta x_{ar}}{\gamma} \qquad (3.36)$$

Datorită contracţiei transversale, mai are loc încă o variaţie a diametrului de înfăşurare :

$$\delta D'''_{ar} = -\mu_p \frac{l_r}{\gamma n} \varkappa T_{mr} \qquad (3.37)$$

Micşorarea efortului axial de apăsare, ca urmare a destinderii arcului discului cu revenire forţată, conduce la revenirea curelei în sensul creşterii lăţimii primitive. Acesteia, îi corespunde o variaţie de diametru :

$$\delta D^{IV}_{ar} = -\frac{\delta F_{oxar} l_r}{\gamma m_a} \qquad (3.38)$$

Modificarea însumată a diametrului de înfăşurare pe discul cu revenire forţată este :

$$\delta D'_{ar} = D'_{ar} - D_{ar} = \delta D''_{ar} + \delta D'''_{ar} + \delta D^{IV}_{ar} = \frac{1}{\gamma}\left[\delta x_{ar} - l_r\left(\mu_p \frac{\varkappa}{n} T_{mr} + \frac{\delta F_{oxar}}{m_a}\right)\right] \qquad (3.39)$$

Deoarece arcul se destinde, discurile se apropie şi forţa de frecare de pe alezajul discului se opune forţei din arc. Deci:

BUPT

$$\delta F'_{arcr} = \delta F'_{axar} + \delta F'_{frar} \qquad (3.40)$$

Neglijînd modificarea unghiului de înfăşurare :

$$\delta F'_{axar} = \frac{1}{2\nu'}\delta T_{ir}\beta_a = -\frac{1}{2\nu'}(1-\varkappa)T_{mr}\beta_a = -\frac{1-\varkappa}{2\nu'}\left(\pi + \frac{D_{ar}-D_{cr}}{A_r}\right)T_{mr} \qquad (3.41)$$

Variaţia forţei de frecare se datoreşte variaţiei efortului activ, deci :

$$\delta F'_{frar} = -\mu_d(1-\varkappa)T_{mr}\left\{1+\frac{3}{2}\frac{1}{l_{br}}\left[\frac{1+\nu\nu'}{\nu'}D_{ar} - (2e_r+\nu D_{er})\right]\right\}\sin\frac{\beta_a}{2} = -\mu_d(1-\varkappa)k_a F T_{mr} \qquad (3.42)$$

Cu acestea :

$$\delta F'_{arcr} = -(1-\varkappa)\left[\frac{1}{2\nu'}\left(\pi + \frac{D_{ar}-D_{cr}}{A_r}\right) + \mu_d k_a F\right]T_{mr} = -k_a \delta x'_{ar} \qquad (3.43)$$

Astfel că :

$$\delta D'_{ar} = \frac{1}{\nu}\left(-\frac{1}{k_a} - \frac{l_r}{m_a}\right)\delta F'_{axar} - \frac{1}{\nu k_a}\delta F'_{frar} - \mu_p \frac{l_r}{\nu n}\varkappa T_{mr} \qquad (3.44)$$

Descrescînd efortul activ, distanţa între axe creşte cu :

$$\delta A''_r = \frac{2}{k_A}(1-\varkappa)T_{mr} \qquad (3.45)$$

Lungirea curelei în funcţie de variaţia distanţei între axe şi a diametrelor de înfăşurare este:

$$\delta L'_r = \delta A''_r + \frac{\pi}{2}(\delta D'_{cr} + \delta D'_{ar}) + \frac{D_{cr}-D_{ar}}{2A_r}(\delta D'_{cr} - \delta D'_{ar}) - \left(\frac{D_{cr}-D_{ar}}{2A_r}\right)^2 \delta A''_r \qquad (3.46)$$

Introducînd relaţiile: (3.33), (3.35), (3.44) şi (3.45) în (3.46) după transformări se obţine valoarea coeficientului $\varkappa$ pentru cazul general :

$$\varkappa = \frac{\frac{2}{k_A}\left[1-\left(\frac{D_{cr}-D_{ar}}{2A_r}\right)^2\right] + \frac{1}{2\nu}\left[\frac{1}{2\nu'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{l_r}{m_a}\right)\left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)^2 + \left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)\mu_d F\right]}{\frac{l_r}{n} + \pi\mu_p\frac{l_r}{\nu n} + \frac{2}{k_A}\left[1-\left(\frac{D_{cr}-D_{ar}}{2A_r}\right)^2\right] + \frac{1}{2\nu}\left[\frac{1}{2\nu'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{l_r}{m_a}\right)\left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)^2 + \left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)\mu_d F\right]} \qquad (3.47)$$

Dacă se neglijează variaţia distanţei între axe ($k_A = \infty$) rezultă:

$$\varkappa = \frac{\frac{1}{2\nu}\left[\frac{1}{2\nu'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{l_r}{m_a}\right)\left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)^2 + \left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)\mu_d F\right]}{\frac{l_r}{n} + \pi\mu_p\frac{l_r}{\nu n} + \frac{1}{2\nu}\left[\frac{1}{2\nu'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{l_r}{m_a}\right)\left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)^2 + \left(\pi - \frac{D_{cr}-D_{ar}}{A_r}\right)\mu_d F\right]} \qquad (3.47')$$

BUPT

Dacă se neglijează frecarea se obţine o altă formă particulară a relaţiei (3.47) :

$$x=\frac{\frac{1}{4\gamma\gamma'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{L_r}{m_a}\right)\left(\pi-\frac{D_{or}-D_{ar}}{A_r}\right)^2}{\frac{L_r}{n}+\pi\mu_p\frac{L_r}{\gamma n}+\frac{1}{4\gamma\gamma'}\left(\frac{1}{k_a}+\frac{L_r}{m_a}\right)\left(\pi-\frac{D_{or}-D_{ar}}{A_r}\right)^2} \qquad (3.47^a)$$

Dacă cureaua se consideră inextensibilă n =∞ şi $x = 1$.
Aşa cum reiese din cele nouă tabele, în urma calculului după schema logică din figura 3.6 coeficientul $x \in [0{,}993;\ 0{,}996]$.
De aici rezultă următoarea concluzie importantă :
Datorită arcului de pe discurile cu revenire forţată, influenţa forţei centrifuge asupra efortului activ din curea este neglijabilă. In consecinţă, la variatoarele cu discuri cu revenire forţată cu arc, nu are loc o scădere a capacităţii de tracţiune odată cu creşterea vitezei deoarece, nu se micşorează presiunea dintre curea şi roată cum se întîmplă la transmisiile obişnuite. Acesta este un aspect favorabil al fenomenului. Dimpotrivă, valoarea mare a coeficientului $x \approx 1$ înseamnă că întreaga forţă centrifugă contribuie la sporirea efortului efectiv din curea, în timp ce la transmisiile obişnuite numai o parte din aceasta contribuie la creşterea efortului efectiv. Acesta nu este un neajuns prea mare, dacă se are în vedere tensiunea iniţială mai mică în curelele de variator faţă de transmisiile obişnuite.

3.4. INFLUENTA SARCINII TRANSMISE ASUPRA EFORTURILOR DIN ELEMENTUL FLEXIBIL.

3.4.1. Eforturile din ramuri.

La funcţionarea în gol a unei transmisii prin curele eforturile din cele două ramuri sînt practic egale şi pot fi determinate cu relaţiile stabilite în § 3.2. Incărcînd transmisia, prin aplicarea unui moment rezistent la arborele condus, eforturile din ramuri se modifică astfel, încît să fie satisfăcută relaţia :

$$M_t=(T_1-T_2)R=F_tR \qquad (3.48)$$

Problemele care se pun sînt :

BUPT

- care este raportul acestor eforturi, (T_1/T_2) ?
- care este raportul dintre aceste eforturi şi cel iniţial de întindere din curea, (T_1/T_o sau T_2/T_o) ?

In 1775 L. Euler[x] şi mai tîrziu, probabil independent, I.A. Eytelwein[xx], stabilesc relaţia dintre eforturile aplicate extremităţilor unui fir ideal aflat în echilibru pe o suprafaţă cilindrică aspră imobilă :

$$\frac{T_1}{T_2} = exp\,\mu\beta \qquad (3.49)$$

Relaţia (3.49) nu permite stabilirea unei dependenţe matematice între T_1 respectiv T_2 şi T_o, astfel că funcţionarea în sarcină a transmisiei rămîne nedeterminată în raport cu condiţiile iniţiale.

I.V.Poncelet[xxx] şi F.Grashof[xxxx] asociază relaţiei (3.49) dependenţa aproximativă :

$$2T_o \approx T_1 + T_2 \qquad (3.50)$$

şi astfel nedeterminarea arătată este eliminată, căci :

$$\left.\begin{aligned} T_1 &= T_o + 0{,}5F_t \\ T_2 &= T_o - 0{,}5F_t \end{aligned}\right\} \qquad (3.51)$$

Ţinînd seamă de extensibilitatea firului, M.Kretz,[xxxxx] din condiţia de continuitate a mişcării elementului extensibil, stabileşte relaţia :

$$\frac{v_j}{f_j} = \frac{v_j}{1 + \frac{T_j}{E_t A_c}} = const \qquad (3.52)$$

---

x) L.Euler "Novi comentari Academiae Petropolitanae" St.Petersbourg 1775 [apud 27]

xx) I.A.Eytelwein "Handbuch der Statik fester Körper" 1808 [apud 27]

xxx) I.V.Poncelet "Cours de Méconique appliquée des machines" 1845 [apud 27]

xxxx) F.Grashof " Theoretische Maschinenlehre" 1883 [apud 27]

xxxxx) M.Kretz " Note sur les transmissions de mouvement à l'aide des courroies" Anales des Mines, 1861 [apud 27]

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

punînd astfel bazele teoretice ale fenomenului alunecării elastice. Cu aceasta aproximarea propusă de Poncelet devine evidentă.

H.Resal aprofundează teoria transmisiilor prin curele folosind studiile lui Kretz dar a ajuns la relaţii complicate incomode pe atunci în calculele inginereşti.

O.Gehrkens [27] observă pe cale experimentală că $T_1/T_2 < \exp\mu\beta$ cît timp nu are loc patinarea, deci produsul $\mu\beta$ trebuie să varieze funcţie de sarcină. Această observaţie a fost confirmată de toate cercetările ulterioare.

F.Grashof emite ipoteza că elementul variabil ar fi "arcul de patinare", care ar creşte odată cu momentul rezistent iar pe diferenţa dintre arcul de înfăşurare şi cel de patinare - "arcul de repaus" - contactul dintre curea şi roată este imobil şi efortul rămîne invariabil [27].

Ţinînd seama de influenţa elasticităţii elementului flexibil şi considerînd că arcul de alunecare elastică variază între zero şi arcul de înfăşurare N.Petrov stabileşte (pentru coeficientul de frecare μ=const) relaţia dintre eforturile din ramuri de forma [27] :

$$\frac{T_1\left[1-\frac{m_{ol}}{A_c E_t}\left(\frac{v_1}{f_1}\right)^2\right]-\frac{m_{ol}v_1^2}{f_1}}{T_2\left[1-\frac{m_{ol}}{A_c E_t}\left(\frac{v_2}{f_2}\right)^2\right]-\frac{m_{ol}v_2^2}{f_2}} = \exp\mu\beta_{al} \qquad (3.53)$$

N.E.Jukovski aprofundează teoretic şi experimental cercetările de pînă atunci şi ajunge la concluzia că la funcţionarea fără patinare a unei transmisii arcul de înfăşurare are două porţiuni calitativ distincte : arcul de repaus pe care efortul din elementul flexibil nu variază şi pe care elementul flexibil este în repaus relativ, şi arcul de alunecare în lungul căruia efortul variază exponenţial şi între curea şi roată are loc o alunecare relativă [27]. Cercetări numeroase au confirmat, pînă la un moment dat, justeţea ipotezelor şi concluziilor lui N.Petrov şi N.E.Jukovski [1,5,31,38,47,58] .

Supunînd unei analize teoretice mai minuţioase, unele aspecte ale funcţionării transmisiilor prin frecare, V.A.Svetlitchi ajunge la ecuaţiile diferenţiale ale mişcării staţionare folosite şi în mecanica firului real [27,101,102] .

$$\frac{m_{ol}}{f}v\frac{dv}{ds}=\frac{dT}{ds}+F_\tau \; ; \; \frac{m_{ol}}{f}\frac{v^2}{R}=\frac{T}{R}+F_\nu \; ; \; \frac{1}{v}\frac{dv}{ds}=\frac{1}{f}\frac{df}{ds} \qquad (3.54)$$

BUPT

unde F_τ şi F_ν sînt componentele după tangentă şi normală ale forţelor exterioare şi de legătură. Admiţînd o dependenţă polinomială , pentru coeficientul de frecare funcţie de viteza de alunecare :

$$\mu \approx a + bv_{al} + cv_{al}^2 \qquad (3.55)$$

ajunge la soluţii de formă mai generală care conţin drept cazuri particulare pe cele precedente.

La baza tuturor teoriilor de transmitere a energiei prin frecare, acceptate pînă în 1967, a stat părerea emisă de Grashof, fundamentată teoretic de N.A.Petrov în 1893 şi dovedită experimental de N.E.Jukovski, conform căreia :

- forţa periferică transmisă se realizează numai pe arcul de alunecare;
- pe arcul de repaus efortul din curea nu variază ;
- viteza cu care cureaua atacă roata este aceeaşi cu a roţii de curea.

Acumularea unui bogat material experimental în cercetarea transmisiilor prin curele a confirmat existenţa arcului de alunecare care nu este contestat de nici un cercetător din domeniu, dar, în acelaşi timp, s-au manifestat o serie de fenomene ce nu au putut fi clarificate cu teoria devenită clasică. Astfel:

- Novski a constatat că afară de alunecarea elastică ce are loc în limitele arcului de alunecare, mai are loc o oarecare alunecare repartizată pe tot arcul de înfăşurare [108];
- experienţele efectuate independent, de mai mulţi cercetători, au arătat că la aceleaşi condiţii, alunecarea relativă creşte cu descreşterea diametrelor roţilor de curea;
- după teoria clasică, pentru un efort iniţial dat, alunecarea relativă ε trebuie să fie o funcţie liniară de coeficientul de tracţiune $\varphi = F_t / 2T_0$:

$$\varepsilon = 2\varphi \frac{G_0}{E} \qquad (3.56)$$

In realitate, curbele experimentale sînt apropiate de o dreaptă (v.fig.3.11) pînă la o valoare a coeficientului de tracţiune $\varphi = \varphi_0$. In continuare, abaterile sînt din ce în ce

BUPT

mai mari crescînd odată cu apropierea asimptotică de φ_{max}. E.M.Gutiar consideră că la $\varphi = \varphi_0$ alunecarea elastică cuprinde întregul arc de înfăşurare al roţii conducătoare iar creşterea în continuare a coeficientului de tracţiune are loc pe seama creşterii coeficientului de frecare odată cu creşterea vitezei de patinare [38] . Aceasta însă nu corespunde cu datele experimentale referitoare la dependenţa de viteza de alunecare a coeficientului de frecare [29,47,74] .

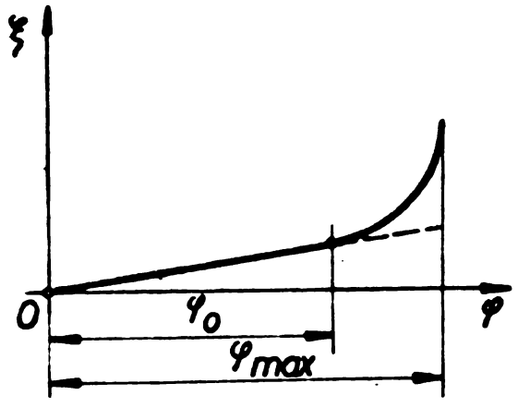


Fig.3.11

In teza sa de doctorat R.V.Virabov arată că raţionamentele lui N.P.Petrov s-au bazat pe considerarea în exclusivitate numai a deformaţiilor de întindere a curelei [108]. O asemenea tratare simplifică mult unele aspecte ale fenomenelor ce au loc în transmisie. La începutul deceniului 7, A.V.Andreev atrage atenţia că la procesul transmiterii prin frecare trebuie ţinut seama şi de deformaţia tangenţială a curelei, că o parte a forţei periferice se poate transmite şi prin contact nealunecător, adică pe arcul numit pînă aici arc de repaus [1]. Inlocuirea curelei printr-un fir flexibil, neglijînd secţiunile sale transversale, împiedică elucidarea fenomenelor ce se produc, deoarece nu se pot lua în considerare deformaţiile tangenţiale ce au loc în curea [62] . Referindu-se la transmiterea prin frecare a unei forţe tangenţiale A.V.Andreev arată că aceasta se poate realiza [1] :

- prin contact cu frecare nealunecător (pe seama forţei de frecare de repaus);
- prin contact cu frecare alunecător (pe seama forţei de frecare de alunecare);
- prin contact concomitent alunecător şi nealunecător.

Contactul în exclusivitate cu repaus relativ are loc în cazul repartiţiei uniforme a forţei tangenţiale p pe suprafaţa uniform încărcată, de sarcina q, a unui corp elastic C aşezat

BUPT

pe corpul rigid B care percepe forţa tangenţială (v.fig.3.12).

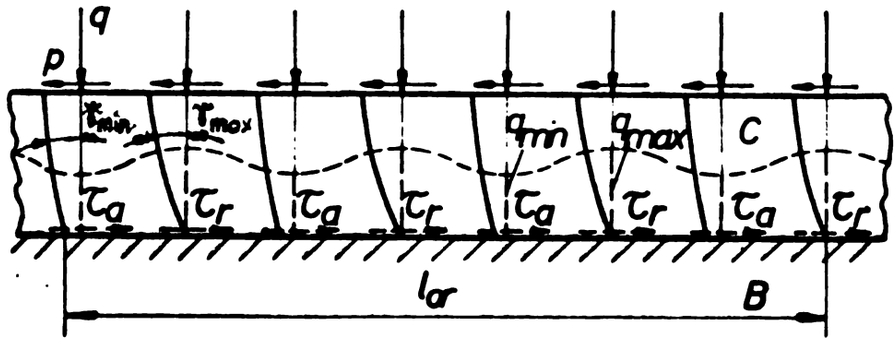


Fig.3.12.

Dacă forţa tangenţială exterioară nu depăşeşte forţa de frecare de repaus, se va observa o deplasare iniţială foarte mică. Experienţele mai multor cercetători, care au studiat această deplasare iniţială şi au admis schema din figura 3.12, au arătat că atît timp cît forţele tangenţiale nu au atins valoarea forţei de frecare de repaus, la care începe alunecarea, deplasarea iniţială este foarte mică şi creşte aproximativ proporţional cu forţele tangenţiale. Dacă se admite că sarcina q ce încarcă corpul C este uniform distribuită, rezultă că la aplicarea forţelor tangenţiale exterioare p pe suprafaţa liberă a corpului, în lungul contactului cu frecare l_{or} va apare o deplanare relativă uniformă γ, şi o tensiune uniform distribuită τ egală cu p. Această ipoteză nu reflectă întreaga complexitate a fenomenului, deoarece în realitate, datorită microreliefului suprafeţei B, va avea loc o repartiţie neuniformă a presiunii cu maxime şi minime (q_{max} şi q_{min}) indicate în figura 3.13 prin linie întreruptă. Această neuniformitate a presiunii conduce la redistribuirea tensiunilor tangenţiale. In dreptul adînciturilor (unde $q = q_{min}$), au loc alunecări parţiale, tensiunea tangenţială se redistribuie micşorîndu-se la τ_a, în timp ce în jurul vîrfurilor, pe porţiunile nealunecătoare ele cresc la τ_r. Deplanările relative se redistribuie în acelaşi mod crescînd la γ_{max} pe porţiunile nealunecătoare şi scăzînd la γ_{min} pe cele alunecătoare. Rezultă, că în momentul aplicării forţelor tangenţiale p, mai mici decît forţa de frecare de repaus, în contact, apar alunecări parţiale. De aceea, acest fel de contact cu frecare este numit "contact de repaus relativ". După ce redistribuirea

BUPT

tensiunilor tangenţiale τ, pe contactul cu frecare ℓ_{or} s-a terminat, contactul repausului relativ se retransformă în "contact de repaus" ℓ_r cu tensiuni tangenţiale distribuite neuniform, corespunzător cu repartiţia presiunii normale.

După îndepărtarea sarcinii tangenţiale p, forţele de frecare se vor opune revenirii punctelor în poziţia iniţială ceea ce conduce la o nouă redistribuire a tensiunilor tangenţiale pe suprafaţă şi la apariţia unor deplasări iniţiale reziduale. Astfel, la forţe tangenţiale uniform distribuite, mai mici decît forţa de frecare de repaus, le corespund deplasări prealabile mici care pot fi numite deplasări prealabile de ordinul întîi.

Deplasările prealabile de ordinul întîi sînt de două feluri : neremanente, care dispar după îndepărtarea sarcinii exterioare şi remanente, care rămîn şi după îndepărtarea sarcinii exterioare. Dacă sarcina tangenţială aplicată creşte, la atingerea forţei de frecare de repaus, egală cu $\int_A q\,\mu_o dA$, se produce ruperea contactului repausului relativ şi întregul corp începe să alunece pe suprafaţa B care a fost considerată în mod convenţional absolut rigidă. Coeficientul de frecare corespunzător momentului ruperii este coeficientul frecării de repaus μ_o. Pentru contactul corpurilor înalt elastice, noţiunea de coeficient de frecare de repaus este convenţională, deoarece, în momentul care precede ruperea, partea cea mai mare a contactului deja alunecă, astfel că se manifestă coeficientul frecării de alunecare μ. Numai porţiuni izolate (în dreptul vîrfurilor corpului B) rămîn aderente pînă în ultimul moment cînd se produce ruperea contactului.

La deplasarea prealabilă de ordinul întîi coeficientul de frecare de repaus se deosebeşte întotdeauna în valoare de coeficientul frecării de alunecare ($\mu_o \neq \mu$).

Aceasta se explică prin aceea că, la creşterea treptată a forţelor tangenţiale pA, trecerea corpului elastic C, din repaus relativ la alunecare totală, are loc cu un salt corespunzător ruperii concomitente a porţiunilor aderente de pe vîrfurile întregii suprafeţe de contact. Pentru metale $\mu_o > \mu$. Pentru cauciuc după datele unor cercetători $\mu_o < \mu$.

Un alt caz, este cel cînd corpul elastic C (fig.3.13),

BUPT

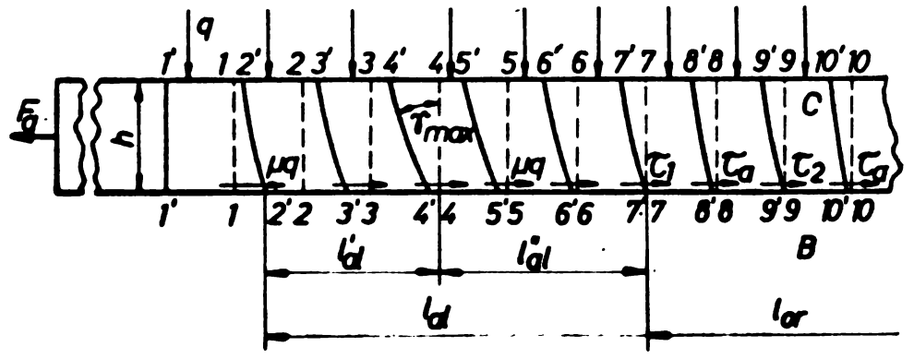


Fig.3.13.

este apăsat tot de o sarcină uniform distribuită q pe suprafaţa rigidă B, iar la un capăt al corpului C este aplicată o forţă de tracţiune F_0 ce nu depăşeşte forţa de frecare de repaus.

La aplicarea forţei F_0 va apare o deplasare prealabilă a corpului elastic dar aceasta se deosebeşte mult prin mărime şi caracter de cea corespunzătoare sarcinii tangenţiale uniform distribuite. In acest caz, deplasarea are loc în principal în zona de alunecare l_{al} şi este incomparabil mai mare decît în schema considerată mai înainte.

O asemenea deplasare este numită deplasare prealabilă de ordinul al doilea. In figura 3.13 cu linii întrerupte sînt indicate poziţiile iniţiale ale secţiunilor transversale, iar cu linii continue şi numerotate cu cifre cu accent, poziţiile de după deformare. Deoarece forţa F_0 este aplicată excentric faţă de forţele de frecare, secţiunile transversale ale corpului C suferă rotiri. La începutul zonei de alunecare, unghiul de rotire al secţiunilor transversale creşte treptat pînă la o valoare maximă γ_{max} pentru ca apoi să descrească din nou. În acest mod zona alunecării elastice l_{al} poate fi împărţită în două : zona l'_{al}, pe care unghiurile de rotire cresc şi zona l''_{al}, pe care acestea descresc. La graniţa zonelor l'_{al} şi l''_{al} este dispusă secţiunea ce are unghiul de rotire maxim γ_{max}. In limitele zonei l''_{al} alunecarea este foarte mică.

In secţiunea în care tensiunile tangenţiale din corpul elastic C se micşorează pînă la valoarea τ_1 egală cu forţa specifică de frecare de repaus μq, alunecarea se întrerupe, mai departe întinzîndu-se zona repausului relativ l_{or}. Mărimea tensiunii τ_1 depinde de proprietăţile fizice ale corpurilor în

BUPT

contact, de durata contactului etc. Determinarea tensiunii τ_1 şi deci a valorii reale pentru μ_o este foarte dificilă.

In zona repausului relativ ℓ_{or} există deplasare, deoarece în adînciturile suprafeţei de contact unde presiunea normală este mică se formează porţiuni de alunecare pe care tensiunile $\tau_{a\ell}$ sînt egale cu forţele specifice ale frecării de alunecare. Ca urmare a acestei deplasări, zona repausului relativ se extinde pe o lungime suficient de mare şi tensiunile tangenţiale ($\tau_1 > \tau_2 > \tau_3 ...$) se micşorează relativ încet.

La deplasarea prealabilă de ordinul doi, pentru fîşii elastice de lungime mare şi relativ subţiri, coeficientul de frecare de repaus este practic egal cu coeficientul frecării de alunecare $\mu_o = \mu$. Aceasta se explică prin aceea că odată cu creşterea forţei F_o, se măreşte corespunzător zona alunecării şi se micşorează zona repausului relativ ℓ_{or}, iar în momentul trecerii întregului corp C la alunecare, porţiunea ℓ_{or} este deja neînsemnată — $\ell_{or} \approx (2...3)h$ — astfel că ruperea ei nu modifică practic mărimea forţei de rupere, adică forţa frecării de repaus este egală cu forţa frecării de alunecare.

Această concluzie este de mare importanţă pentru transmisiile cu element flexibil unde are loc o deplasare prealabilă de ordinul al doilea. Ea explică de ce la demaraj, sau în alte împrejurări cînd se intră în regim de patinare, nu are loc o micşorare a capacităţii de tracţiune ci transmisia reintră automat în regim normal. Cu mărirea grosimii şi micşorarea lungimii corpului elastic, deplasarea prealabilă de ordinul doi se apropie tot mai mult de cea de ordinul întîi.

Acceptînd ipoteza emisă de R.V.Virabov [1o8], la studiul transmisiilor prin curele late, ipoteză dezvoltată de V.K.Martînov pentru CTL [62], se consideră că pe arcul de înfăşurare există două porţiuni distincte : în zona de atac a curelei arcul de aderenţă şi în zona unde curelaua părăseşte roata-arcul de alunecare. Pe arcul de alunecare au loc deplasări relative între curea şi roată producîndu-se o parte din transferul energetic. Pe arcul de aderenţă nu se produc decît deplasări relative de ordinul întîi între suprafeţele prin care sînt în contact curelaua şi roata, avînd loc deplasări tangenţiale între straturile din masa curelei. Pentru a se putea produce alune-

BUPT

carea curelei pe arcul de alunecare, este necesar ca într-un punct care defineşte sfîrşitul arcului de aderenţă şi începutul celui de alunecare să aibă loc ruperea contactului nealunecător dintre curea şi roată. Ruperea contactului însă, reprezintă saltul calitativ care se produce la limita acumulărilor cantitative de deformaţie tangenţială din curea. Pentru a putea avea loc un proces de acumulare cantitativă a deformaţiilor tangenţiale trebuie să existe o cît de mică diferenţă între viteza tangenţială a roţii şi cea cu care o atacă cureaua, astfel încît, elementul receptor de energie să rămînă puţin în urma celui emiţător. Dacă viteza curelei ce atacă roata este aceeaşi cu a roţii nu există motive care să justifice deformaţiile tangenţiale în curea, iar fără acestea nu se poate concepe ruperea contactului la capătul arcului de aderenţă.

Analizînd starea de tensiune din curea, se constată că în ramuri cureaua este solicitată la tracţiune, eforturile unitare fiind uniform distribuite. Pe arcele de înfăşurare este apăsată spre flancurile roţilor şi, ca urmare a tendinţei de deplasare relativă apar forţe de frecare care echilibrează eforturile de întindere din ramuri, dar nu acţionează centric ca acestea. In consecinţă, secţiunile transversale, plane în ramuri, nu mai rămîn plane pe arcele de înfăşurare.

3.4.1.1. Forţa tangenţială transmisă pe arcul de aderenţă.

Contactul cu frecare dintre CTL şi roata de curea este similar cu cel reprezentat în figura 3.13 dacă se consideră că înălţimea h a corpului elastic C corespunde cu jumătate din lăţimea primitivă a curelei.

Desfăşurate în plan, porţiuni de curea din dreptul roţii motoare respectiv conduse arată ca în figura 3.14. Admiţînd un sistem de referinţă ca în figură, că materialul curelei se supune legii lui Hooke şi că coeficientul de frecare este constant, condiţia de echilibru a unui element $A_{1,2}$ de arie dsdx este :

$$dP + dT' = 0 \qquad (3.57)$$

unde, dacă se consideră eforturile unitare uniform distribuite pe înălţimea h a curelei :

$$dP = GA'_{cf} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx \qquad (3.58)$$

şi

$$dT' = E_t A'_{cf} \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} ds \qquad (3.59)$$

BUPT

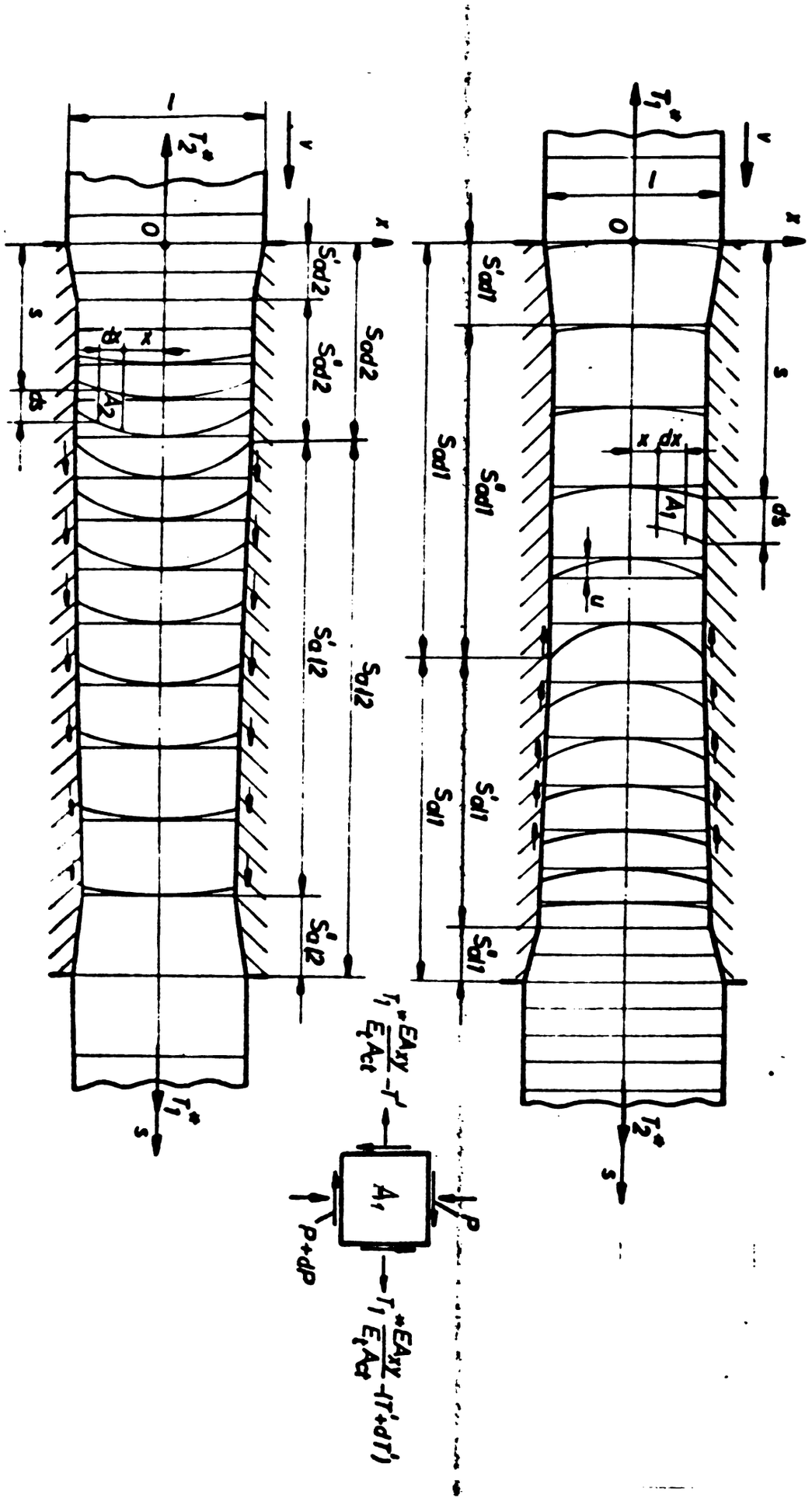

T1*
v
l
0
x
s
Sad1
S'ad1
dx
dS
A1
u
T2*
Sad2
S'ad2
A2
dS
P
P+dP
T1*EA1χ/E1A1 -T'
T1*EA1χ/E1A1 -(T'+dT')

Fig. 3.11

BUPT

sînt creşterile forţelor tangenţiale respectiv de tracţiune. Cu $A'_{cf} = hds$ şi $A'_{ct} = hdx$, introducînd relaţiile (3.58) şi (3.59) în (3.57) rezultă :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} = 0 \qquad (3.60)$$

unde $c^2 = E_t/G$.

Utilizînd metoda Fourier, şi rezolvînd aproximativ, cu considerarea condiţiei iniţiale : la s=o, u=o şi a celor de contur: la $x = \pm \ell/2$, u=o, soluţia ecuaţiei (3.60) este [62] :

$$u_{1,2} = b_{1,2} \cos \pi \frac{x}{\ell} \, sh \frac{\pi}{c} \frac{s}{\ell} \qquad (3.61)$$

unde $b_{1,2}$ sînt constante ale regimului de încărcare.

Relaţia (3.61) descrie deplasarea tangenţială a punctelor curelei în funcţie de poziţia acestora pe lăţimea curelei şi în lungul arcului de înfăşurare.

Ţinînd cont că tensiunea de întindere este $\sigma = E_t \frac{\partial u}{\partial s}$ şi cea tangenţială $\tau = G \frac{\partial u}{\partial x}$, pe arcele de aderenţă tensiunile curente de întindere respectiv tangenţiale vor fi :

$$\sigma'_{1,2} = \sigma_{1,2} \mp E_t b_{1,2} \frac{\pi}{c\ell} \cos \pi \frac{x}{\ell} \left(ch \frac{\pi}{c} \frac{s}{\ell} - 1 \right) \qquad (3.62)$$

$$\tau'_{1,2} = G b_{1,2} \frac{\pi}{\ell} \sin \pi \frac{x}{\ell} \, sh \frac{\pi}{c} \frac{s}{\ell} \qquad (3.63)$$

Dar relaţia (3.62) rezultă că tensiunile de întindere sînt maxime în mijlocul curelei (pentru x=o) şi cresc respectiv descresc în lungul arcului de aderenţă după cum este vorba de roata condusă sau de cea motoare. Pe flancurile curelei, în locul de contact dintre curea şi roată pentru care $x = \pm \ell/2$ şi $\cos \pi \frac{x}{\ell} = o$, rezultă $\sigma'_{1,2} = \sigma_{1,2} = \text{const}$, adică tensiunile de întindere nu variază deoarece pe arcul de aderenţă încă ne fiind rupt contactul nu se produc alungiri ale curelei.

Ca urmare a aplicării excentrice a forţelor de frecare, tensiunile tangenţiale sînt maxime pe flancurile curelei (la $x = \pm \ell/2$) şi nule pe mijloc (la x = o).

Forţa tangenţială curentă pe arcul de aderenţă, corespunzătoare forţei de frecare neîntregi, este dată de relaţia :

$$P'_{12} = \int_0^s \int_{Act} dP = 2 b_{12} hc G \left(ch \frac{\pi}{c} \frac{s}{\ell} - 1 \right) \qquad (3.64)$$

BUPT

iar diferenţa forţelor de întindere ce solicită porţiunea din arcul de aderenţă mărginită de coordonatele o şi $s_{adl,2}$ este:

$$F_{tadt,2} = \pm T_{1,2}^{*} \mp T_{1,2}' = \int_{0}^{s}\int_{A_{cl}} dT' = 2b_{1,2}\frac{h}{c}E_t\left(ch\frac{\pi}{c}\frac{s}{l}-1\right) \qquad (3.65)$$

In secţiunea în care are loc ruperea contactului forţa tangenţială elementară devine egală cu forţa de frecare elementară:

$$dP_{1,2}' = dF_{fr\,1,2} \qquad (3.66)$$

Dacă se neglijează tendinţa de alunecare radială, forţa de frecare elementară se poate scrie:

$$dF_{fr\,1,2} = \frac{\mu}{\sin\alpha_c/2}T_{1,2}'d\beta = \mu' T_{1,2}' d\beta \qquad (3.67)$$

Ţinînd cont de (3.64),(3.65) şi (3.67), şi introducînd în (3.66) se obţine relaţia pentru determinarea lungimii $s_{adl,2}$a arcului de aderenţă:

$$\frac{\pi}{2c}\frac{D_{t2}}{l}sh\frac{\pi}{c}\frac{s_{adt2}}{l} \pm \mu' ch\frac{\pi}{c}\frac{s_{adt2}}{l} = \mu'\left(\frac{T_{1,2}^{*}}{2b_{1,2}\frac{h}{c}E_t} \pm 1\right) \qquad (3.68)$$

Admiţînd că pe arcul de alunecare, este valabilă relaţia lui Euler, constantele $b_{1,2}$ ale regimului de încărcare sînt :

$$b_1 = \frac{T_1^{*} - T_2^{*}\exp\left[\frac{2\mu_{t1}}{D_1}(s_1 - s_{adt1})\right]}{2E_t\frac{h}{c}\left(ch\frac{\pi}{c}\frac{s_{adt}}{l}-1\right)} \qquad (3.69)$$

$$b_2 = \frac{T_1^{*}\exp\left[-\frac{2\mu_{t2}}{D_2}(s_2 - s_{adt2})\right] - T_2^{*}}{2E_t\frac{h}{c}\left(ch\frac{\pi}{c}\frac{s_{adt}}{l}-1\right)} \qquad (3.70)$$

unde $s_{1,2}$ este lungimea arcului întreg de înfăşurare pe roata motoare respectiv condusă.

Ţinînd cont de (3.69) şi (3.70), relaţia (3.68) se poate pune sub forma :

$$\frac{T_1^{*}}{T_2^{*}} = \left\{1 \pm A_{1,2}\,th\left[B_{1,2}(\beta_{t2} - \beta_{adt2})\right]\right\}^{\pm 1}\exp\mu_{t1,2}\beta_{adt2} \qquad (3.71)$$

în care s-au făcut notaţiile :

$$A_{1,2} = 2\mu'\frac{c}{\pi}\frac{l}{D_{1,2}} \quad \text{şi} \quad B_{1,2} = \frac{1}{4}\frac{\pi}{c}\frac{D_{1,2}}{l} \qquad (3.72)$$

BUPT

In relaţia (3.71) factorul supraunitar din paranteza acoladă reprezintă aportul arcului de aderenţă la transmiterea energiei.

3.4.1.2. Forţa tangenţială transmisă pe arcul de alunecare. Intrucît pe arcul de aderenţă efortul activ din curea variază, are loc şi o modificare a presiunii pe flancurile curelei. Forma trapezoidală a canalului împreună cu modificarea presiunii pe flanc determină, către capătul arcului de aderenţă, o tendinţă de deplasare radială a curelei.

Pe arcul de aderenţă al roţii motoare efortul activ descreşte şi ca urmare cureaua se umflă avînd tendinţa de a se deplasa spre partea mai largă a canalului trapezoidal. Deoarece, pe arcul de aderenţă forţele tangenţiale ce apar în curea datorită acestei tendinţe sînt mai mici decît forţele de frecare, alunecarea nu are loc dar, sînt pregătite toate condiţiile ca îndată ce apar deplasări în lungul arcului să se producă şi deplasări radiale.

Pe arcul de aderenţă al roţii conduse efortul activ creşte şi fenomenul se petrece în mod similar, cu tendinţa de înfundare a curelei în canal. Coexistenţa eforturilor unitare tangenţiale, orientate după cele două direcţii, radială şi tangenţială, determină la intrarea pe arcul de alunecare, deplasări ale curelei faţă de roată aşa cum sînt reprezentate în figura 3.15. In consecinţă, forţa de frecare dintre curea şi roată va face cu direcţia tangentei unghiul Ψ_{12}.

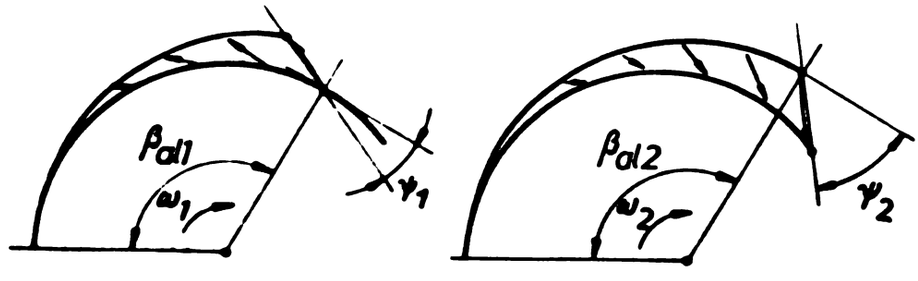


Fig. 3.15.

Admiţînd că o parte din forţa tangenţială se transmite pe arcul de aderenţă, pentru arcele de alunecare, în ipoteza valabilităţii relaţiei lui Euler, se poate scrie :

$$\frac{T_{12}' + F_{fal12}}{T_{2,1}'} = e^{\pm \mu_{t12} \beta_{al12}} \qquad (3.73)$$

BUPT

unde coeficienţii de frecare după direcţie tangenţială sînt :

$$\mu_{t1,2} = \frac{\mu}{\sin\alpha_c/2}\cos\psi_{1,2} \qquad (3.74)$$

Unghiurile $\psi_{1,2}$, dependente de sarcină, sînt dificil de precizat. O cale de determinare a lor ar rezulta din considerarea deformaţiilor longitudinale şi transversale ale curelei, admiţînd că deplasările curelei faţă de roată se datoresc acestor deformaţii.

Deplasarea în lungul arcului de alunecare se datoreşte atît variaţiei deformaţiei longitudinale determinată de modificarea efortului activ, cît şi revenirii elastice a fibrelor din starea de deplanare produsă pe arcul de aderenţă.

Deplasarea tangenţială, în raport cu roata, a unui punct de pe curea, la parcurgerea întregului arc de alunecare, datorită variaţiei efortului activ se poate considera :

$$\lambda_{at1,2} = \int_0^{s_{al1,2}} \frac{\sigma_{1,2}}{E_{td}} ds_{1,2} = \int_0^{\beta_{al1,2}} \frac{T_{1,2} \mp F_{tad1,2}}{E_{td} A_{ct}} e^{\mp \mu_{t1,2}\beta_{al1,2}} \frac{D_{1,2}}{2} d\beta_{al1,2} \qquad (3.75)$$

Deplasarea datorită revenirii fibrelor curelei din starea de deplanare rezultă din relaţia (3.61) în care se iau $x = 0$ şi $s = s_{ad\,1,2}$:

$$u_{1,2} = \mp b_{1,2} \operatorname{sh} \frac{\pi D_{1,2}}{2cl} \beta_{ad1,2} \qquad (3.76)$$

Deplasarea tangenţială totală va fi :

$$\lambda_{t1,2} = \lambda_{at1,2} + u_{1,2} \qquad (3.77)$$

Deplasarea radială se datoreşte atît modificării lăţimii primitive ca urmare a variaţiei efortului activ cît şi variaţiei forţei transversale care comprimă cureaua.

Contracţia transversală determinată de variaţia efortului activ este :

$$\delta l_{a1,2} = \mu_p \frac{F_{tal1,2}\, l}{E_{td} A_{ct}} \qquad (3.78)$$

Modificarea lăţimii primitive ca urmare a variaţiei presiunii pe flanc este :

$$\delta l_{c1,2} = -\frac{F_{tal1,2}\, l}{D_{1,2} h E_{cd} \operatorname{tg}(\alpha_c/2+\theta)} \qquad (3.79)$$

BUPT

Astfel că,variaţia totală a lăţimii primitive este:

$$\delta l_{1,2} = \delta l_{a1,2} + \delta l_{c1,2} \qquad (3.80)$$

cu care deplasarea în lungul generatoarei discului rezultă:

$$\lambda_{g1,2} = \frac{\delta l_{1,2}}{2\sin\alpha_c/2} = -\left[\frac{\mu_p}{E_{td}A_{ct}} + \frac{1}{D_{1,2}hE_{cd}\,tg(\alpha_c/2+\theta)}\right]\frac{F_{tal1,2}\,l}{2\sin\alpha_c/2} \qquad (3.81)$$

Conform figurii 3.15, unghiurile $\psi_{1,2}$ vor avea valorile :

$$\psi_{1,2} = arctg\frac{\lambda_{g1,2}}{\lambda_{at1,2}} \qquad (3.82)$$

Relaţiile : (3.48),(3.71),(3.73) şi (3.74) scrise adimensional, formează sistemul:

$$\left.\begin{aligned} F_{tr} &= T_{1r}^* - T_{2r}^* \\ T_{1r}^* &= \left\{1 + A_1 th\left[B_1(\beta_1 - \beta_{al1})\right]\right\} T_{2r}^* e^{\mu_{t1}\beta_{al1}} \\ T_{2r}^* &= \left\{1 - A_2 th\left[B_2(\beta_2 - \beta_{al2})\right]\right\}^{-1} T_{2r}^* e^{\mu_{t2}\beta_{al2}} \\ \mu_{t1} &= \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha_c}{2}}\cos\left(arctg\frac{\lambda_{g1}}{\lambda_{at1}}\right) \\ \mu_{t2} &= \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha_c}{2}}\cos\left(arctg\frac{\lambda_{g2}}{\lambda_{at2}}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (3.83)$$

de cinci ecuaţii cu şase necunoscute: T_{1r}^*, T_{2r}^*, β_{al1}, β_{al2}, μ_{t1}, μ_{t2}.

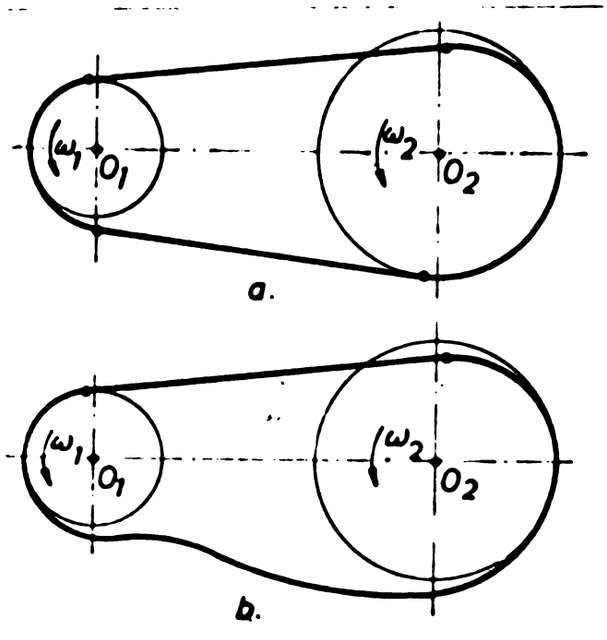


Fig.3.16

Cea de a şasea ecuaţie necesară sistemului, pentru a-l putea rezolva, trebuie să o furnizeze legătura dintre mărimile ce definesc transmisia la funcţionarea în sarcină (T_{1r}^* şi T_{2r}^*) respectiv în gol (T_{ir}^*). Această relaţie poate fi scrisă din condiţia ca, diferenţa dintre lungimile conturelor înfăşurate de curea la funcţionarea în gol respectiv în sarcină

BUPT

să fie egală cu variaţia lungirii curelei la trecerea de la o stare la cealaltă [27]. Ea poate fi scrisă, dacă se cunoaşte forma conturelor înfăşurate la funcţionarea în gol respectiv în sarcină. La funcţionarea în gol, se poate admite că, conturul înfăşurat este format din cele două arce de înfăşurare unite prin două drepte tangente la acestea. La funcţionarea în sarcină, s-ar putea considera că conturul este format din două arce de cerc (corespunzător arcelor de aderenţă) două arce de spirală oarecare (corespunzător arcelor de alunecare) şi două drepte tangente la aceste arce (v. fig.3.16,a).

Aşa cum a rezultat din cercetările experimentale în sarcină, descrise în § 5.3.2, în realitate conturul are forma reprezentată în figura 3.16,b. Dacă lungimea arcelor şi a ramurii trăgătoare s-ar putea determina fără dificultăţi deosebite, lungimea ramurii trase este foarte greu de exprimat matematic.

In timpul încercărilor autorul a constatat că bombarea ramurii trase depinde atît de raportul de transmitere cît şi de încărcare. Pentru raportul de transmitere corespunzător efortului iniţial minim T^{*}_{irmin}, ramura trasă se bombează foarte mult dînd impresia că se descarcă total. Pe măsură ce se modifică raportul de transmitere spre valori cu eforturi iniţiale mai mari bombarea devine din ce în ce mai mică. In aceste condiţii nu se poate apela la relaţia de legătură amintită mai sus. De aceea, autorul a aplicat la transmisia cu raport de transmitere variabil, metoda energetică utilizată de V.K.Martînov la transmisia cu i=const [63].

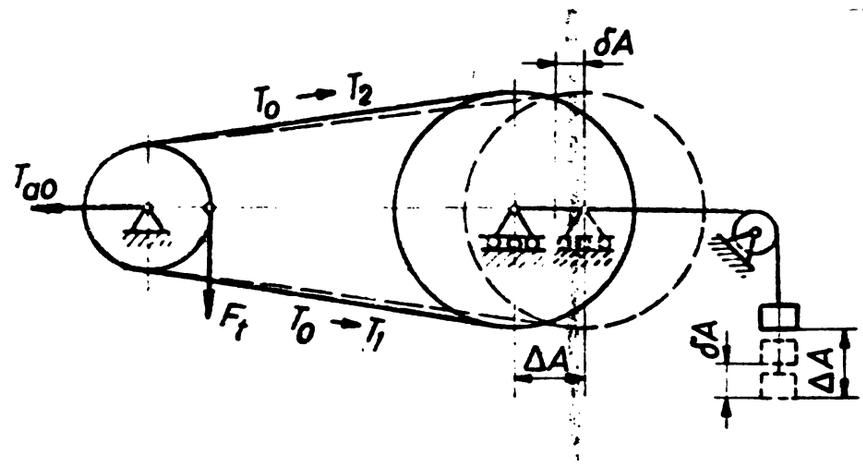


Fig.3.17

Dacă la o transmisie (deocamdată obişnuită) se realizează tensionarea cu o greutate (v.fig.3.17), admiţînd toate elementele cu excepţia curelei perfect rigide, energia potenţială a sistemului se modifică cu lucrul mecanic efectuat de deplasarea cu can-

BUPT

titaten ΔA a greutăţii T_{ao} :

$$\Delta E = \frac{1}{2} T_{ao} \Delta A \qquad (3.84)$$

Această energie trebuie să se regăsească acumulată în curea :

$$\Delta E = T_o \frac{\varepsilon_o L}{2} = \frac{T_o^2 l}{2 E_t A_{ct}} \qquad (3.85)$$

Asociind relaţiilor (3.84) şi (3.85) condiţia de echilibru a roţii mici :

$$T_{ao} = 2 T_o \sin \frac{\beta_a}{2} \qquad (3.86)$$

rezultă pentru deplasarea ΔA :

$$\Delta A = \frac{T_{ao} L}{4 E_t A_{ct} \sin^2(\beta_a/2)} \qquad (3.87)$$

Incărcarea transmisiei, echivalentă cu aplicarea forţei tangenţiale F_t la periferia roţii mici, conduce la o nouă creştere a energiei potenţiale a sistemului cu :

$$\delta E = \frac{1}{2} F_t \Delta \lambda \qquad (3.88)$$

care trebuie să se regăsească atît în variaţia energiei potenţiale a curelei cît şi a greutăţii T_{ao}. Intrucît T_{ao} este constant variaţia energiei sale potenţiale poate avea loc numai prin deplasarea în sus cu cantitatea δA. In consecinţă centrul roţii mari se va deplasa tot cu δA spre cel al roţii mici. Admiţînd că deplasarea $\Delta\lambda$ este aproximativ egală cu creşterea deformaţiei absolute a ramurilor şi aplicînd principiul Poncelet-Grashof ($T_1 + T_2 = 2T_o$), conform legii lui Hooke

$$\Delta \lambda = \frac{F_t^2 L}{4 E_t A_{ct}} \qquad (3.89)$$

In această relaţie, lungimea unei ramuri s-a considerat o,5L, iar variaţia eforturilor de la T_o la T_1 respectiv T_o la T_2, astfel ca $T_1 - T_2 = F_t$. Din egalitatea : $\delta E = o,5\ F_t \Delta\lambda = T_{ao}\ \delta A$ rezultă :

$$\delta A = \frac{F_t^2 L}{8 E_t A_{ct} T_{ao}} \qquad (3.9o)$$

Dacă transmisia este cu distanţă între axe fixă, în locul

BUPT

deplasării cu δA a centrului roţii mari, se poate determina creşterea δT_a necesară compensării acestei deplasări. Conform relaţiei (3.87)

$$\delta T_{ao} = \frac{1}{2} \frac{F_t^2}{T_{ao}} \sin^2 \frac{\beta_a}{2} \qquad (3.91)$$

In realitate, transmisia nu are nici distanţă între axe fixă, şi nici forţa T_{ao} constantă, cu distanţa între axe variabilă. In realitate (v.fig.3.18), reazemele au o anumită rigiditate c_r, cureaua o anumită rigiditate c_c astfel că variaţia reală a forţei $\Delta T'_{ao}$ şi a distanţei între axe $\delta A'$ sînt mai mici decît cele limită date de relaţiile (3.90) şi (3.91), adică:

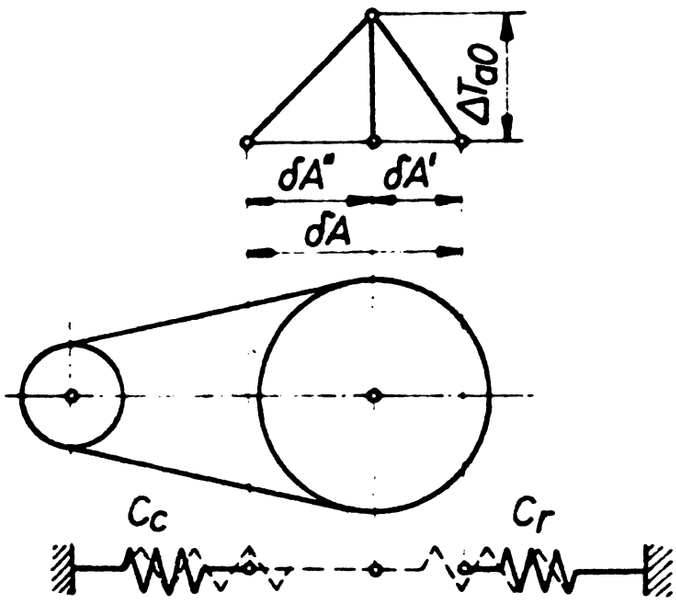


Fig.3.18

$$\delta A = \delta A' + \delta A'' \qquad (3.92)$$

Cu $\Delta T'_{ao} = c_r \delta A' = c_c \delta A''$ şi $c_c = 4E_t A_{ct} L^{-1} \sin^2 \beta_a/2$ rezultă:

$$\delta A' = \frac{c_c}{c_c + c_r} \delta A \quad \text{şi} \quad \delta A'' = \frac{c_r}{c_r + c_c} \delta A \,, \qquad (3.93)$$

astfel că se obţine pentru apropierea roţilor în sarcină:

$$\delta A' = (1 - \varkappa) \frac{L}{8 E_t A_{ct}} \frac{F_t^2}{T_{ao}} \,, \qquad (3.94)$$

iar pentru variaţia efortului de întindere din curea :

$$\Delta T'_{ao} = \frac{1}{2} \varkappa' \sin^2 \frac{\beta_a}{2} \frac{F_t^2}{T_{ao}} \qquad (3.95)$$

unde: $\varkappa' = c_r (c_r + c_c)^{-1}$ este coeficientul de rigiditate al transmisiei ($0 \leq \varkappa' \leq 1$).

In consecinţă, la funcţionarea în sarcină a unei transmisii, efortul din arbore necesar întinderii ramurilor va fi:

$$T_a = T_{ao} + \Delta T'_{ao} \qquad (3.96)$$

BUPT

Ţinînd cont de (3.86), relaţia poate fi pusă sub forma:

$$T_1 + T_2 = 2T_i + \frac{1}{4} x' \frac{F_t^2}{T_i} \qquad (3.97)$$

Relaţia (3.97) aduce corectivul necesar dependenţei Poncelet-Grashof, pentru a corespunde mai bine realităţii.

Relaţia (3.97), este valabilă şi pentru variatoare dacă prezenţa arcului de pe discul cu revenire forţată nu influenţează bilanţul energetic al ansamblului transmisiei. Din încercările proprii, cît şi ale altor cercetători [71], a rezultat că pe discul condus componenta axială a interacţiunii curea-roată este aproape independentă de sarcină. In consecinţă, dacă discul cu revenire forţată este disc condus relaţiile (3.91...3.97) sînt aplicabile şi la variatoare întrucît elementul elastic al acestui disc nu-şi modifică energia potenţială. Introducînd eforturile active, relaţia (3.97), exprimată adimensional, devine:

$$T_{ir}^* + T_{2r}^* = 2T_{ir}^* + \frac{1}{4} x' \frac{F_{tr}^2}{T_{ir}^*} \qquad (3.98)$$

Relaţia (3.98) este cea de a 6-a ecuaţie a sistemului (3.83). Prima din relaţiile (3.83) şi relaţia (3.98) permit explicitarea eforturilor active din ramuri, funcţie de încărcare (F_t) şi efortul iniţial :

$$T_{1,2r}^* = T_{ir}^* \pm \frac{1}{2} F_{tr} + \frac{1}{8} x' \frac{F_{tr}^2}{T_{ir}^*} \qquad (3.99)$$

astfel că sistemul (3.83) se reduce la două sisteme independente (3.100) şi (3.101) de două ecuaţii cu două necunoscute :

$$\left.\begin{aligned} \left\{1 + A_1 th\left[B_1(\beta_1 - \beta_{al1})\right]\right\} e^{\mu_{t1}\beta_{al1}} &= \frac{T_{ir}^* + 0{,}5F_{tr} + 0{,}125x'(F_{tr}^2/T_{ir}^*)}{T_{ir}^* - 0{,}5F_{tr} + 0{,}125x'(F_{tr}^2/T_{ir}^*)} \\ \mu_{t1} &= \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha_t}{2}} \cos\left(arctg \frac{\lambda_{q1}}{\lambda_{at1}}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (3.100)$$

şi

$$\left.\begin{aligned} \left\{1 - A_2 th\left[B_2(\beta_2 - \beta_{al2})\right]\right\}^{-1} e^{\mu_{t2}\beta_{al2}} &= \frac{T_{ir}^* + 0{,}5F_{tr} + 0{,}125x'(F_{tr}^2/T_{ir}^*)}{T_{ir}^* - 0{,}5F_{tr} + 0{,}125x'(F_{tr}^2/T_{ir}^*)} \\ \mu_{t2} &= \frac{\mu}{\sin\frac{\alpha_t}{2}} \cos\left(arctg \frac{\lambda_{q1}}{\lambda_{at1}}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (3.101)$$

descriind fenomenul transmiterii prin frecare pe roata motoare respectiv condusă.

BUPT

Importanţa relaţiei (3.98) rezidă în aceea că ea explică unele aspecte funcţionale pentru care pînă acum, după cunoştinţele autorului, literatura nu dădea explicaţii.

Dacă coeficientul de tracţiune real φ_r se defineşte:

$$\varphi_r = \frac{F_{tr}}{T_{1r}^* + T_{2r}^*} \qquad (3.1o2)$$

spre deosebire de cel convenţional :

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_o} \qquad (3.1o3)$$

utilizat la transmisiile cu i=const., ţinînd cont de (3.98), rezultă:

$$\varphi_r = \frac{F_{tr}}{2T_{ir}^* + 0{,}25x'(F_{tr}^2/T_{ir}^*)} \qquad (3.1o4)$$

Derivînd în raport cu F_{tr} şi anulînd derivata rezultă, valoarea forţei tangenţiale F_{tr} corespunzătoare coeficientului de tracţiune maxim:

$$F_{tr} = 2\sqrt{\frac{2}{x'}}\,T_{ir}^* , \qquad (3.1o5)$$

şi cu acesta coeficientul de tracţiune maxim realizabil cu o anumită transmisie:

$$\varphi_{rmax} = \frac{1}{\sqrt{2x'}} \qquad (3.1o6)$$

Relaţia (3.1o6) conduce la concluzia importantă după care, valoarea maximă a coeficientului de tracţiune este o mărime caracteristică transmisiei şi depinde de rigiditatea curelei şi a rezemării arborilor. Transmisii constructiv identice, dar funcţionînd cu curele de lungimi diferite, vor avea valori diferite ale coeficienţilor de tracţiune ^{maxim} realizabili. Cu cît cureaua are modul de elasticitate la tracţiune mai ridicat, iar discurile sînt montate pe reazeme mai elastice, se obţine un coeficient de tracţiune mai mare.

Această observaţie explică de ce în literatură există atîtea valori diferite obţinute pentru coeficientul de tracţiune. Fiecare instalaţie de încercare, fiecare transmisie îşi are coeficientul de tracţiune maxim propriu cu care, conform relaţiei (3.1o5), se poate transmite o forţă utilă maximă dependentă de mărimea efortului iniţial de întindere.

In cazul variatoarelor, întrucît rigiditatea la tracţiune a curelei montată pe roţi depinde de unghiul de înfăşurare, coeficienţii de tracţiune φ_{rmax} realizabili vor fi funcţie de raportul de transmitere.

BUPT

Aşa cum a rezultat din calcule, confirmat şi de experienţă coeficientul de tracţiune maxim pentru variatorul încercat a variat între o,751... o,755.

Relaţia (3.99), prin care se determină eforturile active din cele două ramuri funcţie de încărcare şi efortul iniţial, este deosebit de importantă pentru că permite calculul presiunii medii pe flancuri la intrarea şi ieşirea curelei de pe roţi, parametru cu pondere însemnată în procesul de uzare. Intrucît alunecarea curelei pe roţi are loc la părăsirea arcului de înfăşurare, pentru procesul de uzare, prezintă interes presiunile cu care cureaua părăseşte roţile. Situaţia cea mai defavorabilă din punct de vedere a uzării are loc la părăsirea de către curea a discului cu revenire forţată, cînd discul comandat este motor şi raportul de transmitere este minim. In această situaţie presiunea pe flanc ajunge la 1,95 N/mm^2.

3.4.2. Componenta axială a interacţiunii curea-roată de curea.

La trecerea de la funcţionarea în gol la cea în sarcină, are loc o redistribuire a eforturilor. In ramura trăgătoare efortul activ creşte de la T_{1r} la T_{1r} în timp ce în ramura trasă descreşte la T_{2r}. Ca urmare se modifică şi componentele axiale cu care cureaua apasă asupra roţilor.

Interacţiunea curea-roată depinde numai de sensul transferului energetic dintre curea şi roată, nu şi de realizarea constructivă a roţii (comandată sau cu revenire forţată).

Pe arcul de aderenţă se disting două porţiuni. O porţiune, la intrarea pe arc s'_{ad}, pe care cureaua se deplasează în lungul generatoarelor conurilor pînă la aşezarea în canal şi porţiunea de arc s''_{ad} pe care odată aşezată, cureaua aderă de roată ne avînd loc alunecări relative ci doar o tendinţă de pătrundere în canal pe roata condusă, respectiv ieşire din canal pe roata motoare.

Din condiţia de echilibru a unui element de curea de pe porţiunea $s'_{ad\,1,2}$ rezultă (v.fig.3.19,a):

$$\left.\begin{aligned} (dF_{ax})_{\beta'_{ad\,1,2}} &= dN\left(\cos\frac{\alpha_c}{2} - \mu\sin\frac{\alpha_c}{2}\right) \\ 2T'_{1,2}\sin\frac{d\beta}{2} &= 2dN\left(\sin\frac{\alpha_c}{2} + \mu\cos\frac{\alpha_c}{2}\right) \end{aligned}\right\} \qquad (3.107)$$

Eliminînd pe dN, notînd $\theta = \text{arc tg}\mu$ şi exprimînd adimensional rezultă:

BUPT

$$(F_{axr})_{\beta'_{ad1,2}} = \frac{1}{2tg(\alpha_c/2+\theta)} \int_0^{\beta_{ad1,2}} T'_{1,2r}\, d\beta = \frac{1}{2tg(\alpha_c/2+\theta)} \int_0^{\beta'_{ad1,2}} \left[T_{ir}^{*} \mp 2b_{1,2r} \frac{E_{tdr}}{c} \left(ch \frac{\pi D_{1,2r}}{2cl_r} \beta - 1 \right) \right] d\beta \qquad (3.1o8)$$

...

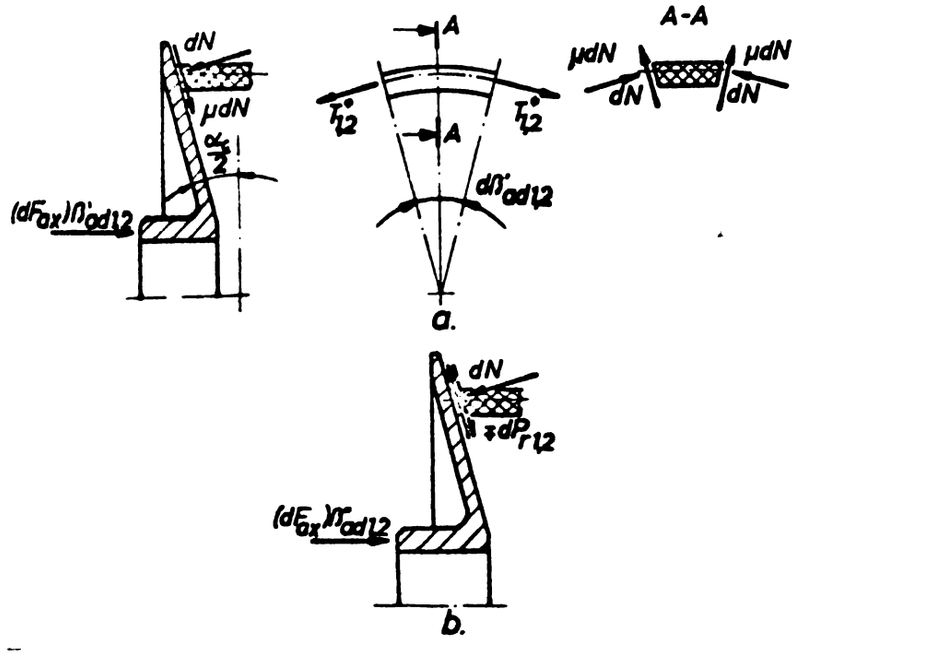


Fig. 3.19.

Pe arcul $s''_{ad\,1,2}$, datorită tendinţei de deplasare radială, în afară de apăsarea normală, cureaua va acţiona asupra roţii cu o forţă $\mp\, dP_{r\,1,2}$ ($0 < (dP_{r\,1,2}) \leq \mu_{r\,1,2} dN$) orientată în lungul generatoarei (v.fig.3.19,b) astfel că:

$$(F_{ax})_{\beta''_{ad1,2}} = \int_0^{\beta''_{ad1,2}} \frac{T_{1,2r}\, d\beta}{2tg(\alpha_c/2 \mp \theta')} = \int_0^{\beta''_{ad1,2}} \frac{1}{2tg(\alpha_c/2 \mp \theta')} \left[T_{1,2r}^{*} \mp 2b_{1,2r} \frac{E_{tdr}}{c} \left(ch \frac{\pi D_{1,2r}}{2cl_r} \beta - 1 \right) \right] d\beta \qquad (3.1o9)$$

Pe tot arcul de aderenţă forţa $dP_{r\,1,2}$ este mai mică decît forţa de frecare, ajungînd să fie egală cu aceasta la capătul arcului de aderenţă. Admiţînd pentru $dP_{r\,1,2}$ o dependenţă lineară de β rezultă, cu aproximaţie, o valoare medie :

$$\theta' = arctg \frac{\mu_{r1,2}}{2} \qquad (3.11o)$$

După integrare relaţia (3.1o9) devine:

$$(F_{axr})_{\beta''_{ad1,2}} = \left[\frac{1}{2tg(\alpha_c/2 \mp \theta')} \right] \left[\left(T_{1,2r}^{*} \pm 2b_{1,2r} \frac{E_{tdr}}{c} \right) \beta''_{ad1,2} \mp \frac{4}{\pi} b_{1,2r} E_{tdr} \frac{l_r}{D_{1,2r}} sh \frac{\pi D_{1,2r}}{2cl_r} \beta''_{ad1,2} \right] \qquad (3.111)$$

Pe arcul de alunecare se disting de asemenea două porţiuni $s'_{al\,1,2}$ - partea predominantă - şi $s''_{al\,1,2}$ porţiunea mică de arc

BUPT

prin care cureaua părăseşte roata. Pe arcul $s'_{al\,1,2}$, au loc deplasări tangenţiale ale curelei, în acelaşi sens cu viteza pe roata condusă şi împotriva acestui sens pe roata motoare. Concomitent, au loc deplasări spre centrul roţii pe roata condusă şi dinspre centrul roţii pe roata motoare.

Pe arcul $\beta_{al\,1,2}$ din condiţia de echilibru a unui element de curea rezultă (v.fig.3.2o) :

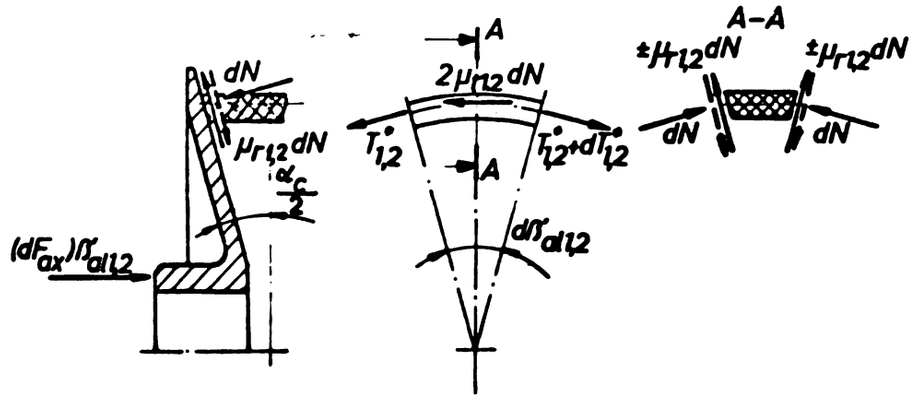


Fig. 3.2o.

$$(dF_{ax})_{\beta'_{al1,2}} = dN\left(\cos\frac{\alpha_c}{2} \pm \mu_{r1,2}\sin\frac{\alpha_c}{2}\right)$$
$$2\mu_{t1,2}dN = dT_{1,2} \qquad (3.112)$$

Eliminînd şi aici pe dN şi exprimînd adimensional rezultă:

$$(F_{axr})_{\beta'_{al1,2}} = \frac{\cos\frac{\alpha_c}{2} \pm \mu_{r1,2}\sin\frac{\alpha_c}{2}}{2\mu_{t1,2}}\left(F_{tr} - F_{tadr1,2} - F''_{talr1,2}\right) \qquad (3.113)$$

In mod similar pentru arcul $s''_{al\,1,2}$:

$$(F_{axr})_{\beta''_{al1,2}} = \frac{\cos\frac{\alpha_c}{2} + \mu_{r1,2}\sin\frac{\alpha_c}{2}}{2\mu_{t1,2}}\left(F_{tr} - F_{tadr1,2} - F'_{talr1,2}\right) \qquad (3.114)$$

Arcul $s'_{ad\,1,2}$, deşi mic, nu poate fi totdeauna neglijat faţă de $s''_{ad\,1,2}$. La creşterea sarcinii sau la suprasarcini, odată cu descreşterea întregului arc de aderenţă arcul $s'_{ad\,1,2}$ poate deveni de acelaşi ordin de mărime cu $s''_{ad\,1,2}$ sau chiar să-l depăşească.

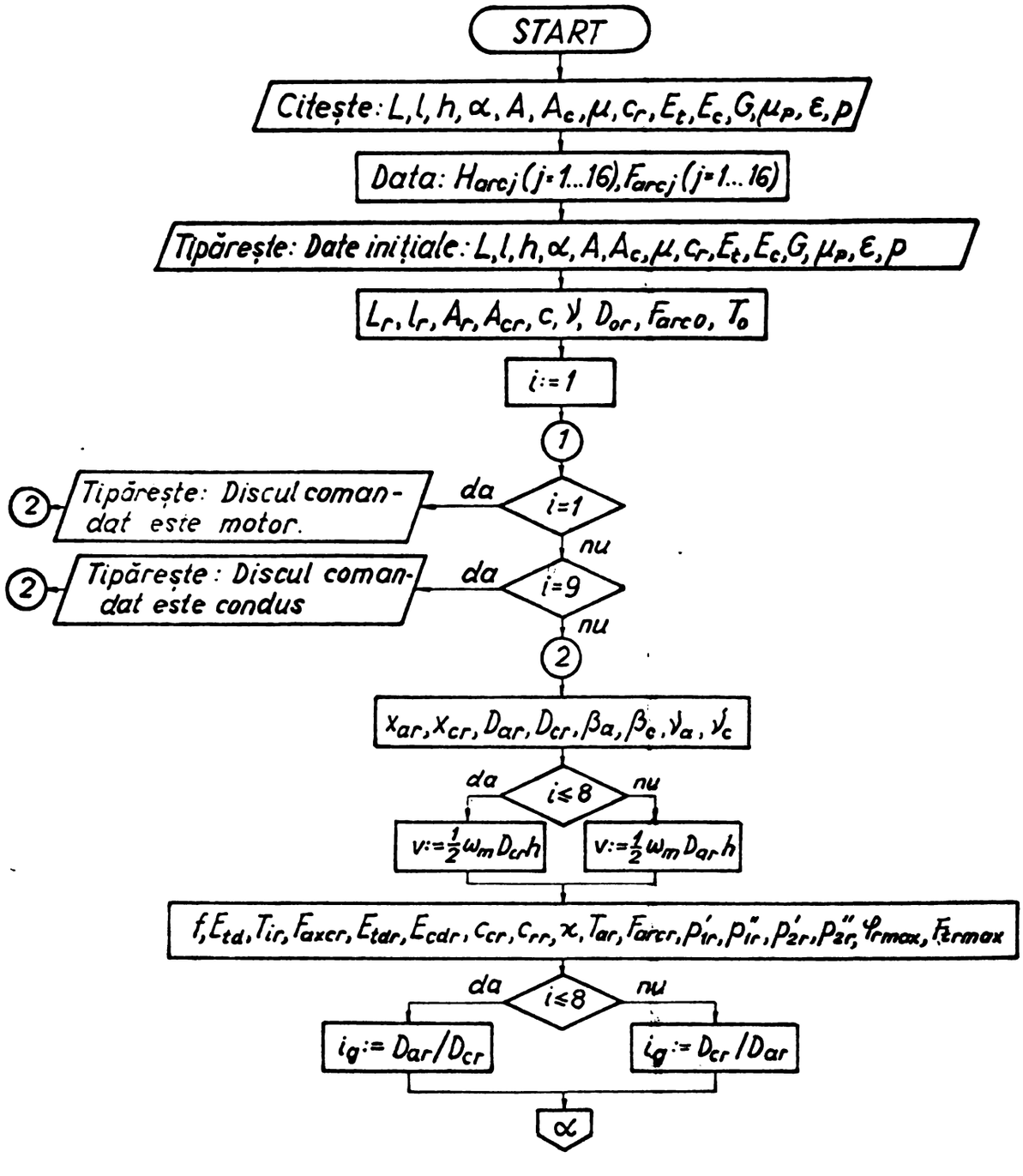
INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

In mod similar arcul $s''_{al1,2}$ poate deveni de acelaşi ordin de mărime cu $s'_{al1,2}$ la transmitorea unor sarcini mici. Privind în ansamblu, în raport cu arcul întreg de înfăşurare, influenţa în sens opus a celor două componente date de relaţiile (3.108) şi (3.114) poate fi neglijată astfel că: $s''_{ad1,2} \approx s_{ad1,2}$; $s'_{al1,2} \approx s_{al1,2}$ şi

$$(F_{ax})_{\beta ad1,2} = \frac{1}{2tg(\frac{\alpha_c}{2} \mp \theta')}\left[(T^*_{1,2r} \pm 2b_{1,2r}\frac{E_{tdr}}{c})\beta_{ad1,2} \mp \frac{4}{\pi} b_{1,2r} E_{tdr} \frac{l_r}{D_{1,2r}} sh \frac{\pi D_{1,2r}}{2cl_r}\beta_{ad1,2}\right] \quad (3.115)$$

$$(F_{ax})_{\beta al1,2} = \frac{\cos\frac{\alpha_c}{2} \pm \mu_{r1,2}\sin\frac{\alpha_c}{2}}{2\mu_{t1,2}}(F_{tr} - F_{tad1,2r}) \quad (3.116)$$



BUPT

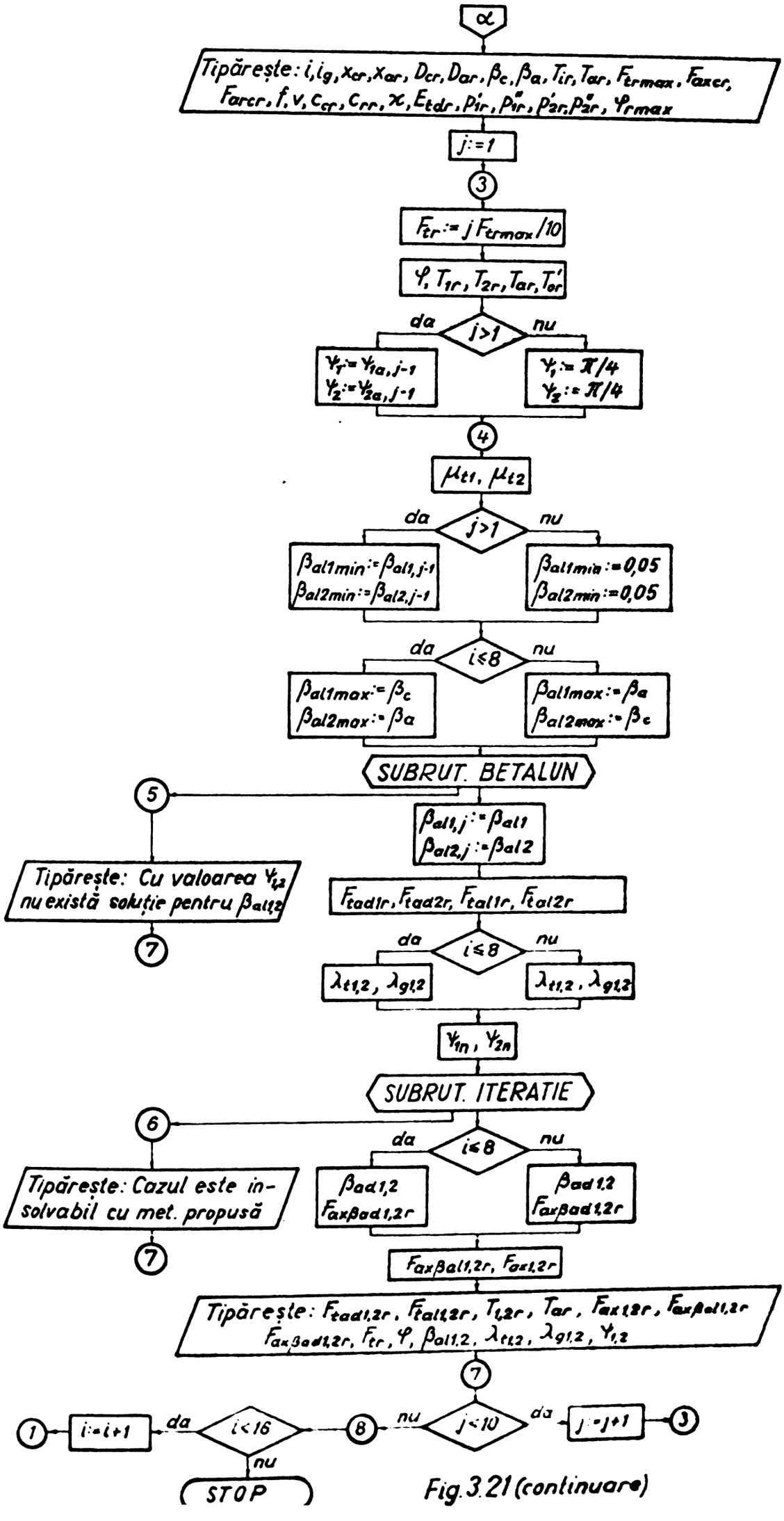


Fig. 3.21 (continuare)

BUPT

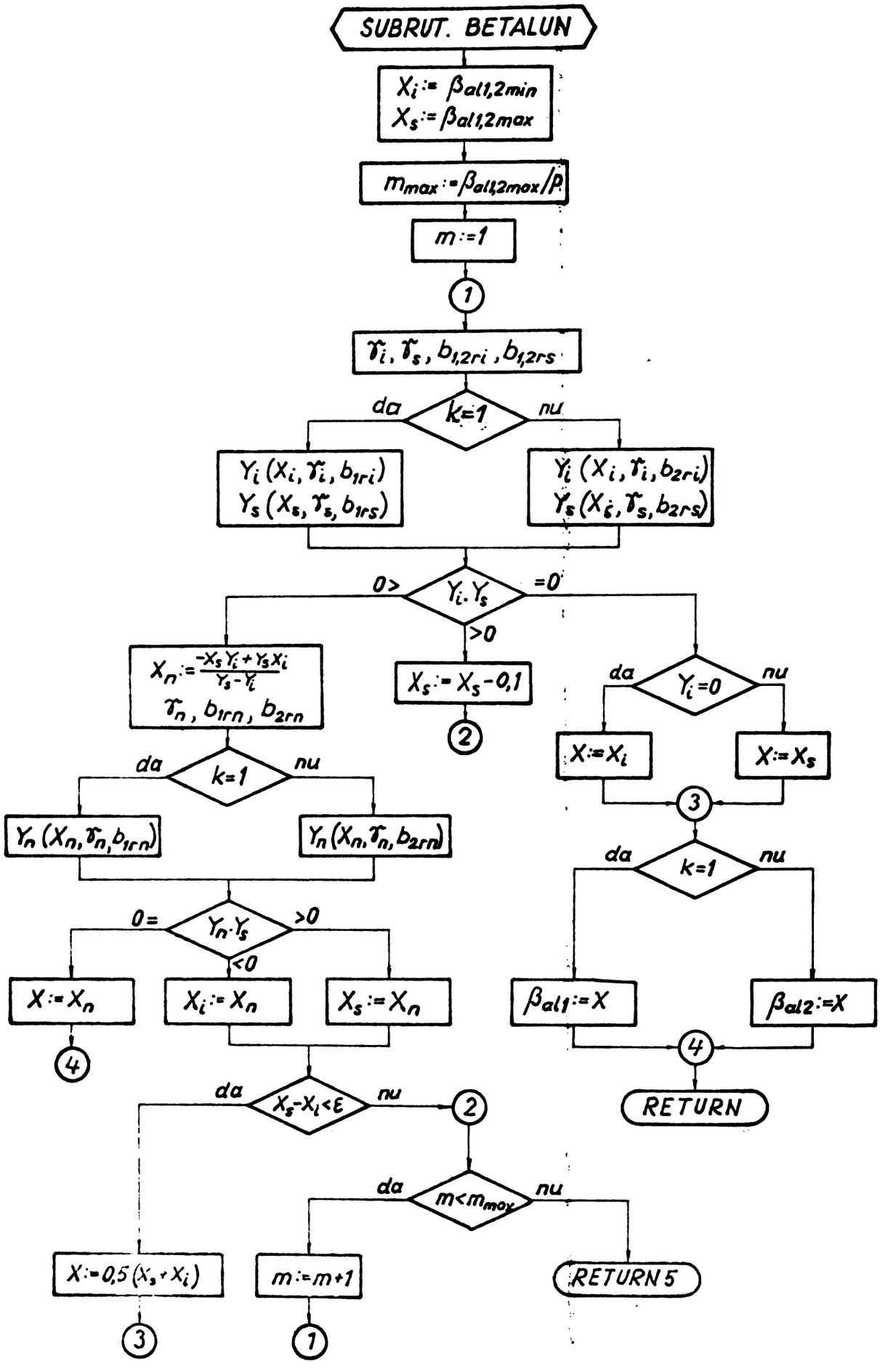


Fig. 3.21 (continuare)

BUPT

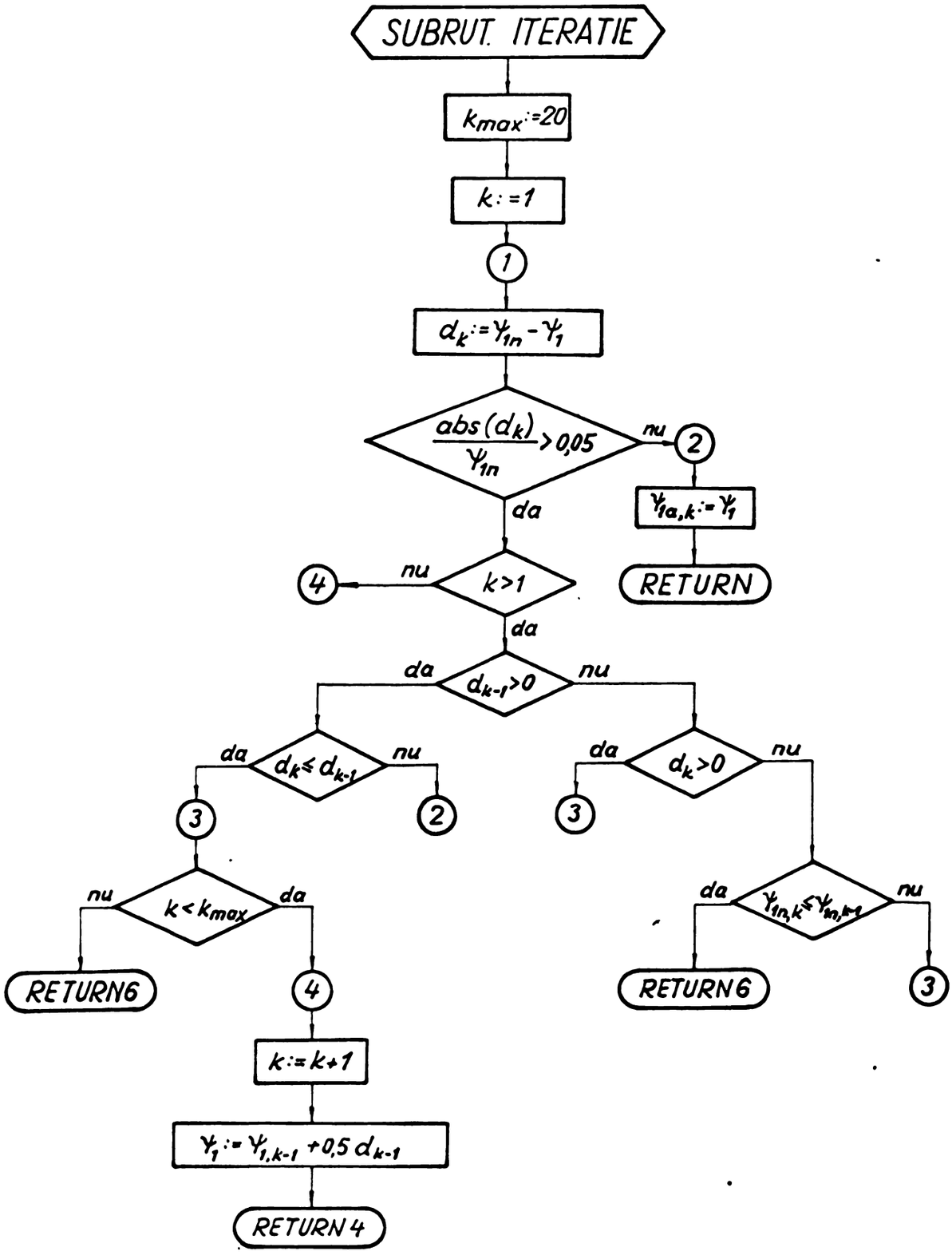


Fig. 3.21 (continuare)

BUPT

Cu relaţiile stabilite în întregul paragraf 3.4 s-a întocmit un program de calcul automatizat. In figura 3.21 este prezentată schema logică a programului.

Din analiza rezultatelor calculului au rezultat următoarele concluzii :

- programul corespunde în parte, reuşindu-se calcularea în funcţie de poziţiile x_a şi forţele F_{arca} ale discului cu revenire forţată, a principalelor mărimi ce interesează ca : x_{cr}, D_{ar}, D_{cr}, i_g, T_{ir}, T_{ar}, F_{trmax}, F_{axcr}, φ_{rmax}, T^*_{1r}, T^*_{2r}, F_{tr}, φ, $p'_{1,2r}$, $p''_{1,2r}$. Mărimile calculate corespund destul de bine cu valorile obţinute experimental (v.§6).

- metoda preconizată, pentru determinarea părţii din forţa tangenţială ce se transmite pe arcul de aderenţă, nu dă satisfacţie. Aceasta se datoreşte probabil faptului că, la determinarea alunecărilor tangenţiale şi radiale - relaţiile (3.75)...(3.82) - s-au luat în considerare numai deformaţiile curelei, în loc să se pornească de la echilibrul a două tendinţe contrare.

La determinarea alunecărilor radiale nu s-a ţinut seama că odată cu împănarea curelei datorită creşterii efortului de întindere are loc şi un fenomen contrar, cel de scădere a efortului prin înfăşurarea unui contur mai scurt. Punerea în relaţie a acestui fenomen este legată de dificultăţi pentru care autorul nu întrevede momentan soluţie.

BUPT

4. ASPECTE ALE UZARII CURELELOR TRAPEZOIDALE LATE PENTRU VARIATOARE

4.1. GENERALITATI.

Problema durabilităţii curelelor, ca de alt fel şi a altor organe de maşini prezintă azi o importanţă deosebită. Prin mărirea durabilităţii se pot obţine economii importante de curele, dar mai ales se reduc opririle necesare schimbării curelelor. Totodată, cunoaşterea durabilităţii curelelor în funcţie de anumite condiţii concrete de funcţionare permite o proiectare raţională astfel încît să se obţină gabarite minime mai ales cînd se impune o durată de serviciu limitată [44].

Urmărindu-se comportarea în exploatare a transmisiilor cu curele trapezoidale, s-a ajuns la concluzia, azi unanim recunoscută, că există în principal două cauze ce au rol determinant asupra durabilităţii curelelor trapezoidale : - oboseala, care duce la distrugerea legăturii inserţie - masă de cauciuc şi - uzura flancurilor curelei.

Atît timp cît curelele trapezoidale au fost confecţionate cu inserţie de reţea, fenomenul preponderent care determina durabilitatea era oboseala. Firele din contextura curelei ocupînd o parte însemnată din înălţimea secţiunii transversale, erau tensionate neuniform la înfăşurarea curelei pe roţi. Cele dispuse la distanţă mai mare de axa neutră erau cele mai solicitate. Repetînd solicitarea, în procesul de funcţionare, cu timpul, unele fire se rupeau. Paralel cu aceasta, la nivelul legăturii inserţiei cu masa de cauciuc, la trecerea curelei peste roţi apărea o tensiune tangenţială care ducea la desfacerea legăturii dintre inserţia de reţea şi masa de cauciuc.

Durabilitatea la oboseală a curelelor a fost cercetată de diferiţi cercetători, începînd din deceniul al patrulea al sec.XX. Ţinînd seama atît de complexitatea fenomenului, cît şi de continua perfecţionare a materialelor contexturii şi tehnologiei curelelor nu există în prezent suficiente date experimentale, care să permită efectuarea unui calcul de o certitudine satisfăcătoare. In legătură cu aceasta se menţionează că în cadrul organelor de maşini din oţel, cu toate că cercetarea fenomenului de oboseală se extinde

BUPT

pe o perioadă de peste un secol şi a preocupat un număr impresionant de cercetători, metoda de calcul la oboseală mai prezintă şi azi unele lacune.

Cercetarea fenomenului de ieşire din uz prin oboseală, a condus la o structurare mai raţională a curelelor înlocuindu-se inserţia multistrat de reţea printr-una monostrat din şnur. Datorită valorii ridicate a modulului de elasticitate la tracţiune a acestor materiale, în comparaţie cu cel al cauciucului, suprafaţa neutră a curelei cade practic în dreptul stratului de şnur. Tensiunile suplimentare de încovoiere ce apar în acest caz în curea sînt mult mai mici. Aceasta a condus la o creştere substanţială a rezistenţei la oboseală, permiţînd sporirea efortului iniţial de întindere, astfel încît, datorită creşterii presiunii pe flanc au apărut tot mai des cazuri cînd înainte de distrugerea prin oboseală s-a observat o uzură pronunţată a flancurilor curelei [43]. Consecinţa acestui fenomen a fost apariţia curelelor trapezoidale înguste care, faţă de cele clasice, datorită lăţimii relative l_r mai mici, la aceeaşi arie a secţiunii transversale şi la acelaşi diametru relativ de înfăşurare D_r, au o suprafaţă mai mare a flancurilor. Între presiunea p pe flanc şi tensiunea σ din curea se poate scrie relaţia :

$$\frac{p}{\sigma}=\frac{1}{D_r}\left(l_r \operatorname{cotg}\frac{\alpha_c}{2}+2b_r-1\right) \qquad (4.1)$$

Dacă se determină rapoartele adimensionale p/σ pentru curelele trapezoidale înguste, clasice şi late, se obţin valorile din tabelul 4.1. Din tabel rezultă că, în condiţiile extreme

Tabelul 4.1.

Tipul curelei trapezoidale	l_r [-]	α_c [grd]	b_r [-]	D_{rmin} [-]	$\frac{p}{\sigma}$ [-]	$\frac{p}{\sigma}$ la D_r=15
Îngustă	1,070	38	0,267	10...12,5	0,282... 0,226	0,176
Clasică	1,355	38	0,335	10,5... 20	0,365... 0,192	0,242
Lată	3,150	26	0,250	6...7	2,200... 1,890	0,880

admise de standarde (pentru $D_r \approx 15$), cureaua trapezoidală îngustă are la aceeaşi tensiune presiunea pe flanc cea mai mică iar CTL de cca 5 ori mai mare. Pentru diametre relative uzuale

BUPT

la CTL ($D_r \approx 6...8$) raportul p/σ ajunge de 8 ori mai mare decît la cureaua trapezoidală îngustă.

De aici, concluzia că la CTL uzura devine fenomenul preponderent care determină cauza de ieşire din exploatare.

Datorită apariţiei şi răspîndirii mai tîrzii a transmisiilor ce folosesc CTL, literatura conţine extrem de puţine date despre durabilitatea acestora. In ce priveşte rezistenţa la uzură, nici nu există date. De aceea, nu este lipsită de interes cercetarea fenomenului de uzare a CTL. Cercetarea uzurii implică pe de o parte, analiza mecanismului uzării iar pe de alta analiza condiţiilor în care are loc uzura.

4.2. ASUPRA MECANISMULUI UZARII CAUCIUCULUI.

Uzarea cauciucului este un proces complex al cărui mecanism depinde de totalitatea condiţiilor ce caracterizează fenomenul de frecare. Cunoaşterea mecanismului uzării cauciucului permite stabilirea dependenţei durabilităţii de proprietăţile sale, a evidenţierii factorilor asupra cărora să se influenţeze pentru mărirea durabilităţii şi elaborarea meridian de încercare la uzură. De aceea, una din problemele de bază ale cercetării fenomenului uzării este analiza mecanismelor celor mai tipice corespunzătoare regimurilor limită celor mai importante.

Cea mai simplă formă de uzură, de mare importanţă la frecarea corpurilor solide este <u>uzura abrazivă</u>, adică zgîrierea stratului superficial al materialului de către asperităţile ascuţite ale suprafeţei corpului opus. Acest fel de uzură este mai puţin caracteristic pentru cauciuc. Condiţiile realizării sale au fost studiate de Kraghelski şi se reduc, în general, la aceea că, suprafaţa dură pe care se freacă cauciucul trebuie să aibă proeminenţe tăietoare ascuţite iar coeficientul de frecare dintre cauciucul relativ rigid şi corpul opus trebuie să depăşească o anumită valoare critică. In cazul acestui tip de uzură, pe suprafaţa uzată a cauciucului se formează dîre (zgîrieturi) caracteristice a căror direcţie coincide cu direcţia de alunecare.

O altă formă de uzură este cea denumită <u>uzură de oboseală</u>. In cazul acestui fenomen, se consideră că are loc o distrugere a stratului superficial a cauciucului ca urmare a deformaţiilor provocate de asperităţile corpului rigid pe care se freacă cauciucul.

BUPT

Dependenţa dintre această formă de uzură şi parametrii regimului de frecare precum şi proprietăţile mecanice ale cauciucului au fost studiate de Reznikovski. Pentru realizarea acestei forme de uzură trebuie ca suprafaţa care produce uzura să aibă asperităţi care să nu fie prea ascuţite iar coeficientul de frecare dintre cauciuc şi suprafaţă să fie cît mai mic.

Uzura de oboseală nu se manifestă prin apariţia pe suprafaţa uzată a unor zgîrieturi vizibile, iar în comparaţie cu cea abrazivă ea este mult mai puţin intensă. Suprafaţa uzată are aspect relativ neted.

Trebuie remarcat faptul,că nu se poate face o analogie completă între oboseala obişnuită a unui material şi cea superficială datorită contactului forţat cu alunecare. In acest ultim caz, procesul se localizează într-un strat superficial subţire şi se complică mult sub influenţa mediului exterior.

In ultima vreme, la studiul particularităţilor uzării cauciucului pe suprafeţe relativ netede, s-a reuşit să se evidenţieze un mecanism de uzură nou, specific pentru materialele supraelastice numit uzură prin "rulare". Uzura prin rulare se realizează la o valoare relativ ridicată a coeficientului de frecare dintre cauciuc şi suprafaţa pe care se freacă.

Cercetînd interacţiunea unei proeminenţe oarecare de pe suprafaţa cauciucului, cu suprafaţa corpului opus neted, presat pe proeminenţă cu forţa N şi care se deplasează cu viteza v_{al} (v. fig.4.1), se constată că, dacă coeficientul de frecare dintre proeminenta cauciucului şi corpul neted este suficient de mare, atunci la început, într-un prim stadiu deplasarea corpului nu duce la o alunecare generală în zona de contact ci,la o deformare complexă a proeminenţei. Pe măsura deplasării în continuare, creşterea deformării proeminenţei duce la creşterea forţelor elastice care se opun acestei deformări şi prin urmare,la creşterea stratului

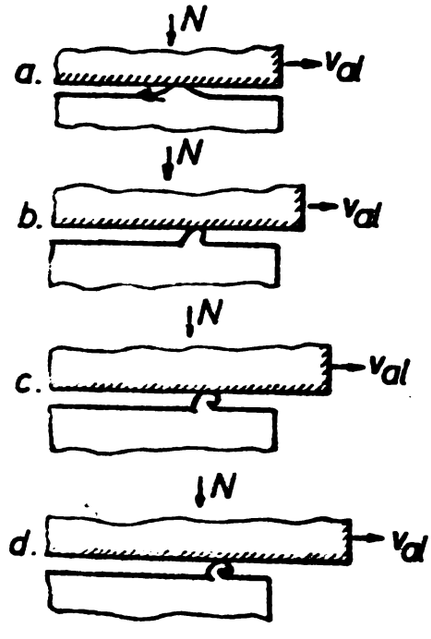


Fig.4.1.

BUPT

de contact dintre cauciuc şi corpul opus. Alunecarea generală va începe, cînd componenta tangenţială a forţelor elastice în zona de contact va fi egală cu forţa de frecare. Dacă cauciucul nu are rezistenţă suficientă, iar forţa de frecare este destul de mare, se poate întîmpla ca ruperea să se producă în zona deformaţiilor maxime, mai devreme decît va începe alunecarea generală. Aceasta este explicabil dacă se ţine cont că, la o stare complexă de solicitare a cauciucului, ruperea s-a observat că începe de obicei acolo unde straturile superficiale ale materialului se găsesc în stare de întindere maximă. Se ştie de asemenea, că distrugerea începe cu apariţia unei fisuri perpendiculare pe direcţia efortului de întindere. Dacă fisura a apărut, atunci creşterea ei continuă se produce sub acţiunea unui efort relativ mic. Direcţia creşterii fisurii depinde în mod complex de caracterul stării de tensiune şi de o serie de factori incidentali legaţi de prezenţa microneomogenităţilor din structura materialului. Un rol esenţial joacă, desigur, şi repartizarea neuniformă a temperaturilor în apropierea zonei de contact. Creşterea fisurilor poate duce la desprinderea imediată a particulelor de cauciuc din stratul superficial. Desprinderea imediată este totuşi puţin probabilă. Este mai probabilă ruperea treptată a cauciucului, care permite, o deplasare relativă în zona de contact fără alunecare generală. O astfel de mişcare este posibilă dacă stratul de cauciuc desprins la rupere se va rula în rolă (v.fig.4.1). La un astfel de mecanism al fenomenului, mişcarea în continuare se va produce în condiţiile frecării de rostogolire însoţită de ruperea continuă a cauciucului şi rularea bucăţii desprinse pe rola formată. Bucata rulată se găseşte în stare tensionată. Efortul care produce întinderea ei, depinde de rezistenţa opusă de cauciuc, la rupere în locul ruperii bucăţii. Intinderea bucăţii depinde de secţiunea ei transversală, în general variabilă şi legată în mod complex de o serie de factori care definesc direcţia în care creşte ruptura. Ruperea bucăţii pe porţiunea unde întinderea ei este critică, duce la desprinderea rolei formate şi prin aceasta se încheie actul elementar de uzură.

Aşa cum reiese din descrierea generală a fenomenului, uzura prin rulare poate avea loc numai la o anumită combinare a condiţiilor externe şi a proprietăţilor cauciucului uzat. Acest caracter al uzării este mai probabil la cauciucurile cu rezistenţă mică de rupere. Deoarece rezistenţa cauciucului depinde în mod esenţial de

BUPT

temperatură, este clar că încălzirea stratului superficial datorită frecării poate fi de asemenea un factor foarte important. In anumite condiţii această încălzire poate duce la gudronificarea stratului superficial al cauciucului şi la apariţia unei vîscozităţi tipice care măreşte în mod simţitor frecarea efectivă.

Prin încercările făcute de M.M.Reznikovski şi G.I.Brodski, cu un dispozitiv special, s-a putut filma procesul formării pliurilor şi şanţurilor transversale caracteristice. Fotografiile suprafeţelor uzate pe baza acestui mecanism, nu se deosebesc cu nimic de figurile studiate de A.Schallamach care a dat o explicaţie mult diferită şi probabil nu prea corectă a originii lor. Formarea canturilor transversale, la frecarea pe o suprafaţă foarte netedă, cum ar fi sticla, este uşor de înţeles pe baza teoriei prezentate, dar concordă greu cu teoria lui A. Schallamach care consideră că formarea pliurilor transversale se datoreşte deformării cauciucului pe proeminenţele suprafeţei pe care este apăsat.

Din cele trei mecanisme de uzare prezentate, cel mai puţin periculos este cel de oboseală a stratului superficial. In cuplele cu frecare care funcţionează realmente, acest gen de uzură predomină probabil. Aşa cum s-a arătat, condiţia de bază a realizării sale, este o valoare relativ mică a coeficientului de frecare între suprafeţele în contact. Dacă forţa de frecare este mare, atunci în funcţie de caracterul asperităţii suprafeţei rigide şi proprietăţile elastice şi reologice ale cauciucului se va produce sau o uzură abrazivă sau una prin rostogolire. In ambele cazuri, intensitatea procesului este cu cîteva clase mai mare decît la uzura prin oboseală, ceea ce nu este de dorit, cîteodată fiind chiar inadmisibil.

La uzarea prin rulare, creşterea durităţii corpului opus, nu duce la creşterea intensităţii uzării. Dimpotrivă, rostogolirea ruloului va avea loc cu atît mai uşor cu cît acesta se va strivi mai puţin sub presiunea corpului opus iar strivirea ruloului la aceeaşi presiune va fi mai mică dacă corpul opus este moale.

Intrucît intensitatea uzurii prin oboseală este mult mai mică decît celelalte două forme, trebuie urmărită asigurarea condiţiilor realizării acestei forme de uzură.

BUPT

4.3. EVALUAREA CANTITATIVA A UZURII CAUCIUCULUI.

Pentru exprimarea cantitativă a intensităţii procesului de uzare, majoritatea cercetătorilor utilizează azi următoarele criterii:

- intensitatea specifică gravimetrică de uzare:

$$i_q = \frac{q_x}{A_r l_1} \qquad [kg/m^3] \tag{4.2}$$

- intensitatea specifică volumetrică de uzare :

$$i_h = \frac{V_u}{A_r l_1} \tag{4.3}$$

- indicele energetic de uzare :

$$I_w = \frac{V_u}{W} = \frac{V_u}{F_{fr} l_1} \tag{4.4}$$

- uzura în greutate I_q ;
- uzura liniară I_h .

unde: q_x este cantitatea de substanţă îndepărtată de pe suprafaţa reală de contact;

A_r- aria suprafeţei reale de contact;

l_1- distanţa de alunecare, egală cu diametrul mediu d al petei de contact;

V_u- volumul de substanţă îndepărtat de pe suprafaţa reală de contact;

W - lucrul mecanic al forţei de frecare F_{fr} la alunecarea pe o distanţă egală cu l_1.

Admiţînd principiul lui Rebinder - lucrul mecanic de frecare proporţional cu duritatea - rezultă dependenţele dintre uzura în greutate sau liniară şi uzurile specifice :

$$I_q = i_q \frac{A_r}{A_n} \quad ; \quad I_h = i_h \frac{A_r}{A_n} = i_h \frac{p_n}{p_r} \tag{4.5}$$

unde A_n este aria suprafeţei nominale de contact şi $p_{r,n}$ presiunea reală respectiv nominală.

Intrucît volumul de material uzat poate fi exprimat prin [74] :

$$V_u = \frac{b_1 e^{\gamma+1}}{\gamma+1} h_{max} A_a \tag{4.6}$$

pentru o singură joncţiune rezultă :

$$V_o = \frac{V_u}{n_f} \tag{4.7}$$

BUPT

cu care intensităţile de uzare iau forma :

$$i_q = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1) n_f d} \gamma \qquad (4.8)$$

şi

$$i_h = \frac{\varepsilon h_{max}}{(\nu+1) n_f d} \qquad (4.9)$$

unde: $\varepsilon = \frac{h}{h_{max}}$ este penetraţia relativă,

h_{max} - înălţimea maximă a neregularităţilor;

b_1 şi ν - constante ale profilului rigos care intervin în funcţia de penetrare sau curba de portanţă a lui Abbott ($\eta = b_1 \varepsilon^{\nu}$).

Ţinînd cont de relaţiile deduse de Demkin pentru penetraţia relativă şi pentru curba de portanţă şi de diametrul mediu al unei microzone de contact, în cazul contactului elastic [55] :

$$\varepsilon = \left[\frac{4,7(1-\mu_p^2) p_n}{K_2 b_1 E} \right]^{\frac{2}{2\nu+1}} \left(\frac{r}{h_{max}} \right)^{\frac{1}{2\nu+1}} \qquad (4.10)$$

$$\eta = \left[\frac{2,35(1-\mu_p^2) p_n}{K_2 E} \left(\frac{b_1}{2} \right)^{\frac{1}{2\nu}} \right]^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \left(\frac{r}{h_{max}} \right)^{\frac{\nu}{2\nu+1}} \qquad (4.11)$$

$$d = \left(\frac{4rh}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}} \qquad (4.12)$$

se obţine relaţia care leagă uzura de proprietăţile elastice ale cauciucului şi rugozitatea suprafeţei pe care se freacă :

$$i_h = C_1 \left(\frac{p_n}{E} \right)^{\beta'} \left[C_2 \frac{\mu_p p_n}{\sigma_o} \left(\frac{E}{p_n} \right)^{1-\beta'} \right]^{\lambda} \qquad (4.13)$$

$$\left.\begin{aligned} C_1 &= \frac{\sqrt{\nu}}{2(\nu+1)} \left(\frac{h_{max}}{r} \right)^{\nu\beta} \left(\frac{3,52}{K_2 b_1} \right)^{\beta'} \\ C_2 &= 3 \left[\frac{K_2}{1,76} \left(\frac{2}{b_1} \right)^{\frac{1}{2\nu}} \right]^{1-\beta'} \left(\frac{h_{max}}{r} \right)^{\nu\beta'} \\ \beta' &= \frac{1}{2\nu+1} \end{aligned}\right\} \qquad (4.14)$$

unde : μ_p este coeficientul lui Poisson;

K_2 - un coeficient dependent de ν (pentru $\nu=1$; $K_2=1$, pentru $\nu=2$; $K_2=0,8$ şi pentru $\nu=3$; $K_2=0,69$);

E - modulul de elasticitate al cauciucului;

r - raza la baza conului;

BUPT

Prin analogie cu fenomenul obişnuit de oboseală, la cauciucuri, ca şi la alte materiale, între numărul de cicluri de deformaţii N pe care le suportă materialul pînă la distrugere şi amplitudinea efortului σ, sau a deformaţiei ε, se poate scrie relaţia (Wöhler).

$$\sigma^{\lambda} N = C \qquad sau \qquad \varepsilon^{\lambda} N = C' \tag{4.15}$$

Studiind uzura prin oboseală a cauciucului M.M.Reznikovski propune o relaţie de forma :

$$N = \left(\frac{\sigma_o}{\sigma}\right)^{\lambda} \tag{4.16}$$

Constanta σ_o primeşte astfel semnificaţia de rezistenţă la o singură solicitare. Presupunînd că exponentul λ nu depinde de condiţiile de lucru, acesta devine una din constantele cele mai importante ale materialului, caracterizînd stabilitatea sa la uzură.

La utilizarea relaţiei (4.16) mai trebuie cunoscută şi mărimea tensiunii de contact. Cu toată starea complexă de solicitare care apare la contactul a două corpuri elastice, este suficient să cunoaştem tensiunea care determină efectul distrugător. Conform primei ipoteze din rezistenţă, aceasta este tensiunea principală maximă. Pe baza rezolvării problemei contactului în teoria elasticităţii propusă de M.M.Saverin, a rezultat că această tensiune este proporţională cu forţa specifică de frecare:

$$\sigma_t = k_r \mu p_r \tag{4.17}$$

constanta de proporţionalitate avînd valoarea $k_r \approx 3$.

Complexul:

$$\left[C_2 \frac{\mu_a p_n}{\sigma_o}\left(\frac{E}{p_n}\right)^{1+\beta'}\right]^{\lambda}$$

din relaţia (4.13) depinde în primul rînd de proprietăţile cauciucului şi mai puţin de sarcină (p_n); mărimea acestui complex încetează să depindă de proprietăţile cauciucului cînd uzura prin oboseală trece în uzură abrazivă. In cazul uzurii abrazive expresia (4.13) ia forma :

$$i_h = C_1 \left(\frac{p_n}{E}\right)^{\beta'} \tag{4.18}$$

Pe baza relaţiilor prezentate se poate urmări influenţa diferiţilor factori asupra uzurii. In figura 4.2 sînt reprezentate

BUPT

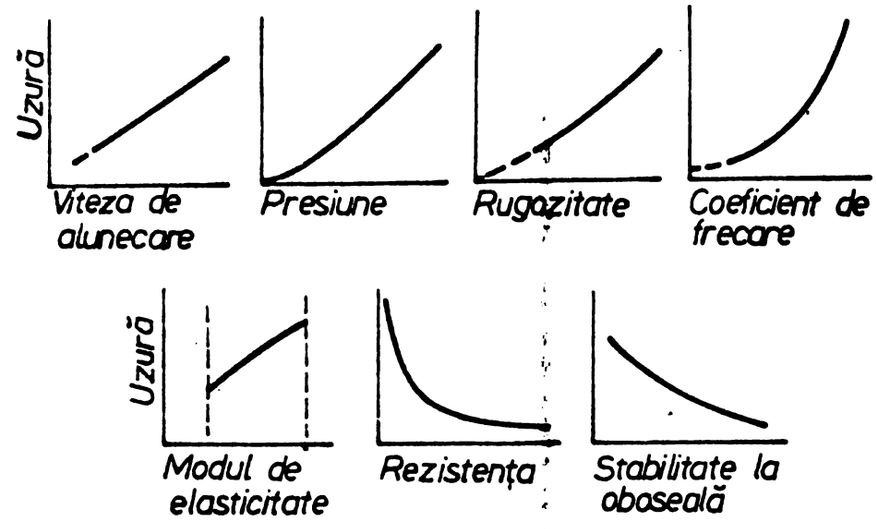


Fig.4.2.

dependenţele uzurii de : alunecare, presiune, rugozitate, coeficientul de frecare, modulul de elasticitate, rezistenţa şi stabilitatea la oboseală.

Trebuie arătat că dependenţele prezentate sînt idealizate deoarece mulţi parametri sînt legaţi reciproc. De aceea, la verificarea experimentală, trebuie alese cu atenţie materialele şi condiţiile de încercare astfel încît la modificarea unui parametru ceilalţi să se schimbe cît mai puţin.

Deşi în mică măsură este totdeauna prezentă, uzura abrazivă la contactul metal-cauciuc nu are loc decît la duritäţi foarte mari ale cauciucului. De aceea, nu este indicată mărirea durităţii cauciucului, mai ales la sarcini ridicate.

Dimpotrivă, la cauciucuri moi şi la sarcini ridicate, cînd aria suprafeţei reale de contact este mare, aproape de saturaţie, procesul de redeformare este împiedecat, pe porţiuni izolate cauciucul este blocat şi poate apare uzura prin rulare.

O analiză cantitativă a fost făcută pentru un proces staţionar idealizat, presupunînd că toate contactele între cauciuc şi corpul rigid şi neted se realizează prin rulare, iar uzura se produce numai prin rulare [90] .

În acest caz rezistenţa la uzură poate fi caracterizată printr-un indice R_u, reprezentînd raportul dintre puterea de frecare P_{fr} şi volumul uzat în unitatea de timp $\frac{d}{dt}(\Delta V)$.

Puterea de frecare este dată de suma dintre puterea P_d,

BUPT

necesară desprinderii bucăţii rulate de pe stratul superficial, puterea P_t, necesară întinderii acestei bucăţi şi puterea P_h, consumată prin histerezis datorită repetării rulării rolei.

$$P_{fr} = P_d + P_t + P_h \qquad (4.19)$$

Condiţie care determină posibilitatea formării rolelor în acest caz este:

$$P_{fr} \leq \mu_o N v \qquad (4.20)$$

unde: μ_o este coeficientul de frecare de repaus între cauciuc şi corpul neted pe care se freacă;

N - forţa normală;

v - viteza relativă de alunecare.

Presupunînd că P_d se poate determina pe baza teoriei lui R.S. Rivlin, A.G. Thomas şi H.W. Greensmith, P_t prin teoria elasticităţii şi P_h cu o relaţie simplă împrumutată din lucrările lui D.Bulgin şi colaboratorii săi se obţine relaţia [90].

$$R_u = R_u (W_r, E, D, g, b, r_r) \qquad (4.21)$$

unde: W_r - este energia caracteristică de rupere a cauciucului;

E - modulul de elasticitate al cauciucului;

D - elasticitatea cauciucului;

g, b, r_r - valorile medii ale grosimii, lăţimii şi respectiv razei de rulare.

Valoarea acestei relaţii constă în aceea că ea arată legătura dintre intensitatea uzării prin rulare şi caracteristicile fundamentale care reflectă proprietăţile elastice ale cauciucului. Analiza efectuată permite, de asemenea, să se găsească condiţiile critice ale realizării uzurii prin rulare.

Relaţiile prezentate permit să se analizeze ponderea diferiţilor factori asupra procesului de uzare, dar nu pot fi folosite la calculul efectiv al vitezei de uzare deoarece prea mulţi factori dificil de determinat intervin în ele. Spre exemplu, pentru determinarea rugozităţii reale a unei suprafeţe nu există azi încă nici o metodă care să nu deformeze realitatea. De dificultăţi deosebit de mari este legată determinarea suprafeţei reale de contact etc.

In aceste condiţii, se preferă calea experimentală de determinare a rezistenţei la uzare pentru cazuri particulare de cuple de frecare în anumite domenii de variaţie a principalilor

BUPT

factori de care depinde viteza de uzare. Cu rezultatele experimentale obţinute printr-un program de încercări corespunzător ales se poate utiliza metoda statistică de calcul a vitezei de uzare.

4.4. PARTICULARITATI ALE UZARII FLANCURILOR CTL.

Aşa cum a rezultat din §3, procesul transmiterii energiei prin frecare de la roţile de curea la curea şi invers este însoţit de alunecări relative. Acestea produc uzura flancurilor curelei şi a suprafeţelor discurilor. Principalii factori care intervin în acest proces, pentru curele din cauciuc de o anumită calitate, şi avînd flancurile descoperite, sînt: mărimea şi direcţia vitezei relative, presiunea, rugozitatea suprafeţei roţilor şi temperatura.

In ce priveşte viteza relativă, la intrarea curelei pe roţi apare o deplasare a curelei în lungul generatoarelor suprafeţelor conice ale roţilor spre vîrful acestora pînă la împînarea curelei în canalul trapezoidal. Pe arcul de aderenţă, între stratul superficial aderent de roţi şi acestea nu are loc nici o mişcare relativă. Pe arcul de alunecare are loc concomitent o deplasare tangenţială şi una în lungul generatoarelor roţilor. Aceasta duce la deformaţii şi tensiuni tangenţiale în stratul superficial al flancurilor curelei. Pe roata motoare, un element de pe flancul curelei, rămîne în urmă faţă de aceasta şi se deplasează concomitent în lungul generatoarei în sensul creşterii diametrului. Pe roata condusă elementul o ia înaintea roţii şi se deplasează în lungul generatoarei în sensul descreşterii diametrului. In consecinţă, elementele de pe flancul curelei sînt solicitate tangenţial alternativ. Viteza de deplasare faţă de roată trebuie să fie variabilă după o lege exponenţială aşa cum are loc creşterea sau descreşterea efortului de întindere din curea. Pe ambele roţi variaţia vitezei relative dintre curea şi roată este pozitivă.

Presiunea pe flanc, este de asemenea variabilă, datorită variaţiei efortului din curea pe arcul de înfăşurare, numai că, variaţia presiunii este pozitivă pe roata condusă şi negativă pe cea motoare. Rezultă deci, că la începutul arcului de alunecare, pe roata motoare, presiunea este mare şi descreşte în

BUPT

timp ce viteza de alunecare creşte. Aşa cum a rezultat din calculul după schema logică din figura 3.21, cînd discul comandat este motor, la intrarea pe arcul de alunecare, presiunea este maximă pentru i = 1, creşte cu sarcina dar nu depăşeşte 1,9 N/mm^2.

Cînd discul cu revenire forţată este motor, presiunea cea mai mare la intrarea pe arcul de alunecare ajunge la 3,9 N/mm^2, pentru i = 1,6. Deşi această presiune este mare, ea nu are influenţă nefavorabilă asupra uzării curelei deoarece, viteza de alunecare este aici mică. La ieşirea de pe roata motoare presiunile sînt maxime pentru funcţionarea în gol, descrescînd cu sarcina. Descreşterea cu sarcină a presiunii, compensează efectul nefavorabil produs de creşterea vitezei de alunecare. La i = 1,6, presiunea maximă nu depăşeşte 0,6 N/mm^2, cînd discul comandat este motor, respectiv 0,95 N/mm^2 cînd discul cu revenire forţată este motor.

Pe roata condusă fenomenul se petrece mai nefavorabil; presiunea creşte în lungul arcului de alunecare odată cu viteza de alunecare. Cînd discul comandat este motor, presiunea maximă, la ieşirea de pe arcul de alunecare, dependent de raportul de transmitere ia valori între 0,8 ... 1,98 N/mm^2. Cînd discul cu revenire forţată este motor, presiunea maximă ajunge, pentru i = 1,6, la 2,4 N/mm^2.

Datorită prelucrării discurilor, prin strunjire sau rectificare, profilul microreliefului după direcţie tangenţială diferă de cel după direcţia generatoarei astfel că şi intensitatea uzării va depinde de direcţia deplasării curelei în raport cu directivitatea rugozităţii discului. Cu toate că caracteristicile mecanice ale cauciucului sînt mult inferioare celor ale materialelor uzuale ale roţilor de curea, datorită alunecării curelei, se produce un fenomen de netezire a vîrfurilor neregularităţilor suprafeţelor roţilor astfel că, după un timp de funcţionare, acestea primesc un aspect de oglindă, dispărînd directivitatea microreliefului.

In ce priveşte temperatura, după stabilirea echilibrului termic, aceasta va oscila în jurul unei valori medii, crescînd pe perioada înfăşurării curelei pe roţi şi descrescînd pe perioada cît elementul se găseşte pe ramuri, între cele două roţi.

Din analiza acestui fenomen rezultă următoarele concluzii:

1. Reproducerea în laborator a acestui proces complex, pe eşantioane de curea este practic imposibilă. De aceea, încercările pentru stabilirea rezistenţei la uzură sau a durabilităţii curelei

se pot face numai prin urmărirea funcţionării în sarcină a transmisiei. Această încercare este de lungă durată şi reclamă un consum ridicat de curele.

2. Incercarea în laborator, pe tribometre (cu sensul şi mărimea vitezei relative constante), a unor eşantioane din materialul curelei, permite stabilirea ponderii asupra rezistenţei la uzare a factorilor : presiune, viteză de alunecare, temperatură.

3. Incercarea în paralel, cu ambele metode, ar putea permite stabilirea unei relaţii de predicţie a durabilităţii.

In lucrare, se cercetează experimental, influenţa asupra uzurii a factorilor viteză de alunecare şi presiune de contact, lăsînd pentru viitor, datorită complexităţii amenajărilor ce trebuie prevăzute instalaţiei descrise în § 5.2.2.5, determinarea influenţei temperaturii.

Dificultatea utilizării relaţiilor prezentate în § 4.3, legată de imposibilitatea cunoaşterii tuturor factorilor care intervin, a determinat recurgerea la metoda experimentală de evaluare a vitezei de uzare [74, 75] .

BUPT

5. INSTALATII SI METODE EXPERIMENTALE UTILIZATE IN CERCETAREA FENOMENULUI DE FRECARE-UZARE IN VARIATOARELE CU CTL.

5.1. GENERALITATI

Funcţionarea transmisiei prin frecare cu element flexibil de profil trapezoidal şi raport de transmitere reglabil fără trepte este definită cu ajutorul caracteristicilor :

$$x_{ar} = x_{ar}(x_{cr}) \quad (a)$$
$$T_{ir} = T_{ir}(x_{cr}) \quad (b)$$
$$F_{axc1,2r} = F_{axc1,2r}(x_{c1,2r}, M_{t1r}) \quad (c)$$
$$F_{axa2,1r} = F_{axa2,1r}(x_{c1,2r}, M_{t1r}) \quad (d) \qquad (5.1)$$
$$T_{ar} = (x_{c1,2r}, M_{t1r}) \quad (e)$$
$$\xi = \xi(x_{c1,2r}, M_{t1r}) \quad (f)$$
$$\eta = \eta(x_{c1,2r}, M_{t1r}) \quad (g)$$

reprezentînd în exprimare adimensională :

- deplasarea axială a discului cu revenire forţată (x_{ar}), respectiv efortul iniţial din curea (T_{ir}), funcţie de deplasarea discului comandat ;
- forţele axiale pe discul comandat (F_{axcr}) şi pe discul cu revenire forţată (F_{axar}), funcţie de deplasarea discului comandat (x_{cr}) şi de încărcarea transmisiei (M_{t1r});
- forţa cu care transmisia încarcă arborii (T_{ar}), funcţie de deplasarea discului comandat şi de încărcarea transmisiei ;
- alunecarea relativă (ξ) şi randamentul (η) funcţie de deplasarea discului cu revenire forţată şi încărcare.

Indicele 1 respectiv 2 înseamnă că discurile : comandat (c) sau cu revenire forţată (a) pot avea funcţia de element motor (1) sau condus (2).

In cazul unei transmisii cu raport de transmitere constant, variabila independentă x_{cr} dispare şi odată cu ea dependenţele (5.1,a)...(5.1,d), astfel că, funcţionarea ei va fi definită de caracteristicile ce au mai rămas:

$$T_{ar} = T_{ar}(M_{t1r}) \quad (e)$$
$$\xi = \xi(M_{t1r}) \quad (f) \qquad (5.1')$$
$$\eta = \eta(M_{t1r}) \quad (g)$$

BUPT

Dacă pentru transmisia cu raport de transmitere constant, datorită complexităţii fenomenului, determinarea integrală pe cale teoretică a caracteristicilor (5.1') este imposibilă [27], cu atît mai mult este valabilă această afirmaţie pentru caracteristicile (5.1) care definesc funcţionarea unei transmisii cu raport de transmitere reglabil fără trepte. De aceea, este necesară recurgerea la cercetarea experimentală pe instalaţii specializate.

Incercările se fac în regim stabilizat modificînd deplasarea discului comandat şi încărcarea transmisiei.

Reproducerea funcţionării în regim tranzitoriu (demararea, frînarea, variaţia raportului de transmitere, variaţii după anumite legi a momentului rezistent etc.) fiind legată de mari dificultăţi şi conducînd la rezultate strict limitate, nu a fost abordată.

Incercarea efectivă (dinamică) poate fi făcută în circuit deschis - nerecuperativ - (fig.5.1,a) sau în circuit închis -recuperativ - (fig.5.1,b şi c). Pe ambele căi se reproduce cu fidelitate un caz de funcţionare reală, astfel încît, se pot aborda cele mai subtile aspecte ale fenomenului transmiterii, determinante asupra uzurii curelei.

Circuitul deschis este caracterizat prin aceea că puterea debitată de motor elementului încercat este disipată de un transformator energetic de tip frînă.

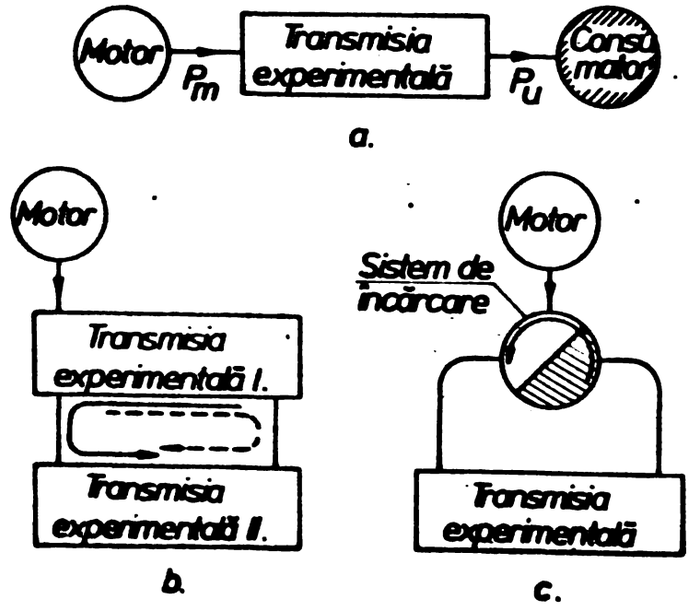


Fig.5.1.

BUPT

La circuitul închis, puterea transmisă arborelui condus de elementul încercat este redată arborelui motor printr-un sistem adecvat. In acest caz motorul compensează doar pierderile energetice ale conturului.

In cazul încercărilor transmisiilor prin frecare, circuitele închise, trebuie pe lîngă variaţia energiei vehiculate pe contur, să permită compensarea alunecării elastice [28,57] .

După modul cum se realizează constructiv acest deziderat, se disting două categorii de circuite mecanice închise :

a) circuite „prin forţă" (fig.5.1,b) la care conturul se închide printr-o transmisie identică cu cea încercată, deci două transmisii prin frecare sînt înseriate astfel, încît fiecare arbore motor al unei transmisii este cuplat cu cel condus al celeilalte. Pe una din liniile de arbori se cuplează motorul de antrenare.

b) circuite „prin formă" (fig.5.1,c) la care conturul se închide mecanic printr-o transmisie diferenţială, de obicei cu angrenaje, pentru a compensa alunecările elastice.

Din punct de vedere energetic cele două variante sînt echivalente, circuitul prin forţă este însă de construcţie mai simplă.

Analiza energetică arată că circuitele închise devin rentabile la randamente $\eta \geq 0,5$. La circuitele prin forţă, datorită înserierii transmisiilor, acestea funcţionează cu sarcini diferite în timp ce se măsoară alunecări egale astfel încît, pentru randamente $\eta \leq 0,8$ se falsifică rezultatele [29] .

Aşa cum a rezultat din § 3, în fenomenul transmiterii şi implicit în relaţiile care îl descriu, elementul flexibil are un rol hotărîtor, manifestat printr-o serie de proprietăţi exprimabile cantitativ cu ajutorul caracteristicilor mecanice. Anizotropia şi comportarea vîscoelastică determinate de structura constructivă a elementului flexibil, impun, pentru definirea completă a proprietăţilor sale elastice, întroducerea mai multor module de elasticitate longitudinale sau transversale, statice sau dinamice după anumite direcţii preferenţiale.

Exprimarea analitică, suficient de exactă, prin relaţii deduse teoretic, a acestor module de elasticitate este imposibilă, chiar dacă se cunoaşte proporţia şi proprietăţile elementelor ce compun cureaua. Astfel, spre exemplu, şnurul pentru

BUPT

inserţie luat separat se deformează altfel decît în masa de cauciuc vulcanizat, care împiedică deplasările şi rotirile libere ale firelor. De aceea, este necesară determinarea experimentală a acestor caracteristici.

In capitolul de faţă, se prezintă instalaţiile experimentale şi metodele de încercare, utilizate în cercetarea fenomenului de frecare-uzare ce are loc la transmiterea energiei prin variatoarele, cu CTL.

5.2. INSTALATII EXPERIMENTALE

In cercetările experimentale s-au utilizat două tipuri distincte de instalaţii, în conformitate cu scopurile urmărite :

- O instalaţie complexă, prevăzută cu diferite dispozitive speciale, destinată verificării experimentale a relaţiilor şi ipotezelor teoretice prezentate în teoria transmiterii prin frecare a energiei în variatoarele cu CTL;
- Instalaţii şi dispozitive destinate cercetării unor caracteristici mecanice şi tribologice ale elementului flexibil.

Toate instalaţiile şi dispozitivele au fost concepute de autor şi realizate sub îndrumarea acestuia, majoritatea conţinînd elemente de originalitate.

5.2.1. Instalaţia şi dispozitivele utilizate la încercarea complexă a transmisiei.

Transmisia a fost încercată pe instalaţia reprezentată schematic în figura 5.2. Ea se compune în principal din sursa de energie (1) (un motor electric asincron), transmisia de încercat (2) (un variator cu curea trapezoidală lată) şi frîna (3). O vedere de ansamblu este prezentată în figura 5.3.

Instalaţia a fost astfel concepută încît să se poată măsura în timpul funcţionării: momentele de torsiune $M_{t\ 1,2}$ şi vitezele unghiulare $\omega_{1,2}$, ce solicită, respectiv cu care se rotesc arborii variatorului, forţa T_a, cu care transmisia încarcă arborii, forţele axiale $F_{axl,2}$, care echilibrează apăsarea curelei pe discuri, deplasările axiale $x_{1,2}$, ale discurilor şi diametrele de înfăşurare $D_{1,2}$, pe roţi.

Pentru măsurarea momentelor de torsiune, între motor şi arborele primar al variatorului, respectiv frînă şi arborele

BUPT

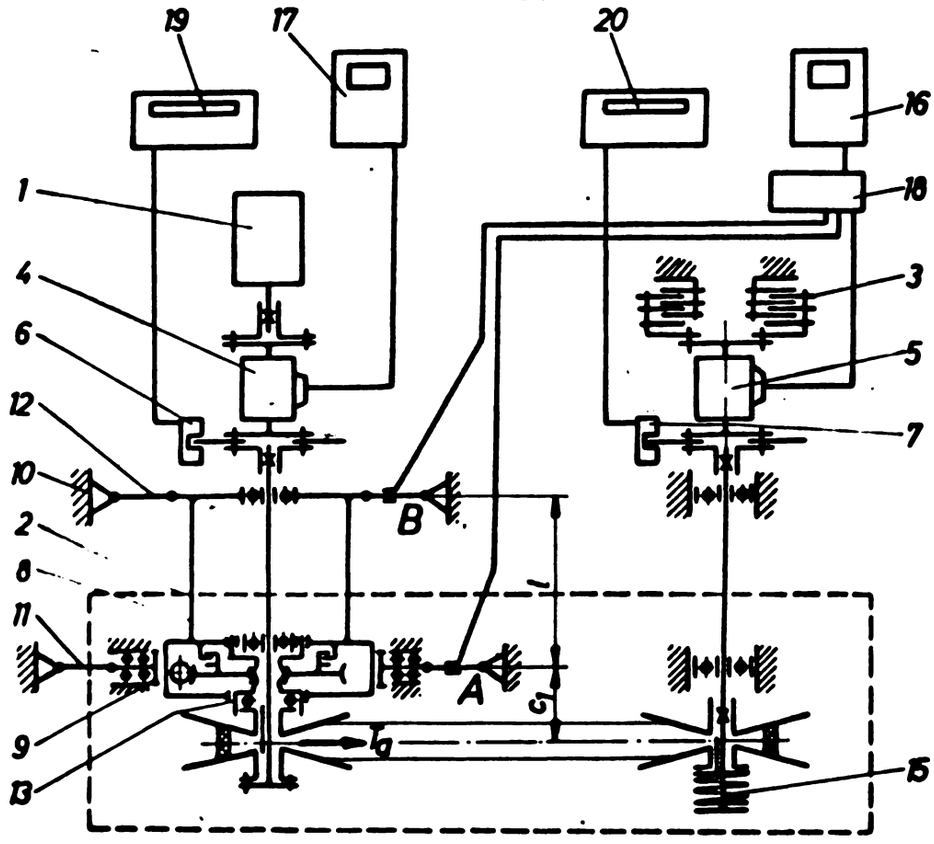


Fig.5.2.

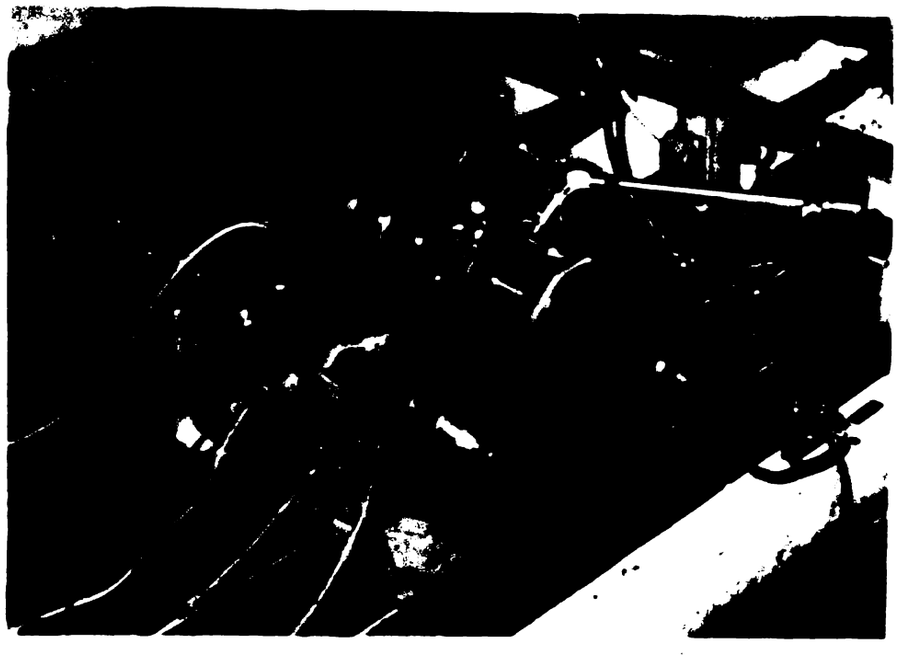


Fig.5.3.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

secundar, s-au intercalat torsiodinamometrele (4) şi (5) de tip Philips PR 938o R/2o cu punte completă de patru timbre rezistive a 12o Ω , alimentată prin colector[x].

Torsiodinamometrele au fost conectate la punţile tensometrice (16) şi (17) de tip R.F.T.,UM 111 [xx].

Inainte de măsurători, montajul format din torsiodinamometru, cablu de legătură şi punte, a fost supus unei etalonări pentru tot domeniul de măsurat.

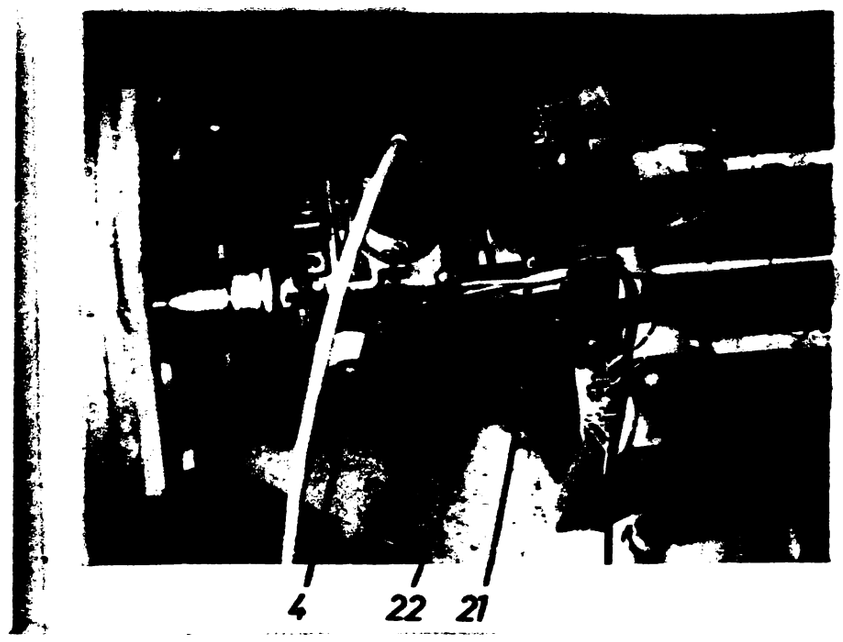


Fig.5.4.

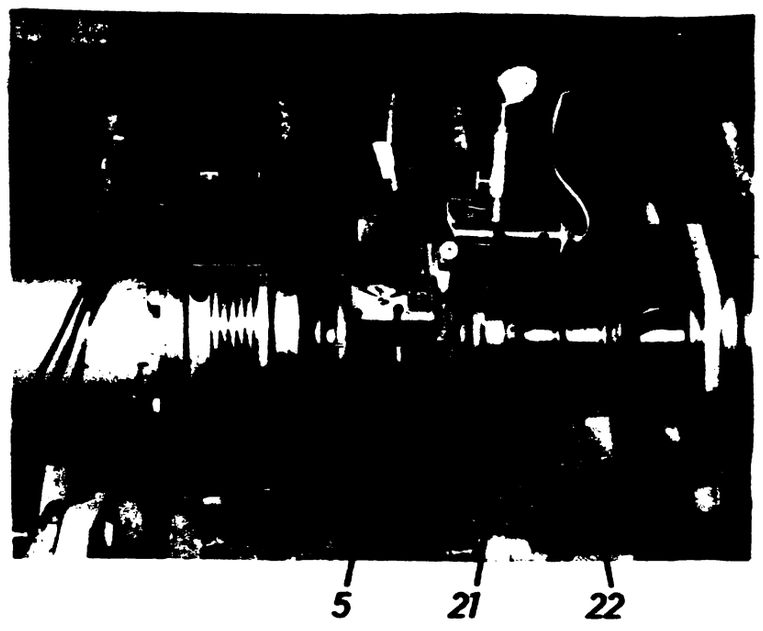


Fig.5.5

x) Philips industrie elektronik Gebrauchsanweisung PR 938oR Drehmomentaufnehmer.

xx) R.F.T. VEB Kunkwerk Dresden, Universalmesseinrichtung UM111 und UM 131.

BUPT

Vitezele unghiulare s-au determinat indirect prin măsurarea turaţiilor. In acest scop s-au realizat traductoarele (6) şi (7), generatoare de impulsuri. Un asemenea traductor, se compune dintr-un disc (21), (vezi fig.5.4 şi 5.5) o sursă de lumină şi o fotodiodă montate într-un tub (22). Prin rotirea discului, prevăzut la periferie cu 6o de fante, se întrerupe periodic raza de lumină emisă de sursă spre fotodiodă. Fotodioda (de tip FD3-IPRS-Băneasa), înseriată cu o rezistenţă de 50 kΩ , a fost legată la o sursă de curent continuu de 4,5 V. Frecvenţa impulsurilor culese de pe bornele rezistenţelor au fost măsurate cu două numărătoare universale, (19) şi (2o), cu 7 cifre EO 2o2 de construcţie IEMI[x].

Datorită celor 60 fante ale discurilor, pe ecranele numărătoarelor apar afişate direct turaţiile în rotaţii pe minut.

In figurile 5.4 şi 5.5 se prezintă în detaliu amplasarea torsiodinamometrelor şi a generatoarelor de impulsuri pentru măsurarea turaţiei.

Pentru măsurarea forţei Ta, ce se transmite organelor de susţinere şi rezemare, datorită întinderii curelei, arborele primar al variatorului a fost suspendat pe două reazeme (A) şi (B) de construcţie originală.

In reazemele (A), carcasa (8) este fixată în cadrul (9) (v.fig.5.6), printr-o cuplă cinematică de rotaţie de clasa a V-a, cu frecare de rostogolire, avînd axa de rotaţie verticală şi deci perpendiculară pe planul arborilor variatorului.

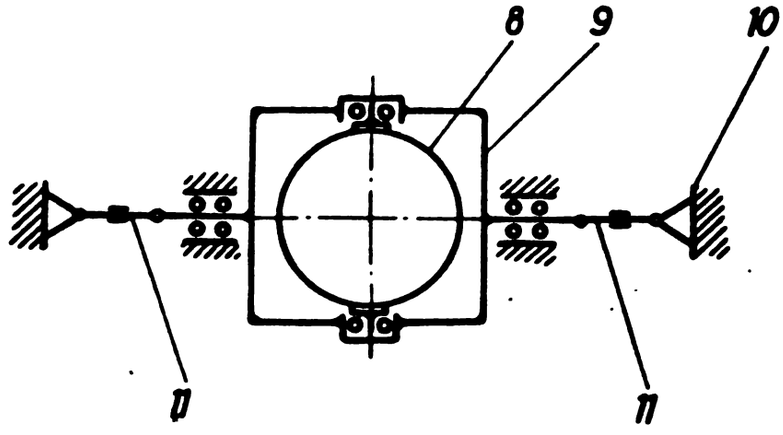


Fig.5.6.

x) Intreprinderea de aparate electronice de măsurat şi industriale, Carte Tehnică, Numărător universal cu 7 cifre tip E 0202.

BUPT

Cadrul (9) este ghidat în raport cu batiul (1o), printr-o cuplă cinematică de translaţie de clasa a 5-a, tot cu frecare de rostogolire. Direcţia de translaţie este paralelă cu cea a liniei centrelor roţilor variatorului. Două lame dinamometrice (11) leagă cadrul (9) de batiul (1o), permiţînd măsurarea reacţiunii din reazemul (A).

In reazemul (B) carcasa (8) este ghidată faţă de batiul (1o) printr-o cuplă cinematică de clasa a 3-a, care permite deplasări în planul axelor variatorului şi rotiri după direcţii perpendiculare pe acesta. Alte două lame dinamometrice (12) leagă carcasa (8), de batiul (1o), permiţînd măsurarea reacţiunii din reazemul (B).

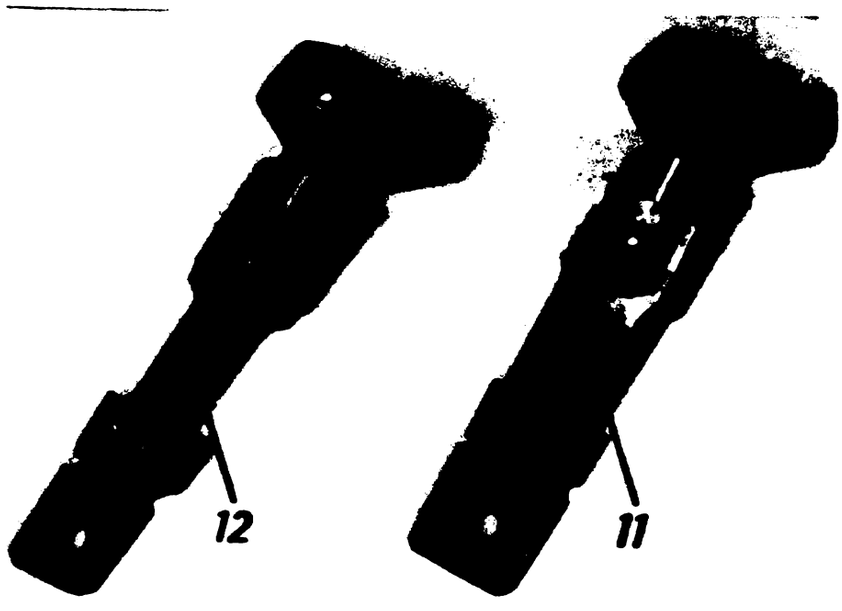


Fig. 5.7.

Cunoscînd reacţiunile din reazemele (A) şi (B) se poate determina forţa Ta. Lamele dinamometrice prezentate în figura 5.7 au ariile secţiunilor transversale: $A_1=b_1 x s=15x o,5=$ $=7,5 mm^2$- pentru reazemul din (A) şi $A_2=b_2 x s=6x o,5=$ $= 3\ mm^2$ - pentru reazemul din (B). Pe feţele lamelor sînt aplicate timbre tensometrice rezistive legate în serie. Timbrele utilizate au fost de tip Hottinger 3/12o LE 11 cu baza de 3 mm. şi rezistenţa de 12o $\Omega \pm$ 0,2%, autocompensate termic între -10 şi 12o^{o}C.

Montajul de măsurare utilizează cîte două asemenea lame pentru fiecare reazem legate prin intermediul unei cutii de comutaţie (18) în braţele opuse ale unei punţi tensometrice (17). Fixarea articulată a lamelor şi înserierea timbrelor de pe cele două feţe ale acestora, conferă traductoarelor numai sensibilitate la forţe de tracţiune-compresiune.

BUPT

Pentru măsurarea componentei axiale a forţei de interacţiune dintre curea şi discul comandat, bucşa de reazem (13), a fost prelucrată special, astfel încît să poată prelua funcţia de traductor de forţă axială. In figura 5.8 este prezentată bucşa de reazem (13). Pe bucşă sînt aplicate, în montaj Poisson simetrizat, opt timbre tensometrice de tipul celor descrise la pag 112. Conectarea la puntea tensometrică, a traductoarelor

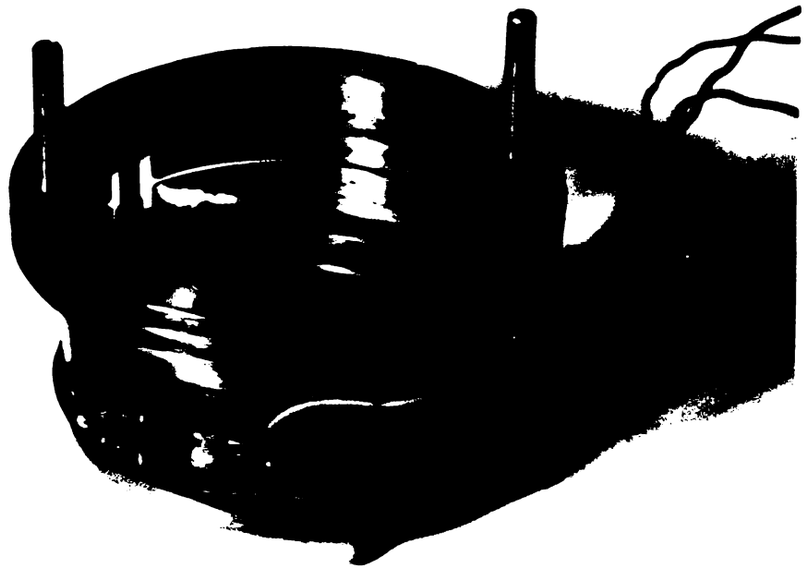


Fig.5.8.

de forţă din reazemele (A) şi (B) precum şi a celui pentru măsurarea forţei axiale ce apasă pe discul comandat, s-a făcut prin intermediul unei cutii de comutaţie (18), de tip UMM 161 (de construcţie R.F.T) cu şase canale prevăzute cu echilibrare rezistivă şi capacitivă.

Componenta axială a forţei de interacţiune curea-disc cu revenire forţată ce determină din caracteristica arcului (15), ridicată în prealabil.

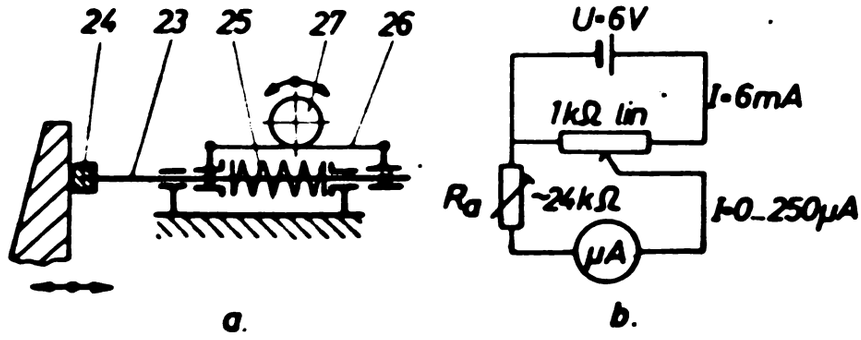


Fig.5.9.

BUPT

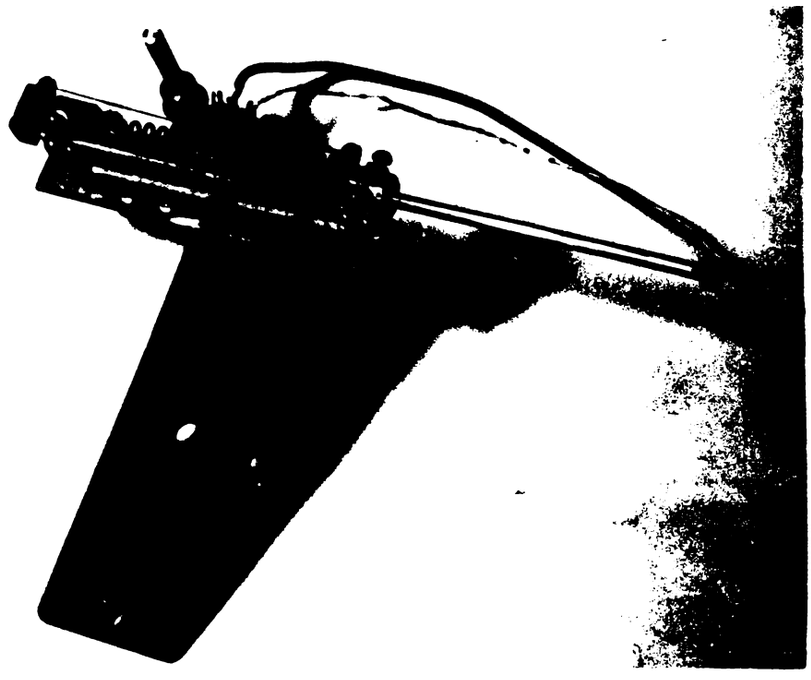


Fig.5.1o

Pentru măsurarea deplasării axiale a discurilor, în lipsa unui traductor de serie adecvat, s-a conceput dispozitivul reprezentat schematic în fig.5.9,a, prin care se converteşte o mişcare de translaţie într-o variaţie de tensiune măsurată între o bornă şi cursorul unui potenţiometru. Tija (23), prevăzută cu un palpator (24), este apăsată de un arc (25) pe suprafaţa frontală a discului a cărui deplasare se măsoară. Un fir (26),fixat la extremităţi de tija (23), este înfăşurat peste o rolă (27)solidară cu axul cursorului unui potenţiometru rotativ. Potenţiometrul, cu rezistenţa liniar variabilă, este intercalat în circuitul electric reprezentat în fig.5.9,b. Rezistenţa Ra se ajustează astfel încît cursei tijei (23), să-i corespundă 90% din scala instrumentului de măsurat. Astfel, la o cursă de 24 mm a tijei (23), vîrful acului instrumentului a descris un arc de cca loo mm. Montajul din figura 5.9,b,asigură o dependenţă aproape liniară între deplasarea tijei şi deviaţia acului instrumentului. In figura 5.lo, se prezintă o vedere de ansamblu a traductorului.

Pentru măsurarea poziţiei curelei în canalul format de cele două discuri tronconice, s-a utilizat dispozitivul reprezentat în figura 5.11. Pe un cărucior (28), prevăzut cu două role (29) se poate deplasa transversal sania (3o). Pe sanie este fixat ghidajul (31), al palpatorului (32) care se sprijină

BUPT

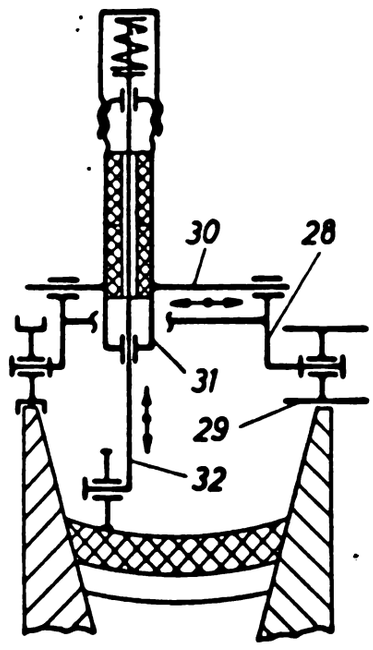


Fig.5.11.

printr-o rolă pe curea. In timpul funcţionării variatorului, căruciorul poate fi plimbat în lungul arcului de înfăşurare. Sania permite învestigarea pe lăţimea curelei. Deplasarea radială a palpatorului, sesizată inductiv, este indicată la instrumentul unei punţi electrotensometrice. In figura 5.12, este prezentată o vedere de ansamblu a dispozitivului.

Convertirea mărimilor mecanice $M_{t1,2}$, F_{axc}, T_a, $x_{c,a}$, D_p în mărimi electrice, a permis înregistrarea grafică simultană a rezultatelor măsurătorilor, prin intermediul unui înregistrator rapid cu mai multe canale.

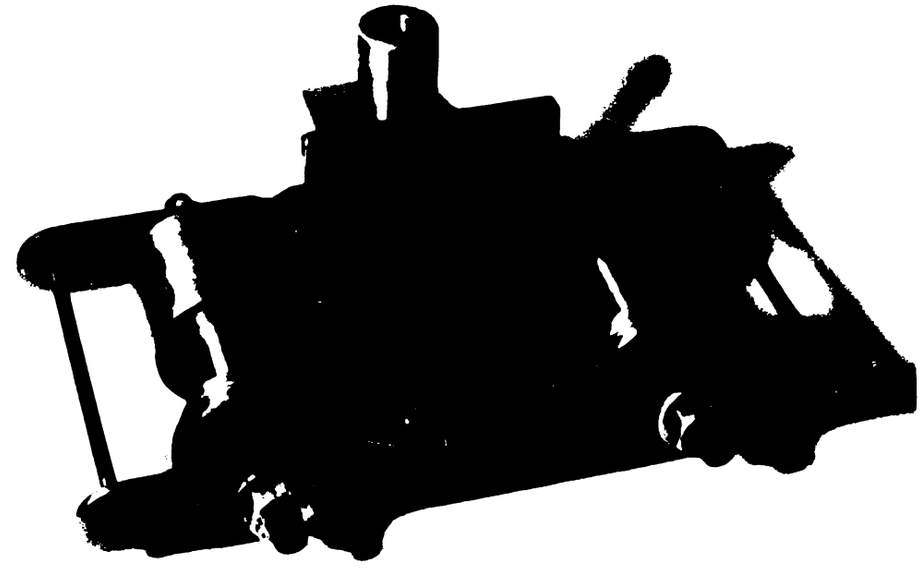


Fig.5.12

Instalaţia descrisă mai sus a fost adaptată şi pentru măsurarea alunecării dintre curea şi roată. In acest scop, a fost conceput şi realizat un traductor special, descris principial în [24]. Traductorul este reprezentat în fig.5.13. El se compune din corpul (33), de care este fixată lama elastică (34) şi acul oscilant (35). Traductorul a fost fixat pe discul cu revenire

BUPT

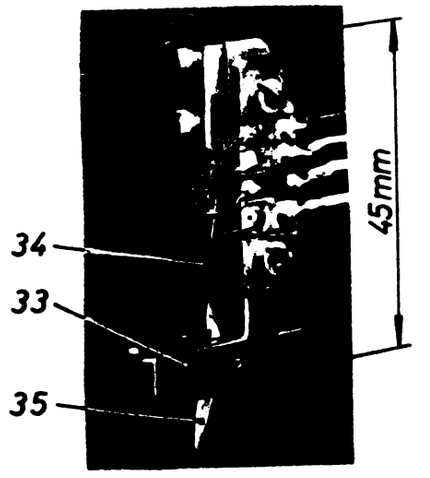


Fig.5.13

forţată, în dreptul unui orificiu, astfel încît vîrful acului (35) să aibă acces la flancul curelei. Vîrful acului a depăşit suprafaţa flancului discului cu o,3...o,4 mm,înfigîndu-se astfel în curea. Cureaua alunecînd faţă de disc, antrenează acul, care rotindu-se în jurul articulaţiei deformează lama arcuitoare din oţel pe care au fost aplicate patru timbre tensometrice de tipul celor descrise la pagina 112, dar avînd baza de o,6 mm. Timbrele au fost legate în montaj punte completă cu patru traductori activi. Pentru înregistrarea alunecării curelei s-a utilizat o instalaţie prin care semnalul s-a transmis pe calea undelor electromagnetice. Schemă bloc este reprezentată în figura 5.14.

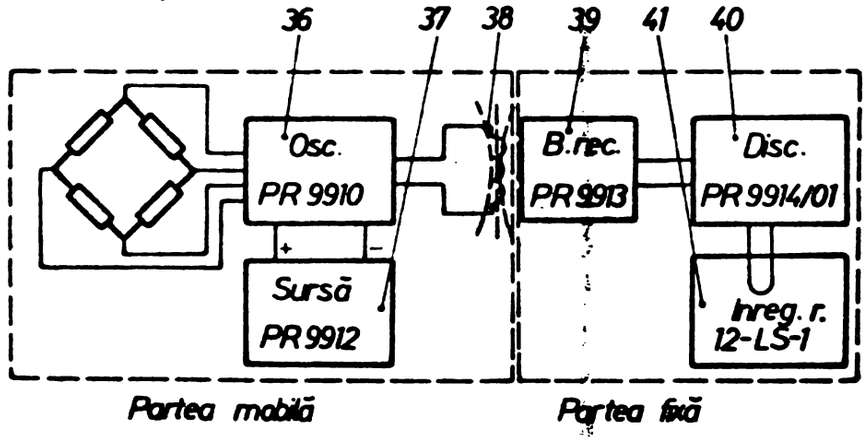


Fig.5.14.

Ea este compusă dintr-un oscilator (36), o sursă de tensiune (37), o bobină de emisie (38), o bobină de recepţie (39), un discriminator (4o) şi un înregistrator cu mai multe canale (41). Oscilatorul, sursa de tensiune şi bobina de emisie formează partea mobilă fixată pe discul cu revenire forţată şi este arătată în figura 5.15, pe care se disting elementele enumerate.

BUPT

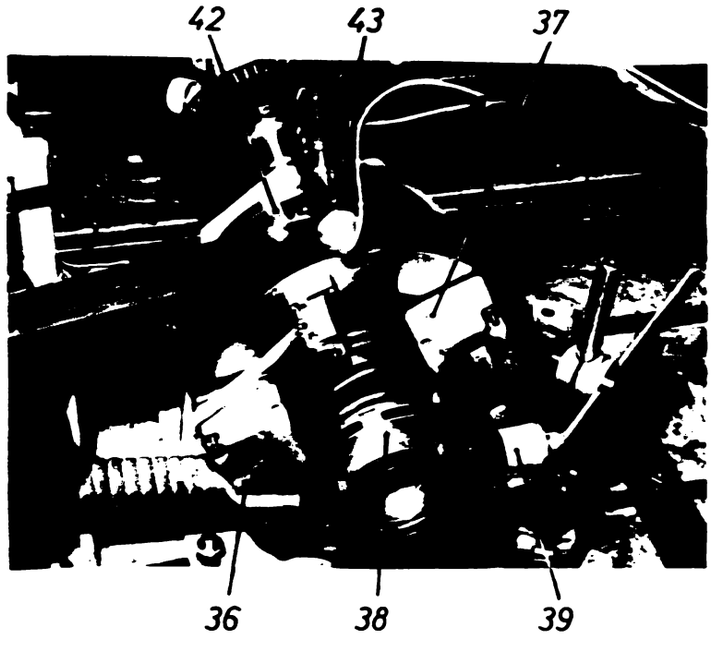


Fig.5.15.

Oscilatorul PR 9910, de construcţie Philips[x], serveşte la transformarea semnalului (tensiunii) de dezechilibrare a punţii într-o variaţie proporţională de frecvenţă.

Sursa de tensiune este formată dintr-o carcasă, conţinînd 6 elemente galvanice(de cîte 1...1,5 V) care se fixează alături de oscilator.

Bobina de emisie, este formată din cîteva spire înfăşurate pe o porţiune cilindrică a pieselor rotitoare şi se confecţionează de utilizator.[x]

Bobina de recepţie PR 9913, împreună cu cea de emisie, transmit, de la părţile rotitoare la cele fixe, semnalul a cărui frecvenţă este corelată cu variaţia mărimii măsurate.

Discriminatorul NF-FM PR9914/01 serveşte la refacerea semnalului modulat în frecvenţă în semnal modulat în amplitudine. Pentru un semnal de intrare a cărui frecvenţă este de 6,75kHz, nu se emite semnal de ieşire. La frecvenţe ce se abat cu maximum ± 30% faţă de cea mijlocie semnalul de ieşire este de ± 1V respectiv ± 10 mA. Sensibilitatea poate fi modificată cu ± 15 %. Cu ajutorul unei rezistenţe, se poate modifica (cu ± 1V) şi origina semnalului.

x) Philips, Wireless transmission system PR 9910, PR 9916A-/B, PR 9912, PR9913, PR9918, PR9914/01-/02, PR9917/01-/02, Directions for use.

BUPT

Inregistratorul rapid de tip R.P.T.12-LS-1[x] este prevăzut cu 12 canale avînd tot atîtea bucle de diferite sensibilităţi şi frecvenţe proprii.

Lanţul electronic a fost etalonat, înregistrîndu-se pentru deplasări controlate ale vîrfului acului traductorului, mărimea semnalului de ieşire.

Pentru a localiza, în lungul arcului de înfăşurare, momentul începerii alunecării s-a utilizat un traductor cu fotodiodă, vizibil în figura 5.15. O limbă (42), fixată, în dreptul traductorului de deplasare, pe discul opus celui cu revenire forţată, întrerupe o rază de lumină ce cade pe fotodioda montată în tubul (43). Tubul (43) conţinînd fotodioda şi sursa de lumină poate fi rotit în jurul axei discului cu revenire forţată şi fixat în orice poziţie. In timpul încercărilor, tubul a fost fixat în secţiunea în care cureaua părăsea roata, marcîndu-se astfel capătul terminus al arcului de înfăşurare.

In figura 5.16 se prezintă o vedere de ansamblu a instalaţiei utilizate; în figura 5.16,a-standul propriuzis, în figura 5.16,b-standul şi aparatura aferentă enumerată mai sus.

Montajul astfel realizat, de concepţie originală permite determinarea momentului începerii alunecării, deci extinderea arcului de alunecare precum şi mărimea alunecării relative dintre curea şi roată.

5.2.2. Instalaţii utilizate la cercetarea elementului flexibil

Elementul flexibil de structură complexă, format din inserţie, masă de cauciuc şi straturi de protecţie are o comportare viscoelastică anizotropă. Aşa cum a rezultat din capitolele 2 şi 3 dependenţele teoretice sînt sensibil influenţate de caracteristicile mecanice şi tribologice ale curelei. Principalele caracteristici mecanice ce prezintă interes pentru determinare sînt: modulul de elasticitate la tracţiune statică E_t şi dinamică E_{td}, modulul de elasticitate la compresiune statică E_c şi dinamică E_{cd}, modulul de elasticitate transversal static G şi dinamic G_d.

---

x) Bedienanweisung Zwölf-Kanal-Lichtschreiber 12 LS-1, VEB Messgerätewerk Zwönitz.

BUPT

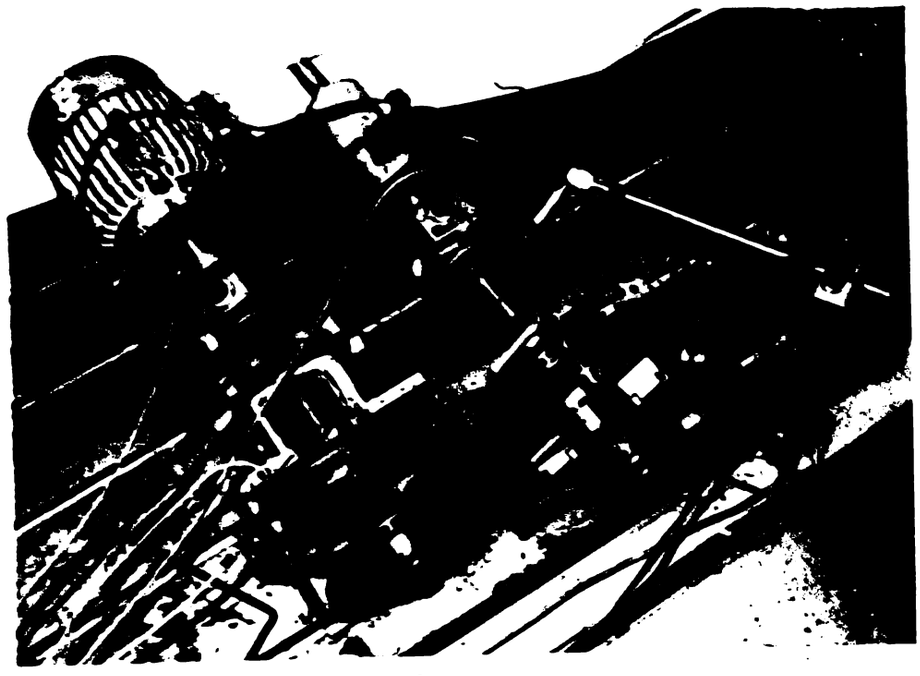


Fig. 5.16,a



Fig.5.16,b

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIŞOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

Modulele de elasticitate obţinute pe cale experimentală sînt nişte module de elasticitate echivalente şi convenţionale deoarece sînt raportate la profilul trapezoidal al curelei fără luarea în considerare a danturii acesteia.

Caracteristicile tribologice cercetate experimental au fost: coeficienţii de frecare de repaus μ_0 şi cinetic μ precum şi uzura curelei.

La determinarea unora din caracteristicile enumerate, s-au utilizat instalaţiile prezentate mai jos.

5.2.2.1. Instalaţii pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică (E_t). La determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică s-au utilizat două instalaţii. Prima este prezentată în figura 5.17,a. Cureaua de încercat(1), înfăşurată peste roţile (2) şi (3), este supusă la tracţiune prin încărcare directă cu greutăţile (4). Deformaţia pe distanţa ℓ (v.fig.5.17,b) rezultă ca medie a citirilor de pe cele două comparatoare (5). Sarcina maximă ce poate fi aplicată curelei este 1,6 kN.

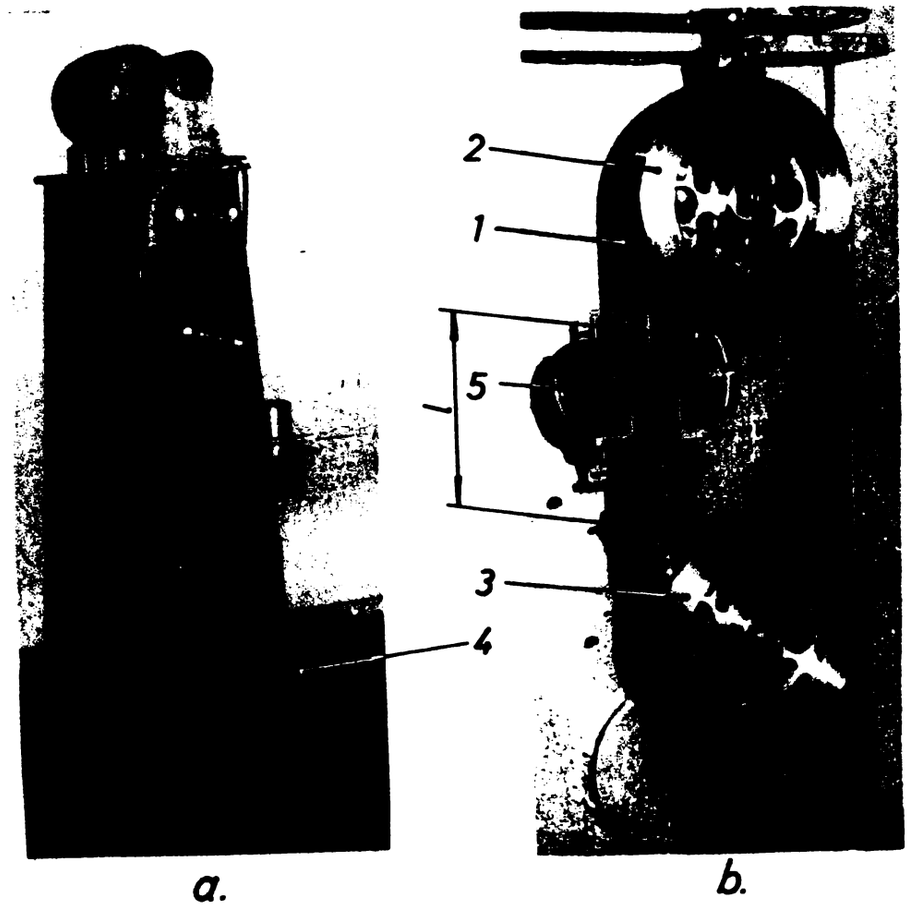


Fig.5.17.

BUPT

Cea de a doua instalaţie prezentată în figura 5.18 diferă de prima prin aceea că deformaţia este înregistrată. In acest scop s-a utilizat un lanţ electronic compus din: traductor inductiv de deplasare (6), punte electrotensometrică (7) şi înregistrator (8). S-a utilizat un traductor de deplasare de tip R.F.T.-IWT202[x] pentru deplasări nominale de ± 1 mm. Puntea electrotensometrică a fost prezentată în § 5.2.1 Inregistratorul XY/T cu scriere directă în coordonate, de tipul BAK4T (R.S.C) permitea înregistrări cu viteze de 650 mm/s pentru ambele coordonate.

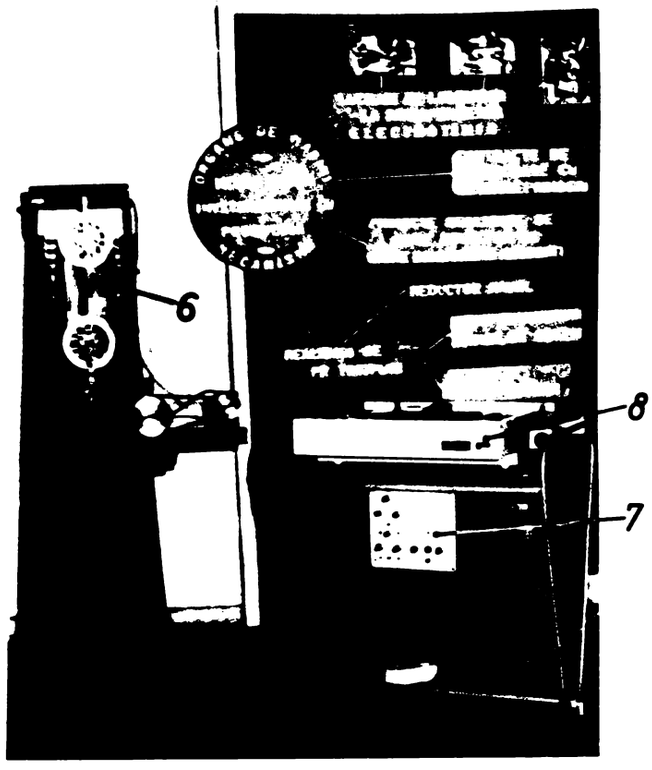


Fig.5.18

5.2.2.2. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune dinamică E_{td} a rezultat din cea prezentată la § 5.2.2.1. cu unele completări în conformitate cu scopul urmărit.

Sarcina pulsatoare aplicată curelei prin roata de curea inferioară (9) este realizată de mecanismul format din: (v.fig. 5.19) motor de CA monofazat cu turaţie reglabilă fără trepte (10), transmisia prin curea (11), pulsatorul sinusoidal (12), şi braţul oscilant (13). Prin deplasarea în jos a suportului (14) se realizează componenta statică aplicată curelei de valoare $2T_o$ = 100...500 N. Componenta variabilă de amplitudine T_o = = 50...300 N, se obţine, la o cursă constantă de 4 mm a pulsatorului (12), prin modificarea raportului de amplificare al braţului (13). Frecvenţa sarcinii pulsatoare poate fi reglată între 5...30 Hz.

[x] VEB Kunkwerk Dresden Wegaufnehmer IWT 102, IWT 202, IWT 302, IWT 402.

BUPT

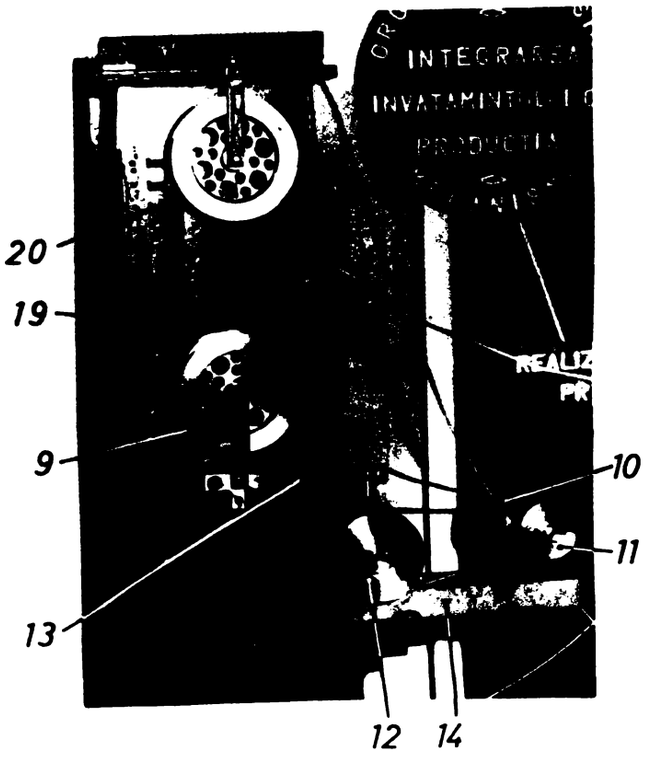


Fig.5.19.

Pentru vizualizarea dependenţei forţă-deformaţie s-au utilizat două lanţuri electronice. Pentru deformaţii cel descris la § 5.2.2.1; pentru forţe unul compus din traductor rezistiv de forţă şi punte electrotensometrică. Semnalele de la cele două punţi au fost aplicate armăturilor tubului unui osciloscop cu două spoturi, putîndu-se vizualiza dependenţa de timp a acestora sau dependenţa $\Delta T = \Delta T(\cdot \Delta \ell)$.

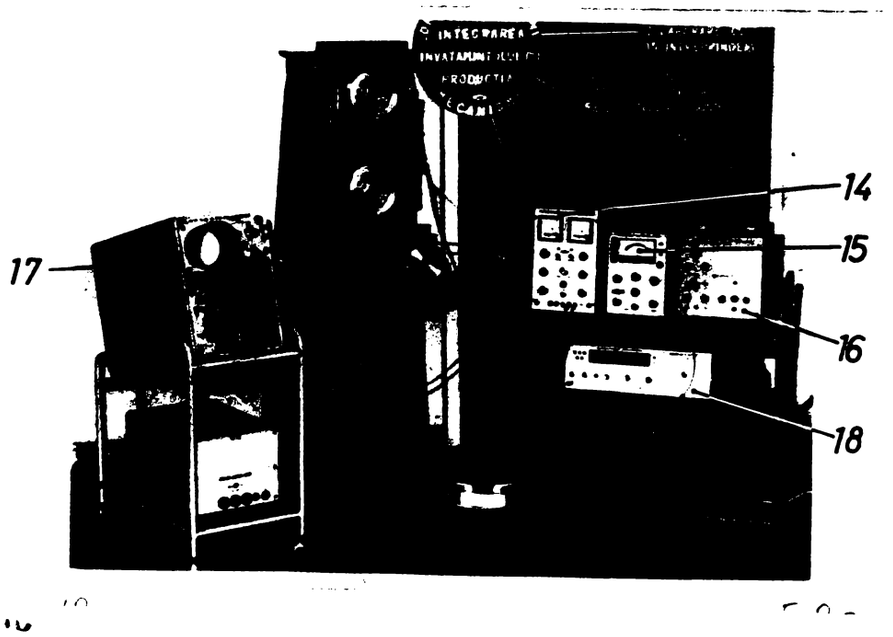


Fig.5.2o.

Ansamblul instalaţiei este prezentat în figura 5.2o unde se disting: sursa de tensiune reglabilă (14), (IEMI tip I41o2), pentru antrenarea motorului (1o), punţile electrotensometrice (15) şi (16), pentru forţe respectiv deformaţii, osciloscopul (17) şi numărătorul universal cu 7 cifre Eo2o2(18), pentru măsurarea perioadei oscilaţiei.

BUPT

Puntea tensometrică (15) a fost de tip N23o1(IEMI)[x]. Osciloscopul de înaltă frecvenţă, cu două spoturi, a fost de tipul TR-46o2 (ORION-EMG Budapest)[xx].

Oscilogramele au fost obţinute prin fotografiere utilizînd un aparat PENTACON SIX TL cu film de 6o mm lăţime. Pentru a împiedeca oscilaţiile transversale ale ramurilor curelei s-au utilizat două rigle (19) prevăzute cu tampoane reglabile (2o).

5.2.2.3. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la compresiune transversală statică E_c este prezentată în figura 5.21. Două discuri (21) şi (22), avînd circumferinţa corelată cu lungimea primitivă a curelei (1), apasă pe flancurile acesteia. Forţa de apăsare este realizată şi măsurată cu o maşină de tracţiune, în domeniul o...2okN. Deformaţia curelei este măsurată cu trei comparatoare (23), dispuse echidistant pe periferia discurilor.

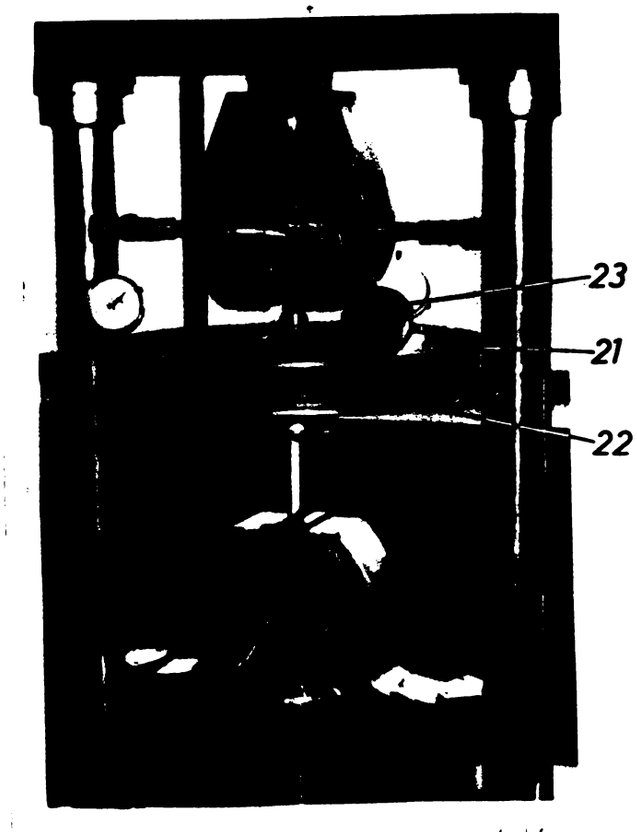


Fig. 5.21.

5.2.2.4. Instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate transversal (G) şi a coeficientului de frecare de repaus μ_o: de construcţie originală, este reprezentată schematic în figura 5.22. Cureaua (1), aşezată între discurile (21) şi (22), este apăsată pe flancuri, prin strîngerea şuruburilor (24), cu ajutorul traversele (25) şi (26). Discul (22) şi

x) Intreprinderea de aparate electronice de măsurat şi industriale, carte tehnică, Punte tensometrică cu un canal Tip N23o1.
xx) Elektronikus mérőkészülékek gyára Budapest, ORION-EMG Zweistrahlen - Hochfrequenz-Oszilloskop Typ TR-46o2

BUPT

traversa (6), sînt fixate de batiu. Intre traversa superioară (25) şi discul superior (21), este aşezat un traductor de forţă, (27), de t. electrotensiometric rezistiv, cu care se măsoară la puntea (34), forţa aplicată pe flancurile curelei. Traductorul de forţă se sprijină pe traversa superioară prin rulmentul axial (28). Discul superior este prevăzut cu două braţe (29), prin care se aplică un cuplu de forţe. Rotirea relativă dintre cele două discuri poate fi măsurată cu un comparator de miimi (3o), sau înregistrată prin intermediul traductorului inductiv de deplasare (31), conectat la o punte electrotensiometrică (32) şi un înregistrator în coordonate (33). Principalele caracteristici ale instalaţiei sînt:

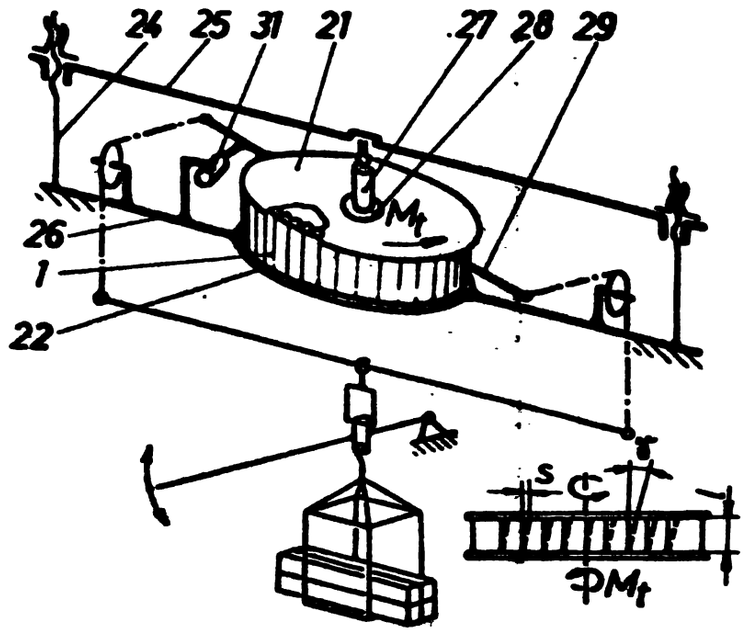


Fig.522

Forţa axială maximă : 8 kN;
Momentul de torsiune maxim : 4oo Nm;
Rotirea relativă maximă măsurabilă în dreptul razei de 18o mm : 2 mm;
Eroarea relativă la măsurarea forţei axiale: 3%;
Eroarea relativă la măsurarea momentului de torsiune : 0,1%
Eroarea relativă la măsurarea rotirii dintre discuri: 0,05%

In figura 5.23 este reprezentat un detaliu al instalaţiei iar în figura 5.24 ansamblul instalaţiei. Punţile electrotensometrice, traductorul inductiv şi înregistratorul în coordonate, au fost prezentate la § 5.2.2.1.

BUPT

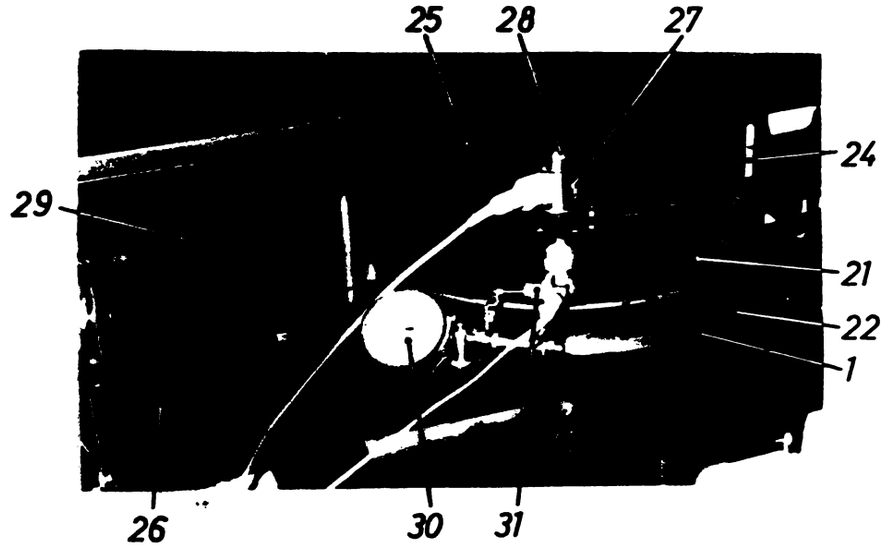


Fig.5.23.

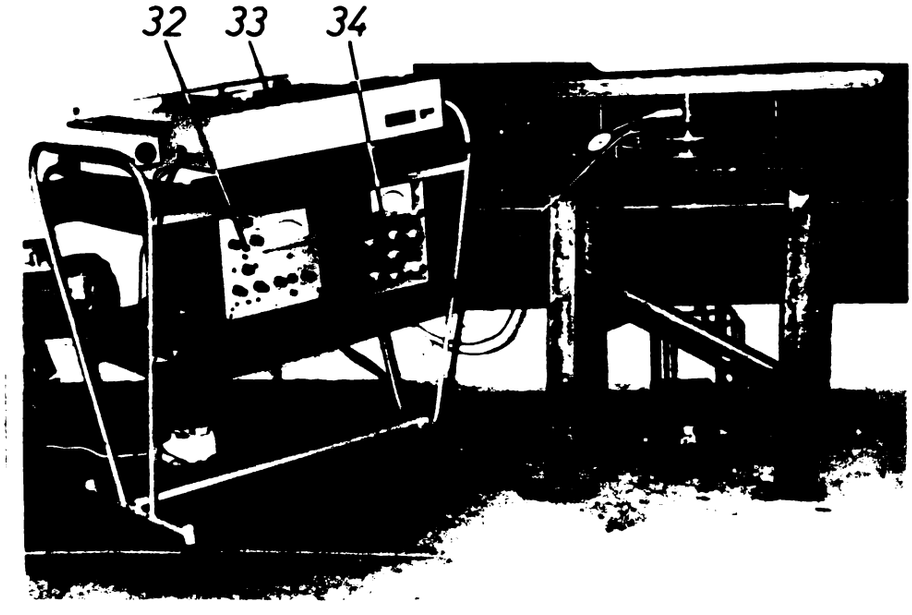


Fig.5.24

La determinarea coeficientului de frecare de repaus, comparatorul (3o) şi traductorul de deplasare (31) au fost demontate, momentul apariţiei alunecării s-a urmărit cu ochiul liber.

Pentru a putea determina influenţa temperaturii asupra coeficientului de frecare de repaus, pe discurile (21) şi (22) au fost montate cîte patru elemente de încălzire a 5oo W fiecare.

Incălzitoarele se conectează la reţea prin intermediul unui

BUPT

termostat astfel reglat încît să menţină temperatura cu o precizie de $\pm$ 2,5 °C. In figura 5.25 este reprezentat discul superior (21) cu elementele de încălzire montate.

foto - capete

Fig.5.25.

5.2.2.5. Instalaţia pentru determinarea coeficientului de frecare cinetic μ şi a uzurii curelei. Autorul a conceput şi a realizat instalaţia tribometrică reprezentată schematic în fig. 5.26, avînd următoarele caracteristici:

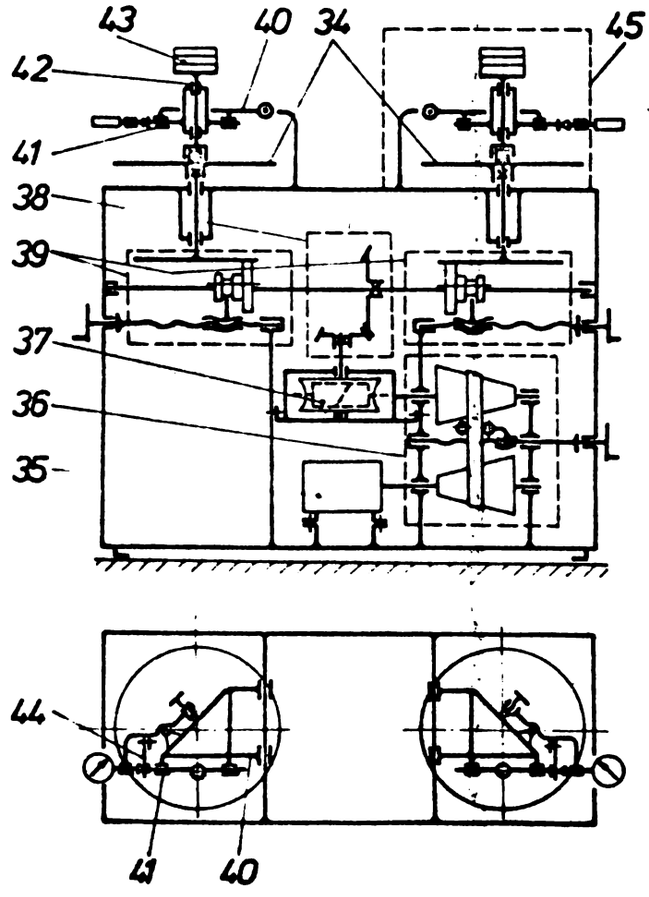


Fig. 5.26

BUPT

- motorul : 250W, 150 rad/s;
- vitezele unghiulare ale discurilor: 0,68...7,5 rad/s;
- vitezele de alunecare realizabile: 0,03...1,15 m/s;
- presiunile de contact realizabile: 0,35...12 daN/cm^2;
- diametrele utile ale discurilor : 80...300 mm;
- aria de contact a epruvetei : 50 mm^2;

Cele două discuri (34), sînt antrenate de motorul electric (35), prin intermediul unei transmisii formată din variatorul cu curea lată (36), angrenajul melcat (37), angrenajul conic (38) şi două variatoare cu roţi de fricţiune (39). Variatoarele (39) permit antrenarea discurilor cu viteză unghiulară diferită. Un cadru (40), ce poate fi translatat radial faţă de disc, asigură aşezarea epruvetei la raza dorită. O cuplă cinematică de translaţie, orizontală, (41), cu frecare de rostogolire (pe bile) oferă posibilitatea deplasării tangenţiale a epruvetei faţă de disc. O altă cuplă cinematică (42), de acecaşi construcţie, permite deplasarea pe verticală a epruvetei. Cupla de translaţie verticală, permite încărcarea epruvetei prin greutăţile (43), la presiunea de contact dorită. Cupla de translaţie orizontală asigură posibilitatea măsurării forţei de frecare. Pentru aceasta se foloseşte un dinamometru cu arc lamelar (44).

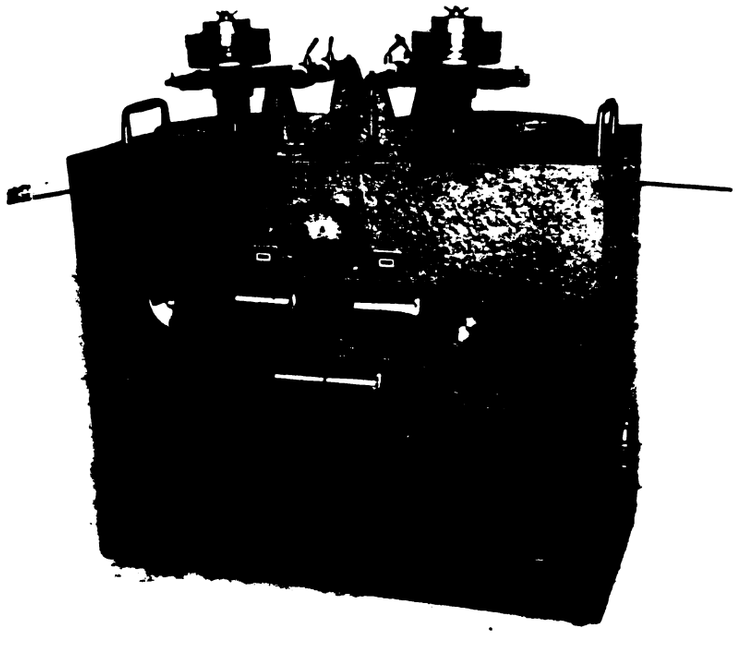


Fig.5.27.

BUPT

Instalaţia este prevăzută cu contoare de ture la cele două discuri. Pentru a încerca epruvetele şi la alte temperaturi decît cea a mediului ambiant peste discuri se aşază cutii termostatate[45]. Prin aplicarea unor timbre tensometrice rezistive pe lamele dinamometrice, se poate înregistra variaţia în timp a coeficientului de frecare. Desfăşurarea în timp a procesului de uzare se urmăreşte pe cale gravimetrică cu o balanţă analitică.



Fig.5.28.

Instalaţia permite determinarea influenţei presiunii, a vitezei de alunecare şi a temperaturii asupra uzurii unor eşantioane de curea. In figura 5.27 se prezintă instalaţia în ansamblu, iar în figura 5.28 un detaliu în care se disting discurile şi cadrele ce poartă epruvetele.

5.3. METODE DE INCERCARE

Intr-o cercetare experimentală, alegerea metodei de încercare este subordonată în primul rînd scopului urmărit.

Instalaţia experimentală se elaborează la rîndul ei funcţional şi constructiv astfel încît să permită utilizarea unei anumite metode de încercare. Datorită unor limitări, fie de natură constructiv-tehnologică, fie de natură economică, nu este totdeauna posibilă realizarea instalaţiei ce corespunde ideal din punct de vedere al metodei de încercare. De aceea, metoda de

BUPT

încercare este aleasă, de obicei, în strînsă dependenţă atît cu scopul urmărit de cercetare cît şi cu posibilităţile efective de realizare a instalaţiei experimentale.

In prezenta lucrare, scopul cercetării experimentale a fost:

1). Obţinerea unor informaţii despre elementul flexibil, fără de care nu este posibilă utilizarea relaţiilor de calcul stabilite;

2) verificarea pe un model concret a ipotezelor şi relaţiilor ce descriu fenomenul transmiterii prin frecare a energiei la variatoarele cu element flexibil de profil trapezoidal lat; iar posibilităţile de realizare a instalaţiilor, au rezultat din § 5.2.1 şi 5.2.2.

O atenţie deosebită s-a acordat etalonării şi calibrării aparaturii utilizate. Etalonările au fost repetate de atîtea ori pînă cînd se obţinea o legătură biunivocă certă între mărimea semnalului de intrare şi cea a semnalului de ieşire, cu abateri aleatoare, ce intrau în categoria erorilor de măsurare caracteristice instalaţiei. De cîte ori a fost posibil, etalonarea s-a făcut prin două metode astfel încît să se depisteze eventualele erori sistematice sau greşeli. La cele mai multe din încercările efectuate, etalonarea a răpit mai mult timp decît încercarea propriuzisă. Tot legat de metodică, la sfîrşitul fiecărei încercări s-a reverificat etalonarea, încercarea fiind considerată reuşită numai dacă etalonarea se reproducea corespunzător.

5.3.1. Incercarea elementului flexibil.

In cercetarea experimentală întreprinsă în vederea obţinerii unor caracteristici mecanice ale curelelor s-a stăruit mai mult asupra elaborării şi însuşirii unei tehnici de încercare şi mai puţin asupra repetării încercării, pe un număr cît mai mare de elemente, în vederea definirii în sens statistic, cu o probabilitate propusă, a unei anumite proprietăţi. Din metodele ce se prezintă rezultă totodată, încercările minime ce trebuie efectuate, pentru un element flexibil concret dat, căruia nu i se cunosc caracteristicile mecanice cele mai importante, în vederea obţinerii dependenţelor (5.1) ce definesc funcţionarea transmisiei.

BUPT

Cercetarea elementului flexibil a fost necesară deoarece în literatură există în general puţine date în acest domeniu, cele ce se mai găsesc, se referă în general la curele trapezoidale clasice, pentru CTL existînd doar ici colo cîte o referire la anumite cazuri particulare.

Incercările pentru stabilirea unor caracteristici mecanice şi tribologice au fost făcute pe un număr de 8 curele, dintr-un lot de lo, confecţionate de odată pe acelaşi tambur la IATC Jilava după o licenţă Pirelli. Structura constructivă a curelelor rezultă din figura 5.29. Flancurile sînt neînvelite, inserţia (1), în formă de şnur, formează stratul portant care este înglobat în masa de cauciuc (2). Intradosul dinţat este acoperit cu o ţesătură (3), în timp ce pe extrados, în vederea unei mai bune flexibilităţi şi în detrimentul rigidităţii transversale, s-a renunţat la straturile de ţesătură caracteristice curelelor fabricate de firme consacrate.

Caracteristicile geometrice rezultate din măsurarea celor lo curele sînt trecute în tabelul 5.1.

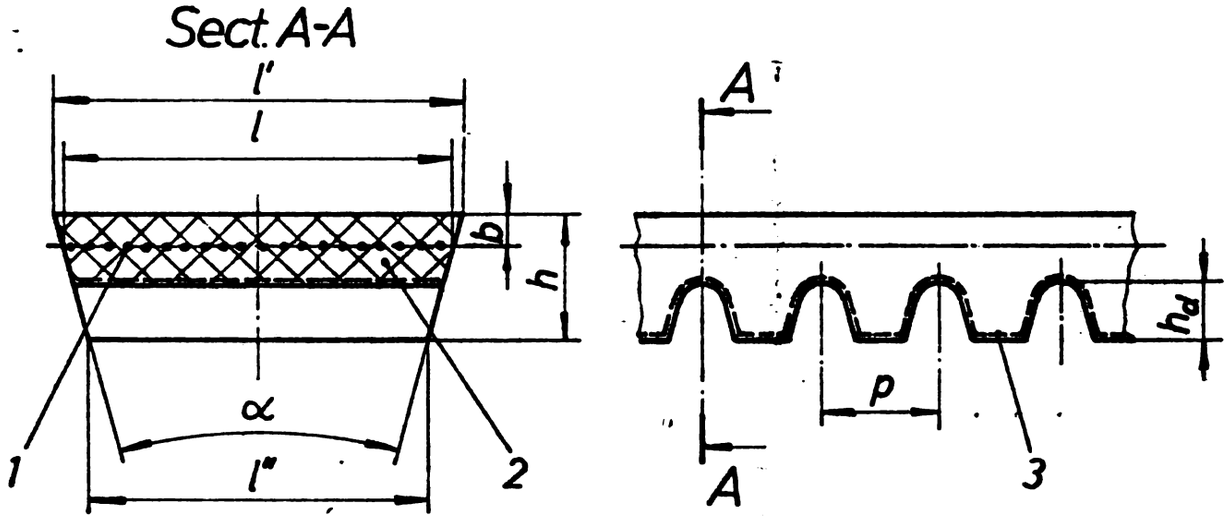


Fig.5.29

Din cauza înălţimii prea mari curelel 9 şi lo nu au fost încercate.

BUPT

Tabelul 5.1

Caracteristicile geometrice ale curelelor

Nr. curelei	L [mm]	ℓ' [mm] min	ℓ' [mm] max	ℓ' [mm] med	ℓ'' [mm] med	α_{med} [grd]	b_{med} [mm]	h [mm] min	h [mm] max	h [mm] med	h_d [mm]	Obs.
1	1o33	37,o	38,o	37,5	31,o	3o	3,o	11,5	12,5	12,o	5,o	Un dinte de grosime dublă
2	1o3o	38,o	38,4	37,5	3o,5	31	2,5	12,o	13,o	12,5	5,o	
3.	1o3o	34,6	37,2	36,o	29,o	31	2,5	12,5	13,o	12,8	5,o	-
4	1o37	38,5	4o,5	39,5	32,o	34	2,5	12,o	12,o	12,o	5,o	-
5	1o36	34,4	36,2	35,o	28,5	3o	2,5	11,5	12,5	12,o	5,o	-
6	1o36	36,3	37,o	36,5	3o,o	3o	2,5	11,6	12,4	12,o	5,o	-
7	1o36	37,2	38,o	37,5	3o,o	34	2,5	12,o	12,o	12,o	5,o	-
8	1o34	36,8	37,8	37,2	3o,5	31	2,5	11,5	12,5	12,o	5,o	-
9	1o3o	37,5	38,5	38,5	3o,5	31	2,5	13,5	13,5	13,5	4,5	-
1o	1oo8	37,6	4o,o	38,5	3o,o	32	2,5	14,5	16,o	15,o	5,o	-

Pasul danturii p ≈ 1o mm

5.3.1.1. Determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică (E_t) s-a făcut în două moduri.

Cu instalaţia din fig.5.17, încercările s-au făcut prin încărcare în trepte, urmată de descărcare tot în trepte, fiecare încercare repetîndu-se de 3...5 ori. Indicaţiile comparatoarelor au fost citite după stabilizarea deformaţiei. In vederea obţinerii unei precizii cît mai mari, sarcina s-a aplicat direct, prin greutăţi etalonate, iar pentru lungimea investigată s-a admis valoarea maximă realizabilă.

La încercările făcute cu instalaţia din figura 5.18 fiecare sarcină a fost aplicată curelei descărcate, înregistrîndu-se variaţia în timp a deformaţiei. Calibrarea lanţului electronic de indicare a deformaţiei s-a făcut cu ajutorul unui comparator de precizie, divizat în μm.

Pentru ambele metode de încercare investigarea s-a făcut în patru zone arbitrare dar echidistant repartizate pe lungimea

BUPT

curelei. Incercările au fost făcute atît pe curele noi cît şi pe curele care au funcţionat 15...2o ore.

5.3.1.2. Determinarea modulului de elasticitate la tracţiune dinamică (E_{td}). Inainte de încercarea propriu zisă, s-a făcu etalonarea celor două lanţuri electronice stabilindu-se corespondenţa între variaţia mărimilor de intrare (forţă şi deformaţie) şi cea a mărimilor de ieşire (deviaţiile spoturilor pe ecranul osciloscopului). Parametrii variabili ai încercării au fost: componenta statică a sarcinii, amplitudinea componentei variabile şi frecvenţa acesteia. S-au fotografiat dependenţele de timp a variaţiei sarcinii şi deformaţiei şi curbele $\Delta T = \Delta T$ ($\Delta \ell$). Pentru obţinerea unor diagrame clare s-a corelat timpul de expunere a peliculei fotografice cu perioada fenomenului urmărit.

5.3.1.3. Determinarea modulului de elasticitate la compresiune transversală statică (E_c). Cureaua montată în dispozitivul din figura 5.21, a fost supusă unor încărcări şi descărcări în trepte de valoare constantă, realizîndu-se presiuni pe flanc, corespunzătoare regimurilor de funcţionare pe variator. Datorită comportării vîscoelastice a curelei, deformaţiile s-au citit după oprirea acelor comparatoarelor.

5.3.1.4. Determinarea modulului de elasticitate transversal (G) s-a făcut prin înregistrarea dependenţei de timp a deformaţiei tangenţiale ce se produce la aplicarea bruscă a sarcinii. Inainte de încercare, s-au etalonat cele două canale electronice pentru măsurarea forţei axiale şi a deformaţiei tangenţiale. Momentele de torsiune progresiv crescătoare, aplicate discului superior, au fost menţinute sub valoarea momentului de frecare, pentru a evita deplasarea curelei faţă de discuri. Incercările s-au făcut pentru mai multe valori ale presiunii pe flancurile curelei.

5.3.1.5. Determinarea coeficientului de frecare de repaus (μ_o) s-a făcut pe aceeaşi instalaţie. De data aceasta, pentru fiecare valoare a presiunii pe flancurile curelei, s-a crescut treptat cuplul de forţe aplicat discului superior, reţinîndu-se cel corespunzător apariţiei alunecării curelei. Incercările s-au făcut pentru mai multe valori ale temperaturii curelei şi discurilor.

BUPT

Toate determinările au fost repetate pînă cînd 3...5 încercări succesive asigurau o bună reproductibilitate.

5.3.1.6. Determinarea coeficientului de frecare de alunecare (μ) a fost făcută pe tribometrul din figura 5.26. Eşantioane de curea au fost încercate la presiuni şi viteze de alunecare diferite. Menţinînd constantă o anumită viteză, s-a modificat treptat presiunea de flanc, măsurîndu-se de fiecare dată forţa de frecare. Experienţa s-a repetat pentru mai multe viteze de alunecare. Apoi menţinînd viteza şi presiunea constante, s-a determinat influenţa temperaturii asupra coeficientului de frecare cinetic.

5.3.1.7. Determinarea uzurii curelei s-a făcut pe acelaşi tribometru. Incercările au avut drept scop stabilirea influenţei presiunii de contact şi a vitezei de alunecare, asupra vitezei de uzare a curelei. Menţinînd constantă o viteză de alunecare, s-a determinat viteza de uzare pentru mai multe valori ale presiunii de contact. Apoi, menţinînd o aceeaşi presiune s-a determinat influenţa vitezei de alunecare asupra uzurii curelei.

Cantitatea de material îndepărtat prin uzare s-a determinat prin cîntărirea epruvetelor pe o balanţă analitică. Contoarele cu care este prevăzut tribometrul, au permis stabilirea exactă a drumului de alunecare străbătut de epruvetă şi verificarea menţinerii constante a vitezei de alunecare.

5.3.2. Incercarea transmisiei.

Complexitatea fenomenului transmiterii prin frecare a energiei în variatoare, impune cercetarea pe etape, în vederea separării influenţei diferiţilor factori. In cercetarea complexă a transmisiei au fost parcurse în ordine următoarele etape:

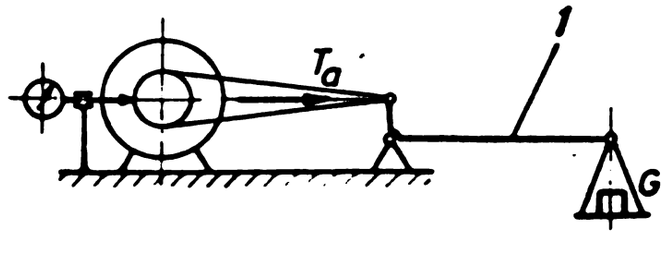


Fig.5.30.

1. Fără cureaua montată pe roţi, s-a determinat rigiditatea rezemării arborilor. In acest scop, s-a utilizat montajul reprezentat în figura 5.3o. Cu ajutorul unei pîrghii (1), s-au aplicat pe direcţia liniei centrelor, în planul de mişcare al

BUPT

curelei, un şir de forţe cunoscute, măsurîndu-se săgeţile corespunzătoare. Incercarea s-a repetat de 3 ori, separat pentru fiecare arbore.

Pentru discul comandat, odată cu această încercare, s-a făcut şi etalonarea montajului utilizat la măsurarea forţei T_a.

2. Cu cureaua montată, dar cu motorul şi frîna decuplate, s-au rotit manual roţile urmărindu-se: poziţia axială x_a, a discului cu revenire forţată, forţa axială F_{axc}, pe discul comandat, forţa pe arbori T_a, diametrele primitive D_c şi D_a precum şi înălţimea H_{arc}, a arcului discului cu revenire forţată, toate funcţie de poziţia axială x_c, a discului comandat, considerată variabilă independentă.

Din cauza neuniformităţii lăţimii primitive a curelei s-a urmărit variaţia forţelor T_a şi F_{axc} în funcţie de poziţia acesteia pe conturul înfăşurat. Din acelaşi motiv, pe curea, s-au însemnat 4o secţiuni echidistante pentru care s-au măsurat lăţimile primitive şi diametrul de aşezare pe roţi.

3. Fără frîna cuplată, s-a antrenat variatorul prin intermediul motorului electric, măsurîndu-se pentru diferite poziţii x_c ale discului comandat, vitezele unghiulare $\omega_{c,a}$, momentul de torsiune M_{tc}, forţa axială F_{axc} şi forţa T_a. După fiecare asemenea încercare variatorul a fost oprit şi au mai fost măsurate : poziţia x_a a discului cu revenire forţată, înălţimea H_{arc} a arcului şi diametrele de înfăşurare D_c şi D_a.

4. Fără frîna cuplată, s-a antrenat variatorul, cu ajutorul motorului electric, înregistrîndu-se simultan (cu înregistratorul rapid 12LS-1) dependenţa de timp a mărimilor x_c, x_a, F_{axc} şi T_a. Inregistrările s-au făcut cu două viteze distincte pentru a putea analiza variaţia forţelor F_{axc} şi T_a. Constatîndu-se amplitudini mari ale variaţiei forţelor F_{axc} şi T_a, s-a demontat cureaua şi s-au rectificat, pe dispozitiv, flancurile acesteia. După rectificare s-au repetat încercările de la etapele 2,3 şi 4.

5. Cu discul comandat motor şi cel cu revenire forţată condus s-au făcut încercările în sarcină determinîndu-se: x_{a2}, D_{c1}, D_{a2}, ω_{c1}, ω_{a2}, M_{tc1}, T_a, F_{axc1}, H_{arc} în funcţie de x_{c1} şi M_{ta2}. Incercările s-au făcut pentru 8 rapoarte de transmitere distincte. La fiecare raport de transmitere s-au măsurat mărimile enumerate pentru cca 12 trepte de încărcare, pînă la cca de două ori momentul nominal al motorului.

BUPT

6. Cu discul comandat condus şi cel cu revenire forţată motor, s-au repetat încercările din etapa 3-a.

7. Cu discul comandat condus şi cel cu revenire forţată motor s-au făcut alte încercări în sarcină determinîndu-se: x_{a1}, D_{a1}, D_{c2}, ω_{a1}, ω_{c2}, M_{ta1}, T_a, F_{axc2} şi H_{arc} în funcţie de x_{c2} şi M_{tc2}. In această etapă cele 8 raporte de transmitere s-au ales astfel încît $D_{c1} \approx D_{c2}$ şi $D_{a2} \approx D_{a1}$.

8. Cu discul comandat motor şi cel cu revenire forţată condus s-au înregistrat pentru un singur raport de transmitere alunecările elastice şi arcul de alunecare în funcţie de sarcina transmisă.

9. Schimbînd rolurile discurilor s-au repetat încercările din etapa 8.

Toate încercările, din fiecare etapă au fost făcute de 2...3 ori considerîndu-se valabile numai dacă se reproduceau cu diferenţe de ordinul de mărime a unor abateri normale.

6. REZULTATELE EXPERIMENTALE ALE CERCETARII CURELEI SI A TRANSMITERII PRIN FRECARE A ENERGIEI IN VARIATOARELE CU CTL. PRELUCRAREA SI INTERPRETAREA REZULTATELOR.

6.1. GENERALITATI.

Cercetările experimentale, ale căror rezultate se prezintă în cele ce urmează, au urmărit realizarea obiectivelor propuse (v. § 1). Atenţia cea mai mare a fost acordată procesului de frecare-uzare dintre curea şi roată. Intrucît acest proces are loc în condiţiile transmiterii energiei prin variator, pentru elucidarea fenomenului nu au putut fi evitate încercările complexe ce reproduc funcţionarea reală inclusiv considerarea aspectelor energetice.

Rezultatele experimentale obţinute au fost prelucrate, interpretate şi comparate cu cele teoretice obţinute prin calcul (conform § 3 şi 4) în vederea verificării valabilităţii teoriei expuse.

Intrucît elementul flexibil joacă un rol hotărîtor în acest fenomen, cercetările întreprinse asupra acestuia au urmărit determinarea cantitativă concretă a manifestării unor pro-

BUPT

prietăţi calitativ cunoscute. Rezultatele cercetării elementului flexibil nu au fost supuse unor analize care să urmărească influenţa diferitelor factori asupra proprietăţilor acestuia. Ele au stat doar la baza calculelor prin care se urmăreşte predicţia fenomenelor ce au loc în transmisii în vederea dimensionăriilor cît mai riguroase.

Cercetările asupra elementului flexibil au avut un caracter constatator, lucrarea nu şi-a propus compararea unor valori experimentale cu altele obţinute pe cale teoretică şi corectarea sau elaborarea unei dependenţe teoretice mai exacte.

6.2. REZULTATE EXPERIMENTALE OBTINUTE LA CERCETAREA ELEMENTULUI FLEXIBIL.

6.2.1. Modulul de elasticitate la tracţiune statică (E_t)

Cu metoda de încercare expusă în § 5.3.1.1, aplicată pe instalaţia din figura 5.17 s-au ridicat dependenţele $\sigma=\sigma(\varepsilon)$ pentru cele 8 curele încercate. In figura 6.1 se prezintă o asemenea dependenţă pentru una din curele - cureaua notată cu nr.1. Fiecărei bucle încărcare-descărcare i se poate ataşa o

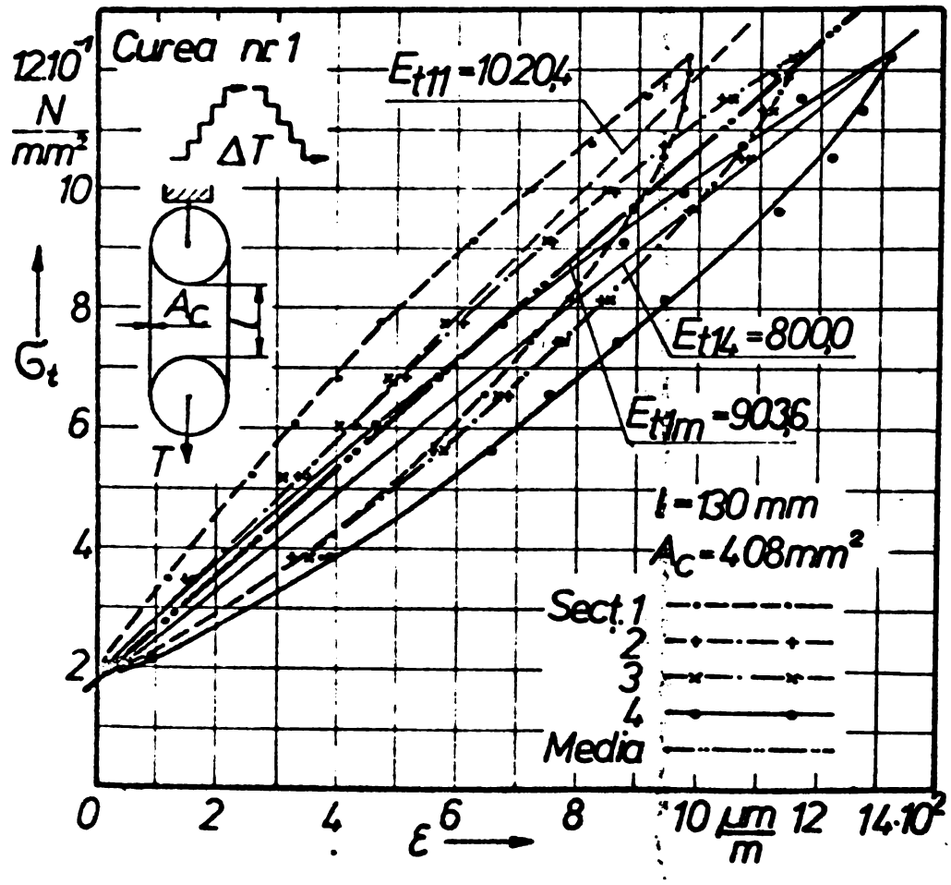


Fig.6.1.

BUPT

dreaptă avînd coeficientul unghiular acelaşi cu cel al tangentelor în punctele mijlocii ale ramurilor buclelor. Coeficientul unghiular al acestei drepte dă valoarea numerică a modulului de elasticitate căutat. Pentru calculul acestuia s-a utilizat relaţia:

$$E_t = \frac{l}{A_c}\frac{\Delta T}{\Delta l} = \frac{\Delta \sigma_t}{\Delta \varepsilon} \qquad (6.1)$$

Cu erori absolute de: o,1o N la măsurarea forţelor, 5 μm la măsurarea deformaţiilor şi o,1 mm la măsurarea dimensiunilor liniare, pentru variaţii ale forţelor ΔT=45oN, respectiv ale deformaţiilor Δl= 15ooμm şi lungimea de referinţă l= 13omm rezultă eroarea relativă maximă δ_{Et} la determinarea modulului de elasticitate

$$\delta_{E_t} \leq \pm\left(\frac{0,1}{450}100+\frac{5}{1500}100+\frac{0,1}{100}100\right)\approx 1,12\,\%$$

Tabelul 6.1.

Modulele de elasticitate E_t [N/mm^2] ale curelelor

Curea / Secţ	1		2		3		4	
	a	b	a	b	a	b	a	b
1	1o2o,4	+12,9	666,7	+5,o	819,7	-2,7	723,1	-11,5
2	897,o	- o,7	574,7	-9,5	819,7	-2,7	813,4	- o,5
3	897,o	- o,7	632,9	-o,4	862,1	+2,3	827,5	+ 1,2
4	8oo,o	-11,5	666,7	+5,o	869,6	+3,2	9o7,2	+1o,9
media	9o3,6	+1o,4	635,2	-22,4	842,8	+2,9	817,8	-o,1

Curea / Secţ	5		6		7		8	
	a	b	a	b	a	b	a	b
1	952,4	- 2,4	689,6	-16,5	751,9	-14,4	632,o	- 5,5
2	1ooo,o	+ 2,4	833,4	+ o,9	751,9	-14,4	649,4	- 3,o
3	952,4	- 2,4	847,5	+ 2,6	98o,4	+11,6	7o6,5	+ 5,6
4	1ooo,o	+ 2,4	934,6	+13,1	1o3o,9	-17,3	688,2	+ 2,9
media	976,2	+19,2	826,3	+ o,9	878,8	+ 7,3	669,o	-18,3

In coloanele "a" sînt trecute modulele de elasticitate E_t [N/mm^2] iar în coloanele "b" abaterea procentuală faţă de media pe curea respectiv media generală.

In tabelul 6.1, sînt prezentate sintetic modulele de elasticitate obţinute pentru cele 8 curele încercate în stare nouă. Curelele 6 şi 8 au fost încercate şi după 2o...25 ore de funcţionare pe variator. Pentru cureaua 8, în tabelul 6.1, sînt date valorile lui E_t obţinute după funcţionarea pe variator. Pentru

BUPT

cureaua 6 modulul de elasticitate mediu după funcţionare a fost 698,o N/mm^2.

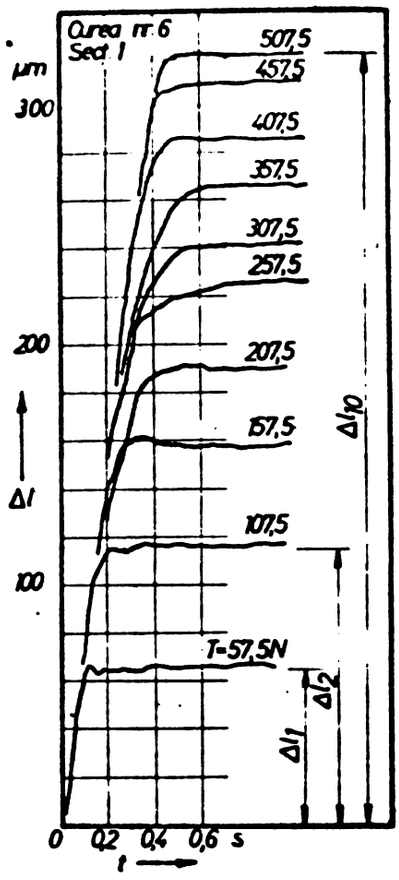


Fig.6.2.

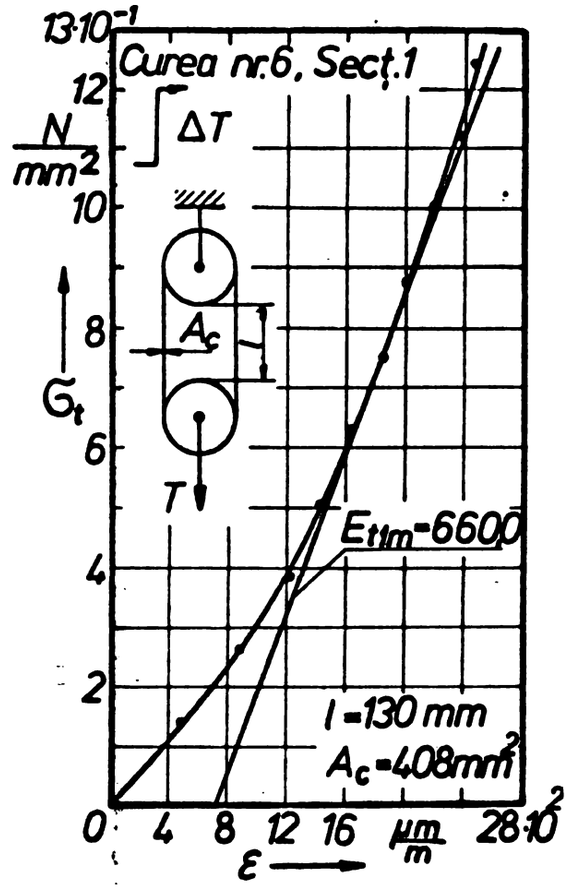


Fig.6.3.

La încercările cu instalaţia din figura 5.18 s-au obţinut dependenţele $\Delta l = \Delta l(t)$ pentru diferite sarcini aplicate brusc curelei neîncărcate. In figura 6.2. se prezintă suprapuse, dependenţele $\Delta l = \Delta l(t)$ înregistrate la încercarea în secţiunea 1 a curelei nr.6. In figura 6.3 este reprezentat modul de prelucrare a datelor din figura 6.2.

Comparînd alura curbelor $\sigma_t = \sigma_t(\varepsilon)$ obţinute prin cele două încercări, rezultă aparent că ele nu sînt echivalente. Alura cvasiparabolică din figura 6.3 (deformaţii specifice mai mari la tensiuni reduse) obţinută şi de alţi cercetători la încercarea curelelor trapezoidale clasice [6,37,41,61] a condus la admiterea unei dependenţe lineare între modulul de elasticitate şi tensiune, ajungîndu-se la concluzia că elementul flexibil nu se supune legii lui Hooke.

Incercările dinamice însă, aşa cum se va vedea mai jos şi cum rezultă şi din [24] , arată că între tensiuni şi deformaţii specifice există o dependenţă liniară şi deci E_{td} nu depinde de σ_t.

BUPT

Alura neliniară, din figura 6.3, a curbei $\sigma_t = \sigma_t(\varepsilon)$, se explică prin aceea că, la descărcarea ramurii, aceasta nu rămîne dreaptă ci se curbează datorită faptului că a fost vulcanizată pe tambur. Astfel, la fiecare încărcare, deformaţia totală măsurată, conţine atît lungirea cît şi îndreptarea curelei; cu scăderea sarcinii (tensiunii) ponderea părţii ce se datoreşte îndreptării creşte.

Comparînd valorile modulelor de elasticitate obţinute, se poate conchide că cele două metode sînt echivalente.

Dispersia mare (+18,2% şi -22,4%) între curelele aceluiaşi lot, respectiv +17,3% şi -14,4% în lungul aceleiaşi curele, reflectă o tehnologie de fabricaţie insuficient pusă la punct.

In timpul funcţionării, rigiditatea longitudinală a curelei nu se manifestă prin modulul de elasticitate static E_t, de aceea, această mărime trebuie considerată mai de grabă ca un indicator al calităţii curelei sau pentru compararea curelelor de proveniență diferită, fără a putea fi luată în considerare în relaţiile ce descriu funcţionarea transmisiei.

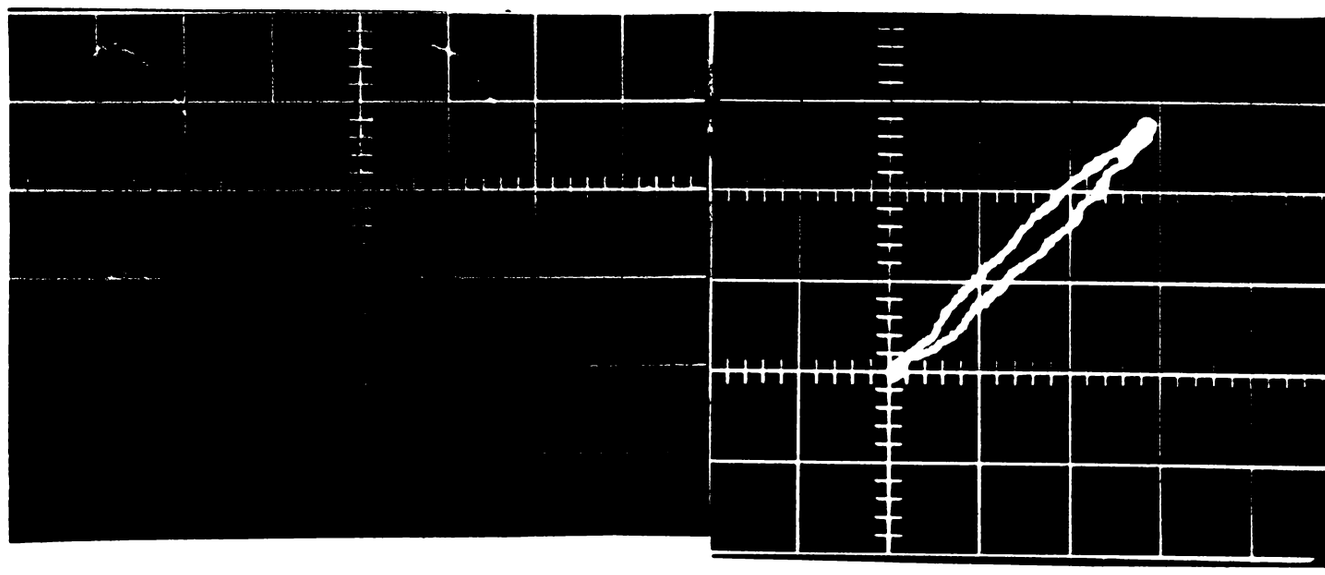
6.2.2. Modulul de elasticitate la tracţiune dinamică E_{td}.

La determinarea modulului de elasticitate dinamic s-au fotografiat oscilogramele simultane $\Delta\ell = \Delta\ell(t)$ şi $\Delta T = \Delta T(t)$ (figura 6.4,a) şi oscilogramele $\Delta T = \Delta T(\Delta\ell)$ (figura 6.4,b).
Din prelucrarea oscilogramelor a rezultat diagrama din figura 6.5, reprezentînd dependenţa de frecvenţă a modulului de elasticitate E_{td}. Aşa cum rezultă din figură, în domeniul 6...2o Hz, se poate accepta o dependenţă lineară între modulul de elasticitate E_{td} şi frecvenţă. Comparînd modulul de elasticitate dinamic cu cel static rezultă că $E_{td} \approx kE_t$, $k \in [1,27;\ 1,55]$. Eroarea relativă maximă în acest caz a rezultat $\delta_{Etd} < 3,5\%$.

6.2.3. Modulul de elasticitate la compresiune statică transversală E_c

In figura 6.6 este reprezentată dependenţa experimentală $\sigma_c = \sigma_c(\varepsilon)$ (două cicluri încărcare descărcare) pentru cureaua nr.6, nouă. Modulul de elasticitate s-a estimat prin coeficientul unghiular al dreptei din figură, utilizînd relaţia (6.1).

BUPT



a. b.

Fig. 6.4.

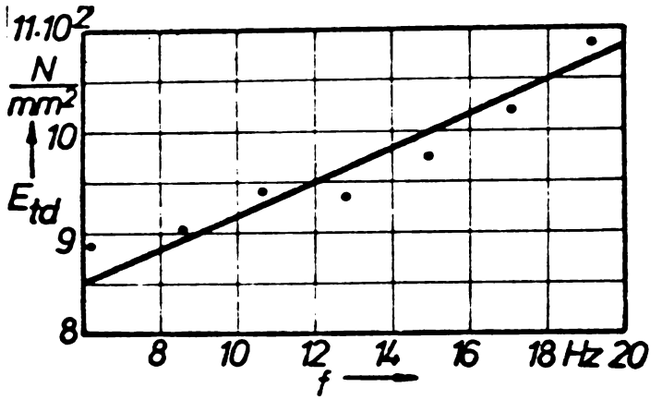


Fig.6.5

Modulele de elasticitate obţinute sînt trecute în tabelul 6.2. Aplicînd legea propagării erorilor [116], se estimează eroarea relativă la determinarea modulului de elasticitate la compresiune statică $\sigma_{Ec} \leq \pm 2,5\%$.

Tabelul 6.2

Modulele de elasticitate E_c $[N/mm^2]$ ale curelelor

Curea / Stare	1	2	3	4	5	6	7	8
Nouă	14,5	12,8	13,8	13,6	14,2	14,o	13,4	13,8
Utilizată	-	-	-	-	-	13,5	-	13,2
Abatere procentuală faţă de medie	+5,o	-7,o	+o,3	-1,2	+3,2	+1,7	-2,6	+o,3

Aşa cum rezultă din tabelul 6.2, dispersia la determinarea modulului de elasticitate la compresiune statică este mai mică decît la determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică. Aceasta se explică prin influenţa mai mică asupra acestei mărimi a cantităţii de inserţie şi a gradului de vulcanizare, precum şi datorită determinării unei singure valori pentru întreaga curea, în locul a patru determinări distincte.

BUPT

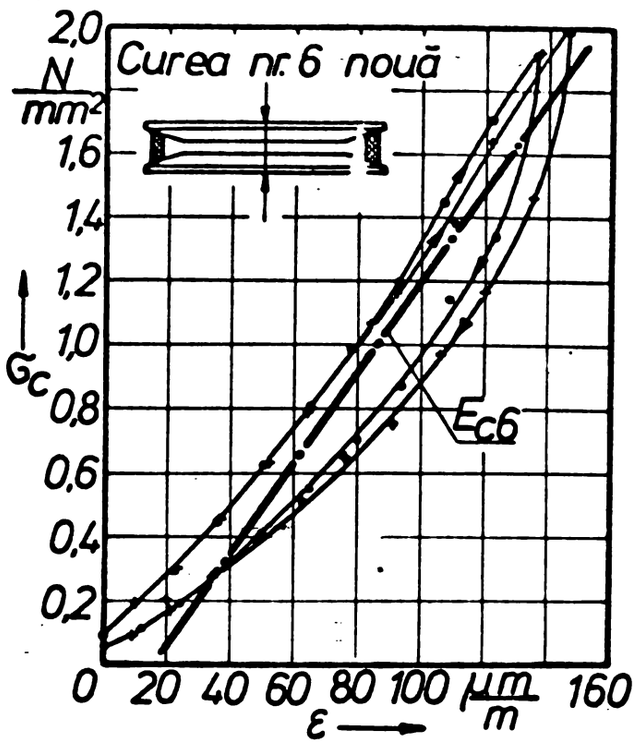


Fig.6.6.

6.2.4. Modulul de elasticitate transversal G

Modulul de elasticitate transversal s-a determinat pentru cureaua nr.6 după ce aceasta a funcţionat 2o...25 ore pe variator. Cu instalaţia descrisă în § 5.2.2.4, s-a determinat modulul de elasticitate pentru trei valori distincte ale presiunii pe flanc.

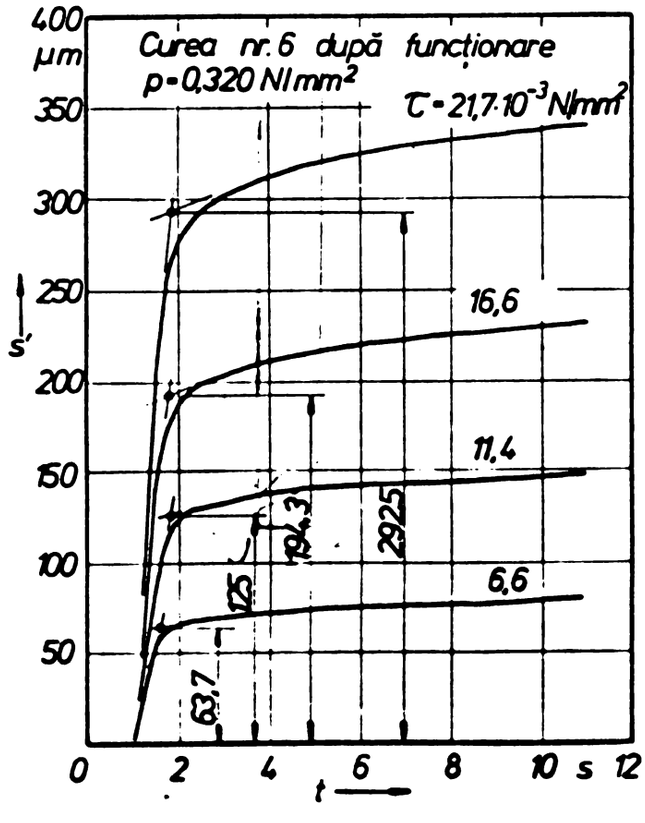


Fig.6.7.

In figurile 6.7...6.9 sînt reprezentate înregistrările obţinute. Ele reprezintă, în funcţie de timp, arcele descrise, la rotirea relativă dintre cele două discuri, de un punct situat pe raza la care a fost fixat traductorul inductiv de deplasare. Cu valorile arcelor, notate cu s' în figurile 6.7...6.9, cunoscînd momentele aplicate şi caracteristicile geometrice ale instalaţiei, s-au putut determina tensiunile tangenţiale τ considerate uniform distribuite în lungul şi pe

BUPT

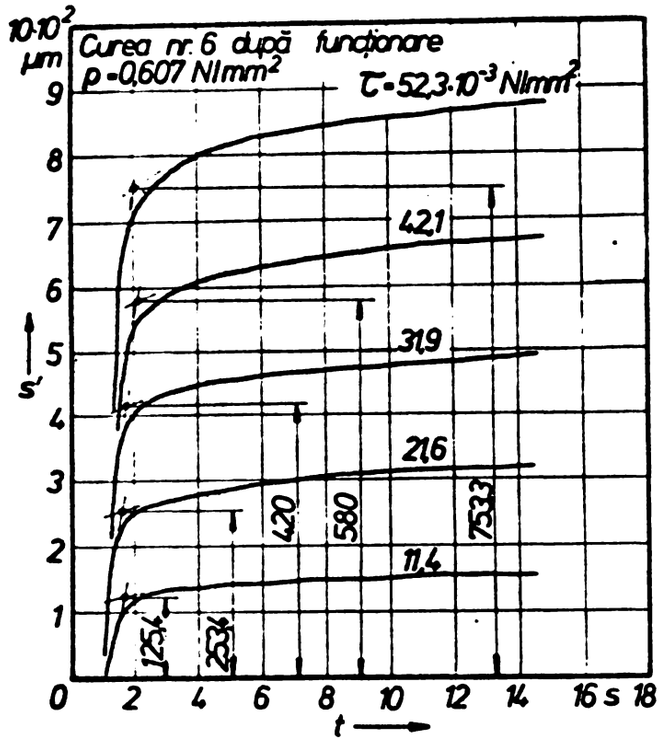


Fig.6.8

lăţimea curelelor şi unghiurile γ (v.fig.5.22). La determinarea tensiunii tangenţiale τ din curea, s-a neglijat momentul de frecare din rulmentul (26), acesta reprezentînd $(1...5)10^{-3}$ din momentul aplicat. In figura 6.10, sînt reprezentate dependenţele $\tau = \tau(\gamma)$ pentru cele trei presiuni pe flancuri

Tensiunea tangenţială s-a determinat cu relaţia:

$$\tau = \frac{M_t}{R_m A_{cf}} = \frac{M_t}{R_m h L} \qquad (6.2)$$

astfel că eroarea relativă la determinarea ei este

$$\delta_\tau = \pm(\delta_{M_t} + \delta_{R_m} + \delta_h + \delta_L) \leq$$

$$\leq \pm\left(0{,}1 + \frac{0{,}5}{165}100 + \frac{0{,}1}{12}100 + \frac{2}{1000}100\right) \approx \pm 1{,}6\,\%$$

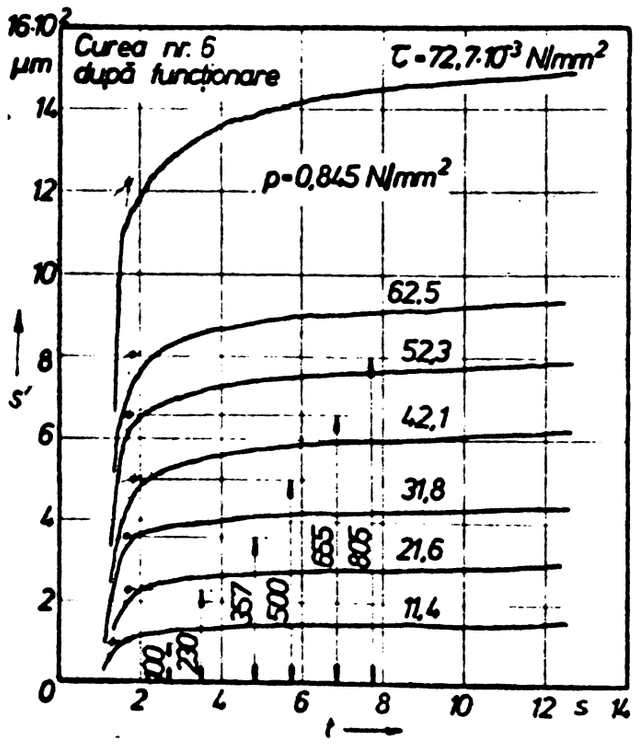


Fig.6.9.

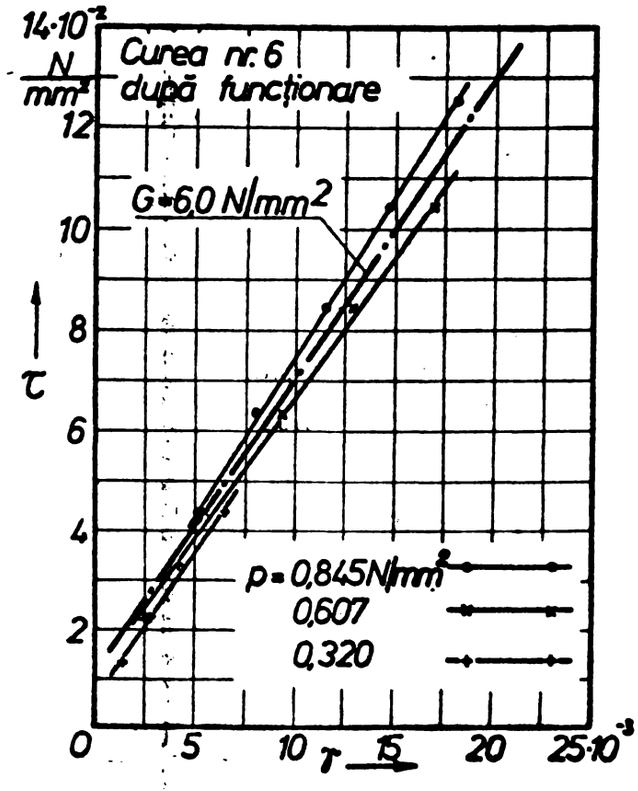


Fig.6.1o.

BUPT

Deformaţia specifică a rezultat din (v.fig.5.22):

$$\gamma \approx tg\gamma = \frac{s'}{l} \qquad (6.3)$$

cu care eroarea relativă devine :

$$\delta_\gamma = \pm(\delta_{s'} + \delta_l) \leq \pm(0{,}05 + \frac{0{,}1}{35}100) \approx \pm 0{,}35\ \%$$

Eroarea relativă la determinarea modulului de elasticitate G, are în consecinţă valoarea :

$$\delta_G = \pm(\delta_\tau + \delta_\gamma) \leq \pm(1{,}6 + 0{,}35) \approx \pm 2\%$$

Din analiza figurii 6.1o, rezultă următoarele concluzii :

- indiferent de presiunea pe flanc, în intervalul de presiuni p = o,32o ... o,845 N/mm^2, tensiunea tangenţială τ depinde liniar de deformaţia specifică γ, deci comportarea curelei, privită prin prisma deformaţiei tangenţiale, corespunde cu cea a unui material ce ascultă de legea lui Hooke;

- înclinarea dreptelor $\tau = \tau(\gamma)$ este de asemenea aproape independentă de presiunea pe flanc, corespunzînd la o aceeaşi valoare a modulului de elasticitate transversal G = 6,0 N/mm^2.

6.2.5. Coeficientul de frecare de repaus μ_o .

Incercările pentru determinarea coeficientului de frecare de repaus μ_o, s-au făcut numai asupra curelei nr.6, după 2o...25 ore de funcţionare pe variator. Pentru şase presiuni distincte pe flanc s-au obţinut, la temperatura ambiantă, coeficienţii de frecare corespunzători punctelor din figura 6.11. Fiecare punct din diagramă este media a 5 ... 6 citiri. Intre citiri nu au fost diferenţe mai mari de 5%.

Pentru calculul coeficienţilor din diagramă s-a utilizat relaţia:

$$\mu_o = \frac{M_t}{R_m F_{ax}} \cos\frac{\alpha_c}{2} , \qquad (6.4)$$

astfel că, eroarea relativă la determinarea lor se poate estima la:

$$\delta_\mu = \pm(\delta_{M_t} + \delta_{R_m} + \delta_{F_{ax}}) \leq \pm(0{,}1 + 0{,}3 + 3{,}0) \approx \pm 3{,}5\ \%$$

In aceste condiţii, nu este justificată exprimarea coeficientului de frecare cu o precizie mai mare de o,ol.

BUPT

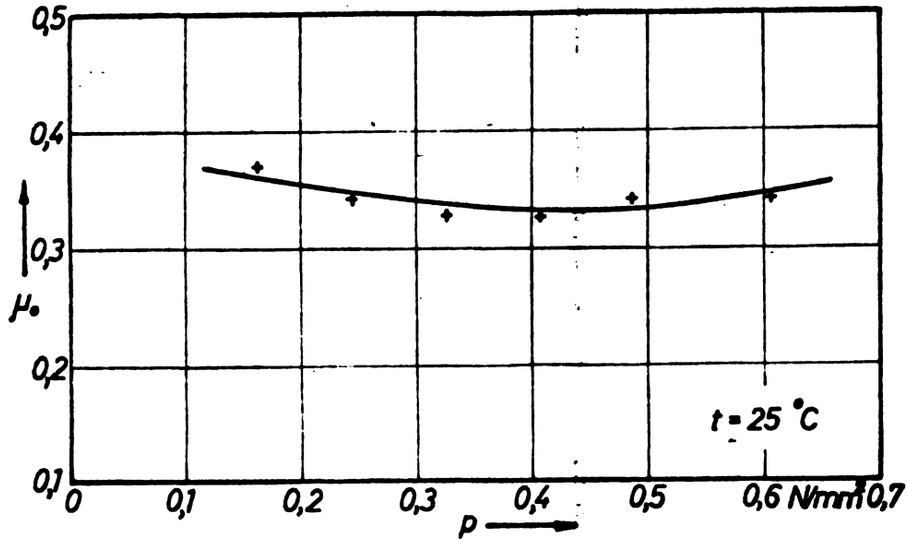


Fig.6.11

Influenţa relativ mică a presiunii asupra valorii coeficientului de frecare justifică utilizarea unei valori medii constante $\mu_0 = 0{,}35$, indiferent de presiune, acceptată şi de alţi cercetători din domeniu [81, 83, 92].

In figura 6.12 este reprezentată influenţa temperaturii asupra valorii coeficientului de frecare de repaus μ_0. Incercările s-au făcut la presiunea medie pe flanc de 0,42 N/mm^2, pentru cinci valori ale temperaturilor: 25°, 45°, 60°, 70° şi 80°C. Aşa cum rezultă din diagrama din figura 6.12, o dată cu creşterea temperaturii are loc o uşoară creştere a coeficientului de frecare de repaus μ_0, de la $\mu_0 = 0{,}35$ la $\mu_0 = 0{,}40$.

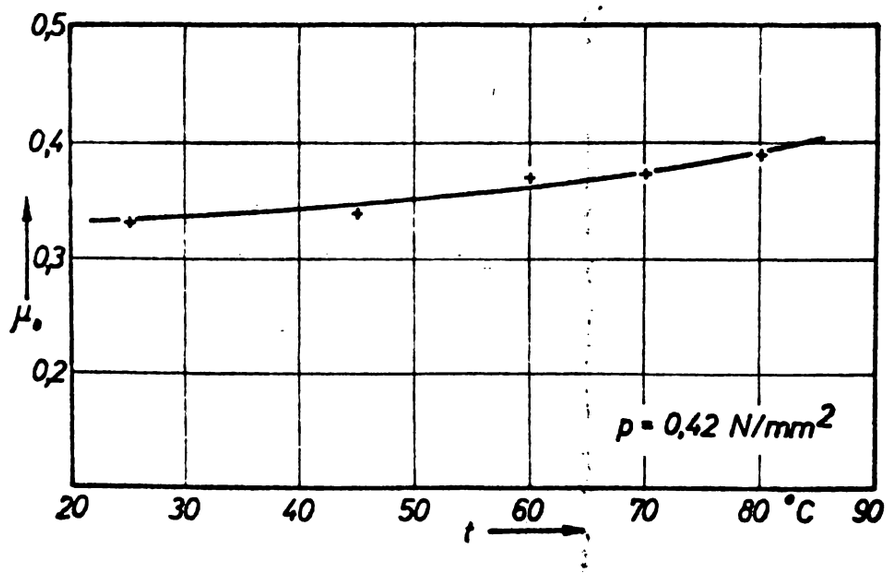


Fig.6.12

BUPT

6.2.6. Coeficientul de frecare cinetic μ .

Incercările s-au făcut cu tribometrul descris în § 5.2,2.5, pe eşantioane de curea avînd aria de 50 mm^2. Coeficienţii de frecare s-au determinat pentru 14 valori ale vitezelor de alunecare în intervalul o,o5...o,67 m/s. Pentru fiecare viteză de alunecare s-a modificat presiunea de contact în trepte de 0,2 N/mm^2, în intervalul 0,2...1,2 N/mm^2. In figura 6.13 sînt reprezentate punctele obţinute. Fiecare punct din diagramă reprezintă media a 3...4 citiri între care nu au fost diferenţe mai mari de 8,5%. Citirile s-au făcut, la intervale de timp de cca 5 minute, după cîte o perioadă de stabilizare de cca 25...35 min. Aşa cum rezultă din

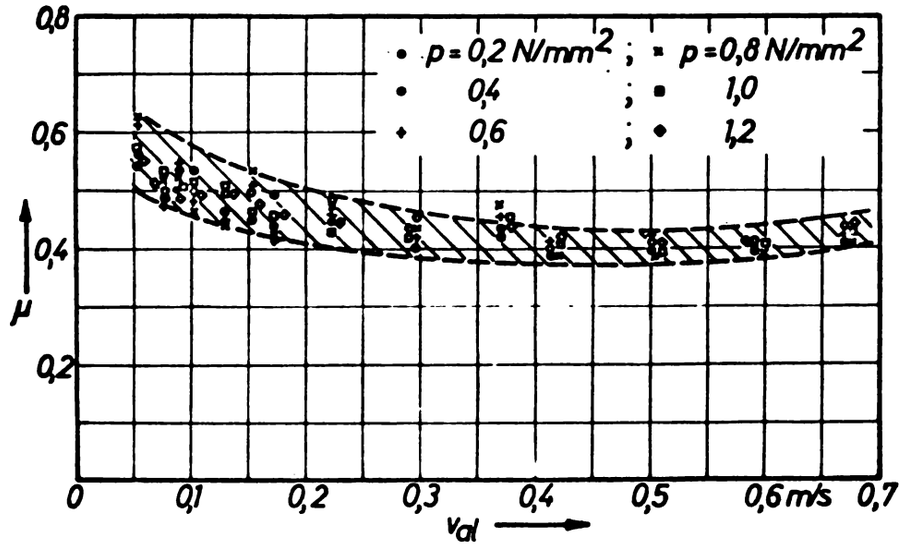


Fig. 6.13.

diagramă, pentru intervalul de presiuni cercetat, nu se constată o dependenţă de presiune a coeficientului de frecare μ . Cu creşterea vitezei de alunecare are loc o uşoară scădere a coeficientului de frecare indiferent de presiunile de contact cu care s-au făcut încercările.

In figura 6.14, este reprezentată dependenţa de temperatură a coeficientului de frecare, la presiunea p = o,8 N/mm^2 şi viteza de alunecare de o,29 m/s. Se constată şi aici o uşoară creştere cu temperatura a coeficientului de frecare. Aceasta se poate explica prin aceea că, odată cu creşterea temperaturii, are lor o oarecare înmuiere a cauciucului şi o mai bună mulare pe proeminenţele microreliefului discului tribometrului.

BUPT

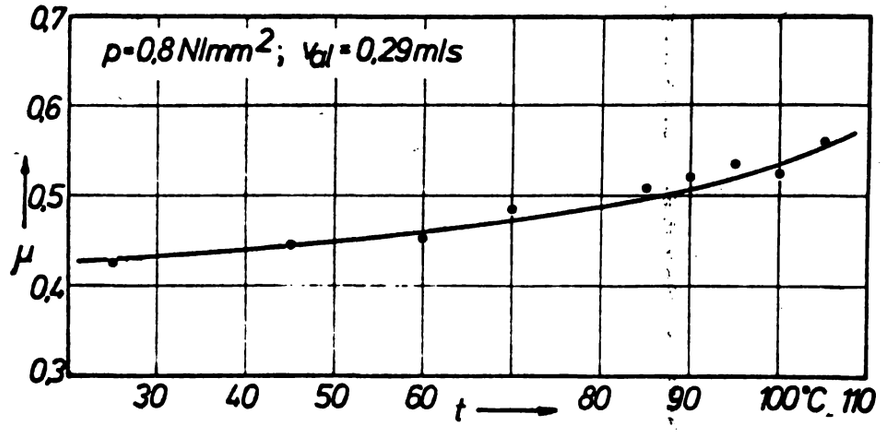


Fig.6.14

Experienţele efectuate de autor, confirmă cele arătate în [1] , după care, la cauciuc, coeficientul de frecare cinetic μ este mai mare decît cel de repaus μ_o.

6.2.7. Uzura curelelor.

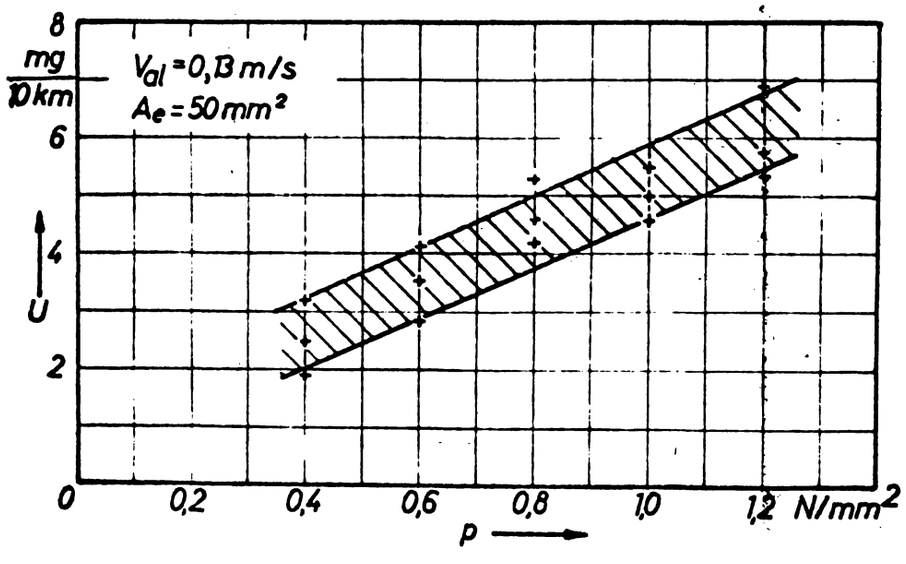


Fig.6.15

Pe acelaşi tribometru s-au făcut cercetările pentru stabilirea vitezei de uzare. In figura 6.15 este reprezentată influenţa presiunii la aceeaşi viteză de alunecare de 0,13 m/s. In figura 6.16 este reprezentată influenţa vitezei de alunecare la presiunea constantă de 0,8 N/mm^2. La început încercările s-au făcut pe intervale diferite de timp (12, 24 şi 36 ore). Constatîndu-se că durata încercării nu influenţează viteza de uzare, s-a menţinut durata unei încercări în jur de 24 ore. Pentru fiecare regim s-au făcut 3 încercări, punctele din diagramă reprezentînd valorile obţinute. Aşa cum rezultă din figura 6.15, în intervalul de presiuni 0,2...1,2 N/mm^2, viteza de uzare depinde liniar de presiune, crescînd odată cu aceasta.

BUPT

Creşterea vitezei de alunecare, aşa cum rezultă din figura 6.16, are o influenţă mai nefavorabilă asupra vitezei de uzare.

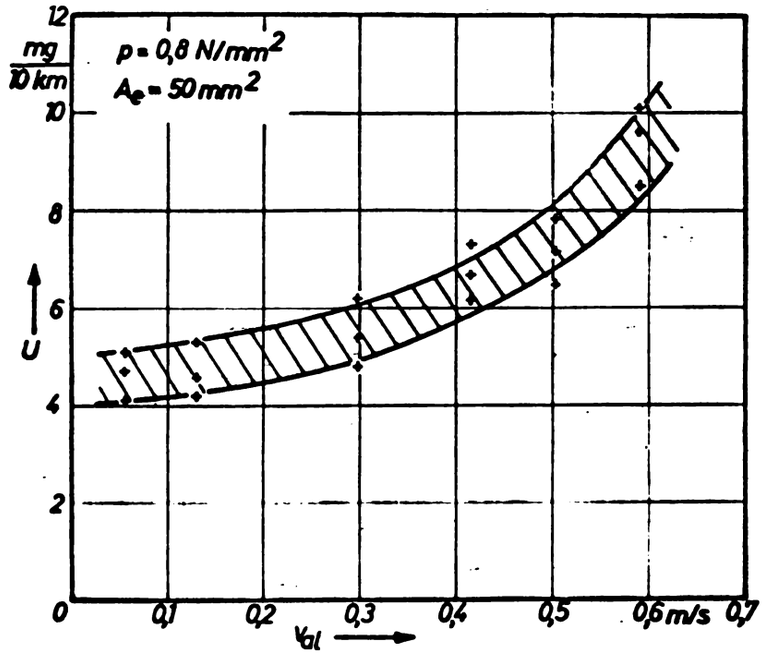


Fig.6.16.

Din analiza figurilor 6.15 şi 6.16 rezultă că uzura ar putea fi exprimată cu o relaţie de forma:

$$U = a + bp + cv^{\alpha} \qquad (6.5)$$

Prelucrînd datele din cele două diagrame rezultă relaţia:

$$U = 0{,}825 + 4{,}4375p + 14{,}86\,v^{2{,}142} \quad \left[\frac{mg}{10km}\right] \qquad (6{,}5')$$

în care p se introduce în N/mm^2 şi v în m/s.

6.3. REZULTATE EXPERIMENTALE OBTINUTE LA CERCETAREA TRANSMISIEI.

6.3.1. Funcţionarea în gol.

Inainte de încercările propriuzise ale variatorului, în prima etapă (v.§ 4.3.2), s-au măsurat rigidităţile rezemării arborilor variatorului. Rezultatele măsurătorilor sînt reprezentate în fig. 6.17. Punctele din figură sînt mediile a trei măsurători. Rigiditatea mică a rezemării arborelui discului comandat se datoreşte traductoarelor de forţă prin intermediul cărora s-a măsurat forţa T_a.

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

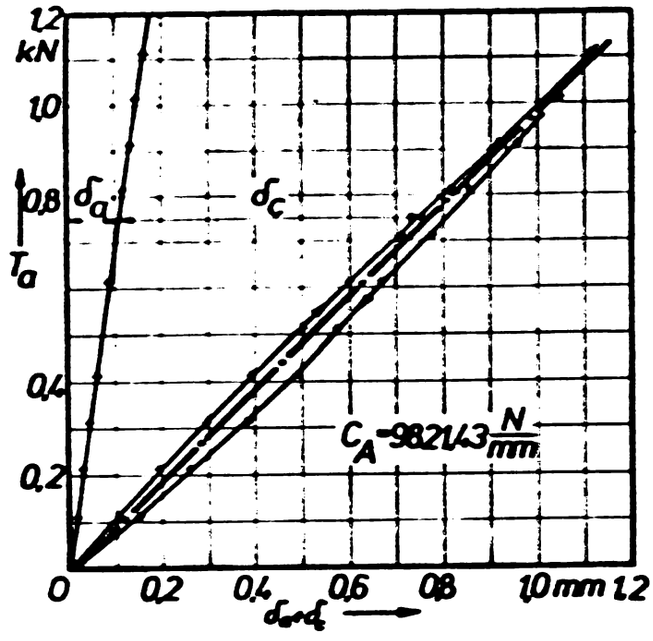


Fig.6.17.

Urmărind funcţionarea în gol a transmisiei, cu curelele în starea în care au fost livrate de către întreprinderea producătoare, s-au constatat variaţii cu amplitudine foarte mare a mărimilor T_a şi F_{axc}. Aceste variaţii puteau fi cauzate numai de neuniformităţi ale profilului în lungul curelei. Pentru verificarea acestei ipoteze flancurile curelei au fost rectificate, prin aşchiere cu o piatră, pe un dispozitiv adecvat. Inainte şi după această rectificare s-au măsurat pentru 4o secţiuni transversale echidistante: baza mare (a) a trapezului profilului şi adîncimea (h') de pătrundere a curelei în canalul roţilor. In figura 6.18 sînt reprezentate rezultatele acestor măsurători. Inainte de rectificare au fost

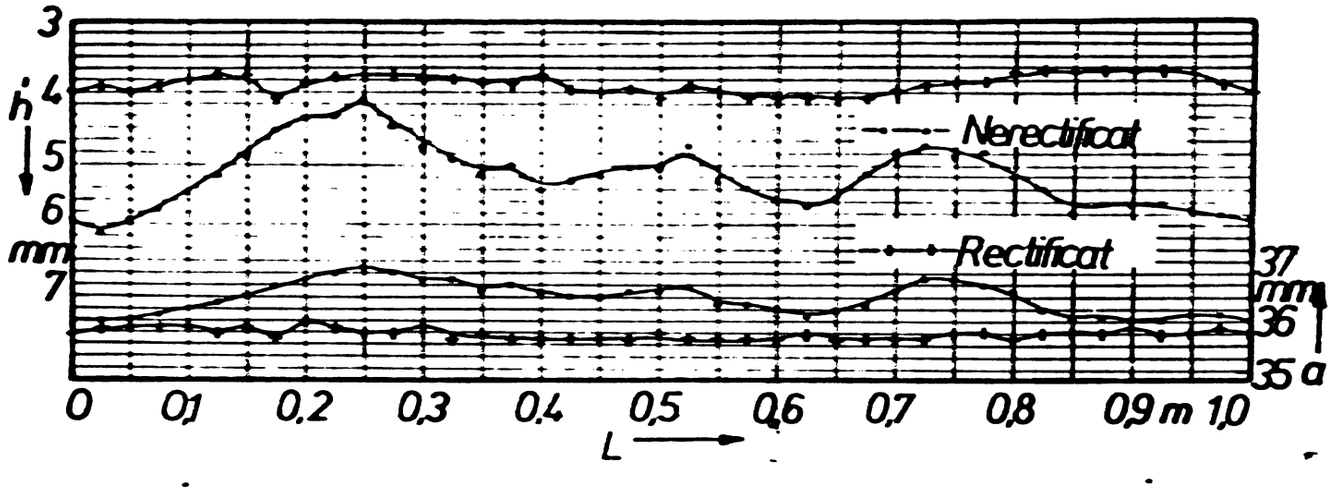


Fig.6.18.

măsurate variaţii ale bazei mari a trapezului profilului Δa=0,9mm, reprezentînd 2,5 % din lăţimea primitivă, şi variaţii ale adîncimii de pătrundere în canal $\Delta h'$= 2,25 mm. După rectificare, aceste variaţii s-au micşorat la Δa= 0,3 mm (0,85% din a) respectiv $\Delta h'$ = 0,5 mm , fiind deci de 3...4 ori mai mici.

BUPT

Intîmplător, aceste abateri au urmat cea mai nefavorabilă succesiune, cu două maxime, exact la distanţă de 1/2 L (în dreptul absciselor 0,25m şi 0,75 m)

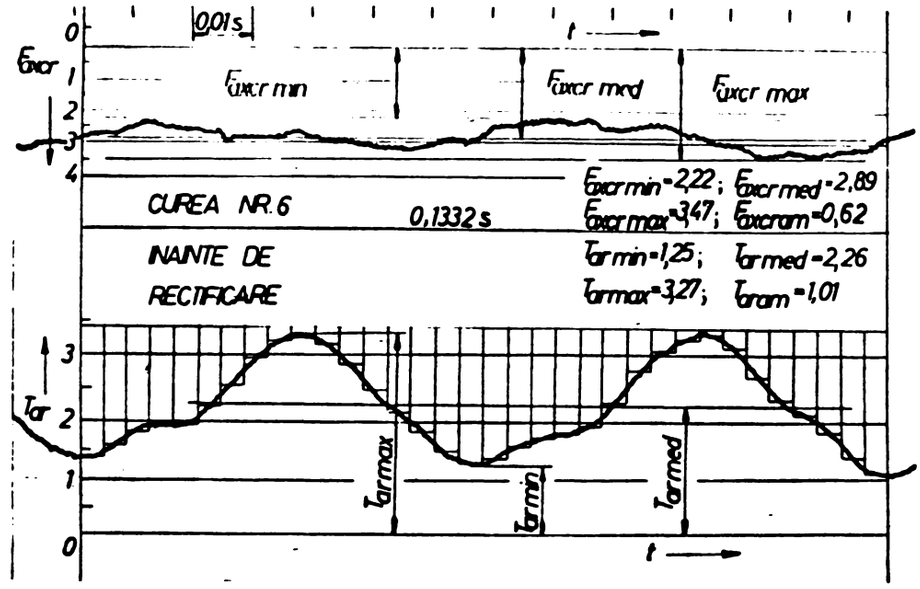


Fig.6.19.

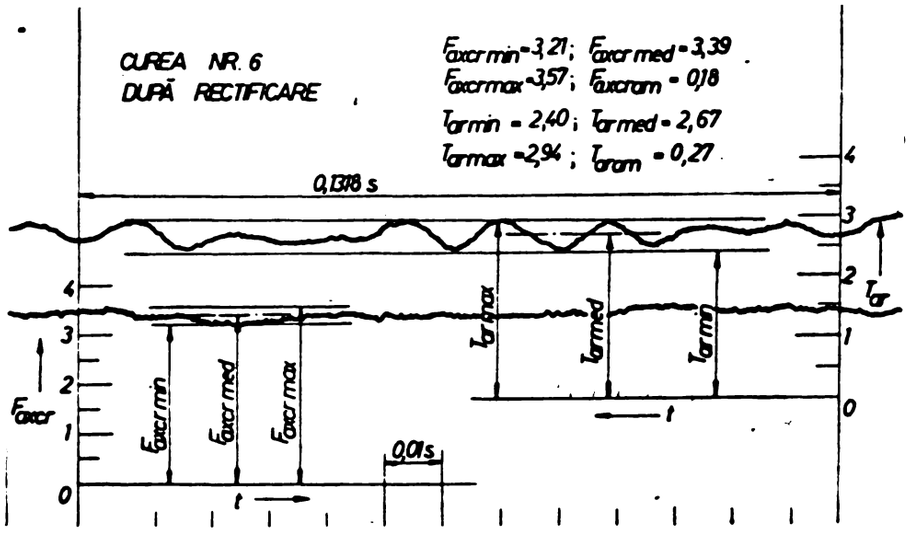


Fig.6.20.

Pentru a putea evalua influenţa acestor abateri asupra eforturilor din elementele transmisiei s-au înregistrat, înainte şi după rectificare, pentru raportul de transmitere i = 1, forţele T_a şi F_{axc}. In figurile 6.19 şi 6.20 sînt prezentate porţiuni de oscilograme corespunzătoare unui ciclu (unei treceri a curelei peste roţi).

In oscilograma din fig.6.19 se regăsesc atît pentru T_a cît şi pentru F_{axc} cele două maxime distanţate cu o semiperioadă .

BUPT

Amplitudinile de variaţie a celor două forţe sînt mari. Raportate la forţele medii ele reprezintă 21,4% pentru F_{axc} şi 44,7% pentru T_{ar}.

După rectificare (v.fig.6.20) amplitudinile relative au descrescut la : 5,3% pentru F_{axc} şi 10,1% pentru T_{ar}, reprezentînd de patru ori mai puţin.

Amplitudinile mari de variaţie ale forţelor T_a şi F_{axc} conduc la micşorări sensibile ale durabilităţii curelei şi lagărelor cu rulmenţi, pe lîngă vibraţiile supărătoare pe care le transmit maşinii pe care este montat variatorul.

In concluzie, CTL cu flancurile neînvelite, tăiate din manşoane vulcanizate pe tambur, trebuie rectificate înainte de utilizare. Această operaţiune trebuie făcută de către producătorul de curele, pe o maşină special amenajată. Abaterile lăţimii primitive trebuie limitate la $\Delta a/a \leq 5.10^{-3}$.

După ce cureaua a fost rectificată, au fost reluate toate încercările corespunzătoare etapelor 3 şi 4. Din încercări a rezultat că între măsurătorile făcute la rotirea manuală a roţilor, şi cele corespunzătoare antrenării mecanice, în gol, a variatorului, nu sînt diferenţe sensibile. De asemenea, prelucrarea înregistrărilor corespunzătoare etapei a 4-a, au condus la aceleaşi rezultate ca şi în cazul încercărilor cu oprire după fiecare raport de transmitere cercetat. Antrenarea mecanică a fost făcută mai întîi prin discurile comandate, apoi prin cele cu revenire forţată. In figurile 6.21... 6.27 sînt prezentate rezultatele încercărilor corespunzătoare funcţionării în gol.

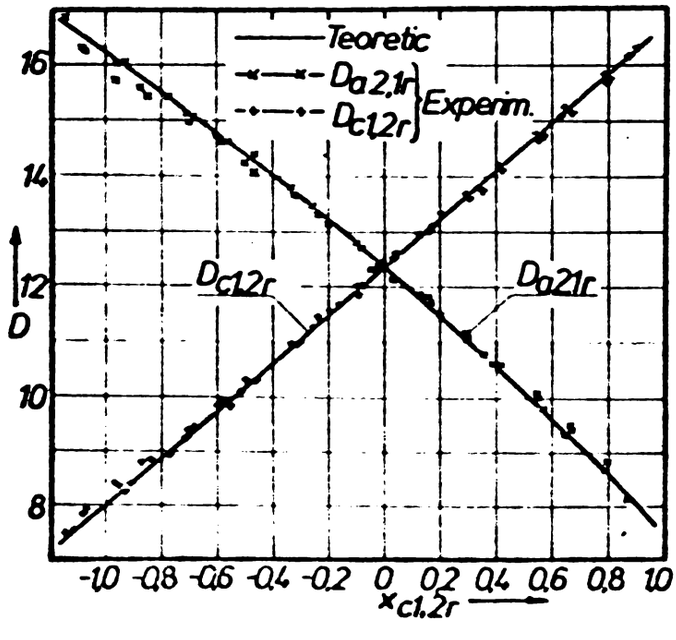


Fig.6.21.

In figura 6.21 sînt prezentate dependenţele diametrelor de înfăşurare pe cele două roţi funcţie de poziţia discului comandat. Cu linie continuă sînt trasate dependenţele teoretice, punctele reprezentînd valori măsurate. Se observă o bună suprapunere a punctelor peste curbele teoretice, confirmîndu-se astfel relaţiile stabilite în §3.2.

BUPT

Din figură mai rezultă că este indiferent prin care din roţi se face antrenarea, diametrele de înfăşurare depind numai de poziţia discului comandat.

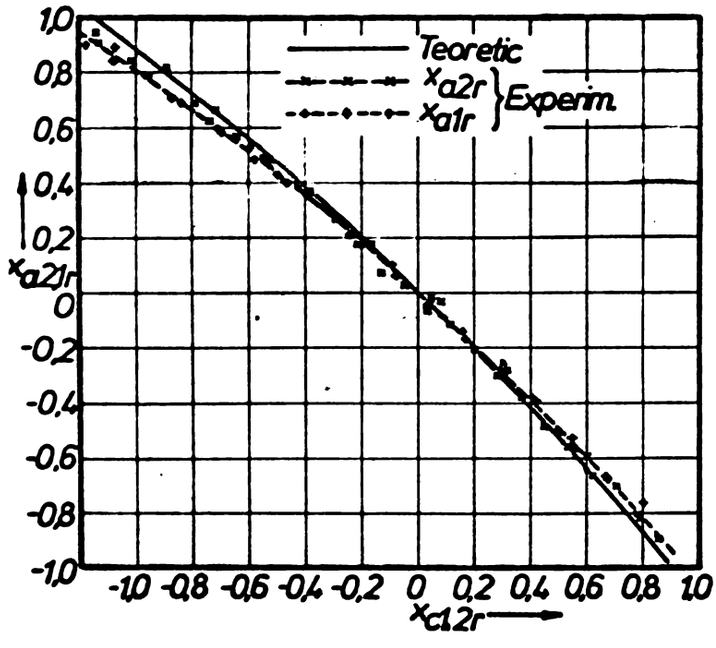


Fig. 6.22

In figura 6.22 este reprezentată dependenţa dintre deplasările celor două discuri. Dependenţa este neliniară, datorită modificării cu raportul de transmitere a lungimii conturului înfăşurat de curea. Deplasările efective,(măsurate) ale discului cu revenire forţată, sînt spre extremităţile domeniului de reglare cu cca 4...5% mai mici decît cele date de relaţiile teoretice.

Funcţionarea în gol, (în sensul strict al cuvîntului) cu eforturile din ramurile elementului flexibil egale, nu se poate realiza niciodată în laborator. Datorită întinderii iniţiale, au loc pierderi, prin histerezis în elementul flexibil şi prin frecare în lagărele transmisiei. Momentul de antrenare "în gol" se consumă pentru a acoperi aceste pierderi.

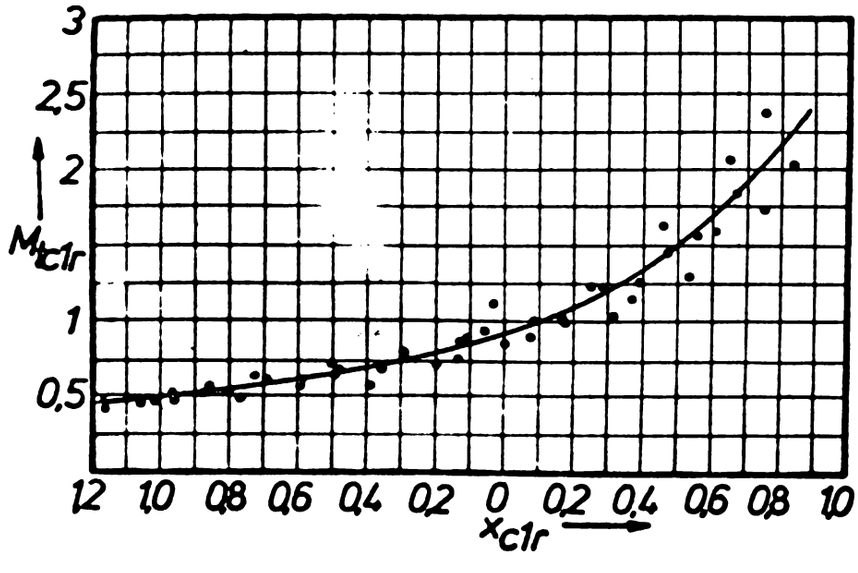


Fig.6.23

Dacă discul comandat este motor, la deplasarea axială pozitivă a acestuia, cresc concomitent eforturile iniţiale din ramuri şi frecvenţa flexiunilor curelei. Suprapunerea acestor două efecte nefavorabile explică creşterea continuă a momentului M_{tc1r}, măsurată pe stand şi reprezentată în fig.6.23.

BUPT

Dacă dimpotrivă discul cu revenire forţată este motor, deplasarea axială pozitivă a discului comandat, este însoţită de creşterea efortului iniţial din ramuri concomitent cu descreşterea frecvenţei flexiunilor. Efectul favorabil de descreştere a frecvenţei flexiunilor, suprapus peste cel nefavorabil de creştere a efortului iniţial, conduce la o dependenţă caracteristică unor asemenea cazuri, cu un minim în vecinătatea valorii medii a variabilei independente x_{c2r}. Diagrama din figura 6.24, rezultată din măsurători confirmă această constatare.

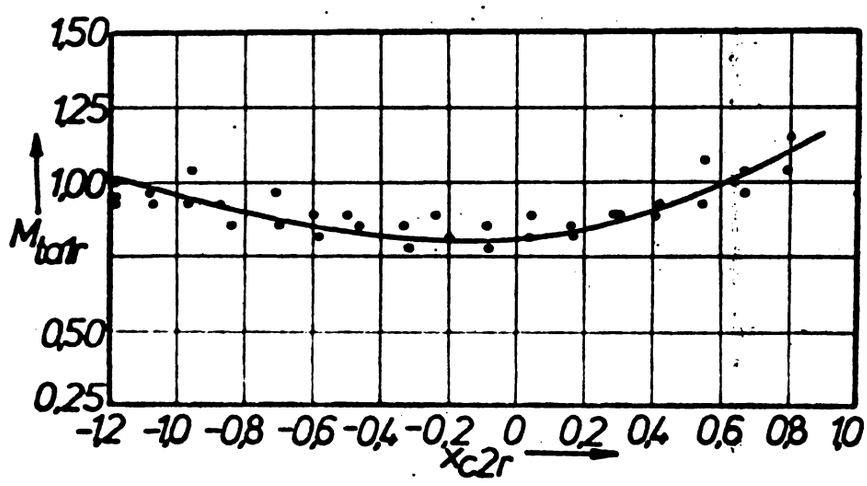


Fig.6.24

Lăsînd la o parte pierderile prin histerezis din elementul flexibil şi analizînd numai pierderile datorită frecărilor în lagăre, se constată o creştere mai pronunţată a momentului de antrenare cînd discul comandat este motor decît dacă cel cu revenire forţată este motor. Această observaţie, rezultată din compararea figurilor 6.23 şi 6.24, este întărită de un calcul simplu.

Momentul de frecare dintr-un lagăr al unei transmisii poate fi scris sub forma :

$$M_{fr} = \mu T_a \frac{d_o}{2} \approx 2\mu T_i \frac{d_o}{2} \sin\frac{\beta}{2} \qquad (6.6)$$

în care d_o este diametrul convenţional în dreptul căruia se consideră concentrată forţa de frecare μT_a.

Momentul necesar învingerii frecărilor în ambele lagăre este:

$$M_{t1,2} = M_{fr1} + \frac{1}{i} M_{fr2} \qquad (6.7)$$

Scriind raportul momentelor de antrenare corespunzătoare deplasărilor axiale $X_{c1r} = 0,8$ şi $X_{c1r} = -1,0$, pentru cazul cînd discul comandat este motor, după simplificări se obţine:

BUPT

$$\frac{(M_{t1})_{x_{c1r}=0,8}}{(M_{t1})_{xc1r=-1,0}} \approx \frac{(T_{ir})_{x_{c1r}=0,8}}{(T_{ir})_{xc1r=-1,0}} \cdot \frac{1+(D_{c1r}/D_{a2r})_{x_{c1r}=0,8}}{1+(D_{c1r}/D_{a2r})_{xc1r=-1,0}} \approx \frac{1,56}{0,58}\,\frac{1+15,8/8,5}{1+8,0/16,2} \approx 5,15, \qquad (6.8)$$

în timp ce în cazul discului cu revenire forţată motor,

$$\frac{(M_{t1})_{x_{c2r}=0,8}}{(M_{t1})_{x_{c2r}=-1,0}} \approx \frac{(T_{ir})_{x_{c2r}=0,8}}{(T_{ir})_{x_{c2r}=-1,0}} \cdot \frac{1+(D_{a1r}/D_{c2r})_{x_{c2r}=0,8}}{1+(D_{a1r}/D_{c2r})_{x_{c2r}=-1,0}} \approx \frac{1,56}{0,58}\,\frac{1+8,5/15,8}{1+16,2/8,0} \approx 1,37 \qquad (6.8')$$

Cu toate aproximările făcute, valorile obţinute nu diferă mult de cele ce rezultă din figurile 6.23 respectiv 6.24.

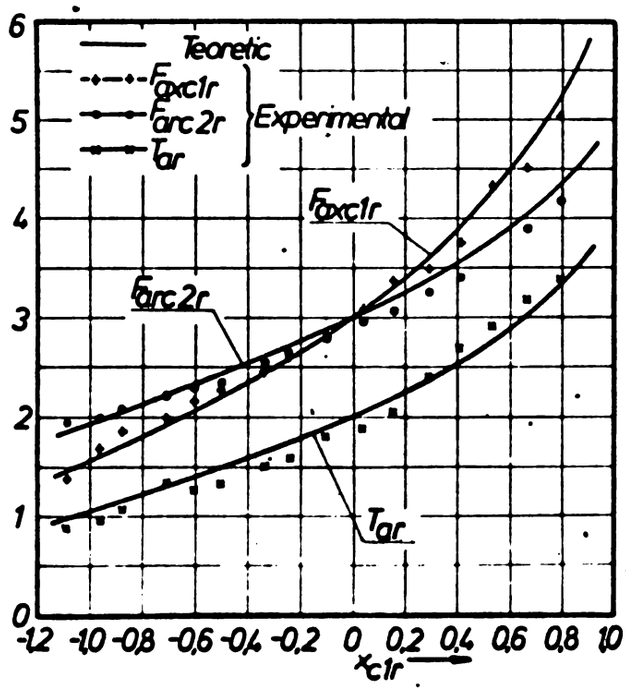


Fig.6.25

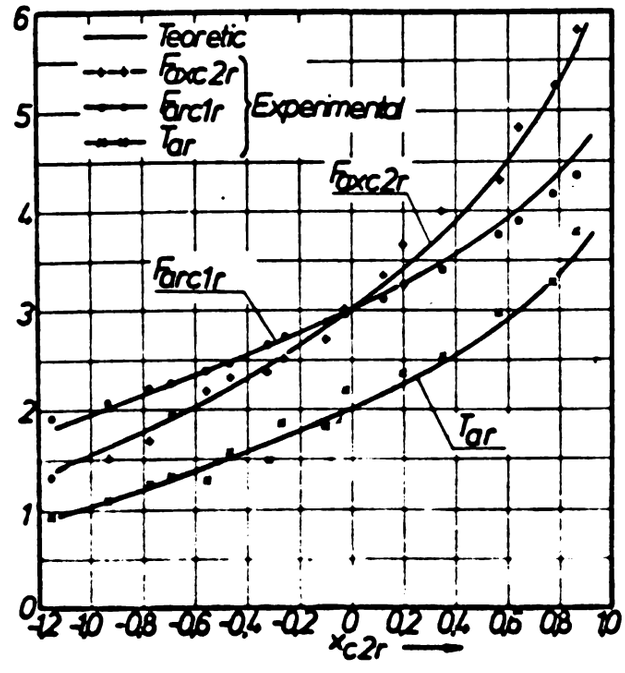


Fig.6.26.

În figurile 6.25 şi 6.26 sînt redate în reprezentare adimensională - forţa axială de comandă a discului comandat, $F_{c1,2r}$;
- forţa axială dezvoltată de arcul discului cu revenire forţată, $F_{arc1,2r}$;
- forţa cu care transmisia încarcă arborii, T_{ar};
determinate experimental în etapa 3 (v.§ 4.3.2).

Spre deosebire de rezultatele obţinute prin calcul (v.fig.3.7, 3.8 şi 3.9) experienţele nu au confirmat dependenţa forţelor $F_{c1,2r}$ şi $F_{arc1,2r}$ de sensul deplasării discurilor. De aceea, încercările au fost reluate în etapa 4, înregistrîndu-se T_{ar} şi F_{axc1r} în timpul deplasării axiale continue cu viteză constantă, în ambele sensuri a discului comandat. Din analiza oscilogramei a rezultat de asemenea că mărimea acestor forţe nu depinde sensibil de sensul deplasării discurilor.

BUPT

Această experienţă întăreşte o ipoteză presupusă dar neconfirmată experimental pînă aici, conform căreia, forţele axiale $F_{c1,2r}$ şi $F_{arc1,2r}$ nu trebuie să depindă de sensul deplasării discurilor, datorită oscilaţiilor axiale neîntrerupte, cu amplitudine mică, în jurul poziţiei de echilibru, cauzate de neuniformitatea lăţimii primitive în lungul curelei:

In concluzie, la dimensionarea mecanismului de comandă a variatorului şi a arcului discului cu revenire forţată, trebuie luate în considerare numai interacţiunile curea-roată de curea, fără a ţine seama de frecările din dreptul alezajelor discurilor.

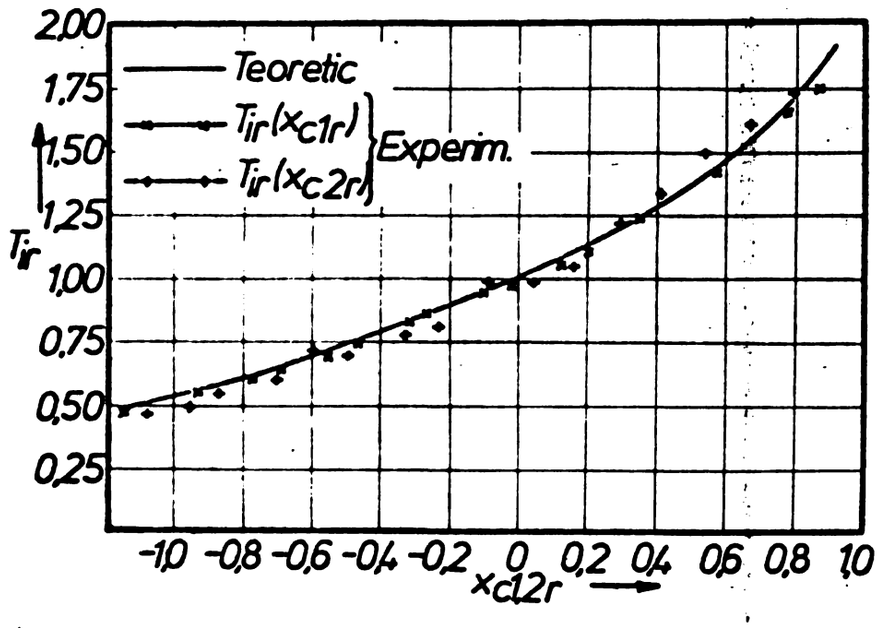


Fig.6.27

Comparînd dependenţele teoretice: $F_{axcr}(X_{cr})$, $F_{axar}(X_{cr})$, $T_{ar}(X_{cr})$ şi $T_{ir}(X_{cr})$ (v.fig.3.7, 3.8 şi 3.9), calculate în ipoteza că rigiditatea c_a a arcului discului cu revenire forţată cît şi $\gamma' = tg(0,5\alpha_c + \vartheta)$ sînt constante, cu cele experimentale: $F_{axc1,2r}(X_{c1,2r})$ $F_{arc2,1r}(X_{c1,2r})$, $T_{ar}(X_{c1,2r})$ şi $T_{ir}(X_{c1,2r})$ (v.fig.6.25, 6.26 şi 6.27) se constată că panta lor este diferită. Diferenţa se datoreşte faptului că nici rigiditatea c_a a arcului şi nici γ' nu sînt constante.

Reluînd calculul cu considerarea rigidităţii efective a arcului (determinată experimental), admiţînd că coeficientul de frecare $\mu_R = tg\vartheta$, variază liniar cu arcul de înfăşurare, crescînd cu efortul iniţial T_{ir} de la $\mu_R = 0,22$ la $\mu_R = 0,29$ şi admiţînd (conform concluziilor de la § 3.2) cureaua inextensibilă şi distanţa între axe invariabilă, s-au obţinut curbele trasate cu linie continuă în figurile 6.24...6.26. Aşa cum rezultă din aceste figuri punctele experimentale încadrează bine curbele rezultate din calcul.

Din cercetarea funcţionării în gol a transmisiei rezultă următoarele concluzii:

BUPT

Diametrele de înfăşurare şi deplasările axiale ale discurilor, calculate în ipoteza curea inextensibilă şi distanţă între axe invariabilă corespund cu cele reale; la determinarea lor nu intervine nici rigiditatea elementului elastic al discului cu revenire forţată.

Discul cu revenire forţată, prin elementul elastic conţinut, elimină practic influenţa forţelor centrifuge asupra interacţiunii curea-roată de curea.

Caracteristica elastică a arcului discului cu revenire forţată este determinantă asupra efortului iniţial din elementul flexibil şi ca urmare asupra forţelor axiale ce încarcă discurile precum şi a celor radiale ce încarcă arborii transmisiei.

Practic, din punct de vedere al efortului iniţial din elementul flexibil, este indiferent dacă discul comandat este motor sau condus.

Pierderile energetice la mersul în gol sînt mai mari cînd discul comandat este motor.

Funcţionarea în gol a transmisiei în sensul strict al cuvîntului nu poate fi reprodusă în laborator. Diferenţa eforturilor din ramurile transmisiei (la funcţionarea "în gol") este mai mare cînd discul comandat este motor.

Relaţiile propuse descriu destul de bine fenomenul, permiţînd calculul suficient de exact al eforturilor la funcţionarea în gol a transmisiei.

In final se poate pune întrebarea: de ce se analizează întratît funcţionarea în gol cînd acesta nu este regimul reprezentativ al funcţionării unei transmisii cu raport de transmitere reglabil fără trepte? Răspunsul: mărimile ce caracterizează funcţionarea în gol constitue condiţiile iniţiale pentru definirea funcţionării în sarcină.

6.3.2. Funcţionarea în sarcină.

6.3.2.1. Incercarea în sarcină cu discul comandat motor.

Cu instalaţia prezentată în § 5.2.1, s-au determinat, conform metodei descrise în § 5.3.2, dependenţele enumerate la etapa a 5-a.

Rezultatele măsurătorilor, prelucrate în mod corespunzător, sînt prezentate sintetic în diagramele din figurile 6.28...6.32.

BUPT

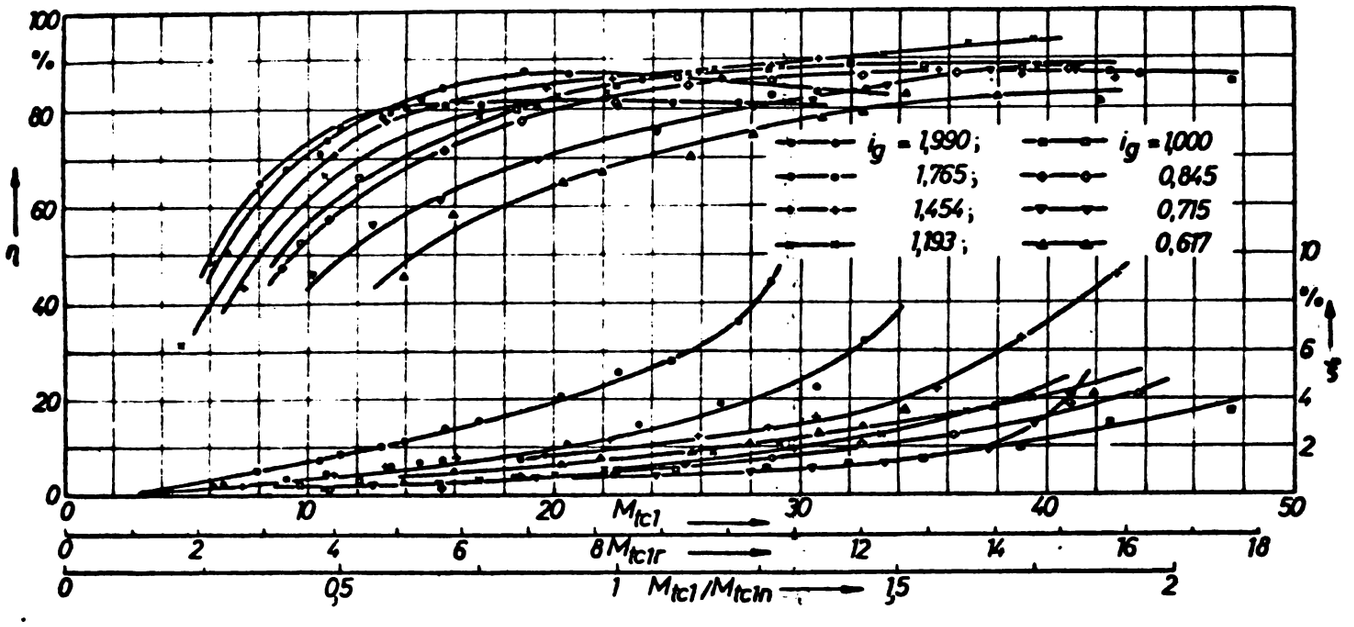


Fig.6.28.

In figura 6.28 sînt reprezentate randamentele şi alunecările specifice, corespunzătoare celor opt rapoarte de transmitere pentru care s-au măsurat momentele de torsiune şi turaţiile la arborii transmisiei.

Ca variabilă independentă pentru definirea încărcării transmisiei s-a ales momentul motor. Acesta este limitat constructiv şi nu depinde de raportul de transmitere cu care funcţionează transmisia. In abscisa diagramei din figura 6.28, s-au utilizat trei scări distincte, una în unităţi de moment şi două în exprimare adimensională.

Din analiza diagramei rezultă că randamentele descresc cu descreşterea raportului de transmitere. Aceasta se explică prin faptul că, odată cu descreşterea raportului de transmitere, cresc forţele din arc, din curea cît şi din lagărele transmisiei, astfel că şi pierderile vor fi mai mari.

La rapoarte de transmitere $i > 0,8$, randamentele se menţin între 80 şi 90% pentru un domeniu larg de sarcini $M_{tc1} = (0,8 \ldots 1,8)\ M_{tc1n}$ (M_{tc1n} este momentul nominal la discul comandat cînd acesta este element motor).

In ceea ce privesc alunecările specifice, se constată creşteri odată cu raportul de transmitere. Explicaţia constă în aceea că, odată cu creşterea raportului de transmitere descreşte efortul iniţial de întindere din curea. La raportul de transmitere maxim,

BUPT

alunecarea specifică ajunge la 5 % pentru sarcina nominală.

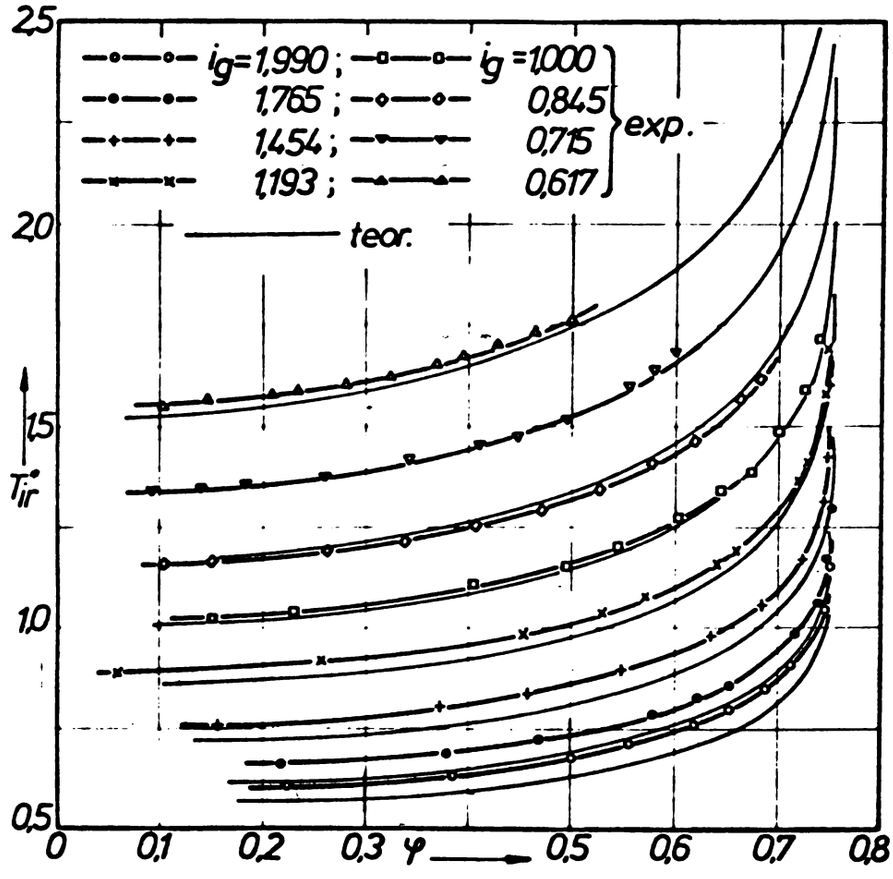


Fig. 6.29.

Soluţia constructivă a variatorului conceput se poate îmbunătăţi atît în ceea ce priveşte randamentul cît şi alunecarea specifică, prin alegerea unui arc de rigiditate mai mică dar de aceeaşi valoare a forţei medii de apăsare.

Cu forţele măsurate în lagărele arborelui pe care a fost montat discul comandat, s-a trasat diagrama din figura 6.29, reprezentînd efortul iniţial de întindere din curea funcţie de coeficientul de tracţiune φ . Aşa cum rezultă din figură, rezultatele experimentale confirmă relaţia propusă (3.98).

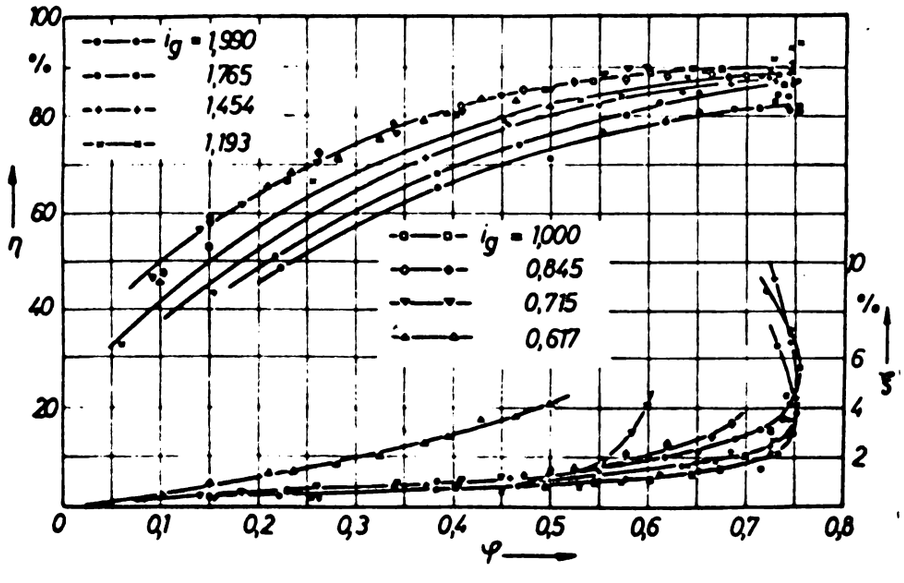


Fig. 6.30.

Cunoscînd efortul iniţial de întindere din curea funcţie de sarcină, în figura 6.30, s-au trasat dependenţele de coeficientul de tracţiune φ a randamentului şi a alunecărilor specifice.

Dependenţele $\eta = \eta(\varphi)$ şi $\xi = \xi(\varphi)$ caracterizează transmisia prin prisma utilizării pentru

BUPT

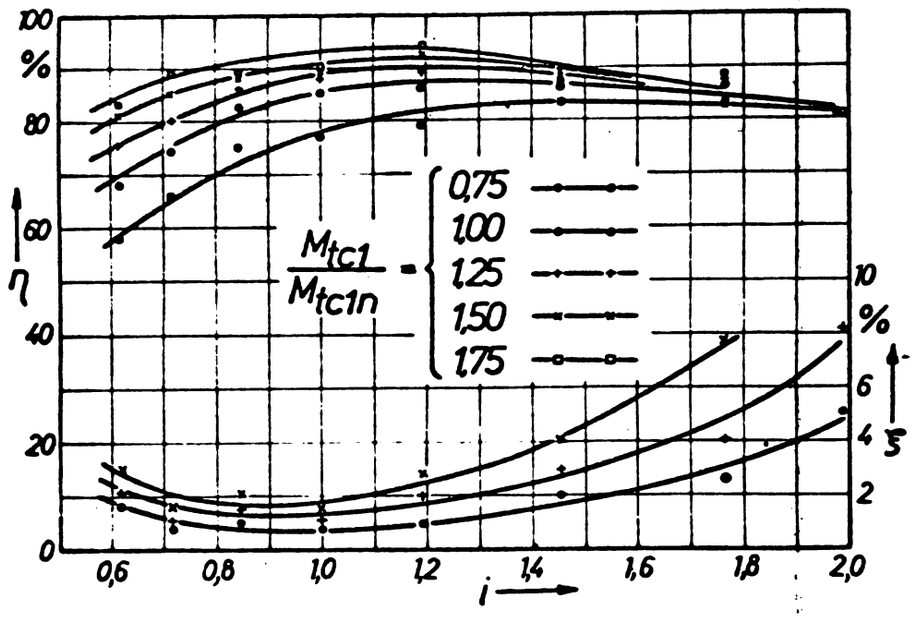


Fig. 6.31.

tracţiune a efortului de întinderea iniţială din curea. Şi din această diagramă rezultă că efortul iniţial de întindere din curea este prea mic la rapoarte de transmitere mari şi prea mare la rapoarte de transmitere mici.

In figura 6.31 sînt trasate curbele randamentelor şi a alunecărilor funcţie de raportul de transmitere, avînd sarcina ca parametru.

Din figură rezultă că, cu cît raportul de transmitere este mai mic, cu atît dependenţa de sarcină a randamentului este mai accentuată. Alunecările sînt minime în jurul raportului de transmitere

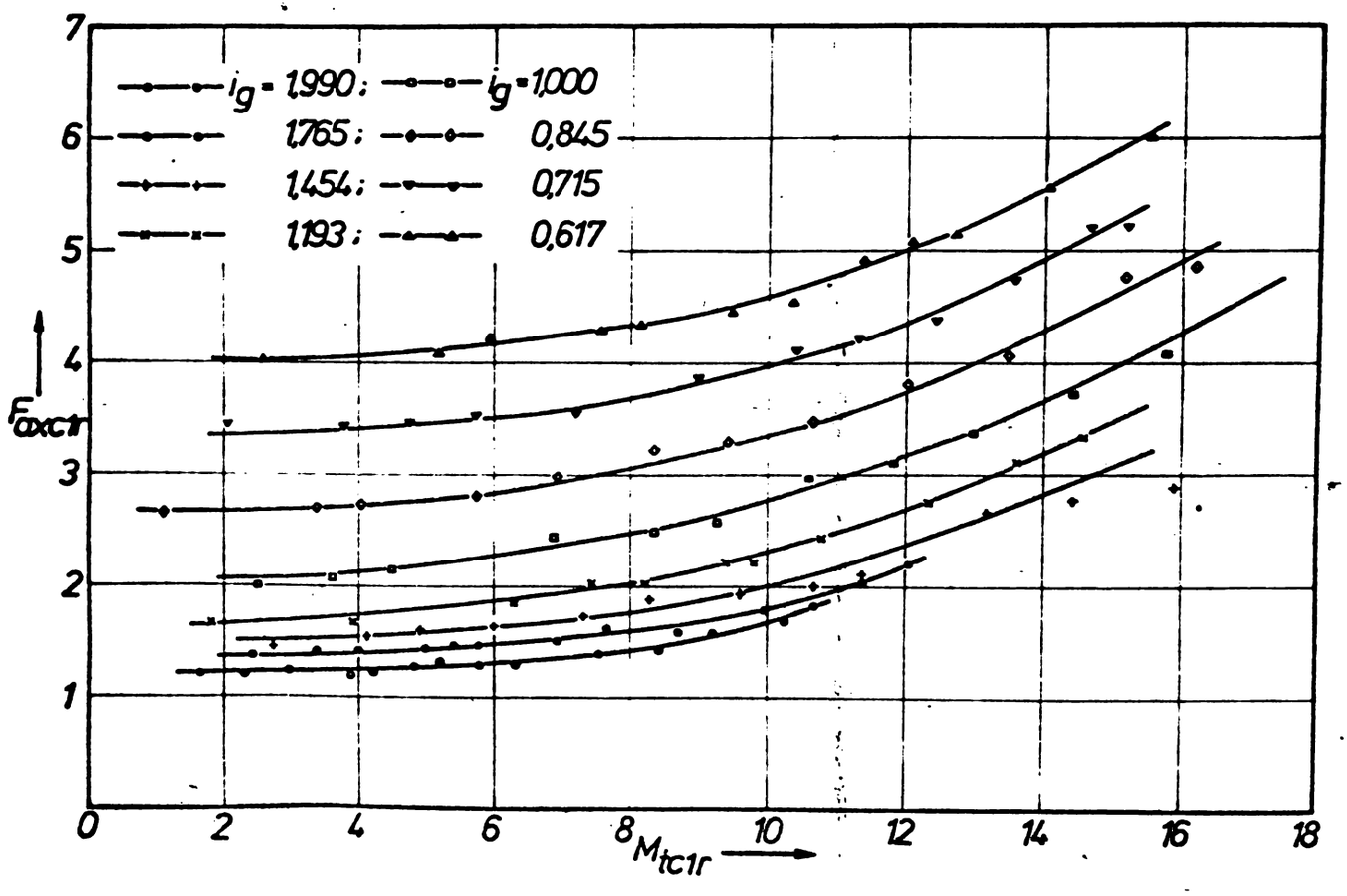


Fig. 6.32.

BUPT

i = 1 şi cresc odată cu abaterea de la unitate a raportului de transmitere. Creşterile mai mari corespund rapoartelor de transmitere supraunitare, cînd cureaua este mai puţin întinsă.

In figura 6.32 sînt reprezentate, în funcţie de sarcină şi raportul de transmitere, forţele axiale cu care cureaua apasă discul comandat. Creşterea cu sarcina a apăsării axiale pe discul comandat se datoreşte pe de o parte sporirii efortului iniţial de întindere (v.rel.3.98), pe de altă parte integralei forţelor de frecare $\mu_R dN$ (v.fig.3.20)

6.3.2.2. Incercarea în sarcină cu discul comandat condus.

Schimbînd funcţiile discurilor, cel comandat condus şi cel cu revenire forţată motor, s-au repetat„ în etapa a 7-a, încercările efectuate în etapa a 5-a. Rezultatele acestor încercări sînt prezentate în diagramele din figurile 6.33...6.37. Rapoartele de transmitere pentru care s-au făcut încercările sînt aproximativ inversele celor din etapa 5, păstrînd astfel aceleaşi diametre de înfăşurare pe roţi. S-au putut face încercări numai pentru şapte rapoarte de transmitere. La raportul de transmitere i_g= 0„5, datorită întinderii insuficiente a curelei apărea patinarea la sarcini mult sub valoarea celei nominale.

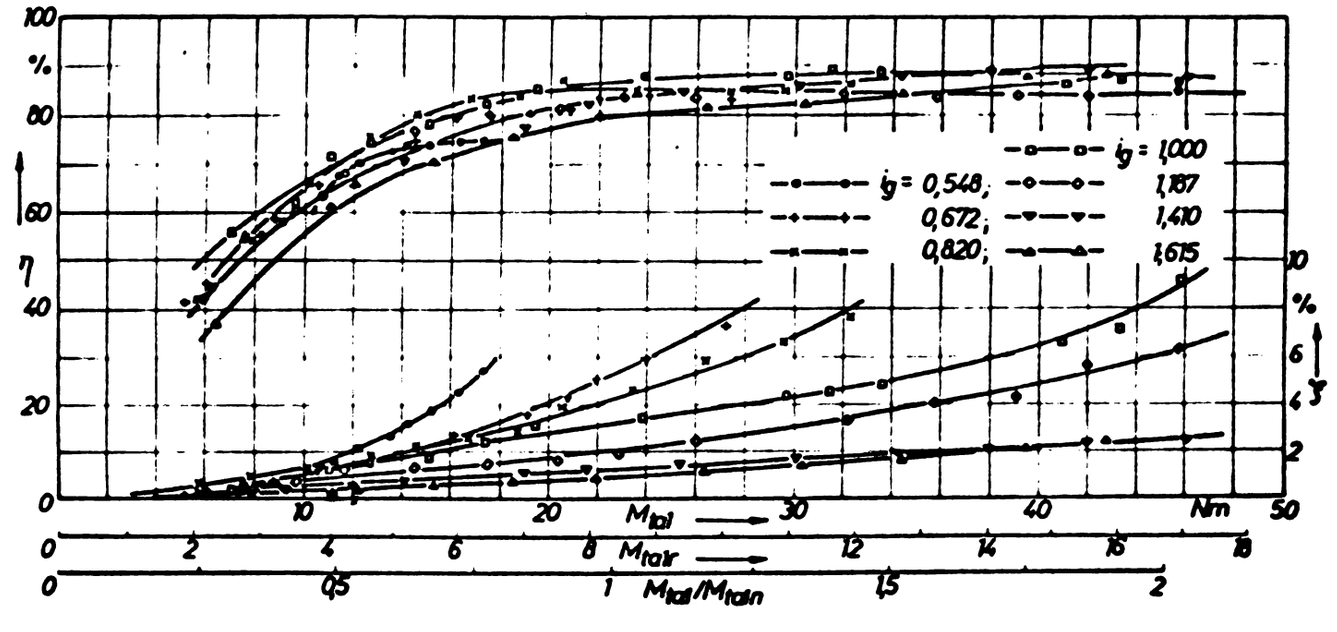


Fig. 6.33.

BUPT

In figura 6.33 se prezintă randamentele şi alunecările specifice funcţie de sarcină. In acest caz, randamentele depind mai puţin de raportul de transmitere, curbele se polarizează în jurul aceloraşi valori.

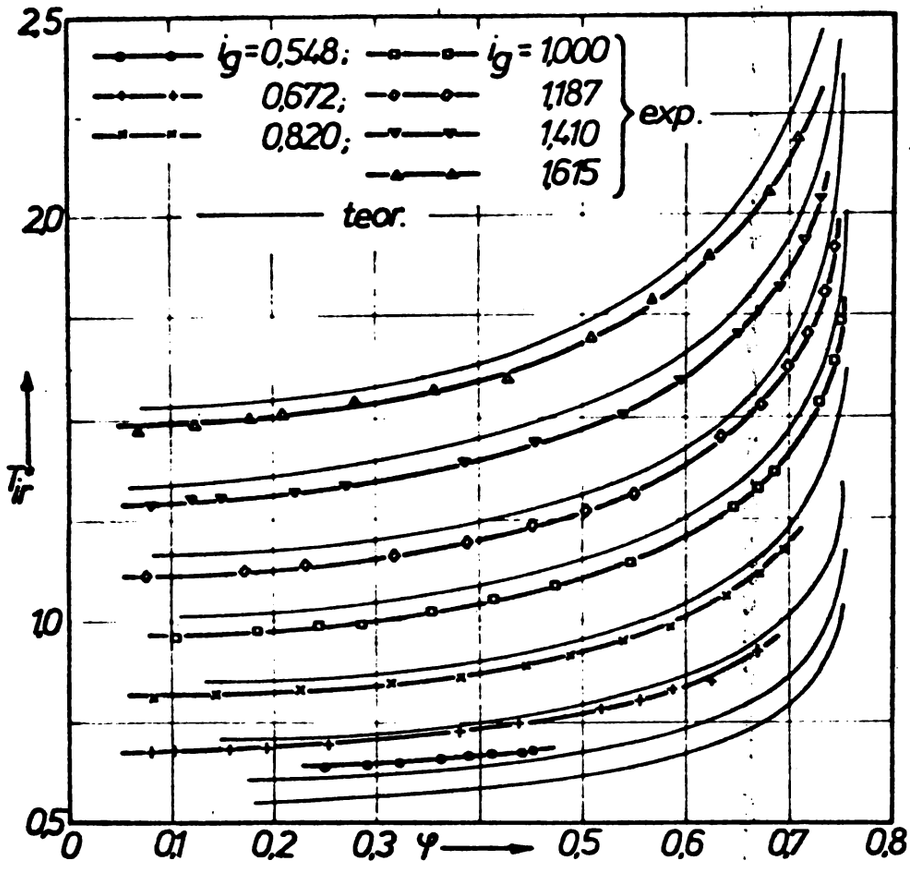


Fig. 6.34

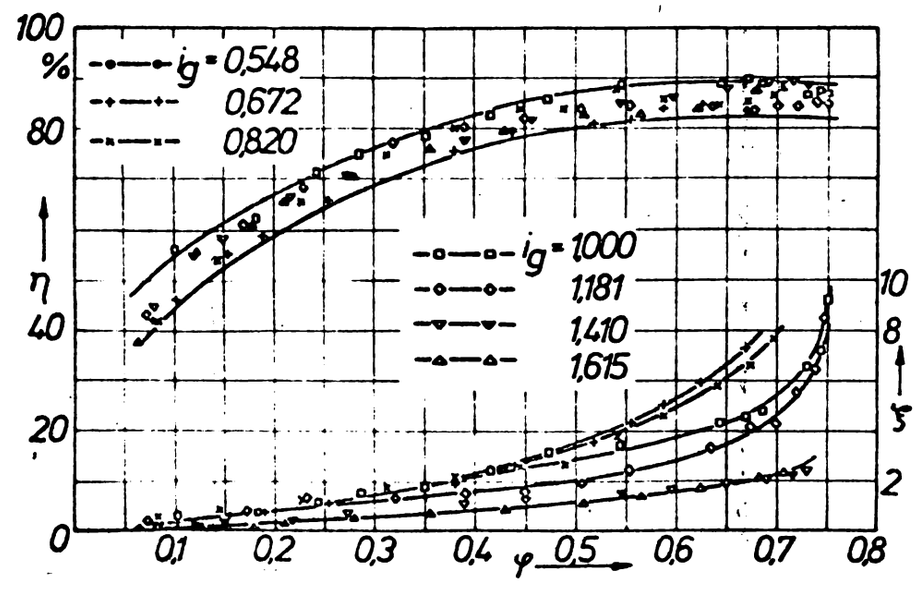


Fig. 6.35.

Alunecările specifice, şi aici, cresc mult cu sarcina, pentru rapoartele de transmitere cărora le corespund eforturi iniţiale de întindere mici.

Din figura 6.34 rezultă dependenţa de sarcină şi de raportul de transmitere a efortului iniţial din elementul flexibil. Si în acest caz curbele obţinute pe cale experimentală confirmă dependenţa teoretică dedusă în § 3.4.1.2.

Dependenţele $\eta = \eta(\varphi)$ şi $\xi = \xi(\varphi)$ reprezentate în fig. 6.35 arată de asemenea că în acest caz randamentul este aproape independent de raportul de transmitere depinzînd numai de sarcină

BUPT

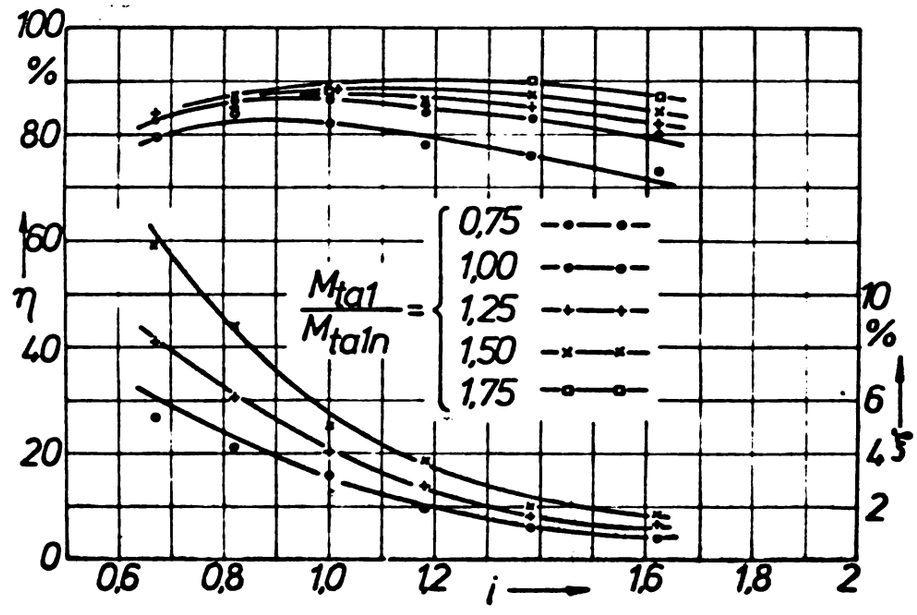


Fig.6.36

prin φ. Comparînd figurile 6.3o şi 6.35, se constată că, alunecările corespunzătoare coeficientului de tracţiune optim (φ_{opt} = 0,6...0,7), sînt mai mari cînd discul comandat este condus, ajungînd la ξ = 0,04... ...0,08 faţă de ξ = 0,02...0,04. Curbele din figura 6.36 reflectă într-un alt mod dependenţa neînsemnată a randamentului şi pronunţată a alunecărilor, de raportul de transmitere.

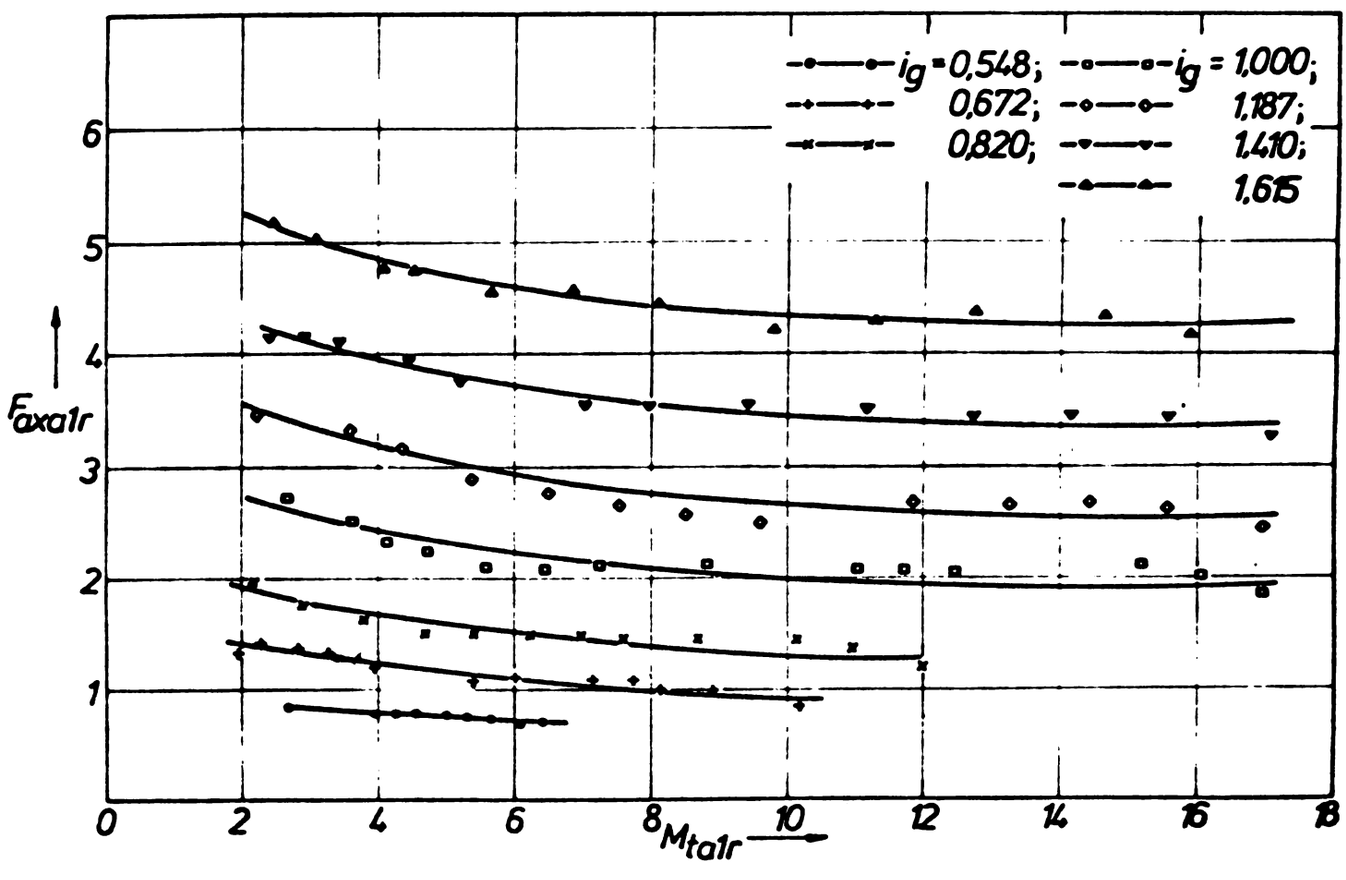


Fig. 6.37.

BUPT

Figura 6.37 redă dependenţa de sarcină a forţei axiale de interacţiune curea-disc condus. Cu creşterea sarcinii componenta axială a interacţiunii curea-disc condus descreşte uşor. Explicaţia este următoarea : efectul contrar produs de integrala forţelor de frecare $\mu_R dN$ (v.fig.3.20) depăşeşte creşterea cu sarcina a apăsării curelei pe disc determinată de creşterea efortului iniţial de întindere din curea.

6.3.2.3. Arcul de alunecare şi alunecarea curelei. Cea mai interesantă experienţă a constituit-o etapa a 8-a a încercării transmisiei (v.§5.3.2) cînd graţie aparaturii şi instalaţiei prezentate în figurile 5.13...5.16 şi textul aferent, s-au înregistrat în timpul funcţionării sub sarcină arcul de alunecare şi alunecarea relativă tangenţială dintre curea şi roată.

Intrucît accesul la suprafaţă flancului curelei necesita perforarea discului, iar aceasta nu putea fi făcut uşor, s-a încercat un singur raport de transmitere $i_g = 1{,}720$. Prin înregistrare s-au obţinut oscilograme de forma celor din figura 6.38. Oscilogramele din figura 6.38 au fost înregistrate pentru momentele măsurate la arborele condus de 14,5 Nm, în figura 6.38,a, respectiv 33,0 Nm, în figura 6.38, b. In timpul măsurătorilor viteza de deplasare a hîrtiei de înregistrare a fost reglată la 1,6 m/S. Marcajul bazei de timp vizibil în partea de sus a oscilogramelor a corespuns unui interval de timp de o,ol s.

In partea mijlocie a oscilogramelor se distinge urma lăsată de spotul corespunzător traductorului prin care se marca secţiunea radială în care cureaua părăsea roata. Marcajul corespunde deci cu sfîrşitul arcului de alunecare. Intervalul dintre două marcaje corespunde unei rotaţii complete a roţii conduse. In partea inferioară a oscilogramelor se distinge urma spotului realizat de traductorul prezentat în figura 5.13. Cît timp cureaua aderă de roată, neexistînd deplasare relativă, traductorul nu emite semnal. Lungimea porţiunii fără semnal este proporţională cu mărimea arcului de aderenţă. Pe arcul de alunecare, deplasarea curelei faţă de roată este proporţională cu ordonata urmei spotului traductorului. Lungimea porţiunii cu ordonata urmei spotului diferită de zero este proporţională cu mărimea arcului de alunecare.

Inregistrările s-au făcut pentru opt trepte de încărcare ale

BUPT

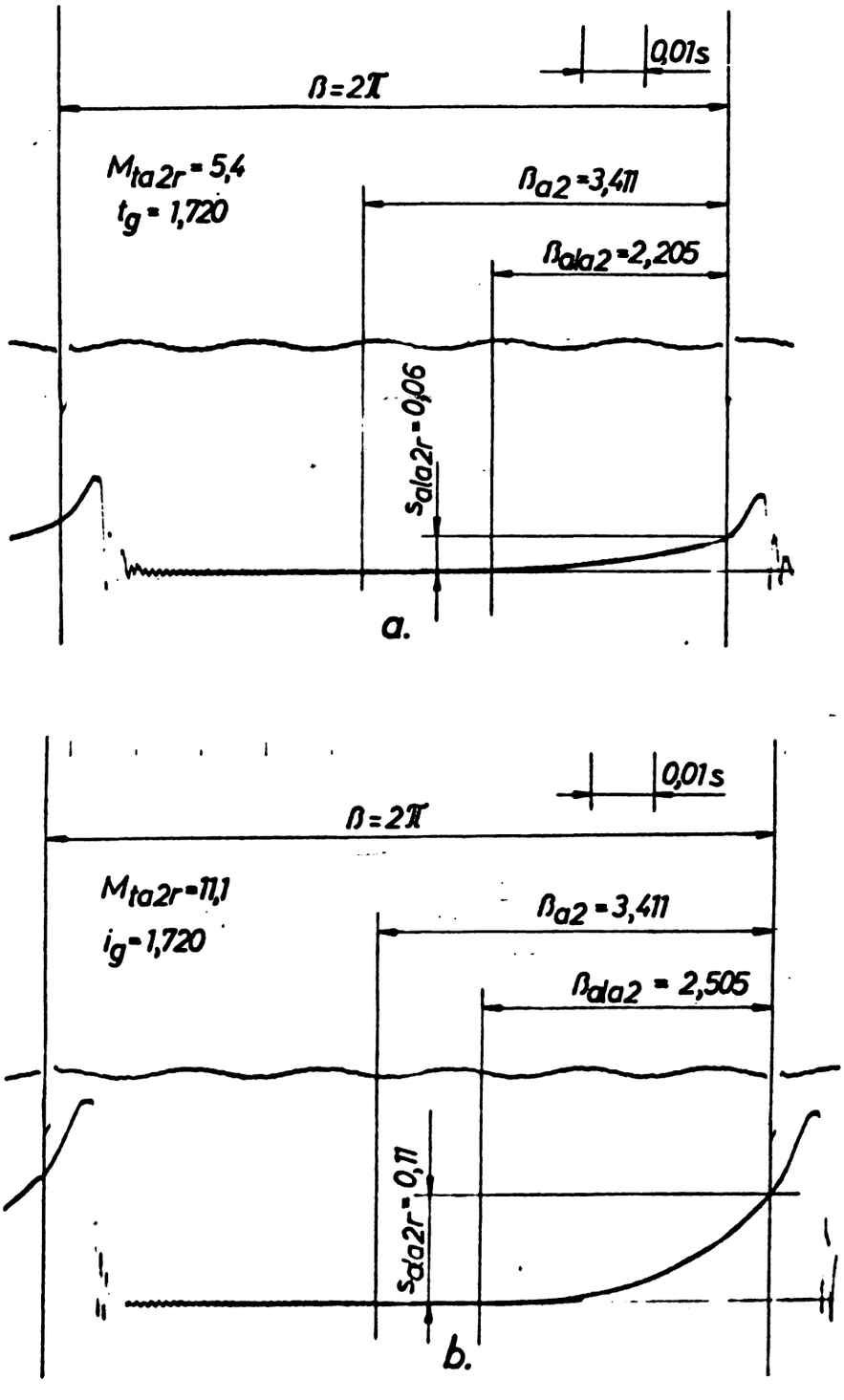


Fig. 6.38.

transmisiei, în intervalul de momente la arborele condus de 14,7...52 Nm. Dependent de încărcare s-a produs o modificare a vitezei unghiulare în intervalul 57,83... 53,o2 rad/S.

Dim prelucrarea oscilogramelor a rezultat diagrama din fig. 6.39 reprezentînd dependenţa de sarcină a mărimii arcului de alunecare şi a alunecării relative dintre curea şi roată. Pentru intervalul de sarcini amintit, arcul de alunecare a variat între 2,2o...2,75 radiani. Aşa cum rezultă din diagramă, arcul de alunecare creşte repede cu sarcina la sarcini mici, pentru ca apoi, la sarcini apropiate de cea maximă să crească încet.

Pentru intervalul de sarcini amintit, coeficientul de tracţiune a variat între limitele φ = o,5...o,75.

Alunecarea relativă creşte cu sarcina, la început încet şi apoi foarte repede. Pentru coeficientul de tracţiune variind între φ = 0 şi φ = 0,5 alunecarea relativă ajunge la doar 5% din înălţimea curelei, în timp ce în intervalul φ = 0,5...0,75 alunecarea relativă creşte de la o,o5 h la o,4 h.

BUPT

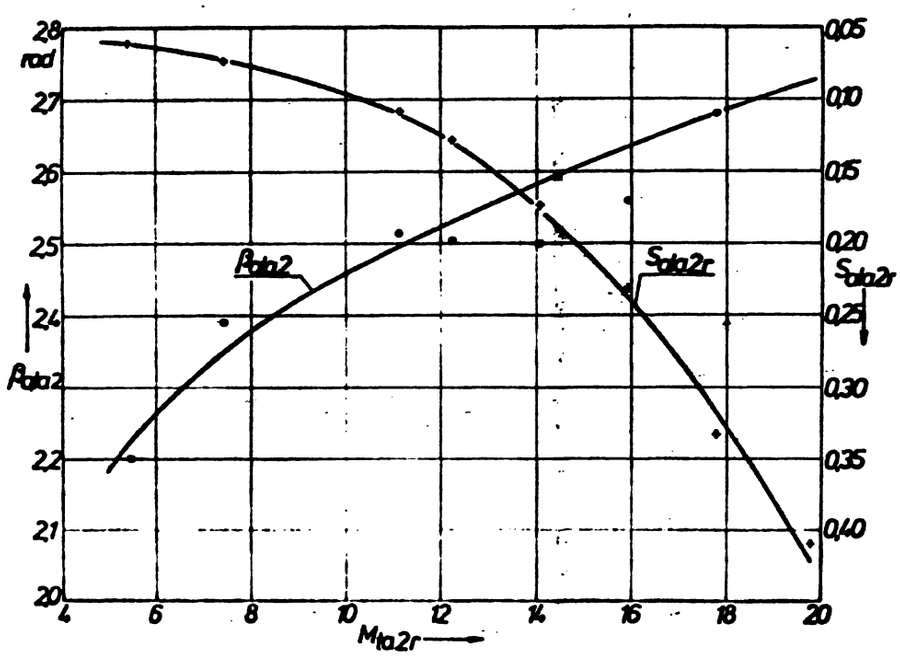


Fig. 6.39.

Prin această încercare s-a confirmat experimental, cu mijloace mecano-electronice, existenţa arcului de aderenţă şi a celui de alunecare. Traductorul utilizat permite măsurarea alunecărilor după o singură direcţie. Un traductor prevăzut cu o lamelă specială, uşor deformabilă după două direcţii perpendiculare, ar fi permis măsurarea concomitentă a alunecării tangenţiale şi radiale. Lipsa unor timbre tensometrice cu bază suficient de mică spre a încăpea pe lamă a împiedecat realizarea acestui traductor. Problema rămîne în atenţia autorului ca preocupare pentru viitor.

BUPT

7. VALORIFICAREA REZULTATELOR CERCETARILOR INTREPRINSE

De mai bine de două decenii în Colectivul catedrei de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timişoara una din direcţiile principale de cercetare este orientată spre studiul transmisiilor prin frecare cu elementul flexibil.

Ca membru al acestui colectiv, de aproape un deceniu şi jumătate domeniul mai îngust al transmisiilor prin frecare cu element flexibil de profil trapezoidal cu raport de transmitere reglabil fără trepte, constituie obiectul preocupărilor autorului.

Cercetările teoretice şi experimentale întreprinse au urmărit aprofundarea cunoaşterii fenomenului complex de transmitere prin frecare a energiei în variatoare, acumularea unei experienţe cît mai bogate în vederea aplicării ei în practică prin realizarea unor transmisii cu performanţe superioare contribuind astfel la efortul concertat de ridicare a prestigiului construcţiei de maşini din ţara noastră.

In cele ce urmează se enumeră unele acţiuni prin care au fost valorificate rezultatele cercetărilor întreprinse de autor.

In 1962 au fost concepute şi realizate la Intreprinderea "Unirea" din Cluj-Napoca variatoare cu CTL pentru acţionarea unor maşini de răsucit din industria textilă. La solicitarea întreprinderii producătoare şi a beneficiarului acesteia (Intreprinderea textilă Arad) s-a făcut un studiu asupra unor deficienţe semnalate la aceste variatoare. Rezultatele studiului, transmise întreprinderilor amintite au permis luarea unor măsuri de remediere a neajunsurilor semnalate.

Trei ani mai tîrziu, cu colaborarea autorului, s-a elaborat standardul STAS 7503-66 prin care se reglementează, pe plan naţional, seria de dimensiuni ale profilelor CTL.

De un real folos în pregătirea viitorilor specialişti de înaltă calificare s-a dovedit lucrarea monografică "Transmisii şi variatoare prin curele şi lanţuri", apărută în editura tehnică şi epuizată în primul an, la care autorul prezentei a elaborat capitolul 3 "Variatoare cu curele şi variatoare cu lanţuri" (cca 140 pagini, 86 figuri şi 12 tabele).

BUPT

In anul 1972, la solicitarea Intreprinderii de strunguri din Arad, prin Contractul de cercetare nr.8673, s-a efectuat un studiu experimental pentru stabilirea performanţelor funcţionale ale variatorului conceput şi realizat în întreprindere, pentru echiparea unei familii de strunguri. Variatorul a fost de tipul mono în două trepte, roţile cu diametrul reglabil fiind situate pe arborele intermediar. Cercetarea a urmărit determinarea randamentului şi a alunecării funcţie de sarcină şi de efortul iniţial de întindere din curea. In figura 7.1 sînt reprezentate dependenţele experimentale obţinute: randament (η) şi raport de transmitere (i) funcţie de sarcină (M_{t1}) şi efortul iniţial (T_o).

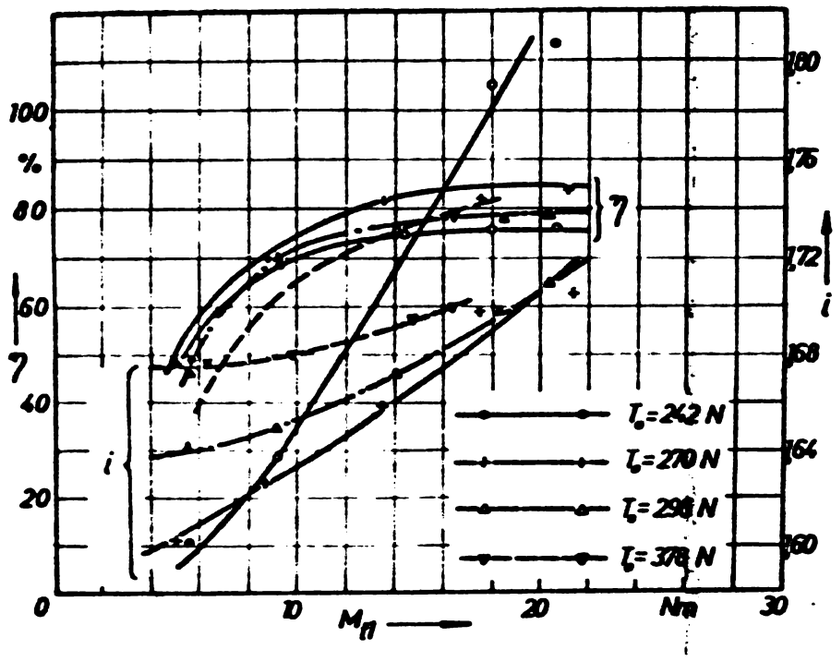


Fig. 7.1

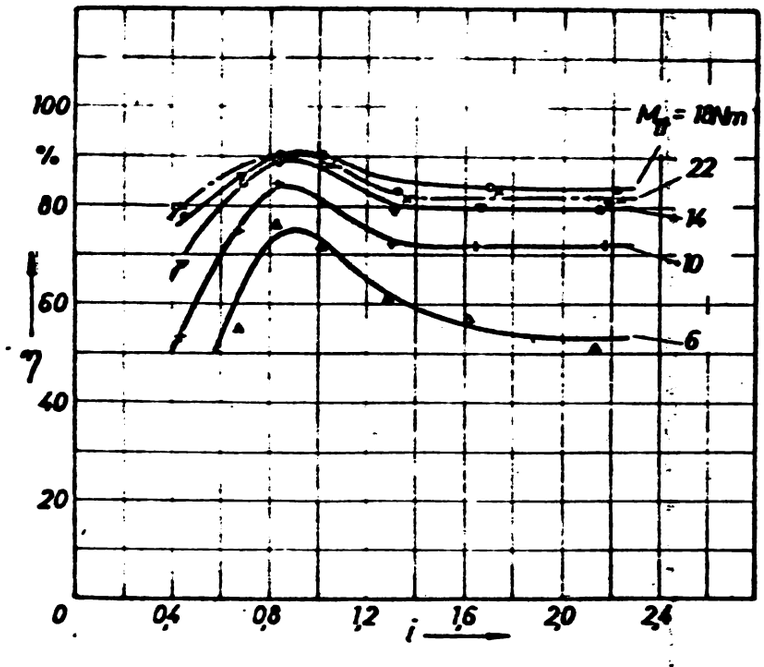


Fig. 7.2

In fig.7.2 este reprezentată dependenţa randament-sarcină pentru tot domeniul raportelor de transmitere realizabile. Cercetarea a conformat neajunsul acestor tipuri de variatoare care utilizează două curele dispuse în

BUPT



Fig.7.3

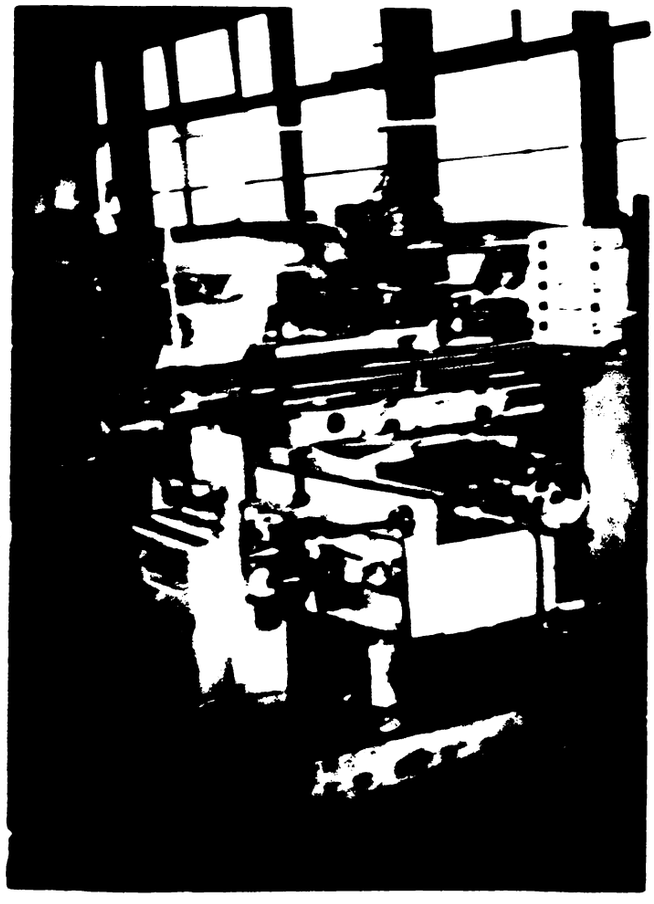


Fig. 7.4

serie. La rapoarte de transmitere subunitare forţele centrifuge ce solicită cureaua din treapta a doua anihilează efortul iniţial de întindere din aceasta determinînd o scădere bruscă a randamentului şi a capacităţii de tracţiune.

In figura 7.3 este reprezentat variatorul montat pe standul de încercare

Cea mai bună valorificare, cu aplicare directă în producţie, a cunoştinţelor şi experienţei acumulate de autor prin studiul variatoarelor cu CTL a constituit-o realizarea după o concepţie proprie a unei console cu mecanism de avans fără trepte (cu variator cu CTL) pentru maşinile de frezat FU 32 x 132 fabricate la Intreprinderea mecanică Cugir. In cadrul lucrării care a constituit obiectul contractului de cercetare nr.12065 autorul a condus elaborarea documentaţiei de execuţie a consolei (proiect cu 320 repere), execuţia în colaborare cu I.M Cugir a

BUPT

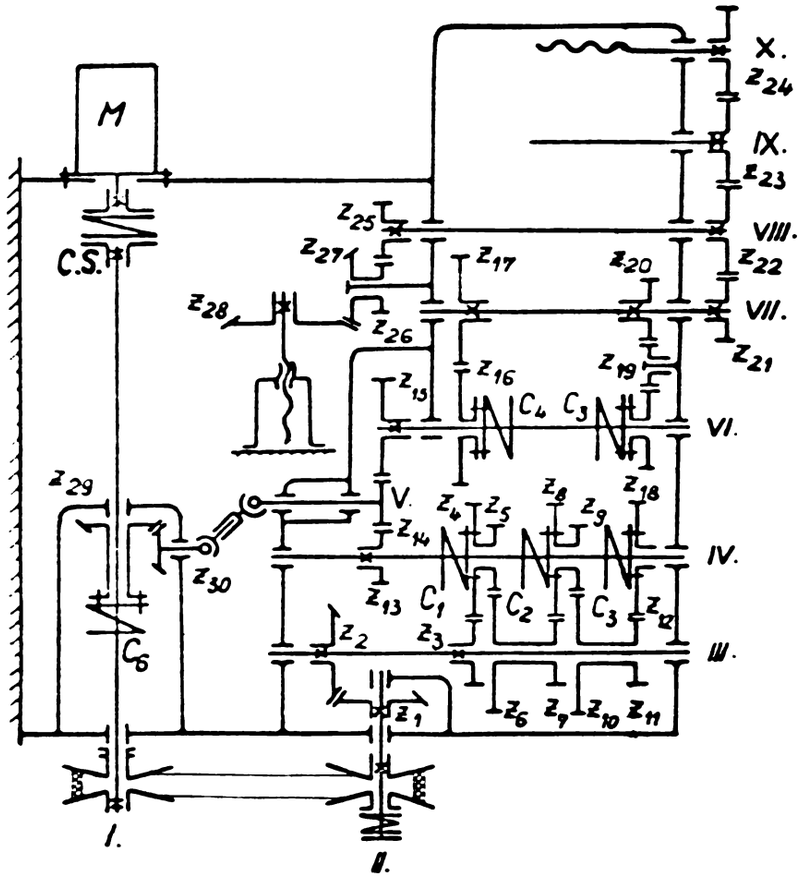


Fig. 7.5

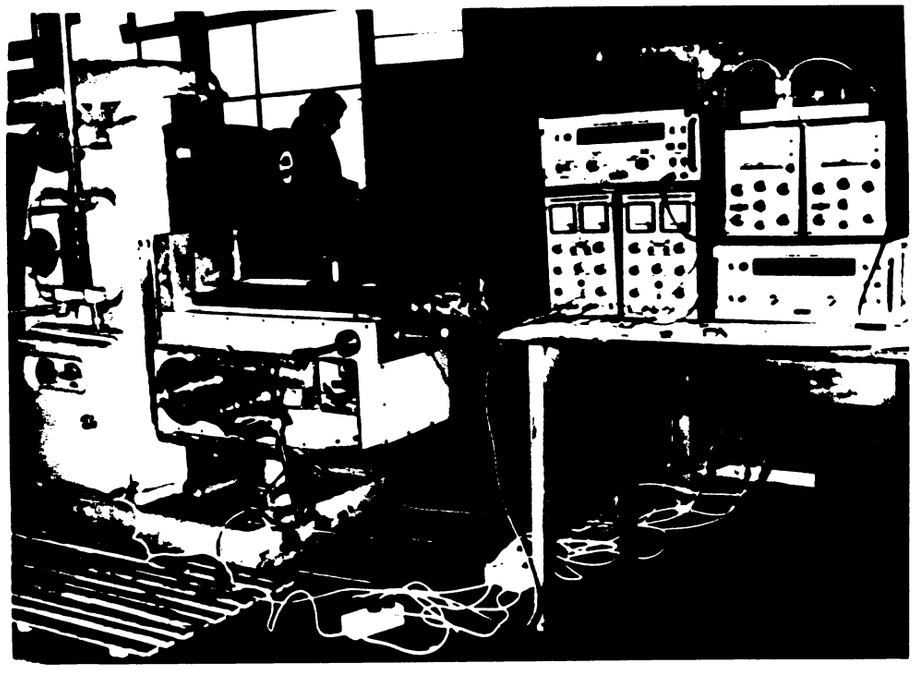


Fig. 7.6

reperelor, montarea şi încercarea consolei realizate. In figura 7.4 este prezentată maşina de frezat prevăzută cu consola cu variator.

In figura 7.5 se dă o schemă cinematică a mecanismului consolei.

Programul de cercetări şi-a propus determinarea capacităţii de transmitere şi a randamentului variatorului precum şi a cutiei de avans în ansamblu. In prima etapă s-a încercat variatorul cutiei de avans (o parte din încercările şi rezultatele descrise în § 5 şi 6). In etapa a doua s-a încercat cutia de avans. Ansamblul instalaţiei de încercare a cutiei de avans este redat în figura 7.6. In figurile 7.7 şi 7.8 sînt redate detalii ale adaptărilor pentru

BUPT

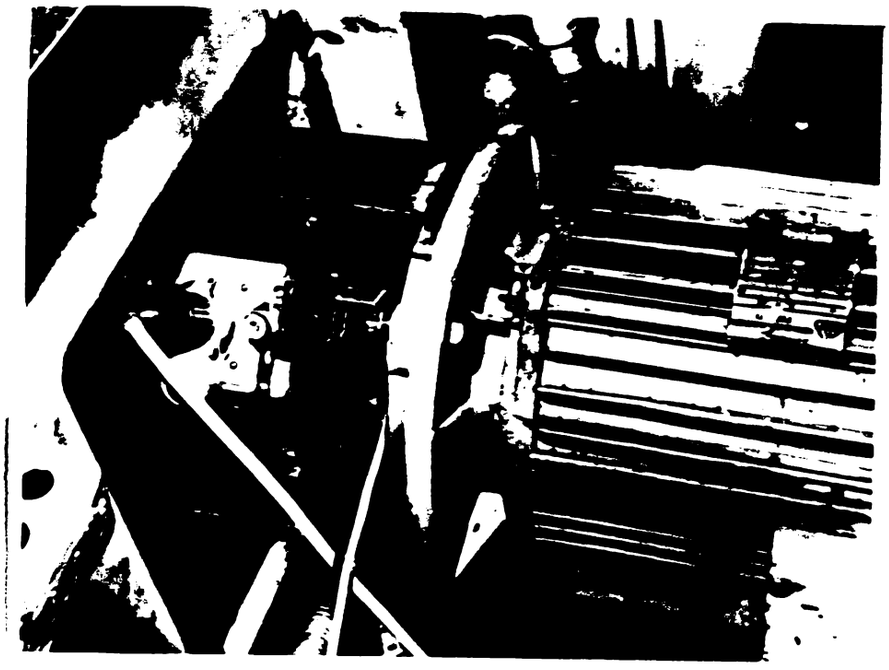


Fig. 7.7

măsurarea momentelor de torsiune la arborele motorului şi la arborele de ieşire din cutia de avans. Momentul rezistent la arborele de ieşire din cutia de avans a fost simulat cu cuplajul electromagnetic (1), care a funcţionat ca frînă, şi a fost măsurat cu ajutorul torsiodinamometrului (2), fixat pe cadrul (3). La încercarea cutiei de avans, pentru cele trei rapoarte de transmitere care se obţin prin excitarea pe rînd a cuplajelor C1...C3 (v.fig.7.5), s-au obţinut randamentele ce rezultă din diagrama din figura 7.9.

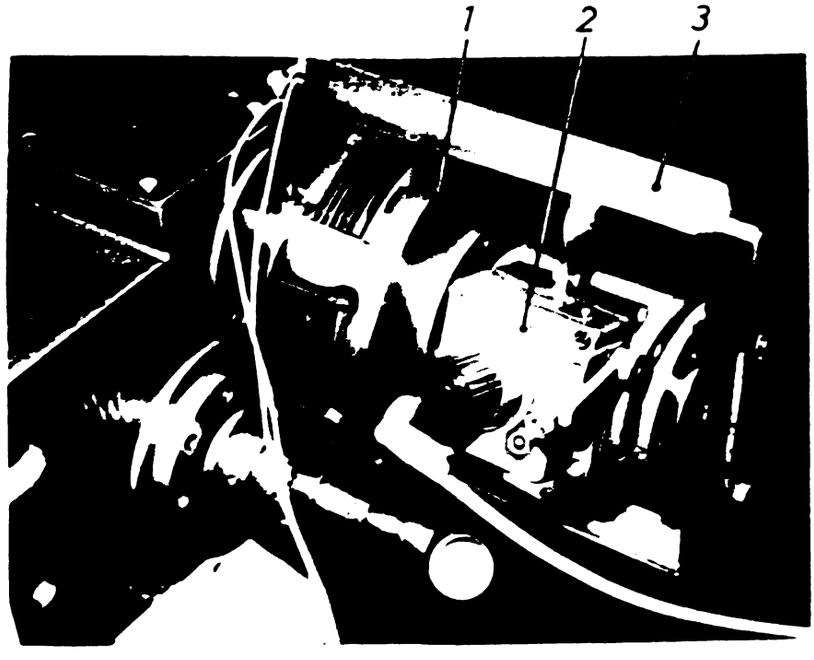


Fig. 7.8

Experimentările pe cutia de avans s-au încheiat printr-o încercare de suprasarcină. Incercarea s-a făcut cu un cap de cuţite avînd aplicate patru cuţite cu plăcuţe dure dispuse la o rază de 40 mm; turaţia capului 950 rot/min; materialul prelucrat OLC45; lăţimea de aşchiere 70 mm; adîncimea de aşchiere 10 mm. In aceste condiţii s-a executat o frezare pe o lungime de cca 350 mm cu viteza de avans în continuă creştere de

BUPT

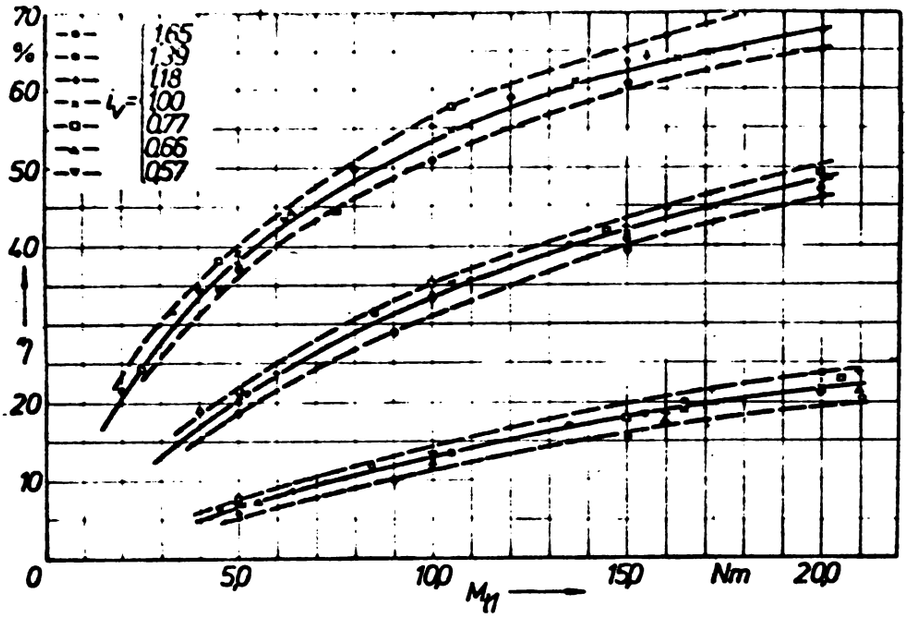


Fig. 7.9

la 150 la 250 mm/min. In acest regim deosebit de intens cutia de avans a dat satisfacţie; la avansul de 250 mm/min s-a blocat mişcarea principală.

In prezent consola este montată într-un atelier de producţie la beneficiar, urmărindu-se comportarea în exploatare.

Legat de aceleaşi preocupări, în 1975, cu colaborarea autorului, a fost realizat în Atelierul de proiectare produse şi prototipuri al Atelierelor şcoală şi de prototipuri al Institutului politehnic "Traian Vuia" din Timişoara proiectul de execuţie pentru un motovariator de uz general. Motovariatorul a fost realizat la Intreprinderea Electrotimiş Timişoara şi echipează cinci benzi de montaj, modulate, livrate Intreprinderii de contactoare Buzău.

Datorită comportării bune şi a avantajelor funcţionale pe care le prezintă, variatoarele concepute de autor, echipează în prezent două standuri de încercare din Laboratorul de organe de maşini al Catedrei de organe de maşini şi mecanisme şi alte două asemenea variatoare vor echipa două instalaţii de laborator ale Catedrei de mecanică şi rezistenţa materialelor.

Preocuparea autorului pentru valorificarea în practică a rezultatelor cercetărilor continuă. Ultima realizare o constituie proiectul motovariatorului de putere mică (0,75 kW, domeniu de reglare $\Delta = 6$) ce urmează să devină produs de serie al Atelierelor şcoală şi de prototipuri al Institutului politehnic Timişoara.

BUPT

8. CONCLUZII GENERALE. PRINCIPALELE CONTRIBUTII.

8.1. CONCLUZII GENERALE

Cercetările teoretice şi experimentale, întreprinse pînă în etapa al cărei capăt îl marchează sintetic prezenta lucrare, asupra procesului de frecare-uzare ce însoţeşte fenomenul complex al transmiterii energiei în variatoarele cu CTL, au condus la următoarele concluzii generale, în cea mai mare parte originale:

- pentru definirea cinematică completă a unui variator sînt necesare şi suficiente două mărimi adimensionale, matematic independente: domeniul (gama) de reglare şi raportul de transmitere mediu;

- mărimile geometrice ce definesc profilul elementului flexibil, determină domeniul de existenţă al celor doi parametri cinematici enunţaţi, pentru care rezultă soluţii de variatoare cu CTL, tehnic raţionale;

-utilizarea similitudinii geometrice, prin definirea profilului unitar şi a mărimilor adimensionale caracteristice, simplifică şi sistematizează calculul geometric reducînd cele 9 profile la unul singur cu 8 lungimi distincte;

- definirea stării de referinţă şi a mărimilor adimensionale caracteristice, permite tratarea adimensională a calculului transmisiei utilizînd metoda suprapunerii efectelor;

- în anumite condiţii constructive date, poziţia discului comandat şi sarcina, în exprimare tot adimensională, sînt singurele variabile ce definesc starea momentană a transmisiei;

- în calculul geometric al transmisiei, deformabilitatea longitudinală a curelei şi rigiditatea rezemării arborilor sînt practic neglijabile;

- la o geometrie dată, efortul iniţial din elementul flexibil (cel corespunzător funcţionării în gol) nu depinde practic de rigiditatea sa longitudinală şi nici de cea a rezemării arborilor, ci de efortul de precomprimare şi de rigiditatea elementului elastic al discului cu revenire forţată. Efortul iniţial rezultă dintr-o ecuaţie de grad doi;

- la variatoarele cu CTL prevăzute cu disc cu revenire forţată cu arc, forţa centrifugă are influenţă neglijabilă asupra

BUPT

presiunii pe flancurile curelei, neafectînd deci capacitatea de tracţiune;

- transferul prin frecare, a energiei, între curea şi roată sau invers, nu are loc numai pe arcul de alunecare ci şi pe cel de aderenţă;

- la un efort iniţial de întindere dat, încărcarea arborilor transmisiei ca şi suma eforturilor din ramuri depinde de sarcină prin patratul forţei utile transmise;

- coeficientul de tracţiune maxim al unui variator cu CTL este o caracteristică intrinsecă a transmisiei, depinzînd exclusiv de rigiditatea longitudinală a curelei şi cea a rezemării arborilor. In aceleaşi condiţii constructive, coeficientul de tracţiune maxim depinde atît de raportul de transmitere cît şi de lungimea elementului flexibil. Aceasta explică de ce diferă valorile obţinute de diferiţi cercetători pentru coeficientul de tracţiune maxim;

- procesul de uzare, aşa cum are loc în transmisie, nu poate fi reprodus în laborator pe eşantioane de curea decît cu instalaţii nejustificat de complicate. In procesul transmiterii, viteza de alunecare relativă curea-roată alternează de la o roată la cealaltă. Variaţia presiunii pe flanc de asemenea, este pozitivă pe roata condusă şi negativă pe cea motoare;

- cea mai mare parte din uzura curelei se produce pe arcul de alunecare al roţii conduse, în vecinătatea zonei prin care cureaua părăseşte roata, deoarece aici, viteza de alunecare cît şi presiunea pe flanc sînt maxime;

- după aspectul materialului îndepărtat prin uzare de pe flancurile curelelor, în timpul transmiterii, are loc un proces de uzare prin rulare;

- în cercetările de laborator, pe eşantioane de curea (cu viteză de alunecare şi presiune constantă) se produce uzura prin oboseală a cauciucului şi poate fi determinată influenţa vitezei de alunecare a presiunii şi a temperaturii asupra acesteia. De aceea, aceste încercări permit doar analiza comparativă a materialelor de curea, fără a putea fi utilizate în relaţii de predicţie a durabilităţii;

- încercările de laborator, pe eşantioane de curea de 50 mm^2, au arătat că uzura depinde liniar de presiunea de contact şi aproximativ de puterea a doua a vitezei de alunecare;

BUPT

- În ce priveşte coeficientul de frecare, încercările au arătat că la cauciuc, cel cinetic este mai mare decît cel de repaus;

- coeficientul de frecare de repaus este practic independent de presiunea de contact dar creşte uşor cu temperatura;

- coeficientul de frecare cinetic este independent de presiunea de contact, descreşte uşor cu viteza de alunecare şi creşte puţin cu temperatura;

- modulul de elasticitate la tracţiune statică cît şi variaţia acestuia în lungul curelei reprezintă un indicator al calităţii curelei. In funcţionarea transmisiei se manifestă modulul de elasticitate la tracţiune dinamică, a cărei valoare este independentă de tensiunea din curea, crescînd liniar cu frecvenţa;

- modulul de elasticitate transversal este, de asemenea, independent de tensiunea tangenţială din curea;

- cercetarea experimentală a variatorului conceput şi realizat de autor, a confirmat majoritatea ipotezelor şi relaţiilor de calcul stabilite.

8.2. PRINCIPALELE CONTRIBUTII

Prin cercetările teoretice şi experimentale s-au adus urm. contrib.:

- definirea şi întroducerea noţiunii de raport de transmitere mediu, prin care, împreună cu domeniul de reglare, se caracterizează complet, din punct de vedere cinematic, un variator. Aceasta a permis sistematizarea şi tratarea unitară a calculului cinematic al variatoarelor (rel.2.54...2.73);

- stabilirea relaţiei (2.76) de dependenţă a domeniului de reglare, de raportul de transmitere mediu şi geometria profilului (v.fig.2.11);

- deducerea relaţiei de determinare a diametrului relativ maxim care asigură realizarea parametrilor cinematici impuşi (rel. 2.78 şi 2.79);

- definirea profilului unitar şi a mărimilor adimensionale ce caracterizează geometric un variator, sistematizarea şi simplificarea calculului geometric utilizînd similitudinea geometrică. Elaborarea programului pentru calculul automatizat al tuturor variantelor posibile (tab.2.1, fig.2.12...2.15);

- definirea noţiunii de stare de referinţă şi a mărimilor

BUPT

adimensionale pentru calculul eforturilor din transmisie (§3.2);

-stabilirea relaţiei de calcul a efortului iniţial din elementul flexibil, cu sau fără considerarea deformabilităţii curelei sau a distanţei între axe (rel.3.11 şi 3.28...3.31''');

- deducerea relaţiei de calcul a influenţei forţelor centrifuge asupra apăsării curelei pe roţi (rel.3.47...3.47"').

- deducerea relaţiei de calcul a aportului arcului de aderenţă la transmiterea energiei (rel.3.71);

- definirea coeficientului de tracţiune real şi stabilirea relaţiei de calcul a coeficientului de tracţiune maxim (rel.3.1o2 ... 3.1o6);

- analiza mecanismului uzării elementului flexibil în variatoarele cu CTL, a factorilor de care depinde fenomenul de uzare (§ 4.4, fig.6.15 şi 6.16, rel.6.5);

- cercetarea experimentală a coeficienţilor de frecare de repaus şi cinetic, stabilirea influenţei diferiţilor parametri ca: presiune, viteză relativă, temperatură (fig.6.11...6.14);

- abordarea sistematică şi elaborarea metodicii de cercetare a elementului flexibil (§ 5.3.1) şi a comportării transmisiei (§ 5.3.2);

- conceperea şi realizarea instalaţiei experimentale pentru cercetarea complexă a transmisiei cu posibilităţi de măsurare a următoarelor mărimi: viteze unghiulare $\omega_{1,2}$, momente de torsiune $M_{t1,2}$, forţe axiale $F_{ax1,2}$, deplasări ale discurilor $x_{1,2}$, diametre de înfăşurare $D_{1,2}$, eforturi ce încarcă arborii transmisiei T_a, unghiuri de alunecare $\beta_{al1,2}$ şi alunecări relative curea - roată (§ 5.2.1);

- conceperea şi realizarea mai multor dispozitive pentru cercetarea experimentală a elementului flexibil ca:

  - instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune statică (fig.5.17, 5.18)
  - instalaţia pentru determinarea modulului de elasticitate la tracţiune dinamică (5.19);
  - dispozitivul pentru determinarea modulului de elasticitate la compresiune statică (fig.5.21);
  - instalaţia originală de determinare a coeficientului de frecare de repaus şi a modulului de elasticitate transversal (fig.5.22...5.24);

BUPT

- tribometrul pentru cercetarea uzării şi a coeficientului de frecare cinetic (fig.5.26...5.28);

- conceperea,realizarea şi încercarea unei console de maşină de frezat, echipată cu cutie de avans cu reglare fără trepte a vitezei de avans, pentru I.M.Cugir. Maşina a dat satisfacţie la încercarea de scurtă durată. In prezent maşina se găseşte la I.M. Cugir, pentru a se determina comportarea pe timp mai îndelungat în condiţii de exploatare.

x

x x

In încheiere autorul doreşte să-şi exprime recunoştinţa, mulţumind celora care, într-o formă sau alta, l-au ajutat la realizarea acestei lucrări.

Profesorului dr.doc.ing.Dan Pavelescu, şeful Catedrei de organe de maşini a Institutului politehnic Bucureşti, conducătorul de doctorat al autorului, pentru că a acceptat să-mi fie conducător, pentru îndrumările, sugestiile şi recomandările primite pe parcursul întregii perioade a doctoranturii,

Profesorului dr.ing.Francisc Kovács, decanul Facultăţii de mecanică şi colectivului Catedrei de organe de maşini, mecanisme şi desen pentru sugestiile şi sprijinul acordat în mod direct pe parcursul elaborării lucrării,

Profesorului dr.ing.Bernard Horovitz care mi-a iniţiat primii paşi spre studiul variatoarelor,

In mod deosebit profesorului dr.ing.Nicolae Gheorghiu şi conferenţiarului dr.ing.Mihail Crudu pentru colaborarea directă şi sprijinul acordat la lămurirea unor aspecte de detaliu din lucrare.

Mulţumirile autorului se adresează de asemenea D-nelor G.Hartweg şi A.Gioncu pentru execuţia materialului grafic şi D-nei V.Pruncu pentru dactilografierea lucrării.

BUPT

BIBLIOGRAFIE

1. Andreev, A.V. — Peredaci treniem, Maşghiz, Moskva 1963.
2. Arp, B. — Gummi-und Balata-Riemen. Riementriebe, Kettentriebe Kuplungen, F.Vieweg & Sohn, Braunschweig.
3. Bauer, R., Schneider, G. — Riemen - Seil-und Kettentriebe, Reibradtriebe, VEB Fachbuchverlag Leipzig 1962.
4. Bauer, R., Schneider, G. — Hülltriebe und Reibradtriebe, Bd.III.der Reihe "Maschinenteile", 5 Auft.Leipzig, VEB Fachbuchverlag 197o.
5. Bogatîrev, I.S., Pronin, B.A. — Maşinî dlia ispîtania remennîh peredaci na tiagovuiu sposobnosti i k.p.d., Vestnik maşinostroenia, nr 1o,1951.
6. Boşianu,O., Gheorghiu, N. — Stabilirea experimentală a modului de elasticitate la întindere şi încovoiere pentru curele trapezoidale fabricate în R.P.R, Bul.IPT Serie nouă, Tom 7(21) volum special, 1962.
7. Bundebardt, K. — Keilriemen - Kraftübertragungssysteme. Maschinenmarkt 75/1969), nr 1o3/1o4, p. 2269...71.
8. Bussman,K.H. — Beitrag zur Bearbeitung der Festigkeitseigen-schaften von Treibriemen auf Grund des Prüfstandversuches A.W.F. Mitt.Nr.9 u. 12/194o; Nrlu.2/1941.
9. Bussman, K.H. — Probleme bei der berechnung und der Gestaltung von Treibriemen und Riementrieben. Riementriebe, Kettentriebe, Kupplungen, Vieweg-Braunschweig, 1954.
1o. Bussman,K.H., Lösche, H. — Winkelmessungen an Gummi-Keilriemen. Kautschuk und Gummi, 1958,nr 1o, p.238...242.
11. Bussman,K.H. — Neue Berechnungsgrundlagen für Gummi Keilriemen. Kautschuk und Gummi, Nr.4, 1961
12. Cerkasov,E,N., Lemeşko,V.V. — Avtomaticeskoe regulirovanie oscvîh usilii v klinoremennîh variatorah. Vestnik maşinostroenia (48) nr 5, 1968,3.9...11.

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ

BUPT

13. Cernavschi,S.A, ş.a. Proectirovanie mehaniceskîh peredaci, Maşghiz, Moskva, 1963

14. Cernov, V.L. Ecuaţia curbei de patinare a curelei de transmisie trapezoidale. Kauciuc i rezina vol.3o,nr 8, 1971, p.29...32.

15. Ciukanov,V.I. Utocinennîi rascet peredaci s ghibkoi sviaziu. Vestnik maşinostroenia (43) nr 11, 1966 p.27...31

16. Eriţian, R.B. Deformaţia kinovogo remnia v canavke şkiva variatora. Traktorî i selhozmaşinî, nr 2, 197o, p.27...29.

17. Esipenko,I.I. Mehaniceskie variatorî skorosti.D.T.V.U Kiev, 1961

18. Evstratov,V.F., Reznikovskii,M.M., Smirnova, L.A., Sahnovskii,N.L. O mehanizme iznosa protektornîh rezin. In: Friktionnîi iznos rezin, Sbornik statei, Izd.Himia, Moskva - Leningrad, 1964.

19. Feimer, I. Despre realizarea unei serii unitare de variatoare cu curele trapezoidale late. Industria uşoară, nr 12, 1965,p.65o...657.

2o. Feimer,I. Contribuţie la îmbunătăţirea construcţiei variatoarelor cu curea trapezoidală lată. Bul.IPT Serie nouă,TCM 12(26),Fasc.1, 1967,p.257...266.

21. Feimer,I. Consideraţii privind cinematica variatoarelor mecanice cu element flexibil. Construcţia de maşini 24(1972)nr 1-2,p.12...15.

22. Feimer I., Chişcan,Tr., Birăuaş,I. Familie de strunguri acţionate prin variator cu curea trapezoidală lată. Simpozionul de mecanisme şi transmisii mecanice, Reşiţa 27...29 oct.1972,p.778...788.

23. Felea, I. Circuite cu tranzistoare în industrie. Proiectare. Scheme.Editura tehnică, Bucureşti, 1963.

24. Galadjev,R.S. Issledovanie osobennosttei deformaţii klinovih remnei.Sb: Peredatocinie mehanizmî. Izd.Maşinostroenie,Moskva,1966.

BUPT

25. Galadjev,R.S., Ignatenko,L.A. Primenenie elektrotenzometriceskih metodov pri experimentalnîh issledovaniah klinoremennîh peredaci i variatorov. Peredatocinîe mehanizmî, sbornik statei, Izd. Maşinostroenie, Moskva 1971,p.81...82.

26. Galadjev,R.S., Grinkov,I.V., Rovenkov,E.D., Alexeev, L.I. Issledovanie kolebatelnîh proţessov v vetviah klinoremennîh peredaci. Peredatocinîe mehanizmî, sbornik statei, Izd.Maşinostroenie, Moskva 1971, p.316...321.

27. Gheorghiu, N. Transmisii prin curele trapezoidale-Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al capacităţii de tracţiune. Teză de doctorat. Instit.polit.Timişoara 1969.

28. Gheorghiu, N., Feimer, I. Asupra sistemelor de încercare a transmisiilor prin frecare cu element flexibil.Bul. IPT, Serie nouă, Tom 9(23),Fasc.2,p.399..4o7

29. Gheorghiu,N., Feimer,I. Asupra coeficientului de frecare la transmisiile prin curele trapezoidale.Bul.IPT, Serie nouă, Tom 11(25), Fasc.1,p.335...344.

3o. Ghervas,K.I. Kopredeleniu mehaniceskih haracteristik klinovîh remnei pri izghibe kauciuk i rezina, nr.2, 1967

31. Ghervas,K.I., Pronin,B.A. Krascetu poter moşcinosti v klinoremennîh peredaciah. Vestnik maşinostroenia (47), nr 3, 1967 p.27...3o.

32. Ghervas, K.I., Pulatov,M.N. Rascet privodnîh remnei s ucetom kolebanii Vestnik maşinostroenia,(49)nr 2,p.32...33.

33. Gligor, O., Feimer, I. Unele probleme ale construcţiei şi utilizării cuplajelor electromagnetice cu fricţiune şi a variatoarelor cu element flexibil (Comunicare la Ses.şt.organizată în cinstea celei de a XXV-a aniversări a proclamării Republicii, I.P.T, dec.1972).

34. Gorelik, I.M. O nacialnom natiajenii remnei v peredaciah. Vestnik maşinostroenia,(44), nr 5, 1964, p.3o...31.

35. Grave,H.F. Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

BUPT

36. Gutiar,E.M. O skoljenii remnia na şkivah. Vestnik metallopromîştenosti,nr 18, 1937

37. Gutiar,E.M. Opredelenia modulia uprugosti privodnîh remnei. Izvestia VUZ-ov, Masinostroenie, nr 1, 1959.

38. Gutiar, E.M. Issledovanie tiagovîh svoistv remnia po krivîm skoljenia. Vestnik maşinostroenia, (4o),nr 7,196o,p.31...33.

39. Homiakov,V.S. Experimentalnoe issledovanie dinamiceskoi jestkosti i koeffiţientov demfirovania remennoi peredaci. Vestnik maşinostroenia,(45),nr 8, 1965.

4o. Homiakov,V.S. Ob ustoicivosti vrasciatelnogo dvijenia v dinamiceskoi sisteme remennoi peredaci. Vestnik maşinostroenia (49),nr 1,1969,p.31

41. Horovitz, B. Contribuţie la studiul durabilităţii curelelor trapezoidale. Teză de doctorat. Inst.polit.Timişoara 1966.

42. Horovitz,B., Kremmer,I. Determinarea experimentală a modulului de elasticitate echivalent la încovoiere la curele trapezoidale. Industria uşoară nr 6,. 1964, p.3oo...3o3.

43. Horovitz,B. Die Zeitfestigkeit von Gummikeilriemen. Gummi, Asbest Kunststoffe (23),nr 8, 197o p.81o...815.

44. Horovitz,B., Minoiu,I., Gheorghiu,N., Peimer,I., Ionescu, N. Transmisii şi variatoare prin curele şi lanţuri. Editura tehnică,Bucureşti 1971.

45. Horovitz,B., Peimer,I.ş.a. Noi tipuri de variatoare de turaţie cu curea lată, Construcţia de maşini 22, (197o),nr 9.p 542...546.

46. Horovitz, B., Peimer,I.ş.a. Brevet de invenţie nr.51o45/26.II.1968 pentru invenţia cu titlul "Variator de turaţie"

47. Ivanov,E.A. Remennîe peredaci.Maşghiz,Moskva,1946.

48. Ivanov,M.N. Detali maşin Izd.Vîsşaia şkola, Moskva 1964.

BUPT

49. Kalinin, K.G., K rascetu klinoremennoi peredaci. Vestnik maşinostroenia, (46),nr.1, 1966,p 47...48

5o. Kapustina,V.V. Izmenenie poperecinogo secenia klinovogo remnia ot deformaţii i opredelenie razmerov kanavki şkiva. Traktorî i selhozmaşinî,nr 9, 1959.

51. Keinradl,P., Händler,F. Eigenschaften von Kautschukvulkanisaten u. Cord bei schnellen Vervormungen. Kautschuk und Gummi 5(1952,p 3,22 şi 38.

52. Keinradl,P., Händler,F. Messung der dynamischen eigenschaften von Vulkanisaten, kautschuk und Gummi,(11), nr 7, 1958, pl93...199.

53. Klitenik,G.S., Ratner,S.B. Osobennosti istirania rezinî po metalliceskoi setke. In: Frikţionnîi iznos rezin, Sbornik statei, Izd.Hîmia Moskva.Lenningrad 1964.

54. Kraghelskii,I.V., Trenie i iznos

55. Kraghelskii,I.V., Nepomniaşcii,E,F. Ustalostnîi mehanizm iznosa protektora avtomobilnîh şin. In: Frikţionîi iznos rezin, Sbornik statei, Izd.Himia, Moskva Leningrad 1964.

56. Kraghelskii,I.V., Vinogradova,I.A. Koefiţientî trenia, Maşghiz, 1962.

57.Kretschmer A. Eine Leistungsprüfanlage für Triebelemente, Materialprüfung,1,(1959)/nr 4,p.132...141.

58. Kutzbach,K. Versuche mit Keilriemen, Z-V.D.I.,Bd.77/1933

59. Lagodka,B. Vorspanung und Achsbelastung bei Keilriementrieben, Maschinenmarkt 76(197o) nr.74, p.1679...81

6o. Lebedev,P.A., Pronin,B.A. Opredelenie osevîh usilii klinoremennîh variatorov.Sb.teredatocinîe mehanizmî, Izd.Maşinostroenie Moskva 1966.

61. Marko,S.M., Starkey,W.L., Hornung,K.G. A Quantitative Investigation of the Factors which Influence the Fatigue Life of a V-Belt Jurnal of Engineering for Industry, febr. 196o,p.47...59,Series B.

62. Martînov,V.K. Tanghenţialnîe deformaţii v klinoremennîh peredaciah Vestnik maşinostroenia 5o, nr 3,197o,p.43.

BUPT

63. Martînov,V.K. O sviazi nacialnîh i rabocih natiajenii vetvei v remennîh peredaciah. Vestnik maşinostroenie nr 5,1973,p.31...34.

64. Martînov,V.K., Pronin,B.A. Napriajennoe sostoianie klinovîh remnei. Peredatocinîe mehanizmî, Sbornik statei, Izd.Maşinostroenie,Moskva,1971,p.56..65.

65. Micloşi,C. Sur l'essai des courroies 'a comande. Buletin Stientifique de l'Ecole Polytechnique de Timişoara, Tome 1, fasc.3/1927.

66. Nicolau,Th.ş.a. Măsurări electronice în industrie, Editura tehnică,Bucureşti,1964.

67. Niculescu,S. Iniţiere în FORTRAN, Editura tehnică, Bucureşti, 1972.

68. Norman,C.A. The tension ratio and transsmisive power of belts.ASME-transaction,noembr-dec.1925.

69. Norman, C.A. Transsmision ratio and Slip of V-Belt. The Mashinist, tom 77/1933 sau Z-VDI Bd 78/1934.

7o. Ostapenko,G.M., Malţev,V.F. Opîtnoe opredelenie raspornîh usilii klinoremennîh variatorov. Sb.Peredatocinîe mehanizmî, Maşghiz, Moskva 1963.

71. Ostapenko,G.M., Doneţ,N.A., Malţev,V.F. Vlianie ugla kanavki şkiva klinoremennogo variatora na tiagovuiu sposobnost i raspornîe usilia. Peredatocinîe mehanizmî sbornîk statei, Izd. Maşinostroenie, Moskva,1971,p.71...76.

72. Patrikeev,G.A., Antciak,V.K., Levinştein,M.C., Hrenov,I.F., Miagkov,P.L., Lebedev,I.M., Kolodiajnîi,L.I. Razruşenie prorezinennîh materialov priistiranii.In: Frikţionîi iznos rezin, Sbornik Statei,Izd.Himia,Moskva-Leningrad, 1964

73. Pavelescu, D. Cu privire la aparatura experimentală destinată studiilor de frecare şi uzură St.cercet.mec.apl.,22,nr 4,1966,p.9...24.

74. Pavelescu, D. Concepţii noi, calcul şi aplicaţii în frecarea şi uzarea solidelor deformabile, Editura Academiei R.S.R.,1971.

BUPT

75. Pavelescu,D. Tribologie (frecare, uzare, ungere), Litogr. Institutului politehnic Bucureşti, 1973.

76. Petrov,V.A., Nazarko,S.A. Experimentalnoe opredelenie otnoşenia osevîh sil klinoremennoi peredaci. Vestnik maşinostroenia nr 7,(43),1963,p.35...38.

77. Poliakov,V.S. Klinoremennîe peredaci, Maşghiz, Moskva,1947

78. Pronin,B.A. O skoljenii v plosko-i klinoremennoi peredaciah, Vestnik maşinostroenia, v.1o,1956

79. Pronin,B.A. Zameciania k state: "Riad şirokih klînovîh remnei dlia variatorov". Vestnik maşinostroenia, 1959, nr 4.

8o. Pronin,B.A., Smelev,A.N. Poteri v variatore s şirokim klinovîm remnem. vestnik maşinostroenia, (5o),nr 9, 197o,p.37...38.

81. Pronin,B.A. Klinoremennîe i friktionnie peredaci i variatorî, Maşghiz, Moskva 196o.

82. Pronin,B.A. Variatorî s şirokim klinovîm remnem. Sb. Peredatocinîe mehanizmî, Maşghiz, Moskva, 1963.

83. Pronin,B.A., Revkov,G.A. Besstupenciatîe klinoremennîe i frikţionnîe peredaci (variatorî), Maşinostroenie, Moskva, 1967.

84. Pronin,B.A. V-angle selektion for belt-variator pulleys. Vestnik maşinostroenia 48(1968), nr 12, p.26...29.

85. Pronin,B.A., Martînov,V.K. Vîbor uglov klina şkivov remennîh variatorov. Vestnik maşinostroenia,(48),nr 12 1968,p.24.

86. Pronin,B.A., Kulatov,N.D., Şmelev,A.N. Ispîtanie klinovîh variatornîh remnei na dolgovecinost na stende s zamknutnîm konturom. Peredatocinîe mehanizmî, Sbornîk statei, Izd.Maşinostroenie, Moskva, 1971, p.65...71.

87. Pronin,B.A., Kulakov,N.D., Şmelev, A.N. Primenenie stenda s zamknutnîm konturom dlia ispîtania klinovîh remnei, Traktorî i selhozmaşinî, nr 11, 1971.

88. Pronin,B.A., Vorobev,I.I., Cernov,B.A.ş.a. O tiagovoi spasobnosti i dolgovecinosti şirokih variatornîh remnei, Vestnik maşinostroenia (51),nr.11,1971, p.37...39.

BUPT

89. Ratner,S.B. Sopostavlenie istirania rezin i plastmass. In: Frikţionîi iznos rezin, Sbornik statei, Izd. Himia, Moskva-Leningrad,1964.

9o. Reznikovskii,M.M., Brodskii,G,I. Osobennosti mehanizma istirania vîsokoelasticeskîh materialov.In: Frikţionîi iznos rezin, Sbornik statei, Izd.Himia,Moskva Leningrad 1964.

91. Rivin,E,I., Augustaitis,V.V. O module uprugosti klinovîh remnei, Vestnik maşinostroenia,(43),nr 9,1953, p.21...24.

92. Roloff,H., Matek,W. Maschinenelemente,Normung, Berechnung, Gestaltung, Vieweg, Braunschweig, 1963.

93. Rörich, Arbeitstaguhg "Keilriemen" in Karl-Marx-Stadt, Maschinenbautechnik (13), nr.8, 1964, p.422...426

94. Salvadori,M.G., Baron,M.L. Metode numerice în tehnică, Editura tehnică Bucureşti 1972

95. Schrimmer,P., Lösche,H. Treibriemen, Riementriebe und Treibriemen prüfung. klepzig, Fachberichte, Heft 1/ 1964, Düsseldorf.

96. Schrimmer,P. Entwurfsrichtlinien für Keilriementriebe (Teil I...III.), Maschinenmarkt,nr 62,73, 81/1966.

97. Schrimmer,P. Treibriemen und Riementriebe. In: Z-VDI, 1971, p.925...928

98. Simonis,F.W. Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe, Springer Verlag, Berlin, 1959.

99. Şmelev,A.N. Teplovoe sostoianie şirokih variatornîh remnei, Vestnik maşinostroenia,(51),nr.8 1971,p.2o...23.

loo. Şmelev,A.N. Poteri,teplovoe sostoianie şirokîh variatornîh remnei i uslovia îh rabotî v zamknutom konture. Autoreferat dissertaţii, avtomehaniceskii institut,Moskva,1971,

lol. Svetliţkii,V.A. K obşcei teorii peredaci s ghibkoi sviaziu. Teoria peredaci v maşinah, Maşghiz, Moskva, 1963.

lo2. Svetliţkii,V.A. Peredaci s ghibkoi sviaziu. Teoria i rascet. Izd. Maşinostroenia, Moskva, 1967.

BUPT

103. Tan, T.	Keilriemenschlupf bei Riementrieben mit stufenloser Drehzahlverstellung.Traktorî i selhozmaşinî (1968), nr.9, p. 20...22
104. Thiel,R.,	Untersuchungen über den Elastizitäsmodul und die Schlupfbedingungen von Keilriemen im Betrieb, V.D.I-Z, 101(1959),nr.6, p.236...244, nr.8, p.309...318 şi nr.31, p.1461...1462.
105. Usmanov,H.G.	K voprosu gheometrii klinoremennoi peredaci, Vestnik maşinostroenia (47), nr.5, 1967, p.46...47.
106. Virabov,R.V.	Ovlianii ţentrobejnîh sil na rabotu remennoi peredaci. Vestnik maşinostroenia,(46), nr 11,1966,p.23...27.
107. Virabov,R.V.	Orealizaţii kasatelnoi silî v zone kontakta uprughih tel pri kacenii, Maşinovedenie,nr.2,1967
108. Virabov,R.V.	Skoljenie v ploskoremennoi peredace, Maşinovedenie, nr 4,1967.
109. Virabov,R.V.	Uslovie postoianstva massî v remennîh peredaciah, vestnik maşinostroenie,(47), nr.4, 1967,p.
110. Virabov,R.V.	Tiagovîe svoistva remennîh peredaci, vestnik maşinostroenie (49),nr.7,1969,p.35.
111. Virabov,R.V., Petrova,T.M.	Tiagovîe svoistva frîcţionnîh peredaci s elasticinîm telom, Vestnik maşinostroenie, (49),nr.11,1969,p.18.
112. Vorobev,I.I.	Variator s şirokim klinovîm remnem, Stanki i instrument, nr.10,1958.
113. Vorobev,I.I.	Variatorî s şirokim klinovîm remnem konstrukţii ENIMS,.Sb.peredaticinîe mehanizmî, Maşghiz, Moskva, 1963.
114. Vorobev,I.I., Martînov,V.K., Eriţian,R.B.	Tiagovaia sposobnost şirokih klinovîh remnei razmerom 50x22x2000 mm s razlicinîm nesuşcim sloem, Peredatocinîe mehanizmî, Sbornik statei, Izd. Maşinostroenia, Moskva 1971.
115. Wallace,J.H.	Adjustable-speed drives-thebelt drive, Power Transmission Design, 12(1970),nr.2, p.77...78.

BUPT

116. Worthing,A.C., Geffner,I. — Prelucrarea datelor experimentale,Bucureşti, Editura tehnică, 1958.

117. x x x — Stufenlos verstellbare Scheibenantriebe, Antribstechnik 9(197o), nr.9,p.343.

118. x x x — Stufenlos verstellbare Scheibenantriebe, Klepzig Fachborichte 78(197o)nr.9,p.5oo

119. x x x — 8o PS mit Einriemenantrieb, Maschinenmarkt, 76 (197o),nr.31,p.65o.

12o. x x x — Stufenlos verstellbarer Scheibenantrieb, werkstattstechnik 6o(197o),nr.11,p.676.

121. x x x — Keilriementriebe mit Regelscheiben, Klepzig Fachberichte 78(197o),nr.3, p.153...154.

122. x x x — IPCTCM Bucureşti, Normă de tipizare, Variatoare de turaţie mecanice cu conuri deplasabile cu curea trapezoidală normală şi lată, LBA1-NT, Normă MICM 1723-72 (şef lucrare Ing.Muntean,C.)

123. x x x — Société Industrielle de Transmissions Colombes Texrope. Appareils de variation de vitesse, mono-courroie et multi-courroies. Documentation Technique. Description. Sélection. Caractéristiques.

BUPT