

ANALIZA MULTICRITERIALĂ A CIRCUITELOR ENERGORECUPERATIVE MONO ȘI MULTIBUCLĂ DESTINATE ÎNCERCĂRII ȘI RODĂRII TRANSMISIILOR PRIN ANGRENAJE

Teză destinată obținerii
titlului de doctor la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Carmen – Dorina Meșteroiu

Conducător științific: prof. dr. ing. IOAN NICOARĂ
Referință științifici: gl. prof. dr. ing. EMIL CREȚU
prof. dr. ing. ION DUMITRU

1. Introducere

Utilizarea transmisiilor prin angrenaje înregistrează o îndelungată istorie și o îndelungată experiență ceea ce a permis dezvoltarea unei bogate activități de cercetare și a condus la metode de proiectare moderne, în mare parte standardizate și la tehnologii de execuție devenite tradiționale. Pe măsură ce științele fundamentale au pus la dispoziție cunoștințe tot mai profunde și rafinate, respectiv algoritmi performanți de sinteză optimală, proiectarea în domeniul transmisiilor prin roți dințate a evoluat prin integrarea în metodele de calcul a unui număr tot mai mare de elemente de influență (materiale, geometrie, abateri dimensionale și de formă, tratamente termice, factori cinematici, energetici, dinamici etc.). Modelarea și simularea automată permit, în prezent, previzionarea comportării – din toate punctele de vedere a unei transmisii – în timpul funcționării.

Această etapă – a modelării și simulării – este apanajul ultimelor două, trei decenii și s-a interpus între fazele tradiționale de proiectare-testare pe standuri de încercare. Deși cu virtuți incontestabile, modelarea-simularea funcționării pentru orice sistem nu poate elimina faza testării “in vivo”, ci poate, cel mult fi asimilată unei probe “in vitro”.

Testarea, cu conținutul său foarte cuprinzător – control dimensional, al formei, al parametrilor cinematici, dinamici, de fiabilitate și capabilitate – răspunde obiectivului țintă al managementului oricărei activități: calitatea, respectiv raportul preț/calitate.

Și în domeniul transmisiilor mecanice, calitatea, în forma sa integrală – indiferent de previziunile teoretice premergătoare – este necesar a fi testată pe standul de încercare.

Astăzi, standardizarea poate fi privită ca o garanție a validității unor metode, algoritmi sau performanțe stabilite la nivel multinațional, în timp ce normativele se rezumă la faza proiectării constructive și tehnologice. În ceea ce privește structura standurilor și metodele de încercare nu există referințe larg acceptate, ceea ce indică faptul că cercetarea relativ la testare încă nu este încheiată și deschide spațiu de studiu încă neexplorat.

Prezenta teză de doctorat își propune ca principal obiectiv stabilirea posibilităților de optimizare a performanțelor standurilor de testare simultană a mai multor transmisiilor mecanice prin angrenaje.

Angrenajele, ocupând un procent de peste 60% din transmisiile mecanice, în principiu, se regăsesc într-un registru extrem de larg cu privire la materiale, forme constructive, tehnologii de fabricație, scheme cinematice, parametri energetici etc.

Toate aceste particularități trebuie luate în considerare la conceperea, respectiv realizarea unor standuri destinate încercării sau rodării acestora.

Literatura, chiar cea modernă, consemnează deopotrivă atât standurile de încercare cu flux energetic deschis, cât și standuri cu flux energetic închis.

Standurile cu flux energetic deschis sunt doar aparent mai simple, pentru că, de fapt, sunt mari consumatoare de energie, au o fiabilitate redusă, datorită utilizării intensive a disipatoarelor de energie, de regulă, frâne. Acestea sunt marcate de uzare intensă și rapidă, care nu mențin constantă încărcarea.

Standurile cu circuit închis elimină dezavantajele de mai sus și, în plus, pe lângă controlul efectiv comod al parametrilor ergo-cinematici, se pretează la probe de duranță, care permit atât stabilirea parametrilor de fiabilitate ai subansamblului testat, cât și rodarea acestuia.

Oferta internațională săracă, precum și referințele bibliografice rare și inconsistente relativ la standurile de testare cu circuit închis au constituit un impuls suplimentar în cercetarea căreia i se dă curs în teză.

În plus, prezenta lucrare își propune să continue o frumoasă și îndelungată tradiție în cercetarea din domeniul roților dințate la Facultatea de Mecanică din Timișoara.

În laboratoarele de Organe de mașini respectiv mecanisme ale acestei facultăți s-au desfășurat experimente, de-a lungul a mai multor decenii, pe standuri de încercat transmisii cu angrenaje, experimente la care au colaborat nume valoroase de profesori care au funcționat sau încă mai activează în cadrul catedrei: prof. B. Horowitz, prof. Fr. Kovacs, prof. N. Gheorghiu, prof. D. Perju, prof. M. Balekics, prof. A. Pommersheim.

Acestora li se alătură și dl prof. dr. ing. Ioan Nicoară, conducătorul științific al acestei teze, autor a numeroase standuri și tehnici experimentale cu echipamente de încercare automata, inițiator al unor cercetări de mare profunzime, cu rezultate deosebite, comunicate în literatura de specialitate din țară sau străinătate.

Se menționează, în continuare, câteva dintre direcțiile de cercetare și rezultatele colectivului catedrei de Organe de mașini de la Facultatea de Mecanică din Timișoara:

- Elucidarea unor aspecte fenomenologice privind:
 - pittingul:
 - cauze
 - evoluție
 - limite de rezistență prin testul COMT-B
 - influența solicitărilor de încovoiere a dinților, a erorii de paralelism

și a erorii pasului de bază asupra rezistenței la contact a roților dințate cilindrice cu dinți drepți, din oțel

- griparea:
- tribologie
- evoluție
- posibilități practice de evitare
- ruperea dinților la bază, în principal pentru roți dințate din materiale nemetalice

□ Contribuții privind geometria, cinematica, cinetostatica și dinamica roților dințate cilindrice cu dinți drepți din oțel

□ Dezvoltarea metodelor de calcul a roților dințate cilindrice – criterii de optimizare

□ Cercetări privind influența diferitelor tipuri de erori asupra capacității portante a angrenajelor

□ Aplicarea în premieră, a metodei sarcinii progresive în cercetarea experimentală a roților dințate

□ Crearea unei baze tehnice performante pentru cercetarea experimentală a angrenajelor

□ Studii tribologice privind ungerea elastohidrodinamică a flancurilor

□ Analiza, sinteza, realizarea și experimentarea unor noi tipuri eficiente de cuplaje torsionale

□ Elaborarea unor metode originale de măsurare continuă a momentelor de răsucire la standurile de încercare.

Cercetările au cuprins atât studii fundamentale cât și experimente de anvergură organizate pe baza unor standuri de testate de concepție originală, în special standuri cu circuit energetic închis.

Prezenta teză, ca o continuare a eforturilor de cercetare tradițională la Universitatea “Politehnica” din Timișoara, își propune să contribuie la optimizarea construcției și calității funcționale a standurilor de testare în circuit energetic închis, respectiv la creșterea fiabilității ansamblurilor încercate.

Obiectivele concrete ale tezei sunt formulate încele ce urmează:

□ *stabilirea parametrilor energetici și de încărcare ai standurilor cu circuit energetic închis destinate încercării și rodării transmisiilor mecanice cu bucle multiple*

□ *optimizarea constructiv-funcțională și energetică a standurilor energorecuperative mono și multibuclă pe baza unor algoritmi care să vizeze stabilirea poziției optime de conectare a sursei exterioare de energie în circuit și egalizarea încărcării reversibile*

□ *completarea bazei de cunoștințe necesare implementării schemelor în circuit închis, în construcția standurilor energorecuperative monobuclă, și, în special, multibuclă, pentru diverse tipuri de transmisii de testat.*

Conținutul lucrării, pe capitole, poate fi rezumat după cum urmează:

În primul capitol, *Introducere*, este prezentat contextul general în care se încadrează subiectul tezei și sunt formulate obiectivele acesteia.

Este motivată utilitatea temei propuse și se evidențiază îndelungata tradiție de cercetare în domeniul transmisiilor mecanice la Facultatea de Mecanică din Timișoara, prin interesul și efortul colectivului Catedrei de Organe de mașini

În capitolul al doilea, *Considerații privind testarea transmisiilor prin angrenaje*, este evidențiată localizarea și importanța testării în lanțul proiectare-modelare-simulare-încercare. Sunt descrise comparativ standurile de testare cu flux energetic deschis, respectiv închis, cu evidențierea avantajelor celor din urmă. Se prezintă, prin exemple ilustrate de imagini și sinteze de parametri caracteristici, un studiu de piață al ofertei de standuri pentru testarea transmisiilor cu roți dințate. Este subliniată prezența standurilor cu flux energetic închis în laboratoarele de cercetare, care, prin definiție, reclamă echipamente de mare precizie și deosebit rafinament de experimentare. Totodată, se prezintă pe larg direcțiile de cercetare și metodele utilizate de institutul FZG München și laboratoarele NASA.

Într-un paragraf separat, pornind de la o schemă cinematică de maximă generalitate, sunt prezentate fundamentele matematice ale parametrilor energetici, caracteristici standurilor energorecuperative, printre care: pierderile de putere, pierderile relative de putere, momentul motor, variația momentului motor la schimbarea sensului fluxului energetic, coeficientul de pierderi, diferența maximă de încărcare pe același tronson oarecare, variația încărcării relative, coeficientul încărcării reversibile la sursă și în pol, respectiv randamentul total. Acești parametri urmează să fie utilizați în simularea funcționării standurilor, ale căror elemente sunt modelate matematic prin randamente, în scopul evaluării comportării din punct de vedere energetic și al încărcării reversibile.

Capitolul al treilea, *Modelarea standurilor cu flux energetic închis cu buclă simplă și bucle multiple*, prezintă conceptele generale privind modelarea standurilor de testare a transmisiilor cu angrenaje. Sunt evidențiate principalele subsansambluri constructiv – funcționale și se subliniază importanța principală a schemei cinematice, a cărei structură determină direct traseele, sensul și lungimea fluxurilor energetice principale și de compensare. Sunt descrise și comentate patru scheme cinematice cu caracter original monobuclă și cu două bucle, conținând transmisii cilindro – conice sau cilindrice. Pe baza evaluării calitative a traseelor fluxurilor energetice sunt puse în evidență avantajelor și dezavantajele, facilitățile și limitările schemelor detaliate destinate încercării unei transmisii cilindro – conice, a trei transmisii cilindro – conice într-o singură buclă închisă, a două transmisii cilindro – conice în două bucle închise și a două transmisii cilindrice în două bucle. În ultima parte a capitolului este propus un algoritm general de optimizare a standurilor energorecuperative, în două etape și cu multiple posibilități de formulare a criteriilor de minimizare.

Capitolul al patrulea, *Optimizarea constructiv – funcțională a standurilor cu circuit mecanic închis, cu buclă simplă respectiv multiplă*, abordează separat circuitele monobuclă și circuitele cu două bucle.

Sunt analizate scheme de standuri destinate încercării unei singure transmisii sau destinate testării simultane a trei transmisii cilindro – conice, în trei trepte, cu rapoartele de transmitere intermediare 3.2, 2.5 și 3.6 ($i_{tot} = 28.8$).

Modelarea matematică a elementelor standului a vizat exclusiv aspectele de comportament energetic. Practic, punctelor de transformare energetică li s-au atribuit valori statistice ale randamentelor mecanice.

În primul caz, al circuitului închis de testare a unei singure transmisii, analiza și optimizarea s-au realizat pe baza unei metode care presupune cele două etape prezentate în capitolul anterior.

Schema conține 42 de puncte de transformare energo – cinematică. În vecinătatea a cinci dintre acestea s-a studiat posibilitatea plasării sursei de energie exterioară. Prelucrarea datelor din tabelele aferente celor cinci poziții a condus la stabilirea numerică a zece parametri caracteristici standului. A rezultat că poziția cea mai favorabilă a motorului din punct de vedere al încărcării reversibile și, respectiv, al consumului energetic, este un punct de conectare din vecinătatea intrării pe treapta rapidă a transmisiei de testat. A doua etapă de optimizare a stabilit raportul încărcărilor relative la dispozitivul torsionare din condiția de egalizare a încărcării la reversibilitatea mișcării. Din analiza celei mai simple scheme de stand în circuit mecanic închis se pot formula câteva concluzii cu caracter de generalitate:

- standurile cu circuit închis sunt caracterizate prin parametri de încărcare, respectiv energetici specifici
- reversibilitatea fluxului energetic, posibilă numai pe standurile cu circuit închis, este însoțită de variații semnificative ale încărcării pe același tronson cinematic și respectiv de consum energetic diferit pentru cele două sensuri ale fluxului energetic principal
- optimizarea funcțională și energetică a standului este necesară și utilă, vizând minimizarea consumului de energie și asigurarea încărcării egale la inversarea sensului de mișcare
- optimizarea se desfășoară după un algoritm bine stabilit, care reprezintă o aplicație numerică specifică pentru proiectarea fiecărui stand original.

A doua schemă analizată se referă la un stand energorecuperativ cu o singură buclă care conține 4 transmisii. Schema conține 45 de puncte de transformare energo – cinematică. Sursa exterioară a fost plasată într-o poziție simetrică în raport cu dispozitivul de încărcare. Studiul detaliat al comportării schemei a condus la următoarele concluzii :

- ca regulă generală, s-a constatat că simetria geometrică și de încărcare impune un număr par de transmisii, dintre care una este întotdeauna de returnare și face parte din construcția standului propriu – zis. Numărul optim de perechi de transmisii incluse în buclă a fost stabilit ca fiind 2
- analiza parametrilor energetici ai schemei arată că, deși eficient prin simultaneitatea testării și rodării a trei unități de produs, standul prezintă dezavantajul dezechilibrului încărcării transmisiilor (pe perechea de transmisii din

stânga sursei încărcarea este de ~1.35 ori mai mare decât pe perechea din dreapta acesteia). Acest aspect este deosebit de important și nu există posibilități de optimizare în sensul egalizării încărcărilor reversibile

- ca observație generală se poate spune că simetria geometrică asigură în regim reversibil un echilibru energetic global, în sensul că traseele fluxurilor energetice de compensare sunt egale pentru ambele sensuri, astfel încât consumul de energie și randamentul sunt aceleași indiferent de sens

- față de schema cu o singură transmisie de testat energia necesară din exterior pentru acoperirea pierderilor din sistem este aproximativ dublă, dar numărul transmisiilor testate simultan este triplu.

Al doilea paragraf al capitolului este dedicat studiului standurilor energorecuperative bazate pe o schemă cu două bucle. Circuitul propus spre analiză conține același tip de transmisie cilindro – conică utilizat pentru modelările și simulările din cazurile anterioare. Pe schemă au fost identificate 67 de puncte de transformare energo – cinematică. Sursa exterioară de energie a fost plasată într-o poziție simetrică în raport cu cele două bucle, pe arborele care este legat la dispozitivul de încărcare. Pentru închiderea mecanică a circuitului s-a conceput un tren de 6 angrenaje cilindrice cu raport de transmitere unitar. Analiza schemei a cuprins mai multe etape, care au vizat studiul separat al buclelor individuale și apoi al întregului sistem mecanic.

Rezultatele integrale pe circuit și cele detaliate pe buclele 1 și 2 au condus la următoarele concluzii:

- schema standului asigură regimuri de testare identice pentru cele două transmisiile de încercat și rodat. Fluxul energetic vehiculat pe ramura centrală a circuitului se divide în mod egal pe cele două bucle. Rezultă că pentru încărcarea la valoarea nominală a transmisiilor de încercat, dispozitivul de încărcare central și unic trebuie să asigure un moment dublu (transmisia de returnare trebuie proiectată mult mai robustă decât unitățile de produs încercate pe stand, dar cu caracteristici cinematice identice cu ale transmisiilor)

- cel mai solicitat punct de transformare energo – cinematică din schemă este punctul corespunzător ultimului angrenaj al transmisiei de returnare/distribuție a energiei

- solicitarea dublă a ramurii centrale a standului reprezintă un dezavantaj

- condiția de simetrie geometrică și de încărcare impune plasarea sursei de energie și a dispozitivului de încărcare pe ramura centrală și în poziții apropiate, ceea ce conduce la un dezechilibru energetic la reversarea mișcării. În acest caz optimizarea poziționării sursei în schemă nu are sens, deoarece orice altă plasare în afara celei simetrice introduce principial un dezechilibru energetic între bucle. Singura modalitate de echilibrare energetică a standului și de încărcare a transmisiilor la reversarea mișcării este reprezentată de identificarea unor legi de încărcare diferite pentru sensurile A, respectiv B

- prin optimizare, la reversarea mișcării, egalitatea încărcărilor este, practic, asigurată. Raportul încărcării reversibile pentru tronsoanele cele mai solicitate este

[1.00...0.92]

□ dezechilibrul energetic între sensurile A și B a fost substanțial redus față de schema neoptimizată. De la $|(M_A - M_B)/M_{CT}| \approx 35$ pentru schema inițială s-a ajuns la $|(M_A - M_B)/M_{CT}| \approx 2.6$ pentru circuitul optimizat

Ultimul paragraf al capitolului vizează o comparație critică a performanțelor celor trei scheme analizate.

Pe baza unui tablou comparativ de 11 parametri energetici ai schemelor 1 (monobucă cu 2 transmisii), 2 (monobucă cu 4 transmisii) și 3 (două bucle cu 3 transmisii) au rezultat următoarele concluzii :

□ variația momentului motor pentru sensul A și B, cât și la reversarea mișcării au valori echilibrate, dar mai favorabile pentru soluțiile 1 și 3

□ coeficientul încărcării reversibile și coeficientul tensiunilor în pol este cel mai apropiat de unitate pentru variantele 2 și 3

□ suma variației momentului motor la reversarea mișcării este nulă, în urma optimizării practice, pentru variantele 1 și 3

□ randamentul standului este variabil în raport cu sensul fluxului principal pentru schemele 1 și 3

□ din punct de vedere energetic, pe locul cel mai favorabil se plasează standul bazat pe schema circuitului închis cu două bucle. Utilizarea sa convine și din punct de vedere al duratei de testare și rodare a unui lot de transmisii, având în vedere faptul că încercările au loc simultan pe câte 2 transmisii

□ pe locul al doilea, la mică diferență privind eficiența energetică, se clasează standul bazat pe schema circuitului închis cu o singură buclă.

□ pe locul al treilea se află standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă conținând 4 transmisii. Deși eficiența acestuia este superioară celorlalte soluții, fiind testate simultan 3 transmisii, din punct de vedere energetic este mult mai puțin favorabilă. În plus, parametrii ergo – cinematici ai circuitului sunt sensibili la tipul transmisiei, raportul de transmitere total și repartizarea pe trepte a rapoartelor de transmitere parțiale.

Capitolul al cincilea, *Concluzii finale și contribuții personale*, face o sinteză a lucrării și evidențiază observațiile și recomandările care au rezultat în urma studiilor efectuate. Sunt reiterate obiectivele tezei, apoi se prezintă în interconexiune logică suma concluziilor extrase din studiile efectuate pe parcursul lucrării. Sunt expuse constatările privitoare la comportarea standurilor energorecuperative mono și multibucă, cu prezentarea detaliilor exacte deduse prin modelare matematică și simulare numerică. În final este redactat un sumar al contribuțiilor originale cuprinse în lucrare.

Autoarea își exprimă gratitudinea față de conducătorul științific al lucrării, dl prof. dr. ing. Ioan Nicoară, a cărei deschidere, interes, exigență și răbdare au făcut posibilă finalizarea tezei.

2.Considerații privind testarea transmisiilor prin angrenaje

2.1. Generalități

Transmisiile prin angrenaje au o frecvență de utilizare foarte ridicată în construcția de mașini și echipamente. Larga lor răspândire cumulează o bogată experiență de cercetare constructivă și tehnologică, asigurând performanțe tehnice superioare, calitate totală și fiabilitate ridicată.

Transmisiile cu angrenaje echipează o serie de grupuri de produse importante din punct de vedere economic, social sau strategic și ca volum de fabricație la nivel mondial. Printre acestea se pot aminti produsele industriei de autovehicule (automobile și mașini pentru transport rutier), navigație aerospațială (avioane, elicoptere și echipamente spațiale), construcții navale, mașini și utilaje de ridicat și transportat, mașini-unelte de toate tipurile, mori, mașini din industria textilă, sisteme de calcul și perifericele lor, echipamente media etc.

Istoria angrenajelor cu roți dințate are rădăcini îndepărtate în cultura tehnică a omenirii și debutează cu construcții rudimentare din lemn, utilizate de greci și romani la morile de apă. Descrierile și schițele păstrate în operele anticilor – Aristotel, Arhimede ș.a. – sunt confirmate prin dovezile scoase la lumină din diferite situri arheologice, cum ar fi fragmente ale impresionantului ceas astronomic cunoscut sub numele de Antikitera, datat cu anul 87 D.C. Evoluția rapidă în privința calității și performanțelor angrenajelor începe odată cu revoluția industrială din secolul al XVIII-lea în Anglia și are la bază construcția roților dințate metalice incluse în structura mașinilor textile. În prezent, proiectarea și execuția angrenajelor se bucură de concursul celor mai noi metode de abordare teoretică și practică, în care sunt implicate asistența calculatorului, modelarea și simularea numerică, testarea cu sisteme precise de control.

2.2. Standuri pentru testarea angrenajelor

2.2.1. Particularități ale fluxului proiectare-simulare-testare a angrenajelor

Calculul de proiectare a angrenajelor, perfecționat în urma unei îndelungate experiențe, se desfășoară conform unor metodologii standardizate și

adoptate de producătorii din întreaga lume. În Europa domină normativele ISO (International Organization of Standardization), în formele actualizate SR ISO sau EN ISO, iar pe continentul american standardele ANSI (American National Standards Institute). În domeniul construcției de mașini, standardele ISO au la bază normativele germane DIN (Deutsche Institut für Normung). Deși au denumiri diferite, documentele ISO-DIN și ANSI au conținut identic, având în vedere că la elaborarea lor au participat, în cadrul TC60 (comitetul ISO responsabil cu standardizarea în domeniul roților dințate), atât reprezentanți ai firmelor de profil europene, cât și membri ai AGMA (American Gear Manufacturers Association) autorizați de ANSI.

Pe lângă aceste standarde generale, proiectarea este detaliată pe diverse direcții care vizează domenii specifice cum ar fi aviația, transportul rutier etc., prin recomandări naționale, registre de ramură sau normative interne ale firmelor producătoare.

Dacă în privința calculului există o relativă unanimitate datorată standardizării, în ceea ce privește toleranțele admise, metodele de măsurare a caracteristicilor geometrice, de rezistență și fiabilitate, precum și echipamentele de testare, nu există prevederi dedicate. Standardele ISO fac referiri generale, cum ar fi cele înscrise în ANSI/AGMA ISO 1328-1 (*Cylindrical Gears – ISO System of Accuracy- Part1: Definitions and Allowable Values of Deviations Relevant to Corresponding Flanks of Gear Teeth*) sau AGMA ISO 10064-1 (*Cylindrical Gear – Code of Inspection Practice – Part1: Inspection of Corresponding Flanks of Gear Teeth*).

În general, firmele producătoare de transmisii mecanice își proiectează și execută propriile standuri de testare sau apelează la soluțiile oferite de firme specializate în domeniul echipamentelor de control.

Absența normativelor în domeniul controlului poate fi justificată de multitudinea parametrilor care pot fi urmăriți și complexul de factori de influență asupra performanțelor transmisiilor. Fiecare aplicație este caracterizată prin parametri energetici cuprinși între anumite limite, respectiv trebuie să se încadreze în clase superioare de precizie geometrică și cinematică. De asemenea, fiabilitatea transmisiei este impusă la un nivel dat. Având în vedere aceste observații, rezultă că pentru fiecare reductor, cutie de viteze etc. este necesară conceperea și realizarea unui stand cu caracteristici cinematice și energetice proprii.

Încercarea pe stand a transmisiilor urmează măsurărilor statice efectuate asupra roților dințate, care vizează, în principal, precizia geometrică a danturii. Influența erorilor geometrice asupra comportării dinamice a angrenajului, de cele mai multe ori, este analizată și prin modelare și simulare numerică. Este preferată analiza stării de tensiuni și deformații prin metoda elementului finit, inclusă cu un ridicat grad de rafinament în diverse aplicații soft, care permit modelarea erorilor geometrice, a contactului hertzian cu parametri tribologici impuși și simularea regimului dinamic. Prezintă interes atât distribuția tensiunilor la nivelul corpului roții (fig.2.1), cât și tabloul din zona contactului (fig.2.2).

Cele două figuri, 2.1 (angrenajul discretizat – în stânga – și starea de

tensiuni von Mises sub sarcină – în dreapta) și 2.2 ilustrează un studiu realizat pentru un angrenaj proiectat și realizat de firma Ticona.

Proiectarea asistată de calculator, bazată pe aplicații MEF complexe, cu modelări 3D, a furnizat geometrii optimizate și performanțe superioare ale danturii. Un exemplu de astfel de realizare este ilustrat în figura 2.3, care prezintă un profil al dintelui modificat.

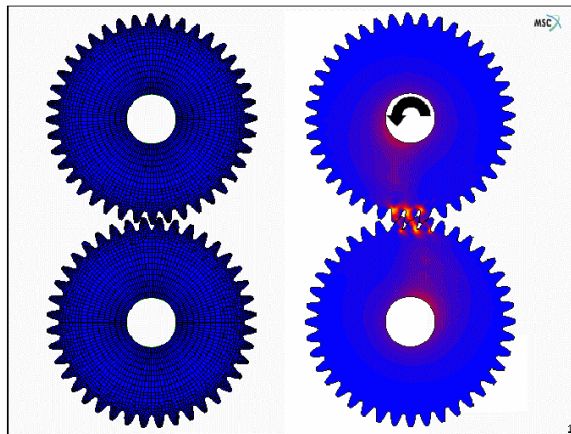


Fig.2.1 Distribuția tensiunilor von Mises în angrenaj [W2]

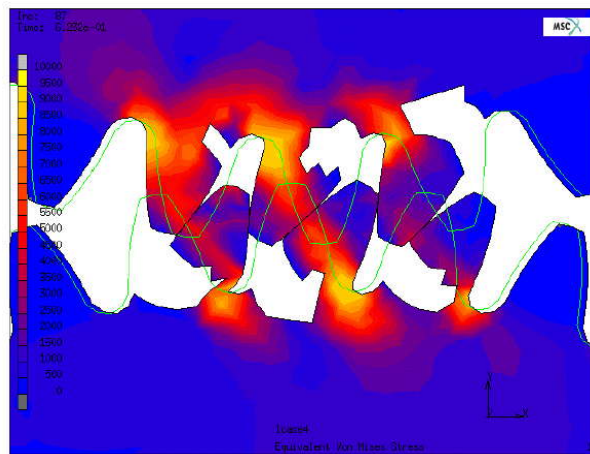


Fig.2.2. Distribuția tensiunilor von Mises cu ruperea dinților la depășirea tensiunii de încovoiere [W2]

Capacitatea portantă a acestuia este cu (20...300)% mai ridicată față de dintele cu formă tradițională, conform rezultatelor publicate de firma Ameridrives.

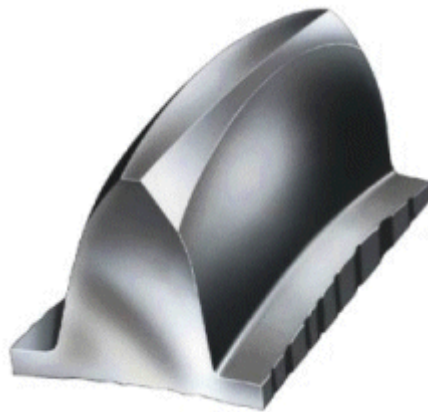


Fig.2.3. Profil optimizat prin CAD bazat pe MEF [W6]

numerice, caracteristicile reale ale transmisiei sunt stabilite prin încercări pe stand.

Aceleași echipamente, dotate cu elementele necesare controlului parametrilor energetici sau/și geometrici sunt utilizate și pentru rodarea transmisiei. Rodajul, practicat în condiții rațional-științifice, asigură fiabilitatea, mentenabilitatea și buna funcționare de durată a ansamblului.

Standurile de încercare sunt concepute astfel încât să permită aplicarea unei metode de testare. Pot fi utilizate, principal, două metode:

metoda clasică (Wohler) sau cu sarcină constantă

metoda cu sarcină variabilă (în trepte, progresivă, sau după o altă lege).

Conform metodei Wohler, rezistența la oboseală definită experimental reprezintă valoarea maximă a tensiunii la care, pentru un număr de cicluri de bază N_b , nu intervine distrugerea roții dințate-epruvetă. Durata, numărul mare de epruvete și, ca urmare costul ridicat, au condus la abandonarea metodei.

Printre metodele cu sarcină variabilă s-a impus Testul FZG - Pitting, introdus în laboratoarele de cercetare conduse de G. Niemann și utilizat astăzi de numeroși producători de roți dințate. Timpul aferent testării coboară până la 15% din cel necesar metodei Wohler. Testul permite studiul dependenței dintre capacitatea portantă a flancurilor și diverși parametri (caracterul sarcinii, viteza periferică, modulul, unghiul de angrenare, deplasările de profil, erorile de execuție și montaj, lățimea roții, regimul de ungere ș.a.).

Practic, încărcarea se aplică în trepte, după o lege bine stabilită.

Conform testului, durabilitatea nelimitată corespunde încărcării la care numărul limită al ciupiturilor nu apare înainte de $0.5 \cdot 10^6$ cicluri.

Ca limită admisibilă la ciupire se impune un anumit raport între suprafața totală a ciupiturilor și suprafața activă a flancurilor.

Dacă A_1 și A_2 reprezintă suprafața relativă ciupită a roții conducătoare,

respectiv a roții conduse, testul acceptă ca limită admisibilă la ciupire, valoarea:

$$A = A_1 + A_2 = 2\% , \quad (2.1)$$

unde

$$A_1 = \frac{S_{A1}}{S_{A01}} 100 [\%] \quad \text{și} \quad A_2 = \frac{S_{A2}}{S_{A02}} 100 [\%] . \quad (2.2)$$

S_{A1} și S_{A2} reprezintă suprafața însumată a ciupiturilor de pe flancurile roților 1 și 2. S_{A01} și S_{A02} sunt suprafețele active ale flancurilor de pe cele două roți. Pentru calculul acestora se folosesc relațiile (DIN3960):

$$S_{A01} = \frac{\pi d_{w1} b \varepsilon}{\cos \beta_b} \sin \alpha_{rf} + \frac{\cos \alpha_{rf}}{z_1} (\varepsilon_{K1} - \varepsilon_{K2}) \quad (2.3)$$

$$\text{și} \quad S_{A02} = \frac{\pi d_{w2} b \varepsilon}{\cos \beta_b} \sin \alpha_{rf} + \frac{\cos \alpha_{rf}}{z_2} (\varepsilon_{K1} - \varepsilon_{K2}) , \quad (2.4)$$

unde ε_{K1} și ε_{K2} reprezintă gradul de acoperire al capului dintelui roții 1, respectiv al roții 2.

Ca parametru de bază al testului se consideră încărcarea specifică:

$$F_t^* = \frac{F_t}{d_{w1} b} , \quad (2.5)$$

unde F_t este forța tangențială din angrenaj, d_{w1} – diametrul de rostogolire al roții motoare, b – lățimea roții.

Testul FZG nu ia în considerare solicitările dinamice din angrenaje și nici influența raportului de transmitere.

Pentru a cuantifica și aceste influențe M. Balekics, de la UPT, propune pentru stabilirea limitei de rezistență utilizarea unui parametru complex (tensiunea de contact în pol):

$$\sigma_k = c \sqrt{\frac{F_t E_{red}}{b \rho_{red}}} . [N/mm^2] \quad (2.6)$$

Această metodă, numită Testul COMTB, prevede ordonarea treptelor de degradare a suprafețelor ΔA după intervale ale căror limite se înscriu într-o progresie geometrică: 0...0.2; 0.2...0.4; 0.4...0.8; > 0.8, ceea ce asigură o eșalonare mai rațională a treptelor de încărcare, testare mai rapidă și număr mai mic de epruvete.

O altă metodă cu sarcină variabilă (inițiată pentru epruvete destinate încercării la oboseală a materialelor din oțel, de către M. Prot) introduce o creștere progresivă a sarcinii, proporțional cu creșterea numărului de cicluri. Metoda a fost propusă pentru prima dată la încercarea roților dințate la Catedra OM de la UPT și permite o simulare mai fidelă a condițiilor reale de lucru a angrenajelor (sarcini ciclice la amplitudini variabile), determinarea mai rapidă a rezistenței limită la oboseală (atât a flancului dintelui, cât și bazei dintelui), respectiv posibilități de

testare la durabilitatea limită.

Conform acestei metode, după un număr de cicluri, sarcina pe dinte este:

$$F = F_0 + \mu_F n, \quad (2.7)$$

unde F_0 este forța inițială, iar μ_F viteza de creștere a forței.

Dezvoltând această teorie și aplicând principiul cumulării deteriorărilor, se deduce că viteza de creștere a tensiunii de contact descrește hiperbolic cu numărul de cicluri:

$$\mu_F = c_f n^{-\frac{1}{2}}, \quad (2.8)$$

ceea ce oferă avantajul de a dispune de viteze mai mari de creștere a sarcinii la început și de a evita astfel rularea îndelungată la sarcini mici. Acest avantaj poate fi exploatat într-un mod superior în cazul standurilor de rodare, în vederea executării unui rodaj eficient și rapid.

În prezent, sistemele de încărcare au evoluat pe măsura posibilităților pe care le oferă tehnicile de acționare controlată. Printr-un sistem de comandă cu bucle de feed-back adecvate, se poate realiza, practic, orice tip de lege de încărcare.

Standurile de încercare a angrenajelor se pot clasifica după o multitudine de criterii, între care cel mai important este acela care ia în considerație configurația fluxului energetic. Acesta poate avea un traseu *deschis* sau *închis*.

2.2.2. Standuri cu flux energetic deschis

Principial, standurile cu flux energetic deschis au o schemă foarte simplă (fig.2.4), care include o sursă de energie ME (motor electric, hidraulic etc.), transmisia mecanică testată TM și un disipator de energie DE. Acesta poate fi o frână mecanică cu discuri sau saboți, hidraulică, pneumatică sau hidropneumatică, electrică (electromagnetică), o pompă hidraulică etc.

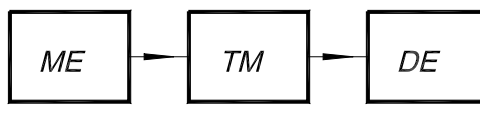


Fig.2.4. Schema de principiu a standurilor cu flux energetic deschis

Caracteristic acestor tipuri de standuri este disiparea energiei sub formă calorică, ceea ce impune la o funcționare de duranță folosirea dispozitivelor suplimentare pentru răcire.

Aceste standuri sunt utilizate, în general, pentru teste funcționale și mai puțin pentru încercări de durabilitate și fiabilitate sau ca standuri de rodaj.

De asemenea, sunt utilizabile rațional numai pentru transmisii de putere mică și medie. La puteri mari, consumul energetic și uzura până la distrugere

rapidă a sistemelor de disipare, constituie motive de înlăturare a standurilor cu flux deschis, ca soluție de principiu.

Totuși, pentru aplicațiile la care utilizarea lor este economică, fiabilă și rațională, standurile cu flux energetic deschis prezintă avantajul unei reproduceri relativ bune în timpul testelor a condițiilor reale de funcționare a angrenajelor și, totodată, au și un grad ridicat de universalitate.

Se pot concepe ca standuri pentru măsurarea randamentului, temperaturii de funcționare în regim nominal, a zgomotului și vibrațiilor, pentru verificarea unor condiții de montaj, ungere, etanșare, respectiv pentru identificarea zonelor subdimensionate sau cu un grad sporit de vulnerabilitate.

Deși principial acest tip de stand are o structură aparent simplă, prezintă câteva dezavantaje importante: consum energetic substanțial, uzare rapidă a frânelor, încălzire excesivă, modificarea caracteristicilor de încărcare în timp.

Pentru a ilustra aplicarea tehnicii de experimentare pe standuri cu flux energetic deschis, în figura 2.5 este prezentată schema unui stand conceput la UPT pentru analiza funcțională a transmisiei electrocavelor. În schema cinematică s-au intercalat la intrarea, respectiv ieșirea din transmisie, două cuplaje torsiodinamometrice (4) și un tahogenerator. Alimentarea motorului electric s-a făcut printr-un grup Ilgner (6), turația reglându-se în intervalul [200...1000] rot/min. Pentru disiparea energiei, la arborele planetar liber s-a prevăzut o frână electromagnetică (3).

În prezent, standurile de testare sunt echipate cu sisteme automate de control și reglare a încărcării și turației, de măsurare și înregistrare în timp a solicitărilor, temperaturii, zgomotului și vibrațiilor, precum și cu ansambluri care completează simularea condițiilor reale de lucru, cum ar fi parametrii de mediu (temperatura, umiditatea, compoziția chimică a atmosferei etc.) sau sursele de solicitări dinamice (denivelările căii de rulare, presiunea vântului etc.). Monitorizarea și controlul testării sunt asigurate prin includerea unor module electronice special create sau prin interfațare adecvată pentru legarea la un PC.

Pentru a ilustra posibilitățile unui stand de testare cu flux energetic deschis, la standardele prezentului, sunt prezentate în continuare câteva exemple.

În figura 2.6 este redată imaginea unui stand oferit de firma germană Klotz, unul dintre cei mai prestigioși producători europeni de profil. În tabelul 2.1 pot fi urmăriți principalii parametri ai standului.

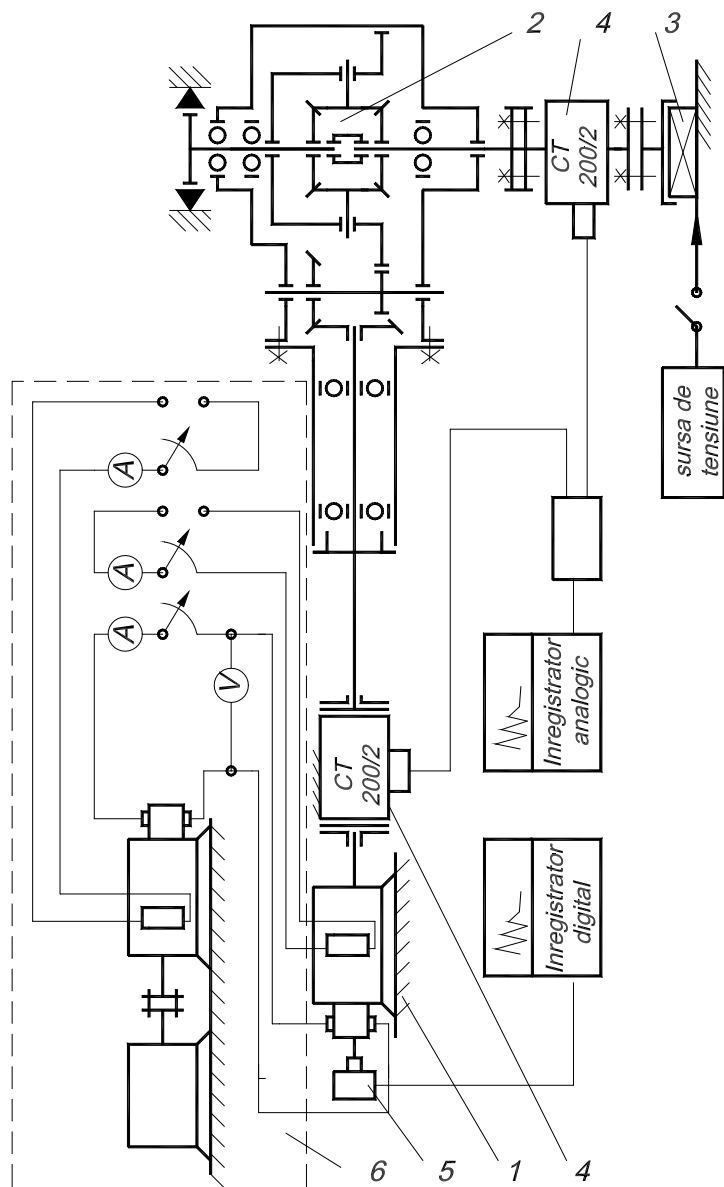


Fig.2.5. Schema standului cu flux energetic deschis realizat la UPT pentru încercarea transmisiei unui electrocar

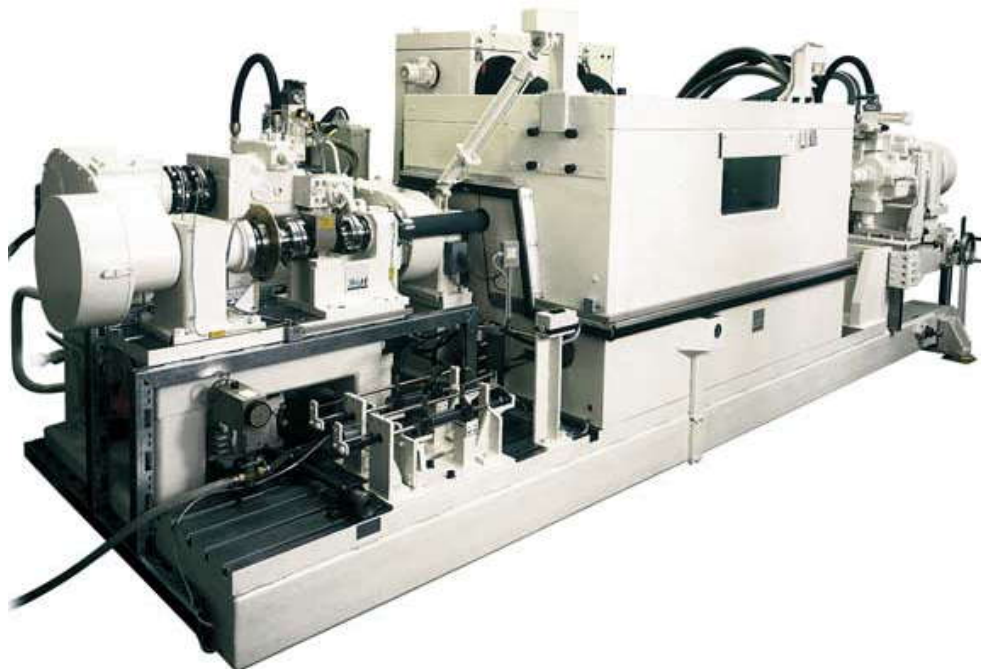


Fig.2.6. Stand de testare universal produs de firma germană Klotz [W4]

Standul are următoarele caracteristici:

- acționare hidraulică
- turație pe treapta rapidă: (0...6000) rot/min
- viteza de variație a turației pe treapta rapidă : 1000 rot/min/sec
- variația încărcării continuă sau în trepte
- punctul de măsurare a momentului pe arborele conducător
- element de siguranță reprezentat printr-un cuplaj cu dinți, care poate întrerupe rapid lanțul cinematic în cazul distrugerii roților
 - conducerea testelor prin programe stocate în blocurile electronice asociate
 - program de simulare a drumului (rezistența căii de rulare, a aerului, accelerație, pantă și alte rezistențe adiționale) cu parametri controlați la consola calculatorului principal
- monitorizare prin interfață stand/PC (25 valori analogice prelevate în timp real, 20 puncte de măsurare presetabile, 20 semnale digitate I/O)
 - temperatura de lucru a uleiului(-40...+50)°C
 - tipul disipatorului de energie : frână hidraulică
 - agent de răcire a frânei hidraulice: apa

- ❑ dimensiuni de gabarit: ~1960x1200x1200 mm
Din oferta aceleiași firme este prezentat un alt stand în figura 2.7.



Fig. 2.7. Stand de testare cu flux energetic deschis produs de firma Klotz [W4]

Standul se caracterizează prin următoarele elemente:

- ❑ acționare electrică (3000 rot/min)
- ❑ turația pe treapta rapidă: 5000 rot/min
- ❑ disipatorul de energie tip carcasa basculantă (0...5)^o bilateral și volant
- ❑ temperatura de lucru a uleiului: (20...150)^oC
- ❑ presiunea în unitatea de ungere: max. 10 atm
- ❑ durata de încălzire a uleiului la 150^oC: ~60 min
- ❑ alte facilități ale grupului de ungere: permite încercări de extremă presiune pentru uleiuri cu viscozități diferite, are mobilitate controlată prin senzori de forță
- ❑ răcire: naturală și suplimentară cu aer
- ❑ conducerea testelor prin programe prestabilite, stocate în blocurile electronice asociate sau comandate manual

Firmele americane preferă scheme care includ pe stand câte două transmisii montate simetric (o unitate reductoare și una amplificatoare), cu acționare și frânare pe arborii treptelor rapide. Doua exemple bazate pe această schemă sunt prezentate în figurile 2.8 și 2.9, reprezentând produse ale firmelor Ikona Gear și Geo Kingsbury Machine Tools.



Fig.2.8. Stand de testare cu flux energetic deschis produs de Ikona Gear [W7]

Standul Ikona Gear prezintă următoarele caracteristici:

- acționare electrică
- turația arborelui de intrare max.4000 rot/min
- moment de torsiune la arborele de intrare max.3400Nm
- facilități de măsurare a geometriei transmisiei: montaj al standului pe o mașină de măsurat lungimi în coordonate Mitutoyo (CMM)
- puncte de măsurare pe toate treptele, cu celule torsiometrice de mare precizie
- achiziție/stocare a datelor cu un sistem bazat pe mediul Lab View 7.0

Pentru standul Geo Kingsbury Machine Tools pot fi date următoarele specificații:

- acționare cu motor electric de curent continuu cu puterea de 126 CP
- turația arborelui de intrare max.3000 rot/min
- momentul de torsiune pe arborele de intrare: 500 Nm
- elemente de siguranță: limitator de cuplu pe arborele de intrare (590Nm) și pe arborele intermediar (3000Nm)
- încărcare și frână: motor electric de curent continuu cu puterea de 175 CP
- monitorizare și control: legare printr-un Siemens 412-pci slot plc via internet la hmi software bazat pe Visual Basic

- ❑ dimensiuni de gabarit: 4000x3100x2100 mm
- ❑ masa ~20t.



Fig. 2.9. Stand de testare cu flux energetic deschis produs de Geo Kingsbury Machine Tools [W13]

Chiar în această structură mai echilibrată ca încărcare se observă că standul este un consumator foarte important de energie.

2.2.3. Standuri cu flux energetic închis

Standurile cu flux energetic închis (numite și energorecuperative), [N15, N16], conțin una, două sau mai multe transmisii de testat, montate simetric, în tot atâtea bucle mecanic și energetic închise.

Circuitele energetice recuperative sunt destinate cu precădere testării sau rodării unor transmisii de putere sau a unor subansambluri din componența acestora, a căror comportare trebuie cunoscută detaliat pentru fiecare unitate de produs.

Principalele avantaje ale standurilor de testare cu circuit închis sunt:

- ❑ consumul energetic redus în raport cu necesitățile unui stand deschis cu aceeași destinație. Practic, energia introdusă în circuit trebuie să acopere numai pierderile mecanice din cuplele de frecare (angrenaje, lagăre, cuplaje etc.)
- ❑ posibilitatea ca încărcarea să aibă loc după orice lege care să simuleze condițiile reale de încărcare sau să asigure încercări accelerate, de durată redusă
- ❑ eliminarea din schema cinematică a elementelor cu uzare rapidă și intensă, precum și a subansamblurilor aferente de răcire
- ❑ posibilitatea, cu ajutorul unui subansamblu mecanic simplu, de inversare a mișcării, pentru transmisii care lucrează reversibil
- ❑ menținerea automată a încărcării la valorile prescrise

În tabelul 2.1 este prezentată o clasificare a circuitelor închise, cu punerea în evidență a varietății constructiv-funcționale prin care acestea se pot materializa.

În figura 2.10 sunt reprezentate câteva scheme de circuite mecanice închise, cu figurarea traseelor energetice .

Tabelul 2.1

Sisteme cu contur mecanic închis	- cu divizare și sumare energetică (fig. 2.10 a)	- transmisii prin angrenare	- cu roți dințate - cu lanțuri - cu curele dințate		
		- transmisii prin fricțiune	- cu curele care lucrează în set - variatoare cu elemente intermediare		
	- cu recirculare a energiei (fig. 2.10 b)	- pe cale mecanică	- a întregii energii disponibile	- prin angrenaje - prin elemente flexibile	- curele - lanțuri - cabluri
			- a unei părți din energie (cu circuite antagoniste)	- prin angrenaje (planetare, diferențiale) - prin fricțiune (set de curele, variatoare)	
Sisteme cu închidere electrică					
Sisteme cu închidere hidraulică					

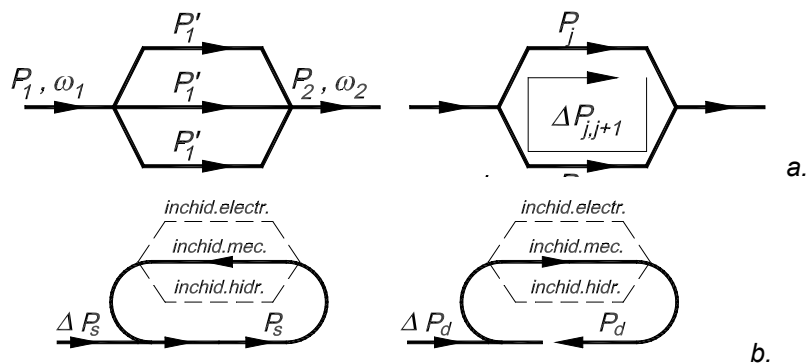


Fig.2.10. Scheme de circuite cu contur mecanic închis și traseele energetice specifice (în figurile notate cu b sensurile fluxurilor energetice principale pot fi trigonometrice sau ale acelor de ceasornic)

Principiul unui stand energorecuperativ este prezentat în figura 2.11. În componența sistemului intră transmisiile mecanice TM-1 și TM-2, între care are loc

recircularea energiei, standul având astfel un caracter energorecuperativ. Sursa de energie exterioară SE are rolul de a acoperi numai pierderile mecanice din circuit.

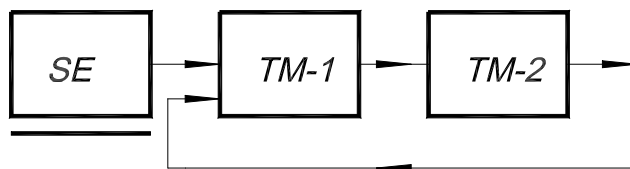


Fig.2.11. Schema de principiu a unui stand energorecuperativ

Închiderea circuitului, pentru recircularea energiei se poate face pe cale mecanică, electrică sau hidraulică.

Sistemele cu recircularea energiei pe cale mecanică sunt mai răspândite, fiind mai simple, mai ieftine, mai fiabile și cu caracteristici reologice superioare celorlalte variante. Prezintă interes practic sistemele mecanice prevăzute cu posibilități de tensionare în mers, cu programatoare pentru comanda automată a încărcării. În asemenea cazuri, subansamblul de tensionare are două grade de mobilitate.

Schema de principiu a unui stand cu închidere mecanică este redată în figura. 2.12.

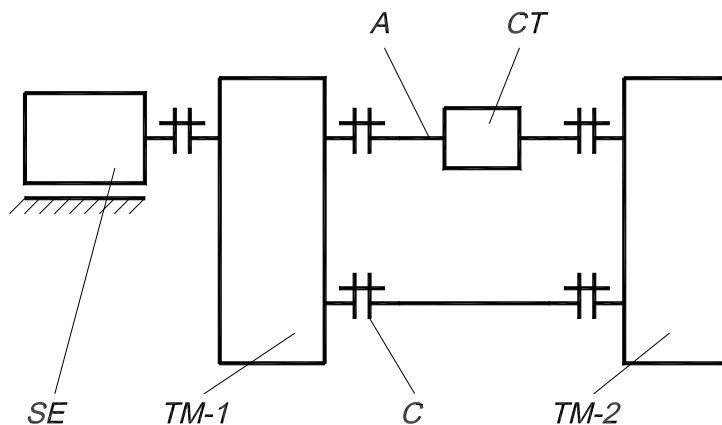


Fig.2.12. Schema de principiu a unui stand de testare energorecuperativ cu închidere mecanică

Standul conține o sursă exterioară de energie SE, două transmisii mecanice identice din punct de vedere cinematic, TM-1 și TM-2, cuplajul torsional CT, cuplajele de legătură C, arborii intermediari A, dispozitivele și aparatele de măsurare (pentru turație, moment de torsiune, temperatură, zgomot, vibrații etc.), precum și echipamentele pentru comanda încărcării.

Cuplajul torsional, dispus pe tronsonul de turație ridicată al circuitului are

rolul de a crea momentul de torsiune și de a simula astfel funcționarea în sarcină a angrenajelor.

Datorită pierderilor mecanice de pe traseul fluxului energetic, încărcarea celor două transmisii nu este identică. Din acest motiv la încercările care utilizează roți dințate-epruvete, transmisia pereche având rolul de returnare, este mai robustă sub aspect constructiv. Pe lângă varianta mecanică de închidere a circuitului mai există și soluțiile cu închidere hidraulică sau electrică. În schema primei variante se regăsesc: un motor electric de acționare, un generator hidraulic, un motor hidraulic și organul de lucru - roți dințate, mecanisme cu clișeți etc.

În figura 2.13 se prezintă schema sistemului hidraulic de încărcare utilizat la standul IHRD2-00 (realizat la UPT).

În figura 2.14 este redat principial un stand cu circuit cu flux energetic închis pe cale electrică.

La soluția prezentată în figura 2.15, acționarea standului se face de la variatorul electric, VE. Pentru a adapta standul la o gamă largă de transmisii mecanice – TM, în circuit sunt prevăzute două cutii de viteze – CV_1 și CV_2 .

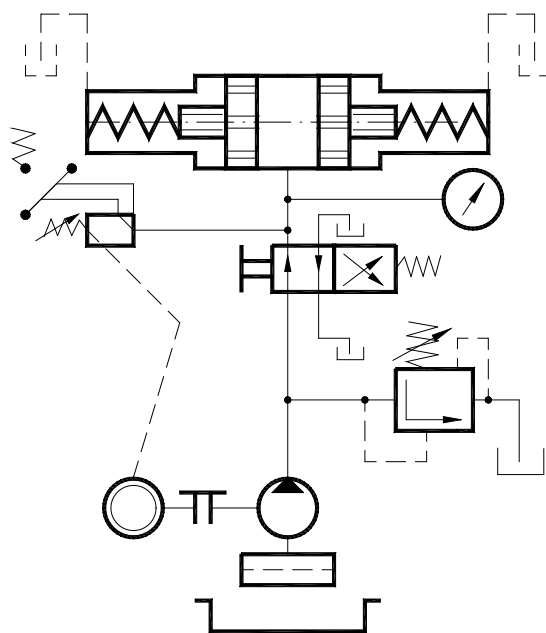


Fig.2.13. Schema sistemului hidraulic de încărcare utilizat la standul IHRD2-00, realizat la UPT

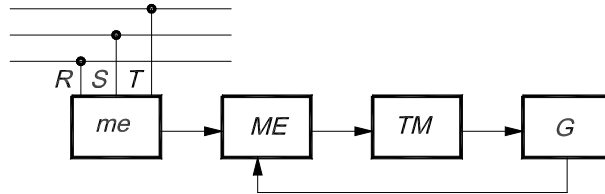


Fig.2.14. Schema de principiu a unui stand energorecuperativ cu închidere electrică (transmisia mecanică TM este intercalată între motorul electric ME și generatorul de curent G)

Generatorul electric de curent continuu – GCC, antrenează un motor de curent continuu, a cărei turație reglată corespunzător, face ca generatorul de curent alternativ să debiteze în rețea, închizând astfel pe cale electrică circuitul. Varianta din figura 2.16 utilizează în locul motorului de curent continuu și al generatorului de curent alternativ un inverter de curent, IC.

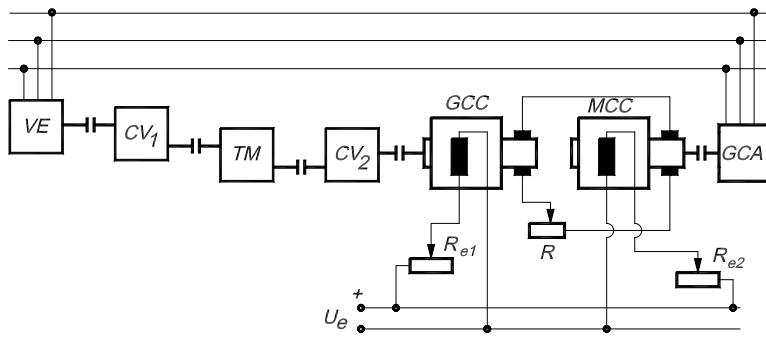


Fig.2.15. Schema electro-mecanică a unui stand energorecuperativ cu închidere electrică, proiectat și realizat la UPT

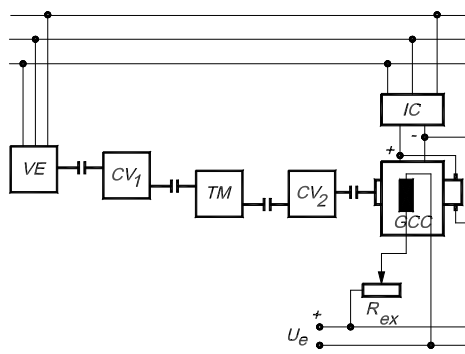


Fig.2.16. Schema electro-mecanică a unui stand energorecuperativ cu închidere electrică, proiectat și realizat la UPT

În Europa, tradiția încercării transmisiilor mecanice prin angrenaje aduce în prim plan institute de cercetare și universități din Germania, Rusia, România.

La Ruhr-Universität Bochum, activitatea este desfășurată de un colectiv condus de șeful catedrei LMGK (Lehrstuhl für Maschinenelemente Getriebe und Kraftfahrzeuge) – prof. dr. ing. Wolfgang Predki. Încercările se efectuează pe standuri cu circuit mecanic închis (fig. 2.17 și 2.18) și vizează, în special rezistența la oboseală a flancurilor, respectiv a bazei dinților.

Testele se desfășoară după metoda FZG și pun în evidență pittingul (fig. 2.19), micropittingul (fig. 2.20) și zgârierea flancurilor (fig. 2.21).

Cel mai important centru de cercetare privind testarea transmisiilor prin angrenaje este probabil Forschungsstelle für Zahnrad und Getriebbau (FZG), care funcționează pe lângă Technische Universität München și a fost fondat de părintele metodei FZG – prof. dr. ing. Gustav Niemann în 1951).

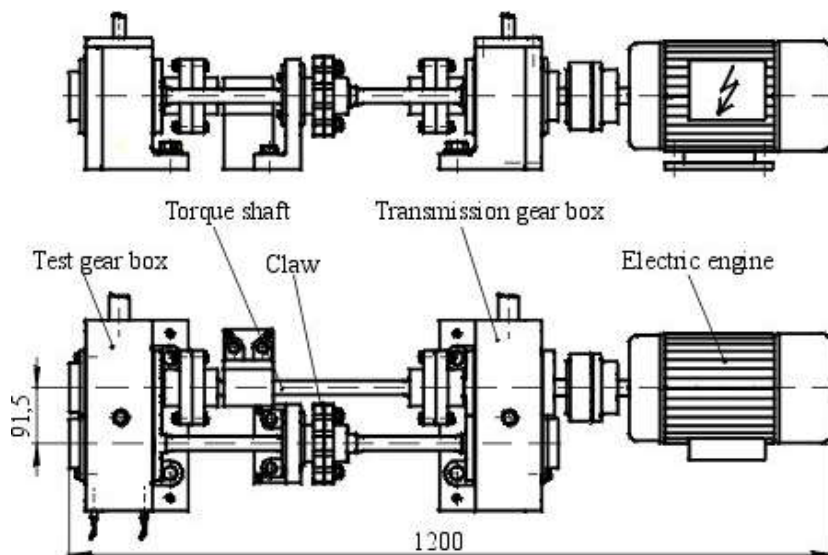


Fig. 2.17. Schema clasică a standului de încercare în circuit închis, care conține motorul electric de acțiune (Electric engine), o transmisie de returnare (Transmission gear box), un cuplaj pe tronsonul lent (Claw), arborele cu cuplajul tosiometric (Torque shaft) și transmisia de testat (Test gear box) [W20]

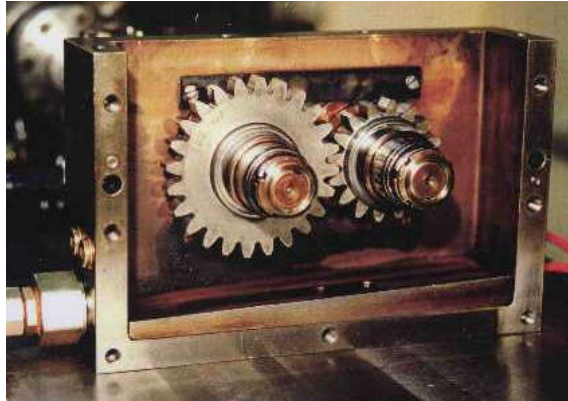


Fig. 2.18. Vedere a transmisiei testate pe standul din figura 2.17 [W20]

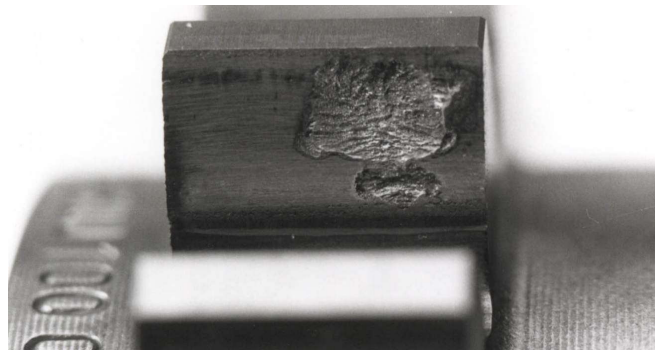


Fig. 2.19. Pată de uzare prin pitting a flancului [W20]



Fig. 2.20. Imagine a flancurilor uzate prin micropitting. Se pun în evidență zone neafectate ale flancului (Ungeschädigte Zahnflanke) și domenii extinse cu pete de uzare prin micropitting (Bereiche mit Grauflecken) [W20]

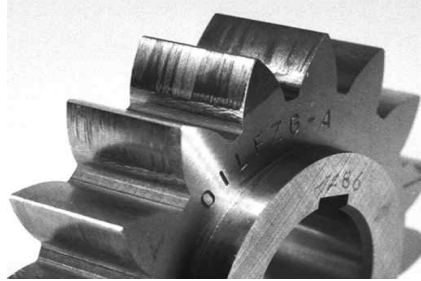


Fig. 2.21. Imagine a flancurilor uzate prin gripare [W20]

Centrul FZG a fost condus, de-a lungul istoriei sale, de trei iluștri profesori: prof. dr. ing. Gustav Niemann (între anii 1951-1968), prof. dr. ing. E.h. Hans Winter (1968-1989) și prof. dr. ing. Bernd-Robert Höhn (1989-prezent) – fig. 2.22.



prof.dr.ing.Gustav Niemann prof.dr.ing.dr.ing.E.h.Hans Winter prof.dr.ing. Bernd-Robert Höhn

Fig. 2.22. Conducătorii colectivului de cercetare FZG [W21]

Cercetările FZG vizează:

- Capacitatea portantă și eficiența roților cilindrice cu dinți drepți sau înclinați, cu preocupări legate direct de:
 - pitting (cea mai frecventă formă de uzare a roților dințate – manifestată prin desprinderea de material cu precădere înspre extremitățile ariei de contact – un fenomen de oboseală influențat de tensiunile de contact, tratamentul termic și lubrifiant. Testele FZG urmăresc influența acestor parametri, în special a caracteristicilor uleiului)
 - micropitting (fenomen manifestat prin micro-desprinderi de material, care dă un aspect cenușiu al flancului, datorat condițiilor de lubrificare improprie, în special în cazul flancurilor foarte dure. Testele FZG relevă influența lubrifiantilor, aditivilor și tratamentelor termice prin încercări accelerate de scurtă durată sau testări de anduranță)

- uzarea la viteze mici (vitezele scăzute, mai mici de 0.2 m/s determină presiuni mici în filmul de ulei caracteristic regimului de ungere elasto-hidro-dinamic, determinând o accelerare a procesului general de uzare. Fenomenele sunt particularizate funcție de perechea de materiale în contact și de poziția roților în schema transmisiei, cele mai afectate fiind cele de pe treptele finale)
- ruperea dinților fenomen care are la bază, în special, caracterul pulsator al sarcinii. Testele FZG în acest tip de investigație utilizează standuri speciale, capabile să genereze sarcini variabile, controlate electronic, iar rezultatele se prezintă sub forma curbelor de oboseală (curbe S-N)
- zgârierea (vizibilă prin urme unidirecționale fiind influențată de încărcare, viteza de alunecare și, în special, de proprietățile uleiului. De asemenea, este favorizată de tensiuni de contact ridicate și durificarea puternică a flancurilor. FZG a dezvoltat și standardizat prin DIN 51 354, CEC și ASTM o metodă de testare și clasificare a lubrifianților pentru roți dințate de uz industrial general. Pentru evaluarea și clasificarea uleiurilor destinate transmisiilor automobilelor s-a dezvoltat o metodologie separată.)

Testele FZG pentru transmisii cu roți cilindrice utilizează standuri, care, la bază conțin elementele schemei din figura 2.23, la care se pot adăuga subansambluri specifice pentru variația și măsurarea parametrilor de influență urmăriți.

□ Capacitatea portantă și comportamentul în exploatare al angrenajelor conice și hipoide

Pentru testarea transmisiilor cu angranaje conice sau hipoide, FZG utilizează tot standuri cu circuit mecanic închis. Acesta conține transmisia simetrică (hipoidă sau conică mai robustă) și două transmisii cilindrice pentru închiderea geometrică a circuitului (fig. 2.24). Testele FZG urmăresc rezistența la oboseală (curbe S-N) și randamentul transmisiilor. Standurile sunt prevăzute cu subansambluri specifice pentru determinarea erorilor de geometrie a danturii, a stării suprafeței și a caracteristicilor lubrificării.

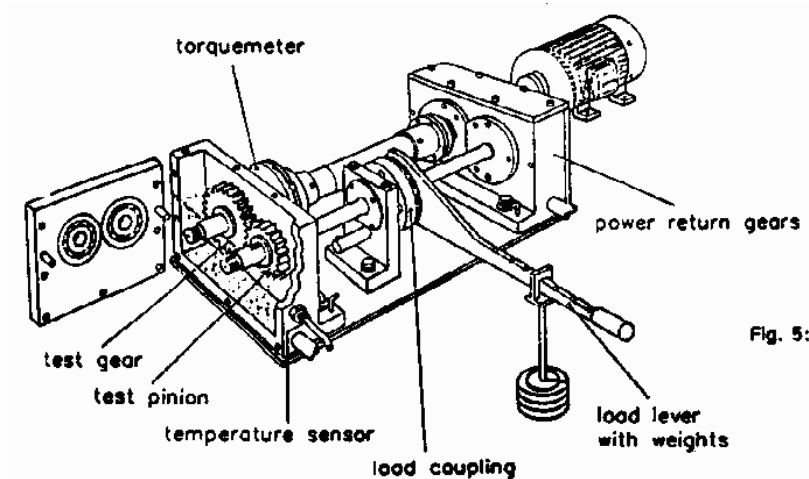


Fig. 5:

Fig. 2.23. Schema de bază în circuit mecanic închis utilizată de FZG pentru testarea roților cilindrice (test gear – roata condusă a transmisiei încercate, test pinion – pinion testat, temperature sensor – senzor de temperatură, load coupling – cuplaj torsiometric, load lever with weights – braț cu greutate pentru variația încărcării, power return gears – transmisie de returnare, torquemeter – element de măsurare a momentului de torsiune) [W21]

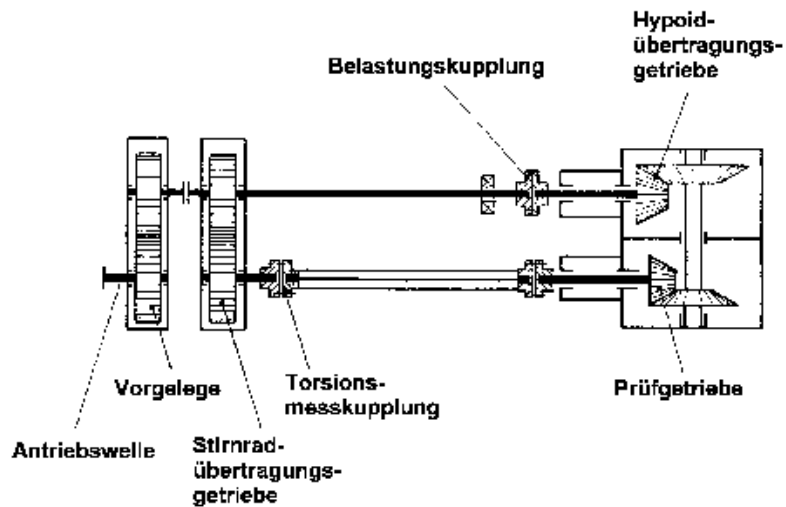


Fig. 2.24. Stand FZG cu circuit mecanic închis pentru testarea angrenajelor hipoide [W21]

- Capacitatea portantă și randamentul angrenajelor melcate

Testele FZG urmăresc studiul pittingului, uzării prin gripare, ruperea dinților și randamentul transmisiilor melcate. Schema de bază a circuitului

energorecuperativ utilizat este redat în figura 2.25.

Închiderea mecanică a circuitului se realizează cu două grupuri conice având raport de transmitere unitar (Kegelradgetriebe $i=1:1$ – fig. 2.25), iar încărcarea este asigurată cu un motor hidrostatic (Hydrostatischer Verspann-Motor – fig. 2.25). Măsurarea momentului se face atât pe treapta rapidă cât și pe cea lentă (Drehmomentmesswelle 200 Nm, respectiv 2 kNm – fig. 2.25).

Testele urmăresc rata de uzare specifică, evoluția fenomenului de pitting, ruperea dinților prin oboseală și randamentul transmisiei de testat (Prüfgetriebe Eigenbau – fig. 2.25).

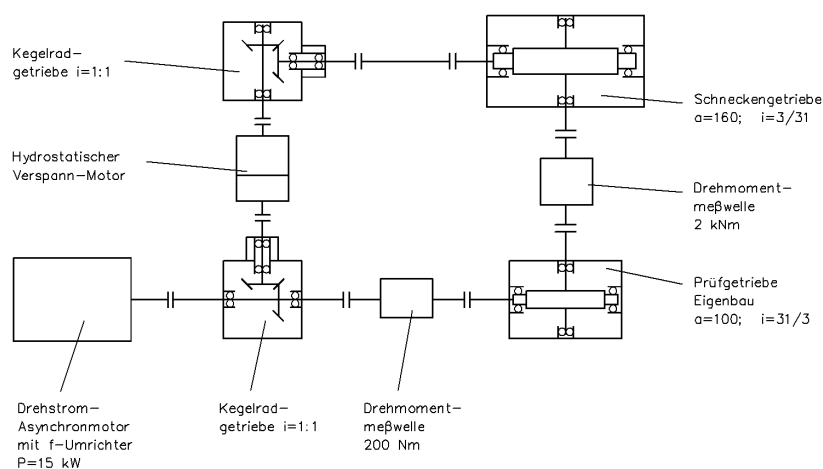


Fig. 2.25. Schema standului energorecuperativ destinat testării transmisiilor melcate [W21]

Standurile cu circuit închis sunt proiectate și realizate de către firma beneficiară sau sunt achiziționate pe baza unor comenzi care precizează parametrii energetici și cinematici ai aplicației.

În Statele Unite, de exemplu, liderul recunoscut al producerii și utilizării standurilor energorecuperative este ansamblul de laboratoare NASA. Acestea asigură proiectarea și execuția standurilor, precum și serviciile de testare pentru firme care nu își permit laboratoare proprii de profil. De asemenea, asigură încercarea și rodarea transmisiilor de mare putere sau importanță deosebită, necesare unor producători de interes național, cum ar fi cei din domeniul militar, aeronautic sau aerospațial.

Din prima categorie de beneficiari face parte, de exemplu, GE Wing Energy, care produce centrale eoliene. Locația de execuție a transmisiei principale prin angrenaje, care trebuie să vehiculeze o putere de 1.5 MW, este compania GE Transportation Plant, Erie, Pennsylvania. Aceasta nu putea asigura condițiile minime necesare efectuării testării și rodării accelerate a transmisiilor (de exemplu,

construcția clădirii și mai ales pavimentul transmit zgomotele și vibrațiile provenite de la activitatea de producție, astfel încât testele asupra parametrilor zgomot și vibrații proprii transmisiei de încercat, sunt viciate de interferențe și, ca urmare imposibil de desfășurat).

În figura 2.26 este prezentată o vedere parțială a standului (fig. 2.26.a) și schema de principiu a acestuia (fig 2.26.b).

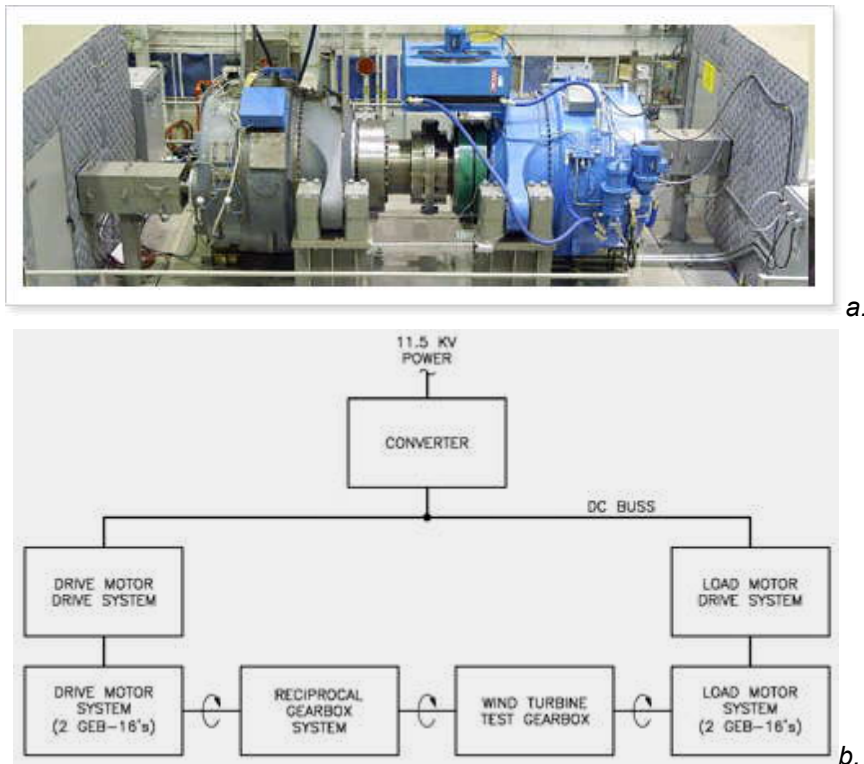


Fig. 2.26. Vedere parțială a standului de încercare a transmisiei turbinei eoliene (a) și schema de principiu a circuitului închis (b)[W23]

Pe arborele de ieșire al transmisiei testate se află un generator electric de 1.5MW, care funcționează ca sistem de încărcare. Prin închiderea electrică a circuitului energia furnizată de generator este returnată motorului de acționare (fig. 2.26.b). Pierderile din sistem sunt acoperite de un convertor de 600kW care preia energia de la o sursă de 11.5 kW.

Cea mai mare problemă a sistemului de testare constă în crearea unui sistem de încărcare adecvat, având în vedere puterea foarte mare a turbinei (1.5 MW) și rotația cu turație foarte mică (18 rot/min). Problema a fost soluționată prin includerea transmisiei de returnare (care funcționează în regim reversat) în concepția sistemului de încărcare. Un motor electric de 1.5 MW acționează

arborele de ieșire al transmisiei de returnare. Aceasta este legată de arborele de intrare al transmisiei de încercat, careia îi impune turația și momentul de regim.

În figura 2.27 este redată o schemă de ansamblu a standului, cu punerea în evidență a podelelor din elastomeri de amortizare a zgomotului și vibrațiilor, care pavează suprafețele de așezare a unor fundații solide din oțel și a cutiilor de izolare acustică a motoarelor.

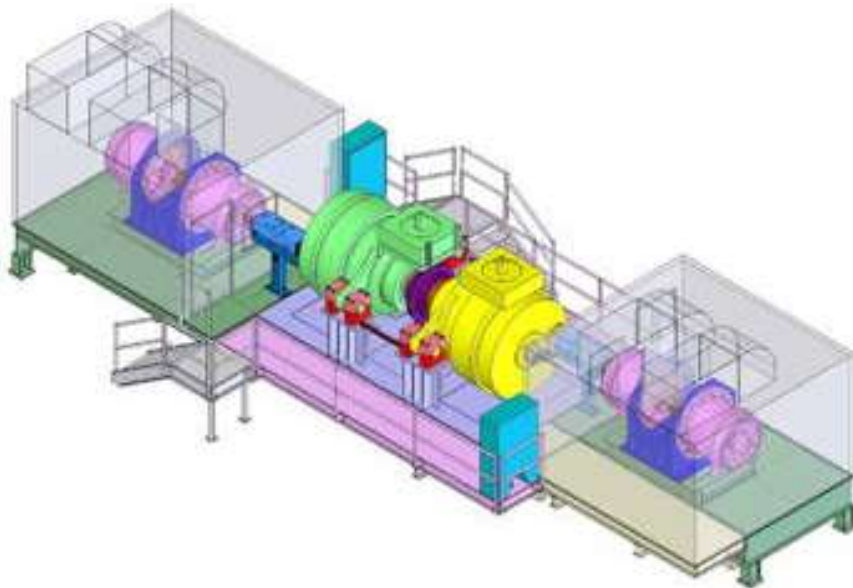


Fig. 2.27. Schema de ansamblu a structurii standului și a sistemelor de izolare acustică [W23]

Standul testează specificațiile transmisiei privind viteza și momentul, regimul de vibrații și zgomote. Partea software este dezvoltată în mediul Lab View® Data System.

Un alt stand energorecuperativ realizat la NASA, este destinat încercării unor transmisii de mare viteză cu roți cilindrice cu dinți înclinați, având aplicații în aviație.

Figura 2.28 redă o schemă pe care se pot identifica transmisia testată cu mai multe trepte (Test gearbox), transmisia de returnare simetrică (Slave gearbox), sistemul de încărcare (Rotating torque actuator), plasat pe arborele de turație redusă (low-speed shaft). Este pus în evidență arborele de rotație rapidă (High-speed shaft) și conexiunea la sursa exterioară de energie la capătul unui arbore pe care se află o roată intermediară din tren prin intermediul unei transmisii auxiliare de multiplicare a vitezei arborelui motorului de acționare (From speed-up gearbox).

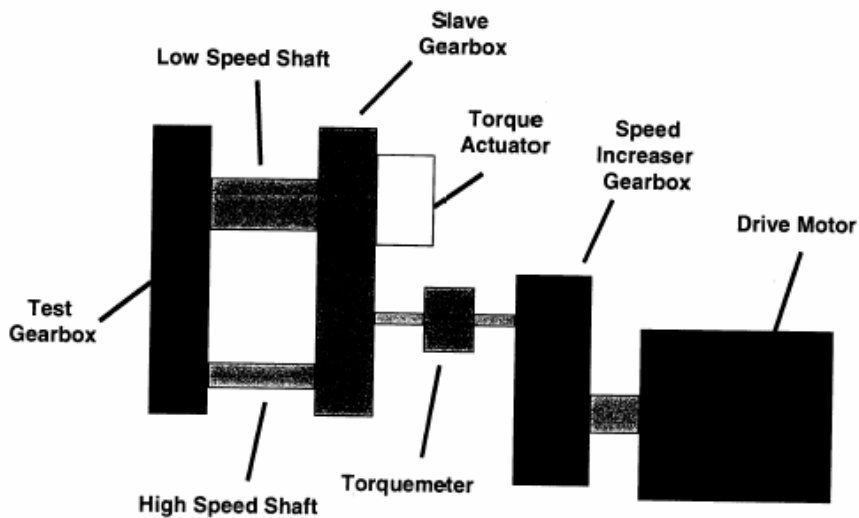
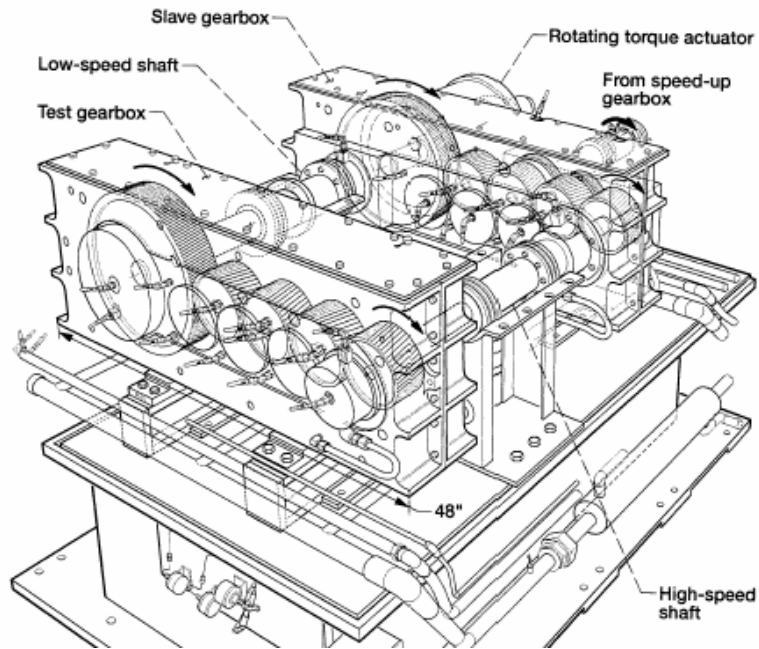


Fig. 2.28. Stand de încercare a cutiilor de viteze de mare viteză, cu roți cilindrice cu dinți înclinați [W 22], [H7]

Standul este destinat studiului comportării termice a cutiilor de viteze, care lucrează la o putere de 4000 kW. Sursa de energie exterioară este un motor de curent alternativ cu puterea de 400 kW (Drive Motor – fig. 2.28). Concepția

standului permite variația în trepte a vitezelor de rotație și a momentului de încărcare, precum și măsurarea acestuia (Torquemeter). Un sistem adecvat de senzori furnizează informații privind presiunea, temperatura și caracteristicile de curgere a uleiului. Un stand cu construcție specială, realizat tot de NASA și destinat încercării transmisiei elicopterului Lewis, este prezentat în figura 2.29.

Realizarea standului face parte din programul *Army/NASA Advanced Rotorcraft Transmission*, ale cărei obiective au vizat reducerea greutateii cu 25%, a zgomotului cu 10 dB și o creștere a duratei de funcționare până la 5000 de ore. Testele au condus la modificarea profilului dintelui și stabilirea oțelului indicat pentru aplicație din punct de vedere al rezistenței la oboseală și uzare.

Schema din figura 2.29 indică o structură specială a standului din punct de vedere cinematic. Nu a fost utilizată soluția clasică, incluzând două transmisii identice simetrice. Circuitul conține transmisia complexă cilindro-conică (Test transmission) și elementele de închidere geometrică transmisie conică (Bevel gearbox) și transmisie cu roți cilindrice cu dinți înclinați (Closing-end gearbox). Pe schemă este figurat sensul de circulație al fluxului energetic (Recirculating power).

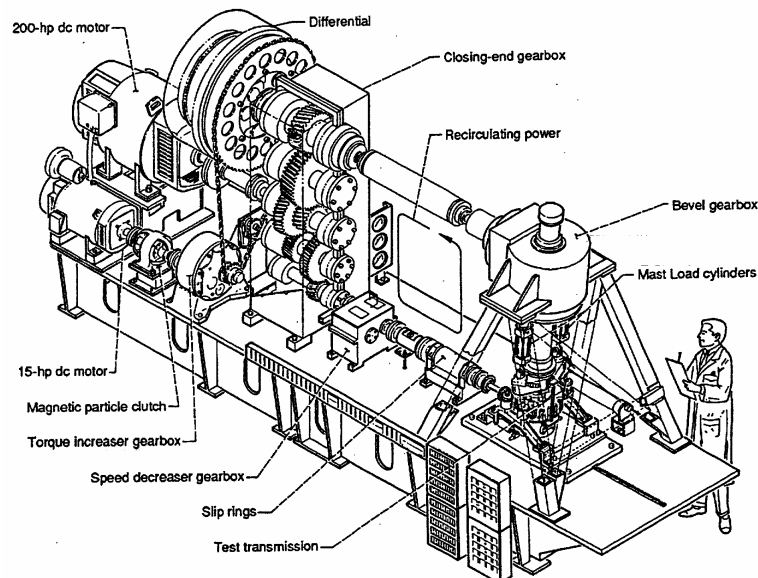


Fig. 2.29. Stand de încercare a transmisiei cilindro-conice (500CP) a elicopterului Lewis, realizat în laboratoarele NASA [L1]

În figura 2.30 este redată schema transmisiei complexe cilindro-conice, pe care sunt evidențiate lagărele de rostogolire duble și triple, a căror comportare a fost, de asemenea, urmărită. Elementele uzate ale rulmenților pot fi vizualizate în figura 2.31.

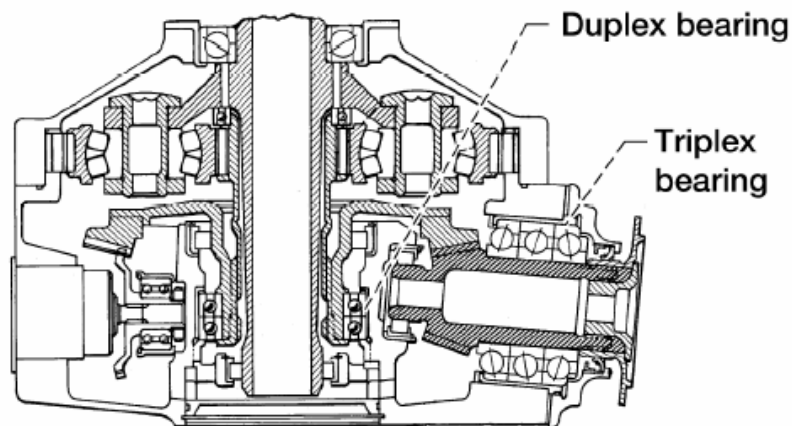


Fig. 2.30. Transmisia cilindro-conică de 500CP a elicopterului Lewis [D2]



Fig. 2.31. Elementele uzate ale lagărelor de rostogolire duble (c), respectiv triple (d) [D2]

Un program experimental de mare amploare, vizând analiza detaliată a comportamentului angrenajelor conice cu dinți curbi, a fost prilejuit de construcția elicopterului Blackhawk, din dotarea armatei SUA. O vedere axonometrică pe care sunt evidențiate principalele elemente ale reductorului de la rotorul elicei este redată în figura 2.32.

Studiile asupra transmisiei au fost efectuate în laboratoarele NASA, care au proiectat și realizat echipamentul.

Figura 2.33 redă o imagine a standului de încercare, care, într-o variantă cu reprezentare schematică plană poate fi urmărită în figura 2.34.

Standul este acționat cu un motor electric (drive motor), care transmite mișcarea arborelui roții conducătoare prin intermediul unei transmisii cu curea (V-belt drive). Pe același arbore este montată o roată cilindrică având dinți elicoidali a cărei conjugată servește la închiderea circuitului (helical gears). Pe același arbore (din stânga) se află un dispozitiv de măsurare a momentului de torsiune (torquemeter).

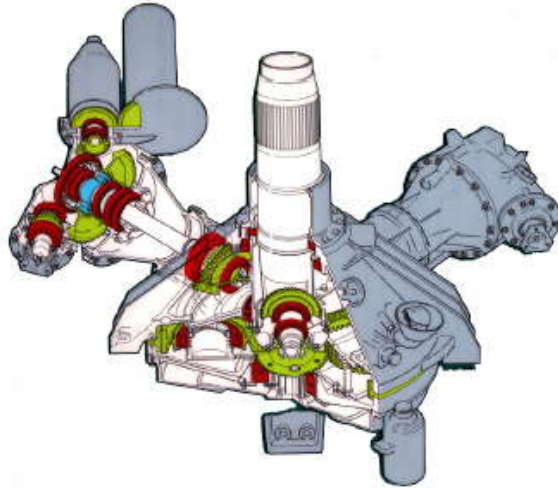


Fig.2.32. Vedere axonometrică a reductorului conic cu dinți curbi [T2]

La capătul arborelui, în consolă, este fixată roata conducătoare conică a angrenajului de încercat (spiral bevel test section). Pe același arbore cu roata condusă se află prima roată a unui angrenaj identic celui testat (spiral bevel test slave section).

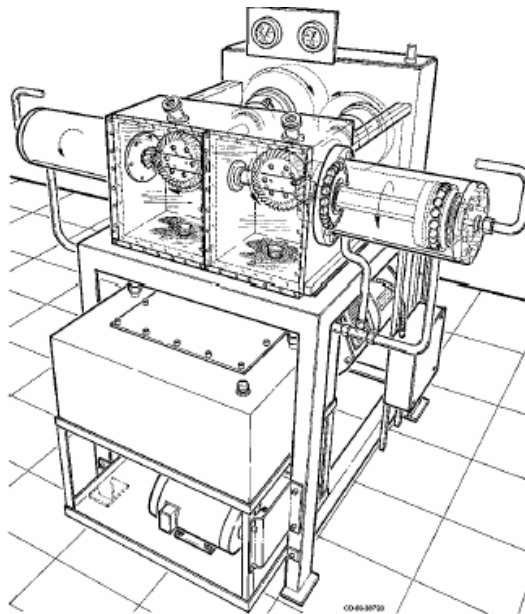


Fig.2.33. Standul de încercare a reductorului conic al elicopterului Blackhawk [T2]

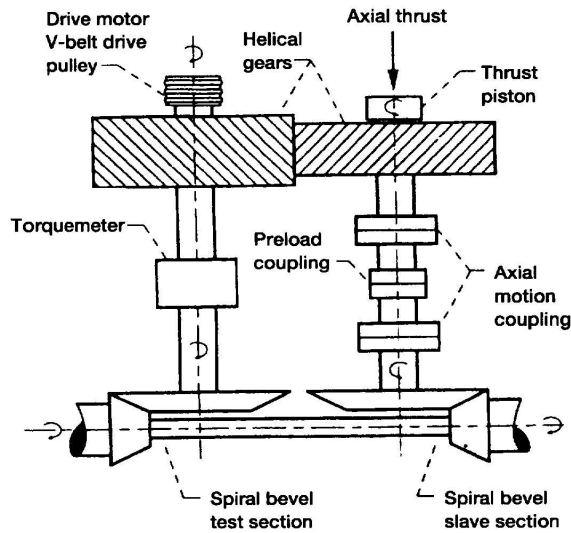


Fig.2.34. Schema cinematică a standului de testare [T2]

Este important de remarcat valoarea ridicată a parametrilor nominali de funcționare a transmisiei testate. Aceasta lucrează la o turație de 14440 rot/min și transmite un moment de ~ 354 Nm (corespunzător unei puteri de ~ 536 kW). Raportul de transmitere al angrenajului este $i=3$.

Standul este destinat studiului uzării de oboseală – pitting -, în condițiile variației parametrilor caracteristici lubrifiantului și modificării încărcării, respectiv vitezei. De asemenea, un sistem de senzori adecvat, furnizează informații privind tensiunile în diverse puncte ale flancului și nivelul vibrațiilor și zgomotului, funcție de variația parametrilor enumerați mai sus.

În figura 2.35 este prezentată o schiță care pune în evidență punctele de pe lățimea danturii, situate la baza acesteia, pe trei dinți consecutivi, de unde au fost preluate valori ale deformațiilor.

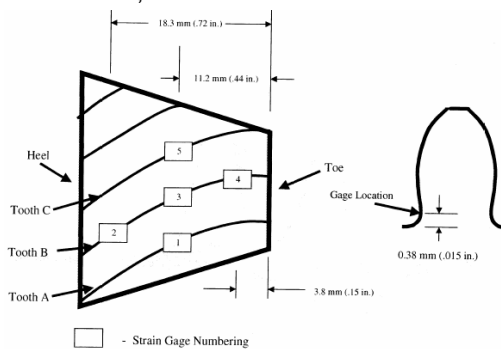


Fig. 2.35. Punctele de prelevare a valorii deformațiilor la baza dintelui [T2]

Imagini ale angrenajului înainte de testare, și ale flancului, respectiv elementelor lagărului de rostogolire uzate prin oboseală, sunt redată în figura 2.36.



Fig. 2.36. Angrenajul conic înainte de testare și imagini ale flancului și rulmetului uzat, după efectuarea încercărilor [T2]

Încercările pe stand au validat rezultatele obținute prin modelare și simulare cu metoda elementului finit. Modelarea s-a realizat cu elemente tridimensionale și a cuprins un sector de 3 dinți ai pinionului și 4 dinți ai roții conduse, corespunzător porțiunii efectiv testate (fig. 2.37).

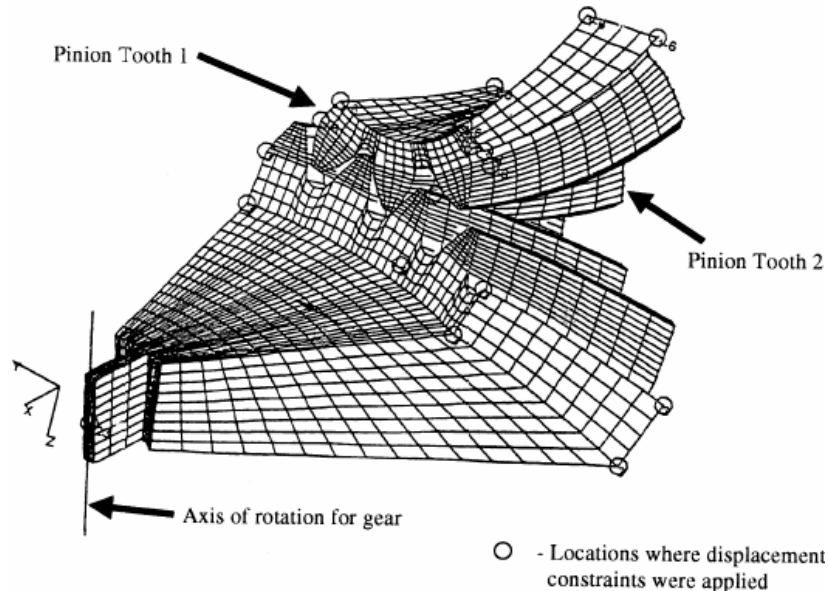


Fig. 2.37. Rețea de discretizare 3D a domeniului de analiză [H2]

Se observă faptul că standurile cu flux închis se află mai ales în

laboratoarele unor mari institute de cercetare, cum ar fi cele germane menționate mai sus și laboratoarele NASA. Fiind destinate cu predilecție transmisiilor de mare putere sau de mare importanță (care necesită cunoașterea exactă a comportamentului angrenajelor din toate punctele de vedere), standurile energorecuperative necesită investiții deosebit de ridicate, asigurate, în general, prin finanțări guvernamentale. Pentru constructorii de transmisii prin angrenaje investiția se justifică în cazul producțiilor de serie mare, așa cum se întâmplă în cazul firmelor producătoare de autovehicule, de exemplu. În aceste situații, standurile pot fi destinate în aceeași măsură atât testării, cât și rodării transmisiilor. Pentru creșterea eficienței, standurile pot fi concepute cu bucle închise multiple, astfel încât să poată fi testate/rodate simultan mai multe unități de produs.

Standurile cu bucle multiple ridică probleme particulare, referitoare, în principal, la sensul fluxurilor energetice de-a lungul buclelor, numărul și poziția optimă a sistemelor de încărcare, plasarea optimă a sursei exterioare de energie. Aceste particularități specifice schemelor cu mai multe bucle sunt încă insuficient studiate, necesită o abordare specială și cercetări fundamentale dedicate. Având în vedere aceste observații, studiul aprofundat, elaborarea unei baze fundamentale și optimizarea circuitelor energorecuperative cu bucle multiple constituie tematica prezentei lucrări.

2.3. Caracteristici specifice standurilor energorecuperative

Standurile de testare a transmisiilor în circuit mecanic închis prezintă două caracteristici globale esențiale, care le diferențiază și le recomandă în raport cu standurile de testare cu flux energetic deschis:

- *caracterul energorecuperativ*, rezultat al structurii închise a lanțului cinematic

- *reversibilitatea* sensurilor fluxurilor energetice.

Închiderea structurii este posibilă prin utilizarea unui număr par de transmisii, montate simetric (arborele de ieșire al unei transmisii se leagă cu arborele de intrare al transmisiei pereche, la care caracterul de conducător și condus al roților, respectiv arborilor, se inversează).

Pentru orice stand cu circuit mecanic închis, indiferent de numărul perechilor de transmisii și de rapoartele de transmitere – totale și parțiale – ale acestora, este caracteristic un raport de transmitere total unitar (determinat de simetria structurii):

$$i_T = \prod_{j=1}^k i_j = 1. \quad (2.9)$$

Reversibilitatea este ușor accesibilă dar sensul de rotație și, respectiv, de circulație a energiei, nu este indiferent din punct de vedere al încărcării și solicitărilor. Traseele fluxurilor energetice sunt determinate de sensul de rotație și semnul momentului de încărcare, elemente a căror relație conduce la atribuirea caracterului conducător, respectiv, condus al roților unui angrenaj.

Cele două roți pot avea, pe rând, rolul de roată motoare, respectiv condusă. În cele două cazuri, punctele de contact se află pe flancurile contraomoloage ale danturii (fig. 2.38).

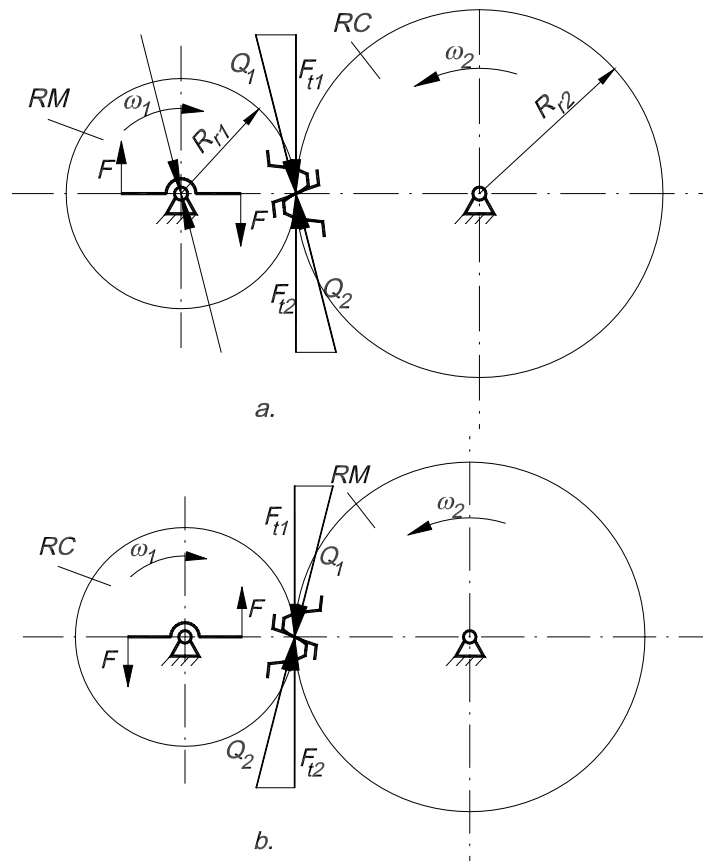


Fig. 2.38. Caracterul condus sau conducător al roților unui angrenaj funcție de sensul de rotație și semnul momentului de încărcare [N16]

Din analiza figurii 2.38 se poate deduce condiția ca o roată să fie conducătoare:

$$\text{sign}(M) = \text{sign}(\omega). \quad (2.10)$$

Se atribuie indicii A și B celor două sensuri de rotație posibile. Consecutiv, se notează fluxurile energetice principale cu Φ_A și Φ_B . Fluxul energetic principal caracterizează întregul traseu cinematic, având originea în cuplajul torsional, iar sensul poate fi cel al acelor de ceasornic Φ_A sau cel trigonometric, Φ_B . Fluxul secundar, de compensare, Φ_C (sau de însoțire) are traseul de la sursa de energie (motorul electric) la cuplajul torsionometric în sensul fluxurilor $\Phi_A - \Phi_{CA}$, respectiv $\Phi_B -$

Φ_{CB} .

Sensurile de rotație A și B sunt caracterizate de valori și distribuții diferite ale încărcării pe tronsoanele circuitului. Pentru punerea în evidență a încărcării pe cele două senzuri, se consideră o schemă de stand cu valoare de generalizare (fig. 2.39).

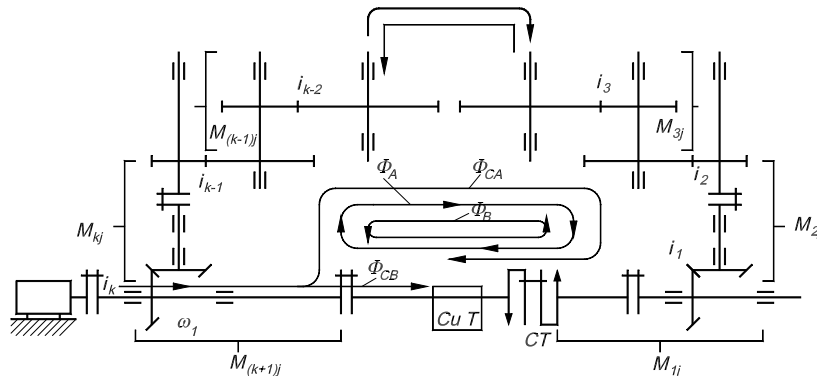


Fig.2.39. Schema cinematică generală a unui stand cu circuit mecanic închis, care conține k tronsoane cinematice [N16]

Schema conține k transmisii ($k/2$ perechi de transmisii simetrice), între care se interpun $k+1$ tronsoane cu elemente mecanice de susținere și legătură. De-a lungul acestora și în angrenaje apar pierderi mecanice. Din punct de vedere matematic, acestea pot fi modelate prin randamente, care caracterizează frecarea în punctul de contact, frecarea roților cu lubrifianțul, pierderile prin frecare în lagăre și cuplaje. Se admit η_j pierderi mecanice pe tronsonul de ordin $j \in [1; k]$.

În continuare, pentru a putea face analize comparative, se acceptă că, indiferent de sensul fluxului principal, momentul de torsiune M_{CT} dat de cuplajul torsional CT este același.

Se consideră sensul fluxului energetic Φ_A .

Momentele de torsiune și pierderile mecanice sunt ilustrate cu ajutorul figurii 2.40.

Se notează: M_{jn_j} - momentele de răsucire nominale din circuit pe tronsonul de ordin $j \in [1 \dots (k+1)]$; primul indice desemnează tronsonul, iar al doilea este numărul de ordine al punctului de transformare energocinematică de pe tronsonul respectiv.

η_{jn_j} - randamentele mecanice care caracterizează punctele de transformare energo-cinematică din circuit.

Pe primul tronson, de o parte și de alta a cuplajului torsional vor acționa momentele M_{1j} respectiv $M_{(k+1)j}$.

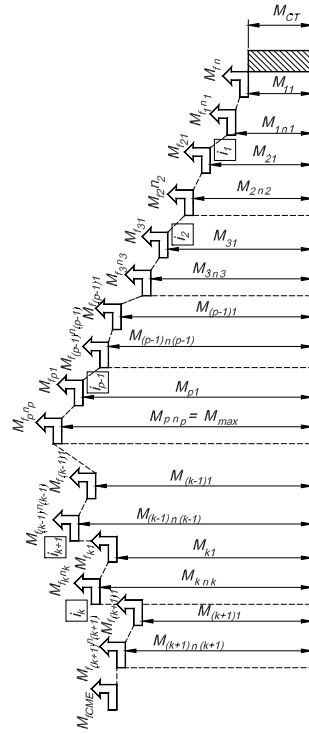


Fig.2.40. Variația momentelor de torsiune la sensul Φ_A al fluxului principal
 Momentele de răsucire M_{jn_j} se pot scrie în tabloul:

j	1	2	\dots	n_j-1	n_j
1	M_{11}	M_{12}	\dots	M_{1n_j-1}	M_{1n_j}
2	M_{21}	M_{22}	\dots	M_{2n_j-1}	M_{2n_j}
\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot
\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot
\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot	\cdot
k	M_{k1}	M_{k2}	\dots	M_{kn_j-1}	M_{kn_j}
$k+1$	M_{k+11}	M_{k+12}	\dots	M_{k+1n_j-1}	M_{k+1n_j}

(2.11)

Observație: Indicele n_j are o valoare simbolică de număr maxim al punctelor de transformare energo-cinematică pe un tronson oarecare. Numărul n_j fiind variabil rezultă că tabloul (2.11) poate conține elemente nule în locațiile din partea dreaptă a liniilor.

Momentele M_{jn_j} se determină după cum urmează:

$$M_{11} = \frac{1}{\eta_{11}} \cdot M_{CT} \quad (2.12)$$

$$M_{12} = \frac{M_{11}}{\eta_{12}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^2 \eta_{1j}}, \quad (2.13)$$

⋮

$$M_{(k+1)(n_{k+1}-1)} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}-1} \eta_{(k+1)_j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{k_j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}, \quad (2.14)$$

$$M_{(k+1)n_{k+1}} = \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)_j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{k_j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}. \quad (2.15)$$

Dacă circuitul are k trepte cinematice și se prezintă simetric, momentul maxim va fi pe treapta de ordin $k/2$:

$$M_{\frac{k}{2}n_{\frac{k}{2}}} = \prod_{j=1}^{\frac{k}{2}-1} i_j \frac{M_{CT}}{\prod_{j=1}^{\frac{n_k}{2}} \eta_{k_j} \prod_{j=1}^{n_{\left(\frac{k}{2}-1\right)}} \eta_{\left(\frac{k}{2}-1\right)_j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}. \quad (2.16)$$

În figura 2.40 este reprezentată calitativ variația momentelor corespunzătoare sensului A. Sunt figurate simboluri pentru primul și ultimul punct de transformare al fiecărui tronson.

Momentul motor, necesar acoperirii pierderilor mecanice din circuit rezultă:

$$\Delta M_{\Phi A} = M_{(k+1)n_{k+1}} - M_{CT}, \quad (2.17)$$

$$\text{sau } \Delta M_{\Phi A} = M_{CT} \left[\frac{1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)_j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{k_j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)_j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{k_j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \right]. \quad (2.18)$$

Se consideră sensul fluxului energetic Φ_B .

Momentele de torsiune sunt înscrise în tabloul (2.19) și redată în figura 2.41.

j	n_j	1	2	...	n_{j-1}	n_j
1		M'_{11}	M'_{12}	...	$M'_{1 n_{j-1}}$	$M'_{1 n_j}$
2		M'_{21}	M'_{22}	...	$M'_{2 n_{j-1}}$	$M'_{2 n_j}$
.	
.	
.	
k		M'_{k1}	M'_{k2}	...	$M'_{k n_{j-1}}$	$M'_{k n_j}$
k+1		$M'_{k+1 1}$	$M'_{k+1 2}$...	$M'_{k+1 n_{j-1}}$	$M'_{k+1 n_j}$

(2.19)

Momentele M'_{jn_j} se pot scrie după cum urmează:

$$M'_{11} = M'_{CT} \cdot \eta_{11} \wedge M'_{CT} = \text{const.} = M_{CT}, \quad (2.20)$$

$$M'_{12} = M'_{11} \cdot \eta_{12} = M_{CT} \prod_{j=1}^2 \eta_{1j}, \quad (2.21)$$

⋮

$$\begin{aligned} M'_{(k+1)n_{k+1}} &= M'_{(k+1)(n_{k+1}-1)} \eta_{(k+1)(n_{k+1})} = \\ &= M_{CT} \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Momentul maxim va fi tot pe tronsonul central:

$$M'_{\frac{k}{2} n_{\frac{k}{2}}} = M_{CT} \prod_{j=1}^{\frac{k-1}{2}} i_j \prod_{j=1}^{\frac{n_k}{2}} \eta_{k,j} \cdot \prod_{j=1}^{n_{\left(\frac{k-1}{2}\right)}} \eta_{\left(\frac{k-1}{2}\right)j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}. \quad (2.23)$$

Momentul motor necesar acoperirii pierderilor mecanice rezultă:

$$\Delta M_{\Phi B} = M_{CT} - M'_{(k+1)(n_{k+1})} = M_{CT} \left[1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right] \quad (2.24)$$

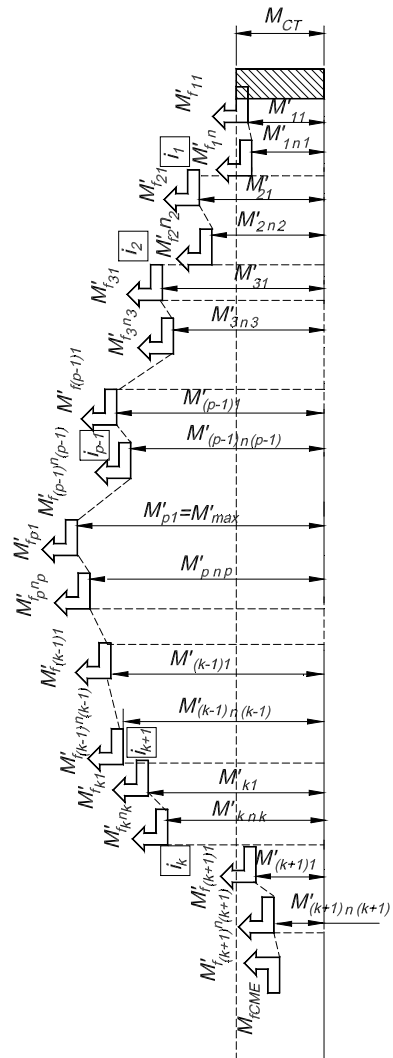


Fig.2.41. Variația momentelor de torsiune pentru sensul Φ_B al fluxului principal

$$\Delta P_{CT} = P_{CT} - P_{nj} = \sum_{n=1}^{n_k} \sum_{j=1}^k \Delta P_{nj}, \quad (2.26)$$

unde P_{CT} este puterea la cuplajul torsional

□ pierderile relative de putere

$$\psi_{P_{CT}} = \frac{\Delta P_{CT}}{P_{CT}} = 1 - \frac{P_{nj}}{P_{CT}}, \quad (2.27)$$

□ variația momentului motor

$$\Delta M_{\Phi_{AB}} = \Delta M_{\Phi_A} - \Delta M_{\Phi_B}, \quad (2.28)$$

sau

$$\Delta M_{\Phi_{AB}} = M_{CT} \frac{\left[1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right]^2}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (2.29)$$

$$\text{Notând cu: } \psi_0 = 1 - \prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \quad (2.30)$$

coeficientul de pierderi, relația (2.28) devine:

$$\Delta M_{\Phi_{jAB}} = \frac{\psi_0^2}{1 - \psi_0} M_{CT}. \quad (2.31)$$

□ diferența maximă între momentele de pe același tronson, la schimbarea sensului fluxului (apare pe treapta de ordin $k/2$ în cazul circuitelor cu două transmisii identice din punct de vedere cinematic)

$$\max(\Delta M_{\Phi_{jAB}}) = M_{\frac{k}{2} \frac{n_k}{2}} - M'_{\frac{k}{2} \frac{n_k}{2}}, \quad (2.32)$$

$$\text{sau } \max(\Delta M_{\Phi_{jAB}}) = M_{CT} \frac{\prod_{j=1}^{\frac{k-1}{2}} i_j}{\prod_{j=1}^{\frac{k}{2}} \eta_{k/2j} \prod_{j=1}^{\frac{k-1}{2}} \eta_{(k-1)j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \left[1 - \frac{\prod_{j=1}^{\frac{n_k}{2}} \eta_{k/2j} \prod_{j=1}^{\frac{n_{(k-1)/2}}{2}} \eta_{(k-1)j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}}{\prod_{j=1}^{\frac{n_k}{2}} \eta_{k/2j} \prod_{j=1}^{\frac{n_{(k-1)/2}}{2}} \eta_{(k-1)j} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \right]^2 \quad (2.33)$$

Se observă că această diferență este cu atât mai pronunțată cu cât momentul introdus de cuplajul torsional M_{CT} este mai mare, iar traseul fluxului energetic mai lung (k mare), respectiv cu cât randamentele parțiale ale transmisiei sunt mai mici. Rezultă de aici că pentru o transmisie mecanică dată ce urmează a fi încercată sau rodată (M_{CT} cunoscut) încărcările pe flancurile omoloage și contraomoloage vor diferi cu atât mai mult cu cât numărul transmisiilor incluse în circuit va fi mai mare.

Prin urmare, din condiția de limitare a diferenței de încărcare pe flancuri la schimbarea sensului fluxului energetic principal, rezultă că nu se recomandă depășirea numărului minim de transmisii cu încărcare reversibilă în circuit.

diferențele de încărcare exprimate funcție de putere

$$\Delta P_{\Phi jAB} = P_{\Phi jA} - P_{\Phi jB}, \quad (2.34)$$

și
$$\Delta P_{f\Phi jAB} = P_{f\Phi jA} - P_{f\Phi jB}. \quad (2.35)$$

□ variația încărcării relative

$$\overline{\Delta M}_{\Phi jAB} = \frac{\Delta M_{\Phi jAB}}{M_{CT}} = \frac{M_{\Phi jA} - M_{\Phi jB}}{M_{CT}} \quad (2.36)$$

□ variația maximă a încărcării relative se înregistrează pe tronsonul (k+1):

$$\overline{\Delta M}_{(k+1)} = \frac{M_{(k+1)n(k+1)} - M'_{(k+1)n(k+1)}}{M_{CT}} = \frac{1 - \left[\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j} \right]^2}{\prod_{j=1}^{n_{k+1}} \eta_{(k+1)j} \prod_{j=1}^{n_k} \eta_{kj} \cdots \prod_{j=1}^{n_2} \eta_{2j} \prod_{j=1}^{n_1} \eta_{1j}} \quad (2.37)$$

□ coeficientul încărcării reversibile (definit ca raport al momentelor de torsiune corespunzătoare celor două sensuri ale fluxurilor energetice)

$$\Psi_{M\Phi jAB} = \frac{M_{\Phi jA}}{M_{\Phi jB}} = \frac{P_{\Phi jA}}{P_{\Phi jB}} = \Psi_{P\Phi jAB}, \quad (2.38)$$

□ coeficientul tensiunilor reversibile (în pol)

$$\Psi_{\sigma_k\Phi jAB} = \frac{\sigma_{k\Phi jA}}{\sigma_{k\Phi jB}} = \sqrt{\Psi_{M\Phi jAB}}, \quad (2.39)$$

un parametru mai veridic pentru a caracteriza efectul încărcării reversibile în polul angrenării, pentru angrenajele solicitate preponderent la tensiunea de contact.

În mod similar se poate introduce coeficientul tensiunii încovoietoare reversibile.

Cu ajutorul coeficientului încărcării reversibile se poate stabili mai concludent limita eficienței introducerii mai multor transmisii în circuit. Se subliniază faptul că diverse lucrări tehnice, prospecte etc. recomandă în mod eronat încercarea sau rodarea simultană a trei sau patru transmisii cu mai multe trepte fiecare.

□ randamentul (parametru sintetic al standului)

n_j	1	2	...	n_{j-1}	n_j
j					
1	η_{11}	η_{12}	...	$\eta_{1n_{j-1}}$	η_{1n_j}
2	η_{21}	η_{22}	...	$\eta_{2n_{j-1}}$	η_{2n_j}
.
.

(2.40)

.
k	$\eta_{k 1}$	$\eta_{k 2}$...	$\eta_{k n_j-1}$	$\eta_{k n_j}$
k+1	$\eta_{k+1 1}$	$\eta_{k+1 2}$...	$\eta_{k+1 n_j-1}$	$\eta_{k+1 n_j}$

pentru fluxul Φ_A și

	n_j				
j	1	2	...	n_j-1	n_j
1	$\eta'_{1 1}$	$\eta'_{1 2}$...	$\eta'_{1 n_j-1}$	$\eta'_{1 n_j}$
2	$\eta'_{2 1}$	$\eta'_{2 2}$...	$\eta'_{2 n_j-1}$	$\eta'_{2 n_j}$
.
.
.
k	$\eta'_{k 1}$	$\eta'_{k 2}$...	$\eta'_{k n_j-1}$	$\eta'_{k n_j}$
k+1	$\eta'_{k+1 1}$	$\eta'_{k+1 2}$...	$\eta'_{k+1 n_j-1}$	$\eta'_{k+1 n_j}$

(2.41)

pentru fluxul Φ_B .

În literatura de specialitate există relații teoretice pentru evaluarea randamentului, metode și mijloace experimentale pentru determinarea sa și indicații tabelare pentru estimarea randamentului angrenării, a pierderilor în lagăre, în cuplaje, prin contactul cu lubrifianțul etc.

Ceea ce interesează în mod deosebit la un asemenea circuit închis este randamentul total. Teoretic, acest randament poate fi determinat prin relațiile:

- pentru sensul Φ_A :

$$\eta_{TOT} = \frac{M_{CT}}{M_{(k+1)n_{k+1}}}, \quad (2.42)$$

- pentru sensul Φ_B :

$$\eta_{TOT} = \frac{M'_{(k+1)n_{k+1}}}{M_{CT}}. \quad (2.43)$$

Din relațiile (2.42) și (2.43) rezultă că randamentul poate fi determinat

cunoscând valorile momentelor M_{CT} și $M_{(k+1)n_{k+1}}$, respectiv $M'_{(k+1)n_{k+1}}$.

2.4. Concluzii și contribuții originale

Materialul prezentat în al doilea capitol al acestei lucrări conduce la următoarele observații și concluzii:

□ transmisiile cu angrenaje sunt larg utilizate în construcția unor mașini și echipamente fabricate în producție de serie, în condițiile în care cerințele de calitate și fiabilitate sunt impuse de piață la un nivel tot mai ridicat

□ tradiția îndelungată în proiectare și execuție au condus la elaborarea și acceptarea relativ unanimă la nivel mondial a unor standarde de calcul al angrenajelor. Continentul european lucrează predilect după standardul ISO-DIN, iar cel american după normativul ANSI, cele două sisteme de normare fiind similare prin mijlocirea AGMA

□ calculul analitic, îmbogățit prin corecții rezultate din practica funcționării, este urmat de faza modelării și simulării numerice prin softuri adecvate, în general, bazate pe metoda elementului finit

□ deși procedeele de modelare-simulare au preluat tehnici moderne specifice și acoperă o arie largă de parametri de funcționare, ultima etapă obligatorie de validare a calității unei transmisii este testarea pe stand. Pentru asigurarea unei bune funcționări îndelungate și în condițiile proiectării judicioase a standului de testare, acesta poate fi utilizat și pentru rodarea ansamblului

□ standurile de testare a transmisiilor prin angrenaje se deosebesc fundamental din punct de vedere structural și funcțional în raport cu caracterul deschis sau închis al lanțului cinematic care le definește

□ standurile de testare cu circuit deschis conțin, principial, o sursă de energie, transmisia de testat și elementul disipator de energie. Din punct de vedere constructiv, au o structură complexă și ridică probleme deosebite privind disiparea căldurii și uzarea intensă a frânei – elemente care definesc principalele dezavantaje ale schemei de testare deschise. Ca avantaje se pot enumera gradul relativ ridicat de universalitate și posibilitatea reproducerii pe stand, la un nivel de fidelitate tehnic bun, a condițiilor reale de lucru. Oferta firmelor de profil este mai mult orientată pe standuri cu circuit deschis, în numeroase variante (cu acționare și frânare electrică, hidraulică, mecanică etc.). Construcțiile sunt masive, complexe și au prețuri foarte ridicate. Încălzirea accentuată și uzarea rapidă le recomandă numai pentru probe de scurtă durată și nu pentru cele de duranță și rodaj. Construcția standului, în general, nu permite inversarea sensului fluxurilor energetice

□ standurile de testare a transmisiilor prin angrenaje în circuit închis elimină din schemă elementul disipativ de energie și, la nivel constructiv, sistemele aferente de răcire. De asemenea, reduce semnificativ consumul energetic, până la nivelul la care sursa exterioară trebuie să acopere exclusiv pierderile energetice din elementele mecanice ale circuitului (angrenaje, cuplaje, lagăre). Aceste caracteristici importante indică standurile cu circuit închis pentru testarea

transmisiilor de putere mare și rodarea oricărui tip de transmisie

❑ închiderea circuitului se poate realiza pe cale mecanică, hidraulică sau electrică, dar majoritatea soluțiilor umează prima variantă

❑ standurile cu circuit închis au un caracter energorecuperativ; ele conțin mai multe transmisii legate într-o buclă geometric închisă în care energia este continuu recirculată

❑ din punct de vedere cinematic, standurile cu circuit închis sunt caracterizate prin raport de transmitere total unitar și posibilitatea reversibilității fluxului

❑ structura standului poate include una sau mai multe bucle energetice închise

❑ nivelul de încărcare a treptelor transmisiilor legate în buclă depinde esențial de situarea lor în raport cu sursa de energie, de poziția lor relativă față de cuplajul torsional, respectiv de sensul fluxurilor energetice. Aceste elemente influențează decisiv parametrii energetici locali pe traseul circuitului, ceea ce impune un *studiu de optimizare* a structurii. Totodată numărul buclilor, numărul transmisiilor și poziția lor relativă pe buclă trebuie să constituie obiectul unei analize de optimizare pentru fiecare aplicație. Literatura de specialitate nu oferă suficientă informație referitoare nu numai la aceste probleme de profunzime, ci, în general, la posibilitatea de optimizare a standurilor cu circuit închis

❑ considerând ca punct de referință dispozitivul de încărcare a sistemului, s-a definit fluxul energetic principal, ca traseu de recirculare a energiei. De asemenea, s-a pus în evidență fluxul energetic numit secundar sau de compensare care include partea de buclă pe care sursa debitează energia de acoperire a pierderilor din circuit. De remarcat este faptul că lungimea și caracteristicile energetice ale fluxurilor principal și secundar pot fi foarte diferite pentru cele două sensuri de rotație posibile

❑ s-a dezvoltat o procedură de determinare a încărcărilor pentru un caz general de schemă a unui stand cu circuit închis, cu tratarea separată pe cele două sensuri de rotație

❑ s-a definit o serie de parametri caracteristici ai standurilor cu circuit închis mecanic, printre care: pierderile de putere, pierderile de putere relative, variația momentului motor la schimbarea sensului, coeficientul de pierderi, diferența maximă de încărcare pe același tronson oarecare, variația încărcării relative, coeficientul încărcării reversibile și randamentul total

❑ standurile energorecuperative se găsesc mai ales în laboratoarele unor institute de cercetare și mai puțin în producția firmelor furnizoare de echipamente de testare sau produse care conțin transmisii prin angrenaje. Rezultă că eficiența și rafinamentul testelor, specifice unui laborator de cercetare, conferă un grad de superioritate, nu numai din punct de vedere al avantajelor teoretice, ci și din acela al performanțelor practice, față de standurile cu circuit energetic deschis, uzual prezente într-un laborator uzinal

❑ cele mai aprofundate cercetări bazate pe încercări practicate pe standuri

cu circuit mecanic închis se desfășoară în Europa la institutul FZG, în Germania, iar pe continentul american, în laboratoarele NASA

□ toate materialele bibliografice consultate au vizat scheme de principiu, subansambluri adiționale, avantaje și comunicări de rezultate practice, dar nu au conținut referiri la optimizarea proiectării a standului în sine. Singura lucrare care deschide drum unui astfel de subiect este volumul *Încercarea angrenajelor*

□ studiul, perfecționarea și realizările practice în domeniul standurilor de testare a transmisiilor cu angrenaje se bucură de o tradiție de peste 40 de ani în Catedra de Organe de mașini a Universității Politehnica din Timișoara.

În capitolul al doilea al prezentei lucrări se regăsesc unele contribuții ale autoarei, printre care și următoarele:

□ sinteza și analiza unui material foarte bogat, autohton, european și american, relativ la încercarea transmisiilor cu angrenaje în general, dar cu slabă ramificare spre obiectul tezei

□ sistematizarea cunoștințelor existente referitoare la standurile de testare cu circuit mecanic închis

□ studiul critic al ofertei de echipamente de testare a angrenajelor, la nivel mondial, utilizate predilect la standurile cu flux energetic deschis

Bibliografie

[B1], [B2], [B3], [D2], [C1], [G1], [G2], [H1], [H3], [H5], [H6], [K1], [L1], [M1], [M2], [N1-N16], [S1], [T2], [W1], [W2], [W3], [W4], [W5], [W6], [W7], [W7], [W8], [W9], [W10], [W11], [W12], [W13], [W14], [W15], [W20], [W21], [W22], [W23]

3. Modelarea standurilor cu flux energetic închis cu o buclă simplă respectiv cu bucle multiple

3.1. Concepte generale privind modelarea standurilor de testare a transmisiilor prin angrenaje

Conform descrierilor din capitolele anterioare rezultă că standurile de testare și rodare a transmisiilor mecanice, în special cele cu circuit energetic închis, reprezintă construcții tehnice complexe, care includ subansambluri sofisticate din categoria celor mecanice, electrice, electronice, hidraulice, care sunt controlate și monitorizate prin softuri dedicate foarte elaborate.

La baza întregii construcții însă, se află o schemă cinematică, în concepția căreia primează principiul funcționalității. Această schemă trebuie să asigure o soluție rațională de punere în mișcare a elementelor structurale ale transmisiei/transmisiilor de testat și a transmisiei de returnare, prin intermediul unor subansambluri mecanice de legătură între transmisii și de închidere mecanică a lanțului cinematic. De asemenea, schema trebuie să includă dispozitive de tensionare – cuplaje specializate –, care în varianta cea mai simplă, robustă, fiabilă și economică energetic, reprezintă construcții mecanice. Acestea au rolul de a asigura încărcarea controlată a sistemului și, ca urmare, trebuie să prezinte facilități privind reglarea momentului de torsiune, respectiv variația acestuia după legi impuse de programul de rodare sau testare căruia îi este destinat standul.

Schemei cinematice, care cuprinde toate elementele în mișcare ale standului i se atașează un sistem de acționare, respectiv de introducere a energiei de acoperire a pierderilor specifice standurilor în circuit închis. Subansamblul sursă de energie poate fi un motor oarecare, dar cel mai adesea electric. Funcție de particularitățile transmisiei și schema cinematică, acesta poate fi cuplat direct pe un arbore aparținând unei transmisii sau transmite mișcarea și energia prin intermediul unei transmisii auxiliare, de obicei prin curele și fără efect cinematic (cu raport de transmitere unitar).

Celelalte elemente din structura standului, deși absolut necesare, nu sunt legate de concepția schemei cinematice. Acestea îi sunt atașate o serie largă de traductoare și senzori, care furnizează informații directe sau sunt incluși în bucle de

feed-back în scopul reglării parametrilor de funcționare de regim stabilit.

Partea de soft cu suportul hard aferent contribuie la înregistrarea, stocarea și prelucrarea informației, participă la automatizarea încercărilor, dar nu reprezintă o componentă fundamentală în concepția standului.

Toate elementele de acționare, control, automatizare și monitorizare pot fi diferite pentru aceeași schemă cinematică a unui stand.

Având în vedere cele de mai sus se consideră că modelarea matematică a unui stand de testare cu circuit energetic închis trebuie să aibă la bază în primul rând schema cinematică a acestuia. Particularitatea cea mai importantă a acestui tip de stand fiind recuperarea energiei în mare măsură și recircularea acestuia pe anumite trasee, devine evident faptul că modelarea matematică trebuie să se bazeze pe translația unor concepte de factură energetică în parametri cuantificabili numeric. Cea mai adecvată manieră de modelare, este aceea bazată pe utilizarea randamentelor mecanice ale cuplelor cinematice aparținând schemei. Ideea este susținută și de ușurința aplicării ei, având în vedere faptul că randamentul angrenajelor de orice tip, a lagărelor și cuplajelor au valori bine cunoscute. Introducerea randamentelor, ca expresie indirectă a pierderilor în punctele de transformare energo – cinematică din schemă, în algoritmi de calcul, care să permită caracterizarea comportamentului energetic al standului, depinde efectiv de structura schemei, poziția sursei de energie și a dispozitivului de încărcare. Această dependență este conținută structural în forma și lungimea traseelor energetice principale și de compensare.

În concluzie, pentru modelarea unui stand de testare a transmisiilor mecanice se consideră necesară și suficientă elaborarea schemei cinematice, evidențierea punctelor de transformare energo – cinematică și atribuirea valorilor numerice ale randamentelor aferente acestor puncte.

Se prezintă, în continuare, câteva propuneri de scheme mono și multibuclă, destinate încercării a una, două sau trei transmisii simultan.

3.2. Scheme cinematice de standuri cu flux energetic închis. Studiu de variante mono și multibuclă

Pornind de la ideea creșterii productivității, respectiv a scurtării timpului de testare și rodaj pentru un lot de transmisii se urmărește identificarea schemelor cinematice posibile de includere a mai multor unități de produs.

Cea mai simplă schemă include transmisia de încercat și transmisia de returnare, care face parte din structura standului (fig.3.1).

În toate schemele vor fi introduse transmisii de testat similare, pentru relevanța comparației. Unitatea de încercat propusă este o transmisie mai complexă, în trei trepte (o treaptă conică și două cilindrice).

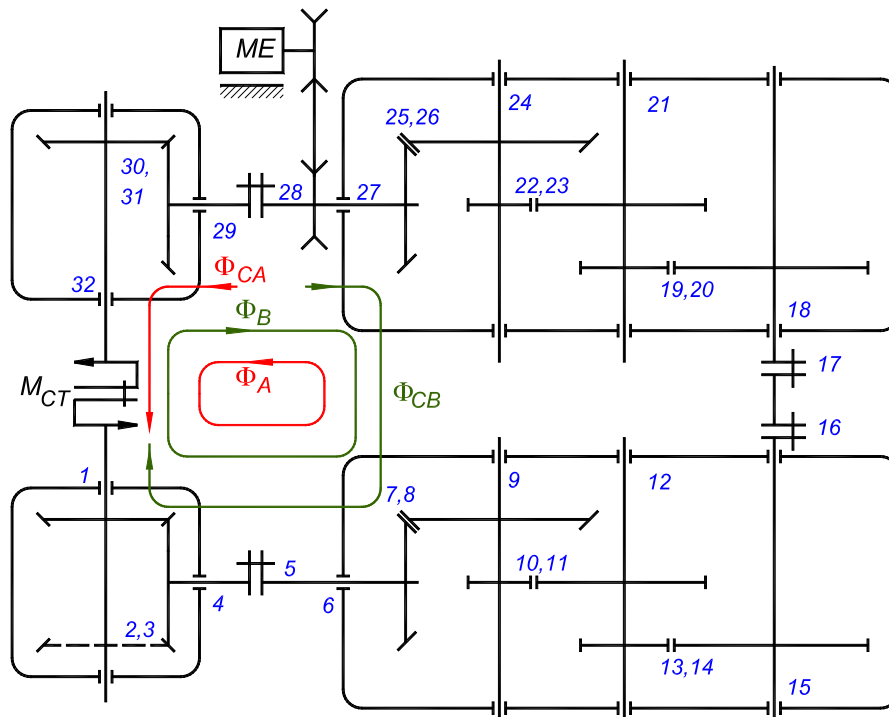


Fig. 3.1 Schema cinematică a standului energorecuperativ cu o singură buclă, destinat testării și rodării a două transmisii

Sursa de energie a sistemului este motorul electric ME. Pentru legarea motorului în circuit, s-a introdus în schemă o transmisie cu curea (cu raport de transmitere unitar). Pentru încărcarea sistemului este prevăzut un dispozitiv torsional. Pe schemă sunt notate toate punctele de transformare energo – cinematică. De asemenea, sunt figurate simbolic sensurile de circulație a energiei A și B, sistemul fiind considerat reversibil. Cele două transmisii conice cu raport unitar au fost incluse încircuit pentru închiderea mecanică a acestuia.

În figura 3.2 este prezentată schema cinematică a standului cu flux energetic închis, cu o singură buclă, care conține trei transmisii de testat simultan. Din punct de vedere constructiv, schema este avantajoasă pentru că nu necesită subansambluri mecanice suplimentare de închidere geometrică a circuitului. Chiar în absența acestora, traseele fluxurilor energetice sunt lungi și conțin multe puncte de transformare cinematică, astfel încât, funcție de valorile concrete ale rapoartelor de transmitere, la reversibilitatea mișcării se va manifesta un dezechilibru de încărcare mai mult sau mai puțin semnificativ.

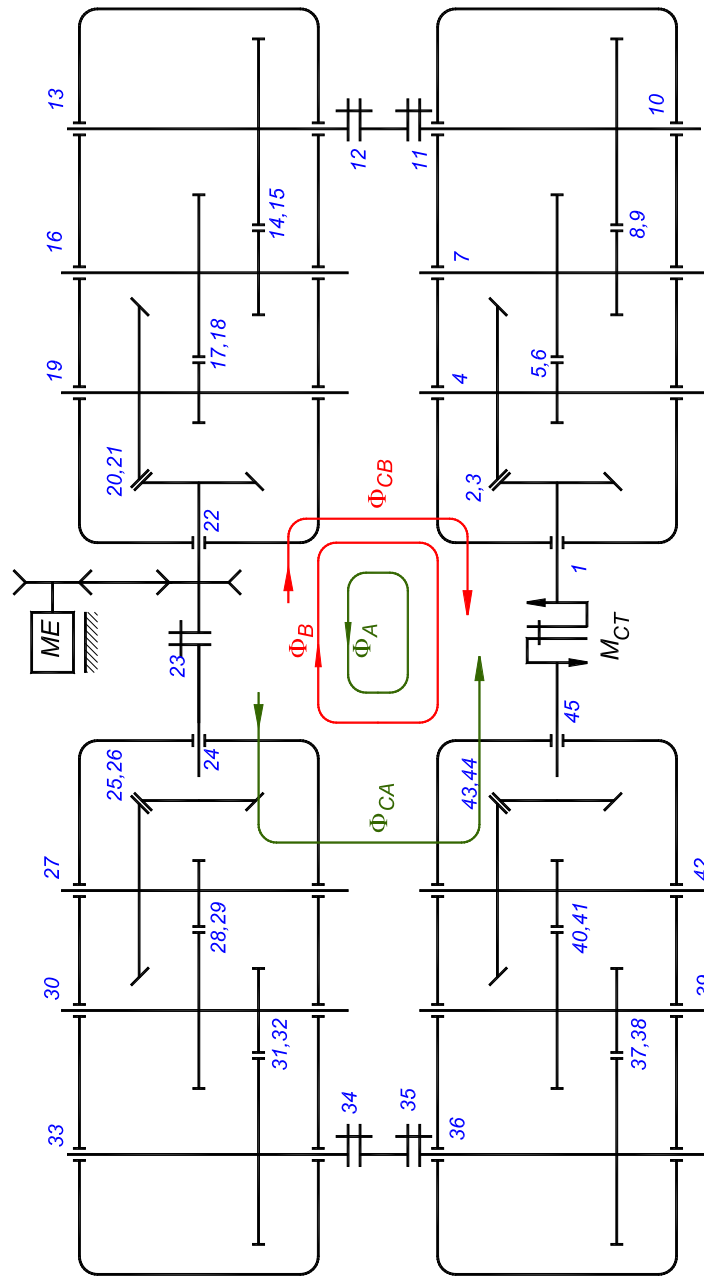


Fig. 3.2 Schema cinematică a standului monobucă de încercare simultană a patru transmisii

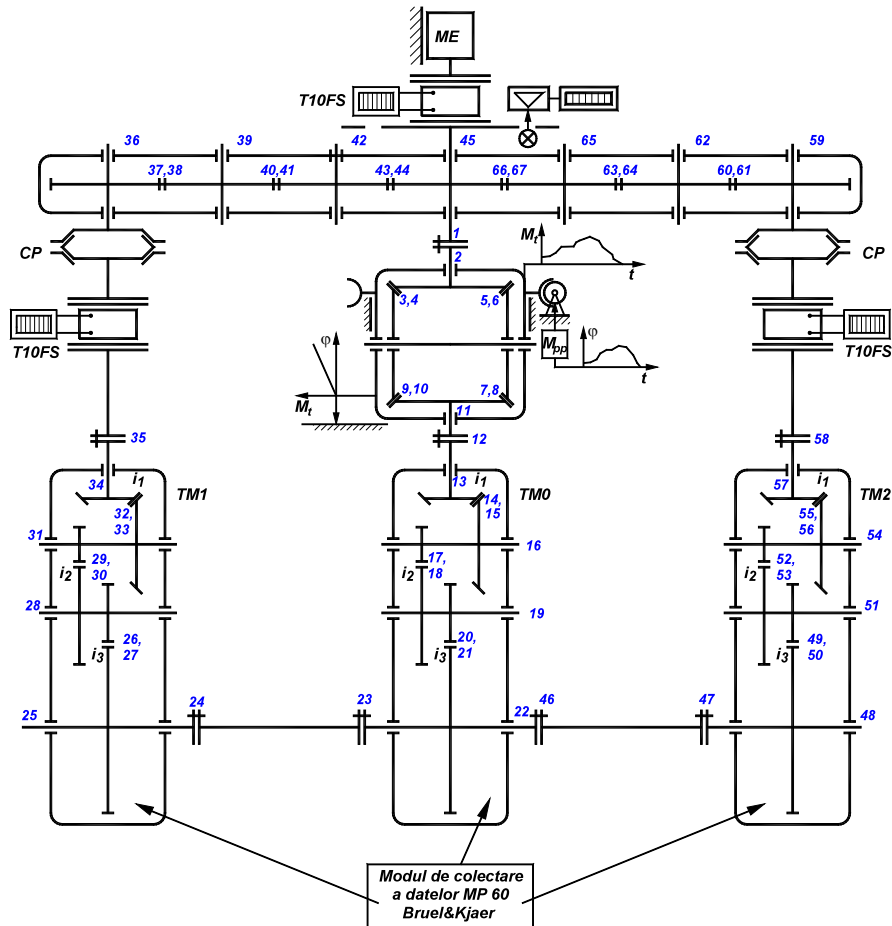


Fig. 3.3 Schema cinematică a standului de încercare a două transmisii simultan, în două bucle închise

Figura 3.3 conține schema cinematică a unui stand cu circuit închis, cu două bucle în care sunt incluse transmisiile de testat TM1 și TM2, precum și transmisia de returnare TM0. Este detaliată structura dispozitivului de încărcare cvasidiferențial, care este plasat pe ramura centrală și are rolul de a încărca ambele bucle. Simbolic sunt sugerate facilitățile dispozitivului, care permite reglarea încărcării proporțional cu unghiul de rotație al carcusei cvasidiferențiale. Sunt prevăzute trei puncte de măsurare a momentului (pe axul motorului și, simetric, pe ramurile aferente transmisiilor de încercat) cu ajutorul cuplajului torsiodinamic T10FS. În vecinătatea acestor dispozitive sunt plasate cuplajele de pretensionare CP, care au rolul de a scoate jocurile și de a asigura indicații egale ale cuplajelor torsiodinamometrice la începerea testării.

În subsolul schemei este marcată prezența unui modul complex de prelevare a informațiilor legate de comportarea celor trei transmisii (temperatură, vibrații și zgomot). Modulul prevăzut este un model MP60 de la firma Bruel&Kjaer. Închiderea mecanică a circuitelor este asigurată de șase angrenaje cilindrice cu raport de transmitere unitar.

Pentru măsurarea turației s-a propus utilizarea unui traductor optoelectronic, care conține, principal, o sursă de lumină, un disc cu fante solidar cu axul motorului și un numărător de impulsuri.

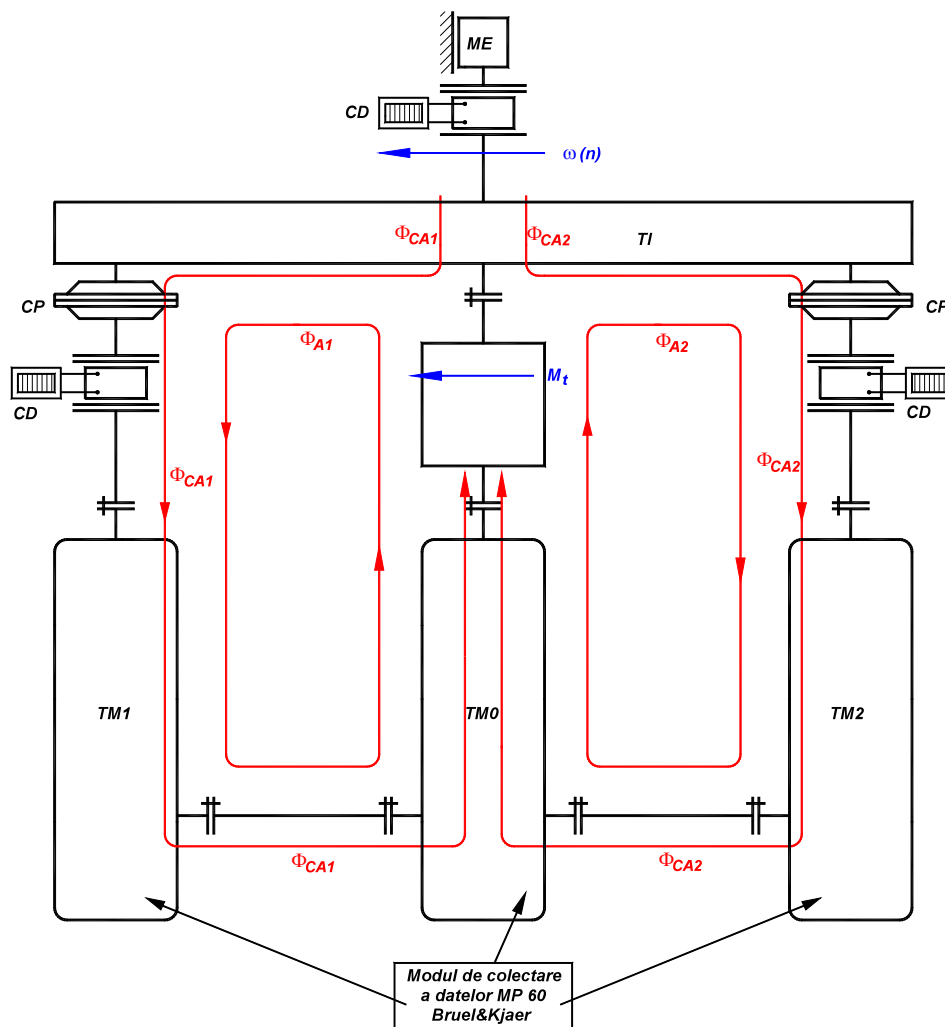


Fig. 3.4 Traseul de circulație a energiei pentru sensul de rotație A, atribuit convențional cazului în care turația și momentul de încărcare au același sens

Figurile 3.4 și 3.5 indică traseele și senzurile fluxurilor energetice principale și de compensare pentru cazul când semnul vitezei unghiulare și al momentului de torsiune coincid (caz notat cu A), respectiv pentru situația contrară, când semnele vitezei unghiulare și al momentului de torsiune sunt opuse (caz notat cu B).

Se observă lungimea foarte diferită a traseelor fluxurilor de compensare, ceea ce sugerează caracteristici energetice diferite pentru cele două cazuri.

Totuși simetria geometrică și de încărcare impune poziționarea sursei pe ramura centrală a circuitului. Plasarea motorului nu poate face obiectul unui studiu de optimizare. Dezechilibrul energetic și de încărcare la reversibilitatea mișcării trebuie atenuate sau eliminate prin optimizări care vizează corelarea legilor de încărcare pentru cele două senzuri ale fluxului energetic principal A și B.

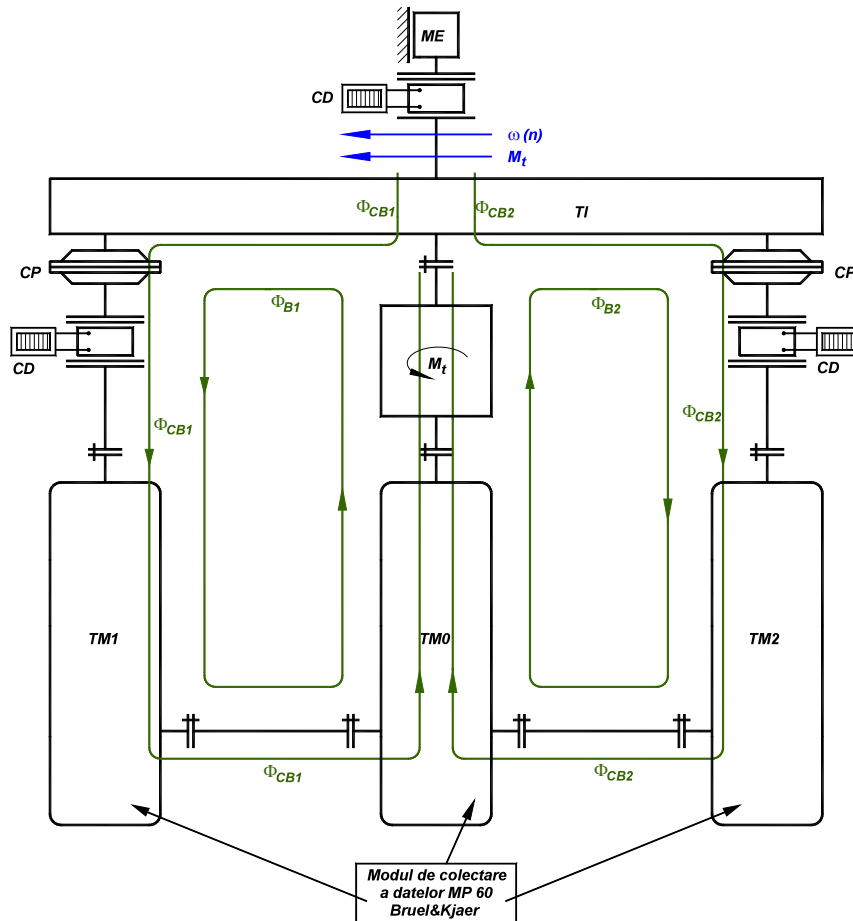


Fig. 3.5 Traseul de circulație a energiei pentru sensul de rotație B, atribuit convențional cazului în care turația și momentul de încărcare sunt de sens contrar

Pentru testarea transmisiilor cilindrice se propune și analiza schemei cinematice din figura 3.6. Față de schemele anterioare se remarcă închiderea mecanică mai simplă, fără lanțuri cinematice suplimentare.

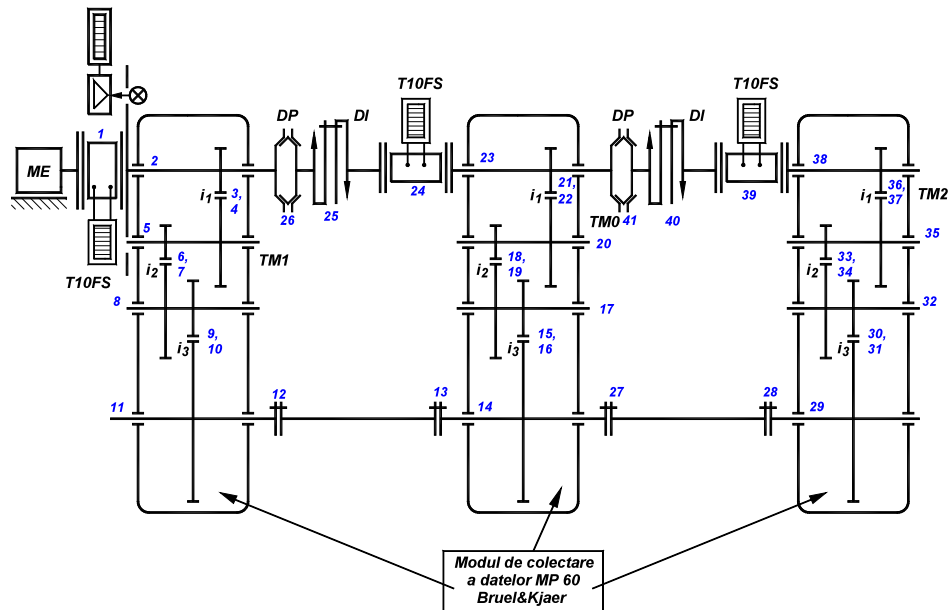


Fig. 3.6 Schema cinematică a circuitului cu două bucle închise, destinată încercării simultane a două transmisiilor cilindrice în trei trepte

Se diferențiază, de asemenea, introducerea de energie în sistem prin motorul electric plasat pe arborele de intrare al primei transmisi de testat TM1 și încărcarea separată, pe fiecare ramură, cu ajutorul a două dispozitive de încărcare DI. Dispozitive de pretensionare DP și cuplaje torsiodinamometrice T10FS sunt incluse pe ambele bucle.

Traseele complexe ale fluxurilor principale și de compensare pentru cazurile A și B sunt prezentate în figura 3.7.

Se observă diferențele mari în privința lungimii fluxurilor de compensare la schimbarea sensului, ceea ce indică faptul că reversibilitatea mișcării este însoțită de un dezechilibru energetic semnificativ. Se apreciază că un studiu de optimizare a poziției motorului de acționare nu conduce la îmbunătățirea balanței energetice și de încărcare a circuitului. În mod rațional, injecția energetică în sistem trebuie să se facă pe una dintre treptele rapide ale circuitului. Astfel sunt posibile două plasări cu caracter simetric, la intrarea pe transmisia TM1, așa cum este propus în figura 3.6, sau la intrarea transmisiiei TM2, în vecinătatea punctului de transformare 38. Din punct de vedere energetic și al încărcării cele două plasări sunt echivalente. Mai există posibilitatea introducerii motorului pe arborii de legătură dintre transmisi, în interiorul uneia dintre bucle, în vecinătatea unui dispozitiv de

încărcare. Și aceste plasări sunt echivalente ca bilanț energetic și ca stare de încărcare și sunt caracterizate prin dezechilibrarea principală a buclelor.

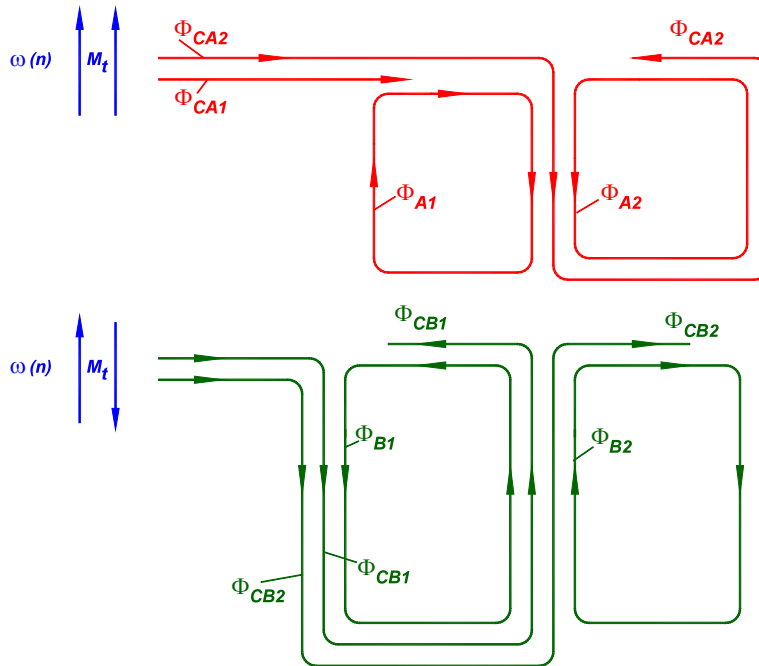


Fig. 3.7 Tresele energetice pentru senzurile de rotație A și B, relative la schema cinematică din figura 3.6

Indiferent de poziția în care se introduce motorul de acțiune, se observă că buclele, deși identice constructiv, sunt caracterizate de trasee ale fluxurilor energetice de compensare foarte diferite ca formă și lungime. Rezultă că, principal, schema este dezechilibrată energetic, dar mai ales din punctul de vedere al încărcării.

Un aspect important legat de schemele care conțin mai multe dispozitive de încărcare este corelarea sensurilor fluxurilor acestora. Pentru a nu crea fluxuri energetice antagoniste, care să descarce total ramura centrală și să dubleze încărcarea ramurilor exterioare, este necesar ca pentru poziționarea dispozitivelor de încărcare conform schemei din figura 3.6, senzurile de torsionare să fie aceleași. În cazul dispunerii dispozitivelor de torsionare pe linii diferite de arbori, senzurile momentelor de încărcate trebuie să fie inverse. Generarea fluxurilor energetice antagoniste conduce la apariția zgomotelor și vibrațiilor puternice pe angrenajele ramurii centrale, pe care caracterul de „condus” și „conducător” al roților dințate devine instabil și fluctuant.

Pentru standurile de încercare a transmisiilor cilindrice se recomandă adoptarea schemei monobucleă.

3.3. Principii și algoritmi de optimizare constructiv-funcțională și energetică a standurilor de testare în circuit închis a transmisiilor prin angrenaje

Scopul modelării și simulării este optimizarea funcțională și energetică a standului. Optimizarea funcțională presupune asigurarea încărcării subansamblurilor de testat sau rodat la valori cât mai apropiate de cele din condițiile de lucru, aplicând una dintre metodele de testare (cu încărcare constantă, variabilă în trepte sau progresivă). În același timp, se urmărește egalizarea, pe cât posibil, a încărcărilor pe același tronson, la ambele sensuri de rotație, pentru transmisiile reversibile. Optimizarea energetică se referă la minimizarea globală a consumului energetic necesar procesului de testare sau rodare.

Pentru optimizarea constructiv-funcțională a unui stand de testare în circuit închis se propune un algoritm care se desfășoară în două etape distincte:

1. În prima etapă se urmărește dispunerea optimă în schema cinematică a standului a sursei de energie funcție de caracteristicile cinematice, energetice și constructive ale diverselor tronsoane

Se are în vedere:

declararea drept criterii de optimizare a unor parametri ai fluxurilor energetice principale și de compensare considerați semnificativi pentru caracterizarea sistemului

asigurarea aceleiași încărcări pentru ambele sensuri ale fluxului energetic principal (momentele de torsiune indicate de elementul de măsurare să fie egale)

2. În a doua etapă, optimizarea urmărește minimizarea variației încărcărilor relative la acționare reversibilă în condițiile în care poziția optimă în circuit a sursei exterioare a fost stabilită.

1. Pentru prima etapă se formulează următoarele criterii posibile de optimizare:

minimizarea puterii sursei exterioare, funcție de punctul de conectare a acesteia, j_m

$$\Delta M_{A,j_m} = M_{\Phi A2,j_m} - M_{\Phi A1,j_m} = M_{CT} \left[\frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} - \frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} \right] \cup \left\{ j \in [1 \dots j_{max}] \right. \\ \left. j_m \in [j_{m1} \dots j_{mk}] \right\} \quad (3.1)$$

respectiv

$$\Delta M_{B,j_m} = M_{\Phi B2,j_m} - M_{\Phi B1,j_m} = M_{CT} \left[\frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} - \frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} \right] \cup \left\{ j \in [1 \dots j_{max}] \right. \\ \left. j_m \in [j_{m1} \dots j_{mk}] \right\} \quad (3.2)$$

minimizarea variației momentului motor la schimbarea sensului fluxului principal

$$\Delta M_{j_m} = \Delta M_{A,j_m} - \Delta M_{B,j_m} = M_{CT} \left[\left(\frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} - \frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} \right) - \left(\frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} - \frac{1}{\prod_1^{j_m} \eta_j} \right) \right] \quad (3.3)$$

minimizarea raportului încărcării reversibile la arborele motor

$$\overline{\Delta M}_{jm} = \frac{\Delta M_{A,jm}}{\Delta M_{B,jm}} = \frac{\left(\frac{1}{\prod_{jm} \eta_j} - \frac{j_{\max}}{j_m} \right)}{\left(\frac{1}{\prod_{jm} \eta_j} - \frac{j_m}{j_{\max}} \right)}. \quad (3.4)$$

minimizarea variației încărcării la schimbarea sensului fluxului principal

$$\Delta M_{AB,j} = M_{\Phi A,j} - M_{\Phi B,j} \cup \begin{cases} A = A_1 \vee A_2 \\ B = B_1 \vee B_2 \end{cases}. \quad (3.5)$$

minimizarea sumei globale a variației încărcării pentru cele două sensuri ale fluxurilor energetice

$$\sum_1^{j_{\max}} (\Delta M_{AB,j}) = \sum_1^{j_{\max}} (M_{\Phi A,j} - M_{\Phi B,j}) = \min \cup \begin{cases} A = A_1 \vee A_2 \\ B = B_1 \vee B_2 \end{cases}. \quad (3.6)$$

coeficientul încărcării reversibile:

$$\Psi_{M_{\Phi jAB}} = \frac{M_{\Phi jA}}{M_{\Phi jB}} = \frac{P_{\Phi jA}}{P_{\Phi jB}} = \Psi_{P_{\Phi jAB}}. \quad (3.7)$$

coeficientul tensiunilor reversibile în pol

$$\Psi_{\sigma_{k\Phi jAB}} = \frac{\sigma_{k\Phi jA}}{\sigma_{k\Phi jB}}. \quad (3.8)$$

raportul mediu al încărcării reversibile:

$$R = \left(\frac{M_{Aj}}{M_{Bj}} \right)_{\text{med}}. \quad (3.9)$$

2. Optimizarea completă impune folosirea condițiilor prevăzute în etapa a doua:

$$\sum_1^{j_{\max}} \left(\frac{M_{\Phi A,j}}{(M_{CT})_A} - \frac{M_{\Phi B,j}}{(M_{CT})_B} \right) = 0, \quad (3.10)$$

de unde rezultă legea $(M_{CT})_B = f(M_{CTA})$.

3.4. Concluzii și contribuții originale

Capitolul al treilea al tezei prezintă caracteristicile constructiv – funcționale ale standurilor cu circuit închis, propune scheme de standuri de încercare mono și multibuclă, precum și algoritmi de optimizare a performanțelor energetice ale

circuitelor energorecuperative.

Sunt descrise subansamblurile constructive necesare funcționării unui stand de testare și rodare a transmisiilor mecanice, cu sublinierea importanței conectării acestora într-o schemă cinematică, a cărei concepție este elementul esențial în proiectarea unui circuit energorecuperativ.

Sunt propuse mai multe scheme cinematice originale, monobucă și cu două bucle închise.

Sunt puse în evidență traseele fluxurilor energetice principale și de compensare, a căror geometrie, sens și lungime sunt esențiale pentru valorile parametrilor energetici ai standurilor. Sunt comentate critic, prin demonstrarea avantajelor și dezavantajelor, facilităților și limitărilor, schemele detaliate destinate încercării unei transmisii cilindro – conice, a trei transmisiilor cilindro – conice într-o singură buclă închisă, a două transmisiilor cilindro – conice în două bucle închise și a două transmisiilor cilindrice în două bucle.

Ultima parte a capitolului statuează câteva criterii de optimizare a standurilor energorecuperative, bazate pe minimizarea sau apropierea de valoarea țintă ideală a unor parametri energetici definiți în capitolul anterior.

În capitolul trei al lucrării se pot evidenția următoarele contribuții personale:

concepția originală a schemelor de principiu cu caracter constructiv funcțional și cinematic pentru patru tipuri de standuri energorecuperative (destinate testării a una sau trei transmisiilor cilindro – conice într-o singură buclă închisă, a două transmisiilor cilindro – conice în două bucle închise și a două transmisiilor cilindrice în două bucle închise)

stabilirea traseelor fluxurilor energetice principale și de compensare pentru toate schemele, cu comentarea critică a comportării standurilor din punct de vedere al bilanțului energetic și al încărcării în regim reversibil, precum și evidențierea avantajelor, dezavantajelor, posibilităților de optimizare, facilităților și limitărilor fiecărei soluții

propunerea unor algoritmi de modelare matematică a schemelor cinematice și de optimizare a acestora prin minimizarea unor criterii de factură energetică și mecanică (de încărcare).

BIBLIOGRAFIE

[E1], [E2], [E5], [E8], [J1], [N3], [N4], [N5], [N6], [N12], [N14], [N15], [N16], [P1], [R2], [W17], [W18], [W19]

4. Optimizarea constructiv – funcțională a standurilor cu circuit mecanic închis, cu buclă simplă respectiv multiplă

4.1. Analiza circuitelor închise cu buclă simplă

4.1.1. Optimizarea circuitului cu buclă simplă destinat testării și rodării unei singure transmisii mecanice

Se consideră schema cinematică din figura 3.1. Pentru facilitarea discuției, schema este ilustrată din nou în figura 4.1.

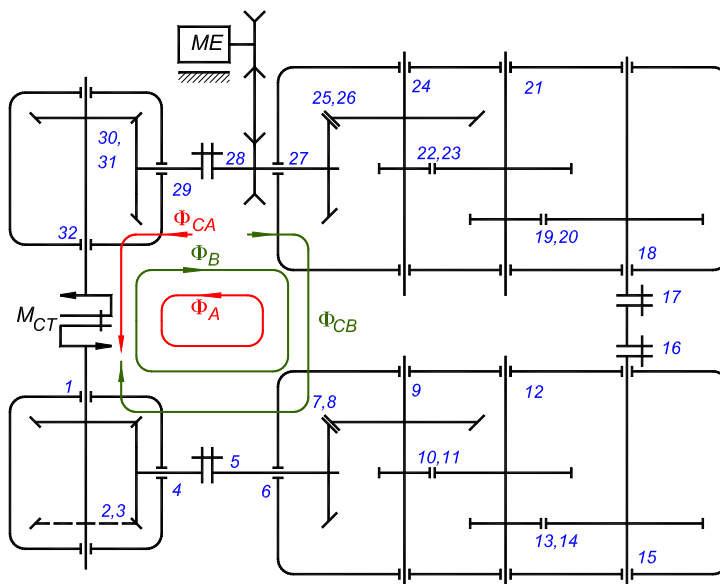


Fig. 4.1 Schema cinematică a standului de încercare cu o singură buclă, destinat testării și rodării unei singure transmisii

Numerele de ordine aferente pierderilor din punctele de transformare energo – cinematică, au fost atribuite după cum urmează:

- în lagăre punctele 1, 4, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, 27, 29, 32
- în cuplaje punctele 5, 16, 17, 28
- în angrenaje punctele 2, 7, 10, 13, 19, 22, 25, 30
- în angrenaje prin frecarea cu uleiul punctele 3, 8, 11, 14, 20, 23, 26, 31.

Având stabilită schema constructivă de principiu, se poate trece la optimizarea energetică și de încărcare reversibilă a circuitului. Pentru aceasta trebuie avute în vedere următoarele observații:

- sursa exterioară de energie acoperă numai pierderile energetice din circuit
- fluxul energetic principal poate avea sensul Φ_A , respectiv Φ_B , funcție de sensul vitezei unghiulare ω și de sensul rotirii relative a elementelor cuplajului torsional
 - pe o porțiune, traseul mecanic este străbătut numai de fluxul principal (Φ_A sau Φ_B), iar pe porțiunea complementară, atât de fluxul principal, cât și de fluxul de compensare, Φ_C , provenit de la sursa exterioară de energie (Φ_{CA} respectiv Φ_{CB})
 - momentul generat de cuplajul torsional, M_{CT} reprezintă o mărime de referință a circuitului, la care se raportează toate celelalte valori M_{Φ_A} sau M_{Φ_B}
 - poziția relativă a sursei de energie și a cuplajului torsional determină semnul și valoarea unor parametrii specifici, cum sunt:
 - încărcările concrete în fiecare punct al circuitului
 - momentul motor la sensul A, respectiv B al fluxului energetic principal
 - puterea sursei exterioare
 - randamentul mecanic total aferent celor două sensuri A și B
 - variația încărcării la schimbarea sensului fluxului principal
 - coeficientul încărcării reversibile
 - coeficientul tensiunilor reversibile în pol
 - numărul și raportul transformărilor energo – cinematice
 - lungimea traseului fluxului secundar etc.

Aceste observații de principiu, precum și convențiile de notare a fluxurilor energetice sunt valabile în cazul tuturor studiilor care urmează să fie prezentate.

Pentru modelarea și simularea numerică au fost adoptate următoarele date inițiale:

- numărul pozițiilor de transfer energetic: 32
- plasări posibile ale motorului de acționare (pe treapta rapidă a circuitului) în punctele: 1, 4, 18, 28, 32
 - randamentul lagărelor cu rulmenți: 0.99
 - randamentul cuplajelor: 0.98
 - randamentul angrenajelor conice: 0.99

- ❑ randamentul angrenajelor cilindrice: 0.99
- ❑ pierderi prin contactul angrenajelor cu uleiul cuantificate prin randament: 0.98
- ❑ raportul de transmitere al transmisiilor conice: 1
- ❑ rapoartele de transmitere parțiale: $i_1 = 3.2$, $i_2 = 2.5$, $i_3 = 3.6$ și total: $i_{total} = 28.8$.

Calculul momentelor adimensionalizate M_A/M_{CT} și M_B/M_{CT} a avut la bază conceptul de egalitate a indicației la o punte tensometrică (M_{CT}) pentru ambele senzori de rotație, A și B. Parcurgerea buclei închise a circuitului, pentru ambele senzori, presupune o porțiune corespunzătoare fluxului energetic principal (M_A și M_B) și arcul de închidere parcurs și de fluxul de compensare (M_{CA} și M_{CB}). Momentele adimensionalizate aferente traseului fluxului principal sunt numeric egale cu produsul randamentelor caracteristice punctelor traversate. Momentele adimensionalizate asociate traseului fluxului de compensare sunt numeric egale cu inversul produsului randamentelor elementelor plasate pe traseul respectiv.

Se prezintă în continuare rezultatele tabelare obținute prin dezvoltarea unei aplicații Microsoft Excel (tabelele 4.1...4.5). Fiecare tabel corespunde unei poziții de conectare a sursei de energie în schema cinematică. Această poziție este evidențiată prin dublarea liniei aferente punctului de transfer învecinat și colorarea câmpurilor din tabel în gri. Cele două linii cu același index permit aplicarea relațiilor (3.1) și (3.2) necesare verificării criteriului 1.a. Culoarea de umplere galbenă a fost utilizată pentru marcarea porțiunilor de buclă parcurse numai de fluxul energetic principal.

Tabelele sunt structurate pe cinci coloane, prima conținând numărul de ordine din schemă al punctelor în care are loc o transformare energetică sau/și cinematică. Următoarele două coloane indică valorile momentelor adimensionalizate aferente acestor puncte pentru cele două senzori de rotație, notate cu A și B. Ultimele două coloane conțin o prelucrare primară a datelor înscrise în celulele anterioare și reprezintă diferența, respectiv raportul momentelor corespunzătoare celor două senzori.

Ultimele două linii ale tabelelor conțin suma variației momentelor și, respectiv raportul acestora pentru cazul reversibilității circuitului.

Datele conținute în tabele servesc determinării valorice a criteriilor pe baza cărora se poate optimiza sistemul.

Tabelul 4.1. Poziția sursei – 1

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
1	1.5581	0.9337	0.6244	1.6688
2	1.5425	0.9431	0.5994	1.6356
3	1.5271	0.9526	0.5744	1.6030

4	1.4965	0.9721	0.5245	1.5395
5	1.4815	0.9819	0.4997	1.5089
6	1.4519	1.0019	0.4500	1.4491
7	1.4374	1.0120	0.4254	1.4203
8	1.4230	1.0223	0.4008	1.3920
9	5.0204	2.6078	2.4126	1.9252
10	4.9702	2.6341	2.3361	1.8868
11	4.9205	2.6607	2.2598	1.8493
12	15.4307	8.6882	6.7426	1.7761
13	15.2764	8.7759	6.5005	1.7407
14	15.1237	8.8646	6.2591	1.7061
15	37.0530	22.6137	14.4393	1.6385
16	36.6824	22.8421	13.8403	1.6059
17	35.9488	23.3083	12.6405	1.5423
18	35.2298	23.5437	11.6861	1.4964
19	34.8775	23.7815	11.0960	1.4666
20	34.5287	24.0217	10.5070	1.4374
21	13.5353	9.8048	3.7305	1.3805
22	13.3999	9.9038	3.4961	1.3530
23	13.2659	10.0039	3.2620	1.3261
24	4.0627	3.1900	0.8727	1.2736
25	4.0221	3.2222	0.7998	1.2482
26	3.9818	3.2548	0.7271	1.2234
27	1.0839	0.9226	0.1614	1.1749
28	1.0731	0.9319	0.1412	1.1516
29	1.0516	0.9509	0.1007	1.1060
30	1.0411	0.9605	0.0806	1.0839
31	1.0307	0.9702	0.0605	1.0624
32	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma	345.9603	247.2303	98.7301	
media				1.4663

Tabelul 4.2. Poziția sursei – 4

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
2	0.9702	1.0203	-0.0501	0.9509
3	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
4	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042

4	1.9155	0.6750	1.2405	2.8377
5	1.8964	0.6819	1.2145	2.7812
6	1.8585	0.6958	1.1627	2.6711
7	1.8399	0.7028	1.1371	2.6179
8	1.8215	0.7099	1.1116	2.5658
9	6.4261	1.8110	4.6152	3.5484
10	6.3619	1.8293	4.5326	3.4778
11	15.5866	5.9731	9.6135	2.6095
12	15.4307	6.0334	9.3973	2.5575
13	15.2764	6.0944	9.1820	2.5066
14	15.1237	6.1559	8.9677	2.4568
15	37.0530	22.6137	14.4393	1.6385
16	36.6824	22.8421	13.8403	1.6059
17	35.9488	23.3083	12.6405	1.5423
18	35.2298	23.5437	11.6861	1.4964
19	34.8775	23.7815	11.0960	1.4666
20	34.5287	24.0217	10.5070	1.4374
21	13.5353	9.8048	3.7305	1.3805
22	13.3999	9.9038	3.4961	1.3530
23	13.2659	10.0039	3.2620	1.3261
24	4.0627	3.1900	0.8727	1.2736
25	4.0221	3.2222	0.7998	1.2482
26	3.9818	3.2548	0.7271	1.2234
27	1.0839	0.9226	0.1614	1.1749
28	1.0731	0.9319	0.1412	1.1516
29	1.0516	0.9509	0.1007	1.1060
30	1.0411	0.9605	0.0806	1.0839
31	1.0307	0.9702	0.0605	1.0624
32	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma	344.7824	248.3718	96.4106	
media				1.3636

Tabelul 4.3. Poziția sursei – 18

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
2	0.9702	1.0203	-0.0501	0.9509
3	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
4	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042

5	0.9319	1.0731	-0.1412	0.8684
6	0.9226	1.0839	-0.1614	0.8511
7	2.2603	2.7652	-0.5049	0.8174
8	2.2377	2.7931	-0.5554	0.8011
9	2.2153	2.8213	-0.6060	0.7852
10	6.9471	9.2124	-2.2653	0.7541
11	6.8777	9.3055	-2.4278	0.7391
12	6.8089	9.3995	-2.5906	0.7244
13	24.0217	34.5287	-10.5070	0.6957
14	23.7815	34.8775	-11.0960	0.6819
15	23.5437	35.2298	-11.6861	0.6683
16	23.0728	35.9488	-12.8759	0.6418
17	22.6114	36.6824	-14.0710	0.6164
18	22.3853	37.0530	-14.6677	0.6041
18	35.2298	23.5437	11.6861	1.4964
19	34.8775	23.7815	11.0960	1.4666
20	34.5287	24.0217	10.5070	1.4374
21	13.5353	9.8048	3.7305	1.3805
22	13.3999	9.9038	3.4961	1.3530
23	13.2659	10.0039	3.2620	1.3261
24	4.0627	3.1900	0.8727	1.2736
25	4.0221	3.2222	0.7998	1.2482
26	3.9818	3.2548	0.7271	1.2234
27	1.0839	0.9226	0.1614	1.1749
28	1.0731	0.9319	0.1412	1.1516
29	1.0516	0.9509	0.1007	1.1060
30	1.0411	0.9605	0.0806	1.0839
31	1.0307	0.9702	0.0605	1.0624
32	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma	335.6837	373.3499	-37.6662	
media				0.9943

Tabelul 4.4. Poziția sursei – 28

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
2	0.9702	1.0203	-0.0501	0.9509
3	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
4	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042

5	0.9319	1.0731	-0.1412	0.8684
6	0.9226	1.0839	-0.1614	0.8511
7	2.2603	2.7652	-0.5049	0.8174
8	2.2377	2.7931	-0.5554	0.8011
9	2.2153	2.8213	-0.6060	0.7852
10	6.9471	9.2124	-2.2653	0.7541
11	6.8777	9.3055	-2.4278	0.7391
12	6.8089	9.3995	-2.5906	0.7244
13	24.0217	34.5287	-10.5070	0.6957
14	23.7815	34.8775	-11.0960	0.6819
15	23.5437	35.2298	-11.6861	0.6683
16	23.0728	35.9488	-12.8759	0.6418
17	22.6114	36.6824	-14.0710	0.6164
18	22.3853	37.0530	-14.6677	0.6041
19	6.0938	10.5025	-4.4088	0.5802
20	6.0328	10.6086	-4.5758	0.5687
21	5.9725	10.7158	-4.7433	0.5574
22	1.8291	3.4170	-1.5879	0.5353
23	1.8108	3.4515	-1.6408	0.5246
24	1.7927	3.4864	-1.6937	0.5142
25	0.7027	1.4230	-0.7203	0.4938
26	0.6957	1.4374	-0.7417	0.4840
27	0.6887	1.4519	-0.7632	0.4744
28	0.6750	1.4815	-0.8066	0.4556
28	1.0731	0.9319	0.1412	1.1516
29	1.0516	0.9509	0.1007	1.1060
30	1.0411	0.9605	0.0806	1.0839
31	1.0203	0.9801	0.0402	1.0410
32	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma	203.9794	309.6865	-105.7071	
media				0.7454

Tabelul 4.5. Poziția sursei – 32

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
2	0.9702	1.0203	-0.0501	0.9509
3	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
4	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042

5	0.9319	1.0731	-0.1412	0.8684
6	0.9226	1.0839	-0.1614	0.8511
7	2.2603	2.7652	-0.5049	0.8174
8	2.2377	2.7931	-0.5554	0.8011
9	2.2153	2.8213	-0.6060	0.7852
10	6.9471	9.2124	-2.2653	0.7541
11	6.8777	9.3055	-2.4278	0.7391
12	6.8089	9.3995	-2.5906	0.7244
13	24.0217	34.5287	-10.5070	0.6957
14	23.7815	34.8775	-11.0960	0.6819
15	23.5437	35.2298	-11.6861	0.6683
16	23.0728	35.9488	-12.8759	0.6418
17	22.6114	36.6824	-14.0710	0.6164
18	22.3853	37.0530	-14.6677	0.6041
19	6.0938	10.5025	-4.4088	0.5802
20	6.0328	10.6086	-4.5758	0.5687
21	5.9725	10.7158	-4.7433	0.5574
22	1.8291	3.4170	-1.5879	0.5353
23	1.8108	3.4515	-1.6408	0.5246
24	1.7927	3.4864	-1.6937	0.5142
25	0.7027	1.4230	-0.7203	0.4938
26	0.6957	1.4374	-0.7417	0.4840
27	0.6887	1.4519	-0.7632	0.4744
28	0.6750	1.4815	-0.8066	0.4556
29	0.6615	1.4965	-0.8350	0.4420
30	0.6549	1.5116	-0.8568	0.4332
31	0.6418	1.5425	-0.9007	0.4161
32	0.6353	1.5581	-0.9227	0.4078
32	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma	202.3867	311.9718	-109.5852	
media				0.6641

Figurile 4.2...4.6 conțin reprezentarea grafică a datelor din tabellele de mai sus.

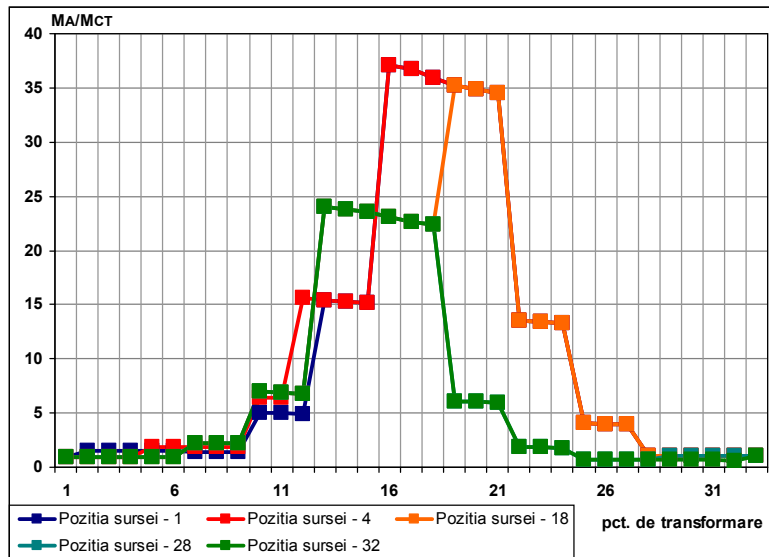


Fig. 4.2 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal

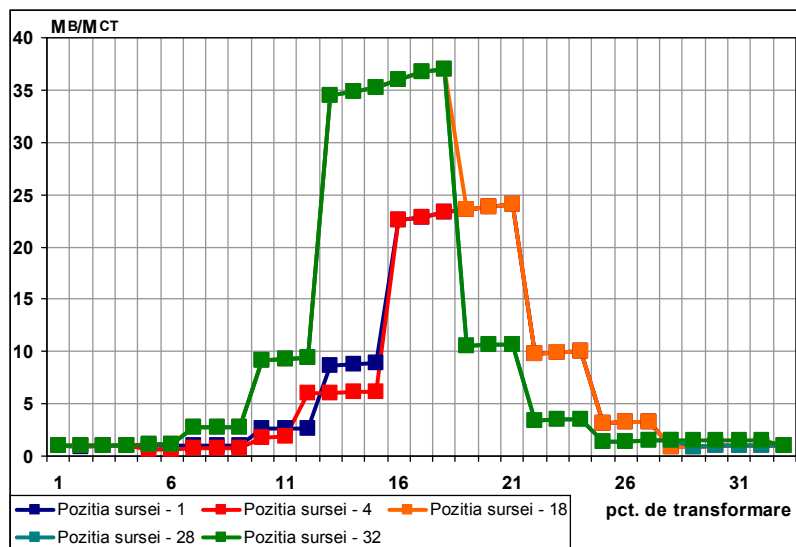


Fig. 4.3 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal

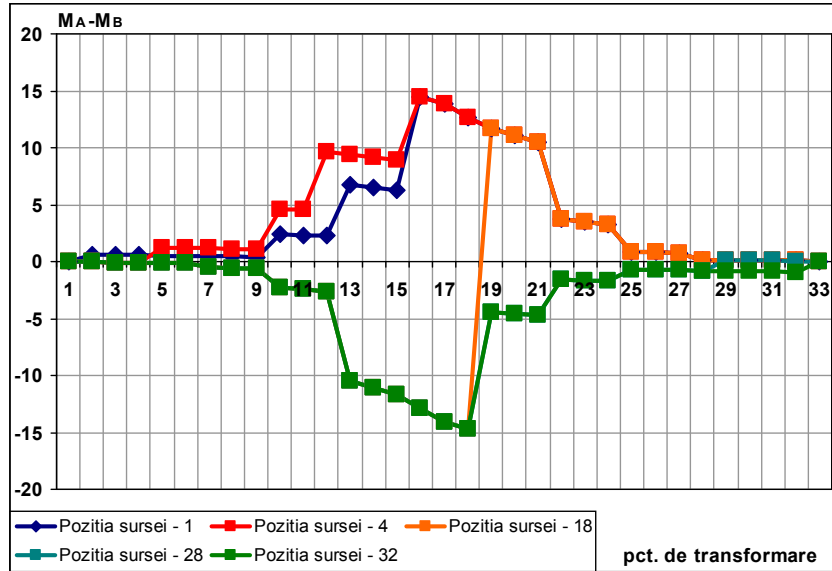


Fig. 4.4. Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo - cinematică

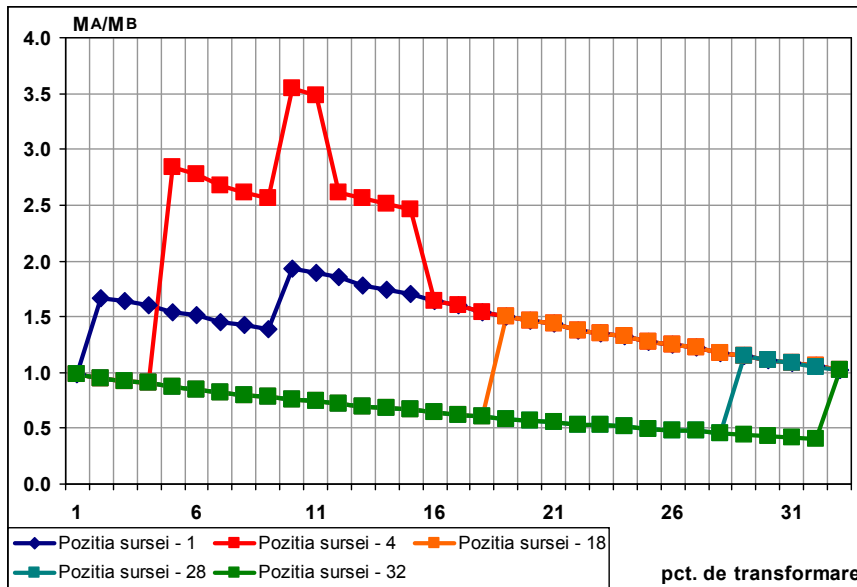


Fig. 4.5. Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo - cinematică

Pentru analiza numerică și optimizarea concretă a circuitului au fost sintetizate datele necesare în tabelul 4.7. Aceste date au rezultat prin prelucrarea informației cuprinse în tabelele 4.1...4.5 și reprezintă criteriile de evaluarea a sistemului, utile în vederea optimizării (tabelul 4.6).

Tabelul 4.6 Criterii de evaluare a standului în circuit închis

Coloana din tab. 4.7	Semnificația	Relația de calcul	Valoare optimă
1	momentul de acționare necesar la sensul A al fluxului principal	(3.1)	→ 0
2	momentul de acționare necesar la sensul B al fluxului principal	(3.2)	→ 0
3	variația momentului motor la schimbarea sensului fluxului principal	(3.3)	→ 0
4	variația încărcării la schimbarea sensului pe fluxul principal	(3.6)	→ 0
5	variația încărcării la schimbarea sensului pe fluxul secundar	(3.6)	→ 0
6	coeficientul încărcării reversibile	(3.1)/(3.2)	→ 1
7	suma globală a variației încărcării pentru cele două sensuri ale fluxului principal	$\Sigma(3.3)$	→ 0
8	raportul încărcărilor pentru fluxul principal și secundar la sensul A	M_{A2}/M_{A1} (tab. 4.1...4.5)	→ 1
9	raportul încărcărilor pentru fluxul principal și secundar la sensul B	M_{B2}/M_{B1} (tab. 4.1...4.5)	→ 1
10	raportul mediu al încărcării reversibile	media M_A/M_B (tab. 4.1...4.5)	→ 1

Tabelul 4.7 Valorile criteriilor de evaluare a soluțiilor de plasare a sursei de energie în punctele 1, 4, 18, 28, 32

Poz. sursă	ΔM_A	ΔM_B	ΔM	ΔM_{AB1}	ΔM_{AB2}	Ψ_M	$\Sigma \Delta M_{AB}$	M_{A2}/M_{A1}	M_{B2}/M_{B1}	M_A/M_B mediu
1	-0.568	0.076	-0.64	-0.020	0.624	-7.43	98.73	1.574	0.924	1.4
4	-0.965	0.377	-1.34	-0.100	1.240	-2.56	96.41	2.014	0.642	1.3
18	-12.84	13.51	-26.3	-14.67	11.69	0.95	-37.67	1.574	0.635	0.9
28	-0.398	0.550	-0.94	-0.807	0.141	-0.72	-105.71	1.590	0.629	0.7
32	-0.375	0.568	-0.94	-0.923	0.020	-0.66	-109.59	1.590	0.635	0.6

Pentru selectarea poziției optime a sursei de energie s-au ierarhizat valorile fiecărui parametru, prin atribuirea unui punctaj cuprins între 1 și 5. Însurarea punctajelor a condus la un clasament al poziției sursei, conform datelor

prezentate în tabelul 4.8.

Tabelul 4.8 Ierarhizarea soluțiilor privind dispunere a sursei de energie exterioară

	poz. sursei 1	poz. sursei 4	poz. sursei 18	poz. sursei 28	poz. sursei 32
ΔM_A	3	4	5	2	1
ΔM_B	1	2	5	3	4
ΔM	1	4	5	3	2
ΔM_{AB1}	1	2	5	3	4
ΔM_{AB2}	3	4	5	2	1
Ψ_M	5	4	1	2	3
$\Sigma \Delta M_{AB}$	3	2	1	4	5
M_{A2}/M_{A1}	1	5	2	3	4
M_{B2}/M_{B1}	1	2	3	5	4
M_A/M_b mediu	4	3	1	2	5
total puncte	23	32	33	29	33
clasament	1	3	5	2	4

Poziția sursei este cu atât mai convenabilă din punct de vedere energetic, cu cât a obținut un punctaj total mai mic. Clasamentul indică o ierarhie a pozițiilor: 1 – 28 – 4 – 32 – 18.

Observații:

considerând că cei mai importanți parametri energetici sunt coeficientul încărcării reversibile Ψ_M și suma variației încărcării pe cele două sensuri $\Sigma \Delta M_{AB}$, cărora li se poate acorda o pondere mai importantă în raport cu ceilalți parametri, rezultă că cea mai favorabilă poziție a sursei este poziția 28. Valoarea $\Psi_M = -7.43$ pentru coeficientul încărcării reversibile descalifică de fapt, din punct de vedere al încărcării, soluția 1

În prima etapă de optimizare s-a desfășurat un calcul bazat pe ipoteza indicației egale cu unitatea, pentru ambele sensuri ale fluxului energetic principal, la sistemul de măsurare a încărcării, inclus în circuit în imediata vecinătate a dispozitivului de încărcare.

În etapa a doua se urmărește determinarea unei valori optime a încărcării adimensionalizate $(M_{CT})_B$ pe criteriul minimizării variației încărcărilor la schimbarea sensului fluxului principal.

Din punct de vedere matematic acest criteriu se formulează prin relația:

$$\sum_1^{j_{\max}} \left(\frac{M_{\Phi A, j}}{(M_{CT})_A} - \frac{M_{\Phi B, j}}{(M_{CT})_B} \right) = 0, \quad (4.1)$$

iar aplicarea criteriului trebuie să conducă la o lege de forma:

$$(M_{CT})_B = f(M_{CT})_A \quad (4.2)$$

Satisfacerea relației (4.1) semnifică un echilibru energetic global în funcționarea standului, în timp ce legea (4.2) tinde să răspundă cerinței de solicitare egală pe ambele flancuri ale danturii, la reversarea sensului.

Practic, revine în atenție tabelul 4.4 aferent poziției sursei în punctul 28.

Dacă se calculează raportul $\Sigma M_A / \Sigma M_B$ rezultă valoarea 0.658664. Aceasta, ca factor, se aplică valorilor M_B / M_{CT} din coloana 2. Rezultă datele caracteristice finale ale circuitului, date prezentate în tabelele 4.9 și 4.10.

Tabelul 4.9 Parametrii de încărcare ai circuitului închis după optimizarea poziției sursei și determinarea legii de încărcare pentru cele două sensuri

ID punct de transformare	M_A / M_{CT}	M_B / M_{CT}	$(M_A - M_B) / M_{CT}$	M_A / M_B
1	0.9900	0.6653	0.3247	1.4880
2	0.9702	0.6720	0.2982	1.4437
3	0.9605	0.6858	0.2747	1.4006
4	0.9509	0.6927	0.2582	1.3728
5	0.9319	0.7068	0.2251	1.3184
6	0.9226	0.7140	0.2086	1.2922
7	2.2603	1.8213	0.4389	1.2410
8	2.2377	1.8397	0.3979	1.2163
9	2.2153	1.8583	0.3570	1.1921
10	6.9471	6.0679	0.8792	1.1449
11	6.8777	6.1292	0.7485	1.1221
12	6.8089	6.1911	0.6178	1.0998
13	24.0217	22.7428	1.2789	1.0562
14	23.7815	22.9726	0.8090	1.0352
15	23.5437	23.2046	0.3391	1.0146
16	23.0728	23.6782	-0.6053	0.9744
17	22.6114	24.1614	-1.5500	0.9358
18	22.3853	24.4054	-2.0202	0.9172
19	6.0938	6.9176	-0.8239	0.8809
20	6.0328	6.9875	-0.9547	0.8634
21	5.9725	7.0581	-1.0856	0.8462
22	1.8291	2.2507	-0.4216	0.8127
23	1.8108	2.2734	-0.4626	0.7965
24	1.7927	2.2964	-0.5037	0.7807
25	0.7027	0.9373	-0.2346	0.7497
26	0.6957	0.9468	-0.2511	0.7348

27	0.6887	0.9563	-0.2676	0.7202
28	0.6750	0.9758	-0.3009	0.6917
28	1.0731	0.6138	0.4593	1.7483
29	1.0516	0.6263	0.4253	1.6791
30	1.0411	0.6326	0.4085	1.6457
31	1.0203	0.6456	0.3747	1.5805
32	1.0101	0.6521	0.3580	1.5491
suma	203.9794	203.9794	0.0000	
media				1.1317

Tabelul 4.10 Parametrii sintetici ai standului optimizat

ΔM_A	-0.3981
ΔM_B	0.3620
$\Sigma(M_A - M_B)$	0.0000
Ψ_M	-1.0996
ΔM_{AB}	-0.7601
η_A	0.9319
η_B	0.6750
$\Psi_{\sigma k}$	1.0486

Analiza tabelor 4.9 și 4.10 permite următoarele observații:

□ pentru sensul fluxului principal A încărcarea sistemului se face astfel încât indicația sistemului de măsurare să fie $M_{CT}=1$; pentru sensul B, încărcarea se aplică la nivelul la care indicația este $M_{CT}=0.658664$

□ sumele momentelor M_A/M_{CT} și M_B/M_{CT} sunt practic egale, iar diferența lor nulă:

$$\sum_{j=1}^{32} \frac{M_{Aj}}{M_{CT}} = 203.9794, \quad (4.3)$$

$$\sum_{j=1}^{32} \frac{M_{Bj}}{M_{CT}} = 203.9794, \quad (4.4)$$

$$\sum_{j=1}^{32} \frac{M_{Aj}}{M_{CT}} - \sum_{j=1}^{32} \frac{M_{Bj}}{M_{CT}} = 0.00. \quad (4.5)$$

În aceste condiții este asigurată încărcarea egală pentru ambele sensuri pe porțiunea de buclă dintre punctele 13 și 18, unde – în valori absolute – are nivelul cel mai ridicat. Raportul încărcării pe această porțiune de traseu este:

$$\left(\frac{M_{A13} \dots M_{A18}}{M_{B13} \dots M_{B18}} \right) = (1.06 \dots 0.92). \quad (4.6)$$

Raportul încărcării reversibile, prin semnificația sa – încărcare egală a flancurilor la reversarea sensului – devine o caracteristică foarte importantă a standului. Intervalul de valori obținut (rel. 4.6) este foarte favorabil, exprimând, de fapt unul dintre scopurile optimizării. Se observă că acest raport este practic foarte aproape de unitate, ceea ce reprezintă valoarea țintă ideală.

Optimizarea circuitului poate fi considerată completă, având în vedere asigurarea consumului minim de energie și încărcarea egală pentru ambele sensuri ale fluxului energetic principal.

4.1.2. Optimizarea circuitului cu buclă simplă destinat testării și rodării a patru transmisii mecanice

Pentru eficientizarea etapei de testare și rodare a transmisiilor se poate apela la conceperea unui circuit mai complex, care să includă mai multe unități de produs, pentru care încercările să se desfășoare simultan. În figura 4.6 este reluată schema din figura 3.2, care propune un circuit închis, cu o singură buclă, conținând trei transmisii de testat și transmisia de returnare. Simetria geometrică impune alegerea unui număr total par de transmisii. În funcție de poziția relativă a arborilor de intrare și de ieșire se pot imagina diverse configurații, cu 2, 3 sau mai multe perechi de transmisii. Se consideră totuși că un număr mai mare decât 4 transmisii nu este oportun, datorită complexității construcției mecanice și a dificultății controlului circulației fluxului energetic.

Numerele de ordine aferente pierderilor din punctele de transformare energo – cinematică, au fost atribuite după cum urmează:

- în lagăre punctele 1, 4, 7, 10, 13, 16, 19, 22, 24, 27, 30, 33, 36, 39, 42, 45
- în cuplaje punctele 11, 12, 23, 34, 35
- în angrenaje punctele 2, 5, 8, 14, 17, 20, 25, 28, 31, 37, 40, 43
- în angrenaje prin frecarea cu uleiul punctele 3, 6, 9, 15, 18, 21, 26, 29, 32, 38, 41, 44.

Pentru modelarea și simularea numerică au fost adoptate următoarele date inițiale:

- numărul pozițiilor de transfer energetic: 45
- plasarea motorului de acționare (pe treapta rapidă a circuitului) în punctul 22, din considerente de simetrie geometrică, cinematică și de încărcare
- randamentul lagărelor cu rulmenți: 0.99
- randamentul cuplajelor: 0.98
- randamentul angrenajelor conice: 0.99
- randamentul angrenajelor cilindrice: 0.99
- pierderi prin contactul angrenajelor cu uleiul cuantificate prin randament: 0.98
- raportul de transmitere al transmisiilor: $i_1 = 3.2$, $i_2 = 2.5$, $i_3 = 3.6$, $i_{total} = 28.8$ (în toate aplicațiile analizate se păstrează același tip de transmisie pentru facilitarea

comparațiilor și elaborarea unor concluzii raționale).

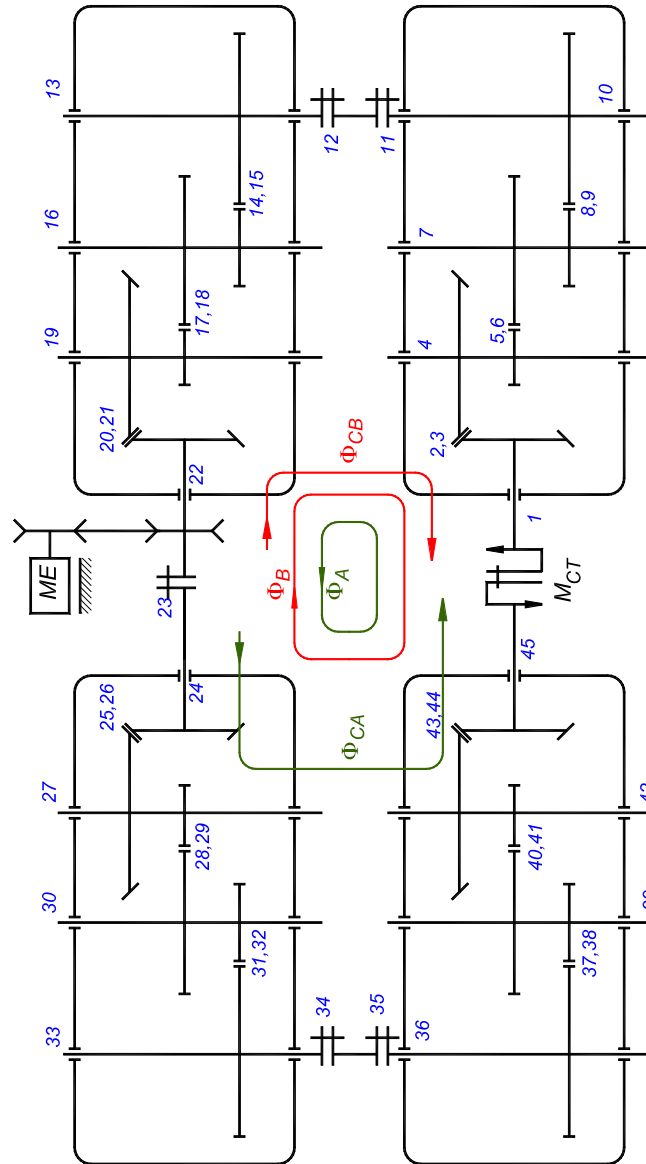


Fig. 4.6 Schema cinematică a standului de încercare monobucă cu trei transmisii de testare simultană

Se prezintă în continuare tabelar rezultatele obținute prin dezvoltarea unei aplicații Microsoft Excel (tabelul 4.11).

Tabelul 4.11 Parametrii energo – cinematici de bază ai circuitului închis monobucă cu patru transmisii de testare simultană

ID punct de transformare	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
1	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
2	0.9801	1.0203	-0.0402	0.9606
3	2.4012	2.6028	-0.2016	0.9226
4	2.3772	2.6291	-0.2519	0.9042
5	2.3535	2.6557	-0.3022	0.8862
6	7.3805	8.6716	-1.2911	0.8511
7	7.3066	8.7591	-1.4525	0.8342
8	7.2336	8.8476	-1.6140	0.8176
9	25.5201	32.5015	-6.9814	0.7852
10	25.2649	32.8298	-7.5649	0.7696
11	24.7596	33.4998	-8.7402	0.7391
12	24.2644	34.1834	-9.9191	0.7098
13	24.0217	34.5287	-10.5070	0.6957
14	23.7815	34.8775	-11.0960	0.6819
15	6.4739	9.8859	-3.4121	0.6549
16	6.4091	9.9858	-3.5767	0.6418
17	6.3450	10.0866	-3.7416	0.6291
18	1.9432	3.2164	-1.2732	0.6041
19	1.9237	3.2489	-1.3252	0.5921
20	1.9045	3.2817	-1.3772	0.5803
21	0.7466	1.3395	-0.5929	0.5574
22	0.7391	1.3530	-0.6139	0.5463
22	1.3946	0.7171	0.6775	1.9448
23	1.3806	0.7243	0.6563	1.9061
24	1.3530	0.7391	0.6139	1.8306
25	1.3395	0.7466	0.5929	1.7942
26	1.3261	0.7541	0.5720	1.7585
27	3.2489	1.9237	1.3252	1.6888
28	3.2164	1.9432	1.2732	1.6552
29	3.1842	1.9628	1.2214	1.6223
30	9.9858	6.4091	3.5767	1.5581
31	9.8859	6.4739	3.4121	1.5271
32	9.7871	6.5393	3.2478	1.4967
33	34.5287	24.0217	10.5070	1.4374

34	34.1834	24.2644	9.9191	1.4088
35	33.4998	24.7596	8.7402	1.3530
36	32.8298	25.2649	7.5649	1.2994
37	32.5015	25.5201	6.9814	1.2736
38	32.1765	25.7778	6.3986	1.2482
39	8.7591	7.3066	1.4525	1.1988
40	8.6716	7.3805	1.2911	1.1749
41	8.5848	7.4550	1.1298	1.1516
42	2.6291	2.3772	0.2519	1.1060
43	2.6028	2.4012	0.2016	1.0839
44	2.5768	2.4255	0.1513	1.0624
45	1.0101	0.9900	0.0201	1.0203
suma			-4.1165	
media				1.1075

Datele din tabelul 4.11 sunt transpuse în reprezentările grafice din figurile 4.7...4.10, pentru evidențierea mai intuitivă a variațiilor parametrilor.

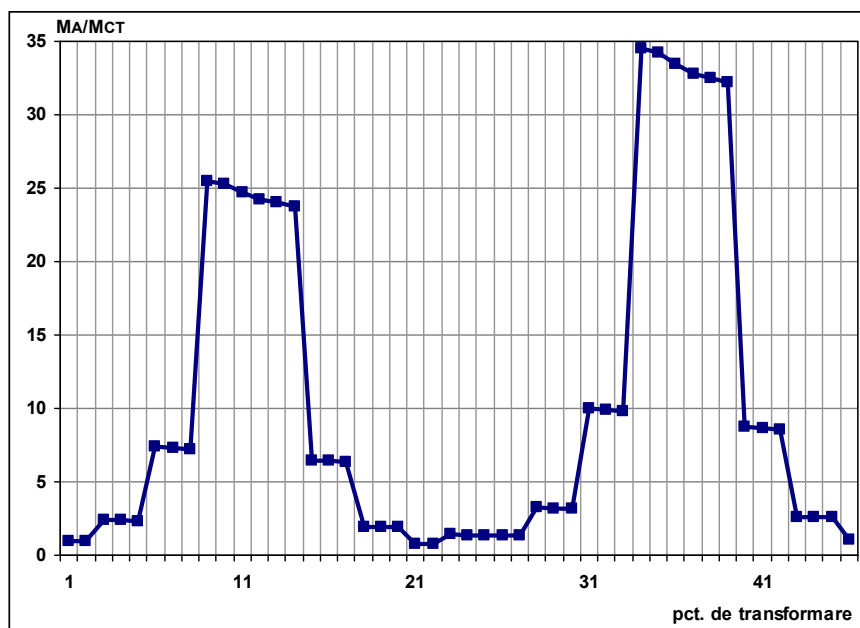


Fig. 4.7 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal (monobucă cu trei transmisii de testat)

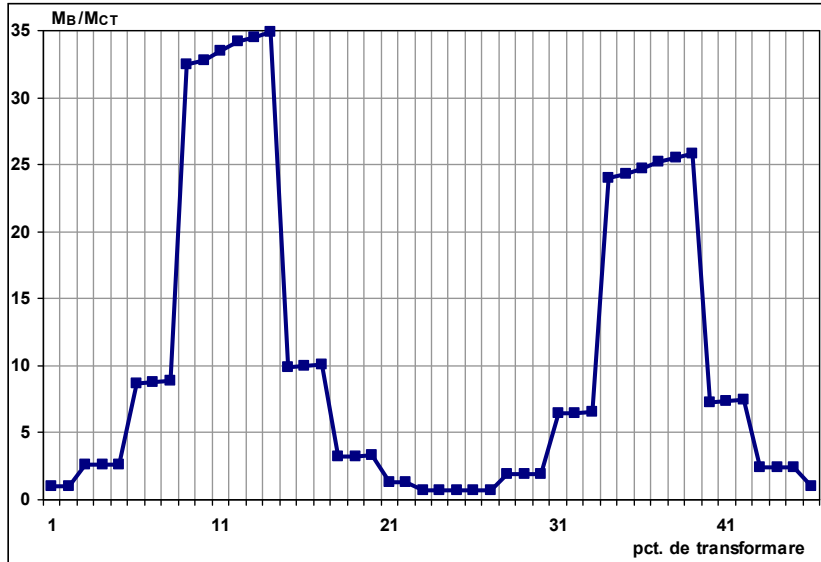


Fig. 4.8 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal (monobucă cu trei transmisii de testat)



Fig. 4.9 Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (monobucă cu trei transmisii de testat)



Fig. 4.10 Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (monobucă cu trei transmisii de testat)

În tabelul 4.12 sunt redați comparativ parametrii sintetici de natură energo – cinematică și de încărcare pentru standurile monobucă cu 2, respectiv 4 transmisii.

Tabelul 4.12 Tablou comparativ ai parametrilor energo – cinematici și de încărcare pentru standurile monobucă cu 2, respectiv 4 transmisii

	Parametru	Monobucă cu 2 transmisii	Monobucă cu 4 transmisii
1	ΔM_A	-0.3981	-0.6555
2	ΔM_B	0.3620	0.6359
3	ΔM	-0.7601	-1.2914
4	Ψ_M	-1.0996	-1.0307
5	$\Sigma \Delta M_{AB}$	0.0000	-4.1165
6	M_{CA}/M_A	1.5899	1.8868
7	M_{CB}/M_B	0.6290	0.5300
8	η_A	0.9319	0.7171
9	η_B	0.6750	0.7391
10	Ψ_{σ_k}	1.0486	1.0152

Analizând rezultatele numerice și grafice din tabelele 4.11 – 4.12 și figurile 4.7...4.10 rezultă următoarele observații:

- parametrii energo – cinematici ai celor două scheme analizate prezintă diferențe, care pot deveni semnificative funcție de aplicația concretă

- la o apreciere de ansamblu a datelor din tabelul 4.12, bucla simplă, cu 2 transmisii este mai eficientă și economică energetic (datorită optimizării încărcării pe care o permite)

- circuitul cu 4 transmisii este relativ echilibrat energetic numai în condițiile asigurării simetriei geometrice și a includerii sursei de energie într-o poziție simetrică față de dispozitivul de încărcare. Chiar în aceste condiții consumul energetic este aproximativ dublu față de schema simplă (tab. 4.12 – liniile 1, 2, 3, 6 și 7). Observația are importanță relativă, determinată de puterea efectivă nominală pe care transmisia trebuie să o vehiculeze

- schema cu 4 transmisii a fost concepută în cea mai favorabilă configurație pentru caracterul reversibil (tab. 4.12 – linia 5)

- ambele scheme asigură încărcări aproximativ egale pentru ambele sensuri posibile (tab.4.12 – liniile 4 și 10), cu observația importantă că în schema cu 2 transmisii încărcările efective sunt egale pe cele două unități, pe când în schema cu 4 transmisii, încărcarea este mai puțin echilibrată (pe perechea de transmisii din stânga sursei încărcarea este de ~1.35 ori mai mare decât pe perechea din dreapta acesteia) – tab. 4.9 și tab. 4.11. Acest aspect poate fi deosebit de important în aplicații de mare putere și poate descalifica soluția a doua

- schema cu 4 transmisii este superioară celei simple prin reducerea timpului total necesar încercării unui lot de transmisii (testarea și rodarea se desfășoară de trei ori mai repede).

4.2. Analiza circuitelor închise cu bucle multiple

Circuitele multibuclă eficientizează procesul de testare – rodare prin efectuarea încercărilor simultan pe mai multe unități de produs. Elaborarea schemelor cinematică, respectiv constructiv – funcțională a avut în vedere câteva criterii de principiu:

asigurarea închiderii geometrice a circuitului pe fiecare buclă

simetria constructivă a buclelor

dispunerea simetrică a sursei de energie în raport cu buclele circuitului

introducerea unui singur dispozitiv de încărcare, pe ramura comună a buclelor

asigurarea unui echilibru energetic și de încărcare la reversibilitatea mișcării.

Pentru analiza traseelor fluxurilor energetice și a parametrilor energo – cinematici în regim reversibil se propune schema reprezentată în figura 3.3 și reluată în figura 4.11.

Pentru relevanța comparației cu schemele monobuclă prezentate anterior, în circuit au fost introduse transmisii de același tip, cilindro – conice, cu același raport de transmitere total ($i_{\text{total}} = 28.8 = 2.5 \cdot 3.2 \cdot 3.6$).

Pentru închiderea mecanică a celor două bucle energetice s-au prevăzut șase angrenaje cilindrice cu rapoarte de transmitere unitare.

Din punct de vedere mecanic construcția standului este perfect simetrică, iar încărcarea ambelor bucle este asigurată de un singur dispozitiv de încărcare, plasat pe ramura centrală comună.

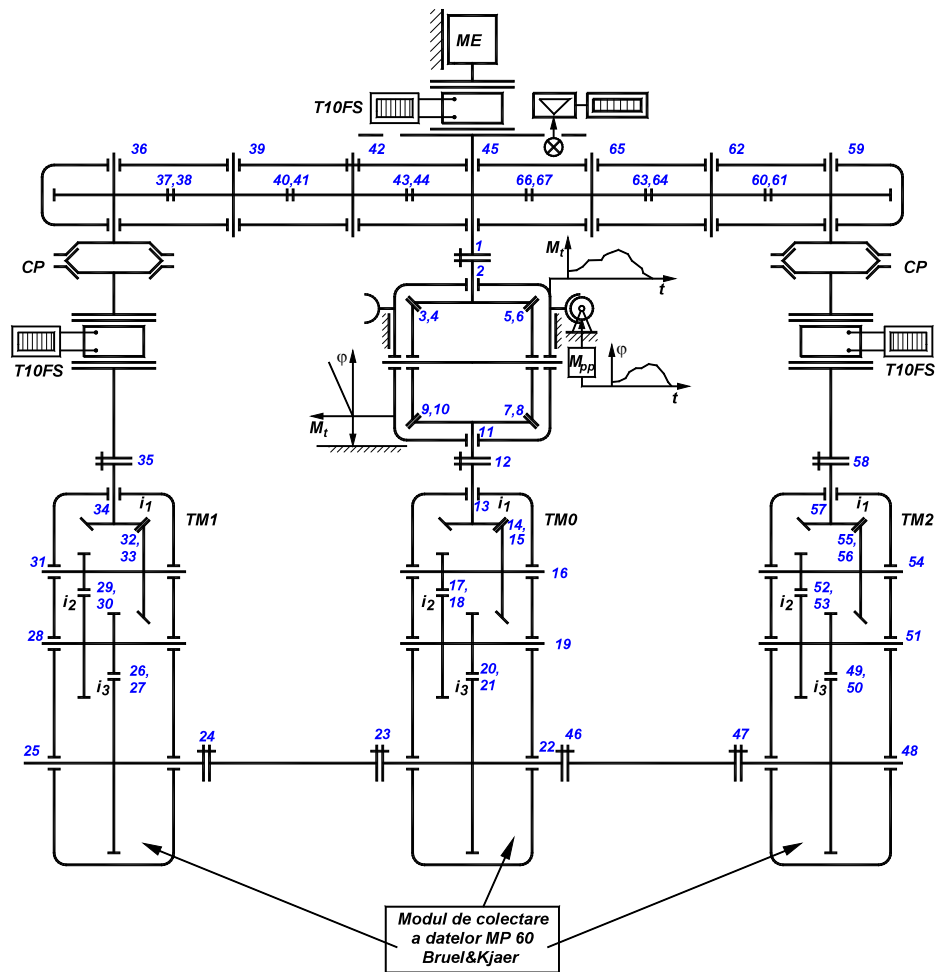


Fig. 4.11 Schema cinematică a standului de încercare simultană a trei transmisii, în două bucle închise

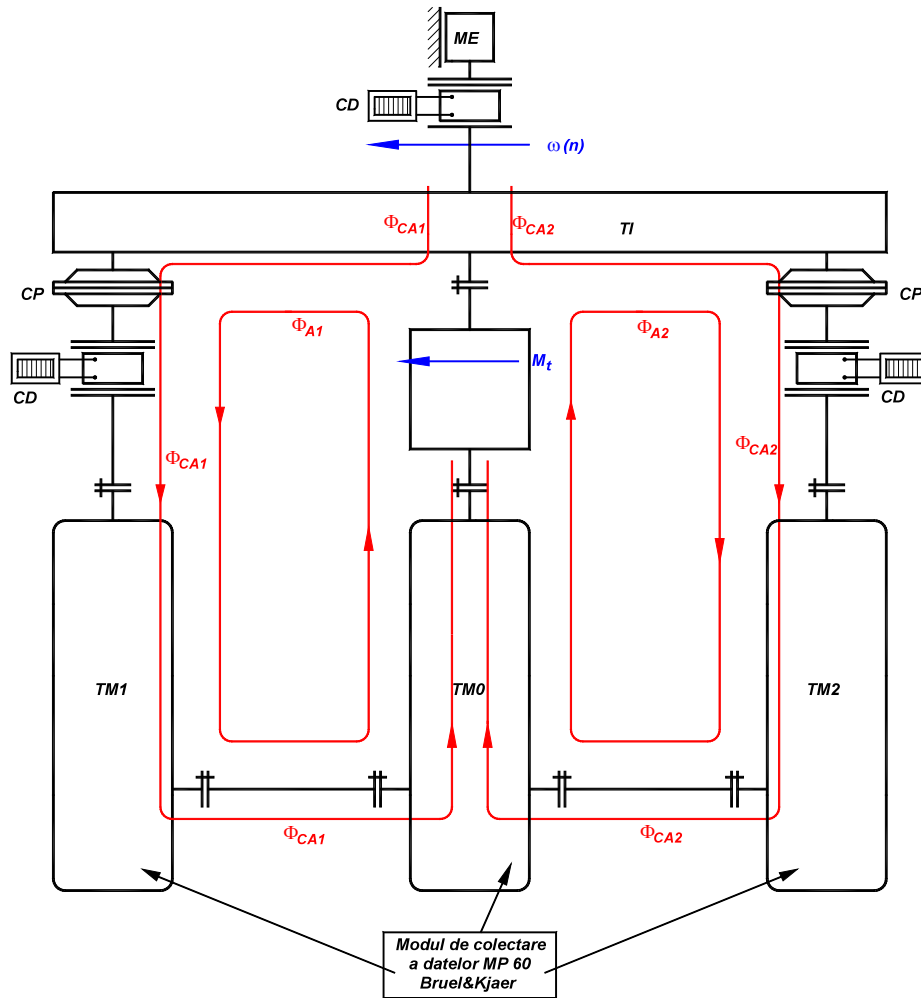


Fig. 4.12 Traseul de circulație a energiei pentru sensul de rotație A, atribuit convențional cazului în care turația și momentul de încărcare au același sens

Deși sunt asigurate condițiile de simetrie geometrică, de încărcare și construcție, traseele fluxurilor energetice principale și de compensare sunt diferite ca lungime, la funcționare în regim reversibil, așa cum rezultă din figurile 4.12 și 4.13.

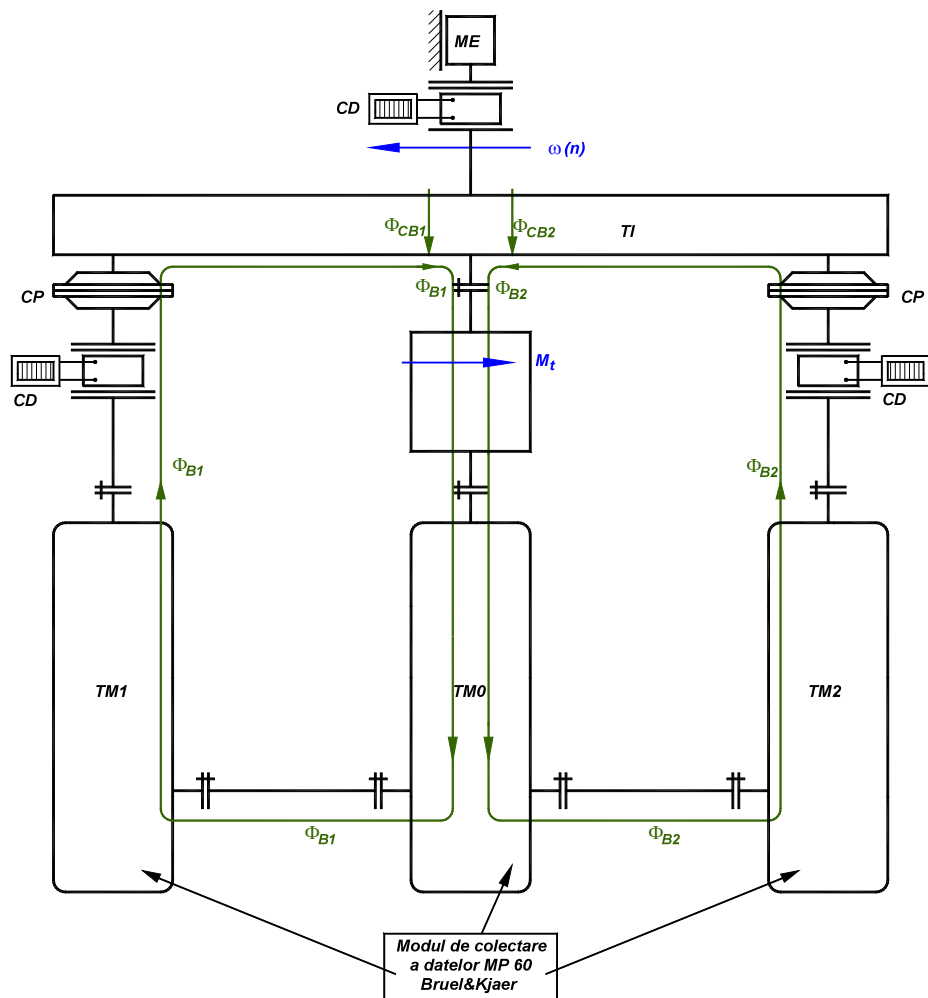


Fig. 4.13 Traseul de circulație a energiei pentru sensul de rotație B, atribuit convențional cazului în care turația și momentul de încărcare sunt de sens contrar

Traseele energetice au fost figurate în ipoteza că fiecare buclă reprezintă un circuit energetic în sine, cu caracter închis, dar în interacțiune energetică pe ramura comună a schemei de ansamblu.

S-au identificat 67 de puncte de transformare energo – cinematică, după cum urmează:

□ lagăre în punctele 2, 11, 13, 16, 19, 20, 22, 25, 28, 31, 34, 36, 39, 42, 45, 48, 51, 54, 57, 59, 62, 65

- cuplaje în punctele 1, 12, 23, 24, 35, 46, 47, 58
- angrenaje în punctele 3, 5, 7, 9, 14, 17, 20, 26, 29, 32, 37, 40, 43, 49, 52, 55, 60, 63, 66
- angrenaje prin frecarea cu uleiul în punctele 4, 6, 8, 10, 15, 18, 21, 27, 33, 38, 41, 44, 50, 53, 56, 61, 64, 67.

Pentru modelarea și simularea numerică au fost adoptate următoarele date inițiale:

- numărul pozițiilor de transformare energocinematică: 67
- dispunerea motorului de acționare (pe treapta rapidă a buclilor) în punctul 45, din considerente de simetrie geometrică, cinematică și de încărcare
- randamentul lagărelor cu rulmenți: 0.99
- randamentul cuplajelor: 0.98
- randamentul angrenajelor conice: 0.99
- randamentul angrenajelor cilindrice: 0.99
- pierderile prin contactul angrenajelor cu uleiul cuantificate prin randament: 0.98
- raportul de transmitere al transmisiilor: $i_1 = 3.2$, $i_2 = 2.5$, $i_3 = 3.6$, $i_{total} = 28.8$.

Se prezintă în continuare rezultatele tabelare obținute prin modelarea matematică a elementelor circuitului și simularea funcționării într-un regim corespunzător încărcării normalizate $M_{CT} = 1$, pe fiecare buclă individuală (tabelul 4.13).

În tabel s-au înscris pe coloane separate încărcările aferente buclei 1, respectiv 2 și fluxurilor principale (umplere cu culoare galbenă), respectiv de compensare (umplere cu culoare verde) corespunzătoare sensurilor A și B.

Coloanele din tabel conțin valorile normalizate ale momentelor în punctele de transformare energo – cinematică, relative la:

- bucla 1, sensul A (coloana 1)
- bucla 1, sensul B (coloana 2)
- bucla 2, sensul A (coloana 3)
- bucla 2, sensul B (coloana 4)
- circuitul multibuclă, sensul A (coloana 5)
- circuitul multibuclă, sensul B (coloana 6)
- circuitul multibuclă, diferența, respectiv raportul momentelor la reversibilitatea mișcării (coloanele 7 și 8).

Datele din coloana 5, respectiv 6 au rezultat prin însumarea algebrică a celor din coloanele 1 și 3, respectiv 2 și 4. Pe porțiunea comună a buclilor, între punctele 1 și 22, se constată practic o dublare a valorilor din coloanele 1 și 2.

Tabelul 4.13 Parametrii energo –cinematici de bază ai circuitului multibuclă

ID punct	M_{A1}/M_{CT}	M_{B1}/M_{CT}	M_{A2}/M_{CT}	M_{B2}/M_{CT}	M_A/M_{CT}	M_B/M_{CT}	$(M_A-M_B)/M_{CT}$	M_A/M_B
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1.0307	0.9801	1.0307	0.9801	2.0614	1.9602	0.1012	1.051
2	0.9900	1.0101	0.9900	1.0101	1.9800	2.0202	-0.0402	0.980
3	0.9801	1.0203	0.9801	1.0203	1.9602	2.0406	-0.0804	0.960
4	0.9605	1.0411	0.9605	1.0411	1.9210	2.0823	-0.1613	0.922
5	0.9509	1.0516	0.9509	1.0516	1.9018	2.1033	-0.2015	0.904
6	0.9319	1.0731	0.9319	1.0731	1.8638	2.1462	-0.2825	0.868
7	0.9226	1.0839	0.9226	1.0839	1.8451	2.1679	-0.3228	0.851
8	0.9041	1.1061	0.9041	1.1061	1.8082	2.2121	-0.4039	0.817
9	0.8951	1.1172	0.8951	1.1172	1.7901	2.2345	-0.4443	0.801
10	0.8772	1.1400	0.8772	1.1400	1.7543	2.2801	-0.5258	0.769
11	0.8684	1.1516	0.8684	1.1516	1.7368	2.3031	-0.5663	0.754
12	0.8510	1.1751	0.8510	1.1751	1.7020	2.3501	-0.6481	0.724
13	0.8425	1.1869	0.8425	1.1869	1.6850	2.3738	-0.6888	0.709
14	0.8341	1.1989	0.8341	1.1989	1.6682	2.3978	-0.7297	0.695
15	2.0435	3.0585	2.0435	3.0585	4.0870	6.1169	-2.0299	0.668
16	2.0231	3.0893	2.0231	3.0893	4.0462	6.1787	-2.1325	0.654
17	2.0028	3.1206	2.0028	3.1206	4.0057	6.2411	-2.2354	0.641
18	6.2809	10.189	6.2809	10.189	12.561	20.379	-7.8172	0.616
19	6.2181	10.292	6.2181	10.292	12.436	20.585	-8.1487	0.604
20	6.1559	10.396	6.1559	10.396	12.311	20.792	-8.4810	0.592
21	21.718	38.191	21.718	38.191	43.436	76.382	-32.9457	0.568
22	21.501	38.576	21.501	38.576	43.002	77.153	-34.1516	0.557
23	21.071	39.364			21.071	39.364	-18.2931	0.535
24	20.649	40.167			20.649	40.167	-19.5179	0.514
25	20.443	40.573			20.443	40.573	-20.1301	0.503
26	20.238	40.983			20.238	40.983	-20.7444	0.493
27	5.5094	11.616			5.5094	11.616	-6.1071	0.474
28	5.4543	11.733			5.4543	11.733	-6.2795	0.464
29	5.3998	11.852			5.3998	11.852	-6.4526	0.455
30	1.6537	3.7795			1.6537	3.7795	-2.1258	0.437
31	1.6371	3.8176			1.6371	3.8176	-2.1805	0.428
32	1.6208	3.8562			1.6208	3.8562	-2.2354	0.420
33	0.6353	1.5740			0.6353	1.5740	-0.9386	0.403
34	0.6290	1.5899			0.6290	1.5899	-0.9609	0.395
35	0.6164	1.6223			0.6164	1.6223	-1.0059	0.380
36	0.6102	1.6387			0.6102	1.6387	-1.0284	0.372
37	0.6041	1.6552			0.6041	1.6552	-1.0511	0.365
38	0.5921	1.6890			0.5921	1.6890	-1.0970	0.350
39	0.5861	1.7061			0.5861	1.7061	-1.1199	0.343
40	0.5803	1.7233			0.5803	1.7233	-1.1430	0.336
41	0.5687	1.7585			0.5687	1.7585	-1.1898	0.323
42	0.5630	1.7762			0.5630	1.7762	-1.2133	0.317
43	0.5574	1.7942			0.5574	1.7942	-1.2368	0.310
44	0.5462	1.8308			0.5462	1.8308	-1.2846	0.298

45	0.5407	1.8493	0.5407	1.8493	1.0815	3.6986	-2.6171	0.292
45	1.0204	0.9900	1.0204	0.9900	2.0408	1.9800	0.0608	1.030
46			21.071	39.364	21.071	39.364	-18.2931	0.535
47			20.649	40.167	20.649	40.167	-19.5179	0.514
48			20.443	40.573	20.443	40.573	-20.1301	0.503
49			5.6218	11.384	5.6218	11.384	-5.7623	0.493
50			5.5094	11.616	5.5094	11.616	-6.1071	0.474
51			5.4543	11.733	5.4543	11.733	-6.2795	0.464
52			1.6874	3.7039	1.6874	3.7039	-2.0164	0.455
53			1.6537	3.7795	1.6537	3.7795	-2.1258	0.437
54			1.6371	3.8176	1.6371	3.8176	-2.1805	0.428
55			0.6483	1.5425	0.6483	1.5425	-0.8942	0.420
56			0.6353	1.5740	0.6353	1.5740	-0.9386	0.403
57			0.6290	1.5899	0.6290	1.5899	-0.9609	0.395
58			0.6164	1.6223	0.6164	1.6223	-1.0059	0.380
59			0.6102	1.6387	0.6102	1.6387	-1.0284	0.372
60			0.6041	1.6552	0.6041	1.6552	-1.0511	0.365
61			0.5921	1.6890	0.5921	1.6890	-1.0970	0.350
62			0.5861	1.7061	0.5861	1.7061	-1.1199	0.343
63			0.5803	1.7233	0.5803	1.7233	-1.1430	0.336
64			0.5687	1.7585	0.5687	1.7585	-1.1898	0.323
65			0.5630	1.7762	0.5630	1.7762	-1.2133	0.317
66			0.5574	1.7942	0.5574	1.7942	-1.2368	0.310
67			0.5462	1.8308	0.5462	1.8308	-1.2846	0.298
suma					366.91	686.32	-319.4047	
media								0.527

S-a considerat utilă și determinarea sumei încărcărilor la sensurile A și B, precum și a variației momentului motor la reversibilitatea mișcării (penultima linie a tabelului). De asemenea, a fost determinat raportul mediu al încărcărilor la funcționarea în regim reversibil.

S-a urmărit desfășurarea unei analize complete a comportării standului, care să includă studiul pe bucle individuale și apoi pe întregul circuit. Conform schițelor din figurile 4.12 și 4.13 s-a atribuit indicele de identificare 1 buclei din partea stângă a schemei și indicele 2 buclei din partea dreaptă a acesteia. Culoarea roșie a fost utilizată pentru marcarea sensului trigonometric de circulație a fluxului energetic principal, A, iar culoarea verde pentru simbolizarea sensului invers trigonometric al fluxului energetic principal, B.

În tabelul 4.14 sunt înscrise datele aferente buclei 1. Figurile 4.14...4.17 prezintă grafic variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal (fig. 4.14), variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal (fig. 4.15), variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (fig. 4.16) și variația raportului momentelor normalizate aferente

sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (fig. 4.17). Toate graficele referitoare la bucla 1 au fost trasate cu culoare roșie. Tot în culoare roșie au fost evidențiate în tabelul 4.14, punctele de încărcare maximă pentru cele două sensuri A și B. În ambele cazuri încărcarea maximă apare pe treapta lentă, corespunzătoare angrenajului cilindric cu raportul de transmitere i_3 . Pentru sensul A încărcarea maximă se aplică pe transmisia de returnare, în punctul 22. Pentru sensul B, cel mai solicitat este punctul 26, corespunzător angrenajului i_3 al transmisiei de testat. Se observă un accentuat dezechilibru de încărcare, raportul încărcărilor ($M_{A1(21)}/M_{B1(26)}$) fiind ~ 0.5 , ceea ce sugerează necesitatea unei optimizări în sensul determinării unei legi de încărcare pentru sensul B, care să echilibreze solicitările la reversarea mișcării.

Tabelul 4.14 Parametrii energo – cinematici de bază ai buclei 1

ID punct	M_{A1}/M_{CT}	M_{B1}/M_{CT}	$(M_{A1}-M_{B1})/M_{CT}$	M_{A1}/M_{B1}
1	1.0307	0.9801	0.0506	1.0516
2	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
3	0.9801	1.0203	-0.0402	0.9606
4	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
5	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042
6	0.9319	1.0731	-0.1412	0.8684
7	0.9226	1.0839	-0.1614	0.8511
8	0.9041	1.1061	-0.2020	0.8174
9	0.8951	1.1172	-0.2222	0.8011
10	0.8772	1.1400	-0.2629	0.7694
11	0.8684	1.1516	-0.2832	0.7541
12	0.8510	1.1751	-0.3240	0.7242
13	0.8425	1.1869	-0.3444	0.7098
14	0.8341	1.1989	-0.3648	0.6957
15	2.0435	3.0585	-1.0149	0.6682
16	2.0231	3.0893	-1.0663	0.6549
17	2.0028	3.1206	-1.1177	0.6418
18	6.2809	10.1896	-3.9086	0.6164
19	6.2181	10.2925	-4.0744	0.6041
20	6.1559	10.3965	-4.2405	0.5921
21	21.7182	38.1910	-16.4729	0.5687
22	21.5010	38.5768	-17.0758	0.5574
23	21.0710	39.3641	-18.2931	0.5353
24	20.6496	40.1674	-19.5179	0.5141
25	20.4431	40.5732	-20.1301	0.5039
26	20.2386	40.9830	-20.7444	0.4938

27	5.5094	11.6165	-6.1071	0.4743
28	5.4543	11.7338	-6.2795	0.4648
29	5.3998	11.8524	-6.4526	0.4556
30	1.6537	3.7795	-2.1258	0.4375
31	1.6371	3.8176	-2.1805	0.4288
32	1.6208	3.8562	-2.2354	0.4203
33	0.6353	1.5740	-0.9386	0.4037
34	0.6290	1.5899	-0.9609	0.3956
35	0.6164	1.6223	-1.0059	0.3800
36	0.6102	1.6387	-1.0284	0.3724
37	0.6041	1.6552	-1.0511	0.3650
38	0.5921	1.6890	-1.0970	0.3505
39	0.5861	1.7061	-1.1199	0.3436
40	0.5803	1.7233	-1.1430	0.3367
41	0.5687	1.7585	-1.1898	0.3234
42	0.5630	1.7762	-1.2133	0.3170
43	0.5574	1.7942	-1.2368	0.3106
44	0.5462	1.8308	-1.2846	0.2983
45	0.5407	1.8493	-1.3085	0.2924
45	1.0204	0.9900	0.0304	1.0307

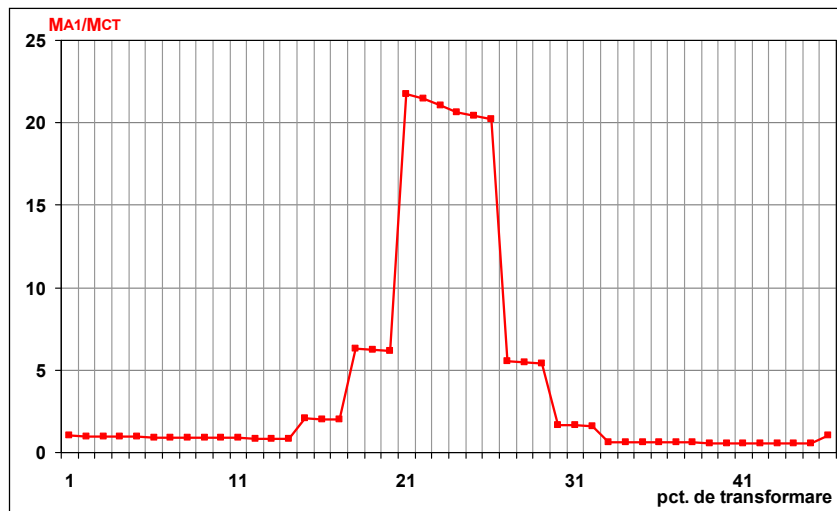


Fig. 4.14 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal – bucla 1

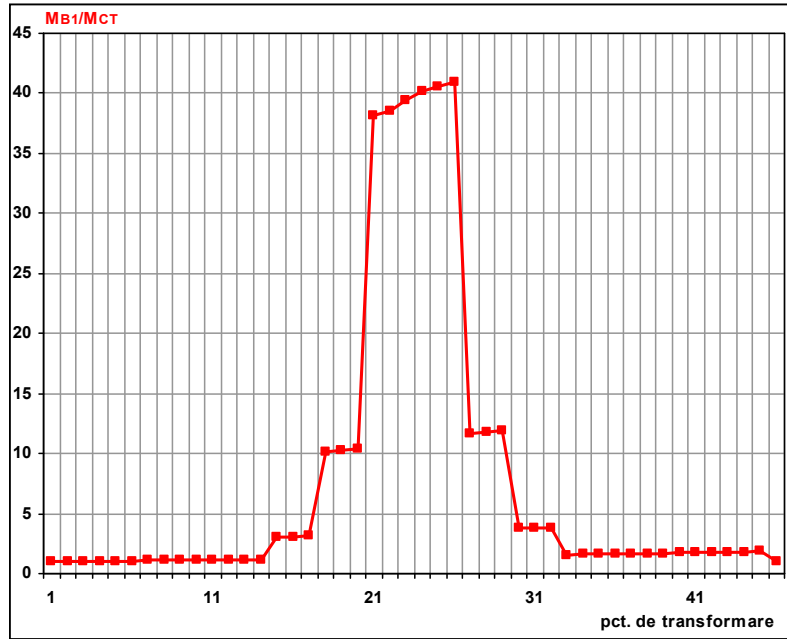


Fig. 4.15 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal – bucla 1

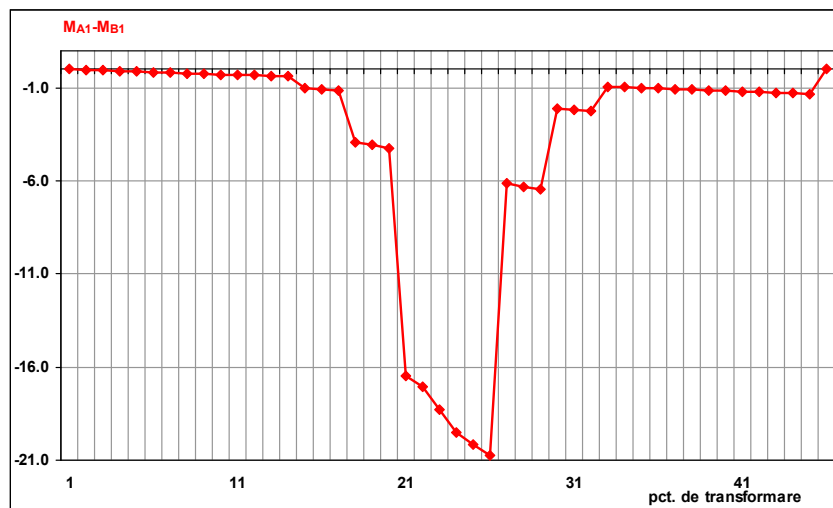


Fig. 4.16 Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, bucla 1

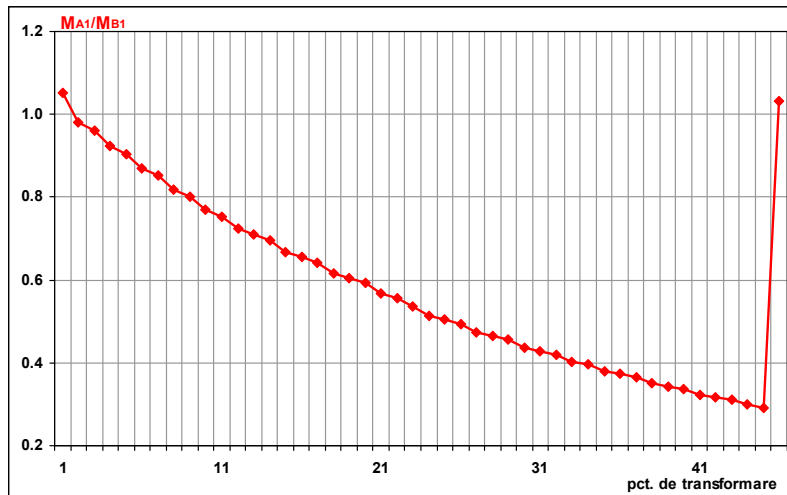


Fig. 4.17 Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, bucla 1

Datele primare pentru bucla 2 a circuitului sunt prezentate în tabelul 4.15 și figurile 4.18...4.21. Toate graficele referitoare la bucla 2 au fost trasate cu culoare verde. Punctele de încărcare maximă, 21 și, respectiv 48, aferente sensului A, respectiv B au fost evidențiate în tabelul 4.15 prin culoare roșie. Datorită simetriei geometrice a buclelor, așa cum era de așteptat, se înregistrează aceleași valori, în puncte simetrice față de bucla 1. De altfel, întreaga simulare numerică pune în evidență simetria de încărcare a buclelor. Valorile din tabelele 4.14 și 4.15 și identitatea graficelor din figurile corespondente 4.14...4.17 și 4.18...4.21 confirmă această afirmație.

Tabelul 4.15 Parametrii energo – cinematici de bază ai buclei 2

ID punct	M_{A2}/M_{CT}	M_{B2}/M_{CT}	$(M_{A2}-M_{B2})/M_{CT}$	M_{A2}/M_{B2}
1	1.0307	0.9801	0.0506	1.0516
2	0.9900	1.0101	-0.0201	0.9801
3	0.9801	1.0203	-0.0402	0.9606
4	0.9605	1.0411	-0.0806	0.9226
5	0.9509	1.0516	-0.1007	0.9042
6	0.9319	1.0731	-0.1412	0.8684
7	0.9226	1.0839	-0.1614	0.8511
8	0.9041	1.1061	-0.2020	0.8174
9	0.8951	1.1172	-0.2222	0.8011
10	0.8772	1.1400	-0.2629	0.7694

11	0.8684	1.1516	-0.2832	0.7541
12	0.8510	1.1751	-0.3240	0.7242
13	0.8425	1.1869	-0.3444	0.7098
14	0.8341	1.1989	-0.3648	0.6957
15	2.0435	3.0585	-1.0149	0.6682
16	2.0231	3.0893	-1.0663	0.6549
17	2.0028	3.1206	-1.1177	0.6418
18	6.2809	10.1896	-3.9086	0.6164
19	6.2181	10.2925	-4.0744	0.6041
20	6.1559	10.3965	-4.2405	0.5921
21	21.7182	38.1910	-16.4729	0.5687
22	21.5010	38.5768	-17.0758	0.5574
45	0.5407	1.8493	-1.3085	0.2924
45	1.0204	0.9900	0.0304	1.0307
46	21.0710	39.3641	-18.2931	0.5353
47	20.6496	40.1674	-19.5179	0.5141
48	20.4431	40.5732	-20.1301	0.5039
49	5.6218	11.3842	-5.7623	0.4938
50	5.5094	11.6165	-6.1071	0.4743
51	5.4543	11.7338	-6.2795	0.4648
52	1.6874	3.7039	-2.0164	0.4556
53	1.6537	3.7795	-2.1258	0.4375
54	1.6371	3.8176	-2.1805	0.4288
55	0.6483	1.5425	-0.8942	0.4203
56	0.6353	1.5740	-0.9386	0.4037
57	0.6290	1.5899	-0.9609	0.3956
58	0.6164	1.6223	-1.0059	0.3800
59	0.6102	1.6387	-1.0284	0.3724
60	0.6041	1.6552	-1.0511	0.3650
61	0.5921	1.6890	-1.0970	0.3505
62	0.5861	1.7061	-1.1199	0.3436
63	0.5803	1.7233	-1.1430	0.3367
64	0.5687	1.7585	-1.1898	0.3234
65	0.5630	1.7762	-1.2133	0.3170
66	0.5574	1.7942	-1.2368	0.3106
67	0.5462	1.8308	-1.2846	0.2983

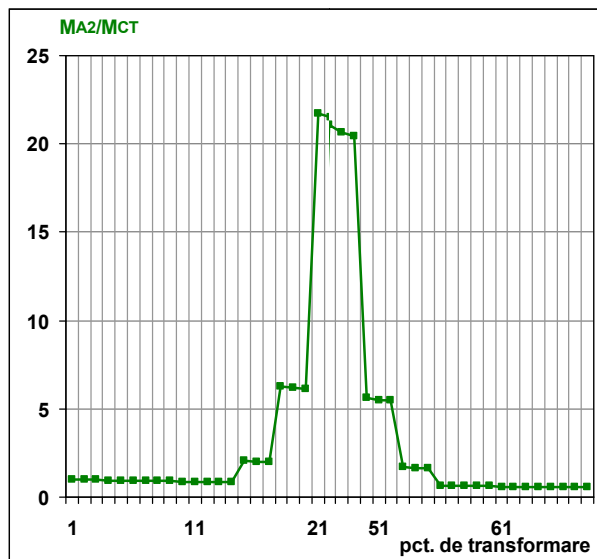


Fig. 4.18 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal – bucla 2

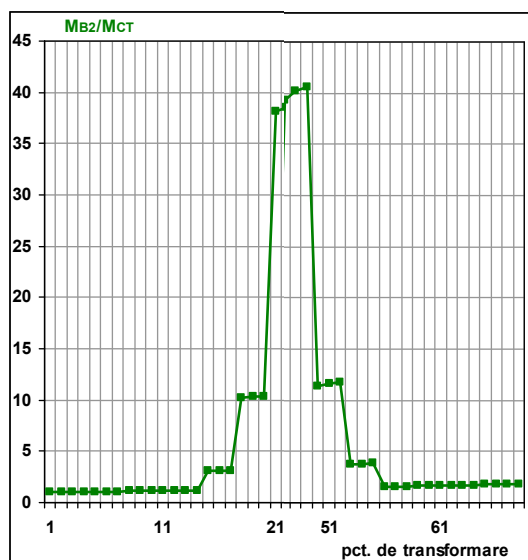


Fig. 4.19 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal – bucla 2

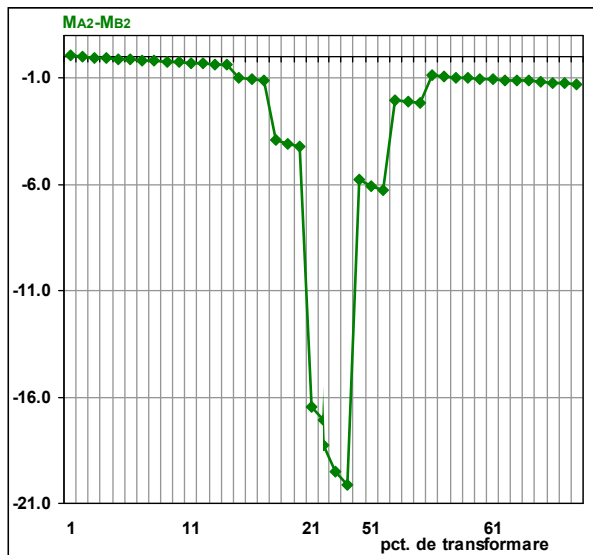


Fig. 4.20 Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, bucla 2

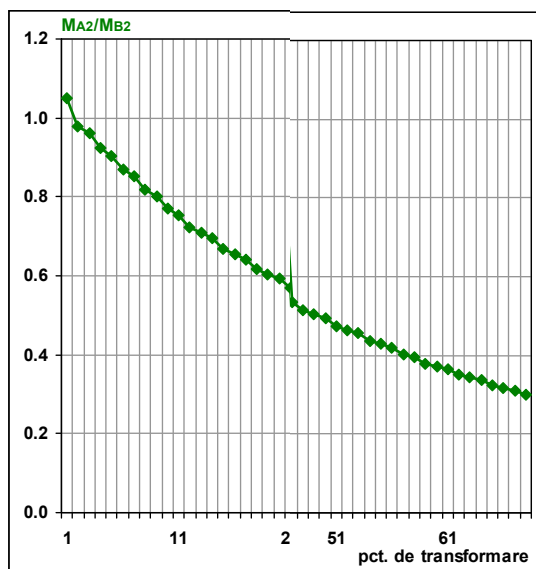


Fig. 4.21 Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, bucla 2

Datele coloanelor 5...8 din tabelul 4.13 permit analiza completă a circuitului multibucă, ca ansamblu. Figurile 4.22...4.25 prezintă grafic variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal (fig. 4.22), variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal (fig. 4.23), variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (fig. 4.24) și variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică (fig. 4.24). Toate graficele referitoare la circuitul complet au fost trasate în culoare brună.

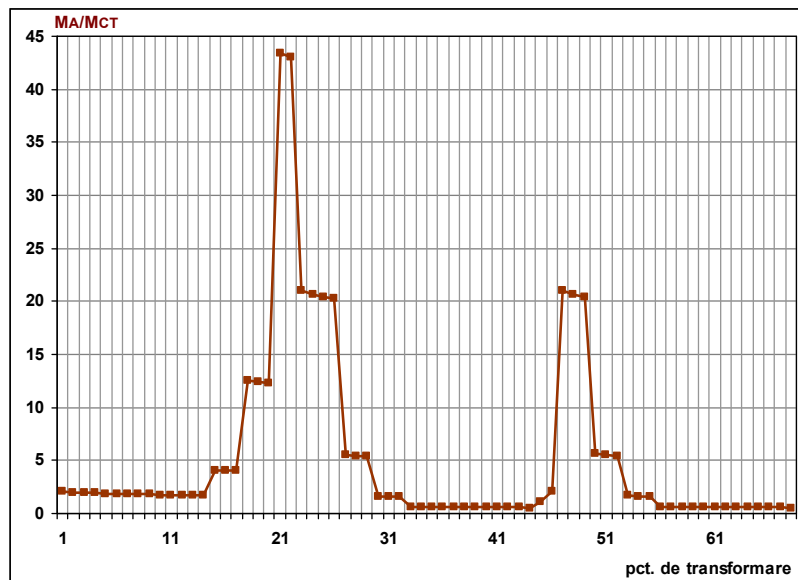


Fig. 4.22 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal – circuitul mutibucă

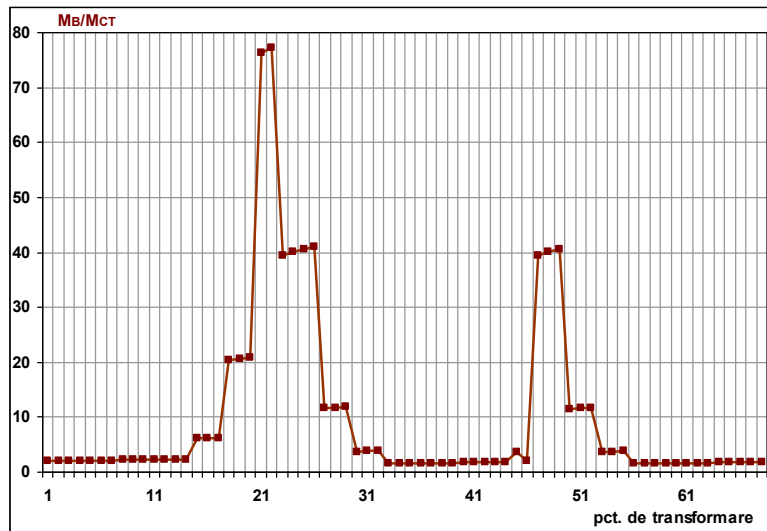


Fig. 4.23 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal – circuitul mutibuclă

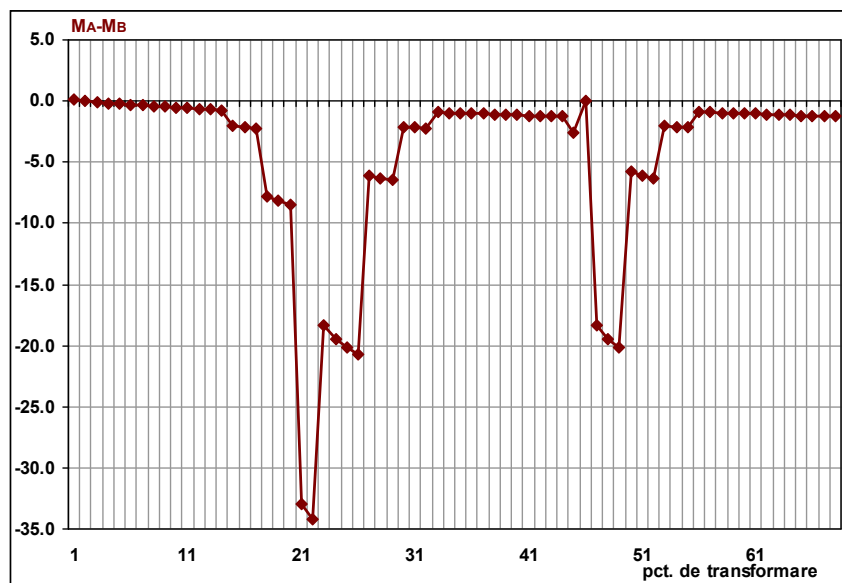


Fig. 4.24 Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, circuitul multibuclă

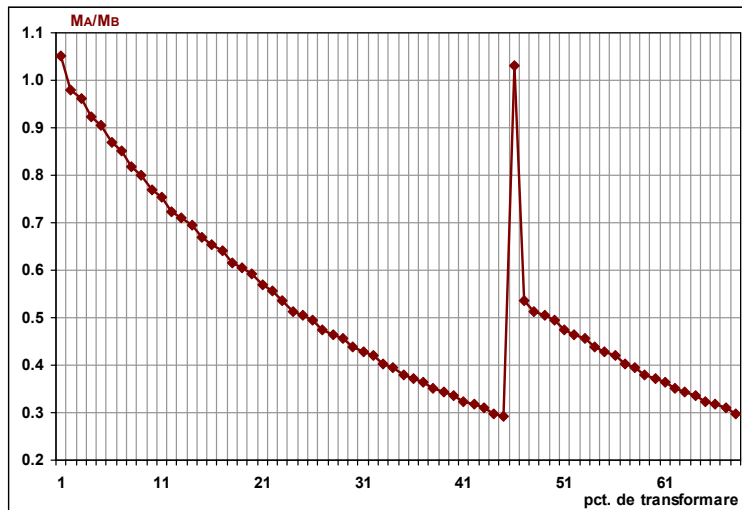


Fig. 4.25 Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, circuitul multibuclă

Datele numerice din tabelul 4.13 și reprezentările grafice din figurile 4.22...4.25 conduc la următoarele observații:

□ schema standului asigură regimuri de testare identice pentru cele două transmisii de încercat și rodat (porțiunile 24...34 și 48...58 din figurile 4.22 și 4.23)

□ fluxul energetic vehiculat pe ramura centrală și comună a circuitului celor două bucle componente se divide în mod egal pe cele două bucle. Rezultă că pentru încărcarea la valoarea nominală a transmisiilor de încercat, dispozitivul de încărcare central și unic trebuie să asigure un moment dublu

□ solicitarea aproximativ dublă față de cea nominală pe ramura centrală a circuitului impune includerea în schemă a unei transmisii de returnare mult mai robuste decât unitățile de produs încercate pe stand. Trebuie respectată, însă, condiția ca cel puțin raportul de transmitere total al transmisiei de returnare/distribuție a fluxului energetic să fie egal cu raportul de transmitere total al transmisiilor testate

□ cel mai solicitat punct de transformare energo – cinematică din schemă este punctul 22, corespunzător ultimului angrenaj al transmisiei de returnare/distribuție a energiei (linia 22 – tabelul 4.13)

□ solicitarea dublă a ramurii centrale a standului reprezintă un dezavantaj, cel puțin în cazul puterilor vehiculate mari

□ condiția de simetrie geometrică și de încărcare impune plasarea sursei de energie și a dispozitivului de încărcare pe ramura centrală și în poziții apropiate, ceea ce conduce la un dezechilibru energetic la reversarea mișcării. În acest caz

optimizarea poziționării sursei în schemă nu are sens, deoarece orice altă plasare în afara celei simetrice introduce principial un dezechilibru energetic între bucle. Singura modalitate de echilibrare energetică a standului și de încărcare a transmisiilor la reversarea mișcării este reprezentată de identificarea unor legi de încărcare diferite pentru sensurile A, respectiv B.

Pentru optimizarea încărcării reversibile s-a păstrat legea de încărcare inițială pentru sensul A și s-a aplicat criteriul minimizării sumei variației momentului motor.

În tabelul 4. 13 se pot observa sumele:

$$\Sigma(M_A/M_{CT})=366.9185$$

$$\Sigma(M_B/M_{CT})=686.3229$$

$$\Sigma[(M_A-M_B)/M_{CT}]= - 319.4047.$$

S-a determinat coeficientul:

$$\frac{\Sigma(M_A / M_{CT})}{\Sigma(M_B / M_{CT})} = 0.534615 ,$$

care s-a aplicat coloanei 6 din tabelul 4.13, pentru a obține valorile optimizate ale încărcărilor la sensul B. În tabelul 4.16 sunt înscrise valorile caracteristice pentru schema optimizată, iar în figurile 4.26...4.29 sunt reprezentate variațiile mărimilor din coloanele 1...4 ale tabelului.

Tabelul 4.16 Parametrii energo – cinematici de bază ai circuitului multibuclă optimizat

ID punct	M _A /M _{CT}	M _{B opt} /M _{CT}	(M _A -M _{Bopt})/M _{CT}	M _A /M _{Bopt}
0	1	2	3	4
1	2.0614	1.0480	1.0135	1.9671
2	1.9800	1.0800	0.9000	1.8333
3	1.9602	1.0909	0.8693	1.7968
4	1.9210	1.1132	0.8078	1.7256
5	1.9018	1.1244	0.7773	1.6913
6	1.8638	1.1474	0.7164	1.6243
7	1.8451	1.1590	0.6861	1.5920
8	1.8082	1.1826	0.6256	1.5290
9	1.7901	1.1946	0.5955	1.4985
10	1.7543	1.2190	0.5354	1.4392
11	1.7368	1.2313	0.5055	1.4106
12	1.7020	1.2564	0.4456	1.3547
13	1.6850	1.2691	0.4159	1.3277
14	1.6682	1.2819	0.3863	1.3013

15	4.0870	3.2702	0.8168	1.2498
16	4.0462	3.3032	0.7429	1.2249
17	4.0057	3.3366	0.6691	1.2005
18	12.5619	10.8950	1.6669	1.1530
19	12.4363	11.0050	1.4312	1.1301
20	12.3119	11.1162	1.1957	1.1076
21	43.4364	40.8350	2.6014	1.0637
22	43.0020	41.2475	1.7545	1.0425
23	21.0710	21.0446	0.0264	1.0013
24	20.6496	21.4741	-0.8245	0.9616
25	20.4431	21.6910	-1.2479	0.9425
26	20.2386	21.9101	-1.6715	0.9237
27	5.5094	6.2103	-0.7009	0.8871
28	5.4543	6.2731	-0.8188	0.8695
29	5.3998	6.3364	-0.9367	0.8522
30	1.6537	2.0205	-0.3669	0.8184
31	1.6371	2.0410	-0.4038	0.8021
32	1.6208	2.0616	-0.4408	0.7862
33	0.6353	0.8415	-0.2061	0.7550
34	0.6290	0.8500	-0.2210	0.7400
35	0.6164	0.8673	-0.2509	0.7107
36	0.6102	0.8761	-0.2658	0.6966
37	0.6041	0.8849	-0.2808	0.6827
38	0.5921	0.9030	-0.3109	0.6557
39	0.5861	0.9121	-0.3260	0.6426
40	0.5803	0.9213	-0.3410	0.6298
41	0.5687	0.9401	-0.3714	0.6049
42	0.5630	0.9496	-0.3866	0.5929
43	0.5574	0.9592	-0.4018	0.5811
44	0.5462	0.9788	-0.4326	0.5581
45	1.0815	1.9773	-0.8958	0.5469
45	2.0408	1.0585	0.9823	1.9280
46	21.0710	21.0446	0.0264	1.0013
47	20.6496	21.4741	-0.8245	0.9616
48	20.4431	21.6910	-1.2479	0.9425
49	5.6218	6.0861	-0.4643	0.9237
50	5.5094	6.2103	-0.7009	0.8871
51	5.4543	6.2731	-0.8188	0.8695
52	1.6874	1.9801	-0.2927	0.8522
53	1.6537	2.0205	-0.3669	0.8184

54	1.6371	2.0410	-0.4038	0.8021
55	0.6483	0.8246	-0.1763	0.7862
56	0.6353	0.8415	-0.2061	0.7550
57	0.6290	0.8500	-0.2210	0.7400
58	0.6164	0.8673	-0.2509	0.7107
59	0.6102	0.8761	-0.2658	0.6966
60	0.6041	0.8849	-0.2808	0.6827
61	0.5921	0.9030	-0.3109	0.6557
62	0.5861	0.9121	-0.3260	0.6426
63	0.5803	0.9213	-0.3410	0.6298
64	0.5687	0.9401	-0.3714	0.6049
65	0.5630	0.9496	-0.3866	0.5929
66	0.5574	0.9592	-0.4018	0.5811
67	0.5462	0.9788	-0.4326	0.5581
suma			0.0000	
media				0.9872

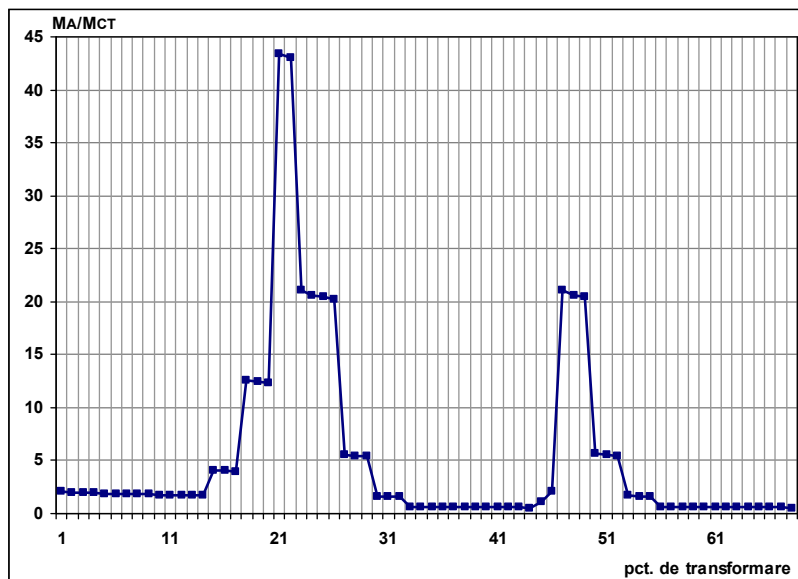


Fig. 4.26 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul A al fluxului energetic principal – circuitul mutibucă optimizat

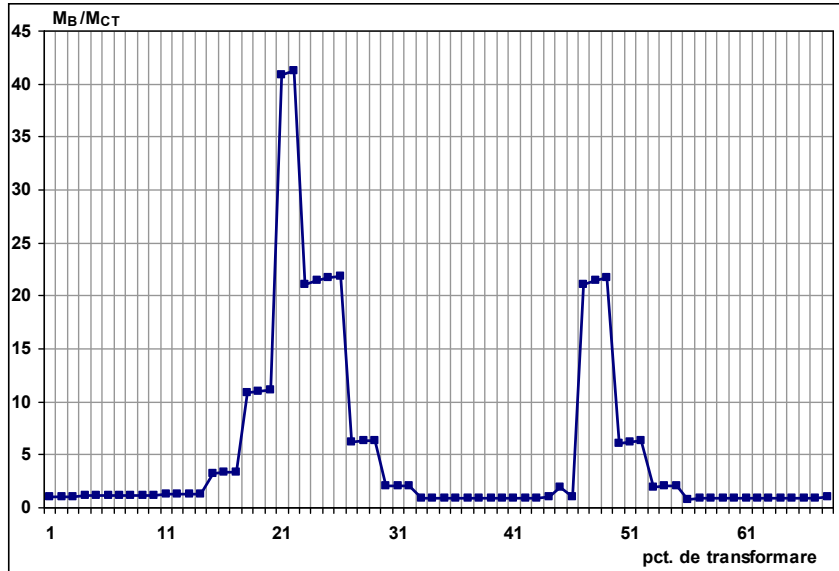


Fig. 4.27 Variația momentului normalizat funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, pentru sensul B al fluxului energetic principal – circuitul multibucă optimizat

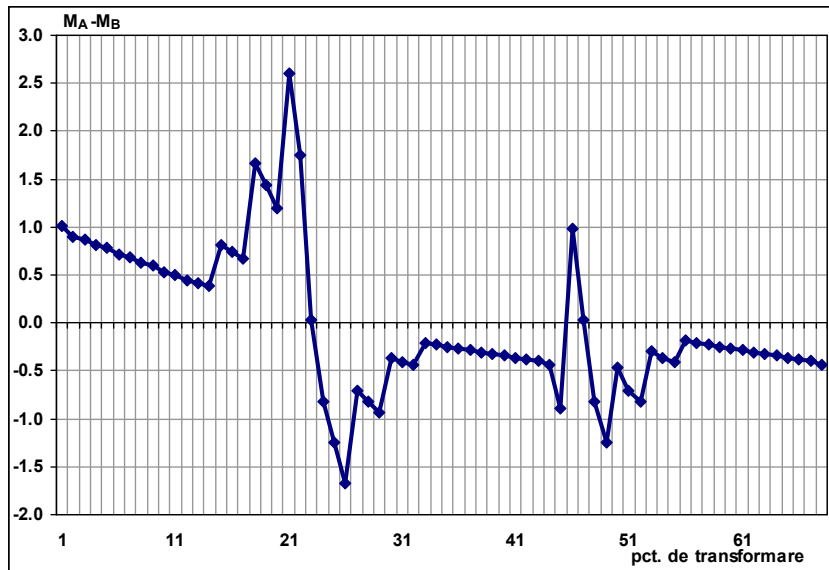


Fig. 4.28 Variația diferenței momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, circuitul multibucă optimizat

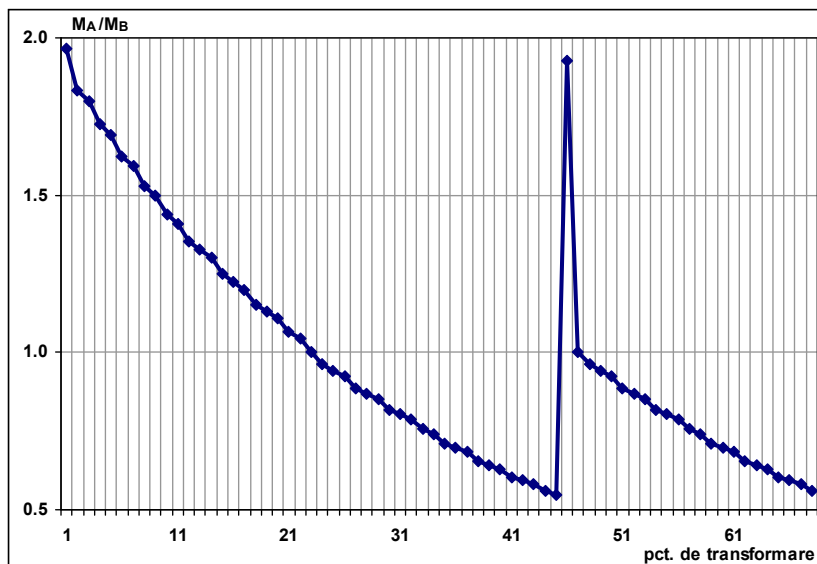


Fig. 4.29 Variația raportului momentelor normalizate aferente sensurilor A și B ale fluxurilor principale, funcție de poziția punctelor de transformare energo – cinematică, circuitul multibuclă optimizat

Se pot observa următoarele aspecte:

□ la reversarea mișcării, egalitatea încărcărilor este, practic, asigurată. Raportul încărcării reversibile pentru tronsoanele cele mai solicitate este [1.06...0.92] între punctele 21...26, care aparțin treptei lente a transmisiei de returnare și a transmisiei de testat din bucla 1 și [1.00...0.92] între punctele 46...49 care se găsesc pe treapta lentă a transmisiei de încercat din bucla 2. În tabelul 4.16 rapoartele aferente acestor puncte au fost marcate prin caractere roșii

□ media raportului încărcării reversibile s-a modificat de la 0.5278 pentru circuitul neoptimizat (tab. 4.15) la 0.9872 pentru schema optimizată (tab. 4.16)

□ dezechilibrul energetic între sensurile A și B a fost substanțial redus față de schema neoptimizată. De la $|(M_A - M_B) / M_{CT}| \approx 35$ (fig. 4.24 și tab. 4.15) pentru schema inițială s-a ajuns la $|(M_A - M_B) / M_{CT}| \approx 2.6$ pentru circuitul optimizat (fig. 4.28 și tab.4.16)

Cu aceste observații, schema standului se poate considera adecvat concepută pentru încercarea și rodarea corectă a câte două transmisii simultan.

4.3. Analiza critică a soluțiilor mono și multibucă destinate încercării și rodării unui tip de transmisie dat

În paragrafele anterioare au fost descrise și analizate din punct de vedere constructiv – funcțional și energetic trei tipuri de scheme de standuri destinate încercării și rodării unei transmisii mecanice cilindro – conice, cu o treaptă conică și două trepte cilindrice, având raportul total de transmitere $i=28.8$.

Oportunitatea alegerii uneia dintre scheme depinde de ponderea criteriilor care pot să primeze:

- complexitatea constructivă
- eficiența din punct de vedere energetic
- durata testării și rodării.

Pentru aplicațiile de mare putere, desigur, primează criteriul eficienței din punct de vedere energetic.

Din această perspectivă se propune o comparație a performanțelor celor trei scheme analizate.

În tabelul 4.17 și figurile 4.30...4.40 sunt prezentați numeric și reprezentați comparativ, 11 parametri energo – cinematici ai schemelor de standuri cu o buclă conținând 2 transmisii, cu o buclă, incluzând 4 transmisii și, respectiv, cu două bucle conținând 3 transmisii.

Tabelul 4.17 Parametrii energo – cinematici – tablou comparativ pentru trei tipuri de standuri

Param.	Ponderi	1 buclă – 2 transm.	1 buclă - 4 transm.	2 bucle - 3 transm.	1 buclă – 2 transm.		1 buclă - 4 transm.		2 bucle - 3 transm.	
		Valori			Punctaje ierarhizare					
0	1	2	3	4	5		6		7	
ΔM_A	0.15	-0.3981	-0.655	-0.4797	1	0.15	3	0.45	2	0.30
ΔM_B	0.15	0.3620	0.635	0.4594	1	0.15	3	0.45	2	0.30
ΔM	0.04	-0.7901	-1.291	-0.9391	1	0.04	3	0.12	2	0.08
Ψ_M	0.10	-1.0996	-1.030	-1.0441	3	0.30	1	0.10	2	0.20
$\Psi_{\sigma k}$	0.10	1.0486	1.015	1.0218	3	0.30	1	0.10	2	0.20
$\Sigma \Delta M_{AB}$	0.15	0.0000	-4.116	0.0000	1	0.15	2	0.30	1	0.15
η_A	0.04	0.9319	0.7170	0.9800	2	0.08	3	0.12	1	0.04
η_B	0.04	0.6750	0.7391	0.5407	2	0.08	1	0.04	3	0.12
M_{CA}/M_A	0.04	1.5898	1.8870	1.8870	1	0.04	2	0.08	2	0.08
M_{CB}/M_B	0.04	0.6289	0.5300	0.5300	1	0.04	2	0.08	2	0.08
M_A/M_B med	0.15	1.1317	1.1075	0.9872	3	0.45	2	0.30	1	0.15
Suma ponderi	1.00									
Total puncte/ Sume ponderate					19	1.78	23	2.14	20	1.70

Coloanele 2...4 ale tabelului redau valorile numerice ale parametrilor înscrisi în coloana 0. Ultimele trei coloane, 5...7, conțin o ierarhizare a soluțiilor, prin acordarea unui punctaj cuprins între 1...3 și ponderat conform importanței criteriului, cuantificată în coloana 1. Punctajul atribuit, respectiv suma ponderată rezultată pentru fiecare dintre cele trei scheme, reflectă situarea soluției în raport cu valoarea țintă a criteriilor, declarată în tabelul 4.6. Urmând acesta schemă de ierarhizare, soluția este cu atât mai favorabilă cu cât acumulează un număr mai mic de puncte, respectiv o sumă ponderată mai apropiată de unitate. Ultima linie a tabelului 4.17, care totalizează punctele și sumele ponderate indică relația de ordine:

- standul bazat pe schema circuitului închis cu două bucle
- standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă, care include o transmisie de încercat și transmisia de returnare
- standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă, care conține trei transmisii de încercat și transmisia de returnare.

Cele mai relevante criterii din punct de vedere energetic au fost considerate variația momentului motor la sensul A și B, suma globală a variației momentelor la reversarea mișcării și raportul mediu al încărcării la reversarea mișcării, motiv pentru care au fost ponderate cu coeficientul 0.15.

Din punct de vedere al solicitărilor mecanice cele mai importante criterii au fost declarate coeficientul încărcării reversibile, respectiv coeficientul tensiunilor reversibile în pol, care au fost ponderate cu 0.1.

Celelalte criterii, mai puțin relevante sau redundante dacă rezultă din cele de mai sus au fost ponderate cu coeficientul 0.04.

Se observă faptul că suma ponderilor este egală cu unitatea, astfel încât ierarhizarea s-a făcut prin ordonarea diferenței:

$$D = (\text{suma ponderată} - 1),$$

pe criteriul minimizării acesteia.

Figurile 4.30...4.40 descriu grafic ierarhiile parțiale, pe criterii, a celor trei scheme discutate, simbolizate cu 1 – 1 buclă cu 2 transmisii, 2 – o buclă cu 4 transmisii, 3 – două bucle cu trei transmisii.

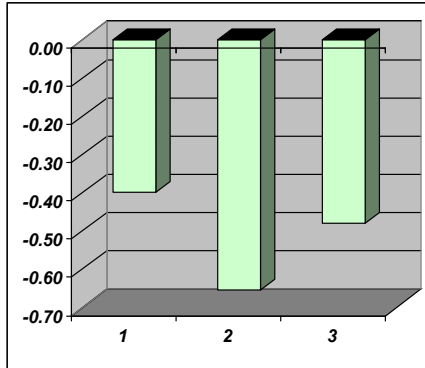


Fig. 4.30 ΔM_A – variantele 1, 2 și 3

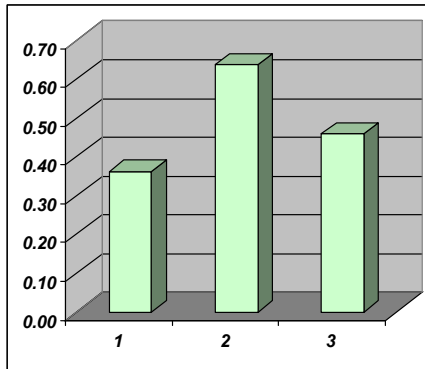


Fig. 4.31 ΔM_B – variantele 1, 2 și 3

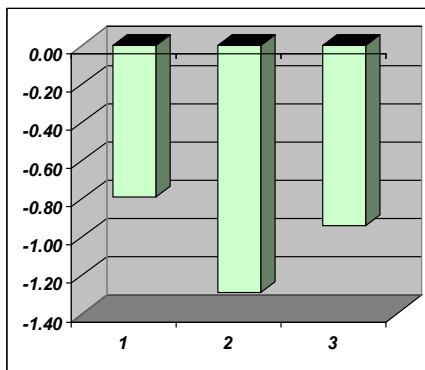


Fig. 4.32 ΔM – variantele 1, 2 și 3

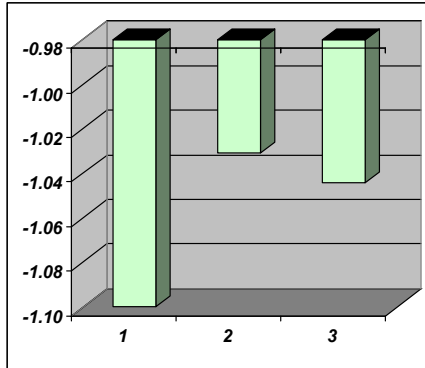


Fig. 4.33 Ψ_M – variantele 1, 2 și 3

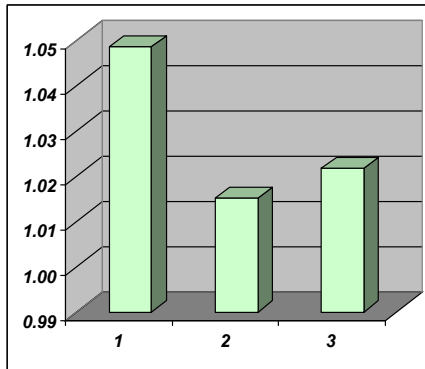


Fig. 4.34 $\Psi_{\sigma k}$ – variantele 1, 2 și 3

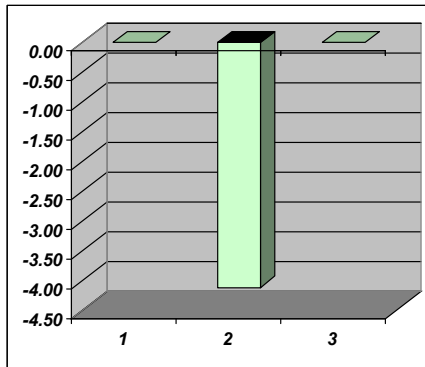


Fig. 4.35 $\Sigma \Delta M_{AB}$ – variantele 1, 2 și 3

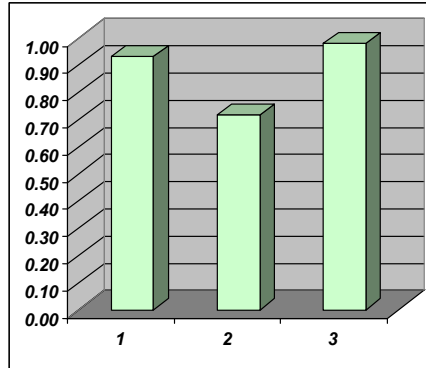


Fig. 4.36 η_A – variantele 1, 2 și 3

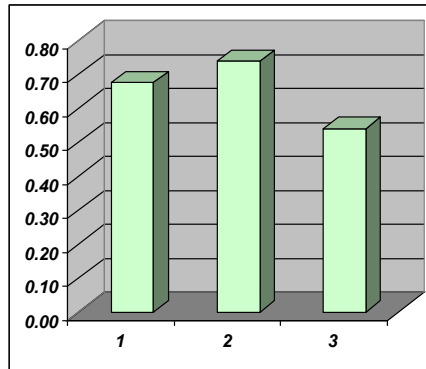


Fig. 4.37 η_B – variantele 1, 2 și 3

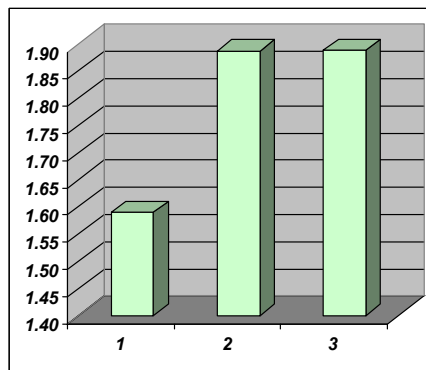


Fig. 4.38 M_{CA}/M_A – variantele 1, 2 și 3

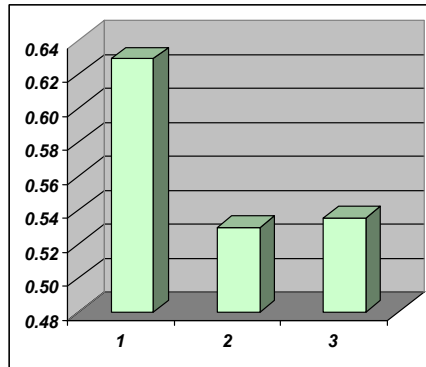


Fig. 4.39 M_{CB}/M_B – variantele 1, 2 și 3

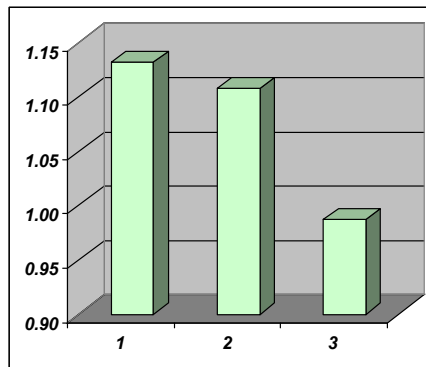


Fig. 4.40 M_A/M_B mediu – variantele 1, 2 și 3

Analizând datele numerice și reprezentările grafice de mai sus rezultă că:

- variația momentului motor pentru sensul A și B, cât și la reversarea mișcării au valori echilibrate, dar mai favorabile pentru soluțiile 1 și 3
- coeficientul încărcării reversibile și coeficientul tensiunilor în pol este cel mai apropiat de unitate pentru soluțiile 2 și 3
- suma variației momentului motor la reversarea mișcării este nulă, în urma optimizării practicate, pentru soluțiile 1 și 3
- randamentul standului este variabil în raport cu sensul fluxului principal pentru schemele 1 și 3. Valoarea randamentului scade proporțional cu lungimea traseului fluxului energetic de compensare. În schema 2 lungimea acestuia este comparabilă cu lungimea traseului fluxului energetic principal pentru ambele sensuri, astfel încât randamentele pentru sensurile A și B sunt aproximativ egale, dar cu valoare relativ scăzută
- analiza desfășurată anterior plasează pe locul cel mai favorabil din punct de vedere energetic standul bazat pe schema circuitului închis cu două bucle.

Utilizarea sa convine și din punct de vedere al duratei de testare și rodare a unui lot de transmisii, având în vedere faptul că încercările au loc simultan pe câte 2 transmisii

□ pe locul al doilea, la mică diferență privind eficiența energetică, se clasează standul bazat pe schema circuitului închis cu o singură buclă. Deși simplitatea constructivă relativă reprezintă un avantaj în raport cu prima soluție, eficiența globală a încercărilor poate reprezenta un argument de preferință mai puternică, în cazul loturilor mari de transmisii de testat

□ pe locul al treilea se plasează standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă conținând 4 transmisii. Deși eficiența acestuia este superioară celorlalte soluții, fiind testate simultan 3 transmisii, din punct de vedere energetic este mult mai puțin favorabilă. În plus, parametrii energo – cinematici ai circuitului sunt sensibili la tipul transmisiei, raportul de transmitere total și repartizarea pe trepte a rapoartelor de transmitere parțiale. În acest caz, pentru fiecare aplicație specifică este indicată o analiză numerică dedicată.

4.4. Concluzii și contribuții personale

În capitolul 4 al tezei sunt descrise constructiv – funcțional și analizate din punct de vedere energo – cinematic trei soluții de scheme pentru standuri de testare și rodare în circuit închis a transmisiilor mecanice.

Primul paragraf se ocupă cu studiul a două soluții de standuri în circuit închis cu o singură buclă, și anume o schemă destinată încercării unei singure transmisii și una concepută pentru testarea simultană a trei transmisii. Transmisia de încercat în toate cazurile este o transmisie de complexitate medie, de tip cilindro – conic, în trei trepte, cu rapoartele de transmitere intermediare 3.2, 2.5 și 3.6 ($i_{tot} = 28.8$).

Modelarea matematică a elementelor standului a vizat exclusiv aspectele de comportament energetic. Practic, punctelor de transformare energetică li s-au atribuit valori statistice ale randamentelor mecanice.

În primul caz, al circuitului închis de testare a unei singure transmisii, analiza și optimizarea s-au realizat pe baza unei metode care presupune cele două etape prezentate în capitolul 3.

Schema conține 42 de puncte de transformare energo – cinematică. În vecinătatea a cinci dintre acestea s-a studiat posibilitatea plasării sursei de energie exterioară. Prelucrarea datelor din tabele aferente celor cinci poziții a condus la stabilirea numerică a zece parametri caracteristici standului (tab. 4.7). A rezultat că poziția cea mai favorabilă a motorului din punct de vedere al încărcării reversibile și, respectiv, consumului energetic, este punctul de conectare 28. A doua etapă de optimizare a stabilit raportul încărcărilor relative la dispozitivul de creare a sarcinii din condiția de egalizare a încărcării la reversibilitatea mișcării. Din analiza celei mai simple scheme de stand în circuit mecanic închis se pot formula câteva concluzii cu caracter de generalitate:

□ standurile cu circuit închis sunt caracterizate prin parametri de încărcare,

respectiv energetici specifici

□ reversibilitatea mișcării, posibilă numai pe standurile cu circuit închis, este însoțită de variații semnificative ale încărcării pe același tronson cinematic și respectiv de consum energetic diferit pentru cele două sensuri ale fluxului energetic principal

- cei mai importanți parametri caracteristici standurilor cu circuit închis sunt:
- variația momentului motor la schimbarea sensului fluxului principal
- coeficientul încărcării reversibile
- suma globală a variației încărcării reversibile
- raportul mediu al încărcării reversibile
- coeficientul tensiunilor reversibile de contact (în pol)

□ optimizarea funcțională și energetică a standului este necesară și utilă, vizând minimizarea consumului de energie și asigurarea încărcării egale la reversibilitatea sensului de mișcare

□ optimizarea se desfășoară după un algoritm bine stabilit, care reprezintă o aplicație numerică specifică pentru proiectarea fiecărui stand original.

A doua schemă analizată se referă la un stand energorecuperativ cu o singură buclă care conține 4 transmisii. Schema conține 45 de puncte de transformare energo – cinematică. Sursa exterioară a fost plasată în vecinătatea punctului 22, într-o poziție simetrică în raport cu dispozitivul de încărcare. Studiul detaliat al comportării schemei a condus la următoarele concluzii :

□ ca regulă generală, s-a constatat că simetria geometrică și de încărcare impune un număr par de transmisii, dintre care una este întotdeauna de returnare și face parte din construcția standului propriu – zis. Numărul optim de perechi de transmisii incluse în buclă a fost stabilit ca fiind 2

□ analiza parametrilor energetici ai schemei (tab. 4.11) arată că, deși eficient prin simultaneitatea testării și rodării a trei unități de produs, standul prezintă dezavantajul dezechilibrului încărcării transmisiilor (pe perechea de transmisii din stânga sursei încărcarea este de ~1.35 ori mai mare decât pe perechea din dreapta acesteia) – tab. 4.9 și tab. 4.11. Acest aspect este deosebit de important și nu există posibilități de optimizare în sensul egalizării încărcărilor reversibile

□ ca observație generală se poate spune că simetria geometrică asigură în regim reversibil un echilibru energetic global, în sensul că traseele fluxurilor energetice de compensare sunt egale pentru ambele sensuri, astfel încât consumul de energie și randamentul sunt aceleași indiferent de sens

□ față de schema cu o singură transmisie de testat energia necesară din exterior pentru acoperirea pierderilor din sistem este aproximativ dublă (tab. 4.12), dar numărul transmisiilor testate simultan este triplu.

Al doilea paragraf al capitolului este dedicat studiului standurilor energorecuperative bazate pe o schemă cu două bucle. Circuitul propus spre analiză conține același tip de transmisie cilindro – conică utilizat pentru modelările și simulările din cazurile anterioare. Pe schemă au fost identificate 67 de puncte de

transformare energo – cinematică. Sursa exterioară de energie a fost plasată în poziția 45, simetric în raport cu cele două bucle și pe același arbore care este legat la dispozitivul de încărcare. Închiderea mecanică a circuitului s-a conceput ca un șir de 6 angrenaje cilindrice cu raport de transmitere unitar. Analiza schemei a cuprins mai multe etape, care au vizat studiul separat al buclelor individuale și apoi al întregului sistem mecanic.

Rezultatele integrale din tabelul 4.13, detaliate pe buclele 1 și 2 în tabelele 4.14 și 4.15 au condus la următoarele concluzii:

- schema standului asigură regimuri de testare identice pentru cele două transmisii de încercat și rodat (porțiunile 24...34 și 48...58 din figurile 4.22 și 4.23). Fluxul energetic vehiculat pe ramura centrală a circuitului se divide în mod egal pe cele două bucle. Rezultă că pentru încărcarea la valoarea nominală a transmisiilor de încercat, dispozitivul de încărcare central și unic trebuie să asigure un moment dublu (transmisia de returnare trebuie proiectată mult mai robustă decât unitățile de produs încercate pe stand, dar cu raportul de transmitere total egal cu al transmisiilor testate)

- cel mai solicitat punct de transformare energo – cinematică din schemă este punctul 22, corespunzător ultimului angrenaj al transmisiei de returnare/distribuție a energiei (linia 22 – tabelul 4.13)

- solicitarea dublă a ramurii centrale a standului reprezintă un dezavantaj

- condiția de simetrie geometrică și de încărcare impune plasarea sursei de energie și a dispozitivului de încărcare pe ramura centrală și în poziții apropiate, ceea ce conduce la un dezechilibru energetic la reversarea mișcării. În acest caz optimizarea poziționării sursei în schemă nu are sens, deoarece orice altă plasare în afara celei simetrice introduce principial un dezechilibru energetic între bucle. Singura modalitate de echilibrare energetică a standului și de încărcare a transmisiilor la reversarea mișcării este reprezentată de identificarea unor legi de încărcare diferite pentru sensurile A, respectiv B

- prin optimizare, la reversarea mișcării, egalitatea încărcărilor este, practic, asigurată. Raportul încărcării reversibile pentru tronsoanele cele mai solicitate este [1.06...0.92] între punctele 21...26, care aparțin treptei lente a transmisiei de returnare și a transmisiei de testat din bucla 1 și [1.00...0.92] între punctele 46...49 care se găsesc pe treapta lentă a transmisiei de încercat din bucla 2 (tab. 4.16)

- media raportului încărcării reversibile s-a modificat de la 0.5278 pentru circuitul neoptimizat (tab. 4.15) la 0.9872 pentru schema optimizată (tab. 4.16)

- dezechilibrul energetic între sensurile A și B a fost substanțial redus față de schema neoptimizată. De la $\left| \frac{M_A - M_B}{M_{CT}} \right| \approx 35$ (fig. 4.24 și tab. 4.15) pentru schema inițială s-a ajuns la $\left| \frac{M_A - M_B}{M_{CT}} \right| \approx 2.6$ pentru circuitul optimizat (fig. 4.28 și tab.4.16)

Ultimul paragraf al capitolului vizează o comparație critică a performanțelor celor trei scheme analizate.

Pe baza tabloului comparativ din tabelul 4.17, care conține 11 parametri

energetici ai schemelor 1 (monobucă cu 2 transmisii), 2 (monobucă cu 4 transmisii) și 3 (două bucle cu 3 transmisii) au rezultat următoarele concluzii :

- ❑ variația momentului motor pentru sensul A și B, cât și la reversarea mișcării au valori echilibrate, dar mai favorabile pentru soluțiile 1 și 3

- ❑ coeficientul încărcării reversibile și coeficientul tensiunilor în pol este cel mai apropiat de unitate pentru soluțiile 2 și 3

- ❑ suma variației momentului motor la reversarea mișcării este nulă, în urma optimizării practicate, pentru soluțiile 1 și 3

- ❑ randamentul standului este variabil în raport cu sensul fluxului principal pentru schemele 1 și 3

- ❑ din punct de vedere energetic, pe locul cel mai favorabil se plasează standul bazat pe schema circuitului închis cu două bucle. Utilizarea sa convine și din punct de vedere al duratei de testare și rodare a unui lot de transmisii, având în vedere faptul că încercările au loc simultan pe câte 2 transmisii

- ❑ pe locul al doilea, la mică diferență privind eficiența energetică, se clasează standul bazat pe schema circuitului închis cu o singură buclă.

- ❑ pe locul al treilea se află standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă conținând 4 transmisii. Deși eficiența acestuia este superioară celorlalte soluții, fiind testate simultan 3 transmisii, din punct de vedere energetic este mult mai puțin favorabilă. În plus, parametrii energo – cinematici ai circuitului sunt sensibili la tipul transmisiei, raportul de transmitere total și repartizarea pe trepte a rapoartelor de transmitere parțiale.

În cuprinsul prezentului capitol se regăsesc o serie de contribuții originale, dintre care se enumeră următoarele:

- ❑ elaborarea modelelor numerice pentru trei scheme de circuite energorecuperative cu o buclă, respectiv două bucle

- ❑ determinarea setului complet de date preliminare necesare calculului de optimizare, pentru toate trei schemele

- ❑ evaluarea unei serii de zece caracteristici specifice standului monobucă cu 2 transmisii pentru cinci poziții posibile ale sursei exterioare de energie

- ❑ derularea celei de-a doua etape de optimizare privind egalizarea încărcărilor reversibile, cu obținerea unei soluții performante din punct de vedere energetic și al simulării condițiilor reale de încărcare

- ❑ analiza schemei monobucă cu 4 transmisii, cu determinarea parametrilor caracteristici și comentarea critică a acestora în raport cu performanțele schemei monobucă cu 2 transmisii

- ❑ analiza numerică, având un caracter cert de originalitate, a schemei circuitului energorecuperativ cu două bucle simetrice

- ❑ stabilirea etapelor de studiu a circuitului multibucă prin defalcarea analizei pe bucle individuale și corelarea rezultatelor pentru obținerea parametrilor întregului sistem

- adaptarea algoritmului de optimizare a legii de încărcare reversibile pentru cazul standului multibuclă
- obținerea unor rezultate numerice concludente pentru eficiența energetică circuitului cu două bucle
- desfășurarea unui calcul analitic comparativ al celor trei scheme supuse studiului și ierarhizarea acestora printr-un algoritm care implică ponderarea criteriilor de performanță
- prezentarea minuțioasă a rezultatelor intermediare și finale prin 17 tabele de date și 40 de figuri reprezentative, generate exclusiv prin calcul automat, pe baza unor aplicații MS Excell.

BIBLIOGRAFIE

[B4], [B5], [E1], [E4], [E5], [E6], [E7], [J1], [J2], [N4], [N5], [N10], [N14], [N15], [N16], [P1], [R1], [R2], [W16], [W17], [W18], [W19]

5. Concluzii finale și contribuții personale

Prezenta teză pornește de la observația că deși transmisiile cu angrenaje au o foarte largă și frecventă utilizare, fondul de cunoștințe sistematizat până la nivel de standardizare se oprește la etapa de proiectare, care include algoritmi de dimensionare și calcul ai elementelor de geometrie a danturii. Etapa de încercare, respectiv testare și rodaj este mai puțin reglementată prin normative și slab abordată în literatura de specialitate, astfel încât constituie încă subiect de cercetare cu potențial de inovare ridicat. Astfel, teza de doctorat își propune ca principal obiectiv stabilirea posibilităților de optimizare a performanțelor standurilor de testare a transmisiilor mecanice cu angrenaje. Se face diferențierea între standurile cu flux energetic deschis – mai simple ca schemă și, ca atare mai răspândite în practica industrială de profil – și standurile cu flux energetic închis, cu caracter energorecuperativ, care au la bază scheme mai complexe, dar prezintă avantaje nete în special în cazul transmisiilor care trebuie să funcționeze în regim reversibil. Și în categoria standurilor în circuit închis se pot face diferențieri principale între soluțiile bazate pe o singură buclă și cele cu două sau mai multe bucle închise. Ordinea de enunțare a categoriilor de mai sus este inversă în raport cu volumul de cunoștințe aferent, vehiculat în literatura de specialitate.

Subiectul tezei este legat direct de studiul standurilor energorecuperative mono și multibuclă. Obiectivele tezei, în formulare sintetică, pot fi enunțate astfel:

stabilirea parametrilor energetici și de încărcare ai standurilor cu circuit închis în scopul declarării și implementării unor criterii de optimizare

optimizarea constructiv-funcțională și energetică a standurilor energorecuperative mono și multibuclă pe baza unor algoritmi care să vizeze stabilirea poziției optime de conectare a sursei exterioare de energie în circuit și egalizarea încărcării reversibile

completarea bazei de cunoștințe necesare implementării schemelor în circuit închis, în construcția standurilor energorecuperative monobuclă, dar, în special, multibuclă, pentru diverse tipuri de transmisii de testat.

Lucrarea, bazată pe un demers descriptiv, analitic, de modelare matematică și simulare numerică, a permis relevarea unor aspecte specifice, extragerea unor concluzii și formularea unor recomandări, sintetizate mai jos:

□ transmisiile cu angrenaje sunt larg utilizate în construcția unor mașini și echipamente fabricate în producție de serie și masă, în condițiile în care cerințele de calitate și fiabilitate sunt impuse de piață la un nivel tot mai ridicat

□ tradiția îndelungată în proiectare și execuție au condus la elaborarea și acceptarea relativ unanimă la nivel mondial a unor standarde de calcul al angrenajelor. Continentul european lucrează după standardul ISO-DIN, iar cel american după normativul ANSI, cele două sisteme de normare fiind similare prin mijlocirea AGMA

□ deși procedeele de modelare-simulare au atins un înalt grad de rafinament și acoperă o arie largă de parametri de funcționare, ultima etapă obligatorie de validare a calității unei transmisii este testarea pe stand. Pentru asigurarea unei bune funcționări îndelungate și în condițiile proiectării judicioase a standului de testare, acesta poate fi utilizat și pentru rodarea ansamblului

□ standurile de testare a transmisiilor cu angrenaje se deosebesc fundamental din punct de vedere structural și constructiv-funcțional în raport cu caracterul deschis sau închis al lanțului cinematic care le definește

□ standurile de testare cu circuit deschis conțin, principial, o sursă de energie, transmisia de testat și elementul disipator de energie. Din punct de vedere constructiv, au o structură complexă și ridică probleme deosebite privind disiparea căldurii și uzarea intensă a frânei – elemente care definesc principalele dezavantaje ale schemei de testare deschise. Oferta firmelor de profil este mai mult orientată pe standuri cu circuit deschis, în numeroase variante. Construcțiile sunt masive, complexe și au prețuri foarte ridicate. Încălzirea accentuată și uzarea rapidă le recomandă numai pentru probe de scurtă durată și nu pentru cele de anduranță și rodaj. Construcția standului, în general, nu permite inversarea mișcării și, deci, testarea transmisiilor reversibile

□ standurile de testare a transmisiilor cu angrenaje în circuit închis elimină din schemă elementul disipativ de energie și, la nivel constructiv, sistemele aferente de răcire. De asemenea, reduce semnificativ consumul energetic, până la nivelul la care sursa exterioară trebuie să acopere exclusiv pierderile energetice din elementele mecanice ale circuitului (angrenaje, cuplaje, lagăre). Aceste caracteristici importante indică standurile cu circuit închis pentru testarea transmisiilor de putere mare și rodarea oricărui tip de transmisie

□ standurile cu circuit închis au un caracter energorecuperativ; ele conțin mai multe transmisii legate într-o buclă geometric închisă în care energia este continuu recirculată

□ din punct de vedere cinematic, standurile cu circuit închis sunt caracterizate prin raport de transmitere total unitar și posibilitatea reversibilității mișcării

□ structura standului poate include una sau mai multe bucle energetice închise

□ nivelul de încărcare a treptelor transmisiilor legate în buclă depinde esențial de situarea lor în raport cu sursa de energie, de poziția lor relativă față de

cuplajul torsional, respectiv de sensul fluxurilor energetice principale și de compensare. Aceste elemente influențează decisiv parametrii energetici locali pe traseul circuitului, ceea ce impune un studiu de optimizare a structurii. Totodată numărul buclilor, numărul transmisiilor și poziția lor relativă pe buclă trebuie să constituie obiectul unui demers de optimizare pentru fiecare aplicație

□ considerând ca punct de referință dispozitivul de încărcare a sistemului, se definește fluxul energetic principal, ca traseu de recirculare a energiei. De asemenea, se pune în evidență fluxul energetic de compensare, care include partea de buclă pe care sursa debitează energia de acoperire a pierderilor din circuit. De remarcat este faptul că lungimea și caracteristicile energetice ale fluxurilor principal și de compensare pot fi foarte diferite pentru cele două sensuri de rotație posibile

□ s-a dezvoltat o procedură de determinare a încărcărilor pentru un caz general de schemă a unui stand cu circuit închis, cu tratarea separată pe cele două sensuri de rotație

□ s-a definit o serie de parametri caracteristici ai standurilor cu circuit închis mecanic, printre care: pierderile de putere, pierderile de putere relative, variația momentului motor la schimbarea sensului, coeficientul de pierderi, diferența maximă de încărcare pe același tronson oarecare, variația încărcării relative, coeficientul încărcării reversibile și randamentul total

□ au fost concepute și sunt descrise constructiv – funcțional apoi analizate din punct de vedere energo – cinematic trei soluții de scheme pentru standuri de testare și rodare în circuit închis a transmisiilor mecanice

□ s-a realizat studiul a două soluții de standuri în circuit închis cu o singură buclă, și anume o schemă destinată încercării unei singure transmisii și una proiectată pentru testarea simultană a trei transmisiilor. Transmisia de încercat în toate cazurile este o transmisie de complexitate medie, de tip cilindro – conic, în trei trepte, cu rapoartele de transmitere intermediare 3.2, 2.5 și 3.6 ($i_{\text{tot}} = 28.8$)

□ modelarea matematică a elementelor standurilor a vizat exclusiv aspectele de comportament energetic. Practic, punctelor de transformare energetică li s-au atribuit valori statistice ale randamentelor mecanice

□ pentru circuitul închis de testare a unei singure transmisii s-a realizat analiza și optimizarea pe baza unei metode în două etape (optimizarea poziționării sursei exterioare în circuit, respectiv optimizarea legii de încărcare la reversibilitatea mișcării). Schema cu 2 transmisiile cilindro – conice conține 42 de puncte de transformare energo – cinematică. În vecinătatea a cinci dintre acestea s-a studiat posibilitatea plasării sursei de energie exterioară. Prelucrarea datelor din tabele aferente celor cinci poziții a condus la stabilirea numerică a zece parametri caracteristici standului. A rezultat că poziția cea mai favorabilă a motorului din punct de vedere al încărcării reversibile și, respectiv, consumului energetic, este punctul de conectare 28. A doua etapă de optimizare a stabilit raportul încărcărilor relative la dispozitivul de creare a sarcinii din condiția de egalizare a încărcării la reversibilitatea mișcării

□ a doua schemă analizată se referă la un stand energorecuperativ cu o

singură buclă care conține 4 transmisii. Schema conține 45 de puncte de transformare energo – cinematică. Sursa exterioară a fost plasată în vecinătatea punctului 22, într-o poziție simetrică în raport cu dispozitivul de încărcare

□ ca regulă generală, s-a constatat că simetria geometrică și de încărcare impune un număr par de transmisii, dintre care una este întotdeauna de returnare și face parte din construcția standului propriu – zis. Numărul optim de perechi de transmisii incluse în buclă a fost stabilit ca fiind 2

□ analiza parametrilor energetici ai schemei arată că, deși eficient prin simultaneitatea testării și rodării a trei unități de produs, standul prezintă dezavantajul dezechilibrului încărcării transmisiilor (pe perechea de transmisii din stânga sursei încărcarea este de ~1.35 ori mai mare decât pe perechea din dreapta acesteia). Acest aspect este deosebit de important și nu există posibilități de optimizare în sensul egalizării încărcărilor reversibile

□ ca observație generală se poate spune că simetria geometrică asigură în regim reversibil un echilibru energetic global, în sensul că traseele fluxurilor energetice de compensare sunt egale pentru ambele sensuri, astfel încât consumul de energie și randamentul sunt aceleași indiferent de sens

□ față de schema cu o singură transmisie de testat energia necesară din exterior pentru acoperirea pierderilor din sistem este aproximativ dublă, dar numărul transmisiilor testate simultan este triplu

□ un segment al studiului este dedicat standurilor energorecuperative bazate pe o schemă cu două bucle. Circuitul propus spre analiză conține același tip de transmisie cilindro – conică utilizat pentru modelările și simulările din cazurile anterioare. Pe schemă au fost identificate 67 de puncte de transformare energo – cinematică. Sursa exterioară de energie a fost plasată în poziția 45, simetric în raport cu cele două bucle și pe același arbore care este legat la dispozitivul de încărcare. Închiderea mecanică a circuitului s-a conceput ca un șir de 6 angrenaje cilindrice cu raport de transmitere unitar. Analiza schemei a cuprins mai multe etape, care au vizat studiul separat al buclelor individuale și apoi al întregului sistem mecanic

□ schema standului asigură regimuri de testare identice pentru cele două transmisii de încercat și rodat. Fluxul energetic vehiculat pe ramura centrală a circuitului se divide în mod egal pe cele două bucle. Rezultă că pentru încărcarea la valoarea nominală a transmisiilor de încercat, dispozitivul de încărcare central și unic trebuie să asigure un moment dublu (transmisia de returnare trebuie proiectată mult mai robustă decât unitățile de produs încercate pe stand, dar cu raportul de transmitere total egal cu al transmisiilor testate)

□ cel mai solicitat punct de transformare energo – cinematică din schemă este punctul 22, corespunzător ultimului angrenaj al transmisiei de returnare/distribuție a energiei

□ condiția de simetrie geometrică și de încărcare impune plasarea sursei de energie și a dispozitivului de încărcare pe ramura centrală și în poziții apropiate, ceea ce conduce la un dezechilibru energetic la reversarea mișcării. În acest caz optimizarea poziționării sursei în schemă nu are sens, deoarece orice altă plasare

În afara celei simetrice introduce principial un dezechilibru energetic între bucle. Singura modalitate de echilibrare energetică a standului și de încărcare a transmisiilor la reversarea mișcării este reprezentată de identificarea unor legi de încărcare diferite pentru sensurile A, respectiv B

- prin optimizare, la reversarea mișcării, egalitatea încărcărilor este, practic, asigurată. Raportul încărcării reversibile pentru tronsoanele cele mai solicitate este [1.00...0.92] pe ambele bucle

- dezechilibrul energetic între sensurile A și B a fost substanțial redus față de schema neoptimizată. De la $|(M_A - M_B)/M_{CT}| \approx 35$ pentru schema inițială s-a ajuns la $|(M_A - M_B)/M_{CT}| \approx 2.6$ pentru circuitul optimizat

- s-a realizat o comparație critică a performanțelor celor trei scheme analizate. Pe baza unui tablou comparativ, care conține 11 parametri energetici ai schemelor 1 (monobucă cu 2 transmisii), 2 (monobucă cu 4 transmisii) și 3 (două bucle cu 3 transmisii) au rezultat următoarele concluzii :

- variația momentului motor pentru sensul A și B, cât și la reversarea mișcării au valori echilibrate, dar mai favorabile pentru soluțiile 1 și 3

- coeficientul încărcării reversibile și coeficientul tensiunilor în pol este cel mai apropiat de unitate pentru soluțiile 2 și 3

- suma variației momentului motor la reversarea mișcării este nulă, în urma optimizării practice, pentru soluțiile 1 și 3

- randamentul standului este variabil în raport cu sensul fluxului principal pentru schemele 1 și 3

- din punct de vedere energetic, pe locul cel mai favorabil se plasează standul bazat pe schema circuitului închis cu două bucle. Utilizarea sa convine și din punct de vedere al duratei de testare și rodare a unui lot de transmisii, având în vedere faptul că încercările au loc simultan pe câte 2 transmisii

- pe locul al doilea, la mică diferență privind eficiența energetică, se clasează standul bazat pe schema circuitului închis cu o singură buclă.

- pe locul al treilea se află standul bazat pe schema circuitului închis cu o buclă conținând 4 transmisii. Deși eficiența acestuia este superioară celorlalte soluții, fiind testate simultan 3 transmisii, din punct de vedere energetic este mult mai puțin favorabilă. În plus, parametrii energo – cinematici ai circuitului sunt sensibili la tipul transmisiei, raportul de transmitere total și repartizarea pe trepte a rapoartelor de transmitere parțiale.

Concluzia generală a studiului este aceea că standurile energorecuperative prezintă avantaje energetice și de fiabilitate semnificative, pot fi proiectate pe baza unor scheme cu una sau mai multe bucle și pot funcționa la parametri ale căror valori pot fi optimizate prin algoritmi adecvați. Particularitățile standurilor sunt dictate de tipul transmisie de testat și rodat, de mărimea lotului de produse, de raportul de transmitere total și de rapoartele de transmitere intermediare, precum și de puterea sau încărcarea nominală a unității de produs testat.

Lucrarea conține o serie de contribuții personale, dintre care se amintesc următoarele:

- sinteza și analiza unui material foarte bogat, autohton, european și american, relativ la încercarea transmisiilor cu angrenaje în general, dar cu slabă ramificare spre obiectul tezei

- sistematizarea cunoștințelor existente referitoare la standurile de testare cu circuit mecanic închis

- studiul critic al ofertei de echipamente de testare a angrenajelor, la nivel mondial, utilizate predilect la standurile cu flux energetic deschis

- concepția originală a schemelor de principiu cu caracter constructiv funcțional și cinematic pentru patru tipuri de standuri energorecuperative (destinate testării a una sau trei transmisiilor cilindro – conice într-o singură buclă închisă, a două transmisiilor cilindro – conice în două bucle închise și a două transmisiilor cilindrice în două bucle închise)

- stabilirea traseelor fuxurilor energetice principale și de compensare pentru toate schemele, cu comentarea critică a comportării standurilor din punct de vedere al bilanțului energetic și al încărcării în regim reversibil, precum și evidențierea avantajelor, dezavantajelor, posibilităților de optimizare, facilităților și limitărilor fiecărei soluții

- propunerea unor algoritmi de modelare matematică a schemelor cinematice și de optimizare a acestora prin minimizarea unor criterii de factură energetică și mecanică (de încărcare)

- elaborarea modelelor numerice pentru trei scheme de circuite energorecuperative cu o buclă, respectiv două bucle

- determinarea setului complet de date preliminare necesare calculului de optimizare, pentru toate trei schemele

- evaluarea unei serii de zece caracteristici specifice standului monobuclă cu 2 transmisiilor pentru cinci poziții posibile ale sursei exterioare de energie

- derularea celei de-a doua etape de optimizare privind egalizarea încărcărilor reversibile, cu obținerea unei soluții performante din punct de vedere energetic și al simulării condițiilor reale de încărcare

- analiza schemei monobuclă cu 4 transmisiilor, cu determinarea parametrilor caracteristici și comentarea critică a acestora în raport cu performanțele schemei monobuclă cu 2 transmisiilor

- analiza numerică a schemei circuitului energorecuperativ cu două bucle simetrice

- stabilirea etapelor de studiu a circuitului multibuclă prin defalcarea analizei pe bucle individuale și corelarea rezultatelor pentru obținerea parametrilor întregului sistem

- adaptarea algoritmului de optimizare a legii de încărcare reversibile pentru cazul standului multibuclă

- obținerea unor rezultate numerice concludente pentru eficiența energetică

circuitului cu două bucle

- ❑ desfășurarea unui demers analitic comparativ al celor trei scheme supuse studiului și ierarhizarea acestora printr-un algoritm care implică ponderarea criteriilor de performanță

- ❑ prezentarea minuțioasă a rezultatelor intermediare și finale prin 17 tabele de date și 40 de figuri reprezentative, generate exclusiv prin calcul automat, pe baza unor aplicații MS Excell.

Bibliografie

- [B1] *Balekics, M., Crudu, M., Pommersheim, A.,* **Măsurarea variației momentelor de torsiune într-un stand cu circuit mecanic închis**, Simpozionul de tensometrie, Univ. Dunărea de Jos, Galați, 1989
- [B2] *Balekics, M.,* **Elastohidrodinamica nestaționară aplicată la angrenaje cilindrice**, Sesiunea de comunicări științifice, Universitatea Petru Maior, Târgu Mureș, 2000
- [B3] *Bolos, V., ș.a,* **Considerații privind randamentul de funcționare al angrenajelor melcate spiroide**, PRASIC, Brașov, 1998
- [B4] *Bos, J.,* **Design and Testing of a Marine Gearbox**, AGMA 99FTM10, ISBN 1-55589-748-7, 1999
- [B5] *Buchanan, J., Sheppard, Ph., Vanderpooten, D.,* **Project Ranking Using ELECTRE III**, Université Paris-Dauphine, p.1-36, 1999
- [B6] *Buchanan, J., Henig, E.J.,* **Objectivity and Subjectivity in the Decision Making Process**, Annals of Operations Research, p.333-345, 1980
- [C1] *Cărăbaș, I., Balekics, M.,* **Stand, metodă și tehnologie pentru rodarea angrenajelor cilindrice**, The International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field of Gears. Third Edition, Baia Mare, 2000
- [C2] *Cărăbaș, I., Cărăbaș, T.,* **Some Aspects about Cylindrical Gear Lapping**, The 8-th Symposium on mechanismus and Mechanical Transmissions, with International Participation, Timișoara, 2000
- [C3] *Cărăbaș, I.,* **Contribuții la metodologia de rodare a angrenajelor**, Teza de doctorat, Universitatea "Politehnica" Timișoara, 99
- [C4] *Crudu, M., Perju, D.,* **Dispozitiv pentru încărcarea inerțială pentru sisteme în circuit mecanic închis**, Construcția de mașini, nr.10, 1967

- [D1] *Dempsey, P.J., Lewicki, D.G., Decker, H.J.,* **Investigation of Gear and Bearing Fatigue Damage Using Debris Particle Distributions,** 60th Annual Forum and Technology Display sponsored by the American Helicopter Society
Baltimore, Maryland, June 7–10, 2004
- [E1] *Eftimie, M., Nicoară, I.,* **Algorithm For The Optimization Of Closed-Loop Mechanical Circuit And Automated Calculus Using Original Software,** Buletinul Științific al UPT, Journal of Mechanical Engineering, Transactions on Mechanics, Tom 54 (68), Fascicola 2, ISSN 1224-6077
- [E2] *Eftimie, M., Nicoară, I.,* **Comparative Study Of Closed-Loop Test Circuits Regarding The Transmission Pairs Number,** Buletinul Științific al UPT, Journal of Mechanical Engineering, Transactions on Mechanics, Tom 54 (68), Fascicola 2, ISSN 1224-6077
- [E3] *Eftimie, M.,* **Sinteza echipamentelor pentru comanda încărcării circuitelor mecanice închise,** Referat nr.2, UPT, 2004
- [E4] *Eftimie, M., Gruescu, C., Nicoară, I.,* **Optimization criteria for closed-loop transmission test stands,** The 2nd International Conference, Power Transmissions '06, Novi Sad, Serbia & Montenegro
- [E5] *Eftimie, M., Gruescu, C., Nicoară, I.,* **Optimization of a closed-loop transmission test stand using the method ELECTRE III,** The 2nd International Conference, Power Transmissions '06, Novi Sad, Serbia & Montenegro
- [E6] *Eftimie, M.,* **Contribuții privind optimizarea caracteristicilor de calitate a sistemelor energorecuperative,** Teza de doctorat, Universitatea Politehnica Timișoara, 2006
- [G1] *Gafițeanu, M., ș.a.,* **Aspecte teoretice și experimentale ale durabilității roților dințate cilindrice,** Conferința Tribotehnica, București, 1987
- [G2] *Gheorghiu, N., ș.a.,* **Unele particularități funcționale ale transmisiei electrocarului EC-3,** Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976
- [H1] *Halmague, S., Kim, L.,* **Hybrid Electric Vehicles,** National Renewable Energy Lab, USA, 2005
- [H2] *Hoepflich, M.G.,* **Analysis of Micropitting on Prototype Surface Fatigue Test Gears,** AGMA 99FTM5, ISBN 1-55589-743-6, 1999

- [H3] *Horovitz, B,* **Ein neues Zahnrad-prufenfahren,** Maschinenmarkt, nr.2, 1970
- [H4] *Handschuh, R.F., Kilmain, C.J.,* **Preliminary Investigation of the Thermal Behavior of High-Speed Helical Gear Trains,** International Conference on Gears sponsored by the International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms, Munich, Germanj_ March 13-15, 2002
- [H5] *Handschuh, R. F., Bibel, G. D.,* **Comparison of Experimental and Analytical Tooth Bending Stress of Aerospace Spiral Bevel Gears,** NASA/TM 1999-208903 ARL-TR-1891 4th World Congress on Gearing and Power Transmission sponsored by the Institut des Engrenages et des Transmissions Paris, France, March 16-18, 1999
- [J1] *Johnson, S.,* **Microsoft Office, Excel 2003,** Editura Teora, București, 2004
- [J2] *Janko, W., Bernroider, E.,* **Multi-criteria Decision Making . An Application Study of Electra&Topsis,** Blanca Spee, h01070503@wu-wien.ac.at,p.1-19, 2005
- [K1] *Kovacs,F., Nicoară,I.,* **Contribuții la studiul dinamic al standurilor de încercare a angrenajelor,** Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița, 1976
- [L1] *Lewicki, D.G, Handschuh, R., Henry, Z.S., Litvin, F.L* **Low-Noise, High-Strength, Spiral-Bevel Gears for Helicopter Transmissions,** NASA Technical Memorandum 106080, AIAA-93-2149, Army Research Laboratory, ARL-MR-71 29th Joint Propulsion Conference and Exhibit cosponsored by the AIAA, SAE, ASME, and ASEE Monterey, California, June 28-30, 1993
- [M1] *McGleasson, B.,* **Compliant Spindle in Lapping and Testing Machines,** AGMA 02FTM8, ISBN 1-55589-808-4, 2000
- [M2] *Mikoleizig, G.,* **Cylindrical Gear Inspection and Bevel Gear Inspection – A Simple Task by Means of Dedicated CNC-Controlled Gear Inspection Machine,** AGMA 2000FTM9, ISBN 1-55589-770-3,2000
- [M3] *Meșteroiu, C. Nicoară, I.* **Modelling and Optimization of Closed Loop Stands for Testing Multiple Gearboxes,** XIII International Conference, Applied Stochastic Models and Data Analysis, ASMDA, Vilnius LITHUANIA, 2009

- M[4] *Meșteroiu, C. Nicoară, I.* **Modelling and Optimization of Multiple Closed Loop Stands for Testing Gearboxes**, XIII International Conference, Applied Stochastic Models and Data Analysis, ASMDA, Vilnius LITHUANIA, 2009
- M[5] *Mesteroiu, C.* **Standuri si echipamente destinate incercarii si rodarii transmisiilor prin angrenare. Studiu critic**, Referat nr.1, UPT, 2005
- M[6] *Mesteroiu, C.* **Optimizarea constructiv-functiionala a standurilor cu flux energetic inchis mono si multibucla**, Referat nr.3, UPT, 2005
- [N1] *Niemann,G., Winter, H.,* **Der FZG-Pitting-Test Zur Ermittlung der Zahnflanken-Tragfahigkeit**, Konstruktion, Nr.5, 6, 7, 8, 9, 10, 1960
- [N2] *Nicoară, I.,* **Stand pentru încercarea angrenajelor**, Al III-lea Simpozion Național MTM, Timișoara, 1980
- [N3] *Nicoară, I., Crețu,,* **Programatoare mecanice pentru circuite energetice recuperative**, A XXVII-a Sesiune de Comunicări cu Participare Internațională, Academia Tehnică, București, 1995
- [N4] *Nicoară, I., Kovacs, F.,* **Criterii de apreciere a sistemelor mecanice închise**, Third IFToMM International Symposium, Bucharest, 1981
- [N5] *Nicoară, I.,* **Metode de analiză a standurilor de încercare a angrenajelor**, Simpozion Realizări și perspective în proiectarea, execuția și controlul angrenajelor, Craiova, 1986
- [N6] *Nicoară, I., Crudu, M.,* **Sisteme mecanice închise cu element flexibil**, Al IV-lea Simpozion Național. Proiectarea asistată de calculator. PRASIC , Brașov, 1990
- [N7] *Nicoară, I.,* **Stand pentru încercarea reductoarelor planetare**, Simpozionul Național MTM și RI, Timișoara, 1992
- [N8] *Nicoară, I.,* **Particularități ale analizei circuitelor recuperative cu tensionare după legi de încărcare impuse**, The Sixth IFToMM International Symposium, Bucharest, 1993
- [N9] *Nicoară, I., Perju, D.,* **Closed Mechanical Circuits with Cyclic Variable Load**, Buletinul Științific și Tehnic UTT Fasc.Mecanica, Tom 38 (52), 1993
- [N10] *Nicoară, I.,* **Load Laws Influence over the Stress in Gears**, Buletinul Științific și Tehnic UTT Fasc.Mecanica 1993, Tom 38 (52)

- [N11] *Nicoară, I., Perju, D.,* **On the Mechanic Energetical Closed Circuit with Automatic Control of the Load**, The First International Assembly Designated as Heavy Machinery Production TN' 93, University Kragujevac, Yugoslavia, 1993
- [N12] *Nicoară, I., Perju, D.,* **Some Kinematic Particularities of the Mechanical Closed Circuits with Excentrical Spurgear**, Bul. Șt. și Tehnic al UTT, Tom 40 (54), Seria Mecanica, 1995
- [N13] *Nicoară, I., Gruescu, C.,* **Parametrii de calitate ai standurilor cu flux energetic închis pe cale mecanică**, Partea I și Partea II-a, Analele Universității Tg.Mureș, 2000
- [N14] *Nicoară, I., Gruescu, C.,* **Specific Features of Closed Mechanical Circuits**, The Eighth International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM, Liberec, 2000
- [N15] *Nicoară, I.,* **Încercarea angrenajelor**, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001
- [O1] *Ozguven, H.N., ș.a.,* **Assesment of Some Recently Developed Mathematical Models in Gear Dynamics**, Proccedings of 8-th World Congress of Theory of Machines and Mechanisms - IFToMM, Praga, 1991
- [P1] *Pommersheim, A.,* **Influența geometriei danturii asupra fenomenului de gripare la roți dințate cilindrice din oțel**, Teza de doctorat, Institutul Politehnic Timișoara, 1989
- [P2] *Pommersheim, A., Balekics, M., Crudu, M.,* **Program de calcul pentru repartiția sarcinii pe dantură funcție de rigiditate**, Buletin Științific, Universitatea Baia Mare, Seria C, Vol.V, 1991
- [R1] *Roy, B.,* **Decision Science or Aid-Science Decision?**, European Journal of Operational Research, 66, p. 184-203, 1993
- [R2] *Rešetov, D.N. (pod redakcij) ,* **Mașini i stendī dlea ispitanii detalei**, Mașinostroeniia, Moskva, 1979
- [R3] *Retting, H.,* **Überlast zulässig**, Maschinenmarkt Industrie Juornal, Wurzburg 77, 1971
- [R4] *Roșca, D., Roșca, A.* **Analysis and Evaluation of Abrasive Wear for Spur Gearing**, XXVI Oktobarsko Savetovanje Rudara i Metalurga, 527-532, Bor, Yugoslavia, 1994
- [R5] *Roșca, D., Roșca, A.* **Modelisation des reducteurs et multiplicateurs**, A 5^a Conferință Internațională de Sisteme Electromecanice și Energetice – SIELMEN 2005, Chișinău

- [T1] Tudor, A., **Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice**, Editura Tehnică, București, 1988
- [T2] Townsend, D. E., Zakrajsek, J. J., Handschuh, R. H., **Evaluation of a Vibration Diagnostic System for the Detection of Spiral Bevel Gear Pitting Failures**, NASA Technical Memorandum 107228, Army Research Laboratory, Technical Report ARL-TR-1106, Seventh International Power Transmission and Gearing Conference sponsored by the American Society of Mechanical Engineers San Diego, California, October 6-9, 1996
- [W1] Write, N.A., Kukureca, S.N., **Wear testing and measurement techniques for polymer composite gears**, *Wear*, 251/2001, p.1567-1578
- [W2] Wyluda, P., Wolf, D., **Examination of Finite Element Analysis and Experimental Results of Quasi-statically Loaded Acetal Copolymer Gears**, Ticona Summit, 2003
- [W3] <http://www.mathworks.com>
- [W4] <http://www.klotz.de>
- [W5] <http://www.gearresearch.org>
- [W6] <http://www.ameridrives.com>
- [W7] <http://www.ikonagear.com>
- [W8] <http://www.testrigs.com>
- [W9] <http://www.grc.nasa.gov>
- [W10] <http://www.elsevier.com>
- [W11] <http://agmafoundation.org>
- [W12] <http://www.efunda.com>
- [W13] <http://www.gears-manufacturers.com>
- [W14] <http://www.geartechnology.com>
- [W15] <http://www.centerspace.net>
- [W16] <http://www.ulb.ac.be/ElectreIII.htm>
- [W17] <http://www.sbaer.uca.edu>
- [W18] <http://www.lamsade.dauphine.fr/resumes/doc85.html>
- [W19] <http://www.dbai.tuwien.ac.at/marchives/fuzzy-mail97/0065.html>
- [W20] <http://www.ruhr-uni-bochum.de/lmgk/englisch.html>
- [W21] <http://www.fzg.mw.tum.de/forschung>
- [W22] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/5900/5950>
- [W23] <http://www.emprise-usa.com/test-stands/main-gearbox/index.php>
- [W24] *** Progidy-ET, Issue nr.12, 2005, Tascomp Limited, UK

CUPRINS

1. Introducere.....	3
2. Considerații privind testarea transmisiilor prin angrenaje	10
2.1. Generalități.....	10
2.2. Standuri pentru testarea angrenajelor	10
2.2.1. Particularități ale fluxului proiectare-simulare-testare a angrenajelor...	10
2.2.2. Standuri cu flux energetic deschis.....	15
2.2.3. Standuri cu flux energetic închis.....	21
2.3. Caracteristici specifice standurilor energorecuperative	40
2.4. Concluzii și contribuții originale.....	50
3. Modelarea standurilor cu flux energetic închis cu o buclă simplă respectiv cu bucle multiple.....	53
3.1. Concepte generale privind modelarea standurilor de testare a transmisiilor prin angrenaje	53
3.2. Scheme cinematice de standuri cu flux energetic închis. Studiu de variante mono și multibucă.....	54
3.3. Principii și algoritmi de optimizare constructiv-funcțională și energetică a standurilor de testare în circuit închis a transmisiilor prin angrenaje	62
3.4. Concluzii și contribuții originale.....	63
4. Optimizarea constructiv – funcțională a standurilor cu circuit mecanic închis, cu buclă simplă respectiv multiplă.....	65
4.1. Analiza circuitelor închise cu buclă simplă.....	65
4.1.1. Optimizarea circuitului cu buclă simplă destinat testării și rodării unei singure transmisii mecanice	65
4.1.2. Optimizarea circuitului cu buclă simplă destinat testării și rodării a patru transmisii mecanice	79
4.2. Analiza circuitelor închise cu bucle multiple.....	85
4.3. Analiza critică a soluțiilor mono și multibucă destinate încercării și rodării unui tip de transmisie dat	107
4.4. Concluzii și contribuții personale.....	113
5. Concluzii finale și contribuții personale	118
Bibliografie	125