



Universitatea *Transilvania* din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

**SISTEME MECANICE. PROIECTARE-CERCETARE
ORIENTATE SPRE 20/20/20**

Domeniul: Inginerie mecanică

**Prof.univ.dr.ing. Radu VELICU
Universitatea Transilvania din Braşov**

BRAŞOV, 2017

CUPRINS

Mul umiri	4
A. Summary	5
B. Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei.....	7
B1. Realizări științifice și profesionale.....	7
Introducere.....	7
I. Cercetări asupra transmisiilor planetare de putere. Teza de doctorat.....	8
II. Optimizarea transmisiilor multiplicatoare pentru turbine eoliene	12
II.1. Multiplicatoare cu rapoarte de multiplicare medii.....	13
II.2. Multiplicatoare cu rapoarte de multiplicare mari.....	18
III. Elemente de proiectare constructivă a sistemelor de orientare.....	25
III.1. Sisteme de orientare. Demonstratoare experimentale	27
III.2. Acțiunea vântului asupra platformelor sistemelor de orientare.....	34
III.3. Cazuri de încălzire datorate acțiunii vântului asupra platformelor sistemelor de orientare	45
IV. Evaluarea pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț	52
IV.1. Evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț	54
<i>IV.1.1. Instalații și dispozitive pentru evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț</i>	<i>54</i>
<i>IV.1.2. Proceduri specifice și metodologia de testare pentru evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț.....</i>	<i>64</i>
<i>IV.1.3. Rezultatele testelor de frecare în lagăre. Concluzii</i>	<i>70</i>
<i>IV.1.4. Rezultatele testelor de frecare în lanțuri. Concluzii.....</i>	<i>77</i>
<i>IV.1.5. Rezultatele testelor de frecare în patinele de întindere. Concluzii.....</i>	<i>82</i>
IV.2. Evaluarea teoretică a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț	96
B2. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	103
B3. Bibliografie	108

MULȚUMIRI

Teza de abilitare este rezultatul cercetărilor din perioada 2007 ó 2016 dar și rezultat al unei cariere universitare de 26 de ani.

De aceea încep prin a mulțumi celor care m-au îndrumat încă din primii ani de carieră : domnului prof.dr.ing. Aurel Jula, domnului prof.dr.ing. Gheorghe Moldoveanu și domnului prof.dr.ing. Emil Chișu. Le mulțumesc pentru contribuția la devenirea mea profesională .

Mulțumesc domnului prof.dr.ing. Ion Vișu, pentru oportunitățile oferite de a-mi dovedi capacitatea de muncă , de inovare și de a conduce grupuri și direcții de cercetare.

Trebuie să mulțumesc reprezentanților Grupului Schaeffler, domnului profesor Christoph Brands, domnului Dr. Frank Schlerege, cei care ne-au susținut logistic enorm în momentele cele mai grele de demarare a cercetărilor. De asemenea se cuvin mulțumiri și domnului prof.dr.ing. Șerban Bobancu, cel care este consultantul pe probleme de Tribologie din partea Schaeffler Brașov.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc grupului de cercetare în domeniul transmisiilor prin lanț , pe care l-am condus în ultimii ani, domnului conf.dr.ing. Mihai Lateș , domnului ef.lucr.dr.ing. Constantin Gavril , domnului conf.dr.ing. Radu Șulescu, domnului dr.ing. Radu Papuc și domnului dr.ing. Silviu Popa.

A. SUMMARY

Starting with the originality of the contribution brought by the Ph.D. Thesis, defended in year 1999, the present Habilitation Thesis offers an image of the reserches along period 2005-2016.

The scientific research is developed in the frame of the 20/20/20 goals stipulated by the Directive for Energy Efficiency of the European Union (2012/27/UE), imposing the following targets for year 2020:

- 20% reduction (or even more) of CO₂ emissions compared to 1990 levels;
- 20% of of final energy consumptions, compared to 2005 levels, by increasing energy efficiency;
- Increase to minimum 20% of the total energy, on the basis of consumption, coming from renewables.

In the same directions have been moved the goals of automotive industry for year 2020. Targets in the equivalent CO₂ emissions and fuel economy have been set. American standards CAFE (Corporate Average Fuel Economy) are imposing a one third reduction of fuel consumption, compared to year 2008. European Comission set a goal for 2021 of average CO₂ emissions of 95 grams CO₂ / km for the whole fleet produced in 2020. This means an average fuel consumption of 4.1 l petrol/100 km or 3.6 l Diesel/100 km.

Based on these motivations, the current research is developed on the following three directions:

- Contributions to optimal design of speed multipliers for wind turbines;
- Contributions to embodiment design of the tracking systems used for photovoltaic (PV) paltforms;
- Contributions to experimental and theoretical evaluation of friction losses in chain transmissions.

Chapter I “Research on planetary power transmissions. Ph.D. Thesis” makes a brief presentation of the main contributions of the Ph.D. Thesis, as a way of showing the research ability of the author at that date.

Chapter II “Optimization of speed multipliers for wind turbines” presents results of research developed on the goal of selecting the optimum solution of speed multiplier for a given wind turbine. There have been considered the cases of two classes of wind turbines, by their power: small power turbines (double step coaxial or palnetary speed multipliers) and medium to high power turbines (double step planetary multiplier, planetary and external cylindrical gear multiplier and planetary and internal cylindrical gear multiplier).

The optimisation algorithm is presented, with case studies for selection of the optimal solution based on criteria like minimum radial clearance (G) or minimum volume of material (V), for a an imosed range of multiplication ratios.

Chapter III “Elements of embodiment design of tracking systems” starts by presenting tracking systems for PV platforms and experimental demonstrators, developed with author’s contribution and continues with detailing aspect of defining the specific elements of embodiment design for this kind of mobile systems:

- Wind action on the platforms of the tracking systems, for which Eurocode building standards are not giving enough data;
- The load cases created by wind action on tracking systems platform must be defined depending on product design specifications, but mostly by the possible functional positions of the platform and the mechanisms used for tracking.

Chapter IV “Evaluation of friction losses in chain transmissions” reaches theoretical and experimental aspects of determining friction losses in chain transmissions.

The part dedicated to experiments is describing the equipment and devices, specific procedures, testing methodology and results. There are presented result on the measured friction on the bearings of a rig for testing basic chain transmissions, friction in the chain itself, without bearings or guides, but also guide and chain contributions on the global friction, without bearings of a chain working with guide. There are also presented considerations on the measured friction coefficient between chain and guide and on the lubrication regime of chain-guide contact. For all these steps, conclusion and further direction of research are drawn.

This chapter also contains a part dedicated to theoretical approach on friction losses of chain transmissions. There are presented aspects of defining the position of the contact point between the elements of the chain and the sprocket, considering dimensional accuracy, elastic deformation under load and the influence of wear on chain elongation.

B. REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

B1. REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

INTRODUCERE

Cercetările din prezenta teză, desfășurate în perioada 2007-2016, se încadrează în direcțiile 20/20/20 stipulate de Directiva pentru Eficiență Energetică a Uniunii Europene (2012/27/UE), care a impus atingerea următoarelor obiective pentru anul 2020: reducerea cu minim 20% a emisiilor CO₂ echivalent, față de nivelul anului 1990; reducerea cu 20% a consumului de energie față de anul 2005, prin creșterea eficienței energetice; creșterea ponderii surselor regenerabile de energie în totalul mixului energetic la minim 20%.

În aceeași direcție se încadrează obiectivele impuse industriei auto pentru anul 2020, fiind fixate în scopul reducerii emisiilor de noxe și reducerii consumului de combustibil. Normele americane CAFE (Corporate Average Fuel Economy) impun reducerea cu o treime a consumului de combustibil față de anul 2008. Pentru Europa, normele Comisiei Europene impun ca până în anul 2021 să se ajungă la emisii medii ale întregii flote produse pe parcursul unui an (referitor la anul 2020) de 95 grame CO₂ pe kilometru. Aceasta înseamnă un consum de aproximativ 4,1 l benzină /100 km sau 3,6 l motorină /100 km.

Cu aceste motive, cercetarea prezentată în această teză este orientată spre trei direcții:

- Contribuții la proiectarea optimă a multiplicatoarelor de turație utilizate la centrale eoliene;
- Contribuții la proiectarea constructivă a sistemelor de orientare pentru platforme fotovoltaice;
- Contribuții la evaluarea experimentală și teoretică a pierderilor prin frecare în transmisiile prin lanțuri.

Direcția referitoare la pierderile prin frecare în transmisiile prin lanțuri prezintă doar o mică parte din rezultatele cercetării finanțate de grupul Schaeffler prin două contracte cu Universitatea Transilvania din Brașov, pe perioadele 2012-2015, 2015-2018, în care am fost implicat în calitate de director de proiect.

Datorită unui acord de confidențialitate care ne permite să prezentăm anumite date doar în valori relative și nu în valori absolute, multe din rezultatele prezentate arată tendințe, influențe procentuale ale anumitor parametrii, contribuții procentuale și comparații procentuale. Lipsesc, spre exemplu, valorile absolute măsurate ale unor momente de frecare sau coeficienți de frecare.

I. CERCETĂRI ASUPRA TRANSMISIILOR PLANETARE DE PUTERE. TEZA DE DOCTORAT

Teza de doctorat „Cercetări asupra transmisiilor planetare de putere” a fost finalizată în anul 1999, la Universitatea Tranilvania din Braşov, sub conducerea prof.dr.ing. Aurel Jula.

Dintre contribuțiile principale aduse în acel moment trebuie să menționăm:

- Ca o contribuție la sinteza structurală generalizată a transmisiilor de tip n-grup planetar s-a definit n-grupul planetar, ca punct de plecare în studiul generalizat al transmisiilor planetare complexe, și a fost elaborată o metodă și algoritmul corespunzător care să conducă la depistarea tuturor schemelor structurale simbolice generalizate ale n-grupurilor planetare, oricât de complexe.
- A fost propusă o metodă pentru stabilirea expresiilor analitice a oricăror rapoarte de transmitere ale unui n-grup planetar concret, dar și un algoritm pentru analiza cinematică generalizată asistată a transmisiilor de tip n-grup planetar. Atât metoda cât și algoritmul propuse utilizează doar trei relații de calcul generale.
- A fost elaborată o metodă și un algoritm pentru sinteza cutiilor de viteze planetare, cu o prezentare sintetică a tuturor variantelor posibile care rezultă. Metoda și algoritmul propus pornesc de la schemele structurale simbolice generalizate ale cutiilor de viteze.
- A fost propusă o metodă pentru decelarea soluției optime de cutie de viteze, dintre numeroasele soluții posibile. Metoda se bazează pe metoda luării deciziilor în condiții de certitudine, criteriile de optimizare propuse înănd seama de optimizarea economică a cutiei de viteze: criteriul complexității constructive considerăm elemente precum numărul de cuplaje și frâne necesare pentru comanda cutiei de viteze; criteriului gabariturii radială în seama rezultatele dimensionării angrenajelor; criteriului gabariturii axiale în seama de gabaritul axial indus de fiecare unitate planetară componentă și de elementele de comandă necesare; criteriului randamentului mecanic în considerare atât randamentului mecanic teoretic în fiecare treaptă de viteze cât și coeficienții duratei de funcționare în fiecare treaptă de viteze; criteriului fluxului de putere în seama de fluxul de putere pe elemente în fiecare treaptă de viteze, de coeficienții de funcționare pe trepte eliminând soluțiile la care circulația de putere în circuit închis depășește valorile maxim admise.
- Au fost stabilite relații generale de calcul pentru unii parametri specifici calculului de rezistență al angrenajelor din componența transmisiilor planetare: turaia pinionului angrenajului, sau raportul de transmitere de la intrarea în transmisie la pinionul angrenajului; momentul de torsiune la arborele pinionului angrenajului sau raportul de transmitere al momentelor de la intrarea în transmisie la pinionul angrenajului.
- A fost dezvoltat, în concepție modulară orientată pe obiecte, un program de calcul care oferă posibilitatea rezolvării a diverse etape din proiectarea transmisiilor planetare de putere, cum ar fi: analiza n-grupurilor planetare (determinarea randamentului și a distribuției de viteze unghiulare, momente de torsiune, flux de putere pe elementele

centrale); sinteza schemelor structurale simbolice ale n-grupurilor planetare; sinteza numerelor de din i ale roilor din atele componente ale unitilor planetare; sinteza optimală a cutiilor de viteze de tip 2-grup planetar. În Fig. I.1 este prezentată fereastra de selectare a variantelor structurale simbolice de cutii de viteze, luate în considerare în procesul de decelare a soluției optime. În Fig. I.2 sunt prezentate rezultatele obținute în urma sintezei optime a cutiilor de viteze de tip 2-grup planetar.

Tabelul prezentat în Fig. I.2 conține elementele care definesc structural și cinematic cele două unități planetare componente și 2-grupul planetar, elementele definitorii ale situațiilor de funcționare în cele 3 trepte de viteze, notele care încadrează variantele în criteriile propuse și nota generală calculată pentru fiecare soluție.

Sinteza - Cutii de viteze - Calcul - Interactiv

Diagram 1: $iI = 2.292$

Diagram 2: $iIII = 1.774$

Diagram 3: $iIII = 1.396$

Unitatea planetara 1		Unitatea planetara 2	
Diagram	i_{01}	Diagram	i_{02}
	0.6504		0.2838
	0.3496		0.7162
	2.861		1.396
	1.537		3.524
	-0.5375		-2.524
	-1.861		-0.3962

Continue

Salveaza varianta

Abort

Numarul de variante alese: 3

Fig. I.1. Fereastra de selectare a variantelor structurale simbolice de cutii de viteze, luate în considerare în procesul de decelare a soluției optime

- Schiarea automat (asistat de calculator) a schemei structurale, inclusiv cu amplasarea comenzilor, cu un exemplu prezentat în Fig. I.3, aoricrei soluții de cutie de viteze de tip 2-grup planetar și a tabloului comenzilor corespunzător este o realizare absolut originală, după cunoștințele autorului. Programul de calcul poate schiata un număr de 286 de scheme structurale diferite, posibil teoretic pentru astfel de cutii de viteze. Soluțiile de cutii de viteze prezentate în lucrare, rezultate pentru o problemă de sinteză concretă, pot constitui o bază pentru diversificarea soluțiilor constructive de cutii de viteze existente.

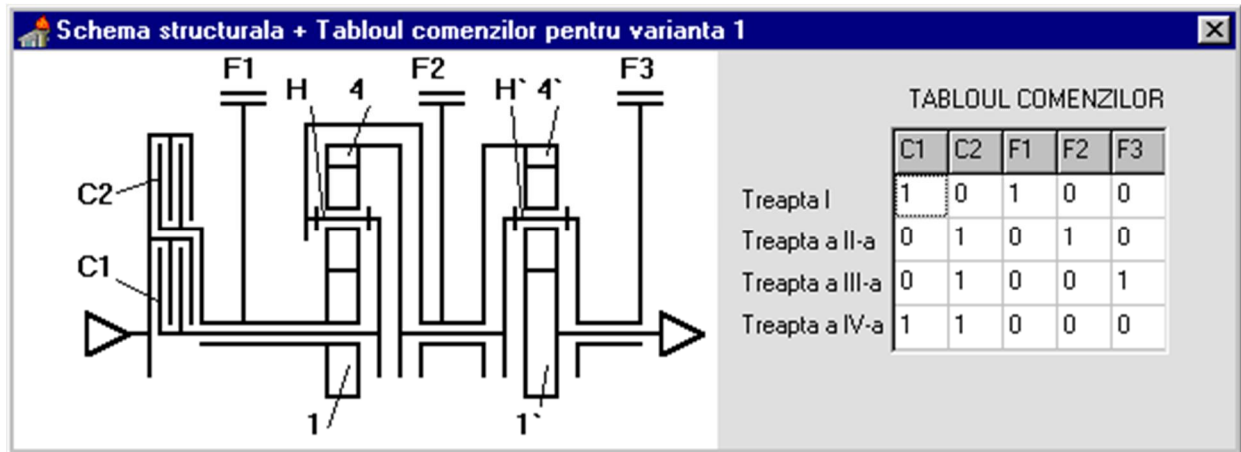


Fig. I.3. Schema structurală, amplasarea comenzilor și tabloul comenzilor, pentru o soluție de cutie de viteze de tip 2-grup planetar

- A fost concepută o transmisie multifuncțională de tip 2-grup planetar, transmisie realizată în fază de prototip. Prin echipare cu ambreiaje, transmisia poate fi utilizată pentru realizarea a 2, 4 sau chiar 7 trepte de viteze.
- Noua transmisie pentru verificarea experimentală a diverse situații funcționale ale 2-grupurilor planetare a fost testată pe un stand pentru încercarea reductoarelor planetare, adaptată și echipată în vederea determinării experimentale a randamentelor transmisiilor planetare. Cercetările experimentale asupra randamentului unor transmisii de tip unitate planetară și 2-grup planetar au permis formularea unor concluzii utile pentru cei care utilizează în calcule relațiile teoretice pentru determinarea randamentului transmisiilor planetare.

Activitatea desfășurată pentru pregătirea tezei de doctorat în acest domeniu a fost o bază pentru formarea deprinderilor de cercetător, dar și pentru căldura unui bagaj de cunoștințe și abilități de a lucra cu instrumente.

II. OPTIMIZAREA TRANSMISIILOR MULTIPLICATOARE PENTRU TURBINE EOLIENE

Sursele de energie regenerabilă oferă un potențial enorm. Ele pot fi utilizate așa cum se găsește în natură, fără prelucrări deosebite, doar prin folosirea unor echipamente adecvate. Dezvoltarea acestor echipamente reprezintă o contribuție foarte importantă pentru protecția mediului înconjurător și îmbunătățirea calității vieții.

Vântul oferă una dintre cele mai importante surse de energie regenerabilă. Această sursă de energie este rezultatul din încălzirea neuniformă a atmosferei de către soare, suprafața neregulată a solului și rotația pământului. Turbinele eoliene sunt principalele echipamente care transformă energia mecanică a curenților de aer în energie electrică prin intermediul unui generator electric. Energia vântului determină, prin intermediul palelor, mișcarea de rotație a rotorului, una de turație relativ mică. Pentru a funcționa cu randament ridicat, generatorul electric necesită o turație ridicată.

Transmisia de putere necesară transformării turației de la intrare, prin amplificarea cu un raport de transmitere constant, în turație ridicată la ieșire se numește multiplicator de turație. O astfel de transmisie este inclusă în majoritatea turbinelor eoliene [10, 133, 170]. Foarte multe dintre aceste soluții constructive implică transmisii planetare [170].

Pentru a reduce costul energiei electrice obținute cu ajutorul turbinelor eoliene trebuie să se optimizeze transmisia mecanică care realizează legătura dintre rotorul turbinei și generatorul electric. Multiplicatorul de turație este una din cele mai importante componente ale acestei transmisii.

Comparativ cu alte transmisii cu roți dințate, multiplicatoarele de turație utilizate la turbinele eoliene se caracterizează prin: încărcarea multiplicatorului este variabilă și în mare măsură valoarea datorită vibrațiilor care apar în funcționare; momentul de torsiune la intrarea în multiplicator are o valoare mare, dar turația de funcționare este redusă; construcția multiplicatorului trebuie să aibă un gabarit redus și o greutate redusă.

Construcțiile actuale de multiplicatoare sunt cu axe fixe cu două sau trei trepte sau cu angrenaje cu axe mobile (transmisii planetare) sau combinații de transmisii planetare și angrenaje cu axe fixe. În cazul unor turbine eoliene mici sau medii, când viteza rotorului cu pale poate atinge o turație relativ mare, multiplicatoarele pot fi formate din transmisii cu angrenaje cilindrice cu axe fixe cu două trepte; teoretic se pot obține soluții constructive formate din angrenaje cilindrice exterioare și interioare, cu intrarea și ieșirea coaxiale sau necoaxiale [125, 133]. Raportul total de multiplicare trebuie împărțit pe trepte, acest proces urmând anumite criterii de optimizare, precum: gabarit radial sau axial minim, volum minim al roților dințate, randament maxim, fiabilitate maximă, complexitate constructivă minimă.

Cercetarea proprie în acest domeniu, utilizând experiența dobândită din elaborarea tezei de doctorat, a fost desfășurată în perioada 2009-2014 și a fost obiectul a numeroase lucrări publicate [9, 10, 11, 125, 126, 133, 137, 142, 143, 144, 145, 146, 147, 148, 149].

II.1. Multiplicatoare cu rapoarte de multiplicare medii

Mrimerea turbinei eoliene determină, în general, turaia rotorului, mrimerea generatorului și turaia nominală a acestuia [10]. Pentru turbine eoliene de putere mică ($P < 50$ kW), raportul de multiplicare necesar este de maxim 15 [170].

În prezent, turbinele de putere mică sunt instalate, în principal în locații izolate, având și un randament superior turbinelor de putere mare. Construcțiile multiplicatoarelor sunt relativ mai simple și impun soluții coaxiale (arborele de ieșire este situat pe aceeași axă cu arborele de intrare) avantajoase în primul rând prin gabaritul redus [125, 126].

Cele mai simple soluții coaxiale de multiplicatoare de turaie, utilizate la turbine eoliene de putere mică sunt: multiplicator coaxial obișnuit cu două angrenaje cilindrice cu dantură înclinată (Fig. II.1.); unitate planetară (Fig. II.2.).

Soluția coaxială obișnuită folosește două trepte cilindrice exterioare iar raportul de multiplicare este

$$i_M = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (\text{II.1})$$

unde z_1, z_2, z_3 și z_4 sunt numerele de dinți ale roților din ate. Deoarece calculul de dimensionare al angrenajelor se bazează pe cel de la reductoare de turaie, numerotarea roților din ate a fost realizată conform aceluiași reguli. Figura B.1. prezintă elementele geometrice principale, care determină gabaritul radial al multiplicatorului: diametrele de rostogolire d_w și distanța dintre axe a_w .

Soluția planetară se bazează pe unitatea planetară cu un pinion central 1, o roată solară 4 și un număr n_s de sateliți 2 cu axe mobile (braț port-sateliți). Roata solară este fixă, intrarea în multiplicator se face pe brațul port-sateliți iar ieșirea prin pinionul central. Distanța dintre axe a_w este aceeași pentru angrenajul exterior 1-2, respectiv angrenajul interior 2-4. Raportul de multiplicare este

$$i_M = 1 + \frac{z_4}{z_1}. \quad (\text{II.2})$$

Numeroase studii dedicate optimizării soluțiilor constructive de transmisii cu angrenaje [1, 13, 73] s-au orientat spre împărțirea rapoartelor de transmitere pe trepte (la transmisii în mai multe trepte), cu luarea în considerare a unor criterii precum: minimizarea distanțelor dintre axe, minimizarea gabaritului radial sau axial, minimizarea volumului de material.

Prezenta cercetare urmărește alegerea soluției optime dintre cele două prezentate anterior, pe baza criteriilor de gabarit radial (G), respectiv, volum de material (V), pentru un domeniu impus de valori ale raportului de multiplicare.

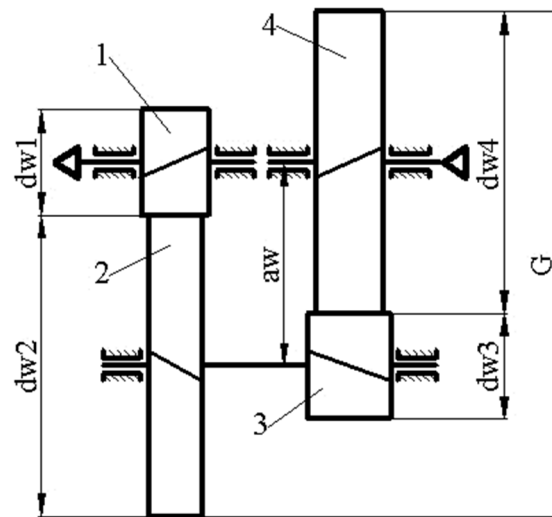


Fig. II.1. Multiplicator coaxial obi nuit

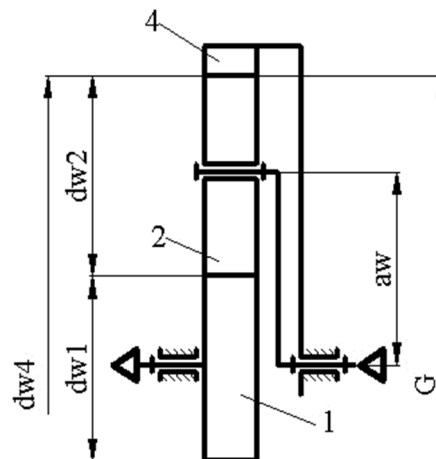


Fig. II.2. Multiplicator planetar

Metodica de calcul are drept scop determinarea gabariturii radiale și al volumului de material, pentru cele două soluții de multiplicatoare de turație, în condițiile în care acestea transmit aceeași putere, în aceleași condiții de lucru, cu același raport de multiplicare i_M .

Dimensiunile sunt stabilite din calculul de rezistență al angrenajului cel mai încrâncat, elementul geometric determinat prin calcul fiind distanța dintre axe.

Chiar dacă, aparent simplu, calculul de dimensionare al multiplicatoarelor de turație poate fi dezvoltat, pe baza inversiunii mișcărilor (moment de torsiune la intrare în reductorul de turație echivalent este momentul de torsiune la ieșirea din multiplicator), există anumite particularități de care trebuie să se țină seama. În cazul reductoarelor de turație rezultatele dimensionării sunt prezentate în funcție de momentul de torsiune la intrare, care este considerat constant, singurul parametru variabil fiind raportul de transmitere. În cazul multiplicatoarelor, dacă se consideră ca parametru de intrare constant momentul de torsiune la intrarea în multiplicator (T_{imp}), odată cu modificarea raportului de multiplicare, se modifică și momentul de torsiune la ieșirea din multiplicator, deci și momentul de torsiune la intrarea în reductorul de turație echivalent). De aceea, rezultatele, comparativ cu cele de la reductoare de turație, sunt prezentate diferit.

Cel mai înrcat angrenaj, în cazul solu iei coaxiale obi nuite, este angrenajul 3-4 (v. Fig. II.1), respectiv, în cazul solu iei planetare, angrenajul 1-2 (v. Fig. II.2.).

Datele de intrare pentru calculul angrenajelor sunt [70]: raportul de angrenare (u); momentul de torsiune la pinion (T_1); tura ia pinionului (n_1); num rul de cicluri de solicitare la pinion (χ_1). Aceste date sunt determinate în func ie de solu ia constructiv i sunt prezentate în Tabelul II.1.

Tabelul II.1

	Coaxial obi nuit	Planetar
Raport de angrenare, u	$u = u_{II}$ Caz A ó condi ii bune de ungere [70] $u_I = \sqrt{i_M}; u_{II} = \frac{i_M}{u_I}$ Caz B ó înc rcare echilibrat a celor dou trepte [70] $u_I = \frac{i_r - \sqrt[3]{1.5i_M}}{\sqrt[3]{1.5i_M} + 1}; u_{II} = \frac{i_M}{u_I}$ Caz C ó gabarit minim, recomandare din [10]	$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{i_M}{2} - 1$
Moment la pinion, T_1	$T_1 = \frac{T_{inp}}{u_{II}}$	$T_1 = K_\gamma \frac{T_{inp}}{i_M n_s}$, $K_\gamma = 1.25$ pentru $n_s = 3$
Tura ia pinionului, n_1	$n_1 = n_{inp} u_{II}$	$n_1 = n_{inp} i_M$
Num r de cicluri la o rota ie complet la pinion, χ_1	$\chi_1 = 1$	$\chi_1 = n_s$

Analiza comparativ a datelor de intrare pentru calculul angrenajului cel mai înrcat, pentru cele dou solu ii constructive arat c :

- angrenajul 3-4 al multiplicatorului coaxial obi nuit are un raport de angrenare mai mic decât al angrenajului 1-2 al solu iei planetare doar pentru rapoarte de multiplicare $i_M > 9$;
- angrenajul 3-4 al multiplicatorului coaxial obi nuit are tura ia la pinion mai mic decât la angrenajul 1-2 al solu iei planetare, ceea ce înseamn factor dynamic K_v redus i num r de cicluri de solicitare redus, ceea ce conduce la cre terea factorului de durabilitate Z_N ;

- angrenajul 1-2 al solu iei planetare are un moment de torsiune la pinion mai mic decât la angrenajul 3-4 al multiplicatorului coaxial obi nuit.

Distanțele dintre axe sunt stabilite, pentru fiecare angrenaj, luând în considerare condițiile de rezistență la solicitările de contact și încovoiere, conform metodologiilor existente [70].

Parametrii geometrici necesari comparării dintre soluțiile prezentate sunt cei prezentați în Tabelul II.2.

Tabelul II.2

	Coaxial obi nuit	Planetar
Diametre de rostogolire, d_w	$d_{w1} = 2a_w \frac{1}{u_I + 1}$; $d_{w2} = 2a_w \frac{u_I}{u_I + 1}$; $d_{w3} = 2a_w \frac{1}{u_{II} + 1}$; $d_{w4} = 2a_w \frac{u_{II}}{u_{II} + 1}$.	$d_{w1} = 2a_w \frac{1}{u + 1}$; $d_{w2} = 2a_w \frac{u}{u + 1}$; $d_{w4} = d_{w1} + 2d_{w2}$.
Gabarit radial, G	$G = \frac{d_{w2} + d_{w4}}{2} + a_w$	$G = d_{w4}$
Volum de material, V	$V = \frac{\pi}{4} \left((d_{w1}^2 + d_{w2}^2) \psi_{aI} + (d_{w3}^2 + d_{w4}^2) \psi_{aII} \right) a_w$	$V = \frac{\pi}{4} (d_{w1}^2 + n_s d_{w2}^2) \psi_a a_w +$ $+ 0.1 \pi d_{w4}^2 \psi_a a_w$

Parametrii geometrici au fost determinați pentru o gamă de rapoarte de transmitere $i_M = i_r \in \{5, 6.3, 8, 10, 12.5, 14\}$ în concordanță cu standardul \odot Reductoare de turație de uz general. Reductoare cilindrice coaxiale \odot [174].

Au fost utilizate următoarele valori impuse, valori medii recomandate pentru construcțiile uzuale de angrenaje:

- Putere $\odot P=10$ kW;
- Turație la intrare $\odot n_{imp}=100$ rpm;
- Durata de funcționare impusă $\odot L_h=10000$ h;
- Unghi de înclinare al danturilor $\odot \beta =10^\circ$;
- Coeficienți de lășime $\odot \psi_{aI}=0,3$; $\psi_{aII} = 0,4$ pentru multiplicatorul coaxial obi nuit și $\psi_a = 0,3$ pentru soluția planetară ;
- Numărul de sateliți $\odot n_s = 3$.

Figura II.3, respectiv Fig. II.4, prezintă variația gabaritului radial, respectiv a volumului de material al roților din ate, în funcție de raportul de multiplicare impus, pentru cele două soluții constructive și cele 3 cazuri de împărțire a raportului de transmitere pe treptele multiplicatorului coaxial obi nuit.

Analiza rezultatelor permite formularea următoarelor concluzii:

- Varianta recomandată în [10], Cazul C, oferă valorile optime de împărțire a raportului de multiplicare, pentru soluția coaxial obi nuit, cu efecte superioare atât asupra gabaritului radial cât și a volumului de material al roților din ate;
- Creșterea gabaritului radial în funcție de raportul de multiplicare este mult mai rapid în cazul soluției planetare, față de soluția coaxial obi nuit;

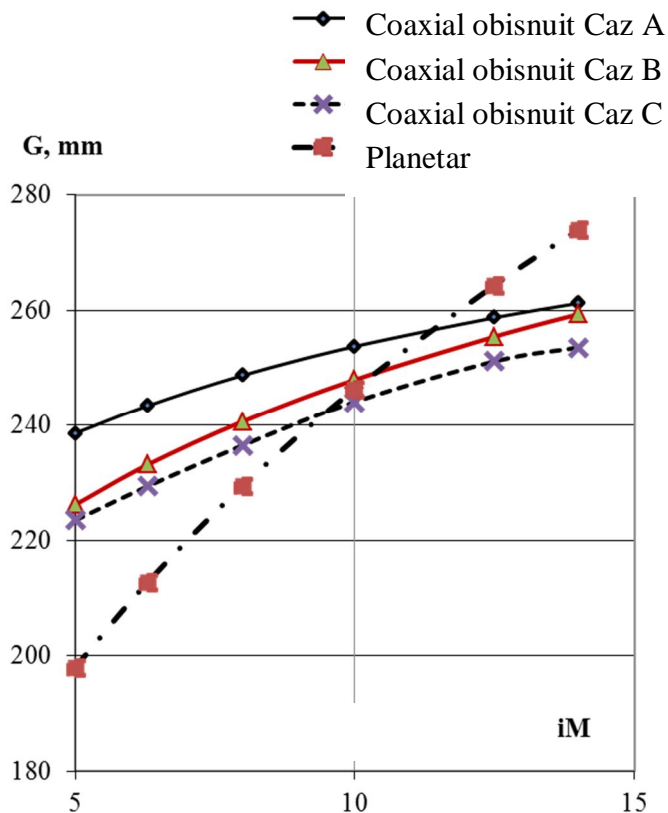


Fig. II.3. Gabarit radial în funcție de raport de multiplicare pentru multiplicatoare coaxiale obișnuite (Cazurile A-C) și multiplicator planetar

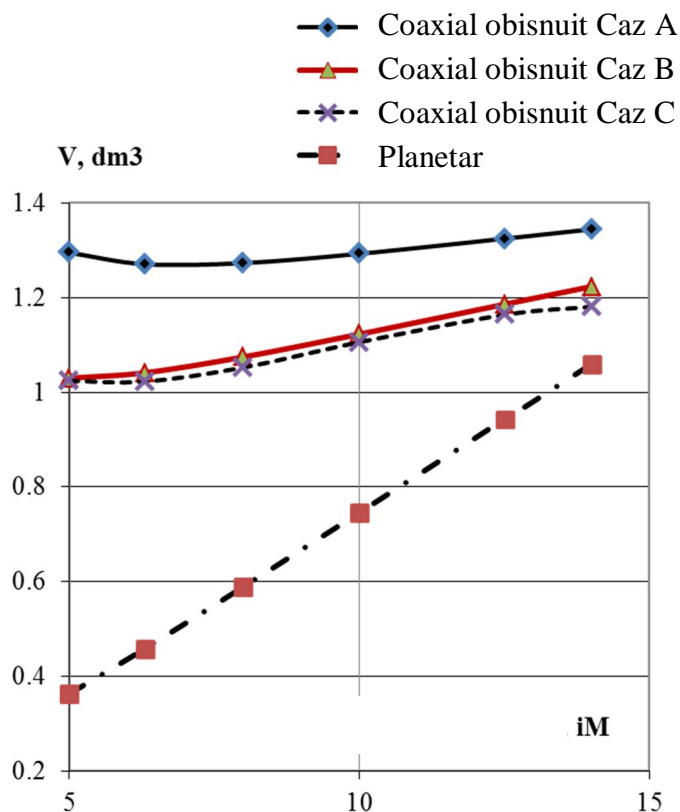


Fig. II.4. Volumul de material al roților din ate în funcție de raport de multiplicare pentru multiplicatoare coaxiale obișnuite (Cazurile A-C) și multiplicator planetar

- Volumul materialelor angrenajelor este mai mic în cazul soluției planetare decât în cazul soluției coaxiale obișnuite, pentru tot domeniul analizat de rapoarte de multiplicare. Pentru o comparație care să țină seama de costuri, trebuie să se țină seama și de influența tehnologiilor specifice și a complexității soluției planetare, precum și a numărului de roți din aceste componente ($1+n_s+1$, pentru soluția planetară, respectiv 4, pentru soluția coaxial obișnuită).

Ca o concluzie generală, apelarea la *soluția de multiplicator coaxial obișnuit nu este recomandată pentru rapoarte de multiplicare de până la 8. Soluția de multiplicator coaxial obișnuit este de preferat pentru rapoarte de multiplicare de peste 12*. Soluția planetară are întotdeauna avantajul unei construcții simetrice și a unui randament foarte ridicat.

II.2. Multiplicatoare cu rapoarte de multiplicare mari

Pentru turbine eoliene de putere medie, mare ($P > 50$ kW), turația rotorului nu depășește, de regulă, valoarea de 50 rpm, iar rapoartele de multiplicare necesare sunt în domeniul 10 ... 100 [170]. Cu cât raportul de multiplicare este mai mare, cu atât randamentul generatorului electric este mai ridicat și gabaritul mai redus.

În construcțiile de multiplicatoare cu rapoarte de multiplicare mari, soluțiile planetare sunt întâlnite pe scară largă datorită faptului că o unitate planetară, ca cea prezentată în Fig. II.2, realizează rapoarte de multiplicare uzuale de până la 10 [142, 145], cu gabarit axial și radial redus, în comparație cu alte soluții.

În Fig. II.5 este prezentată schema cinematică a unui multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior.

Raportul de multiplicare este

$$i_M = i_{M1} i_{M2}$$

$$\text{cu } i_{M1} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \quad i_{M2} = \frac{z_4}{z_5}, \quad (\text{II.3})$$

i_{M1} și i_{M2} fiind rapoartele de multiplicare pe cele două trepte, determinate în funcție de numerele de dinți ale roților din aceste.

Angrenajele unității planetare sunt dimensionate pe baza calculului de rezistență al angrenajului cilindric exterior 1-2 (pinion central-roată satelit), care este angrenajul cel mai încărcat din componența unității planetare.

Prin aplicarea inversiunii mișcărilor față de brațul port-satelit [70], unitatea planetară se transformă într-un mecanism cu angrenaje cu axe fixe, în care valoarea momentelor de torsiune pe componente nu se modifică. Ca urmare momentul de torsiune la roata centrală 1 este $T_1 = T_{inp} / i_{M1}$, unde T_{inp} este momentul de torsiune la intrarea în unitatea planetară. Trebuie stabilite clar cele două cazuri care definesc pinionul angrenajului 1-2:

- I. $z_2 > z_1$, când pinionul angrenajului 1-2 este roata centrală 1; raportul de angrenare $u_I = z_2 / z_1$ și momentul de torsiune la pinionul angrenajului este $T_{pinion I} = T_1$;

- II. $z_1 > z_2$, când pinionul angrenajului 1-2 este roata satelit 2; raportul de angrenare $u_I = z_1/z_2$ și momentul de torsiune la pinionul angrenajului este $T_{pinion I} = T_2 = T_1/u_I$.

Pentru treapta a II-a, cilindric, raportul de angrenare $u_{II} = i_{M2}$ și momentul de torsiune la pinionul angrenajului este $T_{pinion II} = T_{inp} / i_M$.

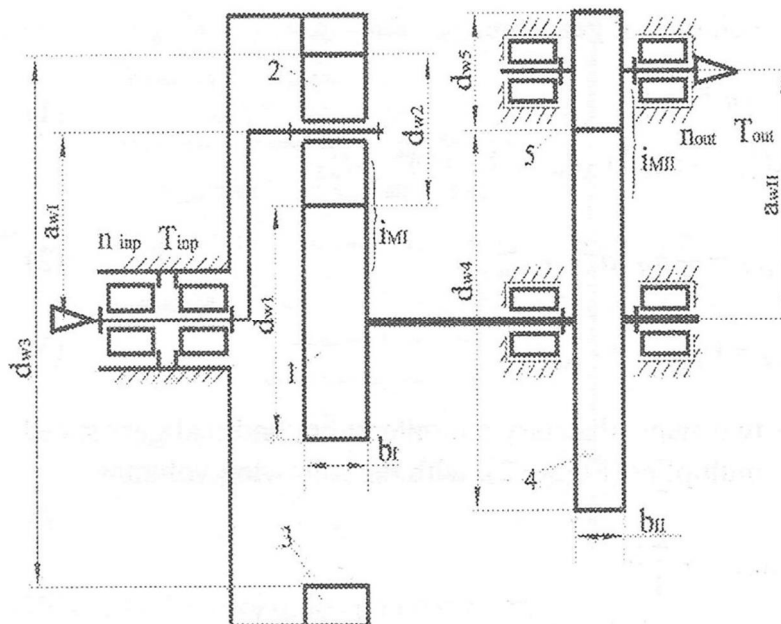


Fig. II.5. Multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior

Alte construcții de multiplicatoare de tură ie în două trepte, luate în considerare în studiu, sunt multiplicatorul cu unitate planetară și angrenaj interior (Fig. II.6) și multiplicatorul cu două unități planetare (Fig. II.7).

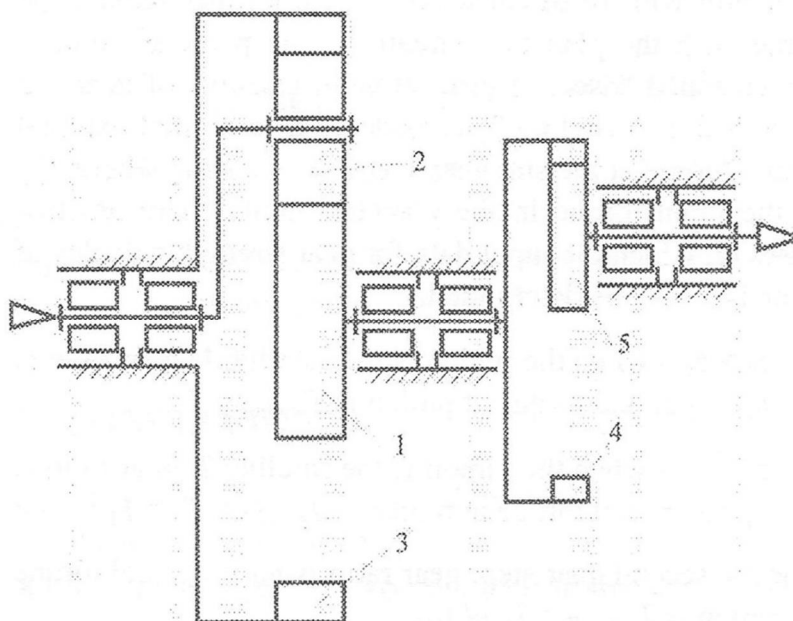


Fig. II.6. Multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric interior

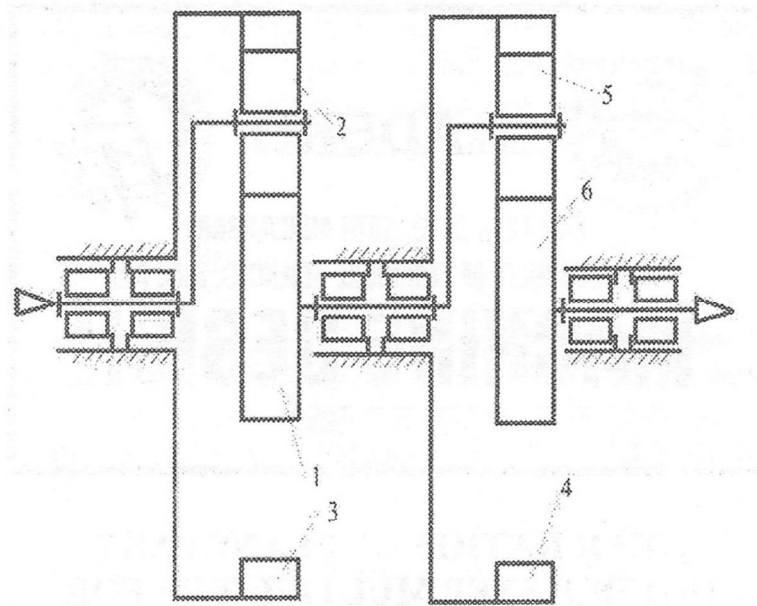


Fig. II.7. Multiplicator în două trepte, cu unități planetare

Proiectarea optimă a acestor transmisii se bazează, în primul rând, pe impunerea corectă a raportului de transmitere impus, pe cele două trepte. Dintre criteriile de optimizare a impunerea a raportului de transmitere impus, pe cele două trepte, în acest studiu este prezentat cazul impunerii unui volum minim de material al roților din aceste componente.

Pentru cele 3 soluții de multiplicatoare în două trepte, relațiile ce determină a volumului de material al roților din aceste componente sunt prezentate în Tabelul II.3. În Tabelul II.3: m_n reprezintă modulul danturii, n_s numărul de sateliți, b lățimea danturii, parametrii distincții ai celor două trepte fiind notați cu indicii I, respectiv II.

Calculul volumului de material al roților cu dantură interioară, considerăm forma inelară cu o înălțime a coroanei dințate de $9,5 m_n$, recomandat în [70].

Calculul de rezistență al angrenajelor se bazează pe standardele metodici de calcul [70], cu impunerea următoarelor condiții:

- Numerele de dinți ale roților din aceste componente a unităților planetare sunt determinate din condițiile de coaxialitate și posibilitate de montaj;
- Se urmărește evitarea subțierii danturilor;
- Se urmărește obținerea unui grad de acoperire normal $\alpha_n > 1,3$;
- Modulul normal minim depinde de tratamentul termic al angrenajelor ($m_{n\min} = 2$ mm pentru danturi cementate sau niturate);
- Condițiile de rezistență la contact și încovoiere sunt $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$; $\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP1}$; $\sigma_{F2} \leq \sigma_{FP2}$;
- Raportul de angrenare pentru un angrenaj cilindric exterior este în domeniul 1,5 ... 8, iar pentru un angrenaj cilindric interior este în domeniul 2,5 ... 13;
- Se impune o abatere procentuală a raportului real față de raportul impus în domeniul -3% ... 3%.

Tabelul II.2

Solu ia constructiv	Volumul de material al ro ilor din ate, V
Multiplicator în dou trepte, cu unitate planetar i angrenaj cilindric exterior	<p>Volumul unit ii planetare I</p> $V_{planet I} = \frac{\pi}{4} b_I \left[(d_{w1}^2 + n_{sI} d_{w2}^2) + (d_{w3} + 9,5m_{nI})^2 - d_{w3}^2 \right]$ <p>Volumul angrenajului cilindric exterior II</p> $V_{ext II} = \frac{\pi}{4} b_{II} (d_{w4}^2 + d_{w5}^2)$ <p>Volumul total</p> $V = V_{planet I} + V_{ext II}$
Multiplicator în dou trepte, cu unitate planetar i angrenaj cilindric interior	<p>Volumul unit ii planetare I</p> $V_{planet I} = \frac{\pi}{4} b_I \left[(d_{w1}^2 + n_{sI} d_{w2}^2) + (d_{w3} + 9,5m_{nI})^2 - d_{w3}^2 \right]$ <p>Volumul angrenajului cilindric interior II</p> $V_{int II} = \frac{\pi}{4} b_{II} \left[d_{w5}^2 + (d_{w4} + 9,5m_{nII})^2 - d_{w4}^2 \right]$ <p>Volumul total</p> $V = V_{planet I} + V_{int II}$
Multiplicator în dou trepte, cu unit i planetare	<p>Volumul unit ii planetare I</p> $V_{planet I} = \frac{\pi}{4} b_I \left[(d_{w1}^2 + n_{sI} d_{w2}^2) + (d_{w3} + 9,5m_{nI})^2 - d_{w3}^2 \right]$ <p>Volumul unit ii planetare II</p> $V_{planet II} = \frac{\pi}{4} b_{II} \left[(d_{w4}^2 + n_{sII} d_{w5}^2) + (d_{w6} + 9,5m_{nII})^2 - d_{w6}^2 \right]$ <p>Volumul total</p> $V = V_{planet I} + V_{planet II}$

Pentru calculul de optimizare a împ ririi raportului de transmitere pe trepte a fost elaborat un program de calcul specializat, orientat pe obiecte, o imagine a ferestrei de introducere a datelor de intrare fiind prezentat în Fig. II.8. Calculul se desf oar separat pentru fiecare solu ie constructiv în urm toarele etape:

- Pentru fiecare valoare a raportului i_M din domeniul de valori ales, se stabilesc perechile de rapoarte viabile (i_{M1} , i_{M2});
- Pentru aceste valori (i_{M1} , i_{M2}) se efectueaz calculul de dimensionare al angrenajelor componente, cu datele de intrare prezentate în Fig. II.8;
- Pentru fiecare pereche de valori (i_{M1} , i_{M2}) rezult volumul materialelor ro ilor din ate;
- Varianta optim (i_{M1} , i_{M2}) este cea pentru care volumul rezultat este minim.

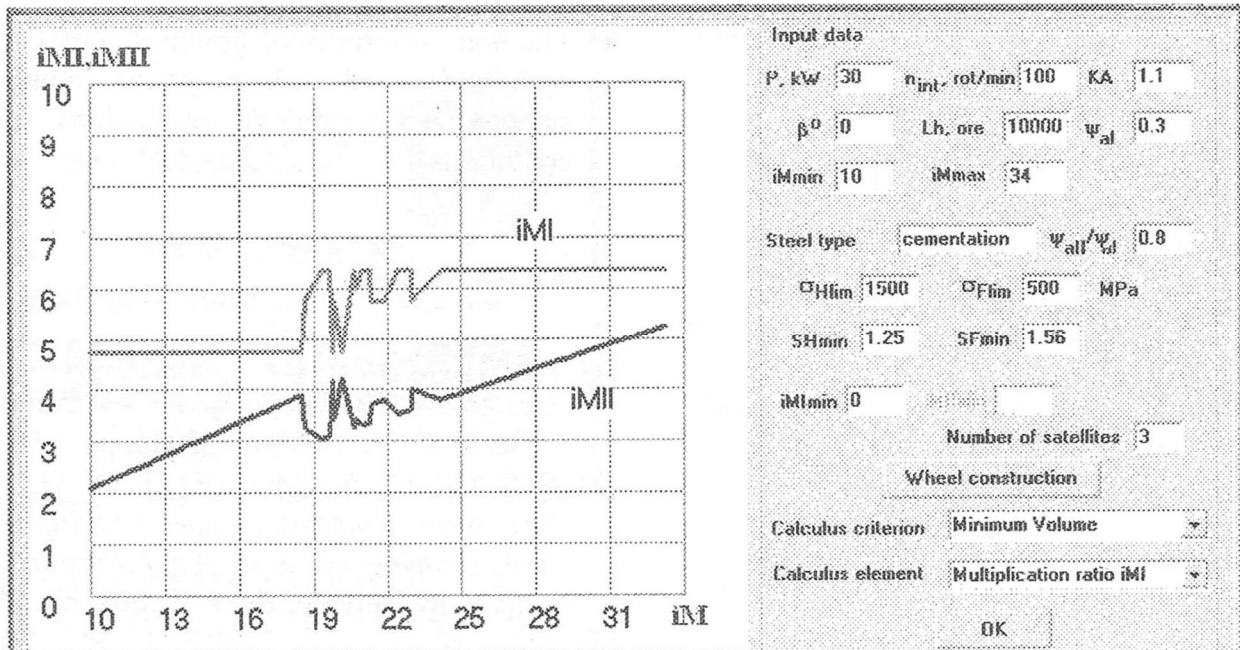


Fig. II.8. Interfa a programului de calcul, exemplificare pentru multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior

Diagrama prezentată în Fig. II.8, pentru multiplicatorul în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior, oferă valorile rapoartelor de multiplicare pe trepte (i_{M1} , i_{M2}) în funcție de raportul de multiplicare impus i_M .

Pentru mai bună alegere a rezultatelor procesului de optimizare, pot fi afișate și diagrame cu variația volumului (pe trepte V_I și V_{II} și total V) rezultat din calcul, în funcție de raportul de multiplicare impus i_M . Fig. II.9 prezintă această diagramă pentru multiplicatorul în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior.

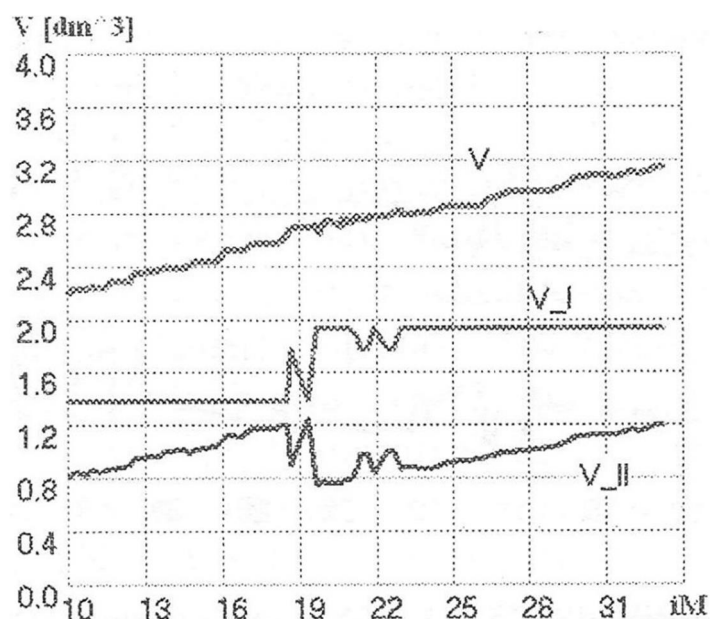


Fig. II.9. Volumul minimizat al materialelor roților din ațe (pe trepte și total), pentru multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric exterior

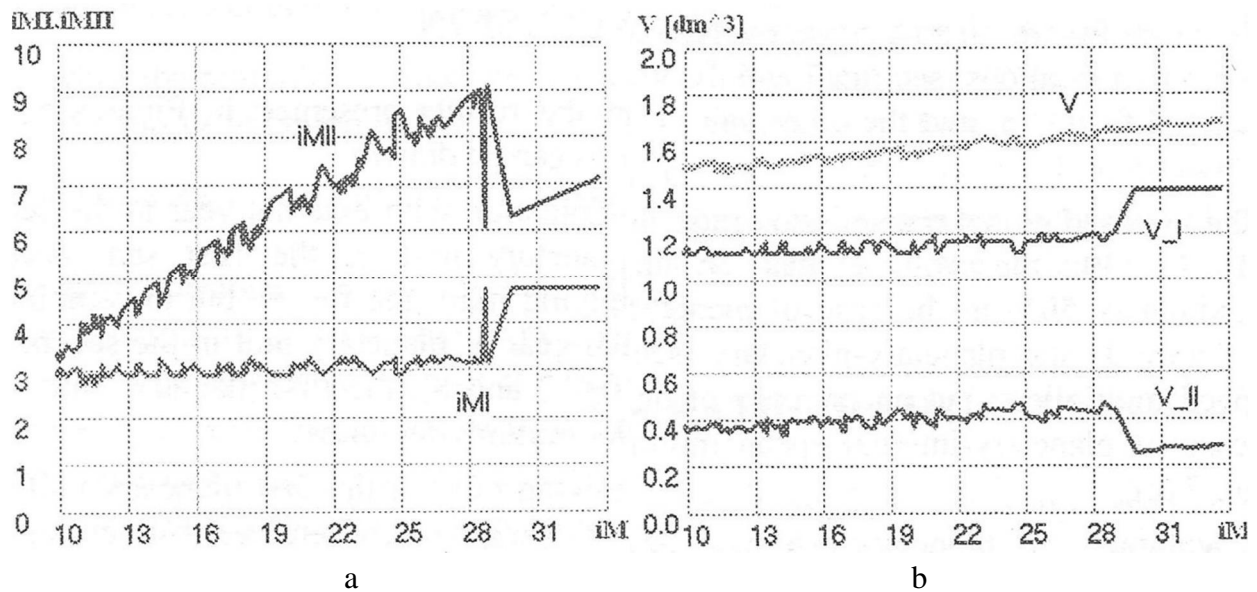


Fig. II.10 Multiplicator în două trepte, cu unitate planetară și angrenaj cilindric interior: a - rapoarte de multiplicare pe trepte optimizate, b - volumul minimizat al materialelor roților din ate (pe trepte și total)

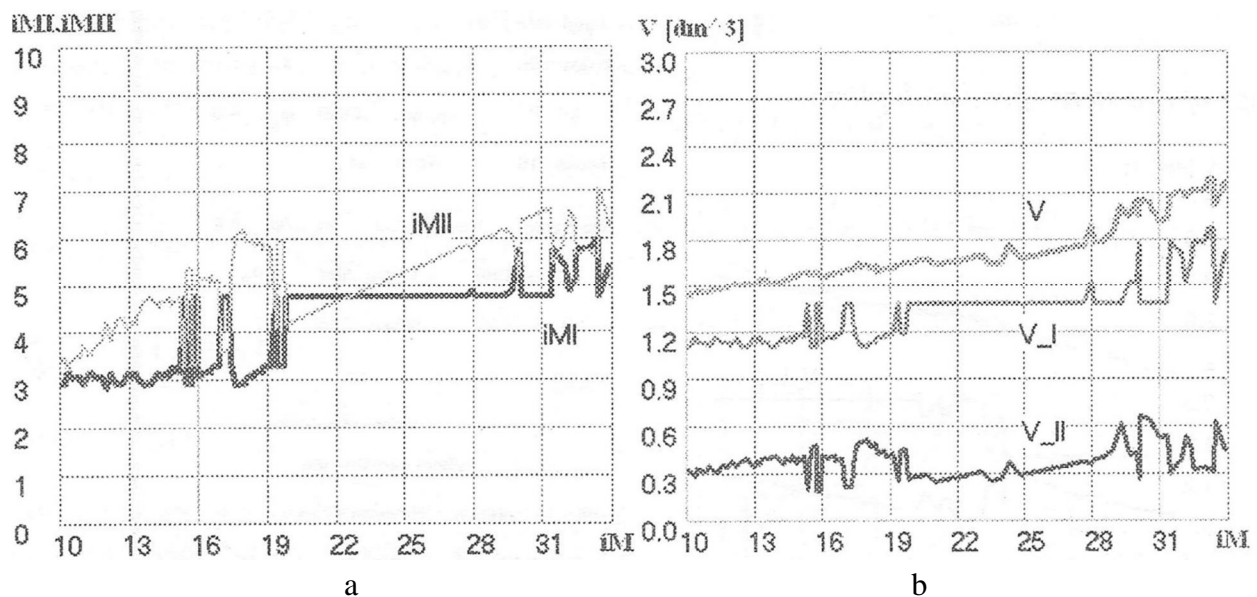


Fig. II.11 Multiplicator în două trepte, cu unități planetare: a - rapoarte de multiplicare pe trepte optimizate, b - volumul minimizat al materialelor roților din ate (pe trepte și total)

Analiza rezultatelor permite formularea următoarelor concluzii:

- Rezultatele sunt influențate semnificativ de datele de intrare impuse;
- Neuniformitatea diagramelor este cauzată de faptul că anumite variabile, cum sunt numerele de dinți sau modulul standardizat al danturii, își modifică valoarea discontinuu, între valori prescrise. De asemenea este influențată de condiții restrictive, cum este condiția de montaj;

- Prin al turare cu angrenaj cilindric exterior în treapta a doua, unitatea planetar din treapta I cere valori mai mari ale raportului de multiplicare decât atunci când este al turat unui angrenaj cilindric exterior sau unei alte unit i planetare;
- Valorile raportului de multiplicare al unit ii planetare din treapta I, baleiaz în toate cazurile analizate, între dou valori distincte. Pentru multiplicatorul în dou trepte, cu unitate planetar i angrenaj cilindric interior (v. Fig. II.10) aceste valori sunt 3, corespunz toare pentru $z_2 < z_1$, i 4.8, corespunz toare pentru $z_2 > z_1$;
- Pentru cre terea raportului de multiplicare i_M impus de la 10 la 30, volumul materialelor ro ilor are o cre tere cu 50%, pentru solu iile unitate planetar -angrenaj cilindric interior i cu dou unit i planetare i doar cu 15% în cazul solu iei unitate planetar -angrenaj cilindric exterior;
- Volumul de material al ro ilor din ate rezult mai mic în cazul solu iei unitate planetar -angrenaj cilindric exterior, decât în cazul celorlalte dou solu ii.

III. ELEMENTE DE PROIECTARE CONSTRUCTIVĂ A SISTEMELOR DE ORIENTARE

În perioada 2007-2012, o mare parte din activitatea de cercetare am desfășurat-o în domeniul proiectării sistemelor de orientare, prin:

- studiul soluțiilor constructive existente,
- studiul caracteristicilor specifice proiectării acestor sisteme mecanice,
- definirea specifică a iilor de proiectare necesare,
- studiul sarcinilor care trebuie luate în considerare,
- definirea și analiza cazurilor de încălzire,
- calcul organologic optimal pentru componente ale sistemelor de orientare (structura de rezistență, transmisii mecanice),
- dezvoltare de proiecte constructive.

Am colaborat cu numeroși doctoranzi din cadrul Centrului de cercetare de Energii Regenerabile al Universității Transilvania din Brașov, dintre care amintesc:

- Bianca Butuc (sistem de orientare azimutal cu angrenaje, cuplaje și un singur motor);
- Raluca Latea (instalație pentru testarea colectoarelor termice plane);
- Valentina Popa (sistem de orientare azimutal cu actuatori liniari);
- Bogdan Burduhos (sistem de orientare ecuatorial cu actuatori liniari);
- Ion Scalechi (studiul acțiunii vântului asupra sistemelor de orientare);
- Monica Vălculescu (sistem de orientare biaxial cu mișcări corelate);
- Daniela Ciobanu (instalație testare colectoare termice parabolice);
- Mihai Comăniș (lag-rele unui sistem de orientare pseudo-ecuatorial).

O mare parte din rezultatele activității proprii de cercetare, prezentate în acest capitol, sunt obiectul unor lucrări deja publicate.

Utilizarea energiei este esențială societății atât în ceea ce privește confortul oamenilor cât și ca factor de dezvoltare a producției. Gradul de dezvoltare economică și socială reprezintă factorul cheie în creșterea necesarului de energie, motiv pentru care, cercetarea, dezvoltarea și exploatarea energiilor regenerabile este promovată pe scară largă ca o alternativă la combustibilii fosili. Natura oferă un spectru larg de opțiuni pentru producerea energiei curate, însă este necesară convertirea acestor surse de energie într-un mod eficient, durabil și economic.

Dintre toate sursele de energie regenerabilă, energia solară influențează și întreține viața pe Pământ și poate produce dublul cantității de energie care poate fi obținută din combustibili fosili [156]. Acesta este motivul pentru care, sistemele de conversie a energiei solare sunt utilizate pe scară largă, atât în aplicații industriale cât și domestice.

Energia solară este o sursă de energie curată care poate fi transformată în căldură [37] sau, utilizând efectul fotovoltaic, poate fi transformată în energie electrică în mod direct [35, 50].

Eficiența sistemelor utilizate pentru captarea energiei solare directe poate fi mărită prin îmbunătățirea parametrilor constructivi ai acestora sau prin măsurarea radiației solare incidente pe suprafețele platformelor fotovoltaice (PV) utilizând sisteme de orientare [93]. Sistemele de

orientare permit urmărirea mișcării soarelui pe cer astfel încât razele solare să cadă, pe cât posibil, perpendicular pe suprafața PV.

În funcție de numărul axelor de rotație, sistemele de orientare se clasifică în două categorii: sisteme de orientare cu o axă și sisteme de orientare cu două axe. Chiar dacă costurile de fabricație și de implementare ale sistemelor de orientare cu două axe sunt ridicate și reprezintă, astfel, un dezavantaj [150], în comparație cu sistemele de orientare cu o axă, au avantajul unei energii solare captate mai mare [2, 44, 88], motiv pentru care, sistemele de orientare cu două axe sunt subiectul unei dezvoltări și implementări continue. Utilizarea sistemelor de orientare biaxiale poate conduce la o creștere a aportului energetic cu până la 40% [150].

Sistemele de orientare cu două axe urmează, prin mișcarea de orientare, poziția Soarelui pe cer, asigurând în acest fel, perpendicularitatea razelor solare pe suprafața panoului fotovoltaic. În funcție de axele de rotație, sistemele de orientare cu două axe se împart în două categorii: sisteme de orientare ecuatoriale și sisteme de orientare azimutale.

Mișcările de rotație specifice sistemelor de orientare ecuatoriale constau în mișcarea temporală diurnă și mișcarea sezonieră, care realizează unghiul de declinație (elevație) corespunzător.

Sistemele de orientare azimutale reglează poziția platformelor fotovoltaice în funcție de unghiul azimutal și de unghiul altitudinal (v. Fig. III.1, a). Din combinarea mișcării altitudinale cu unghiul α^* , realizat de-a lungul axei orizontale Ox , cu mișcarea azimutală cu unghiul ψ^* , realizată în jurul axei verticale Oz , orice poziție a soarelui poate fi atinsă (v. fig.III.1, b).

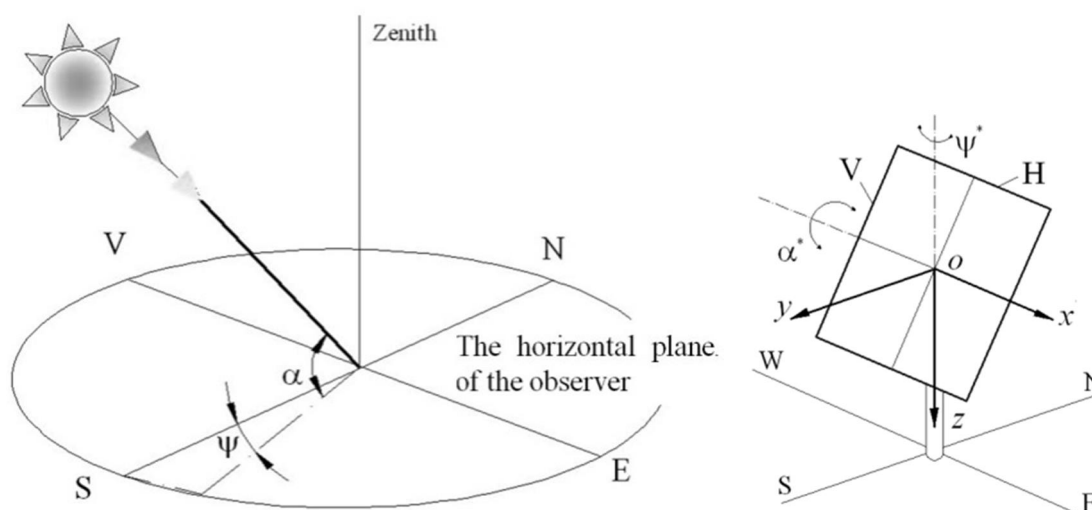


Fig. III.1. a) Unghiurile solare descrise în planul observatorului; b) mișcările de rotație specifice unui sistem de orientare azimutal.

Mișcările de rotație specifice sistemelor de orientare sunt efectuate utilizând diferite transmisii mecanice care au în componență actuatori liniari de tipul mecanismului urub-piuli, actuatori de rotație de tipul angrenajelor melcate, transmisii planetare, transmisii prin lan sau combinații ale acestor transmisii. Diferite tipuri de transmisii mecanice utilizate la sistemele de orientare sunt prezentate în [14].

III.1. Sisteme de orientare. Demonstratoare experimentale

Sistemele de orientare, componentele sau adaptările prezentate în continuare sunt doar o parte din cele la care am venit cu contribuții importante. Am coordonat proiectarea constructivă a celor mai multe dintre ele, lucrând într-o echipă de Proiectare Constructivă alături de prof. Gheorghe Moldovean, Conf. Mihai Lateș, Șef lucr. Constantin Gavrilă. Ne-am ocupat de definirea specificărilor de proiectare, calculul de predimensionare al componentelor, modelare 3D, analiză MEF, întocmirea desenelor de ansamblu, subansamblu, de execuție, urmărirea execuției.

Sistem de orientare azimutal cu un actuator de rotație și un actuator liniar

Este un sistem conceput pentru o putere instalată de aproximativ 2 kWp, implementat în Parcul solar al Institutului ICDT al Universității Transilvania din Brașov. În Fig. III.2 sunt prezentate modelul virtual 3D și imagini ale prototipului fizic.



Fig. III.2. Sistem de orientare azimutal cu un actuator de rotație și un actuator liniar

Sistemul are în componență stâlpul fix 1, actuatorul de rotație 2 (slew-drive) pentru axa azimutală, stâlpul rotitor 3, actuatorul liniar 4 pentru acționarea mișcării de elevație, lagrele cu rulmenți 5 ale axei mișcării de elevație, platforma PV 6.

În Fig. III.3 este prezentat montajul cu rulmenți al axei mișcării de elevație. Este un montaj cu fixare axială la un capăt, cu rulmenți radiali oscilanți cu bile, care înseamnă de mărimea sarcinilor care trebuie preluate, dar mai ales de specifică de proiectare precum: necesitatea funcționării în exterior, într-un domeniu larg de temperaturi ale mediului cu dilatații importante; distanță mare între reazeme, cu necesitatea preluării de deformări de încovoieră ale platformei dar și a unor abateri de coaxialitate între cele două lagre.

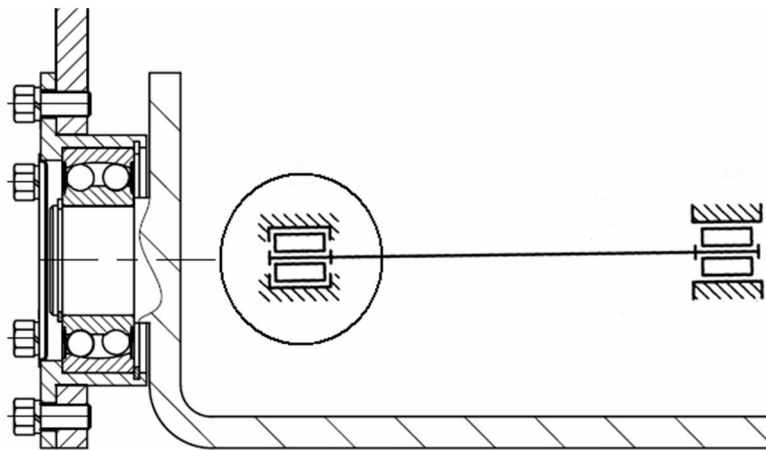


Fig. III.3. Montajul cu rulmenți al axei mișcării de elevație

Sistem de orientare azimutală cu mișcări corelate cu un actuator liniar

Este un sistem conceput pentru o putere instalată de aproximativ 2 kWp, pentru implementare în Parcul solar al Institutului ICĐT al Universității Transilvania din Brașov. În Fig. III.4 este prezentat modelul virtual 3D iar în Fig. III.5 sunt prezentate imagini cu pozițiile funcționale ale sistemului.

Sistemul are în componență stâlpul fix 1, stâlpul rotitor 2, platforma PV 3, lagrele cu rulmenți 4, arborele cardanic 5, împreună cu cuplele cardanice 6, stâlpul cardanic 7, mecanismul de acționare a mișcării azimutale ale axei mișcării de elevație, platforma PV 6.

Sistem de orientare azimutală cu doi actuatori liniari

Este un sistem conceput pentru o putere instalată de aproximativ 2 kWp, pentru implementare în Parcul solar al Institutului ICĐT al Universității Transilvania din Brașov. În Fig. III.6 este prezentat modelul virtual 3D. Sistemul combină soluția constructivă a mecanismului de acționare a mișcării azimutale a sistemului de orientare prezentat în Fig. III.4, cu soluția constructivă a mecanismului de acționare a mișcării de elevație a sistemului de orientare prezentat în Fig. III.2

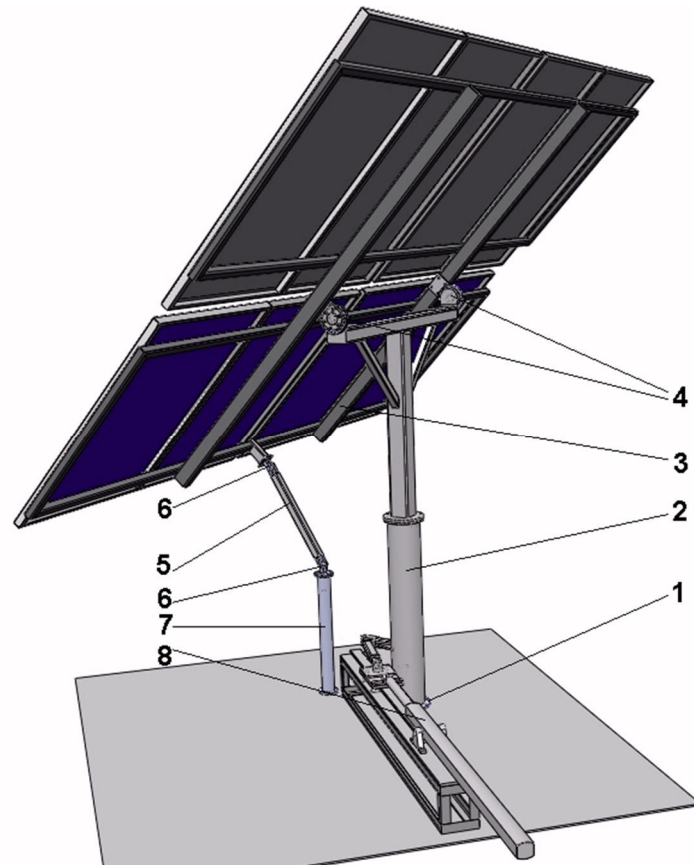


Fig. III.4. Sistem de orientare azimutal cu un actuator de rota ie i un actuator liniar

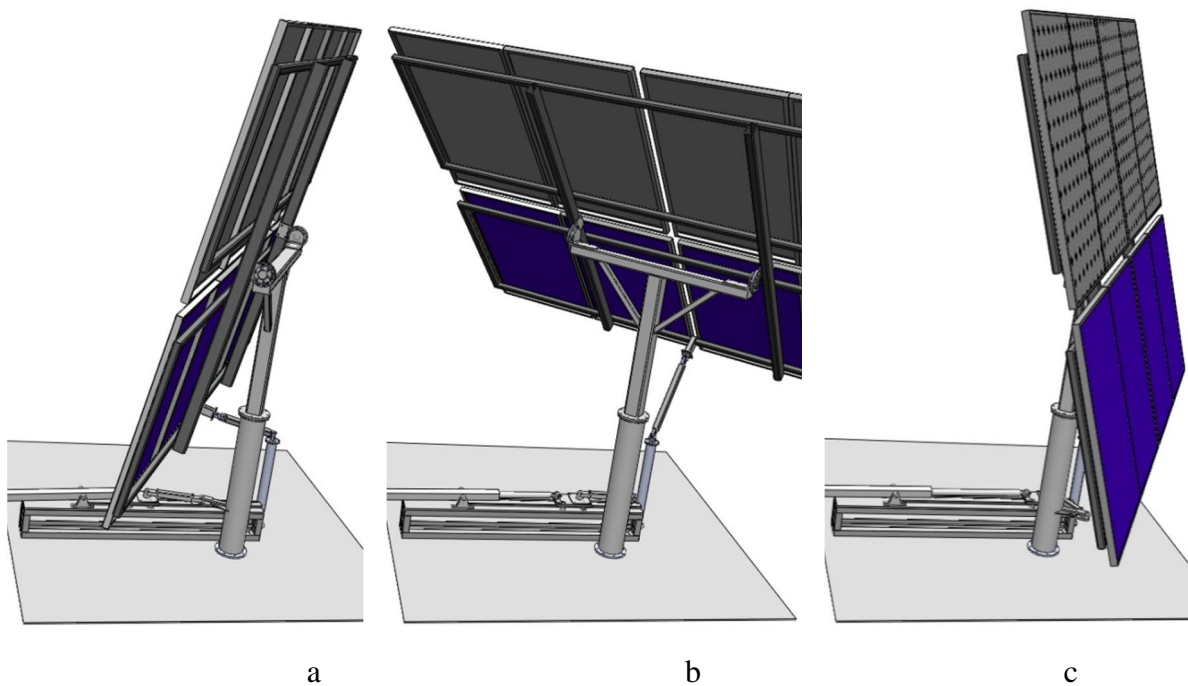


Fig. III.5. Pozi iile extreme ale sistemului de orientare (a ó r s rit, b ó amiaz , c ó apus)

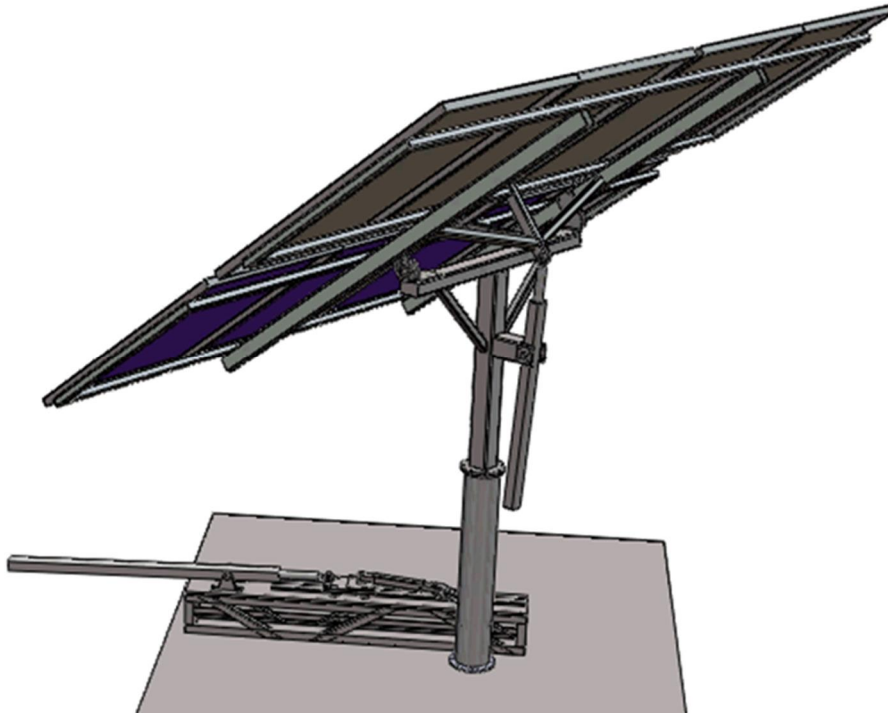


Fig. III.6. Sistem de orientare azimutal cu un actuator de rotație și un actuator liniar

Sistem de orientare ecuatorial cu doi actuatori liniari

Este un sistem realizat pentru a funcționa ca instalație pentru lucrări de laborator, fiind dotat cu panouri PV de dimensiuni reduse (550 x 150 mm). În Fig. III.7 este prezentat modelul virtual 3D și modelul fizic.

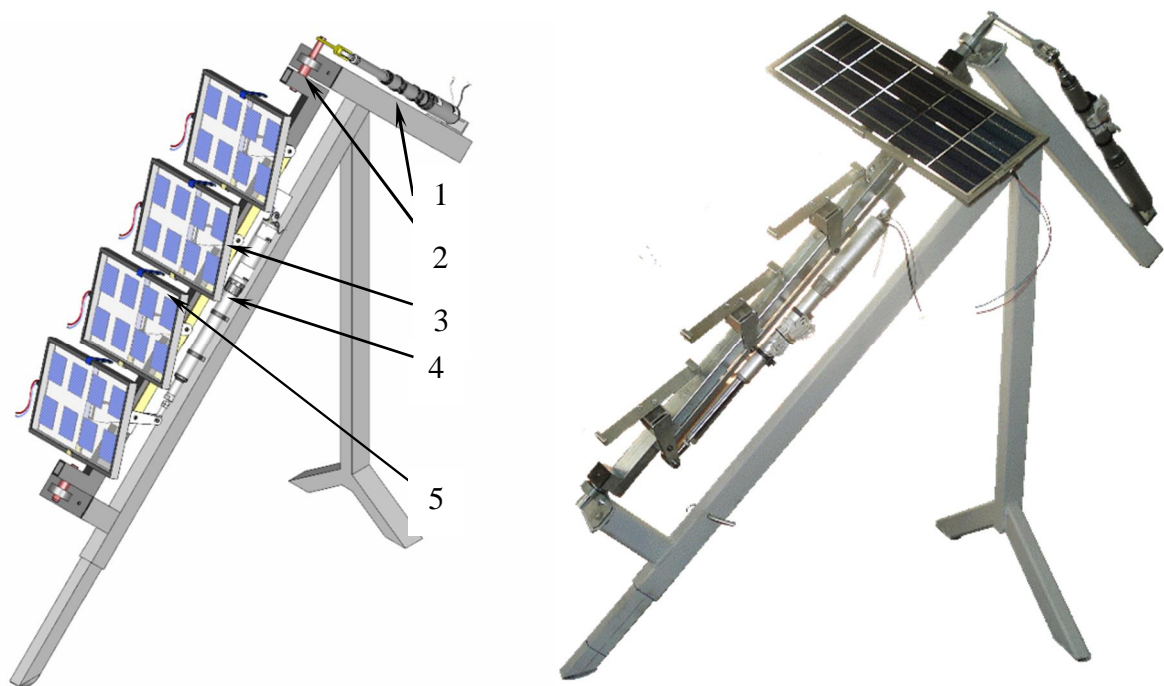


Fig. III.7. Sistem de orientare ecuatorial cu doi actuatori liniari

Sistemul are în componență actuatorul liniar pentru acționarea mișcării diurne 1, lagrele axei diurne de rotație 2, actuatorul liniar pentru acționarea mișcării de elevație 3, panouri PV 4, lagrele axei de elevație 5.

Sistem de orientare pseudo-ecuatorial cu doi actuatori liniari

Este un sistem realizat pentru a funcționa ca demonstrator experimental, fiind dotat cu un singur panou PV de dimensiuni reduse (1200 x 650 mm). În Fig. III.8 este prezentat modelul virtual 3D (a), scheme de calcul (b) și prototipul fizic (c). Dintre elementele componente pot fi enumerate: panoul PV 1, rama pentru fixarea panoului 2, lagrele mișcării diurne 5, lagrele mișcării de elevație 7 și 8, actuatorul pentru acționarea mișcării diurne 10, actuatorul pentru acționarea mișcării de elevație 14.

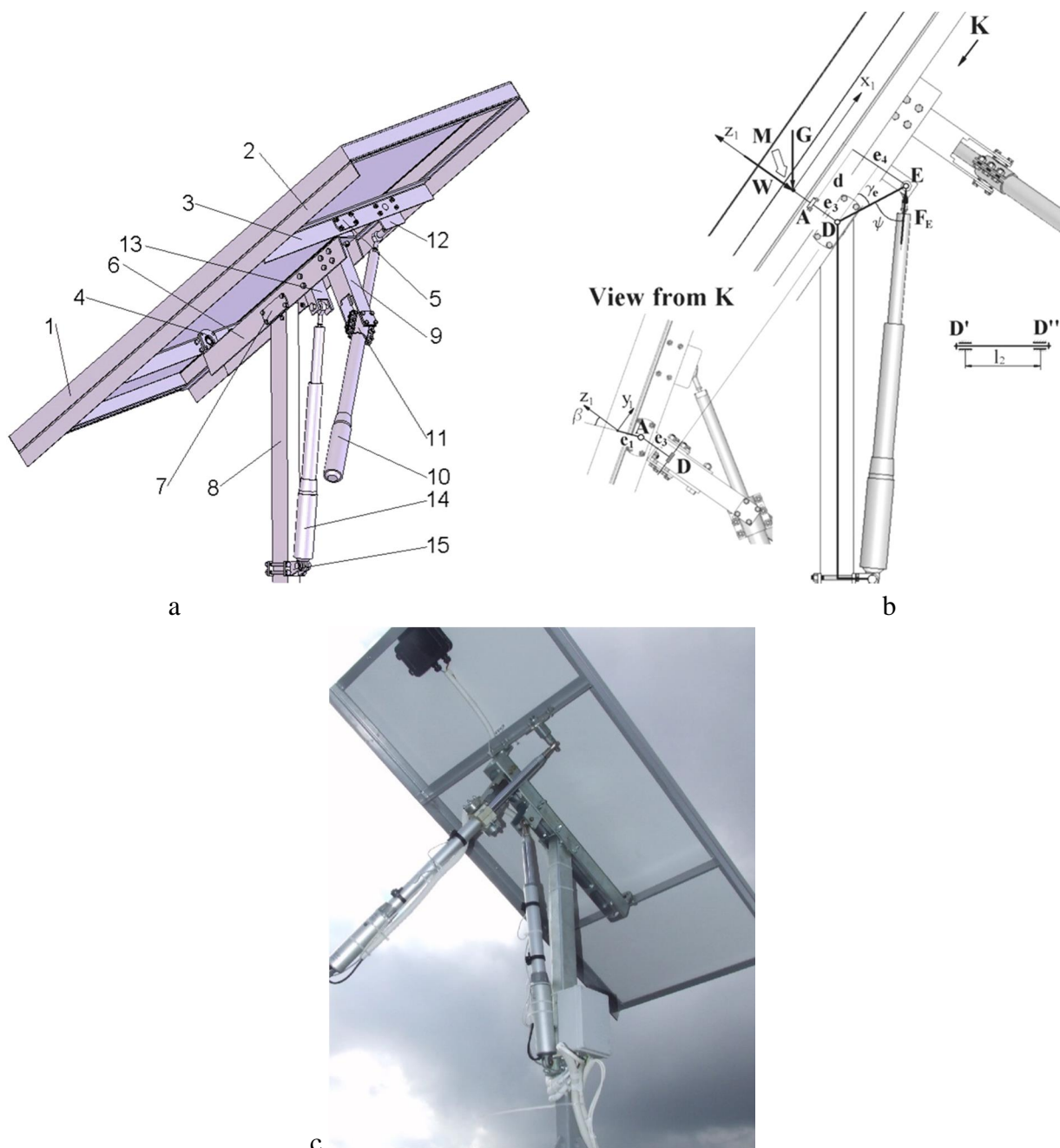


Fig. III.8. Sistem de orientare ecuatorial cu doi actuatori liniari

Sistemul mecanic fiind unul încărcat cu sarcini spațiale este destul de complicat pentru analize. Scheme de calcul simplificate, cu reducerea sarcinilor în plan (v. Fig. III.8, b) sunt deosebit de utile.

În Fig. III.9 este prezentată soluția constructivă a montajului cu rulmenții a axei de elevație. Montajul se bazează pe schema de montaj cu fixare axială la ambele capete (tip ÖÖ) și utilizează rulmenți radiali cu bile.

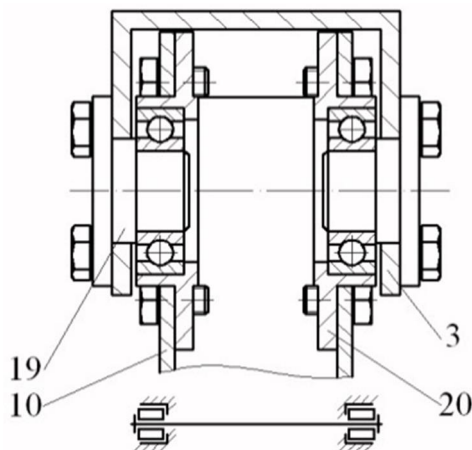


Fig. III.9. Montajul cu rulmenții al axei de elevație

Sistem de orientare azimutal cu doi actuatori liniari

Este un sistem realizat pentru a funcționa ca demonstrator experimental, fiind dotat cu un singur panou PV de dimensiuni reduse (1200 x 650 mm). În Fig. III.10 este prezentat modelul virtual 3D (a), schema de calcul (b) și prototipul fizic (c). Dintre elementele componente pot fi enumerate: panoul PV 1, rama pentru fixarea panoului 2, stâlpul rotitor pe axa mișcării diurne 4, stâlpul fix 5, actuatorul pentru acționarea mișcării diurne 8, lagurile mișcării de elevație 9, actuatorul pentru acționarea mișcării de elevație 11.

În general la sistemele de orientare azimutale, analiza sarcinilor este una mult mai simplă decât la sistemele de orientare ecuatoriale. Pentru comparație, așa cum se vede în schema de calcul simplificată a sistemului azimutal (v. Fig. III.8, b), elementele de calcul se reduc la un singur plan, pentru mecanismul de acționare al mișcării de elevație.

Instalație pentru testarea colectoarelor termice cu orientare după o axă

A fost realizată adaptarea unei instalații pentru testarea colectoarelor termice, prevăzută cu o axă orizontală pentru schimbarea manuală a unghiului de elevație, prin proiectarea unui mecanism de acționare cu actuator liniar, care să permită modificarea automată a unghiului de elevație.

În Figura III.11 este prezentat mecanismul de acționare, în modelul virtual al instalației adaptate.

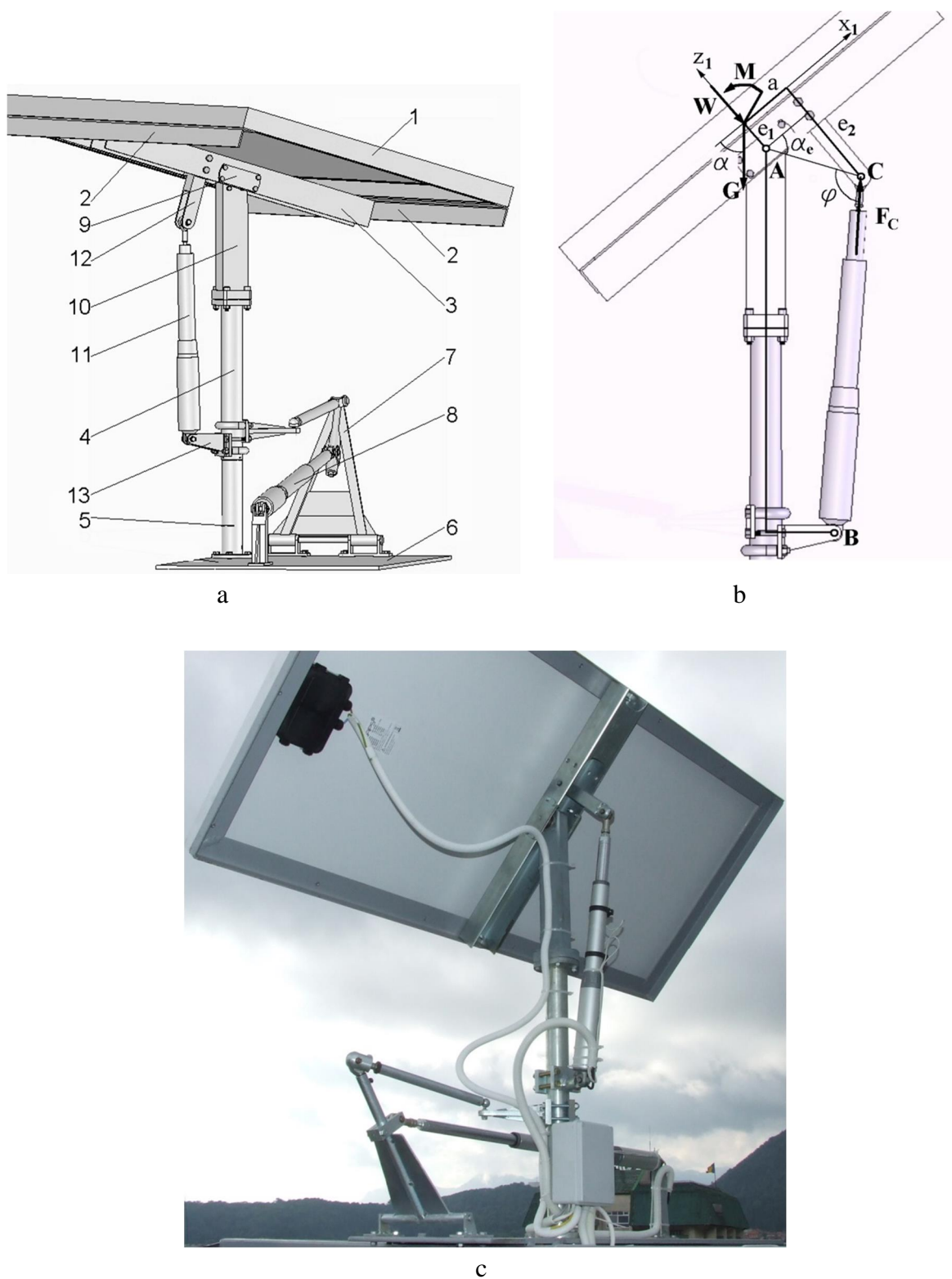


Fig. III.10. Sistem de orientare azimutal cu doi actuatori liniari: a ó model virtual; b ó schem de calcul mecanism mi care de eleva ie; c ó model fizic

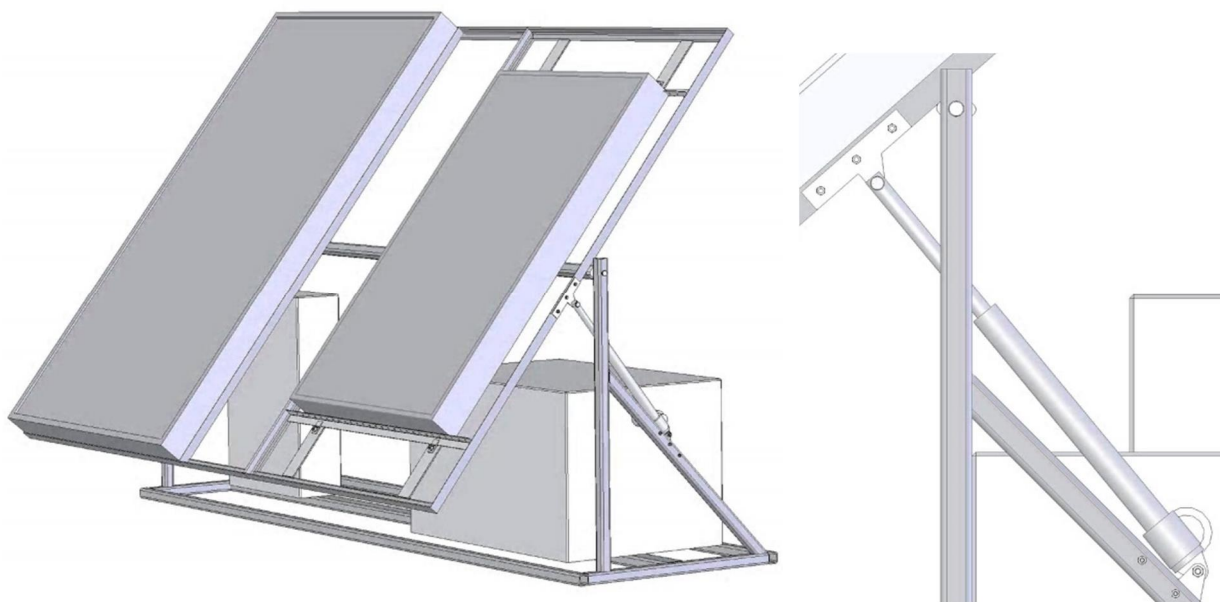


Fig. III.11. Instalație pentru testarea colectoarelor termice cu orientare după o axă

III.2. Acțiunea vântului asupra platformelor sistemelor de orientare

Acțiunea vântului asupra suprafețelor expuse acestuia sunt evaluate, conform standardelor, prin definirea unor distribuții de presiuni sau forțe concentrate. Efectele acțiunii vântului asupra diverselor structuri depind de anumite caracteristici ale vântului (viteză, caracteristici de turbulență, factori dinamici), de caracteristici ale structurilor (formă, înălțime, orientare), proprietăți dinamice ale structurilor și locație [165, 172].

Standarde precum EN 1991-1-4 [165] și ASCE/SEI 7-05 [164] prezintă elementele necesare determinării sarcinilor create de vânt pentru diverse situații concrete de structuri (clădiri, suprafețe) expuse acțiunii vântului. Standardul românesc NP-082-04. Eurocode 1 [172], prezintă în mare parte cele prescrise în EN 1991-1-4. Chiar dacă nu se referă, în mod specific, la platformele sistemelor orientabile, toate aceste standarde prescriu modul de determinare a sarcinilor provenite din acțiunea vântului pentru structuri de tip copertine, panouri verticale, care pot fi asociate cazurilor de încălzire ale platformelor sistemelor orientabile.

Conform acestor standarde, presiunea creată de vânt pe o structură sau componentă aflată la o înălțime de maxim 15 m se determină cu relația

$$p_w = c_p \cdot q_p, \quad (\text{III.1})$$

unde q_p este presiunea de referință a vântului iar c_p este coeficientul de presiune.

Presiunea de referință se calculează cu relația

$$q_p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_p^2, \quad (\text{III.2})$$

unde v_p este viteza de referință a vântului iar ρ este densitatea aerului, care depinde de altitudine, latitudine, temperatură și anotimp. Pentru România, valoarea standard a densității aerului este $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$ iar viteza de referință a vântului este o valoare determinată ca medie pe un interval de 10 min, valoare maximă pentru o perioadă de recurență de 50 de ani.

Forța normală concentrată datorată acțiunii vântului F_w , care acționează asupra unei structuri sau componente aflate la o înălțime de maxim 15 m se determină cu relația

$$F_w = c_f \cdot q_p \cdot A_{ref}, \quad (\text{III.3})$$

unde A_{ref} este aria de referință a structurii sau componente și c_f este coeficientul de forță.

În continuare sunt analizate pe scurt cazurile prevăzute în diverse standarde, cazuri care pot fi asociate cu pozițiile funcționale ale platformelor sistemelor orientabile.

- **Panouri publicitare, conform Eurocode1, EN 1991-1-4** [165]. Acest caz corespunde poziției verticale platformelor sistemelor orientabile, caz limit, corespunzător situației în fața soarelui. Este prescris un coeficient de forță $c_f = 1,80$.

- **Platforme, conform NBE-AE 88** [171]. Standardul Spaniol prezintă valori pentru distribuții trapezoidale ale presiunii pentru tot domeniul de unghiuri de înclinare $0^\circ \dots 90^\circ$, pentru două sensuri ale vitezei vântului. Schema de calcul este cea prezentată în Fig. III.12, iar valorile coeficienților de presiune care definesc aceste distribuții de presiune sunt prezentate în Tabelul III.1.

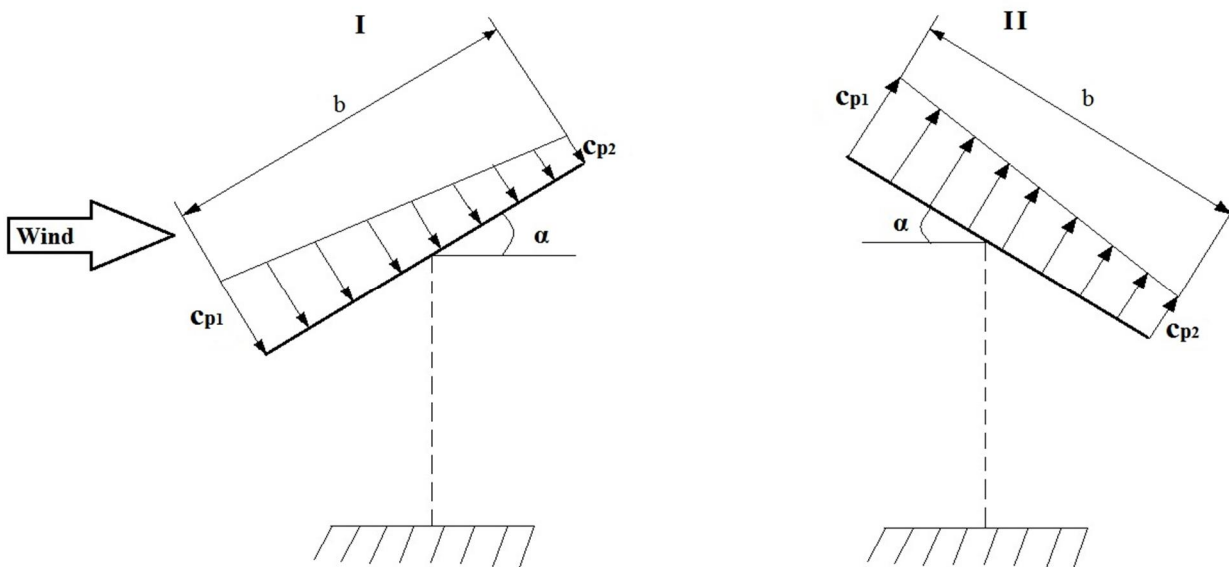


Fig. III.12. Distribuția presiunii pe platforme, coeficienți de presiune.

c_p [171] Tabelul III.1

	Unghi de înclinare						
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	$60^\circ-90^\circ$
c_{p1}	0	0.8	1.2	1.6	1.6	1.4	1.2
c_{p2}	0	0	0.4	0.8	0.8	1.0	1.2

• **Copertine cu o pantă, conform ASCE/SEI 7-05** [164]. Prezintă distribuții dreptunghiulare de presiune, ca în Fig. III.13, pentru unghiuri de maxim 45° .

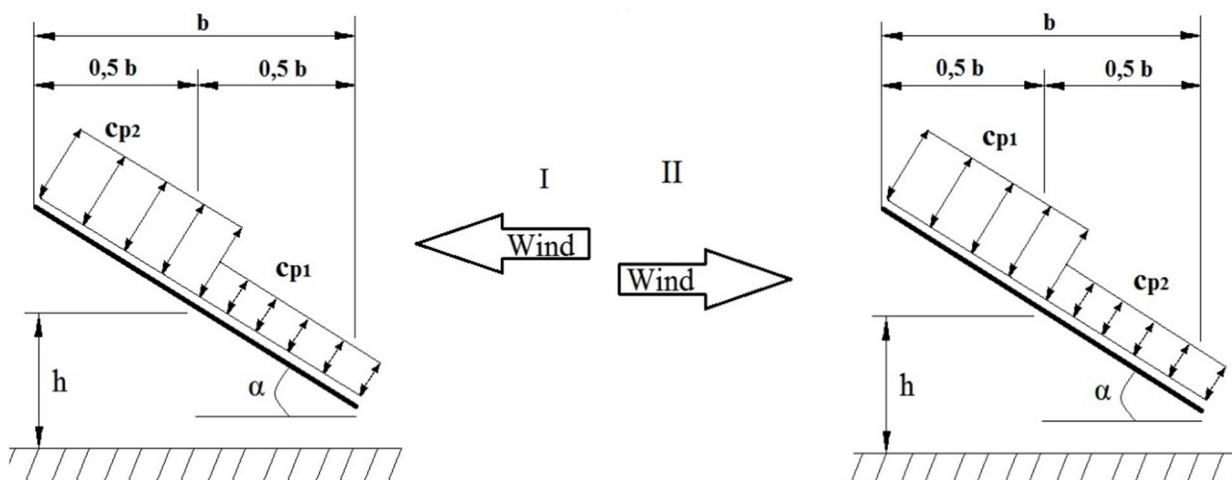


Fig. III.13. Distribuții de presiune pe copertine cu o pantă [164]

• **Acoperișuri cu o pantă, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 și NP-082-04** [165, 172]. Acest caz este diferit de cazul platformelor sistemelor orientabile, deoarece se referă la suprafața exterioară a acoperișurilor structurilor închise (fără influența presiunii interioare), pentru unghiuri de înclinare de până la 75° .

• **Copertine cu o singură pantă, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 și NP-082-04** [165, 172]. Aceste structuri par cele mai apropiate de structura pozițiilor funcționale ale platformelor sistemelor orientabile, dar domeniul de unghiuri de înclinare ale suprafețelor este $10^\circ \dots 30^\circ$. Sunt prescriși doar coeficienți de forță c_f , punctul de aplicare al forței fiind plasat conform Fig. III.14.

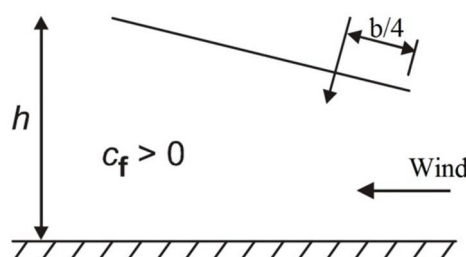


Fig. III.14. Aplicarea forței vântului pe copertine cu o pantă

• **Suprafețe înclinate deschise, conform GOST 27751-88:Part 5** [166]. Standardul este asemănător ca mod de abordare cu Eurocode1 referitor la copertine, dar pe baza coeficienților de presiune, cu același domeniu de unghiuri de înclinare ale suprafețelor: $10^\circ \dots 30^\circ$.

• **Panouri, șiruri de panouri, conform NASA Technical Report** [62]. Raportul prezintă diagrame cu valori pentru coeficienții de presiune c_{p1} și c_{p2} , pentru o distribuție trapezoidală a presiunii, pentru unghiuri de înclinare în domeniul $20^\circ \dots 60^\circ$.

În vederea analizei comparative a modelelor existente de evaluare a acțiunii vântului asupra suprafețelor înclinate, modele prezentate anterior, și pentru o abordare unitară a modelelor a fost realizată o reducere a tuturor modelelor la coeficienți de forță.

În cazul distribuției uniforme de presiune pe suprafețe, coeficientul de forță are aceeași valoare cu coeficientul de presiune $c_f = c_p$.

În cazul distribuției trapezoidale de presiune pe suprafețe, coeficientul de forță se determină în funcție de coeficienții de presiune c_{p1} și c_{p2} care definesc distribuția trapezoidală (v. Fig. III.12), cu relația

$$c_f = \frac{(c_{p1} + c_{p2})}{2}. \quad (\text{III.4})$$

Figura III.15 prezintă valorile rezultate pentru coeficienții de forță rezultați din modelele de acțiune a vântului prezentate anterior:

- c_{f1} reprezintă coeficientul de forță prescris pentru panouri publicitare, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 [165];
- c_{f2} reprezintă coeficientul de forță maxim determinat pe baza prescrierilor pentru copertine cu o pantă, conform ASCE/SEI 7-05 [164];
- c_{f3} reprezintă coeficientul de forță minim determinat pe baza prescrierilor pentru copertine cu o pantă, conform ASCE/SEI 7-05 [164];
- c_{f4} reprezintă coeficientul de forță maxim prescris pentru copertine cu o pantă, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 și NP-082-04 [165, 172];
- c_{f5} reprezintă coeficientul de forță minim prescris pentru copertine cu o pantă, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 și NP-082-04 [165, 172];
- c_{f6} reprezintă coeficientul de forță prescris pentru suprafețe înclinate deschise, conform GOST 27751-88:Part 5 [166];
- c_{f7} reprezintă coeficientul de forță determinat pe baza prescrierilor pentru platforme, conform NBE-AE 88 [171];
- c_{f8} reprezintă coeficientul de forță determinat pe baza prescrierilor pentru acoperiri cu o pantă, conform Eurocode1, EN 1991-1-4 și NP-082-04 [165, 172];
- c_{f9} reprezintă coeficientul de forță determinat pe baza prescrierilor pentru panouri, iruri de panouri, conform NASA Technical Report [62].

Din analiza comparativă a coeficienților de forță rezultați din modelele de acțiune a vântului asupra structurilor și componentelor (Fig. III.15) pot fi formulate o serie de concluzii:

- Dintre toate modelele prezentate anterior, singurele modele standardizate aplicabile în România sunt cele de tip Eurocode [165, 172]. Chiar dacă sunt prescrise diferite modele similare cazului platformelor orientabile (copertine cu o pantă α pentru unghiuri de înclinare de până la 30° , și panouri publicitare α pentru poziții aproape de cea verticală) nu sunt acoperite toate cazurile de încărcare cu vânt a platformelor orientabile. Modelul acoperirilor cu o pantă nu este corespunzător datorită structurilor diferite. Aceste standarde, încadrându-se în categoria standardelor de siguranță, au un caracter obligatoriu. Nefiind însă acoperitoare, se poate apela la alte studii bine documentate. Ca urmare se impune studierea procedurilor de calcul prescrise pe

plan mondial pentru ac iunea vântului asupra platformelor orientabile și o ac iune de dezvoltare a standardelor existente, pentru acoperirea acestor lipsuri;

- Standardul american [164] ofer un model pentru unghiuri de înclinare între 0° și 45° , cu valori semnificativ mai mari decât cele prescrise de Eurocode;

- Valori semnificativ mai mici sunt prezentate în modelul din raportul NASA [62], pentru unghiuri de înclinare în domeniul $20^\circ \dots 60^\circ$.

- Standardul spaniol [172] prezint un model acoperitor cu unghiuri de înclinare în domeniul $0^\circ \dots 90^\circ$, cu valori sensibil mai mici fa de cele din Eurocode, pentru copertine cu o pant . Modelul este utilizat pentru proiectarea de sisteme de orientare pentru platforme fotovoltaice, de c tre produc tori recunoscu i pe plan mondial (ex. Titan tracker [17, 172]).

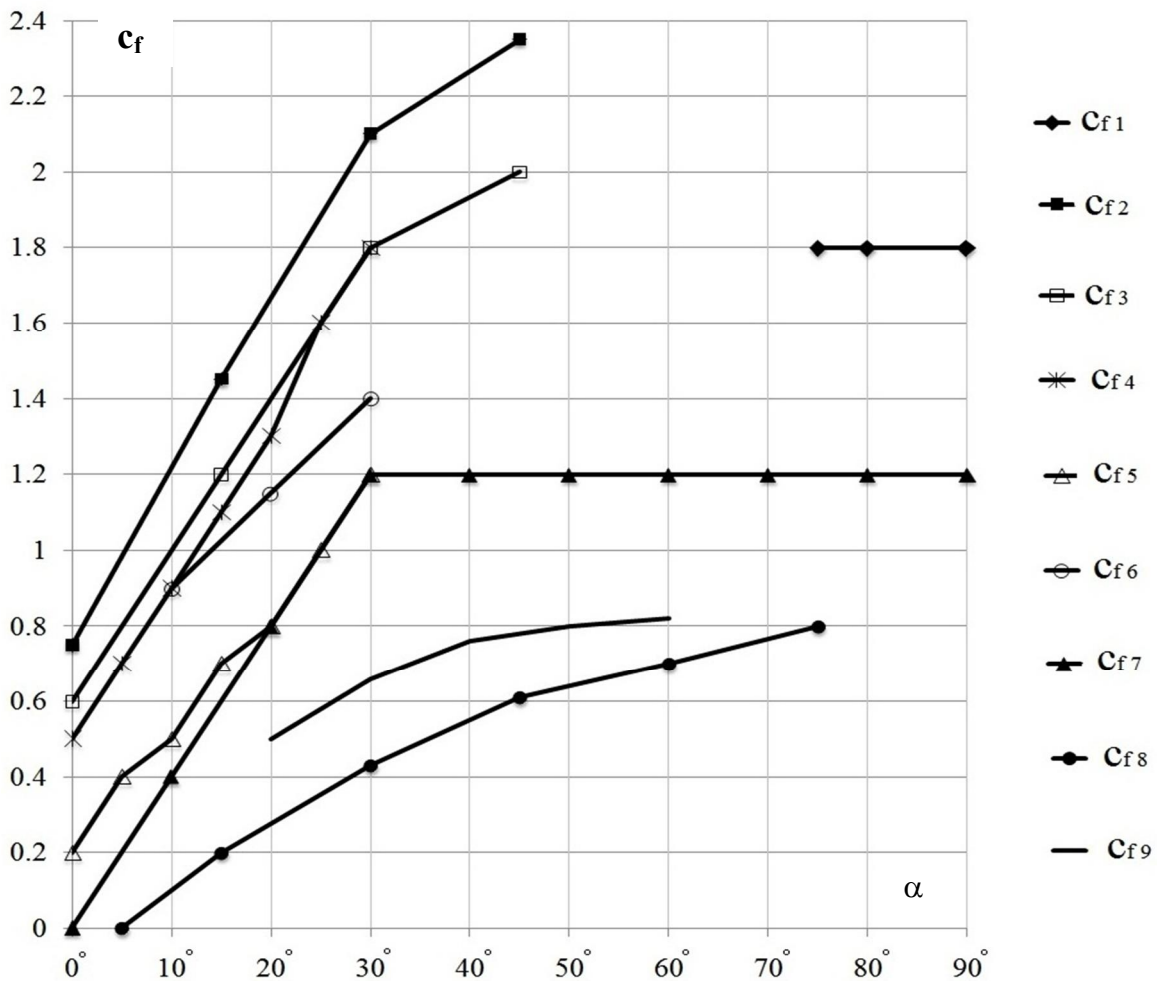


Fig. III.15. Diagram comparativ pentru coeficien ii de for rezulta i din modelele de ac iune a vântului asupra structurilor și componentelor

Sunt necesare, de asemenea, o serie de preciz ri:

- Unghiul de înclinare al suprafe ei asupra c reia ac ioneaz vântul, men ionat în toate aceste standarde, se refer , de fapt, la unghiul de atac al vântului (unghiul dintre direc ia vântului și suprafa a atacat). Aceast echivalen (unghiul de înclinare al suprafe ei = unghiul de atac al vântului) este valabil doar dac direc ia vântului este orizontal . În practic , aceast ipotez nu este întotdeauna valabil . Unghiul de înclinare al suprafe ei nu este întotdeauna unghiul de atac

al vântului, deoarece direcția vântului urmărește planul terenului și acesta nu este întotdeauna orizontal. O referire la aceste particularități de calcul este făcută în [61]. Chiar pentru teren orizontal, în [61] se recomandă considerarea unei posibile deviații a direcției vântului cu $\pm 10^\circ$ față de direcția orizontală.

- Vântul lateral trebuie luat în considerare. În acest caz, unghiul de atac al vântului nu are nicio legătură cu unghiul de înclinare al suprafeței.

- Standardele prevăd existența unei componente tangențiale a forței vântului la suprafața structurilor (F_t). Raportul procentual F_t / F_w este de 1%, pentru suprafețe netede.

Pentru a stabili un model de dezvoltare a vântului asupra platformelor orientabile, cât mai apropiat de realitate, este necesar și un studiu experimental, care să valideze decizia.

În acest sens am desfășurat un studiu experimental, în cadrul Laboratorului de Instalații Eoliene a Universității Transilvania din Brașov. A fost utilizat un tunel eolian de tip HM170 [167], cunoscut și sub denumirea de Eiffel, prezentat în Fig. III.16. Tunelul este unul cu circuit deschis, aerul preluat la un capăt din atmosferă fiind aruncat în afară la celălalt capăt.

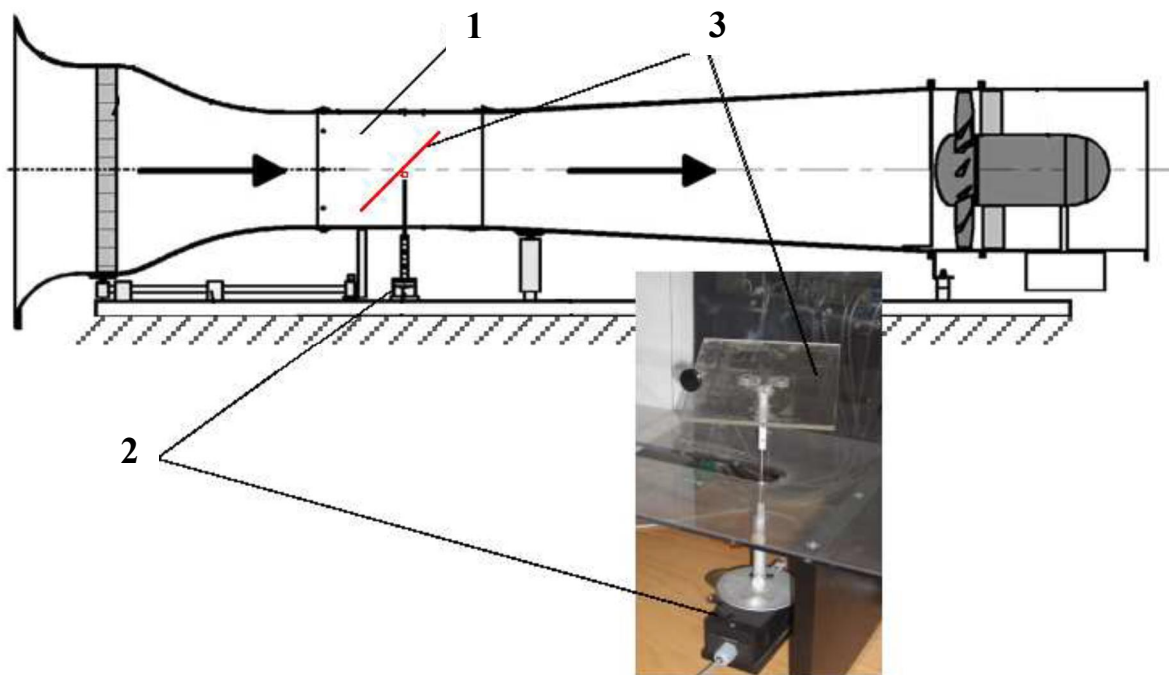


Fig. III.16. Tunel eolian cu poziționarea modelului experimental

Pentru teste a fost realizat un model experimental de sistem de orientare azimutală (Fig. III.17), la scară redusă, care să poată fi montat în tunel și care să simuleze diverse poziții funcționale. Modelul experimental a fost plasat în secțiunea de măsurare a tunelului (v. Fig. III.16) unde tunelul oferă o curgere laminară a curentului de aer cu viteze de până la 30 m/s, dimensiunile modelului fiind mult reduse față de secțiunea tunelului ($A = 0,09 \text{ m}^2$).

Modelului experimental îi este atașat un senzor de forță biaxial 2 (v. Fig. III.16) aflat sub zona de măsurare. Acesta poate măsura două componente ale forței (F_{drag} și F_{lift}) care acționează asupra oricărui profil plasat în zona de măsurare a tunelului (Fig. III.18, vedere de sus a zonei de măsurare). F_{drag} are aceeași direcție cu direcția vântului, iar F_{lift} este o componentă orizontală, perpendiculară pe direcția vântului.

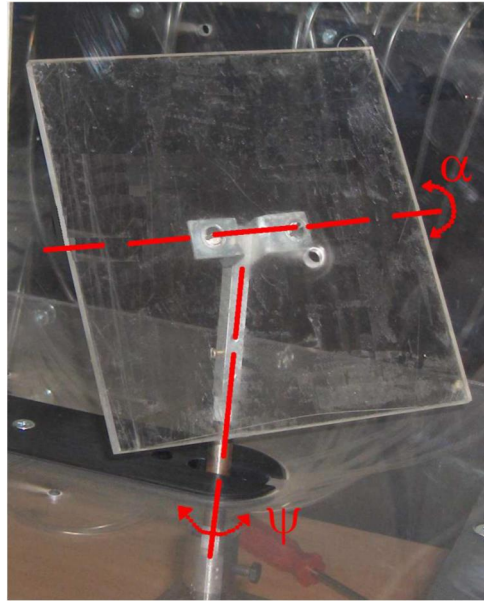


Fig. III.17. Model experimental de sistem de orientare azimutal la scar redus

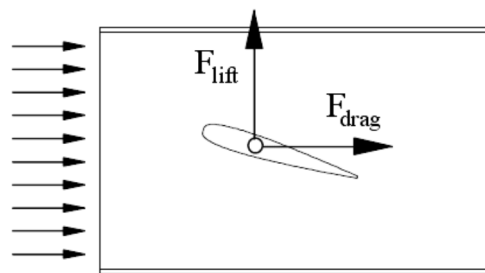


Fig. III.18. Componentele măsurate ale forței determinate de acțiunea vântului asupra profilului testat

Determinările experimentale sunt realizate cu variația unghiului azimutal $\psi = 0 \dots 90^\circ$, cu pași de 10° , pentru poziție verticală a platformei (unghi de elevație $= 90^\circ$).

- Viteza vântului este crescută cu pas de 1 m/s în domeniul $v = 5 \dots 20$ m/s.
- Pentru fiecare etapă de unghi azimutal constant și viteză constantă a vântului sunt măsurate, după o perioadă de stabilizare de 3 min., cele două componente ale forței (F_{drag} și F_{lift}) care acționează asupra platformei.
- Sunt determinate prin calcul cele două componente ale forței care acționează asupra platformei, relativ la sistemul de coordonate atașat platformei: F_n este forța normală la suprafața platformei și F_t este forța tangențială la suprafața platformei (Fig. III.19), cu relațiile

$$\begin{aligned} F_n &= F_{drag} \sin \psi + F_{lift} \cos \psi \\ F_t &= F_{drag} \cos \psi - F_{lift} \sin \psi \end{aligned} \quad (III.5)$$

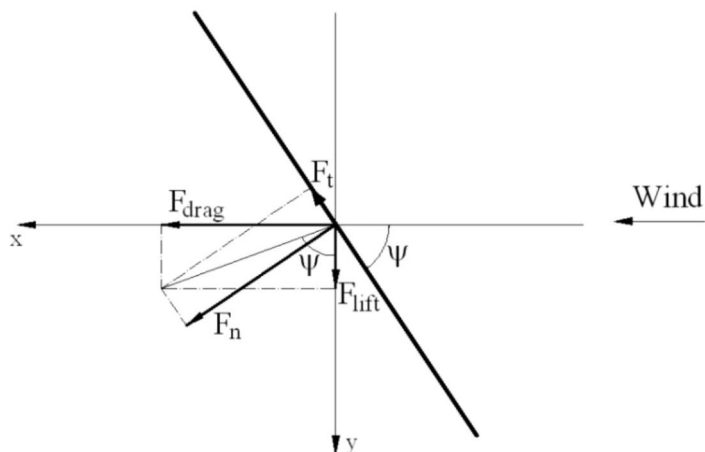


Fig. III.19. Schema de calcul a componentelor F_n ó for a normal la suprafa a platformei i F_t ó for a tangen ial la suprafa a platformei

- Este determinat, prin calcul, coeficientul de for , cu rela ia

$$c_f = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \rho A_p v^2}, \quad (\text{III.6})$$

unde: $\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$ ó densitatea aerului; $A_p = 0,005625 \text{ m}^2$ ó aria platformei

Figura III.20 prezint rezultatele m sur torilor i prelucr rii datelor, prin dependen a coeficientului de for determinat experimental c_f în func ie de viteza vântului, pentru diferite inclin ri ale platformei (unghiuri de atac ale vântului).

Se poate observa c exist o tendin de sc dere cu stabilizare a coeficientului de for odat cu cre terea vitezei vântului. Valorile stabilizate ale coeficientului de for , rezultate pentru viteza maxim a vântului, sunt cele care trebuie luate în considerare în cadrul modelului ac iunii vântului asupra platformelor orientabile, util în proiectarea acestora.

Pentru compara ie cu modelele teoretice [61, 165, 172], în Fig. III.21 este prezentat dependen a coeficientului de for în func ie de unghiul de înclinare (unghiul de atac al vântului), notat de data aceasta cu , echivalent cu unghiul din determin rile experimentale.

Figura III.22 prezint dependen a for elor normale i tangen iale determinate experimental, în func ie de viteza vântului, pentru trei valori ale unghiului de înclinare.

Figura III.23 prezint dependen a raportului procentual F_t / F_n al for elor tangen iale i normale determinat experimental, în func ie de viteza vântului, pentru trei valori ale unghiului de înclinare. Se poate observa o tendin de stabilizare pentru valori ale vitezei mai mari de 15 m/s.

Prin considerarea doar a valorilor raportului procentual F_t / F_n , ob inute pentru valoarea maxim a vitezei în cadrul experimentelor, pentru diferitele unghiuri de înclinare, Figura III.24 prezint dependen a raportului procentual F_t / F_n de unghiul de înclinare.

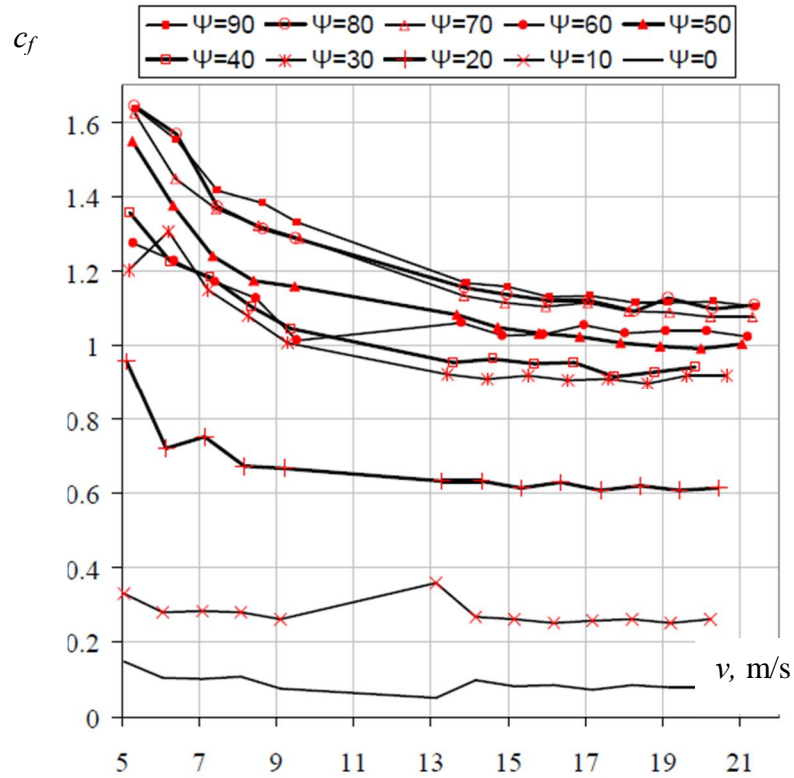


Fig. III.20. c_f experimental în funcție de viteza vântului, pentru diferite inclinații

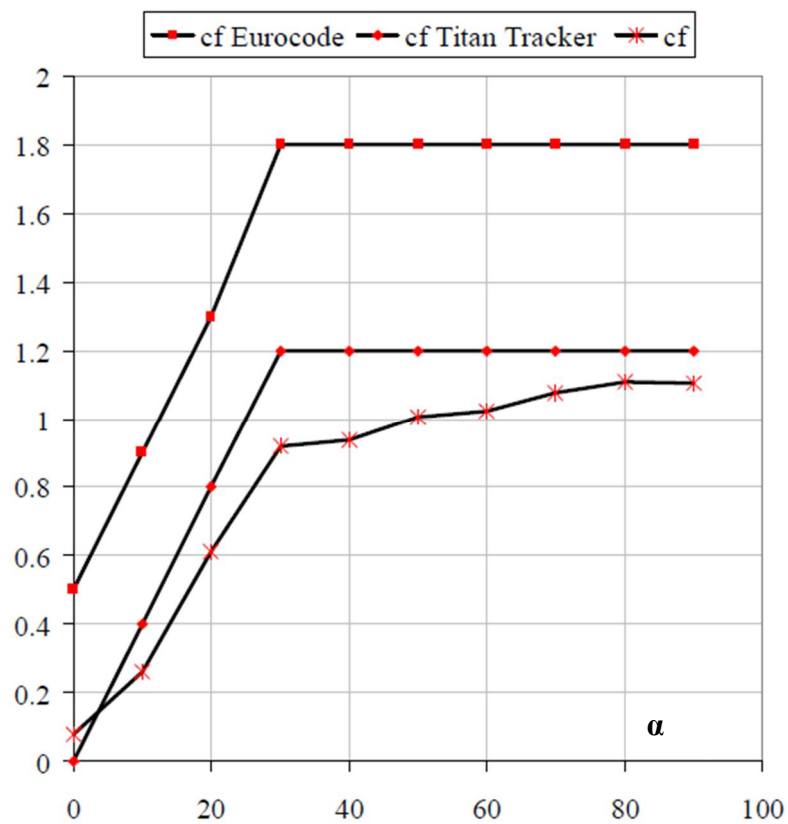


Fig. III.21. c_f teoretic și experimental în funcție de unghiul de înclinare

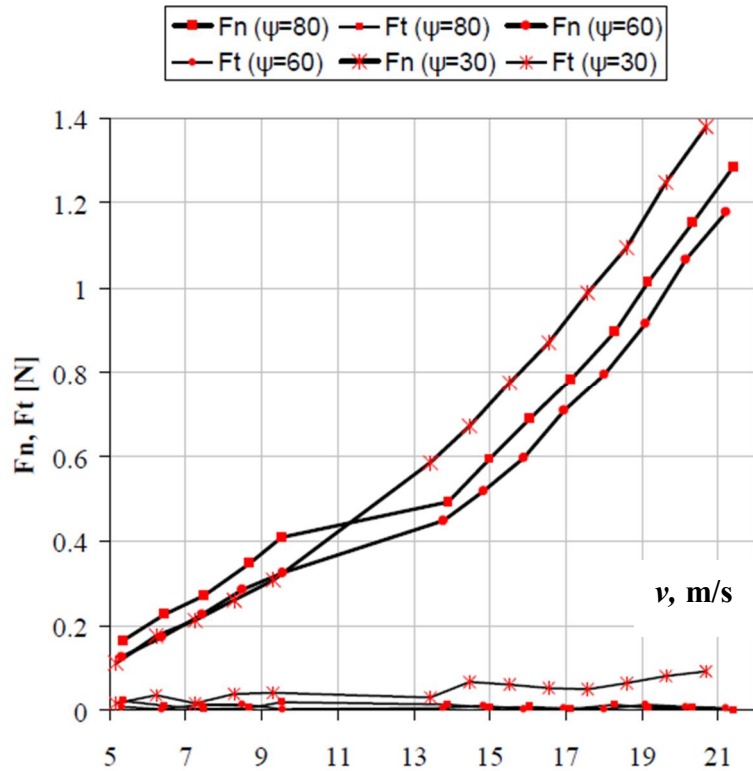
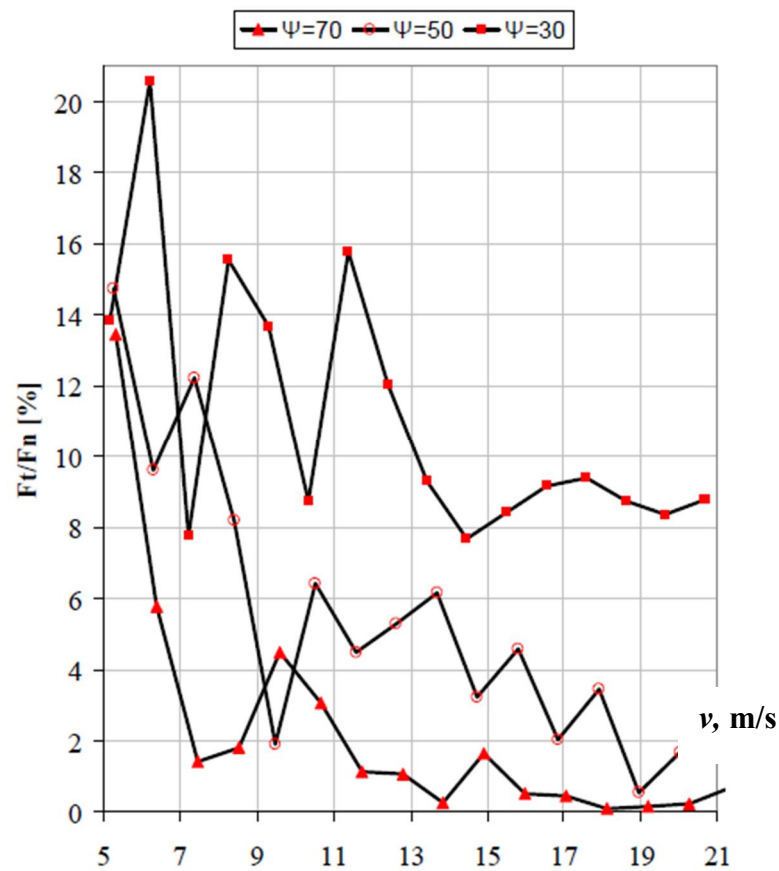


Fig. III.22. For e normale i tangen iale determinate experimental, func ie de vitez

Fig. III.23. Raport procentual F_t/F_n determinat experimental, func ie de vitez

Rezultatele determinărilor experimentale și comparația cu modelele teoretice permit formularea unor concluzii utile proiectantului de sisteme de orientare.

- Coeficienții de forță determinați experimental sunt ușor mai mici, dar apropiați ca valoare pentru tot domeniul de unghiuri de înclinare, față de modelul teoretic prescris de standardul spaniol [171]. Diferențele față de modelul teoretic oferit de Eurocode [165, 172] pentru copertine cu o pantă sunt mult mai mari, rezultatele experimentale indicând valori reduse chiar cu 50%. Modelul din standardul spaniol este acoperitor prin comparație cu rezultatele experimentale și pare soluția de adoptat pentru proiectarea sistemelor de orientare. Mai sunt necesare studii experimentale care să certifice rezultatele obținute până acum și care să susțină preluarea standardului spaniol ca standard românesc și apoi european.
- Rezultatele experimentale cu privire la mărimea componentei tangențiale la suprafața spălat de vânt indică valori mai mari decât cele prescrise de Eurocod, în special pentru unghiuri de înclinare din domeniul $10^\circ \dots 50^\circ$. Se impune continuarea cercetărilor în această direcție, poziția de siguranță a sistemelor de orientare putând fi subiectul unor forțe tangențiale deosebite.

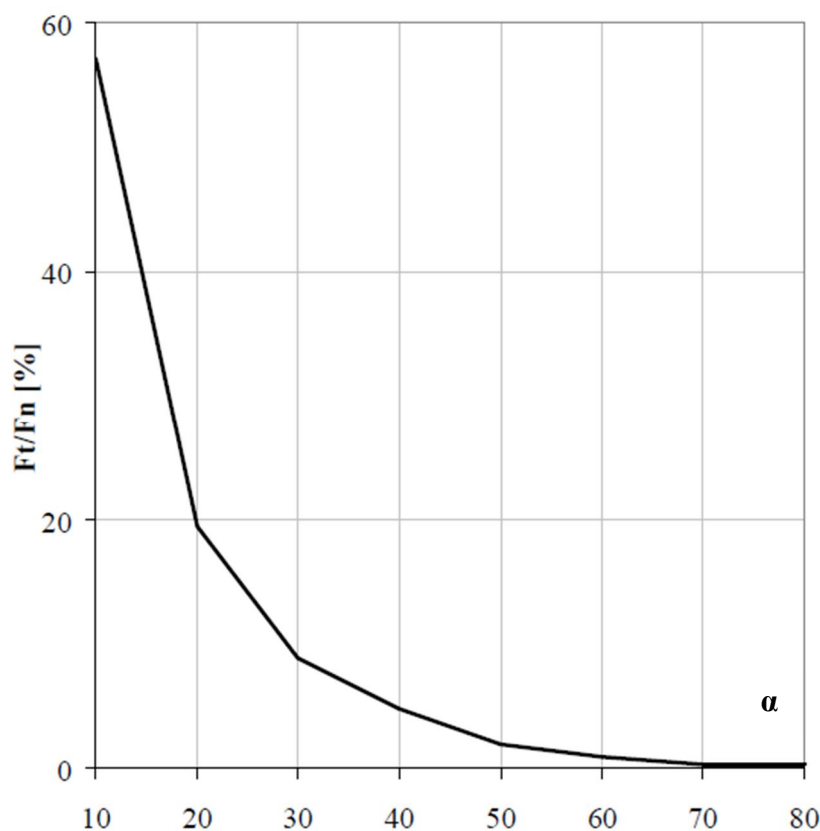


Fig. III.23. Raport procentual F_t/F_n determinat experimental, în funcție de unghiul de înclinare

III.3. Cazuri de încărcare datorate acțiunii vântului asupra platformelor sistemelor de orientare

Dimensiunile de gabarit ale structurii precum și transmisia mecanică a sistemului de orientare sunt direct dependente de sarcinile care încarc platforma fotovoltaică. Dintre toate sarcinile produse de greutate, vânt și zăpadă, sarcina principală este reprezentată de cea datorată acțiunii vântului [165, 172].

Datorită caracteristicilor constructive specifice și suprafețe mari expuse acțiunii vântului, în lăimea deasupra nivelului terenului, orientarea în direcția curgerii vântului și platformele fotovoltaice sunt puternic încărcate de către sarcinile datorate acțiunii vântului. Acesta este motivul pentru care, rezultatele obținute în urma analizei acestor sarcini trebuie utilizate ca parametri de intrare ai proiectării platformelor fotovoltaice și structurilor care le susțin.

Sistemele de orientare sunt sisteme mobile. Având mai multe poziții funcționale, dar și sisteme de sarcini care pot acționa în diverse configurații, proiectantul unor astfel de sisteme trebuie să stabilească foarte clar cazurile de încărcare pe care trebuie să le ia în considerare pentru calculul de dimensionare sau verificare, pentru fiecare componentă a sistemului mecanic.

Un sistem de orientare trebuie să urmărească poziția Soarelui pentru o limită maximă a vitezei vântului v_{lim} . Pentru valori mai mari ale vitezei vântului, sistemul de orientare trebuie să mențină platforma fotovoltaică într-o poziție de siguranță, orizontală.

În poziția de siguranță, sarcina datorată acțiunii vântului trebuie să nu depășească o valoare maximă a vitezei vântului v_{max} (maximul vitezei vântului, pentru o zonă specifică, în ultimii 50 de ani, înănd seama de Eurocode 1 și Wind actions [165, 172]). Limita vitezei vântului v_{lim} , la care sistemul este orientat în poziția de siguranță, se stabilește, uzual, la aproximativ jumătate din valoarea vitezei maxime v_{max} indicată în standarde [172]. Încărcările specifice pozițiilor funcționale în mișcarea de orientare și, respectiv, în poziția de siguranță sunt cercetate separat.

Cazurile de încărcare (LC) sunt determinate în funcție de analiza încărcărilor maxime rezultate din pozițiile specifice ale platformelor fotovoltaice, în funcție de unghiul de acțiune al vântului, de direcția și viteza acestuia. Aceste cazuri de încărcare, determinate pentru calculul sistemelor de orientare, cu viteza vântului limitată la v_{lim} , sunt următoarele (Fig. III.24):

- LC1 și distribuție uniformă de-a lungul suprafeței platformei fotovoltaice (PV) (Fig. III.24, a);
- LC2 și distribuție trapezoidală de-a lungul dimensiunii H a platformei (Fig. III.24, b);
- LC3 și distribuție trapezoidală de-a lungul dimensiunii V a platformei (Fig. III.24, c).

Diagramele de calcul al forțelor și momentelor care acționează asupra sistemului de orientare se determină în funcție de cazurile de încărcare prezentate în figura 3 și înănd seama de forțele determinate de vânt și de greutatea G; aceste diagrame sunt prezentate grafic în Figurile III.25 ... III.27.

Figura III.25 prezintă diagramele de calcul pentru cazul de încărcare LC1. Înănd seama de faptul că presiunea este distribuită uniform, punctul de aplicare al forței care provine din acțiunea vântului F_w este identic cu punctul de aplicare al forței de greutate G a platformei (centrul de masă al platformei). Acest caz considerăm ca poziții funcționale de calcul situațiile de poziție aproape de verticală a platformei, $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$, $\beta = 60^\circ \dots 90^\circ$ ($\beta = 90^\circ \pm 10^\circ$).

În situa ia distribu iei trapezoidale a presiunii de-a lungul dimensiunii H (LC2), punctul de aplica ie al for ei care provine din ac iunea vântului F_w este situat la distan a a de centrul platformei, de-a lungul axei Ox , motiv pentru care, apare un moment de torsiune de-a lungul axei Oz ; diagramele de calcul pentru acest caz de înc rcare sunt prezentate în Figura III.26. Punctul de aplica ie al for ei de ac iune a vântului este determinat de bra ul a

$$a = \frac{H(c_{p1} - c_{p2})}{6(c_{p1} + c_{p2})}, \quad (III.7)$$

unde c_{p1} , c_{p2} reprezint coeficien ii de presiune (v. Tabelul III.1), în func ie de unghiul de ac iune a vântului β . Acest caz trebuie s considere pozi iile platformei apropiate de vertical cu ac iune alateral a vântului $\beta = 0^\circ \dots 20^\circ$, $\beta = 30^\circ \dots 50^\circ$.

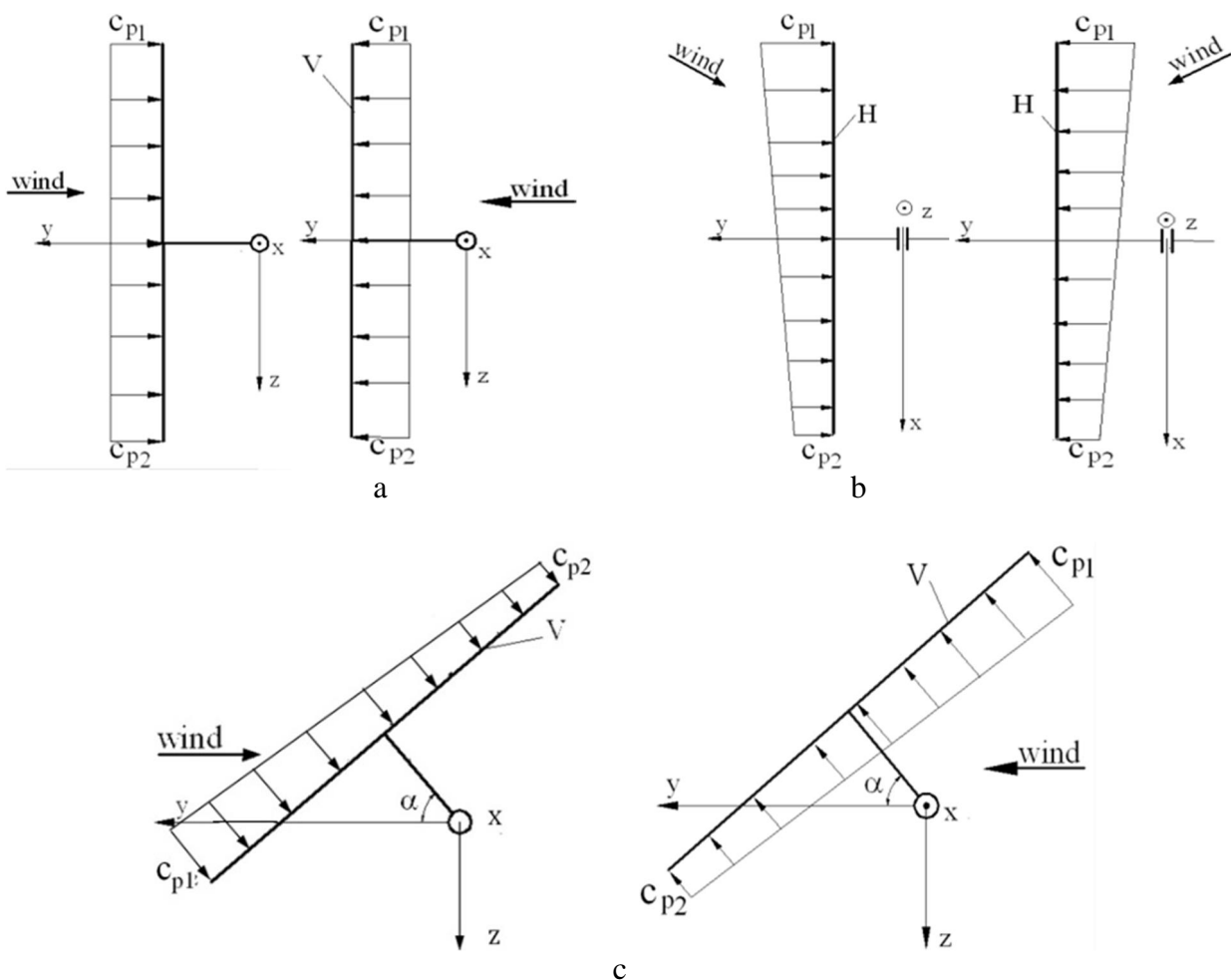


Fig. III.24 Cazurile de înc rcare ale vântului: a ó LC1; b ó LC2; c ó LC3

Diagramele de calcul pentru LC3 sunt prezentate în Figura III.27. Datorit distribu iei trapezoidale a presiunii dup dimensiunea V , punctul de aplica ie al for ei de ac iune a vântului F_w este translatat dup axa Oy i produce un moment de torsiune dup axa Ox . Acest caz trebuie s ia în considerare situa iile în care platforma este înclinat , cu $\alpha = 30^\circ \dots 70^\circ$, $\beta = 30^\circ \dots 50^\circ$ ($\beta = 90^\circ \pm 10^\circ$).

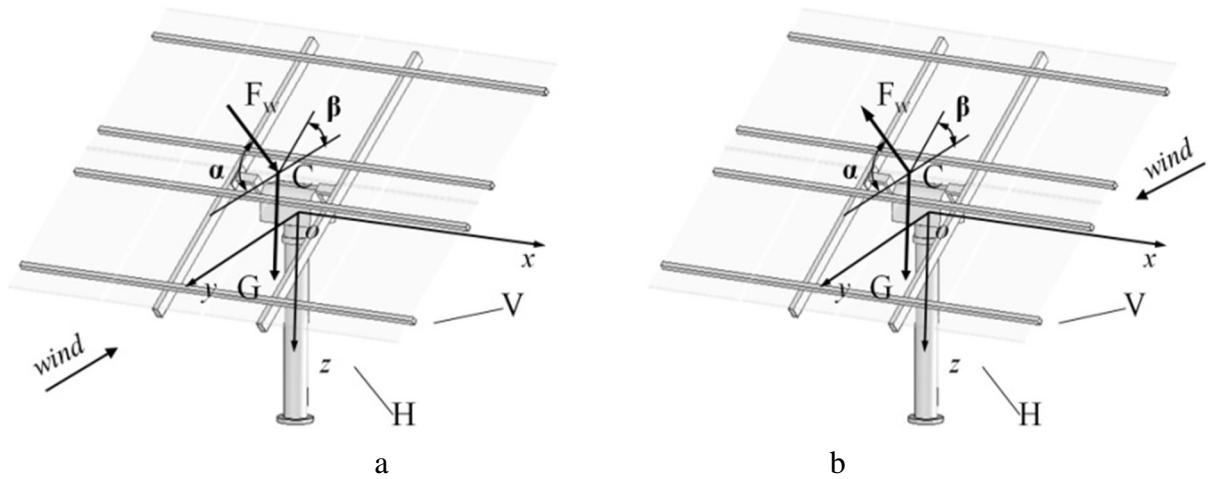


Fig. III.25. Diagrame de calcul pentru LC1: a ó vânt din fa ; b ó vânt din spate

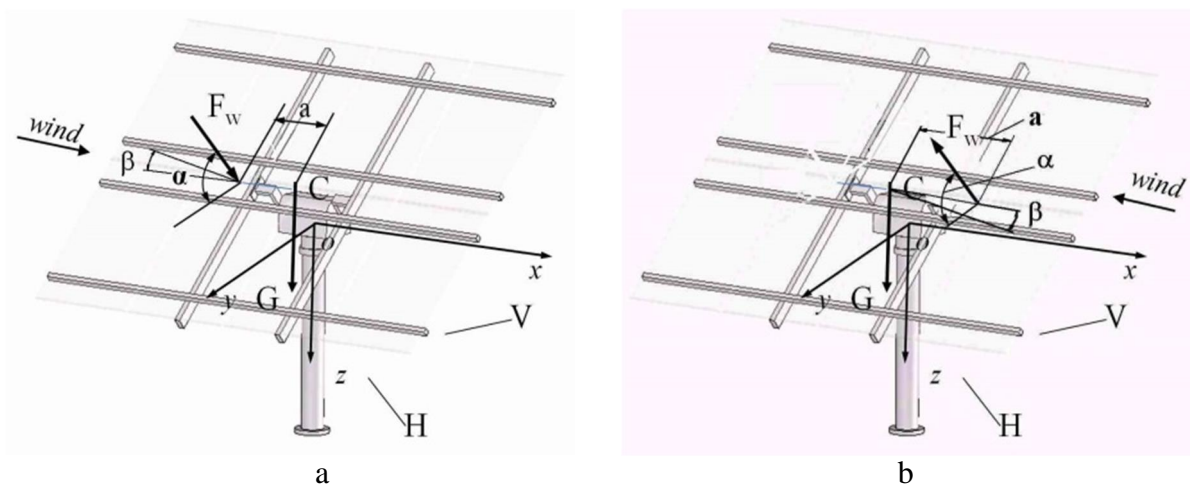


Fig. III.26. Diagrame de calcul pentru LC2: a ó vânt din fa ; b ó vânt din spate

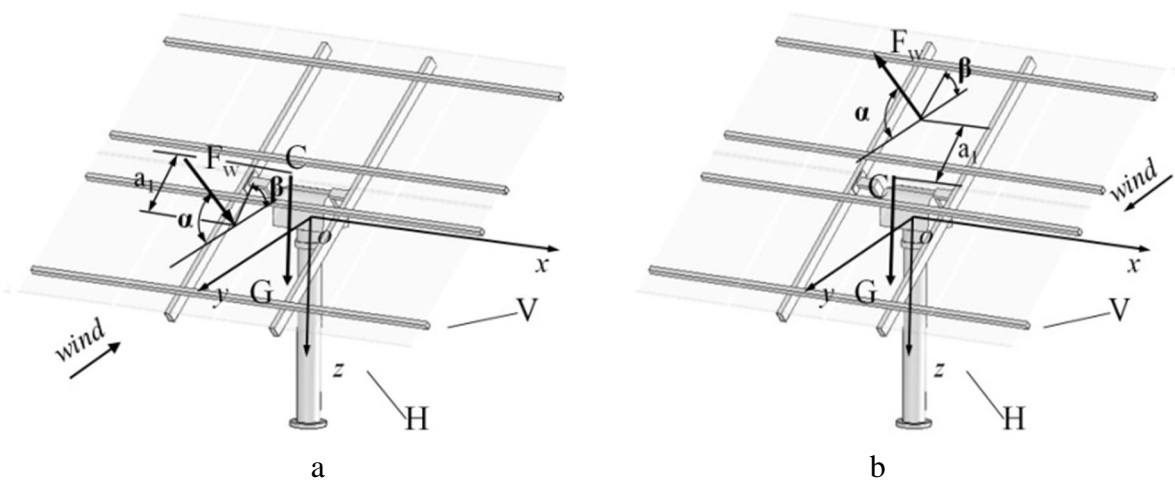


Fig. III.27. Diagrame de calcul pentru LC3: a ó vânt din fa ; b ó vânt din spate

Punctul de aplica ie a for ei datorate ac iunii vântului în cazul LC3 este determinat de distan a a_1

$$a_1 = \frac{V(c_{p1} - c_{p2})}{6(c_{p1} + c_{p2})}. \quad (\text{III.8})$$

Pentru cazul pozi iei de siguran ó cu for a datorat ac iunii vântului determinat cu valoarea maxim a vitezei vântului v_{max} , urm toarele cazuri de înc rcare (LC) au fost determinate:

- LC4 ó distribu ie trapezoidal de-a lungul axei Ox ó dimensiunea H a platformei (Fig. 8, a);
- LC5 ó distribu ie trapezoidal de-a lungul axei Oy ó dimensiunea V a platformei (Fig. 8, b).

În aceste cazuri, unghiul de ac iune al direc iei vântului trebuie considerat $= 10^\circ$.

Diagramele de calcul pentru cazurile LC4 i LC5 sunt prezentate în Figurile III.29 i III.30.

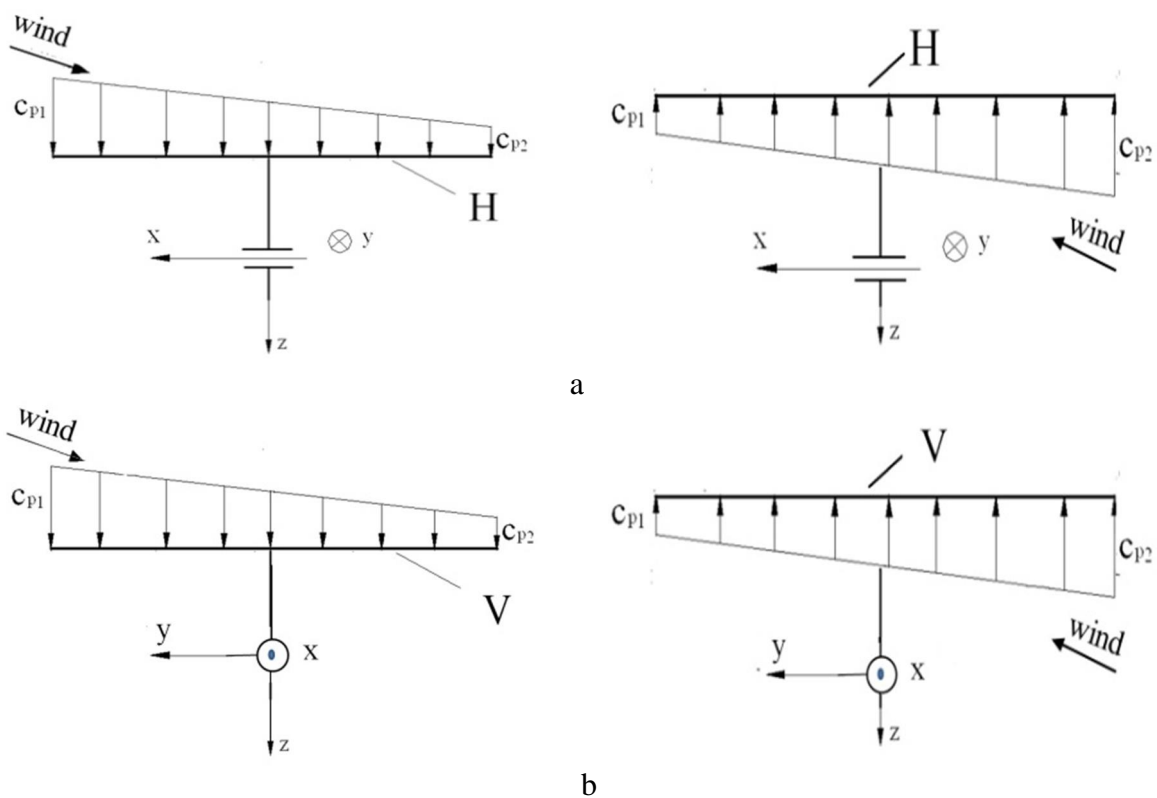


Fig. III.28. Diagramele de înc rcare pentru pozi ia de siguran : a ó LC4; b ó LC5

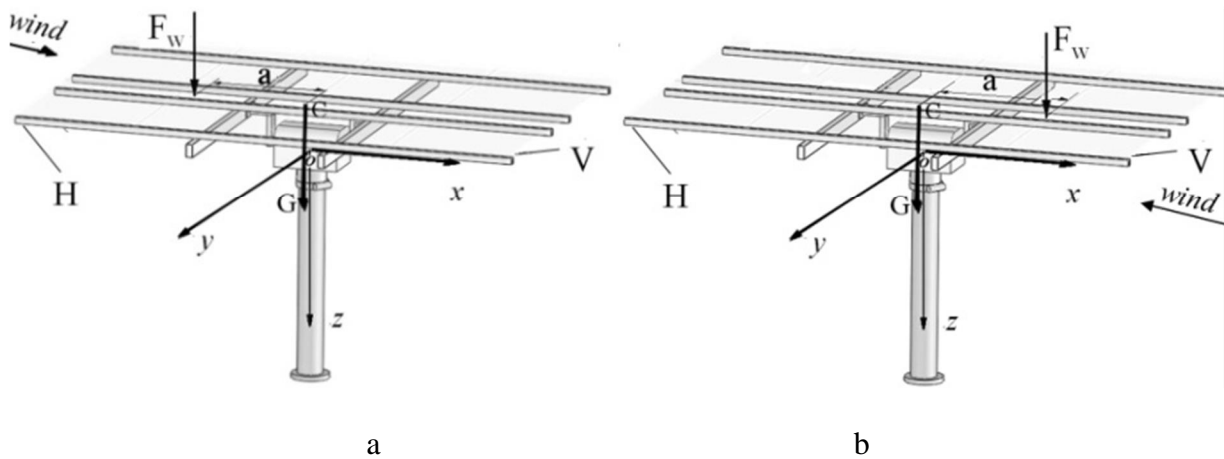


Fig. III.29. Diagrame de calcul pentru pozițiile de siguranță LC4

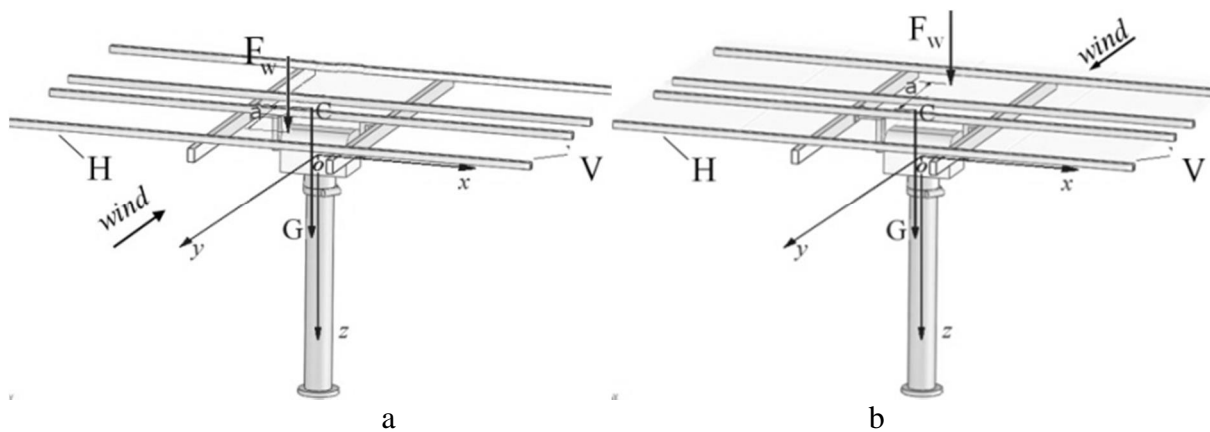


Fig. III.30. Diagrame de calcul pentru pozițiile de siguranță LC5

Torsorul forțelor și momentelor în punctul de intersecție al axelor de rotație pentru sistemul de orientare azimutal este determinat, pe baza diagramelor de calcul, luând în considerare sarcinile de la vânt și cele datorate greutății, și este prezentat în tabelele III.2 și III.6, pentru fiecare caz de încărcare LC1 și LC5.

Tabelul III.2 și LC1, $\alpha = 0^\circ \dots 30^\circ$, $\beta = 60^\circ \dots 90^\circ$ ($\beta = 90^\circ \pm 10^\circ$)

	Vânt din față	Vânt din spate
$F_x =$	0	0
$F_y =$	$F_w \cos \alpha$	$F_w \cos \alpha$
$F_z =$	$G + F_w \sin \alpha$	$G - F_w \sin \alpha$
$T_x =$	$Gbc \cos \alpha$	$Gbc \cos \alpha$
$T_y =$	0	0
$T_z =$	0	0

Tabelul III.3 ó LC2, $\alpha = 0^\circ \dots 20^\circ$, $\beta = 30^\circ \dots 50^\circ$.

	Vânt din fa	Vânt din spate
$F_x =$	0	0
$F_y =$	$F_w \cos \alpha$	$F_w \cos \alpha$
$F_z =$	$G + F_w \sin \alpha$	$G - F_w \sin \alpha$
$T_x =$	$Gb \cos \alpha$	$Gb \cos \alpha$
$T_y =$	$\pm F_w a \sin \alpha$	$\mp F_w a \sin \alpha$
$T_z =$	$\pm F_w a \cos \alpha$	$\mp F_w a \cos \alpha$

Tabelul III.4 ó LC3, $\alpha = 30^\circ \dots 70^\circ$, $\beta = 30^\circ \dots 50^\circ$ ($\beta = 90^\circ$ ó $\pm 10^\circ$).

	Vânt din fa	Vânt din spate
$F_x =$	0	0
$F_y =$	$F_w \cos \alpha$	$F_w \cos \alpha$
$F_z =$	$G + F_w \sin \alpha$	$G - F_w \sin \alpha$
$T_x =$	$Gb \cos \alpha + F_w a_1$	$Gb \cos \alpha + F_w a_1$
$T_y =$	0	0
$T_z =$	0	0

Tabelul III.5 ó LC4, $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 10^\circ$

	Vânt din fa	Vânt din spate
$F_x =$	0	0
$F_y =$	0	0
$F_z =$	$G + F_w$	$G - F_w$
$T_x =$	0	0
$T_y =$	$\pm F_w a_1$	$\mp F_w a_1$
$T_z =$	0	0

Tabelul III.6 ó LC5, $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 10^\circ$

	Vânt din fa	Vânt din spate
$F_x =$	0	0
$F_y =$	0	0
$F_z =$	$G + F_w$	$G - F_w$
$T_x =$	$\pm F_w a$	$\mp F_w a$
$T_y =$	0	0
$T_z =$	0	0

Pozi ia for ei de greutate a platformei este determinat de distan a b , prezentat în figura 11. Unghiul altitudinal al platformei este considerat egal cu unghiul altitudinal solar ($\alpha = \beta$).

Semnele \pm și \mp indic schimbarea sensului de acțiune a vântului v_i , de asemenea, cazurile de acțiune a vântului pe direcție verticală ϕ în sus sau în jos ϕ cu valori pozitive și negative pentru β .

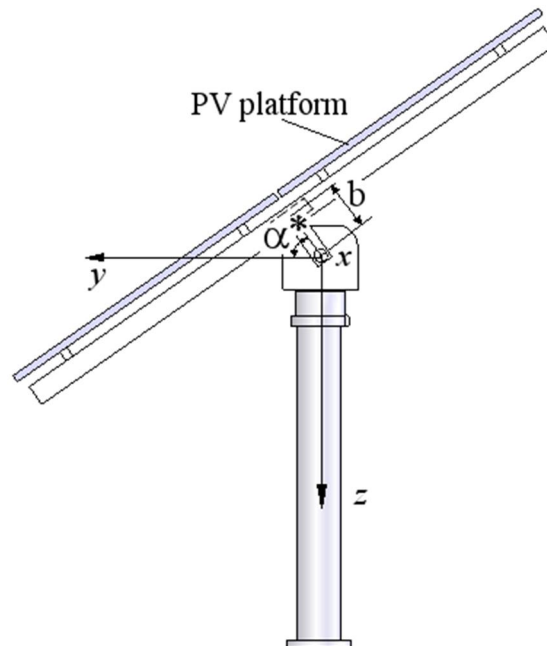


Fig. III.31. Unghiul altitudinal α și distanța b

Cazurile de încărcare prezentate indic posibilele încărcări cu forțe și momente pe componentele sistemului de orientare. Pentru calculul de rezistență, cazurile de încărcare considerate în calcule trebuie alese nu numai în funcție de valorile maxime individuale ale sarcinilor ci și în funcție de tensiunile maxime pe care le creează.

Cazurile de încărcare reprezintă, de asemenea, și parametrii de intrare pentru dimensionarea actuatorilor. Actuatorul pentru mișcarea de rotație altitudinală preia momentul de torsiune de-a lungul axei Ox , ceea ce duce la considerarea cazurilor de încărcare LC3, LC4 și LC5. În cazul dimensionării actuatorului pentru mișcarea de rotație azimutală, acesta preia momentul de torsiune de-a lungul axei Oz , motiv pentru care, va fi considerat numai cazul de încărcare LC2.

În concluzie, cazurile de încărcare prezentate oferă proiectantului de sisteme de orientare o listă de verificare a posibilelor date de intrare referitoare la pozițiile funcționale și sarcinile care trebuie luate în considerare pentru calculul fiecărei componente a sistemului de orientare.

IV. EVALUAREA PIERDERILOR PRIN FRECARĂ DIN TRANSMISIILE PRIN LANȚ

Evaluarea pierderilor prin frecare din sistemele autovehiculelor (motor, sistemele de rulare, de frânare etc.) este un obiectiv de interes deosebit pentru industria auto.

Din datele prezentate în [39] rezultă că doar 21,5% din energia combustibilului reprezintă energie utilizată pentru accelerare, menținerea și rîndirea de mișcare, învingerea rezistenței aerului. Aceasta conduce la concluzia că anual se consumă 360 milioane tone de petrol doar pentru învingerea frecărilor aferente autovehiculelor. Se estimează că prin cercetarea dintr-o perioadă relativ scurtă, de 10 ani, pierderile prin frecare pot fi reduse cu 18%.

Pierderile prin frecare, într-un autovehicul, se împart, conform studiilor [39, 43, 104, 112], în: pierderi prin frecarea din sistemul de rulare (12,645%), pierderi prin frecarea din sistemul motor (30,635%), pierderi prin frecarea din transmisia autovehiculului (7,618%) și pierderi prin frecarea din sistemul de frânare (10,618%).

Interesul grupului Schaeffler în acest domeniu m-a determinat ca, începând cu anul 2011, să formeze un grup de cercetare cu experiență și abilități în: proiectarea și instalarea și dispozitive, teste experimentale, analiză și simularea sistemelor mecanice. În calitate de director de proiect, am condus cercetarea Tribologia dinamică a transmisiilor prin lanț, finanțată de grupul Schaeffler prin două contracte cu Universitatea Transilvania din Brașov, pe perioadele 2012-2015, 2015-2018. Obiectivul principal al cercetării este evaluarea experimentală și teoretică a frecărilor din transmisiile prin lanț, în special a lanțurilor utilizate în sistemul de distribuție al motoarelor cu ardere internă. Scopul final este acela de a contribui la dezvoltarea în cadrul grupului Schaeffler de metode de calcul, proceduri de testare, programe de calcul, care să caracterizeze, cât mai apropiat de realitate, transmisiile prin lanțuri, cu premise de optimizare a construcțiilor din punct de vedere al criteriului pierderilor prin frecare.

În cadrul acestei cercetări au fost implicați trei doctoranzi îndrumați de prof.dr.ing. Codruța Jaliu: Radu Papuc, Alina Todi-Eftimie și Lenard Jurj. Primii doi au susținut cu succes tezele în anul 2015. Lucrând îndeaproape cu toți cei trei doctoranzi, numeroase aspecte cuprinse în lucrări publicate împreună cu ei sau cu alți membri ai echipei de cercetare [77, 78, 79, 80, 81, 82, 52, 106, 107, 108, 109, 117, 118, 120, 121, 124,] sunt utilizate în continuare.

Figura IV.1 prezintă, pentru exemplificare o transmisie de distribuție complexă, prin lanț, pentru un motor cu ardere internă, cu dispunere a cilindrilor în V [39]. Elementele componente generale ale acestei transmisii sunt: 1, 5 șroți conduse; 10 șroți conducătoare; 8, 13, 14 șroți intermediare; 11 lanțul din treapta I; 2, 4 șlanțurile din treapta a II-a; 3, 6, 7, 9, 12, 15 ș sisteme de întindere.

Frecarea din sistemul transmisiilor prin lanț este prezentă în zone distincte ale unei astfel de transmisii: în articulațiile zălelor lanțurilor, la intrarea și ieșirea de pe fiecare roată de lanț; între eclizele lanțului și dinții roților de lanț, la intrarea și ieșirea de pe fiecare roată de lanț; între lanț și patinele sistemelor de întindere; în lagurile arborilor care susțin fiecare roată de lanț.

Frecarea din lag re trebuie legat de frec rile din sistem, fiind dependent de tensionarea lan ului.

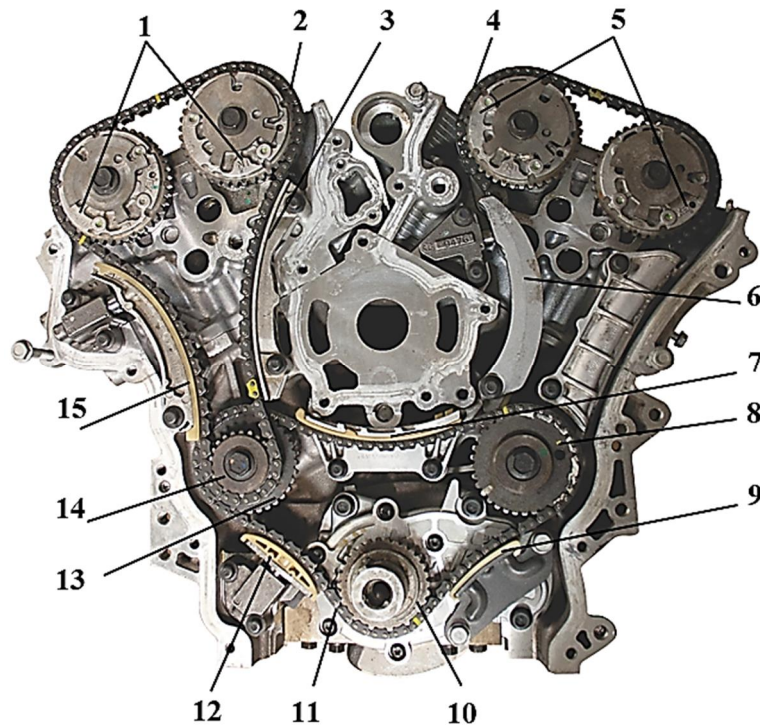


Fig. IV.1. Transmisia prin lan a unui motor cu ardere intern

Lan urile care sunt obiectul cercet rii sunt, în principal, de dou tipuri: lan uri cu buc e i lan uri din ate.

În Fig. IV.2 [173] este prezentat construc ia unui lan cu buc e. Elementele componente sunt: 1 ó eclise interioare; 2 ó eclise exterioare; 3 ó eclise intermediare (la lan uri pe mai multe rânduri); 4 ó buc i; 5 ó bol uri.

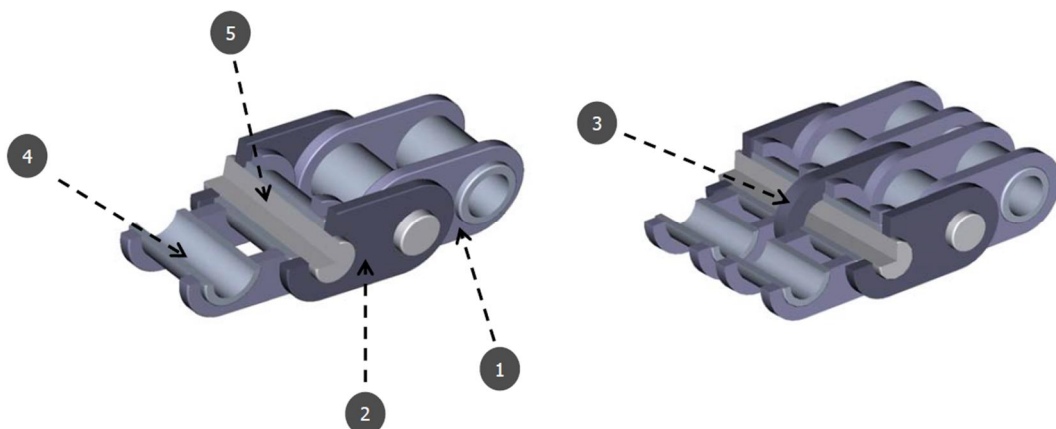


Fig. IV.2. Construc ia lan ului cu buc e

Articula iile zalelor sunt definite de cupla bol -buc e , iar transmiterea sarcinii dintre lan i roata de lan se realizeaz prin angrenarea dintre buc e i din ii ro ii de lan .

În Fig. IV.3 [173] este prezentat construcția unui lanț din at. Elementele componente sunt: 1 ó eclisele exterioare; 2 ó eclisele de ghidare; 3 ó eclisele interioare; 4 ó boluri.

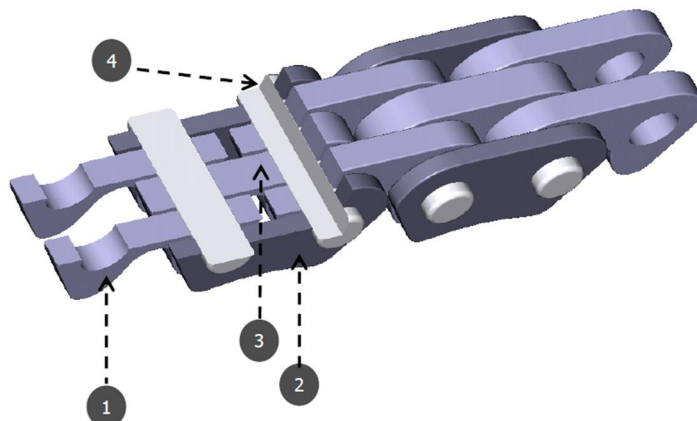


Fig. IV.3. Construcția lanțului din at

Articulațiile zalelor sunt definite de cupla bol ó eclise exterioare, iar transmiterea sarcinii dintre lan și roata de lan se realizează prin angrenarea dintre eclisele interioare și exterioare și dinii roții de lan.

IV.1. Evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț

IV.1.1 Instalații și dispozitive pentru evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț

Cercetarea experimentală asupra pierderilor prin frecare în transmisiile prin lanț se desfășoară, în principal, pe standul prezentat într-o secțiune principală a modelului virtual, în Fig. IV.4.

Motorul electric 1 transmite mișcarea de rotație și momentul de torsiune, prin intermediul senzorului de moment de torsiune 2 și cuplajului de torsiune 3, pentru compensarea abaterilor de coaxialitate, la arborele de intrare 4 în transmisia prin lanț, parte a montajului cu rulmenți 5. Lanțul 6 face legătura cu arborele de ieșire 7, parte din montajul cu rulmenți 8. Arborele de ieșire este montat pe o sanie cu ghidaj vertical, prin intermediul creia acționează sistemul de tensionare 9, în care este cuprins și senzorul forței de tensionare 10.

Imagini cu elemente ale standului sunt prezentate în:

- Fig. IV.5 ó transmisia motor-senzor de moment de torsiune-cuplaj de torsiune;
- Fig. IV.6 ó transmisia prin lanț cu cele două montaje cu rulmenți (denumite în continuare lagre) ale arborilor de intrare și de ieșire, cu o parte din sistemul de tensionare (sania ghidată verticală a lagrului arborelui de ieșire, senzorul forței de tensionare și urubul sistemului de tensionare);

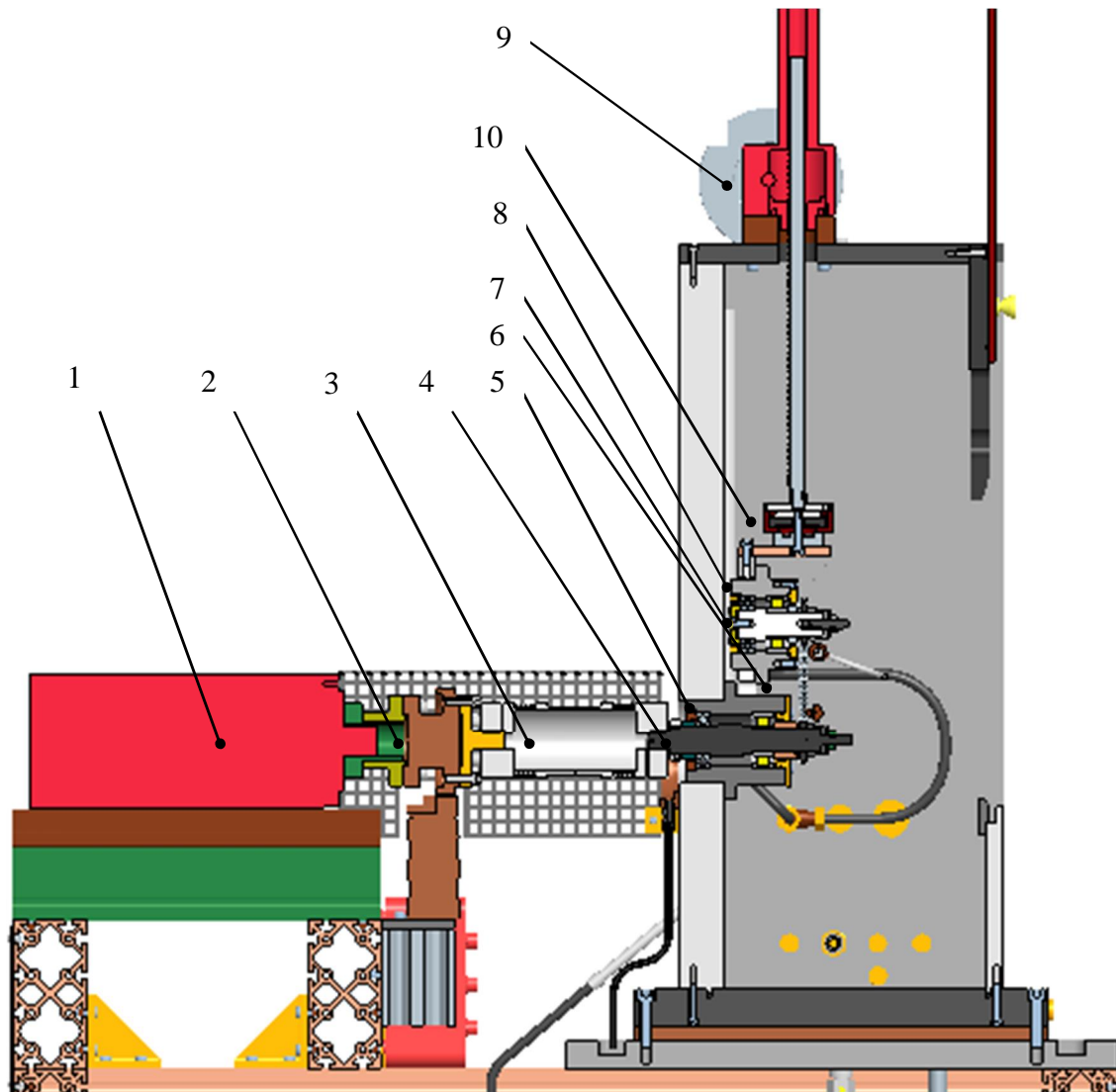


Fig. IV.4. Stand pentru evaluarea pierderilor prin frecare din transmisii prin lan

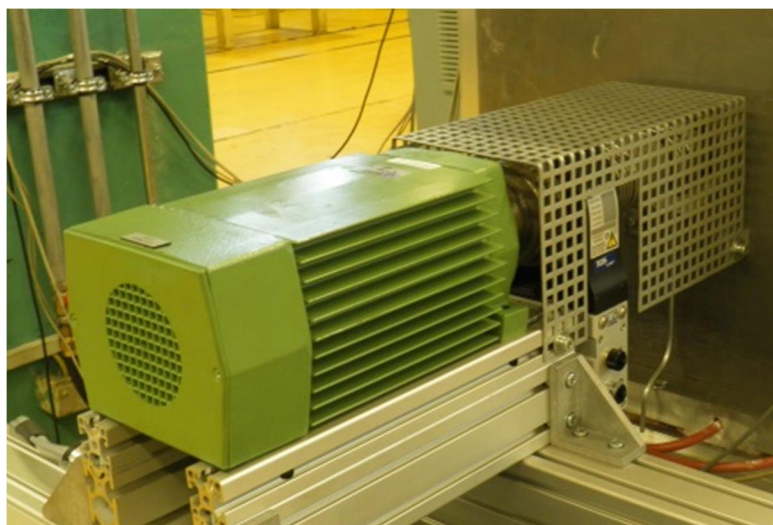


Fig. IV.5. Transmisia motor electric - senzor de moment de torsiune - cuplaj de torsiune

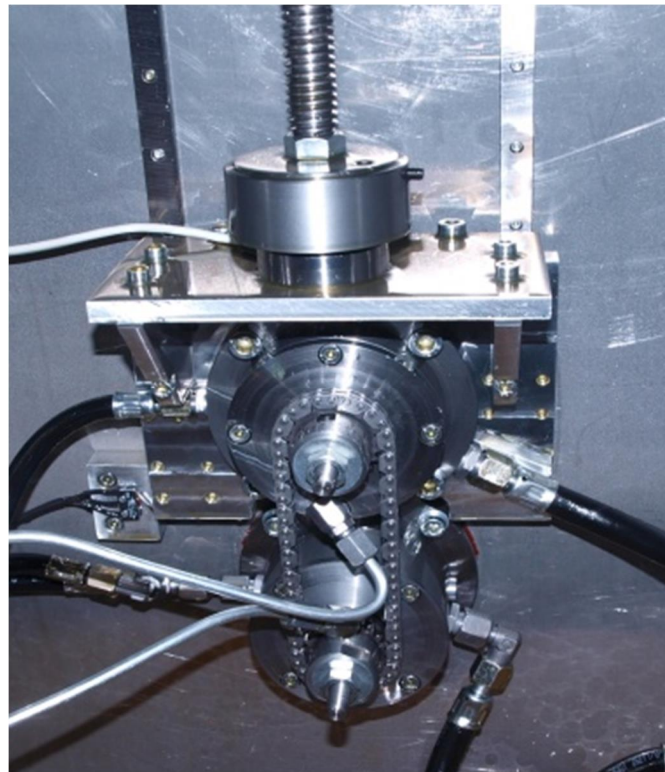


Fig. IV.6. Transmisia prin lan

- Fig. IV.7 ó transmisia cu urub i piuli a sistemului de tensionare, care are în componen un motor electric, cuplaj, reductor melcat.



Fig. IV.7. Transmisia sistemului de tensionare

Standul este prev zut cu dou circuite de ungere: unul pentru ungerea lag relor arborilor de intrare i de ie ire din transmisia prin lan ; al doilea pentru ungerea lan ului. În Fig. IV.6 se v d elemente ale acestor dou circuite de ungere.

Tabelul IV.1 prezint parametrii care pot fi controla i i/sau m sura i i domeniul de valori ale acestora. Standul poate fi controlat direct cu ajutorul unui panou de control, o imagine a interfe ei de control fiind prezentat în Fig. IV.8. Controlul poate fi realizat i printr-o aplica ie software, pe calculator, care permite suplimentar definirea programelor de testare i înregistrarea parametrilor m sura i, o imagine a interfe ei fiind prezentat în Fig. IV.9.

Tabelul IV.1

Parametru	U. M.	Controlat	M surat	Domeniu
Tura ia motorului electric, n	rpm	X	X	0í 6000
Moment de torsiune la intrare, T	Nm		X	0...10
For de tensionare, F	kN	X	X	0...5
Temperatura uleiului de ungere a lan ului, Tlan	°C	X	X	10...100
Presiunea în circuitul de ungere a lan ului	bar	X	X	
Temperatura uleiului de ungere a lag relor, Tlag re	°C	X	X	10...100
Presiunea în circuitul de ungere a lag relor	bar		X	

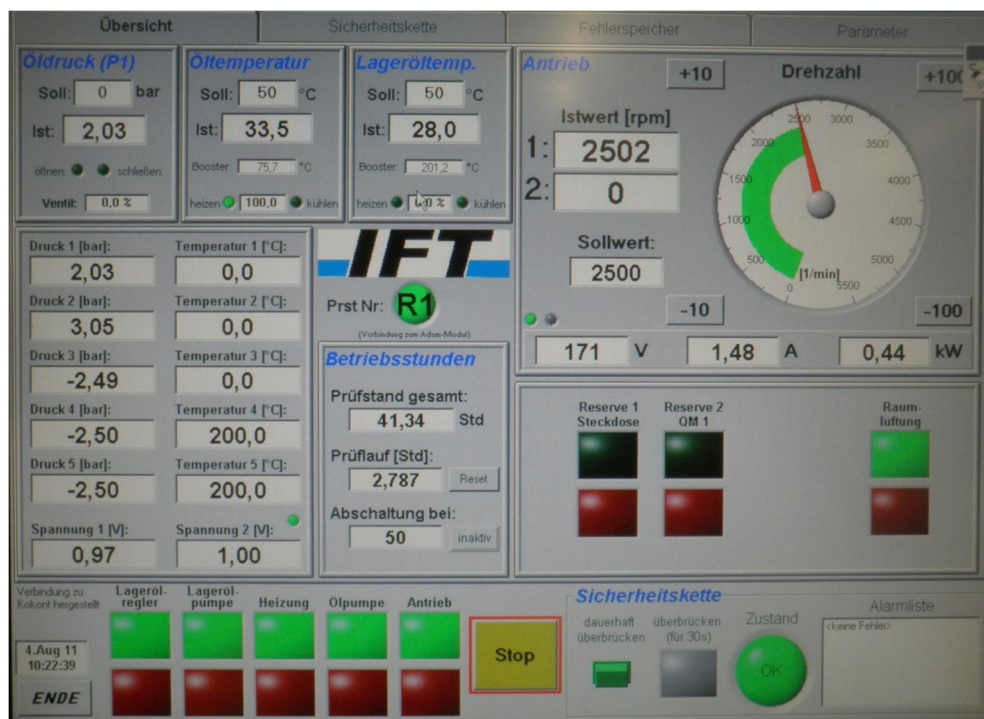


Fig. IV.8. Interfa a panoului de control

Schema structural func ional a standului cu transmisia prin lan este prezentat în Fig. IV.10. Momentul de torsiune la intrare este egal cu suma rezisten elor din transmisie, care, sunt date de suma momentelor de torsiune, pierdute prin frecate, în fiecare element al transmisiei

$$T = \sum T_f. \quad (IV.1)$$

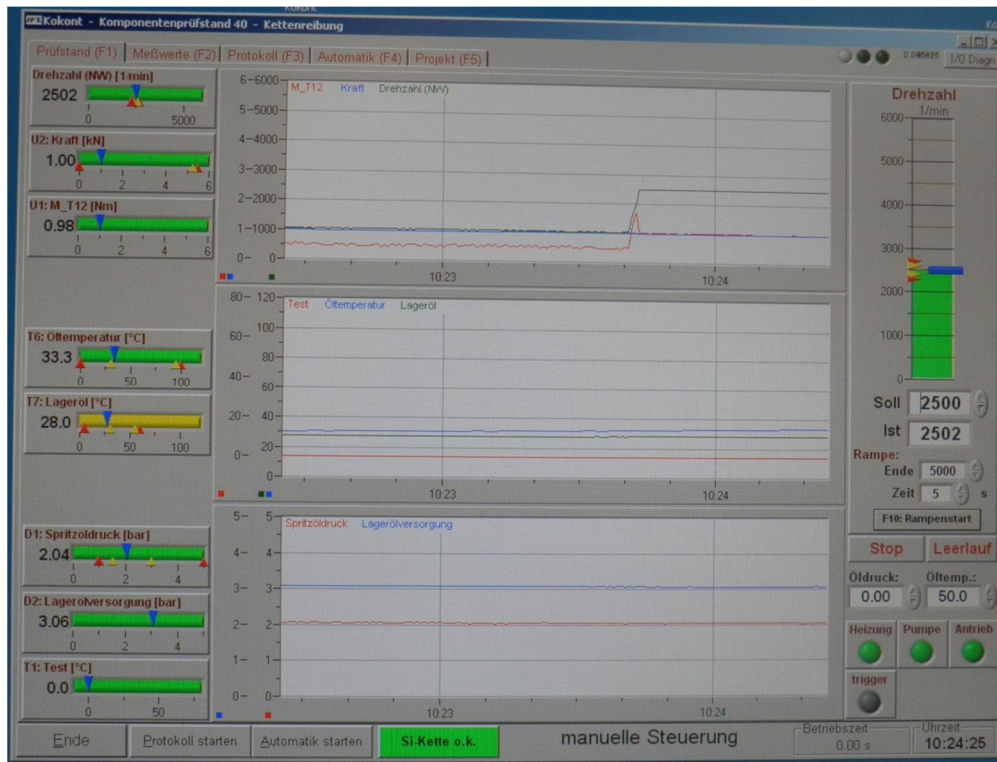


Fig. IV.9. Imagine a interfe ei aplica iei software

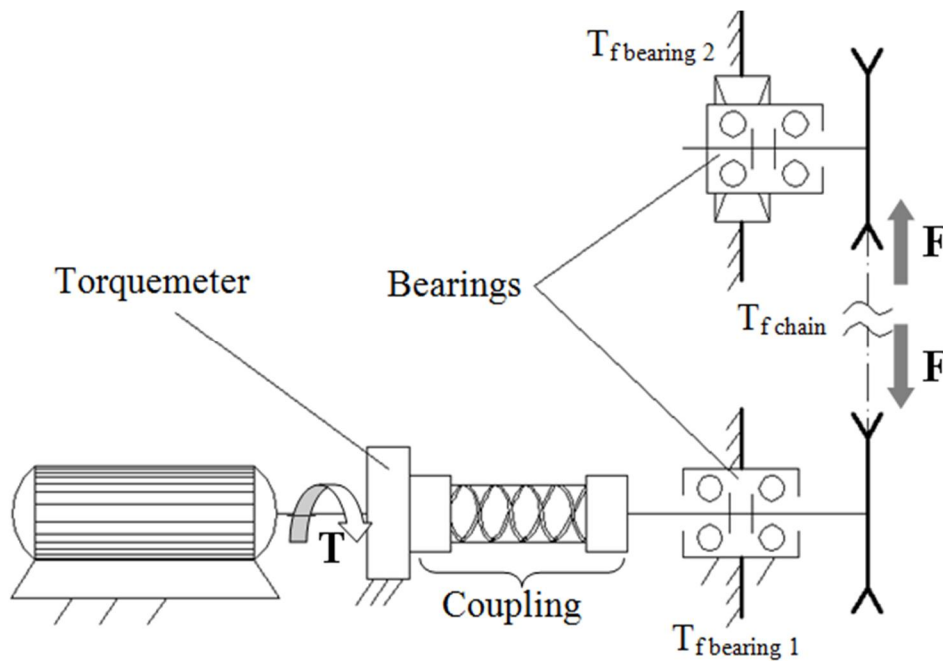


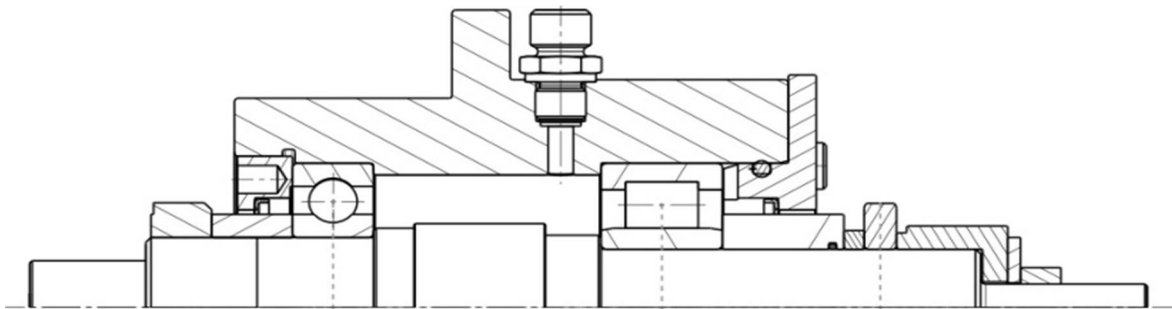
Fig. IV.10. Schema structural a standului cu transmisie prin lan

Pentru situa ia încerc rii unei transmisii prin lan cu raport de transmitere $i = 1$, f_r sistem de tensionare cu patin

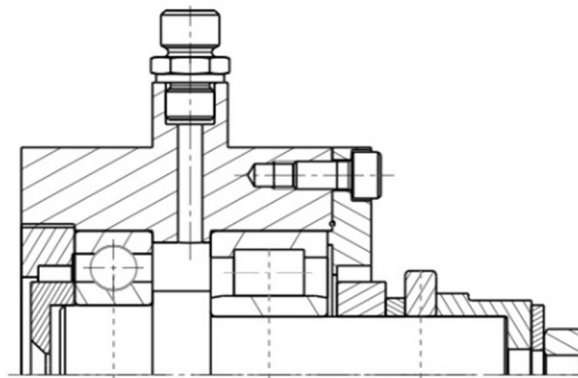
$$T = T_{chain+bearings} = T_{f chain} + T_{f bearing1} + T_{f bearing2}, \tag{IV.2}$$

unde: $T_{chain+bearings}$ reprezintă momentul de torsiune datorat pierderilor prin frecare în lan și în lag re; $T_{f,chain}$ reprezintă momentul de torsiune datorat pierderilor prin frecare în lan; $T_{bearings}$ reprezintă momentul de torsiune datorat pierderilor prin frecare în lag re, rezultat ca suma a pierderilor prin frecare în cele două lag re $T_{f,bearing1,2}$.

În Fig. IV.11 sunt prezentate: a) schema montajului cu rulmenți al arborelui de intrare (lag rul inferior); b) schema montajului cu rulmenți al arborelui de ieșire (lag rul superior).



a



b

Fig. IV.11. Construcția lag relor

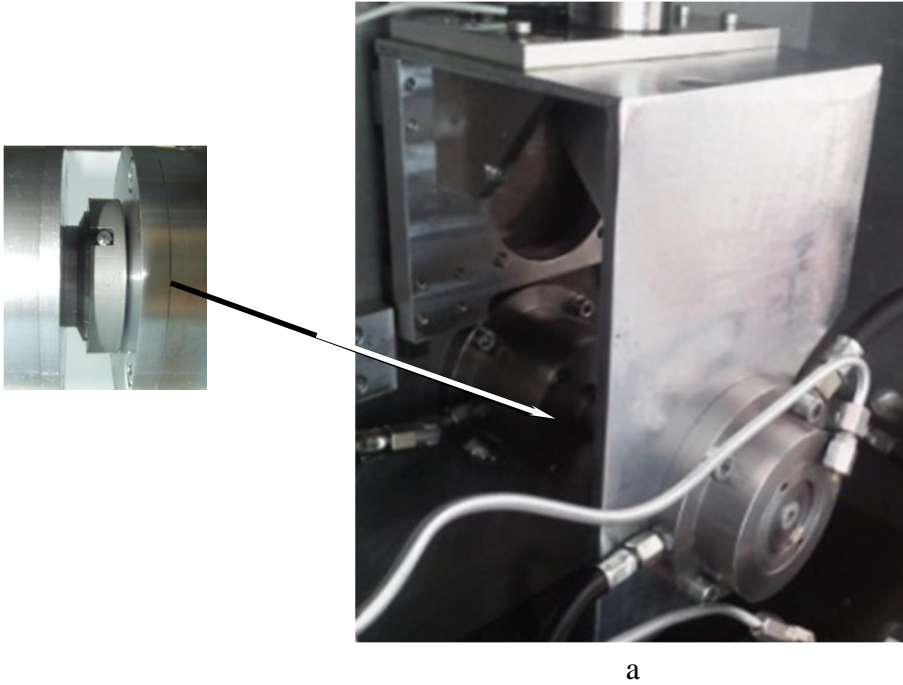
Ambele montaje cu rulmenți se bazează pe aceeași schemă de principiu, cu fixare axială la un capăt. Ambele montaje au în componență un rulment radial cu bile, prin care se fixează axial arborele în ambele sensuri, și un rulment radial cu role cu doi umeri, care oferă libertate axială pentru compensarea eventualelor dilatări axiale ale arborilor sau carcaselor. Rulmentul radial cu bile, mai puțin încălzit radial, poate prelua eventuale sarcini axiale, teoretic neglijabile. Rulmentul radial cu role cilindrice, cu capacitate de încălzire mai mare, este mai încălzit radial decât cel radial cu bile.

Fixarea axială la un capăt oferă și avantajul că montarea/demontarea roților de lan nu modifică jocurile axiale din rulmenți (posibile forțe axiale) ca în cazul montajelor cu fixare axială la ambele capete.

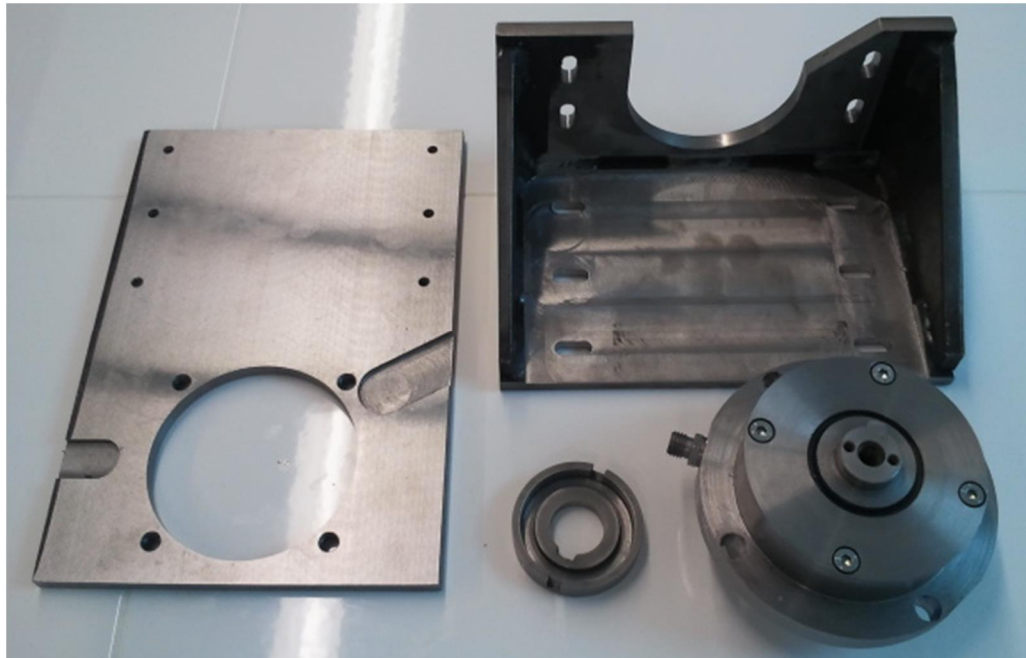
Pierderile prin frecare în aceste lag re includ: pierderile prin frecarea dintre elementele rulmenților, pierderile cu frecarea din lubrifianț, pierderile prin frecarea din sistemul de etanșare. O evaluare teoretică [106], conform modelului de frecare prescris de producător [168] arată că pierderile de frecare din aceste lag re depind de tipul rulmenților, tipul ungerii, sarcina radială

preluat, turaia arborelui și vâscozitatea lubrifiantului. Pentru o evaluare precisă a frecrilor din lagre, abordarea teoretică este însă insuficientă.

Pentru minimizarea pierderilor prin frecare din cele două lagre a fost proiectat și implementat pe standul prezentat anterior dispozitivul prezentat în Fig. IV.12.



a



c

Fig. IV.12. Dispozitiv pentru măsurarea frecării din lagre (a ó ansamblu, b ó componente)

Cu ajutorul acestui dispozitiv, lagrul superior, al arborelui de ieșire (notat cu 8 în Fig. IV.4), este montat coaxial, în continuarea lagrului inferior, al arborelui de intrare (notat cu 5 în Fig. IV.4).

Cei doi arbori sunt conectați printr-un cuplaj mobil. Rolul acestuia este de a transmite integral (fără pierderi prin frecare) momentul de torsiune de la arborele de intrare la cel de ieșire și să nu creeze încălzire cu momente încovoietoare a capetelor celor doi arbori. Cele două lagre (montaje cu rulmenți) sunt încărcate simultan cu o forță radială F , plasată pe capetele arborilor, exact în poziția în care, în situația funcțională anterioară (v. Figurile IV.4, IV.6 și IV.10) erau plasate roțile de lan și forța de tensionare din lan.

Forța care încarcă cei doi arbori este aplicată prin intermediul aceluiași sistem de tensionare și a aceluiași senzor de forță utilizate la încărcarea transmisiei prin lan în situația funcțională anterioară (v. Figurile IV.4, IV.6 și IV.10), prin cadrul rigid care assemblează lagrul superior de sania cu ghidaj vertical.

Soluția constructivă permite ajustarea poziției celor două lagre pentru obținerea coaxialității celor doi arbori.

Utilizarea aceluiași sistem de tensionare, circuit de ungere a lagrelor, sistem de acționare, aceiași senzori și aceleași echipamente de control face ca măsurarea pierderilor prin frecare în lagre să fie realizată în aceleași condiții ca la măsurarea pierderilor prin frecare în lan și lagre (v. Fig. IV.10).

Schema structurală funcțională a standului pentru măsurarea frecării din lagre este prezentată în Fig. IV.13.

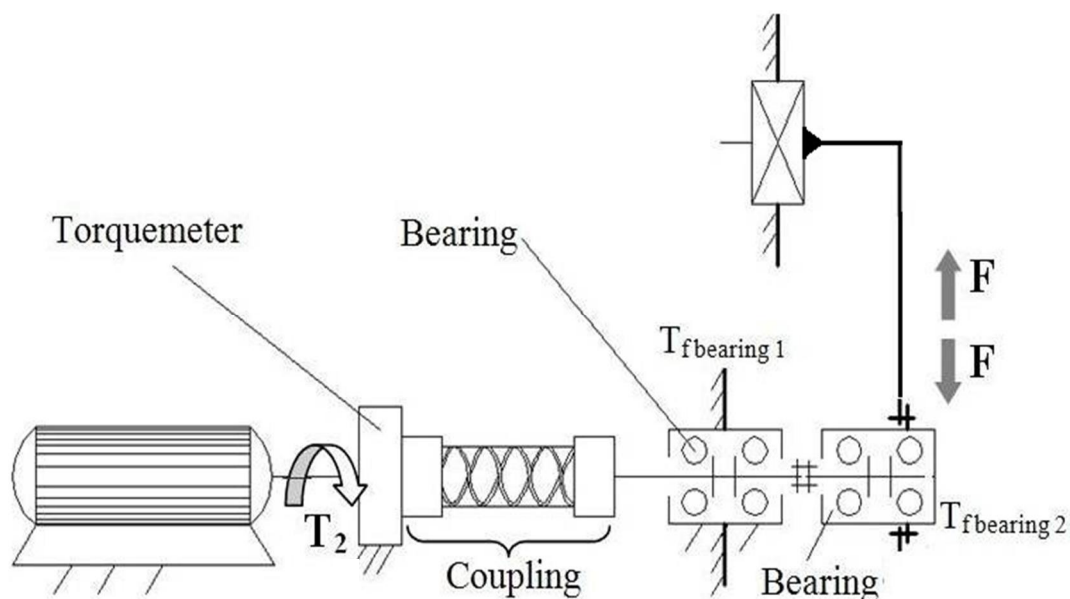


Fig. IV.13. Schema structurală a standului pentru măsurarea frecării din lagre

În această situație funcțională, de măsurare a frecării din lagre, momentul de torsiune măsurat la intrarea în transmisie este

$$T = T_{bearings} = T_{fbearing1} + T_{fbearing2}. \quad (IV.3)$$

Pentru evaluarea frecării dintre lan și patina de întindere au fost proiectate, construite și implementate pe stand două dispozitive pentru patine diferite.

În Fig. IV.14 este prezentat dispozitivul cu patin articular inferior, iar în Fig. IV.15 este prezentat implementarea pe stand.

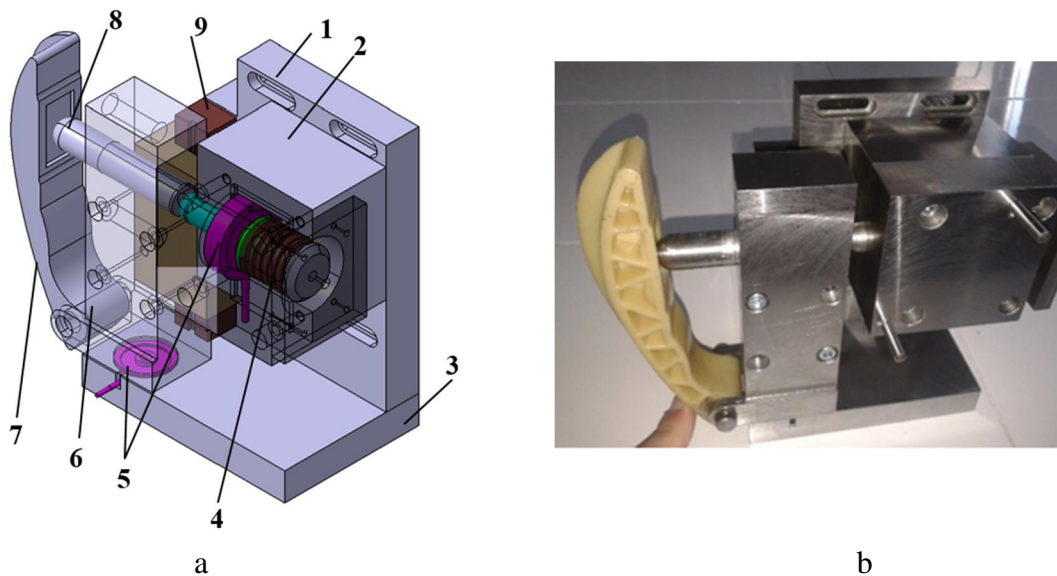


Fig. IV.14. Dispozitiv cu patin articular inferior (a ó model virtual, b ó model fizic)

Dispozitivul prezentat în Fig. IV.14 are în componen : 1 ó placa de fixare, cu posibilitate de ajustare a s ge ii de montaj a patinei pe transmisia prin lan ; 2 ó bloc care cuprinde elementele de ap sare a aptinei; 3 ó placa de baz ; 4 ó arc elicoidal cilindric de compresiune; 5 ó senzori de for de tip cell ring; 6 ó articula ia patinei pe sanie; 7 ó patin ; 8 ó tij de ap sare pe patin ; 9 ó ghidaj.

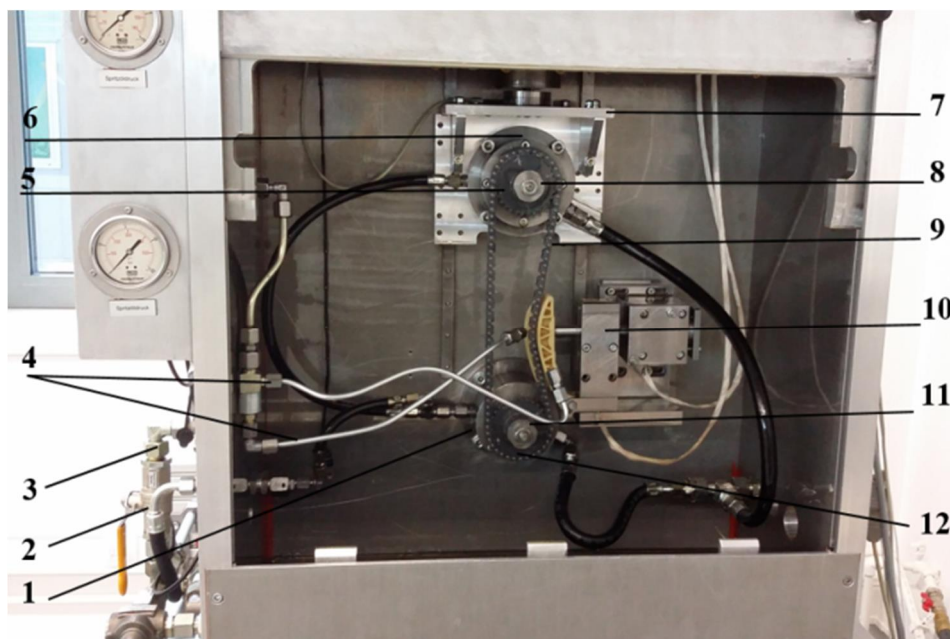


Fig. IV.15. Dispozitiv cu patin articular implementat pe stand

În Fig. IV.16 este prezentat dispozitivul cu patin circular cu transla ie, iar în Fig. IV.17 este prezentat implementarea pe stand.

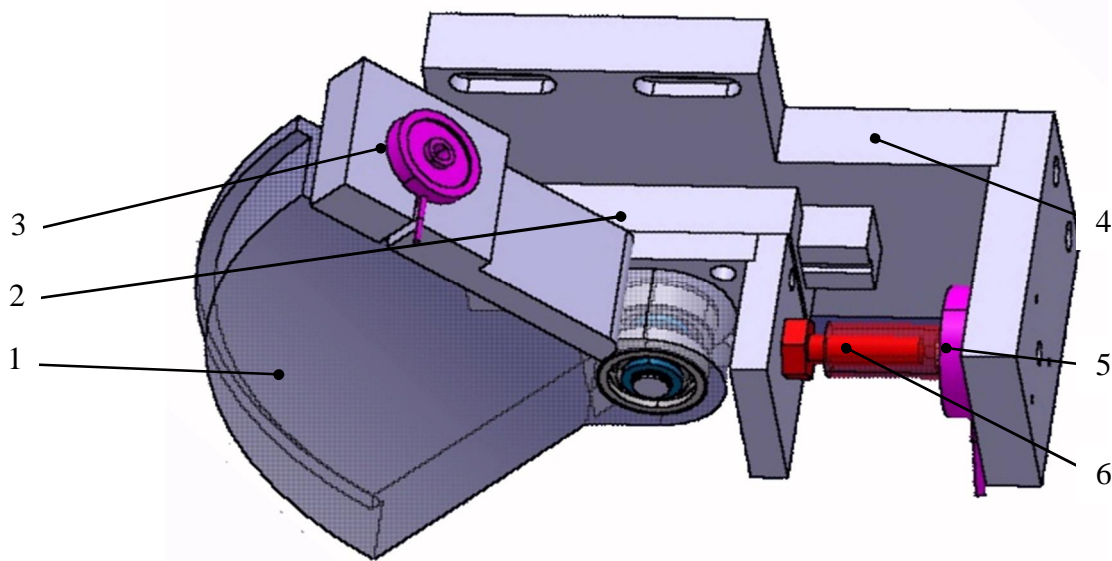


Fig. IV.16. Dispozitiv cu patin circular de translație

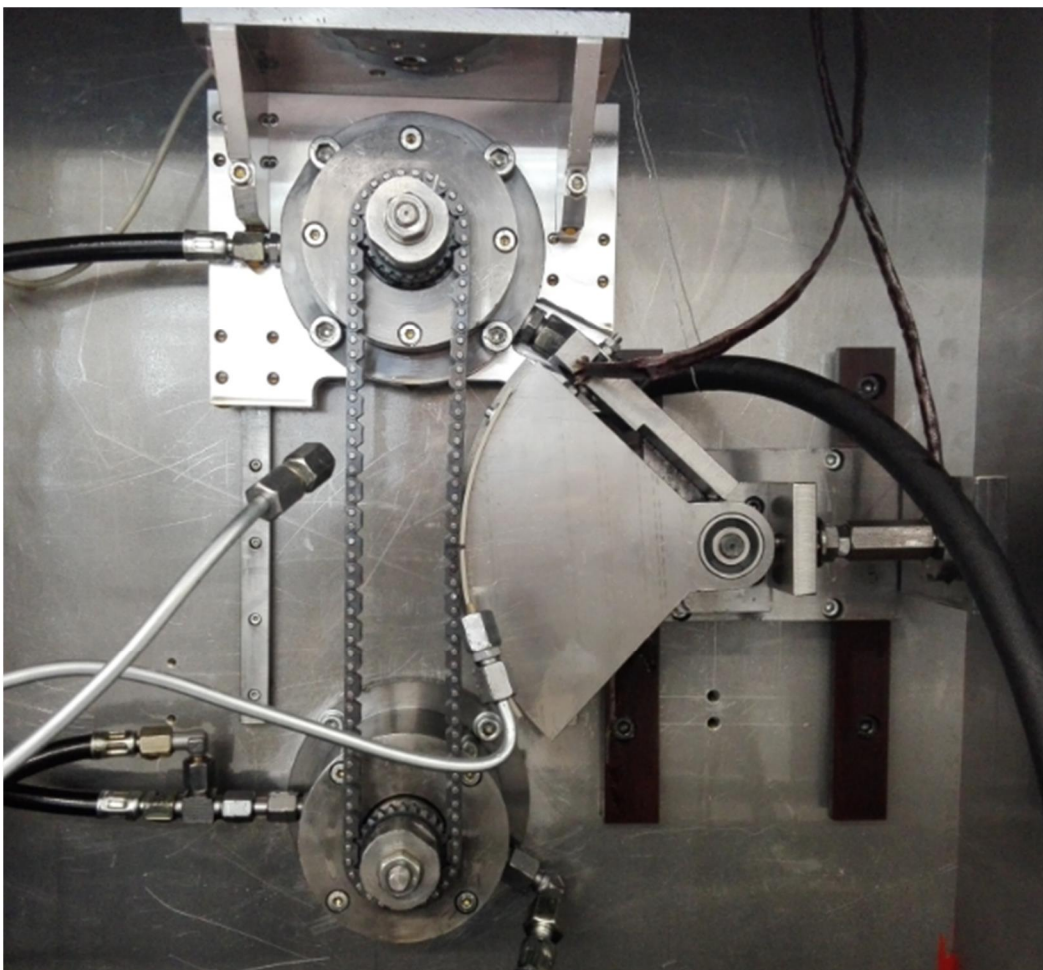


Fig. IV.17. Dispozitiv cu patin circular de translație implementat pe stand

Dispozitivul cu patin circular de translație prezentat în Fig. IV.13 are în componență: 1 ó patina suport, pe care se atașează benzi din materialul patinei; 2 ó sanie ghidaj orizontal; 3 ó

senzor for e de frecare; 4 ó plac de fixare pe stand; 5 ó senzor for normal ; 6 ó sistem reglaj s geat de montaj patin ó lan .

În situa ia func ional , cu patin montat , momentul de torsiune m surat la intrarea în transmisie este

$$T = T_{bearings+chain+guide} = T_{bearings} + T_{chain} + T_{guide}, \quad (IV.4)$$

în care T_{guide} este momentul de torsiune rezistent datorat frec rii dintre lan i patin .

IV.1.2 Proceduri specifice și metodică de testare pentru evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț

Pregătirea standului pentru determinarea frecării din lagăre prezint anumite particularit i care merit eviden iate. Este vorba despre procedura de ajustare a pozi iei de coaxialitate a arborilor lag rului inferior i superior (v. Fig. IV.12 i Fig. IV.13), de verificare a jocurilor i rigidit ii. Precizia de coaxialitate i rigiditatea construc iei trebuiesc s fie cât mai ridicate, pentru a reduce la minimum pierderile de frecare din cuplajul mobil care cupleaz cei doi arbori. Aceast pierdere prin frecare a fost evaluat teoretic în func ie de for a radial preluat i de abaterea de coaxialitate preluat . Optimizarea construc iei a fost realizat prin simularea pe un model virtual. Deforma iile rezultate pentru diverse valori ale sarcinilor exterioare au fost deosebit de utile pentru compara ie cu rezultatele experimentale.

Fig. IV.18 prezint rezultatele analizei FEM prezentând valorile deplas rilor totale de transla ie pentru înc rcarea cu o for $F = 1$ kN. La nivelul cap tului de arbore de ie ire a rezultat o deforma ie de 0.015 mm.

Fig. IV.19. prezint deforma ia m surat , cu ajutorul unui micrometru de precizie ridicat , la nivelul carcusei lag rului superior (v. Fig. IV.18), în func ie de valoarea for ei F. Transla ia exagerat de la sarcini mici provine de la anularea jocurilor din sistem.

Modificarea în timp a unor parametri poate constitui o mare problem pentru repetabilitatea determin rilor experimentale. Testele de frecare pe stand dureaz , de regul , zeci sau sute de ore. Pentru ca modific rile de pierderi prin frecare m surate în timp s nu dep easc anumite limite rezonabile (max. 1%), trebuie urm rite o serie de aspecte:

1 ó degradarea lubrifian tului (modificarea vâscozit ii i a acidit ii);

2 ó procesul de rodaj i de uzare normal , deoarece frecarea depinde de starea suprafe elor uzate;

3 ó necesitatea unei stabiliz ri în timp a parametrilor, chiar în situa ia men inerii constante a variabilelor de intrare.

1. Evolu ia caracteristicilor lubrifian ilor a fost monitorizat în timp. Lubrifian tul utilizat este un ulei mineral multigrad 5W30, destinat motoarelor cu ardere intern . Aceste uleiuri se degradeaz inevitabil, prin oxidare în timpul utiliz rii, determinând cre teri ale frec rilor i acceler ri ale procesului de uzare care afecteaz performan ele. Un efect deosebit de important în evaluarea frec rilor, datorat oxid rii uleiului, este modificarea vâscozit ii.

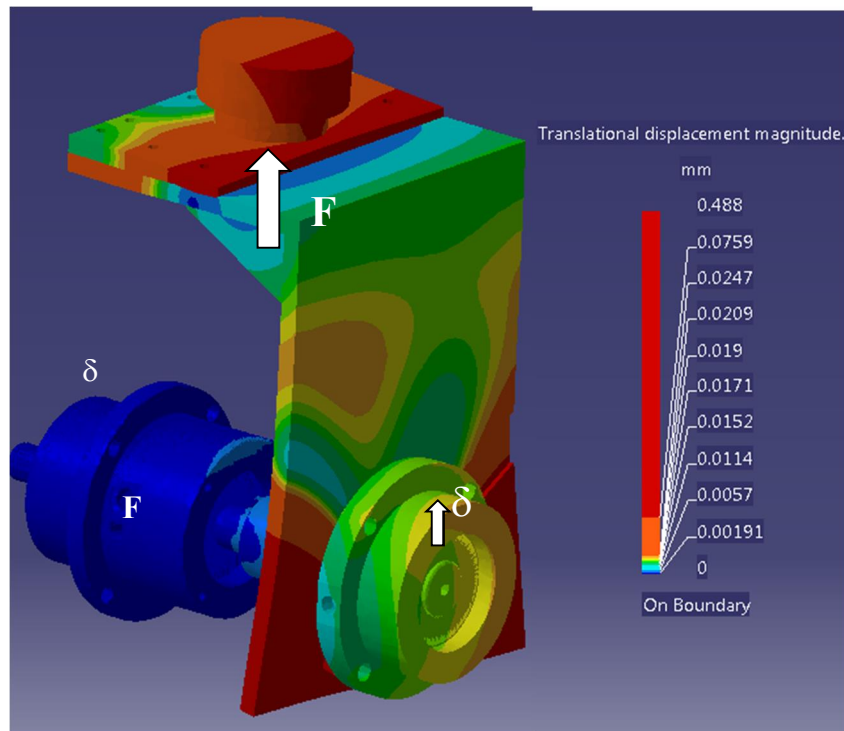


Fig. IV.18. Analiza FEM a deforma iilor totale de transla ie

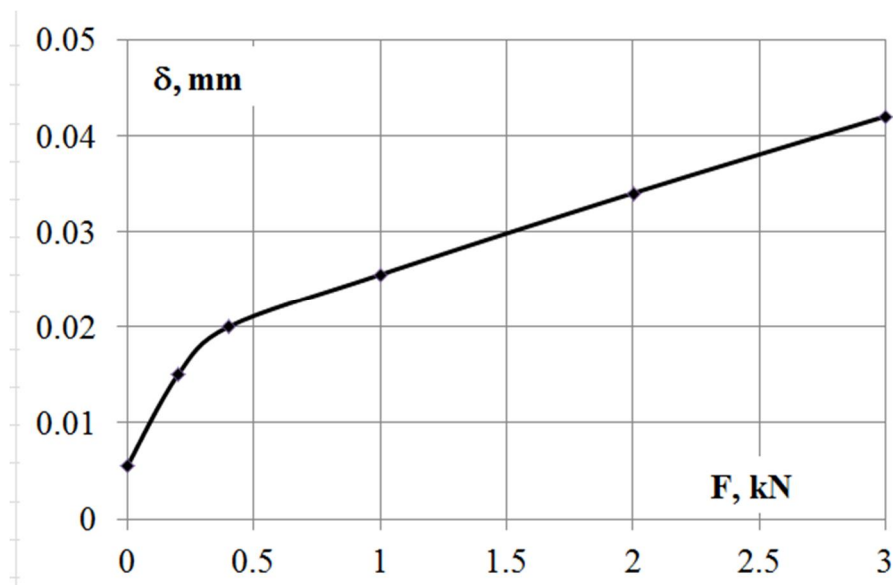


Fig. IV.19. Deforma ii de transla ie m surate

Au fost realizate m sur ri ale vâscozității uleiului în func ie de temperatur , la diverse grade de uzur (în timp). Figura IV.20, a prezint varia ia vâscozității cu temperatura pentru ulei proasp t, iar Fig. IV.20, b prezint varia ia în timp a vâscozității unui ulei utilizat în intervalul de temperaturi 60í 100°C.

Se observ c vâscozitatea începe s creasc dup 300 de ore i are o cre tere mai important dup 500 de ore de utilizare, cre terea fiind mai clar la temperaturi de func ionare mai ridicate. Se poate aprecia c , dac testele de frecare se deruleaz în primele 300 de ore de la schimbarea uleiului, modificarea de vâscozitate nu afecteaz rezultatele.

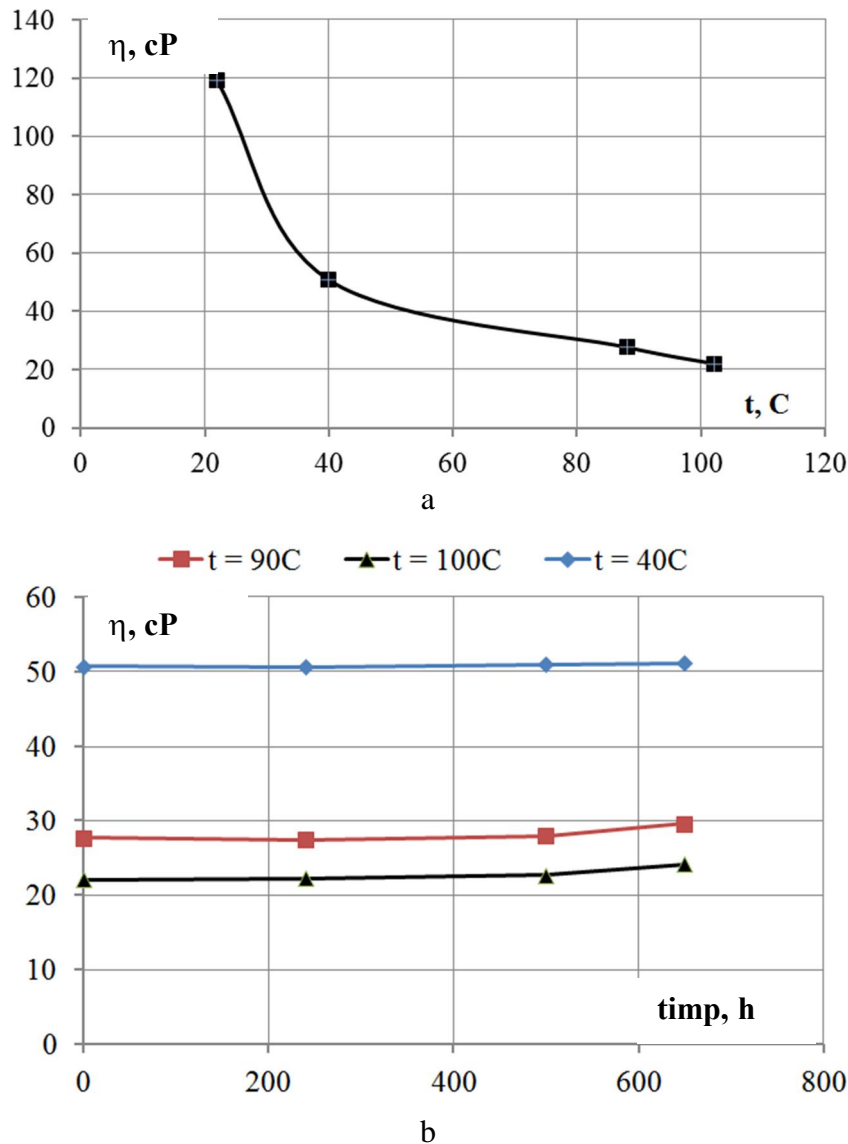


Fig. IV.20. Vâscozitate în funcție de: a ó temperatură ; b ó timp

Variația indicelui de aciditate al uleiului în timp este prezentată în Fig. IV.21 pentru două categorii de uleiuri: uleiuri utilizate în domeniul de temperaturi 35° și 50°C, respectiv 60° și 100°C. Rezultatul arată că degradarea uleiului depinde, în special, de timpul de rulare la temperaturi ridicate.

Pentru uleiul utilizat la temperaturi mai ridicate (60° și 100°C), cazul uleiului utilizat pentru ungerea lanurilor, are loc o creștere importantă a indicelui de aciditate, după doar 200 de ore de rulare.

Pentru uleiul utilizat la temperaturi mai reduse (35° și 50°C), cazul uleiului utilizat pentru ungerea lagrelor, are loc o creștere ușoară, cu aproximativ 5%, pe durata de 500 de ore de rulare.

2. Pentru toate piesele supuse testelor de frecare a fost impusă o perioadă de rodaj de 50 h, funcționare în regim constant la turație $n = 1800$ rpm, forță de tensionare $F = 1$ kN, ulei pentru ungerea lagrelor în intervalul $t = 40$ ° și 45°C, ulei pentru ungerea lanului în intervalul $t = 50$ ° și 60°C. Pe toată durata rodajului a fost măsurat momentul la intrarea în transmisie. Figura IV.21 prezintă un exemplu variația pierderilor prin frecarea din lanuri (T_f bearings+chain) în

funcie de timp, pe perioada procesului de rodaj. Momentul de frecare scade relativ rapid în primele ore și continuă să scadă ușor urmând că, după o perioadă intensitatea uzurii se stabilizează la valori relative mici. Scăderea continuă a frecării din lagare arată că frecarea din lagare trebuie reevaluată la anumite intervale de timp. Pentru testele de frecare în transmisii prin lan, frecarea din lagare a fost repetată la aproximativ 300 h observându-se diferențe de până la 5%. Testele de frecare pentru fiecare lan sau pentru fiecare cuplu lan-patin în parte durează maxim 20 h, o modificare a pierderilor prin frecare în surate, de până la 1% fiind acceptabil.

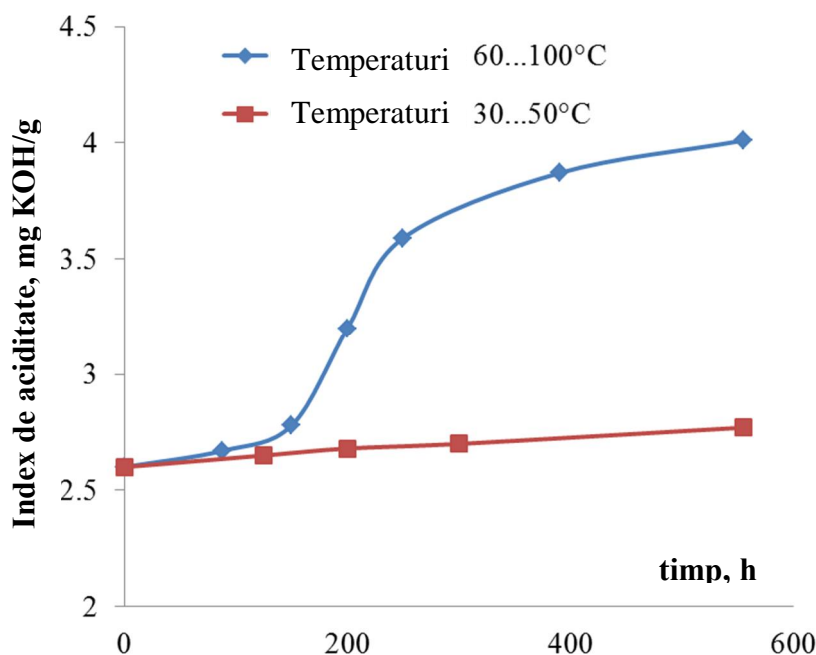


Fig. IV.20. Index de aciditate în funcție de timp de rulare

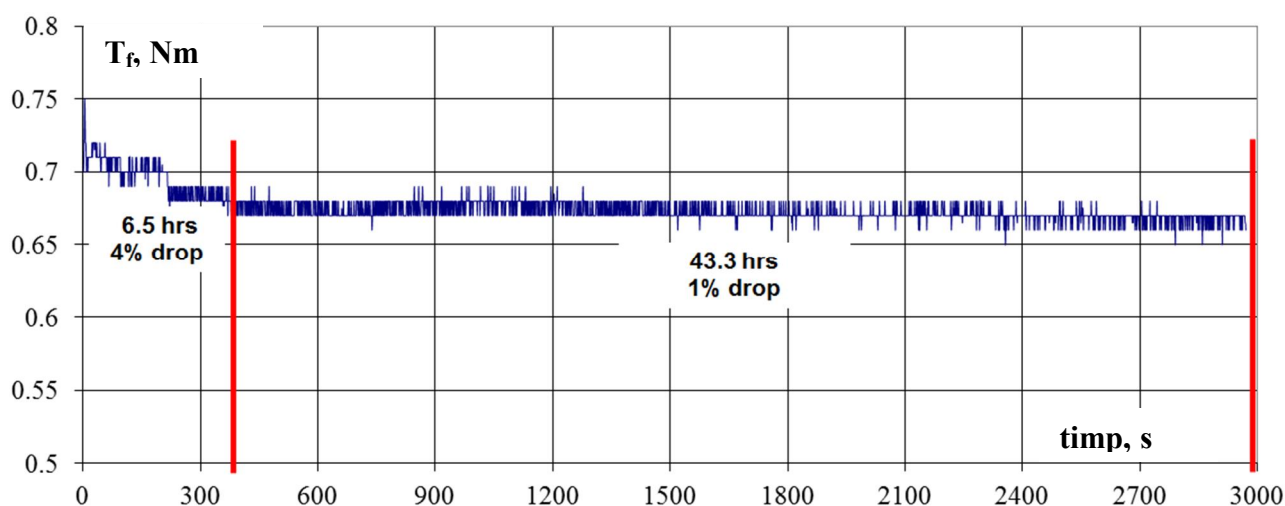


Fig. IV.21. Moment de frecare în procesul de rodaj

3. Măsurarea pierderilor prin frecare este realizată în condiții de regim uniform de funcționare, ceea ce înseamnă menținerea la tură, tensionare și temperaturi în circuitele de ungere, până la stabilizarea parametrilor. Primul pas este, de regulă, cel cu durata mai mare, necesitând verificarea și ajustarea temperaturilor și presiunilor din circuitele de ungere și stabilizarea distribuției de temperaturi în structura componentelor standului.

Figura IV.22 prezintă un exemplu cu variația momentului de frecare din lag re i lan (T_f bearings+chain) în funcție de timp, pe perioada meninerii în regim de funcționare uniform. Rezultatul prezentat arată rolul meninerii pentru o perioadă de timp până la stabilizarea valorilor momentului de frecare măsurat, tendința fiind regăsită în toate regimurile de funcționare, stabilizarea fiind mai rapidă la turațiile mici.

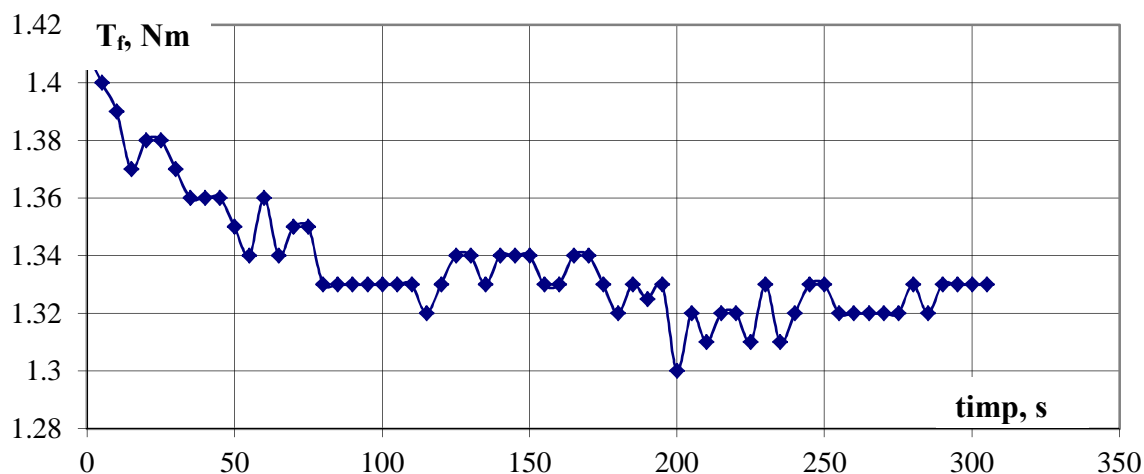


Fig. IV.22. Moment de frecare pe perioada meninerii în regim de funcționare uniform

Verificarea standului pentru pregătirea testărilor constă în rularea unor programe de testare cu structura prezentată în Fig. IV.23 și analiza valorilor măsurate pentru a evidenția problemele care pot apărea.

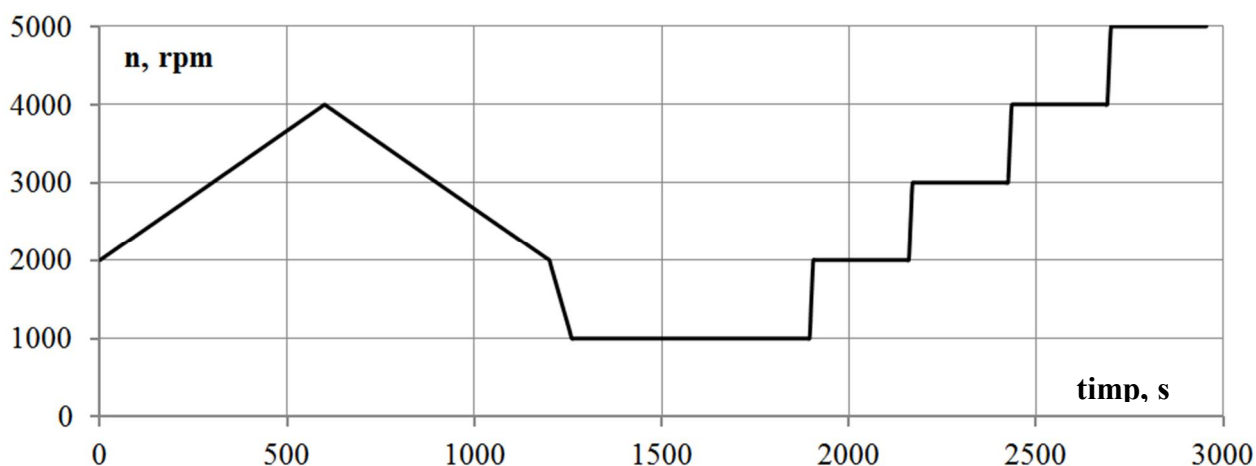


Fig. IV.23. Programul de verificare procedurii de testare în procesul de pregătirea testărilor

Programul cuprinde etape de accelerare și decelerare lente și apoi pași de menținere la valori de turație constante. În Fig. IV.24 este prezentat un exemplu cu variația momentului de frecare în funcție de turație, pentru etapele de accelerare și decelerare. După cum se observă în Fig. IV.24, există o diferență între momentele măsurate în accelerare, respectiv, decelerare, cauzată de inerția elementelor în mișcare de rotație. Aceasta arată că pentru o corectură a acestor momente, nu trebuie considerate valorile din perioade de accelerare sau decelerare, ci doar după perioade de stabilizare. Diagrama din Fig. IV.24 indică anumite probleme de vibrații

pentru tura ii de aproximativ 2300 rpm. Valorile m surate în această zonă de tura ii pot fi afectate.

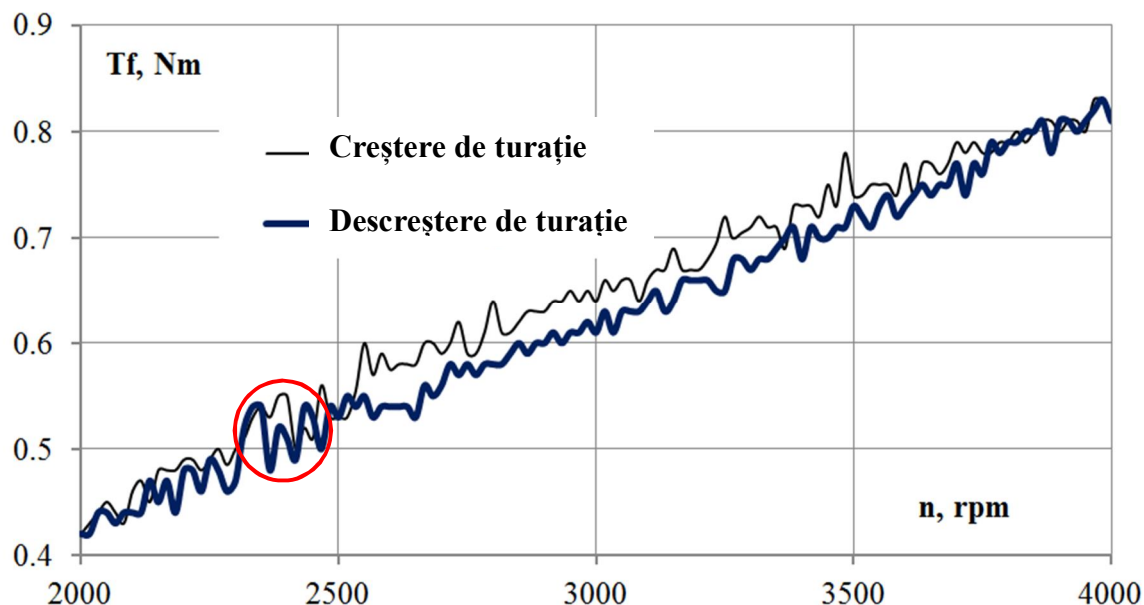


Fig. IV.24 Moment de frecare pe perioada men inerii în regim de func ionare uniform

Metodologia determinărilor experimentale de pierderi prin frecare în componentele transmisiei prin lan impune seturi de m suri realizate separat, în cele trei *situații func ionale ale standului*:

- M surarea *frecării din lagăre*, cu dispozitivul prezentat în Fig. IV.12 i Fig. IV.13, ca moment de torsiune (v. rel. (IV.3)) în func ie de tura ie, for de tensionare i temperatur a uleiului în circuitul de ungere al lag relor;
- M surarea *frecării sumă din lagăre și lanț*, pentru situa ia încerc rii unei transmisii prin lan cu raport de transmitere $i = 1$, f r sistem de tensionare cu patin (v. Fig. IV.6 i Fig. IV.10) ca moment de torsiune (v. rel. (IV.2)) în func ie de tura ie, for de tensionare i temperatur a uleiului în circuitul de ungere al lan ului i în circuitul de ungere al lag relor;
- M surarea *frecării sumă din lagăre lanț și patină*, pentru situa ia încerc rii unei transmisii prin lan cu raport de transmitere $i = 1$, cu sistem de tensionare cu patin (v. Fig. IV.15 sau Fig. IV.17) ca moment de torsiune (v. rel. (IV.4)) în func ie de tura ie, for de tensionare, pozi ie a patinei fa de axa centrelor transmisiei (s geat) i temperatur a uleiului în circuitul de ungere al lan ului i patinei i în circuitul de ungere al lag relor.

Programul de testare este format din pa i caracteriza i de valori constante, controlate, ale parametrilor: tura ie, for de tensionare, temperaturi ale uleiului din cele două circuite. Timpul stabilit pentru fiecare pas este de minim 250 de secunde. Valoarea considerat a momentului de frecare se calculeaz ca medie între valorile m surate în ultimele 60 de secunde.

În cercetarea desf urat pân în prezent, momentele de frecare pentru cele trei situa ii func ionale ale standului (frecare în lag re ó $T_{fbearings}$, frecare în lag re i lan ó $T_{fbearings+chain}$,

frecare în lag re, lan și patin ó $T_{bearings+chain+guide}$) sunt determinate pentru urm toarele seturi de valori ale variabilelor:

- Tura ie, n : 500, 1000, 1800, 2200, 3000, 5000 rot/min;
- For de tensionare, F : 0.5, 1, 1.5, 2, 3 kN;
- Temperatura uleiului pentru ungerea lan ului și patinei, t : 40, 90, 100 °C;
- Temperatura uleiului pentru ungerea lag relor, t : 35, 50, 60 °C.

Fiecare m surare este repetat de 3 ori și este determinat o valoare medie.

IV.1.3 Rezultatele testelor de frecare în lagăre. Concluzii

Pe parcursul derul rii test rilor de frecare au fost utilizate mai multe lag re, pentru diverse perioade și scopuri (rodaj sau m sur tori). Lag rele la care se refer rezultatele prezentate în continuare sunt cele utilizate la m sur torile de frecare din lan uri. Ele au fost supuse unui rodaj de 50 de ore. Dup o perioad de preg tire a echipamentului și verificare a procedurii de testare, m sur torile de frecare au început dup 200 de ore de rulare a lag relor și au fost apoi repetate la fiecare aproximativ 250 ore de rulare. Uleiul utilizat pentru ungere poate fi considerat ulei proasp t, cu caracteristicile prezentate anterior, testele desf urându-se în primele 20 de ore dup schimbarea uleiului.

Diagramele din Fig. IV.25 prezint momentul de frecare din lag re, în func ie de tura ie, pentru trei valori ale temperaturii uleiului și patru valori ale for ei de tensionare.

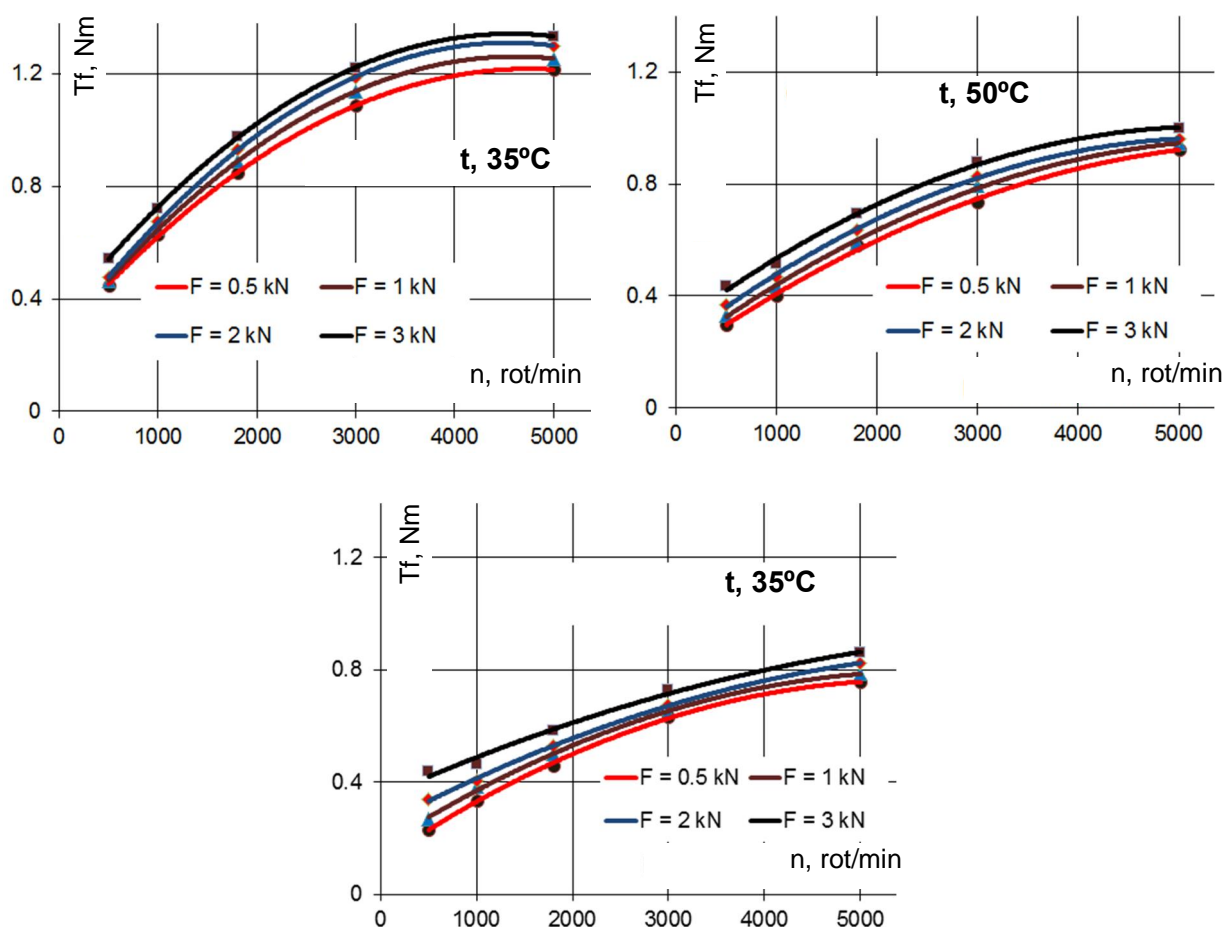


Fig. IV.25. Moment de frecare în lag re, în func ie de tura ie, dup 200 ore de func ionare

Diagramele din Fig. IV.26 prezint momentul de frecare din lag re, în func ie de temperatura uleiului, pentru patru valori ale tura iei n .

Diagramele din Fig. IV.27 prezint momentul de frecare din lag re, în func ie de for e de tensionare, pentru patru valori ale tura iei n i trei valori ale temperaturii uleiului.

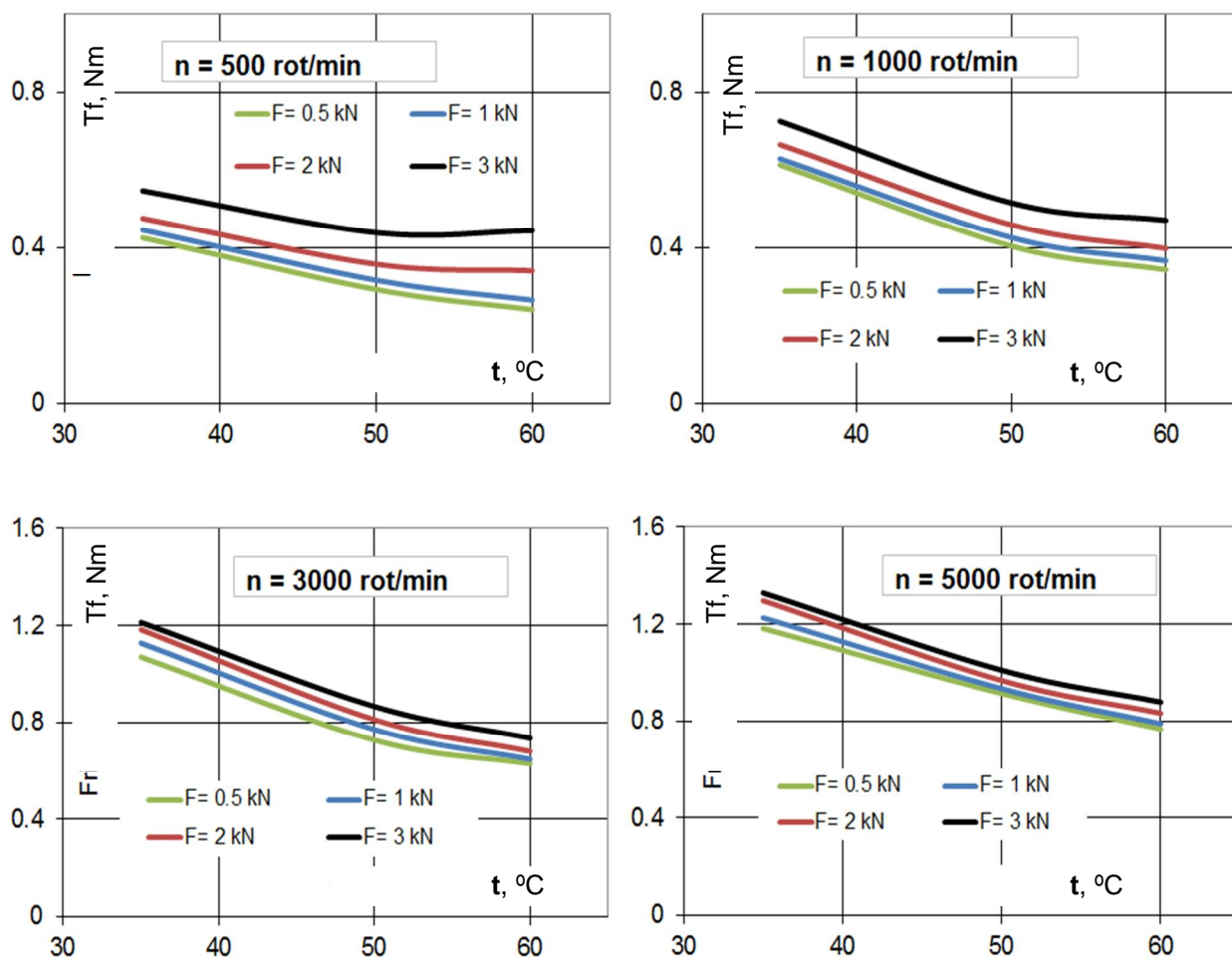


Fig. IV.26. Moment de frecare în lag re, în func ie de temperatura uleiului

Rezultatele arat tendin ele de cre tere a frec rii din lag re cu cre terea tura iei n i sarcinii F , de asemenea, cu reducerea temperaturii uleiului (cre terea vâscozitâ ii). Tendin ele sunt corespunz toare modelelor teoretice din [168], analizate comparativ cu rezultatele experimentale în [106].

Analiza influen elor tura iei, temperaturii uleiului i sarcinii asupra momentului de frecare din lag re arat urm toarele:

- Influen a tura iei (v. Fig. IV.25): o cre tere de 10 ori a tura iei (de la 500 la 5000 rot/min) determin o cre tere de aproximativ 3 ori a momentului de frecare în lag re. Influen a tura iei este mai important pentru domeniul tura iilor reduse (se observ forma convex a curbelor, în special la sarcini mici i temperature mici); Curbele $T_f(n)$ tind s fie liniare pentru sarcini mari i temperaturi mari; Influen a tura iei este mai important pentru temperaturi mici, 35 °C (vâscozitate ridicat), decât pentru temperaturi mari, 60°C mari (vâscozitate redus);

- Influența temperaturii (v. Fig. IV.26): o creștere a temperaturii de la 35 la 60°C (scdere a vâscozității de 3 ori) determină o scdere de maxim 50% a momentului de frecare din lag re; Influența este mai redusă în cazul sarcinilor mari și a turațiilor mici;
- Influența sarcinii (v. Fig. IV.27): o creștere de 6 ori a sarcinii (de la 0,5 la 3 kN) determină o creștere cu doar 20-40% a momentului de frecare din lag re, influența mai importantă se observă la turații mici și temperaturi mari ale uleiului (vâscozitate redusă).

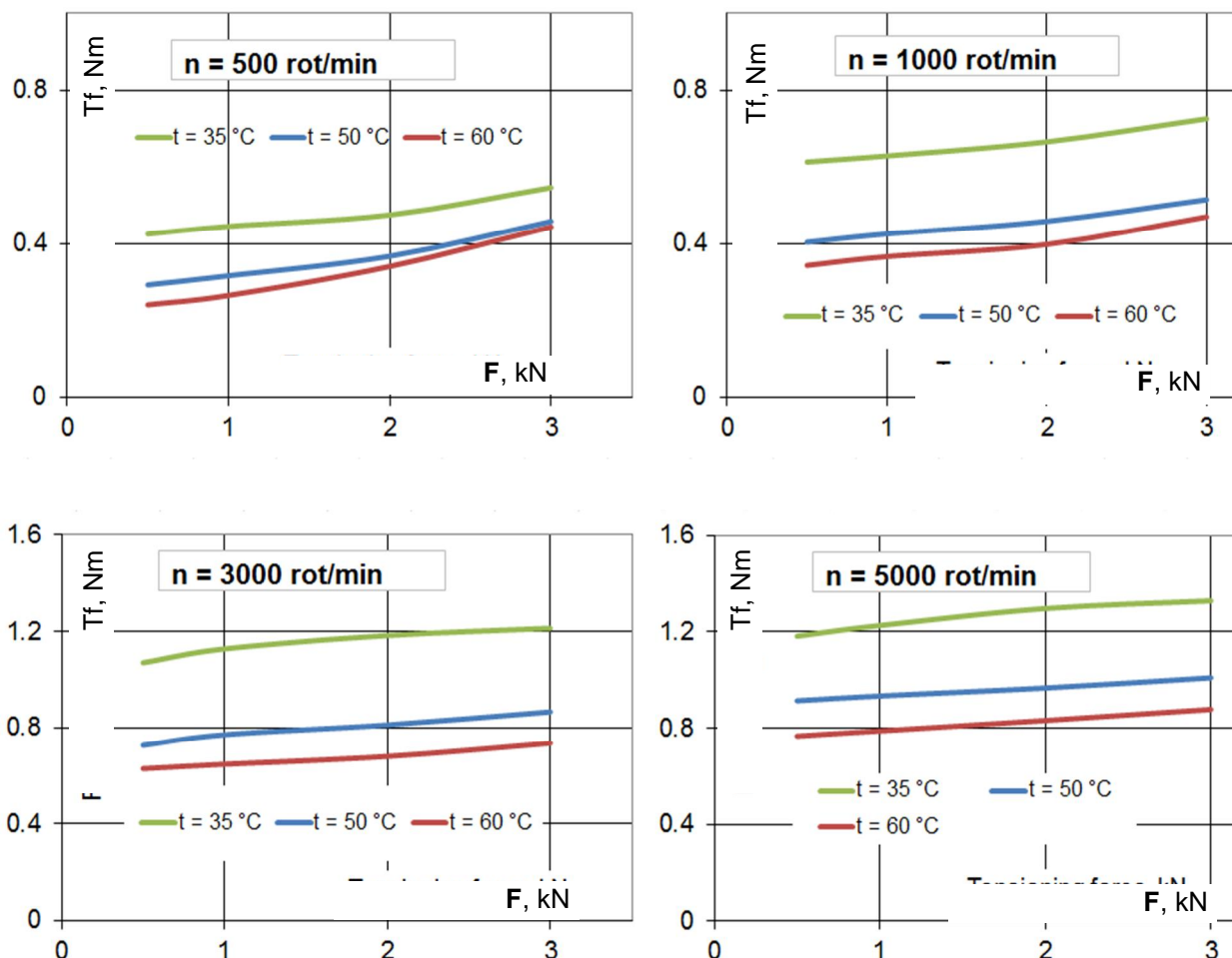


Fig. IV.27. Moment de frecare în lag re, în funcție de forța de tensionare

În comparație cu Fig. IV.25, care prezintă momente de frecare în lag re, măsurate după 200 de ore de funcționare, Figura IV.28 prezintă aceleași diagrame ale variației momentului de frecare din lag re, în funcție de turație, pentru trei valori ale temperaturii uleiului și patru valori ale forței de tensionare, măsurate după 1150 ore de funcționare. O comparație rapidă a celor două seturi de rezultate arată că există o tendință generală de scădere a momentului de frecare din lag re, în timp. Se observă, de asemenea, că, în timp, apare o tendință de creștere a influenței sarcinii asupra momentului de frecare (curbele se îndepărtează una de cealaltă).

Pentru a urmări evoluția treptată, în timp, a frecării din lag re, Figurile IV.28 ... IV.30 prezintă diagrame de variație a momentului de frecare din lag re, pentru trei valori ale temperaturii uleiului din lag re. Fiecare diagramă prezintă variația în timp a momentului de frecare din lag re pentru valori constante de turație și patru niveluri de tensionare.

Valorile momentelor de frecare din lag re au fost măsurate după 200, 450, 700, 950 și 1150 ore de funcționare.

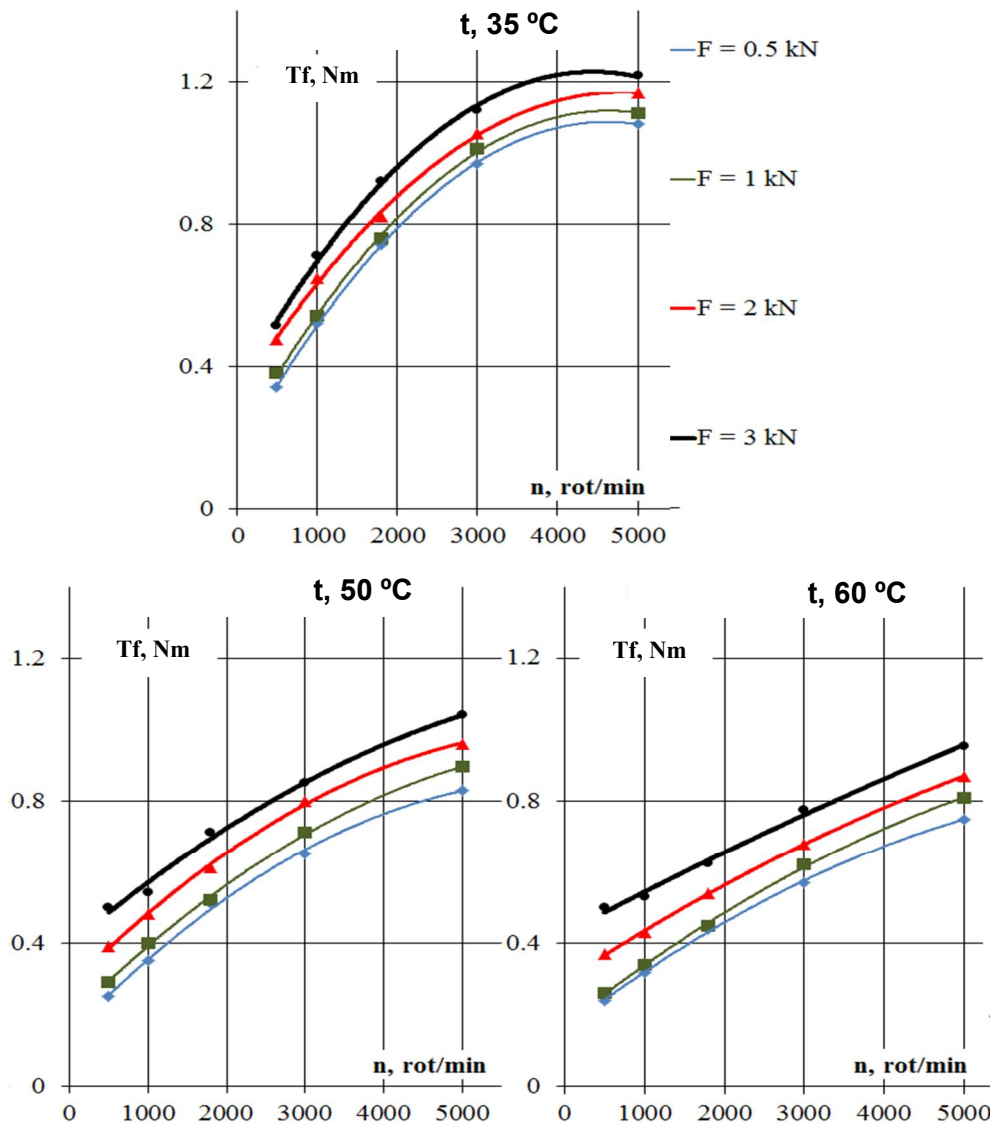


Fig. IV.28. Moment de frecare în lag re, în funcție de turație, după 1150 ore de funcționare

Analiza diagramelor din Figurile IV.28 ... IV.30 permite formularea unor concluzii:

- Nu există o tendință general valabilă (creștere/descreștere urmată de stabilizare), considerând trepte diferite de menținere în regimuri de funcționare constantă (sarcină, turație, temperatură);
- Este foarte clar că variația în timp a frecării din lag re depinde de condițiile de sarcină și turație în care se fac măsurătorile;
- Principala scădere a frecării, aproape 25%, apare la temperaturile mici ale uleiului (35°C), sarcini mici (0.5 kN) și turații mici (500 rot/min).
- Pentru temperatura cea mai mică a uleiului de ungere (35°C), se observă o tendință de scădere a frecării în primele 700 de ore de funcționare, cu o tendință de stabilizare în următoarea perioadă; o excepție este cazul sarcinilor ridicate, unde tendința de scădere este continuă;
- Pentru temperaturile ușor mai mari (50°C și 60°C) o vâscozitate mai redusă, se observă tendința de scădere a frecării pentru o perioadă mai scurtă, urmată de stabilizare sau chiar o creștere în cazul sarcinilor mici (0.5, 1 kN); în cazul sarcinilor mari (2, 3 kN) tendința este de scădere continuă;
- Cazurile cu frecare menținută aproape constantă sunt cele cu sarcini medii (1, 2 kN), turații ridicate (1800 și 5000 rot/min) și temperaturi ușor mai ridicate (50°C și 60°C).

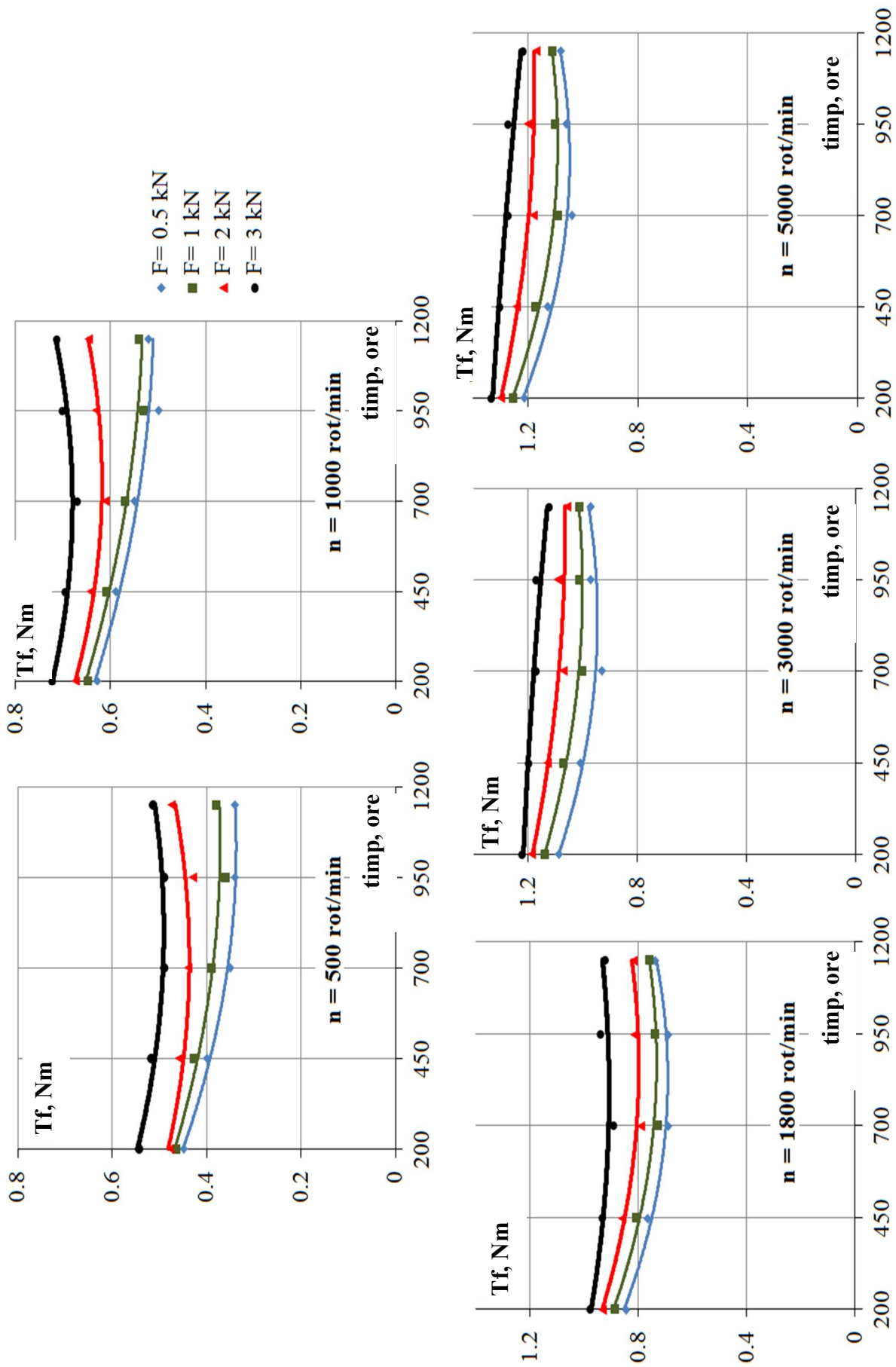


Fig. IV.29. Moment de frecare în lag re, în funcție de timp de funcționare, pentru temperatura uleiului de 35 °C

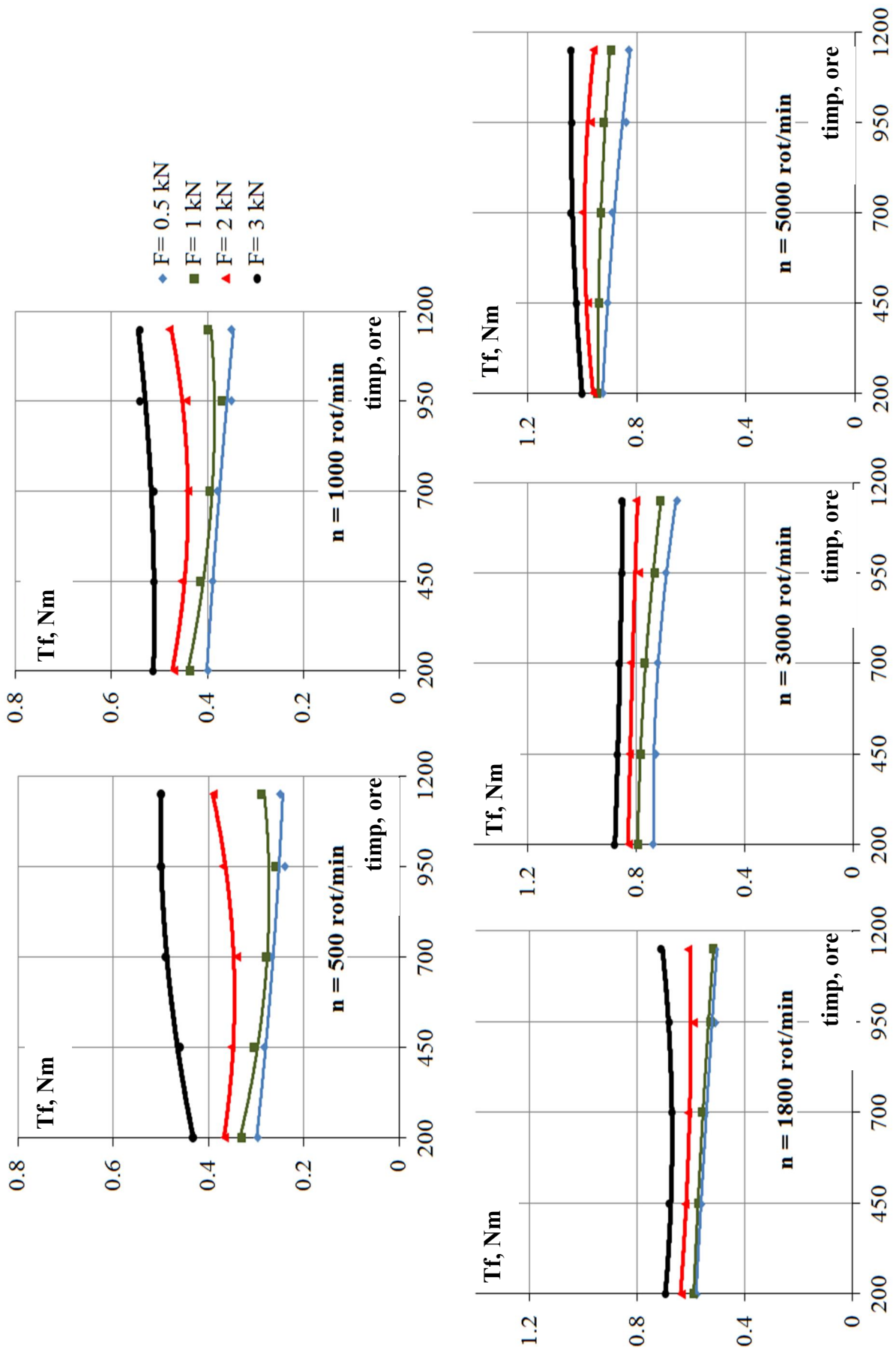


Fig. IV.30. Moment de frecare în lag re, în funcție de timp de funcționare, pentru temperatura uleiului de 50 °C

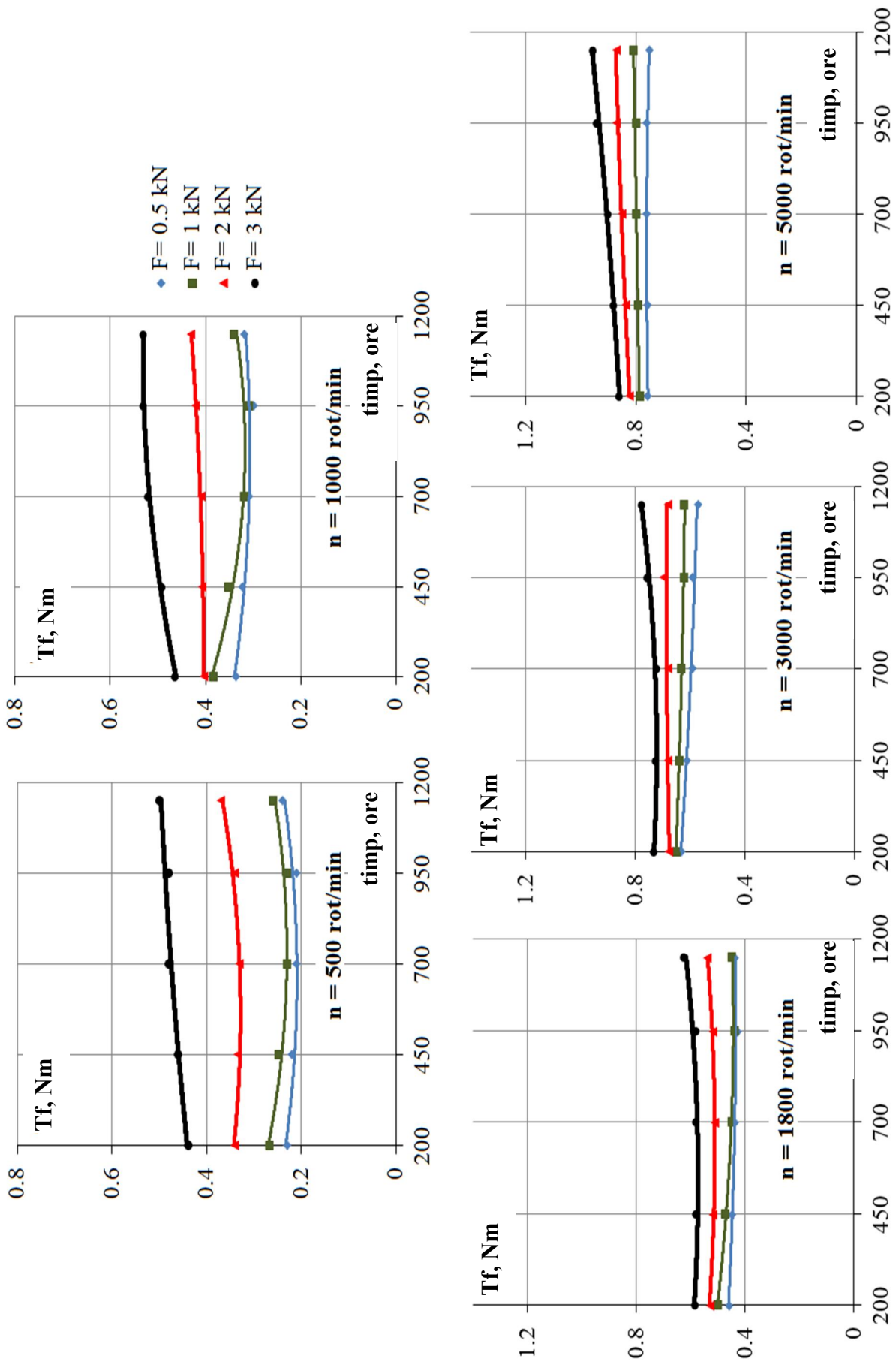


Fig. IV.30. Moment de frecare în lag re, în funcție de timp de funcționare, pentru temperatura uleiului de 60 °C

IV.1.4. Rezultatele testelor de frecare în lanțuri. Concluzii

Momentul de frecare datorat lanțului într-un sistem de întindere (patin) rezultă prin diferența dintre momentul de frecare măsurat pentru situația unei transmisii prin lanț (cu lag-re) cu raport de transmitere $i = 1$, într-un sistem de tensionare cu patin (v. rel. (IV.2)) și momentul de frecare din lag-re (v. rel. (IV.3))

$$T_{chain} = T_{chain+bearings} - T_{bearings} \quad (IV.5)$$

Determinările experimentale pentru transmisii prin lanț (cu lag-re) cu raport de transmitere $i = 1$, într-un sistem de tensionare cu patin, au fost realizate pentru aceleași seturi de valori ale variabilelor (n, F, t) ca și în cazul măsurătorilor de frecare pe lag-re.

Au fost testate o serie de tipuri de lanțuri care sunt utilizate ca lanțuri de distribuție la autovehicule, dintre care, pentru o analiză comparativă, enumerăm câteva lanțuri cu buche (v. Fig. IV.2) și câteva lanțuri din ate (v. Fig. IV.3):

- Lanț cu buche B7, pe un rând, cu pas de 7 mm;
- Lanț cu buche B8, pe un rând, cu pas de 8 mm;
- Lanț cu buche B9, pe un rând, cu pas de 9,5 mm;
- Lanț din at I6, simplu, cu pas de 6,35 mm;
- Lanț din at I8, simplu, cu pas de 8 mm.

Cele două serii de lanțuri au câte 23 de dinți iar lanțurile au câte 64 de zale. Din fiecare tip de lanț au fost măsurate 4 lanțuri. Pentru fiecare din cele 4 lanțuri au fost repetate măsurătorile de 3 ori.

Pornind de la momentul de frecare din lag-re $T_{bearings}$, determinat așa cum a fost prezentat anterior, în Fig. IV.31 sunt prezentate cele trei diagrame care exemplifică, pentru un lanț I6, modul în care rezultă momentul de frecare din lanț ca diferență $T_{chain} = T_{chain+bearings} - T_{bearings}$. Valorile tuturor momentelor ($T_{bearings}, T_{chain+bearings}, T_{chain}$) sunt prezentate ca procent din valoarea momentului de frecare din lanț (medie a celor 3 măsurători), rezultat pentru $n = 500$ rot/min și $F = 0,5$ kN.

$$T\% = \frac{T}{T_{chain, n=500rpm, F=0,5kN}} \cdot 100 \quad (IV.6)$$

Temperatura uleiului care unge lag-rele este de 35 °C, iar a uleiului care unge lanțul este de 40 °C. Curbele trasate sunt aproximări polinomiale de gradul 2, determinate de valorile medii ale momentelor de frecare, pentru fiecare set de parametri variabili (n, F, t).

Din analiza diagramelor prezentate în Fig. IV.31, pot fi formulate o serie de concluzii:

- Dacă influența forței de tensionare F nu este foarte pregnantă în cazul frecării din lag-re, ea devine mult mai importantă în cazul frecării sume lanț + lag-re, $T_{chain+bearings}$ fiind determinant în cazul frecării rezultate în lanț;
- Variația cu turația a frecării din lanț rezultate este aproape nesemnificativă.

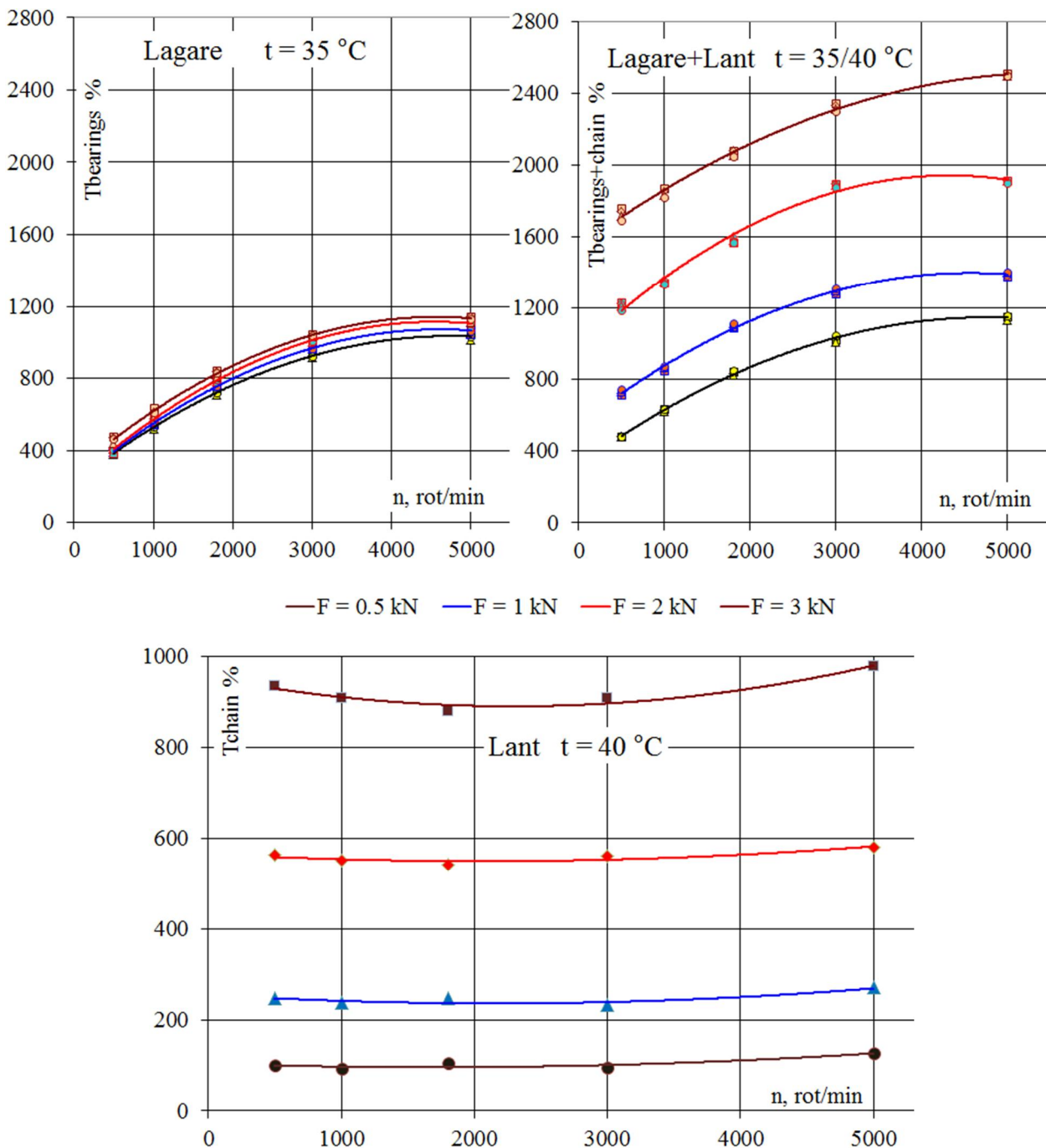


Fig. IV.31. Exemplificare, pentru un lan I6, modul în care rezultă momentul de frecare din lan ca diferență $T_{chain} = T_{chain+bearings} - T_{bearings}$

Rezultatele măsurătorilor pe cele 4 lanuri I6 și media valorilor pentru fiecare set de parametri variabili (n, F, t) sunt prezentate în Fig. IV.32, pentru două temperaturi ale uleiului de ungere a lanului. Valorile momentelor de frecare sunt prezentate ca procent din valoarea momentului de frecare (medie a măsurătorilor pe cele 4 lanuri), rezultat pentru $n = 500 \text{ rot/min}$, $F = 0,5 \text{ kN}$ și $t = 40 \text{ °C}$

$$T\% = \frac{T}{T_{chain, n=500rpm, F=0,5kN, t=40^{\circ}C}} \cdot 100. \quad (IV.7)$$

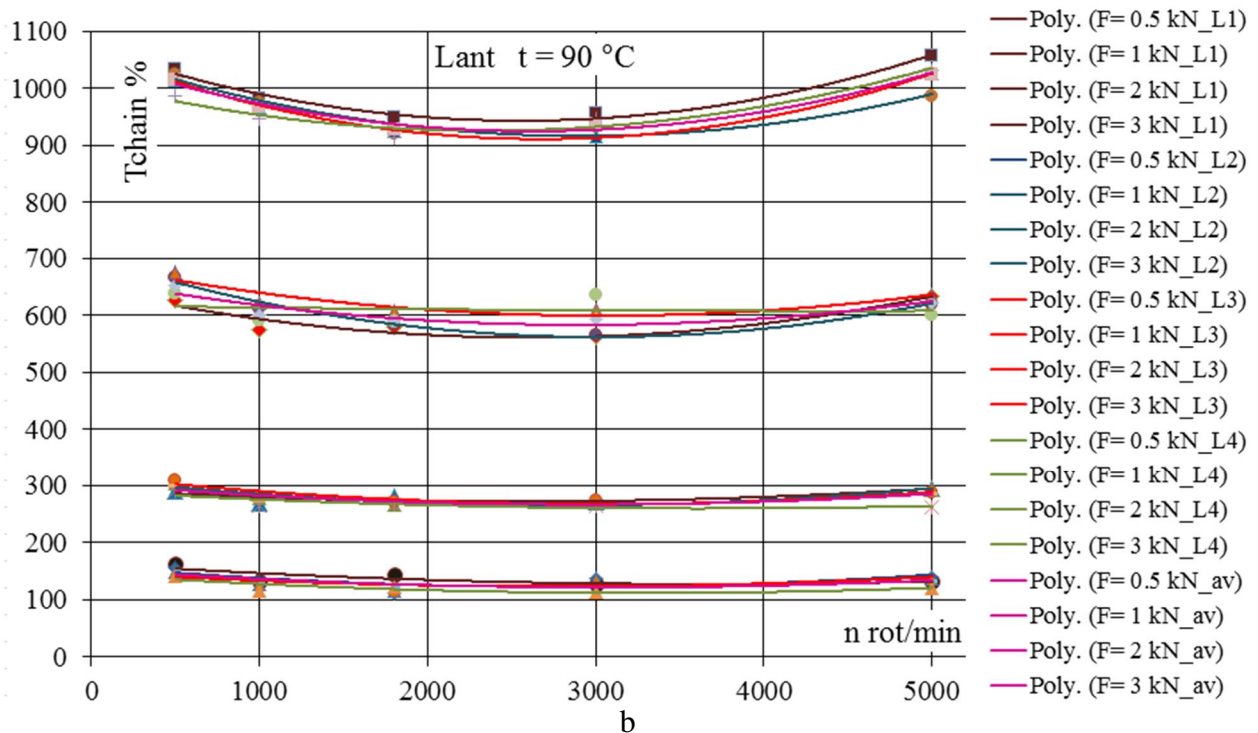
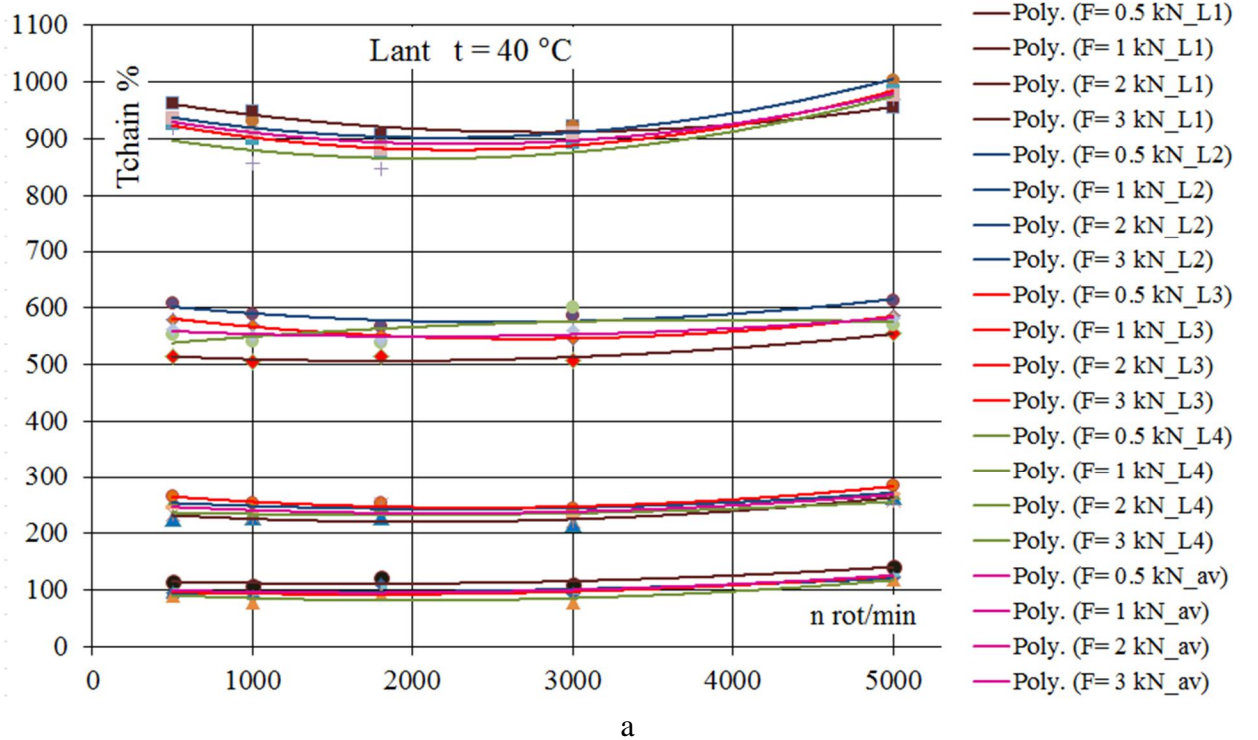


Fig. IV.32. Moment de frecare în lan I6, în funcție de turație, pentru 4 niveluri de forțe de tensionare, măsurători pe 4 lanuri identice, temperatura uleiului de ungere lan :
a ó t = 40 °C, b ó 90 °C

Figura IV.33 prezint varia ia momentului de frecare din lan urile I6 (medii), în func ie de temperatur , pentru 4 niveluri de for e de tensionare i pentru trei valori ale tura iei. Valorile momentelor de frecare sunt prezentate ca procent din valoarea momentului de frecare (medie), rezultat pentru $n = 500 \text{ rot/min}$, $F = 0,5 \text{ kN}$ i $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (v. rel. (IV.7)).

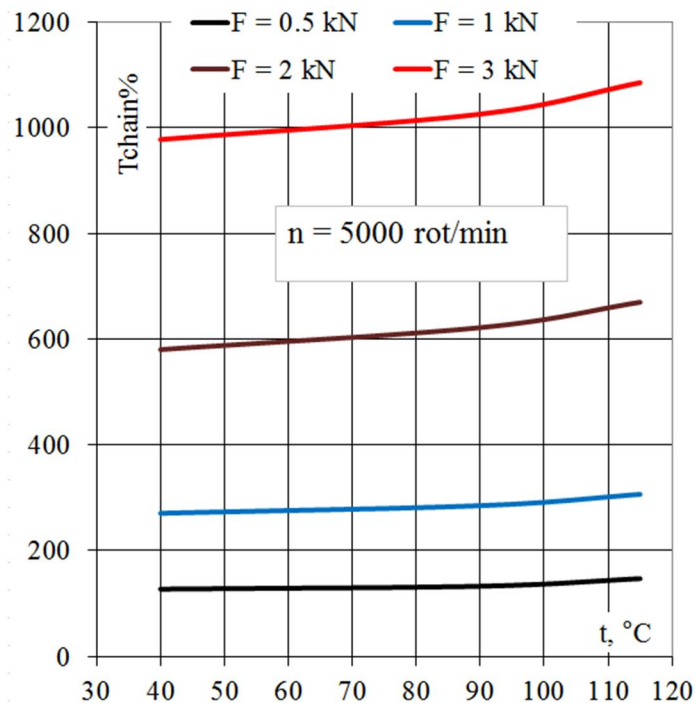
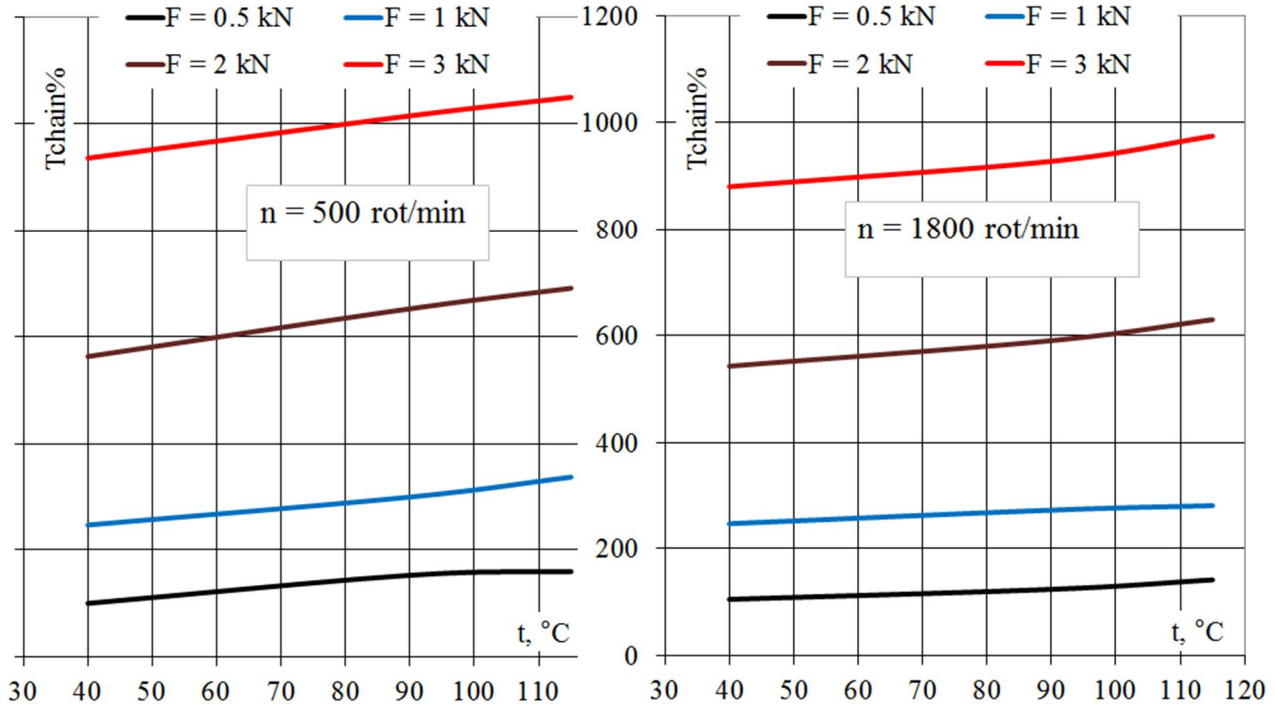


Fig. IV.32. Moment de frecare în lan I6, în func ie de temperatura uleiului de ungere a lan ului, pentru 4 niveluri de for e de tensionare, 3 valori de tura ie: a ó $n = 500 \text{ rot/min}$, b ó $n = 1800 \text{ rot/min}$, c ó $n = 1800 \text{ rot/min}$

Din analiza diagramei prezentate în Fig. IV.31, pot fi formulate o serie de concluzii și aprecieri:

- Între cele 4 lanuri aparent identice au apărut diferențe de maxim 10% între momentele de frecare măsurate pentru același set de parametri variabili (n , F , t), valori considerate acceptabile și determinate de diferențe dimensionale relevate de măsurători geometrice pe două lanuri cu diferențe evidente de frecare;

- Influența turaiei: o creștere de 10 ori a turaiei (de la 500 la 5000 rot/min) nu determină modificări semnificative ale momentului de frecare; Se observă o scădere de maxim 20% a frecării pe perioada de creștere a turaiei de la 500 rot/min la 3000 rot/min; Aceasta poate fi explicat prin predominanța în cuplele de frecare a unui regim de frecare limit spre mixt; Creșterea frecării cu creșterea turaiei de la 3000 rot/min la 5000 rot/min poate fi explicat prin faptul că tensionarea lanului este automată (cu menținere constantă a tensionării) iar efectul forțelor centrifuge asupra lanului determină o tensionare suplimentară, evident la turaii mari;

- Influența temperaturii: creșterea temperaturii de la 40 °C la 115 °C (reducerea vâscozității) determină o creștere a frecării de până la 15%, fapt evidențiat prin toate măsurătorile, la orice regim de funcționare; Creșterea frecării cu temperatura este mai evidentă la forțe de tensionare mari și turaii mici; Acest rezultat este cel mai concludent în ceea ce privește indicarea predominanței în cuplele de frecare a unui regim de frecare limit spre mixt;

- Influența forței de tensionare: creșterea forței de tensionare de 6 ori (de la 0,5 kN la 3 kN) determină o creștere a frecării de aproximativ 9 ori; creșterea mai rapidă a frecării cu forța de tensionare este explicat prin: 1 - regimul de frecare limit spre mixt care predomină în cuplele de frecare și 2 - deformările lanului care modifică geometria contactului lan-roată de lan.

Considerând variația nesemnificativă cu turaia a momentului de frecare din lan, a fost determinată o valoare medie pentru tot intervalul de turaie, pentru fiecare set de parametri variabili (F , t). Pentru o comparație a lanurilor testate, din punct de vedere al frecării, în Fig. IV.33 este prezentat, pentru temperatura $t = 60$ °C, pentru cele 4 niveluri de forțe de tensionare și pentru cele 5 tipuri de lan, valorile momentelor de frecare medii pentru tot intervalul de turaie, ca procent din valoarea momentului de frecare, rezultat pentru $F = 1$ kN, pentru lanul B7

$$T_{avg_n} \% = \frac{T_{avg_n}}{T_{avg_n \text{ chain B7, } F=1kN}} \cdot 100. \quad (IV.8)$$

Din analiza diagramei prezentată în Fig. IV.33 rezultă o serie de concluzii:

- Tendința de creștere mai accentuată decât proporțională a frecării cu forța de tensionare este generală pentru toate tipurile de lan analizate;

- Frecarea crește odată cu mărirea lanului; La lanurile cu buche, odată cu mărirea pasului lanului crește și diametrul bolului articulației lanului (v. Fig. IV.2); La lanurile din ate, creșterea frecării cu pasul lanului nu este la fel de importantă, dar ambele lanuri I8 și I6 au același diametru al articulației boltă eclisă exterioare (v. Fig. IV.3);

- Pentru același pas al lanului, comparația I8 și B8 arată că lanurile din ate au o frecare ușor mai mare decât lanurile cu buche.

A fost demarată cercetarea pentru:

- evidențierea influenței numărului de dinți ai roților de lan asupra frecării,
- stabilirea posibilei influențe a erorilor de coplanaritate a roților de lan asupra frecării,
- aplicarea rezultatelor obținute pe transmisii etalon, cu raport de transmitere $i = 1$, la caracterizarea frecării din transmisiile prin lan cu raport $i = 2$,
- evaluarea coeficienților de frecare din articulațiile celor două tipuri de lanuri (bolt 6 buc, bolt 6 eclise exterioare),
- evaluarea aportului la frecarea globală din lan a frecării din articulații, respectiv, a frecării dintre elementele de lan (buc, eclise din ate) și roțile de lan.

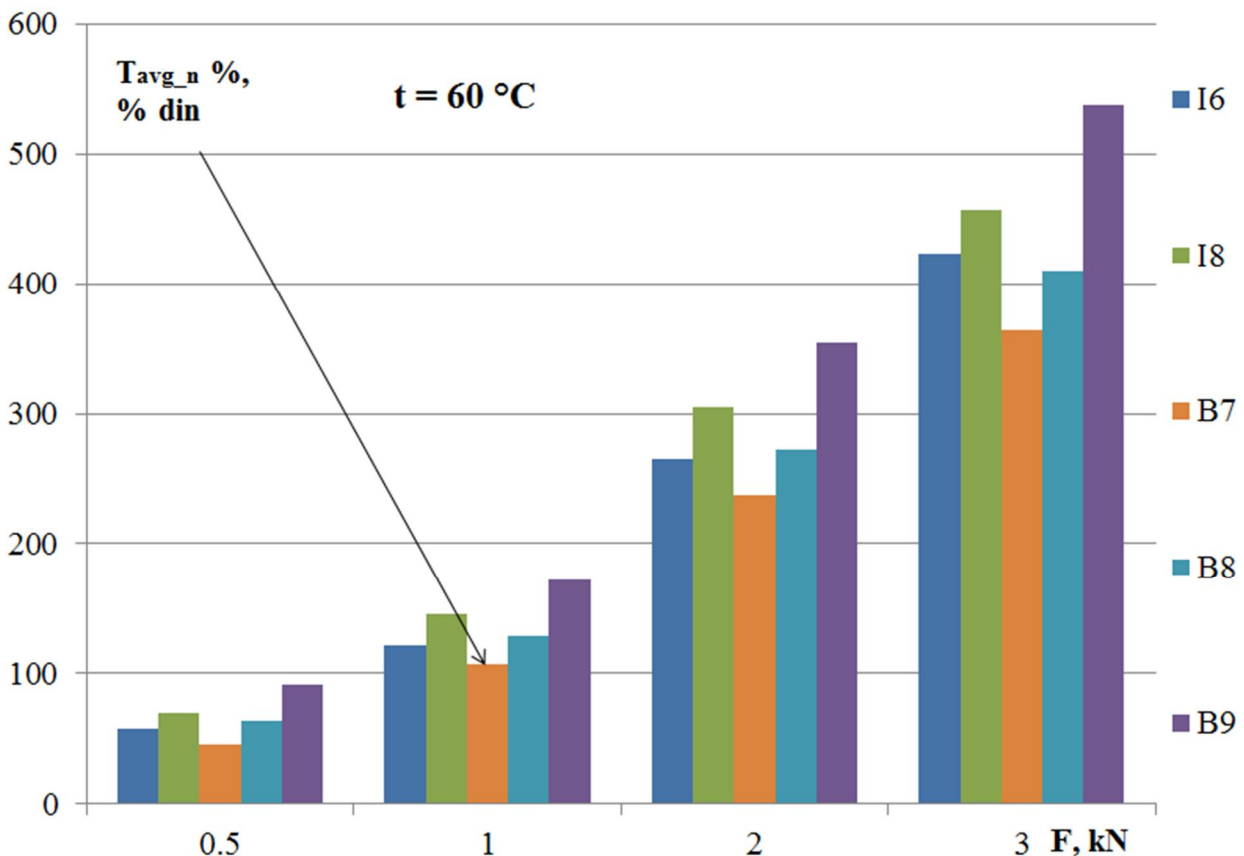


Fig. IV.33. Momente de frecare medii pentru tot intervalul de turații, pentru cele 4 niveluri de forță de tensionare și pentru cele 5 tipuri de lan

IV.1.5. Rezultatele testelor de frecare în patinele de întindere. Concluzii

Momentul de frecare datorat frecării dintre lan și patin rezultă prin diferența dintre momentul de frecare măsurat pentru situația unei transmisii prin lan (cu lagre) cu raport de transmitere $i = 1$, cu sistem de tensionare cu patin (v. rel. (IV.4)) și momentul de frecare măsurat în situația unei transmisii prin lan (cu lagre) cu raport de transmitere $i = 1$, fără sistem de tensionare cu patin (v. rel. (IV.2))

$$T_{guide} = T_{bearings+chain+guide} - T_{chain+bearings} \quad (IV.9)$$

Rezultatele testelor de frecare lan ó patin au fost ob inute pentru lan ul din at I6, simplu, cu pas de 6,35 mm, pentru acelea i domenii de tura ii i temperaturi ca în determin rile prezentate anterior, dar numai pentru valorile mai reduse ale for ei de tensionare, $F = 0,5; 1; 1,5$ kN. Cele dou ro i de lan au c te 23 de din i i distan a dintre axe a transmisiei prin lan este de aproximativ 300 mm.

Testele au fost realizate pe un singur lan , cu 3 patine aparent identice, m sur torile fiind repetate de 3 ori.

Patina este realizat din PA66, forma fiind circular cu raza $R_b = 200$ mm. Patina este plasat cu o s geat f fa de linia ini ial a ramurii lan ului. Au fost realizate m sur tori pentru dou pozi ii ale patinei (A i B), a a cum sunt prezentate în Fig. IV.34. În cele dou pozi ii, s ge ile patinei fa de linia ini ial a ramurii lan ului sunt: $f_A = 9,5$ mm i $f_B = 16$ mm.

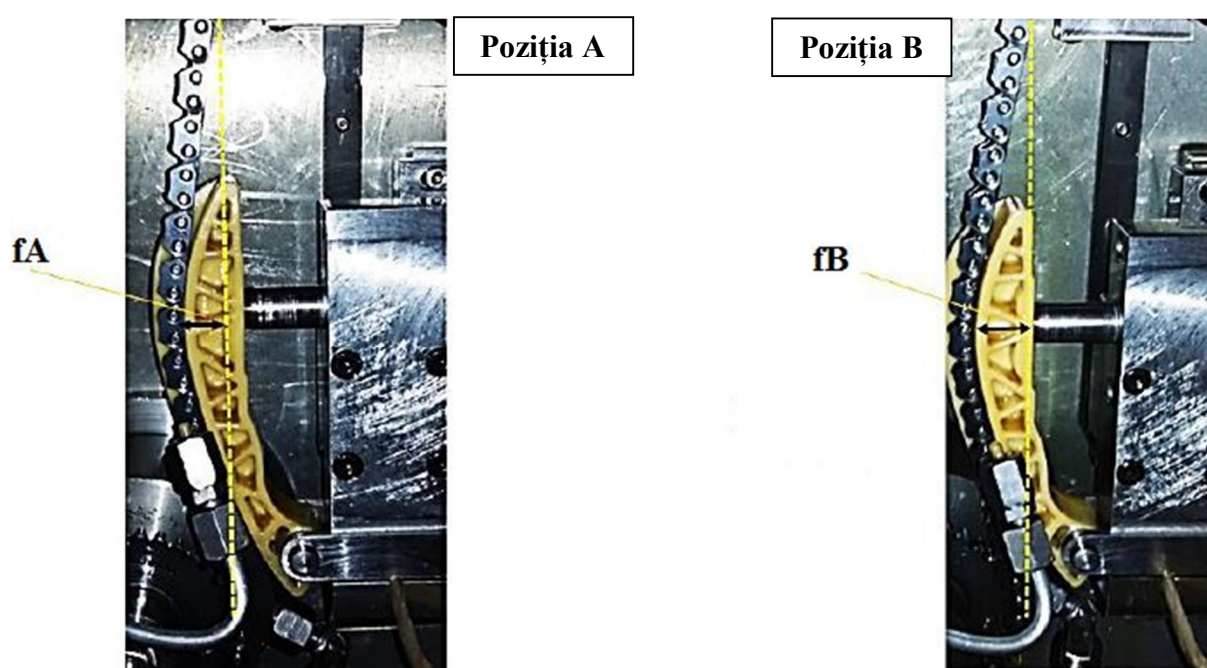


Fig. IV.34. Pozi iile patinei fa de lan

Un element important pentru analizele ulterioare este num rul de zale ale lan ului în contact cu patina, pentru fiecare dintre cele dou pozi ii patin ó lan . Num rul de zale n_z în contact cu patina este determinat pe baza schemei de calcul prezentat în Fig. IV.35 i a modelului matematic din [79, 80]. Pozi ia patinei relativ la centrele ro ilor de lan este caracterizat de raportul $A1/A2 = 0,55$ (v. Fig. IV.35).

Diagrama din Fig. IV.36 prezint grafic determinarea num rului de zale ale lan ului în contact cu patina, pentru fiecare dintre cele dou pozi ii patin ó lan , pentru raportul calculat dintre s ge ile f i pasul lan ului f/p . Pentru cele dou pozi ii ale patinei fa de lan , numerele de zale ale lan ului în contact cu patina sunt: $n_{zA} = 5,1$ i $n_{zB} = 9,3$.

La înc rcarea transmisiei prin lan cu for a de tensionare F (setat i controlat prin deplasarea ro ii conduse a transmisiei), for a F_N , care apas patina pe lan , se modific în func ie de valoarea for ei de tensionare. Modul în care variaza for a F_N cu for a F depinde de pozi ia

patinei fa de lan . Figura IV.37 prezint valorile m surate ale dependen ei for ei de ap sare patin - lan de for a de tensionare F a lan ului, pentru cele dou pozi ii ale patinei fa de lan .

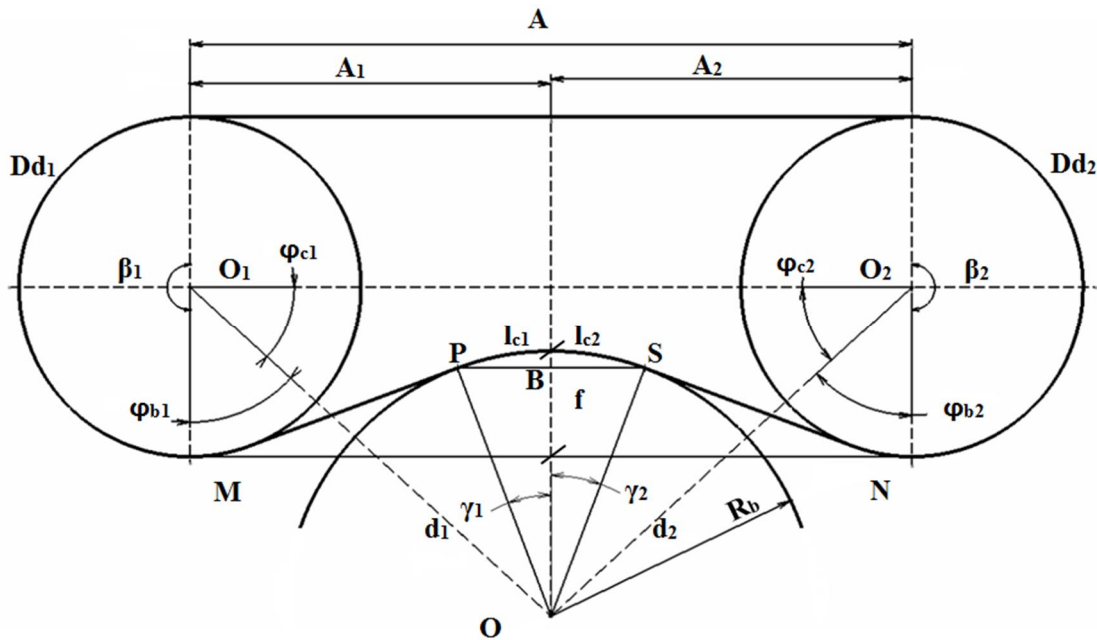


Fig. IV.35. Geometria transmisiei prin lan cu raport $i = 1$ i patin circular

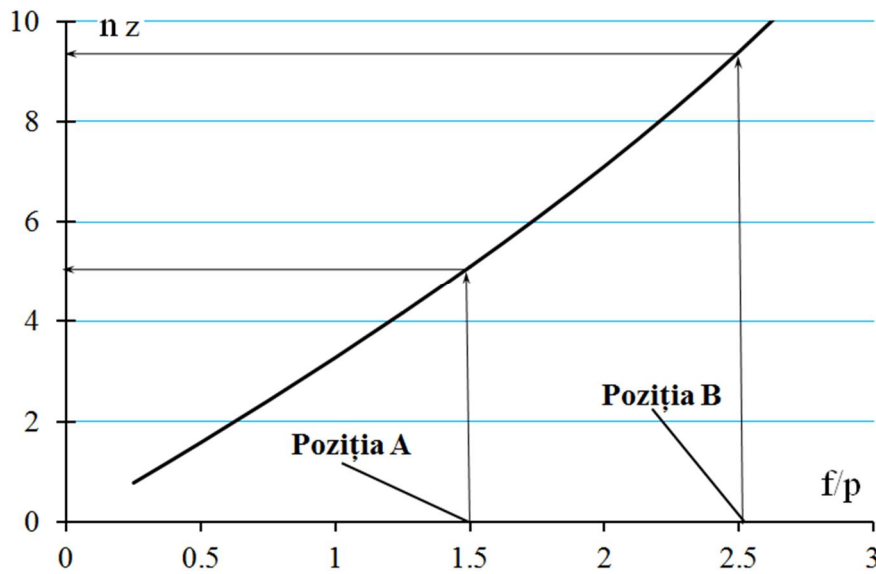


Fig. IV.36. Num rul de zale n contact cu patina, n func ie de raportul f/p

Figura IV.38 prezint pa ii de determinare a frec rii ce revine contactului lan ó patin , ca moment de frecare, pentru temperatura uleiului de ungere a lan ului i patinei de 40 °C, pentru pozi ia A a patinei. Valorile momentelor de frecare, prezentate n Fig. IV.38 sunt calculate ca procent din momentul de frecare din lan i lag re, pentru o tura ie $n = 1000 \text{ rot/min}$ i for de tensionare $F = 0,5 \text{ kN}$ (v. Fig. IV.38, b)

$$T\% = \frac{T}{T_{chain+bearings, n=1000rot/min, F=0,5kN}} \cdot 100. \tag{IV.10}$$

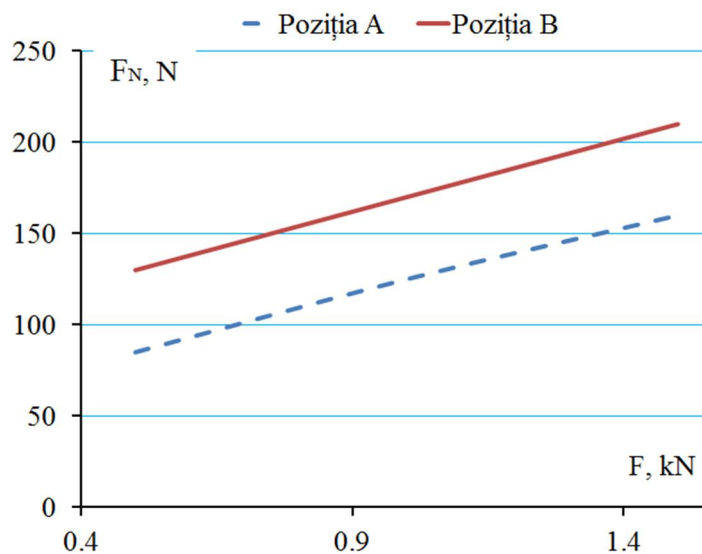


Fig. IV.37. For a de ap sare a patinei pe lan în func ie de for a de tensionare a lan ului

Frecarea dintre lan i patin (v. Fig.IV.38, c) se ob ine prin diferen între frecarea din lan , lag re i patin (v. Fig.IV.38, a) i frecarea din lan i lag re (v. Fig.IV.38, b).

Se poate observa c frecarea dintre lan i patin , pentru for de tensionare constant , este aproape independent de tura ie i reprezint o cantitate relativ mic în compara ie cu frecarea global din transmisie, care include i frec rile din lan i lag re.

Pentru temperatura de 40 °C a uleiului de ungere a lan ului i patinei, contribu ia minim a frec rii dintre lan i patin în frecarea global (lan + lag re + patin) este de aproximativ 6,5%, corespunz tor tura iei maxime la care au fost f cute testele ($n = 5000$ rot/min) i for ei de tensionare minime ($F = 0,5$ kN).

Pentru temperatura de 40 °C a uleiului de ungere a lan ului i patinei, contribu ia maxim a frec rii dintre lan i patin în frecarea global (lan + lag re + patin) este de aproximativ 15%, corespunz tor tura iei minime la care au fost f cute testele ($n = 1000$ rot/min) i for ei de tensionare maxime ($F = 1,5$ kN).

Figura IV.39 prezint pa ii de determinare a frec rii ce revine contactului lan ó patin , ca moment de frecare, pentru temperatura uleiului de ungere a lan ului i patinei **de 90 °C**, pentru aceea i pozi ie A a patinei. La fel ca în cazul temperaturii de 40 °C, momentele de frecare, prezentate în Fig. IV.39 sunt calculate ca procent din momentul de frecare din lan i lag re (v. rel. (IV.10)), pentru o tura ie $n = 1000$ rot/min i for de tensionare $F = 0,5$ kN (v. Fig. IV.39, b).

Pentru temperatura de 90 °C a uleiului de ungere a lan ului i patinei, contribu ia minim a frec rii dintre lan i patin în frecarea global (lan + lag re + patin) este de aproximativ 5,5%, corespunz tor tura iei maxime la care au fost f cute testele ($n = 5000$ rot/min) i for ei de tensionare minime ($F = 0,5$ kN).

Pentru temperatura de 90 °C a uleiului de ungere a lan ului i patinei, contribu ia maxim a frec rii dintre lan i patin în frecarea global (lan + lag re + patin) este de aproximativ 13,5%, corespunz tor tura iei minime la care au fost f cute testele ($n = 1000$ rot/min) i for ei de tensionare maxime ($F = 1,5$ kN).

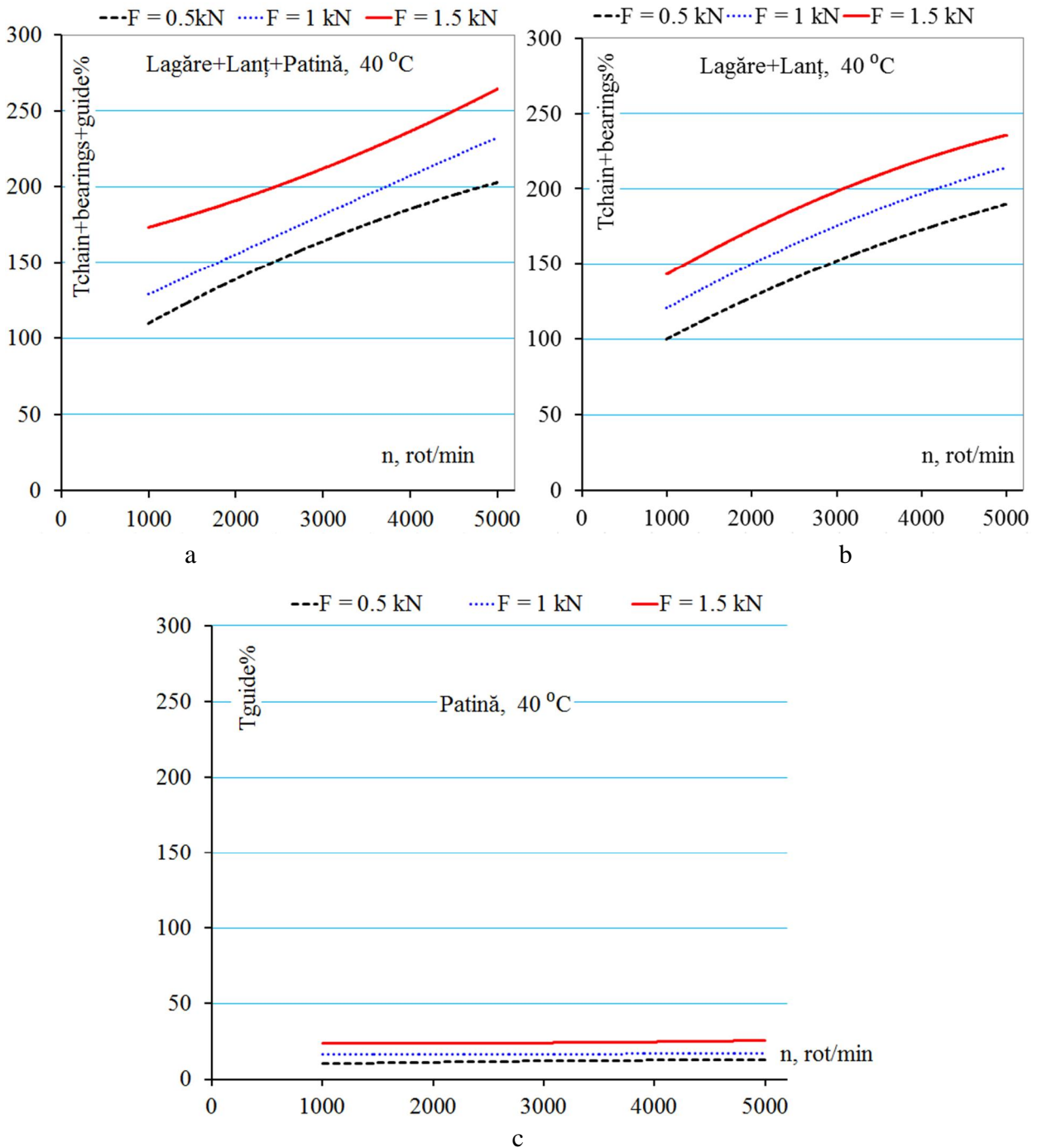


Fig. IV.38. Pa ii pentru determinarea frec rii lan ó patin , $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, prin diferen :
 a ó Moment de frecare lag re, lan , patin ; b ó Moment de frecare lag re, lan ; c ó Moment de
 frecare patin (c = a ó b)

În urm toarele analize, doar frec rile din lan (articula iile lan ului i lan ó ro i de lan) i din lan ó patin sunt comparate. Frecarea din lag re nu va fi considerat pentru analize comparative deoarece transmisiile prin lan pot lucra cu diferite tipuri de lag re i analizele trebuie f cute pentru fiecare aplica ie concret .

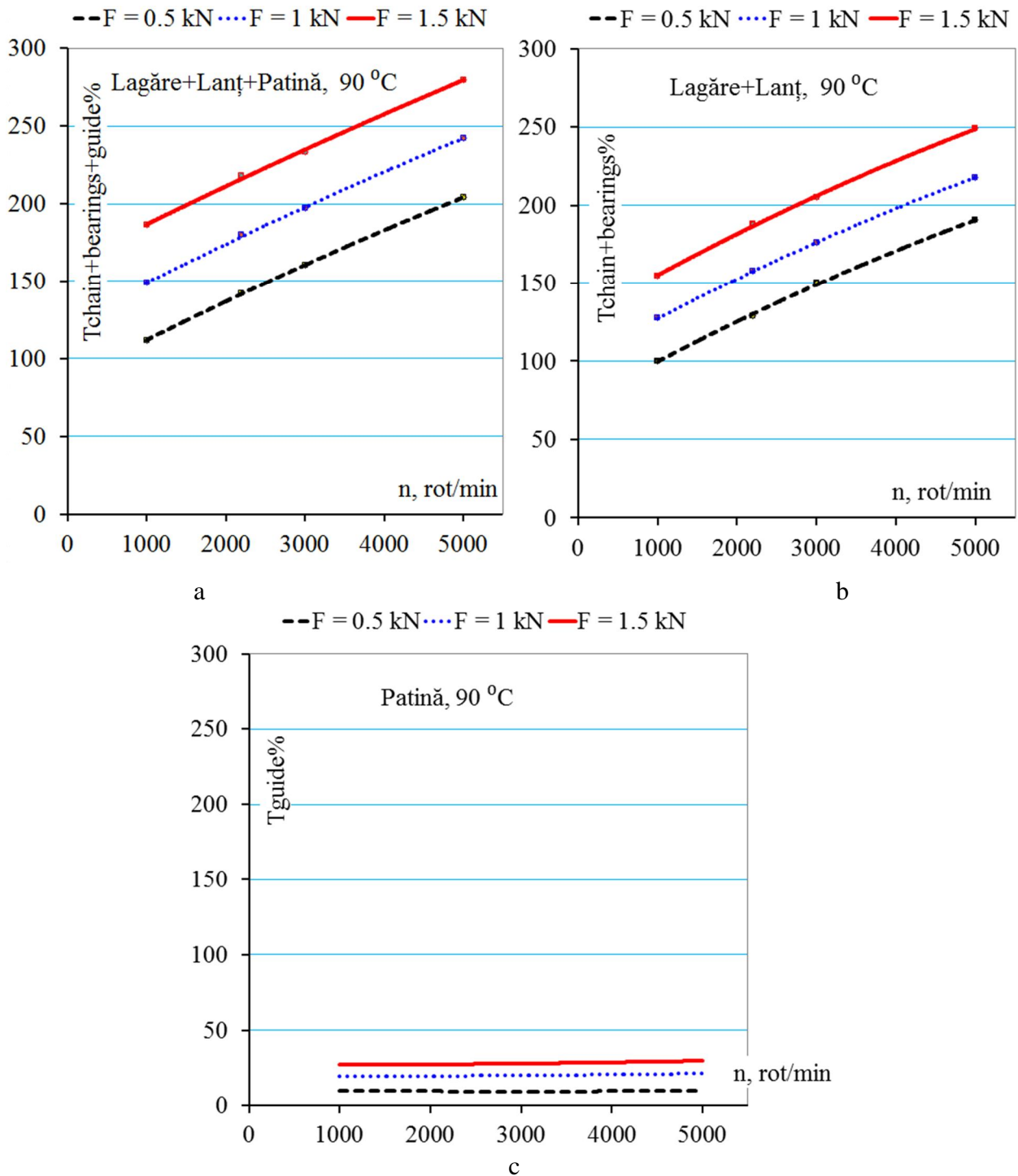


Fig. IV.39. Pa ii pentru determinarea frec rii lan ó patin , $t = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, prin diferen :
a ó Moment de frecare lag re, lan , patin ; b ó Moment de frecare lag re, lan ; c ó Moment de frecare patin (c = a ó b)

Figura IV.40 prezint frecarea lan ó patin , determinat ca procent din valoarea minim a momentului de frecare lan ó patin , ob inut pentru $n = 1000\text{ rot/min}$ i $F = 0,5\text{ kN}$. Valorile frec rii lan ó patin sunt prezentate în func ie de tura ie, pentru cele trei niveluri de tensionare i dou trepte de temperatur . Rezultatele se refer la pozi ia A a patinei.

Ambele diagrame arată o uoar cre tere a frec rii lan ó patin cu cre terea tura iei. Acest rezultat poate fi explicat prin u oara cre tere cu tura ia a tension rii lan ului sub efectul for elor centrifuge. La cre terea tura iei de la 1000 la 5000 rot/min, cre terile de frecare lan ó patin sunt de maxim 25 % (pentru temperatura sc zut $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ i tensionare redus $F = 0,5\text{ kN}$).

Frecarea lan ó patin cre te aproape propor ional cu for a de tensionare. Cre terea se manifest mai rapid la temperaturi mari ale uleiului de ungere. Pentru temperatura mic a uleiului de ungere ($t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$), cu cre terea de 3 ori a for ei de tensionare, frecarea lan ó patin ajunge la 220 ó 230% din valoarea ini ial . Pentru temperatura ridicat a uleiului de ungere ($t = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$), cu cre terea de 3 ori a for ei de tensionare, frecarea lan ó patin ajunge la 350 ó 380%.

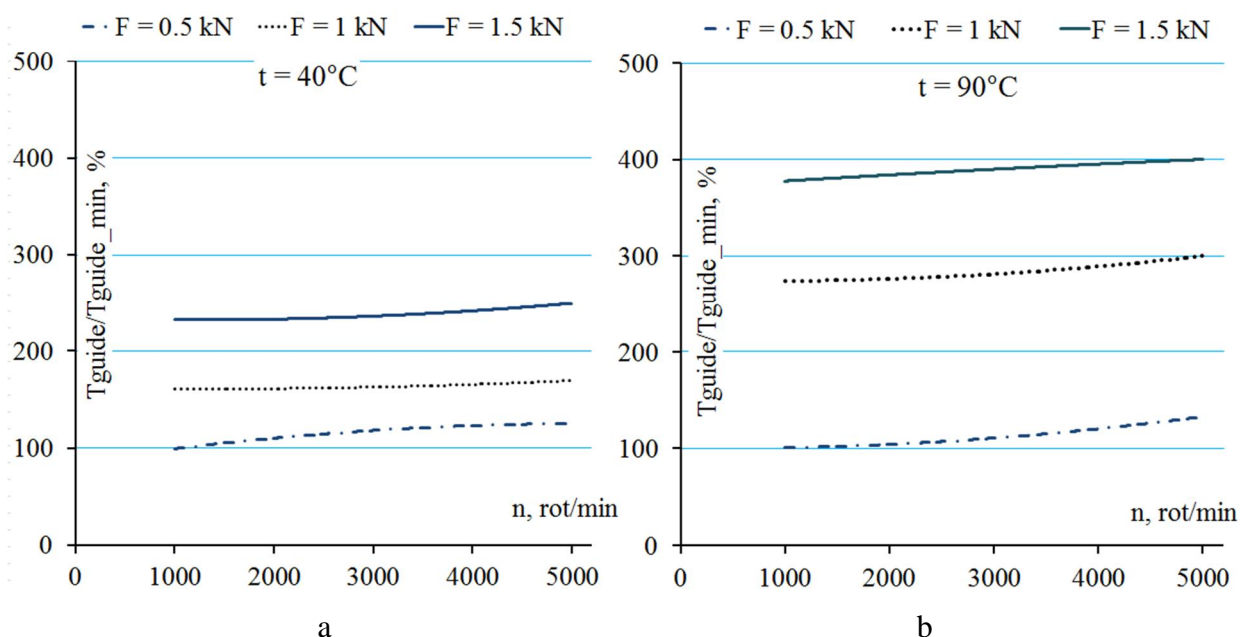


Fig. IV.40. Frecarea lan ó patina, pozi ia A, în func ie de tura ie, pentru cele trei niveluri de tensionare i dou trepte de temperatur : a ó $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, b ó $t = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Figura IV.41 prezint frecarea lan ó patin în func ie de tura ie, pentru cele dou pozi ii ale patinei, pentru cele trei niveluri de tensionare, frecare determinat ca procent din valoarea minim a momentului de frecare lan ó patin , ob inut pentru $n = 1000\text{ rot/min}$ i $F = 0,5\text{ kN}$. Valorile frec rii lan ó patin se refer la temperatura uleiului de ungere $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Diagrama arat aceea i u oar influen a tura iei, cu efecte diferite: pentru pozi ia B (ap sare mai mare) se observ o u oar sc dere a frec rii cu cre terea tura iei, la tura ii mici, i apoi o u oar cre tere a frec rii cu tura ia, la tura ii mari. Cre terea frec rii cu tura ia la tura ii mari se observ i pentru pozi ia A a patinei, explica ia fiind cre terea cu tura ia a tension rii lan ului i ap s rii patinei, sub efectul for elor centrifuge.

Pentru tensionare constant a lan ului, pozi ia B a patinei determin frecare mai mare lan ó patin decât pozi ia A. Cu modificarea pozi iei patinei de la A la B, for a de ap sare F_N (v. Fig. IV.37) cre te cu aproximativ 50 N, pentru orice valoare a for ei de tensionare F . Aceast cre tere determin cre teri mai importante ale frec rii la for e de tensionare mari i la tura ii mici.

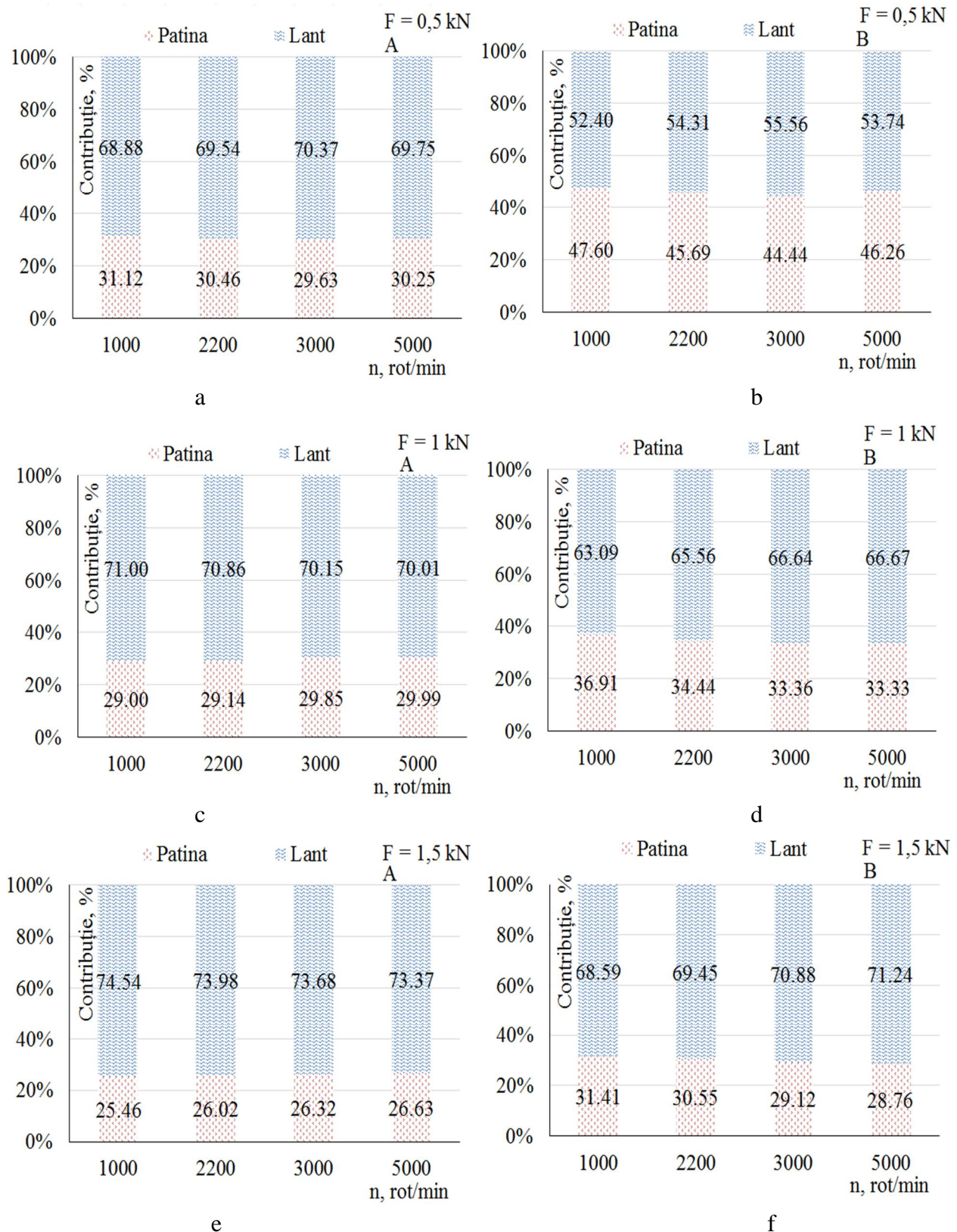


Fig. IV.42. Contribuțiile frecării din patină și lan la frecarea globală din transmisia prin lan, în funcție de turație, pentru cele trei niveluri de tensionare și pentru cele două poziții ale patinei, pentru temperatura uleiului de ungere $t = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Aceia i tendin de sc dere a contribu ia frec rii din patin la frecarea global cu cre terea tension rii se vede i din diagramele din Fig. IV.43, trasate pentru temperatura uleiului de ungere $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, pentru pozi ia A a patinei.

În cazul pozi iei A a patinei, la temperatura $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o cre tere a tension rii de la 1 kN la 1,5 kN determin o descre tere a contribu iei frec rii din patin la frecarea global de la 30 ó 32% la 27 ó 28.5%.

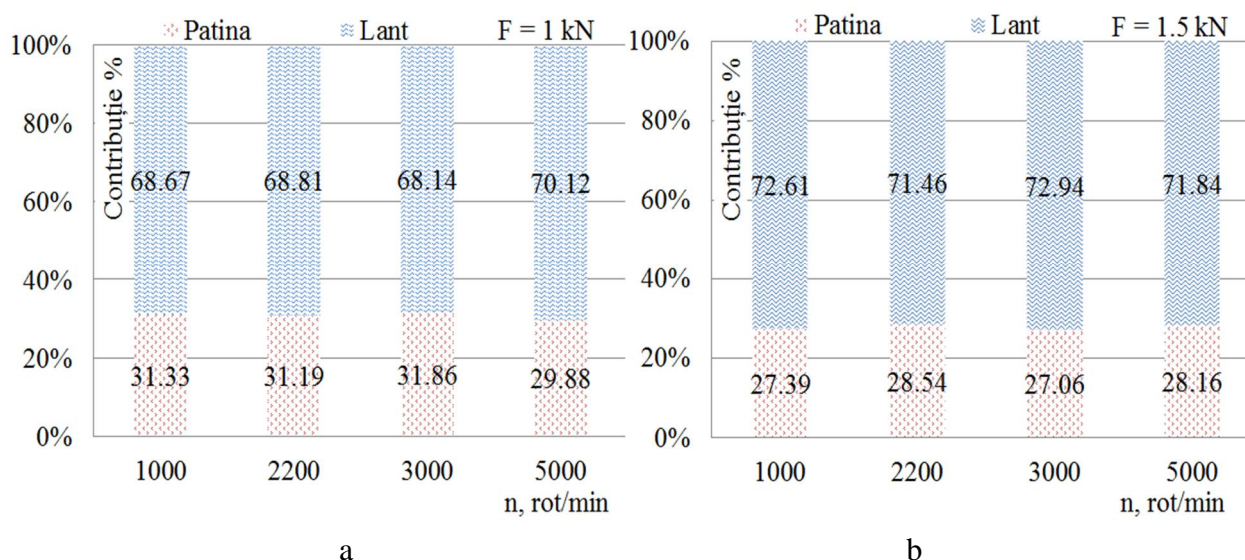


Fig. IV.43. Contribu iile frec rii din patin i lan la frecarea global din transmisia prin lan , în func ie de tura ie, pentru dou niveluri de tensionare, pozi ia A a patinei, pentru temperatura uleiului de ungere $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Diagramele din Fig. IV.44, prezint contribu iile frec rii din patin i lan la frecarea global din transmisia prin lan , în func ie de tura ie, pentru pozi ia A a patinei i for de tensionare $F = 1\text{ kN}$, pentru cele dou trepte de temperatur .

Aa cum se vede din compara ia diagramelor din fig. IV.44, cre terea de temperatur are efectul unei u oare sc deri a contribu iei frec rii din patin , manifestat numai la tura ii reduse. La tura ia de 5000 rot/min, cre terea de temperatur nu produce niciun efect asupra contribu iilor celor dou frec ri.

Toate diagramele prezentate în Fig. IV.42 ... IV.44 arat c influen a tura iei asupra contribu iei frec rii din patin la frecarea global din lan poate fi considerat neglijabil . Tendin ele nesemnificative de varia ie cu tura ia nu pot fi cuantificate foarte precis.

Ca o concluzie general , toate rezultatele prezentate în acest capitol arat c frecarea lan ó patin reprezint doar aproximativ o treime din frecarea atribuit transmisiei prin lan cu patin (f r considerarea frec rii din lag re). Cu toate acestea, reducerea frec rii lan ó patin este o direc ie de cercetat în continuare. Influen ele tura iei, tension rii, temperaturii uleiului i pozi iei patinei, prezentate în acest capitol, ofer o bun imagine pentru stabilirea m surilor pentru reducerea pierderilor prin frecare.

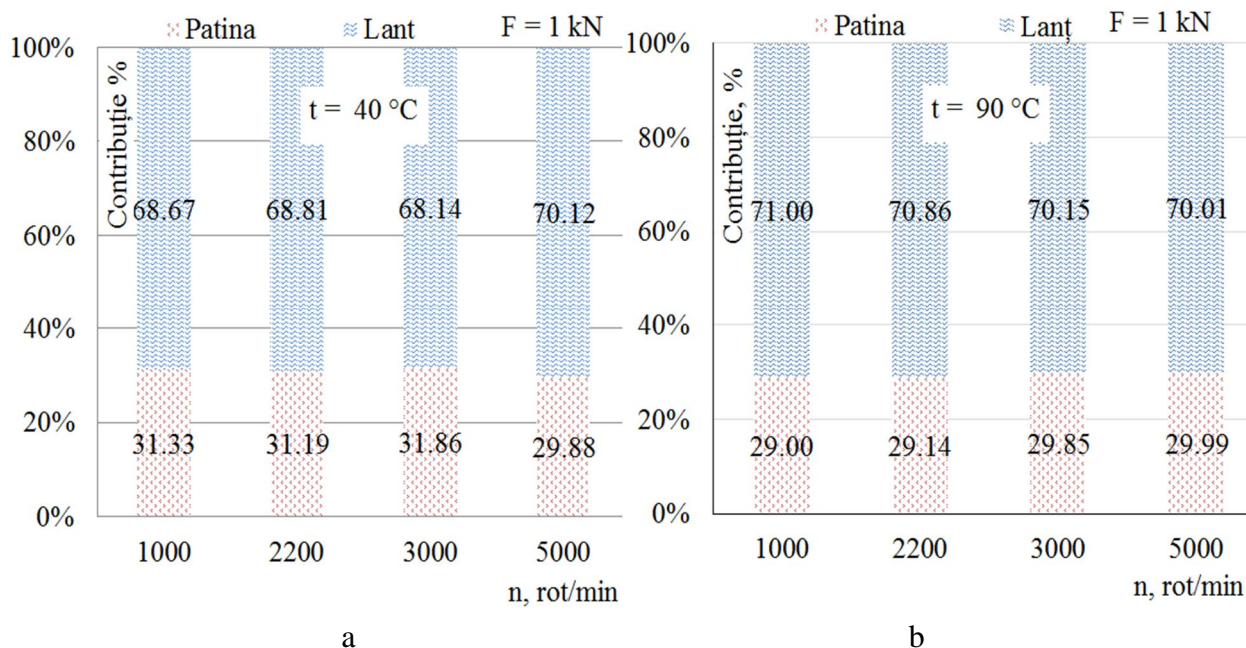


Fig. IV.44. Contribuțiile frecării din patină și lan la frecarea globală din transmisia prin lan, în funcție de turație, pentru două trepte de temperatură, poziția A a patinei, forță de tensionare $F = 1 \text{ kN}$

Determinările experimentale prezentate anterior nu rezolvă următoarele aspecte legate de frecarea dintre lan și patină:

- Caracterizarea din punct de vedere al coeficienților de frecare patină-ó lan;
- Aprecierea valorii și distribuției forțelor de frecare de-a lungul contactului patină-ó lan;
- Studiul regimului de ungere și frecare ce caracterizează cupla de frecare patină-ó lan.

Pentru a obține date experimentale suplimentare privitoare la frecarea dintre patină și lan a fost implementat pe stand dispozitivul cu patină circulară de translație, prezentat în Fig. IV.16. și Fig. IV.17.

În Fig. IV.44 sunt prezentate elementele geometrice principale și sarcinile care caracterizează dispozitivul montat pe stand.

Forțele măsurate prin senzorii de forță sunt: N ó forța de apăsare a patinei pe direcția perpendiculară pe linia centrelor transmisiei prin lan; F_f ó forța ce indică frecarea dintre lan și patină.

Determinările experimentale au fost desfășurate pe transmisia etalon prin lan, cu raport de transmisie $i = 1$ ($z = 23$), pentru două tipuri de lan:

- Lan din at I6, simplu, cu pas de 6,35 mm;
- Lan din at I8, simplu, cu pas de 8 mm.

Cele două tipuri de lan au avantajul unui contact similar cu patina de întindere având eclise de aceeași grosime. Pentru aceeași lungime de contact cu patina circulară, lanul I6 are un număr de zăle în contact cu patina cu 20,5% mai mare decât lanul I8. La aceeași tensionare a lanurilor, presiunile de contact dintre eclise și patină ar trebui să fie mai reduse cu aceeași cantitate în cazul lanului I6 față de lanul I8.

Materialul patinei este PA66 sub formă de benzi cu grosimea de 2 mm, care sunt asamblate pe suportul circular al patinei rezultând o patină circulară cu raza $R = 122$ mm.

Testele au fost efectuate pentru:

- Sgeată de montaj a patinei $f = 25$ mm;
- Poziționare a patinei la jumătatea distanței dintre axe a transmisiei prin lan;
- Turații $n = 500, 1000, 1800, 3000$ și 5000 rot/min;
- Temperatura uleiului $t = 100$ °C;
- Forțe de tensionare controlate automat $F = 0,35; 0,5; 0,7$ și 1 kN; Corespunzător, rezultă forțe de apăsare a patinei $N = 85; 110; 145; 185$ N.

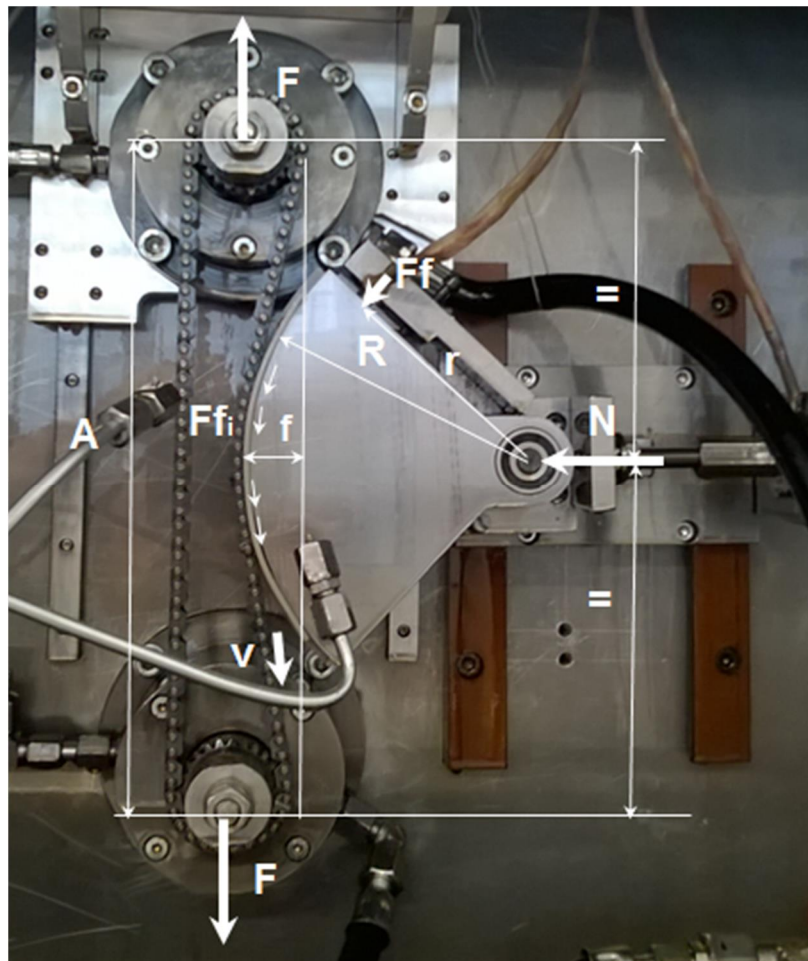


Fig. IV.45. Elementele geometrice principale și sarcinile care caracterizează dispozitivul cu patină circulară de transmisie implementat pe stand

Din fiecare tip de lan au fost măsurate 3 lanuri, fiecare cu bandă nouă din PA66. Pentru fiecare dintre cele 3 lanuri au fost repetate măsurătorile de 3 ori.

Seturile de date $\{F_f, N, n, F, t\}$ au fost determinate experimental, pentru condiții de regim uniform de funcționare, ceea ce înseamnă menținere la turație, tensionare și temperaturi în circuitele de ungere, până la stabilizarea parametrilor.

Prelucrarea datelor experimentale presupune:

1. Suma forțelor de frecare elementară F_{fi} , care acționează tangential la suprafața circulară a patinei, rezultă din echilibrul patinei față de centrul articulației de rotație

$$\sum F_{fi} = Ff \frac{r}{R}, \quad (\text{IV.11})$$

2. Dacă fiecare contact eclisă și patin este caracterizat prin același coeficient de frecare

$$\mu_i = \frac{F_{fi}}{N_i} = \text{const.}, \quad (\text{IV.12})$$

și deoarece $\sum N_i > N$ (N este suma componentelor forțelor normale la patina N_i pe direcția perpendiculară pe linia centrelor transmisiei prin lan) rezultă că parametrul coeficient de frecare aproximativ

$$\text{CoF} = \frac{\sum F_{fi}}{N} > \mu = \mu_i = \frac{\sum F_{fi}}{\sum N_i} \quad (\text{IV.13})$$

aproximează prin adăos coeficientul de frecare dintre eclise și patin;

3. Rezultatele sunt exprimate în funcție de viteza lanului, în m/s

$$v = \frac{\pi D_d n}{30} \quad (\text{IV.14})$$

în care D_d este diametrul de divizare al celor două roți de lan.

Diagrama din Fig. IV.46 prezintă, pentru lanul I6, tendința de variație a coeficientului de frecare aproximativ (CoF), în funcție de viteza și forța de tensionare. Coeficientului de frecare aproximativ este prezentat ca valori procentuale relativ la valoarea minimă obținută pentru $F = 0,9$ kN și turație $n = 5000$ rot/min

$$\text{CoF}\% = \frac{\text{CoF}}{\text{CoF}_{F=0,9\text{kN}, n=5000\text{rot/min}}} \cdot 100. \quad (\text{IV.15})$$

Diagrama din Fig. IV.47 prezintă, pentru lanurile I6 și I8, tendința de variație a coeficientului de frecare aproximativ (CoF), în funcție de viteza, pentru două valori ale forței de tensionare. Coeficientul de frecare aproximativ este prezentat ca valori procentuale relativ la valoarea minimă obținută pentru lanul I6, $F = 0,9$ kN și turație $n = 5000$ rot/min

Din analiza diagramelor din Figurile IV.46 și IV.47, pot fi formulate următoarele concluzii:

- Influența forței de tensionare (presiunii de contact): coeficienții de frecare scad cu creșterea forței de tensionare; Acest fapt este demonstrat prin determinări experimentale pe

acela i cuplul de materiale, în condi ii de frecare limit , pe ma ini universale de testare a cuplelor de frecare de transla ie de tip pin on disk [51].

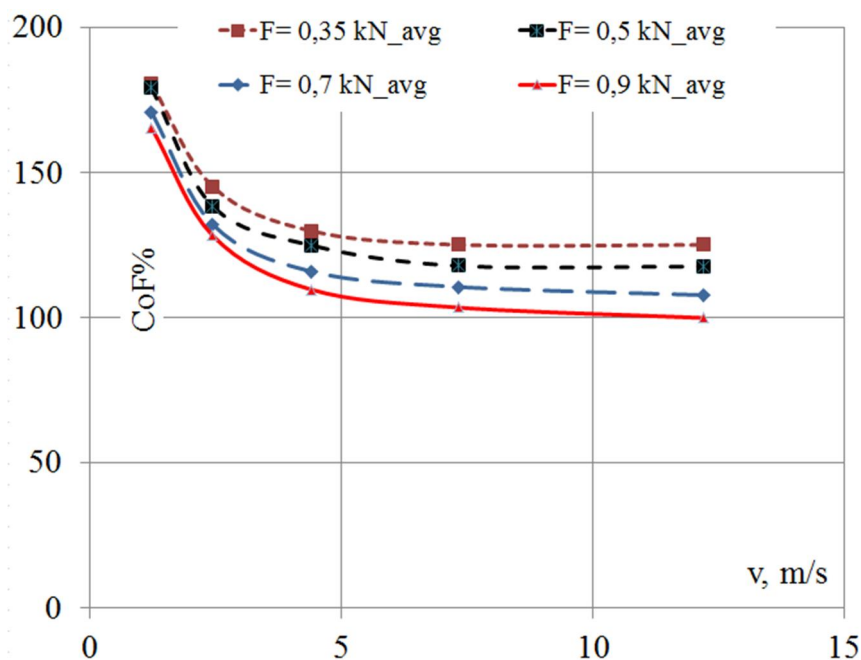


Fig. IV.46. Coeficient de frecare aproximativ, valori procentuale, dependent de viteza și forță de tensionare, lan I6

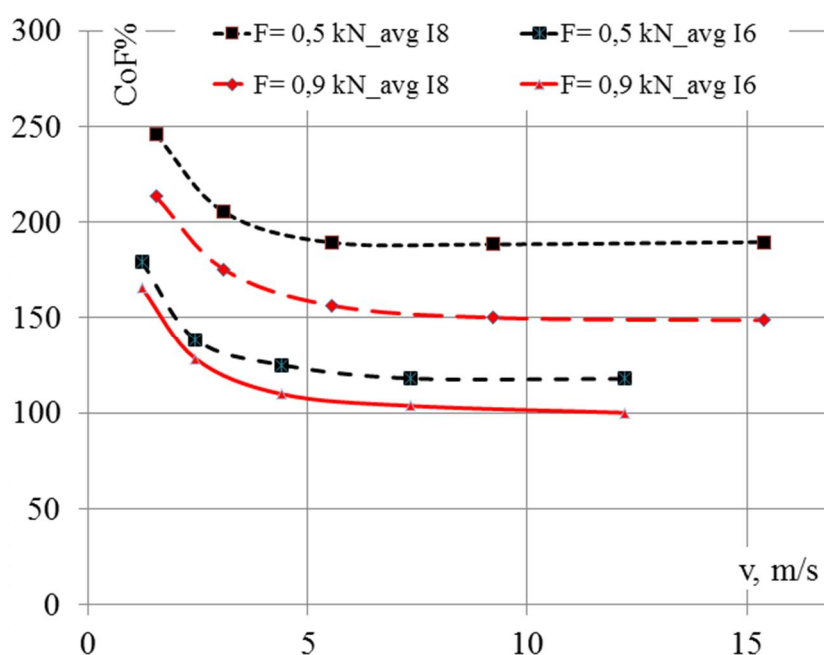


Fig. IV.47. Coeficient de frecare aproximativ, valori procentuale, dependent de viteza, forță de tensionare și tipul lanului

- Influența vitezei: coeficienții de frecare scad cu creșterea vitezei; Acest fapt este, de asemenea, demonstrat prin determinări experimentale pe același cuplul de materiale, în condiții de frecare limită, pe mașini universale de testare a cuplelor de frecare de translație de tip pin on disk

disk [51]; Tendința de variație a coeficientului de frecare cu viteza are însuși caracteristici asemănătoare cu cea a curbei Stribeck [99, 157], această asemănare justificând aprecierea că o parte dintre contactele eclise ó patin ajung în regim de ungere mixt sau fluid (HDL); numărul de contacte eclise ó patin care ajung în regim de ungere mixt sau fluid crește cu creșterea vitezei;

- Influența tipului de lan : coeficienții de frecare scad de la lanul I8 la lanul I6, odată cu creșterea numărului de eclise în contact cu patina și cu scăderea presiunii de contact; Acest fapt se opune tendinței stabilite experimental pentru frecare limită, ceea ce indică drept singură explicație prezența regimului de ungere fluid (HDL), predominant la lanul I6 față de lanul I8.

Cercetările au fost deja demarate spre următoarele direcții:

- Punerea în evidență, mai clar, a prezenței regimului de frecare fluid, în anumite contacte,
- Studiul comportamentului altor tipuri de lanuri,
- Analiza unor noi geometrii de patin, de eclise și a unor noi materiale.

IV.2. Evaluarea teoretică a pierderilor prin frecare din transmisiile prin lanț

Pierderile prin frecare din transmisiile prin lanț apar în toate contactele mobile ale acestuia. O scurtă trecere în revistă a acestora arată o serie de aspecte care trebuie studiate.

Articulația de rotație dintre zale este realizată între bol și buc (la lanurile cu buche, v. Fig. IV.2) și între bol și eclisele exterioare (la lanurile din ate, v. Fig. IV.3). Aceste articulații sunt încărcate cu o forță F_i , iar mișcarea relativă din articulație are loc de-a lungul unui pas unghiular α_i la fiecare intrare și la fiecare ieșire de pe o roată de lan. Pentru o transmisie cu raport de transmitere $i = 1$, momentul de frecare, datorat frecării din articulația de rotație, redus la arborele de intrare în transmisie, așa cum este demonstrat în [105], este

$$T_{f_{bolt}} = \mu_b \frac{F_1 + F_2}{2} d_b \quad (IV.16)$$

în care: μ_b este coeficientul de frecare din articulație, $F_{1,2}$ sunt forțele din cele două ramuri ale lanului și d_b este diametrul bolului. Dacă F este forța de tensionare a lanului, aplicată la nivelul arborilor iar F_c este forța care tensionează suplimentar lanul, datorită centrifugării lanului pe roțile de lan, rel. (IV.16) devine

$$T_{f_{bolt}} = \mu_b \frac{F + 2F_c}{2} d_b. \quad (IV.17)$$

Se observă că momentul de frecare datorat pierderilor prin frecare din articulațiile de rotație ale lanului nu depinde de numerele de dinți ale roților din ate (pasul unghiular) sau pasul lanului. Pentru lanuri cu buche (B7, B8, B9) a fost stabilit experimental relația de proporționalitate dintre momentul de frecare și forța de tensionare, respectiv, diametrul bolurilor. A fost dovedit prin determinări experimentale în [105], că jocurile din articulație, care determină

distribuia și valoarea presiunilor de contact din articulație și, de asemenea, temperatura influențează valoarea coeficientului de frecare.

Frecarea din articulațiile de rotație este, aparent, principala sursă de pierderi prin frecare în transmisiile prin lan. Determinările experimentale prezentate anterior arată însă că există diferențe importante de pierderi prin frecare între lanurile I6 și I8, lanuri cu același diametru al bolului, întrucât acestea au forțe de tensionare diferite.

Articulația dintre lanț și dinții roților de lanț este realizată între buche și dinții roților de lanț (la lanurile cu buche, v. Fig. IV.2) și între eclisele din ate (interioare și exterioare) și dinții roților de lanț (la lanurile din ate, v. Fig. IV.3).

Analiza geometriei contactului cu dinții roților de lanț pentru lanurile cu buche și pentru lanurile din ate arată următoarele:

În cazul lanurilor cu buche, profilul dinților roților de lanț, conform ISO 606:2004 [169] (Fig. IV.48), este divizat în trei zone de contact sub formă de arcuri de cerc.

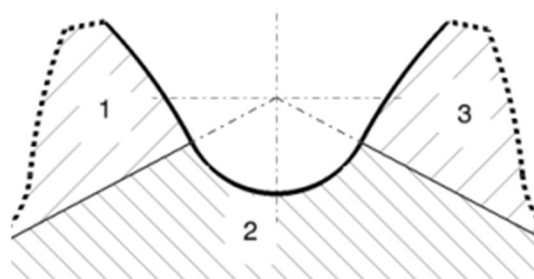


Fig. IV.48. Profilul danturii roților de lanț ISO 606:2004

Deoarece diametrul exterior al buchei nu poate fi practic egal cu diametrul bazei locului dintre dinți și pentru a evita poziții relative improprii în cazul în care bucha este mai mare decât locul, diametrul exterior al buchei este prevăzut să fie mai mic cu câteva sutimi de mm decât diametrul bazei locului dintre dinți. Standardele prevăd un diametru maxim al buchei.

Dacă, teoretic, pasul lanului ar fi egal cu pasul de pe roata de lanț, buchele ar tinde să se alăture exact pe baza locului dintre dinți. În această situație contactul buchei cu roata de lanț poate transmite sarcina numai prin frecare. Standardele prevăd ca pasul lanului să fie tolerat astfel încât întotdeauna pasul lanului să fie mai mare decât pasul pe roata de lanț. Conform standardului ISO 606:2004 al transmisiei prin lanuri cu buche se poate admite o deviație a pasului lanului cu 0,2% din valoarea nominală a acestuia.

În cazul lanurilor din ate, geometria ecliselor și a roților de lanț este astfel proiectată încât, la înfăurirea pe roțile de lanț, atât eclisele din ate interioare cât și cele exterioare să aibă contact simultan, fiecare cu flancul de la exterior cu ambele flancuri ale dinților roților de lanț. Pentru lanuri din ate nu există standardizare, dar, în acest caz, producătorii nu prevăd valori diferite ale pașilor de pe lan față de pașii de pe roțile de lanț. Teoretic, eclisele din ate ar trebui să intre perfect în locurile dintre dinți. În această situație teoretică, sarcina s-ar transfera între perechile eclisă-dinte fără mișcare relativă și deci fără frecare. În realitate însă, abaterile dimensionale creează mișcare relativă și frecare.

Alte aspecte care trebuie luate în considerare sunt:

- Uzura articulației de roata induce o creștere a pasului lanurilor pe zălele care conțin bolurile;
- Pasul real al lanului crește proporțional cu sarcina de tracțiune din lan, datorită deformărilor elastice.

În [86, 87] sunt propuse două moduri de modelare a contactului dintre buca și roata de lan. Cele două modele, destul de laborioase, fac referire la un profil de dinte real și unul circular concretizat printr-un studiu de caz pentru o transmisie prin lan folosită la un motor diesel.

O analiză grafică a poziției punctului de contact este prezentată în [108] în care sunt considerate două profile de roata dintată, unul corespunzător standardului American iar celălalt standardului European, ale căror geometrii au fost comparate.

Luarea în considerare a abaterilor geometrice ale roții de lan și lanului coroborat cu efectul alungirii lanului este un punct de plecare pentru stabilirea contactului real dintre buca și roata de lan, ceea ce trebuie să conducă la stabilirea sarcinilor implicate în contactul dintre acestea și în final a pierderilor prin frecare aferente.

Analizele au început cu măsurarea profilului unor roți de lan. În Fig. IV.48. este prezentat profilul măsurat al unor dinți aparținând unei roți de lan B7 cu $z = 23$ dinți. Pașii pe roată, pentru cele două loca-uri măsurate, sunt $p_{r1} = 7,0075$ mm și $p_{r2} = 7,0122$ mm. Pentru lanul B7, care a fost testat pentru pierderi prin frecare cu această roată de lan, a fost măsurat pasul mediu, obținându-se valoarea $p_l = 7,019$ mm (pas mediu pe lan). Se observă o diferență $x = p_l - p_r$, cea mai mare diferență fiind de 0,0115 mm ceea ce reprezintă 0,16% din pasul nominal al lanului. Au fost măsurate și celelalte dimensiuni necesare pentru caracterizarea geometrică a contactului lan-roată de lan. Rezultatele măsurătorilor se încadrează în prescripțiile standardizate.

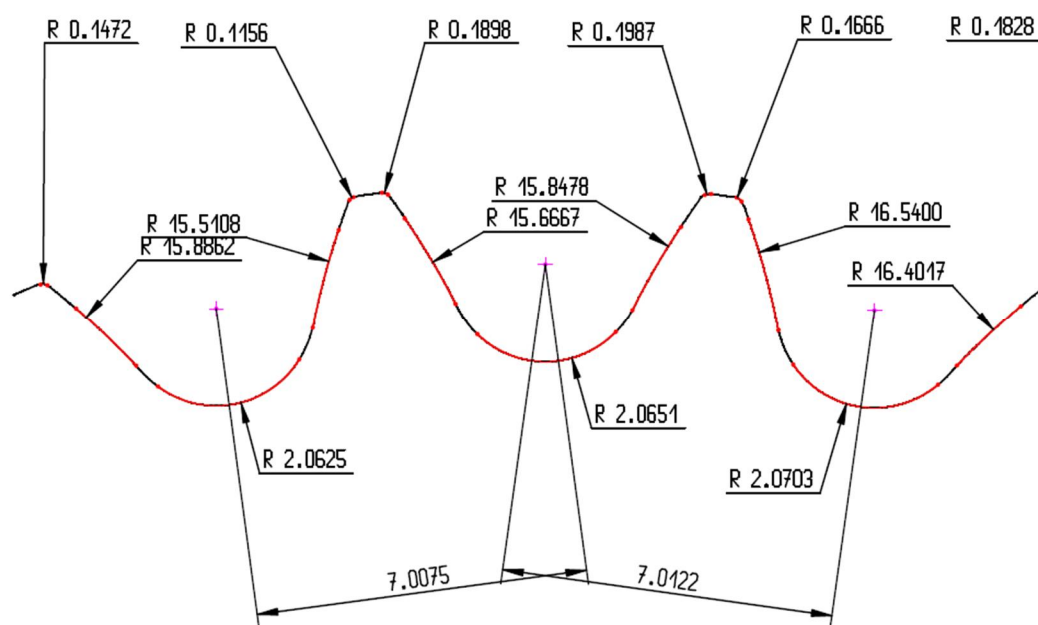


Fig. IV.49. Profil măsurat al dinților unei roți de lan

În Fig. IV.50 este prezentată schema de calcul pentru determinarea punctului de contact buca-roată dinți roții de lan. Principalele notații utilizate sunt: A - centrul arcului de cerc al profilului locului de pe roata de lan; r_A - raza arcului de cerc al profilului locului de pe roata

de lan ; ; R_A ó raza cercului de divizare a ro ii de lan ; B ó centrul buc ei; r_B ó raza buc ei; ó unghiul de contact buc ó roat de lan ; ó unghiul centrelor buc ó roat ó loca roat de lan ; $0, 1, 2 \dots k+1$ ó indicii perechilor buc ó loca roat lan ; pasul nominal al lan ului, m surat pe roata de lan $p = A_0A_1 = A_1A_2 = \dots = A_kA_{k+1}$; x ó diferen a dintre pasul pe lan i pasul pe roata de lan ; pasul real al lan ului, m surat pe lan $p + x = B_0B_1 = B_1B_2 = \dots = B_kB_{k+1}$

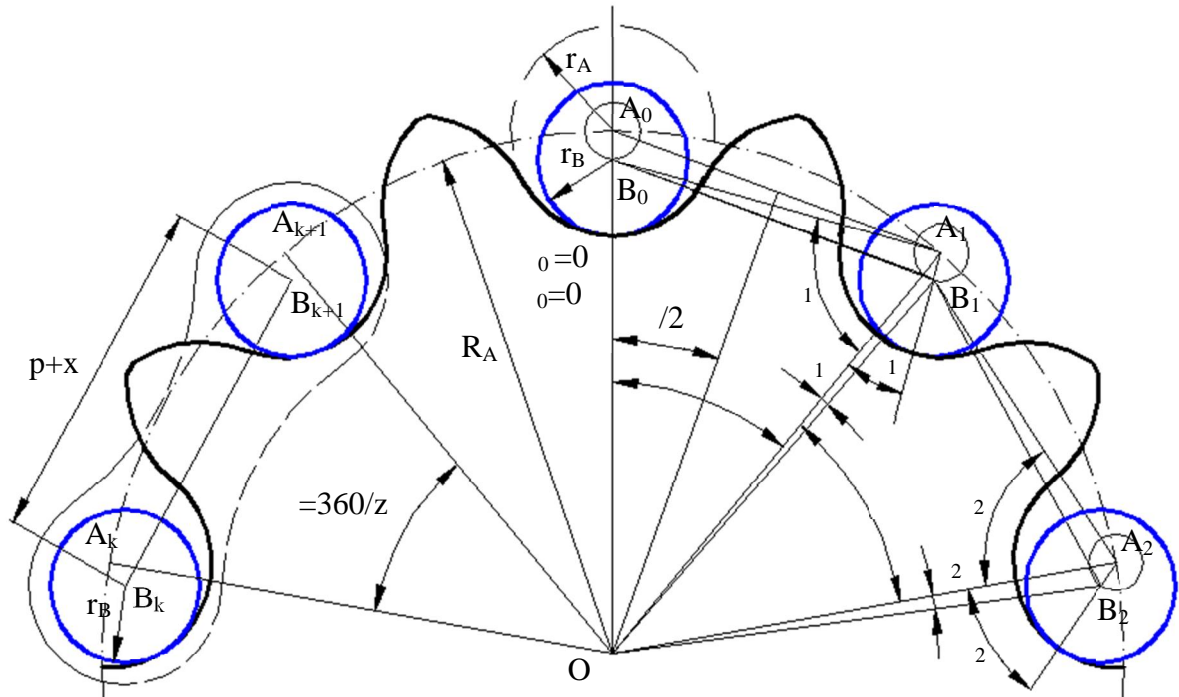


Fig. IV.50. Schema pentru calculul geometric al contactului buc ó roat de lan

În [120] a fost definit algoritmul de calcul al unghiurilor α_i și β_i prin care este caracterizat contactul buc ó loca roat lan pe m sur ce se îndep rteaz de pozi ia 0 în care centrele buc ei, loca ului i ro ii sunt aliniat.

Figura IV. 51 prezint o exemplificare a modului în care dou valori ale diferen ei dintre pasul pe lan i pasul pe roata de lan ($x_1 < x_2$) determin unghiuri diferite de contact buc ó loca roat de lan . Se observ i cum unghiul de contact cre te pe m sur ce se îndep rteaz de pozi ia 0.

Diagrama din Fig. IV.52 prezint modul de varia ie a unghiului de contact buc ó loca roat de lan pentru diferite valori ale diferen ei dintre pasul pe lan i pasul pe roata de lan , x exprimat în procente din valoarea pasului, pentru pozi iile perechilor buc ó loca roat lan , definite prin indexul i. Teoretic, unghiul de contact nu trebuie s dep easc 60° pentru ca buc a s nu treac de la contactul cu arcul de la baza profilului loca ului ro ii de lan la contactul cu zonele 1 sau 3 de la vârful din ilor (v. Fig. IV.48). Se observ c , pentru o diferen dintre pasul pe lan i pasul pe roata de lan , x, de maxim 0,2% (a a cum este prev zut de ISO 606:2004), contactul ar trebui limitat la primele 4 perechi buc ó dinte. Practic, acest lucru este verificat prin observa ii. Diagrama este valabil pentru un lan B7, fiind considerate dimensiunile

nominale prev zute de standard i diametrul maxim al buc ei. În acelea i ipoteze, diagrama corespunz toare lan urilor cu alte valori de pas nu poate diferi esen ial.

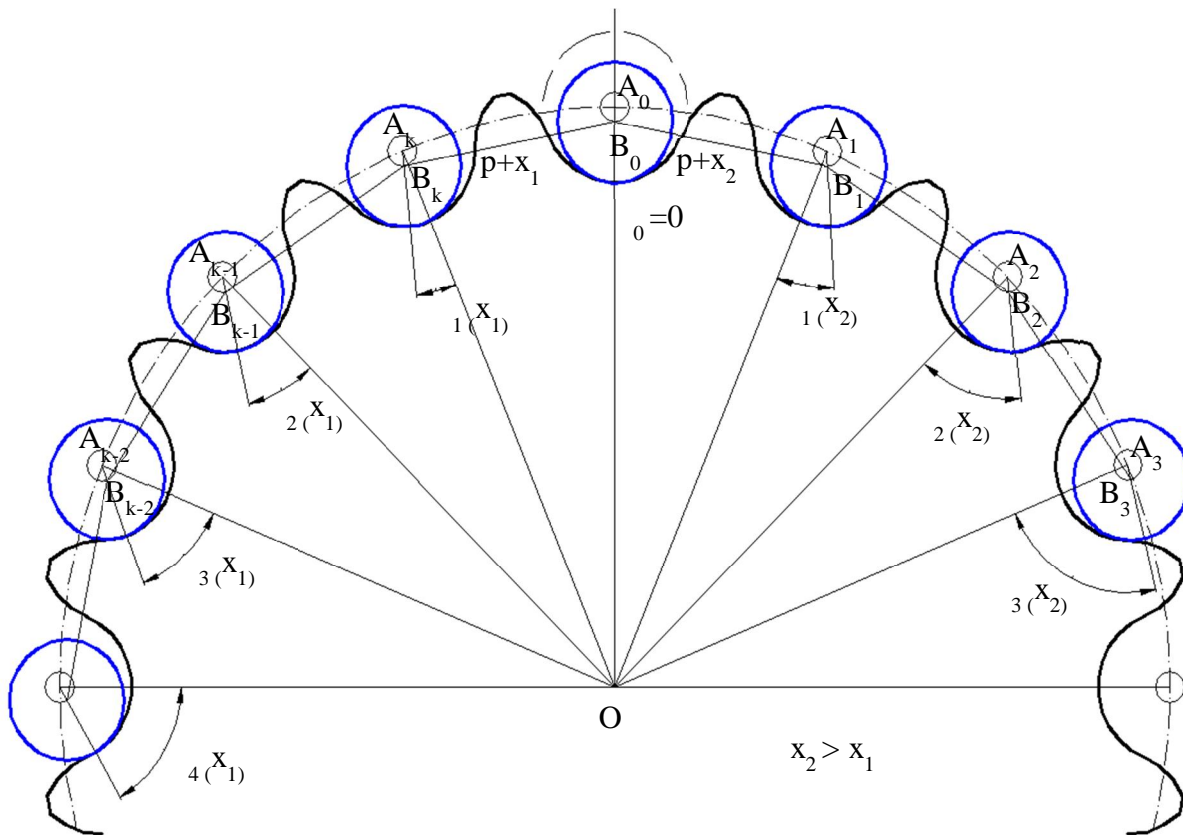


Fig. IV.51. Exemplificare grafic a modului de varia ie a unghiului de contact buc ó loca roat de lan

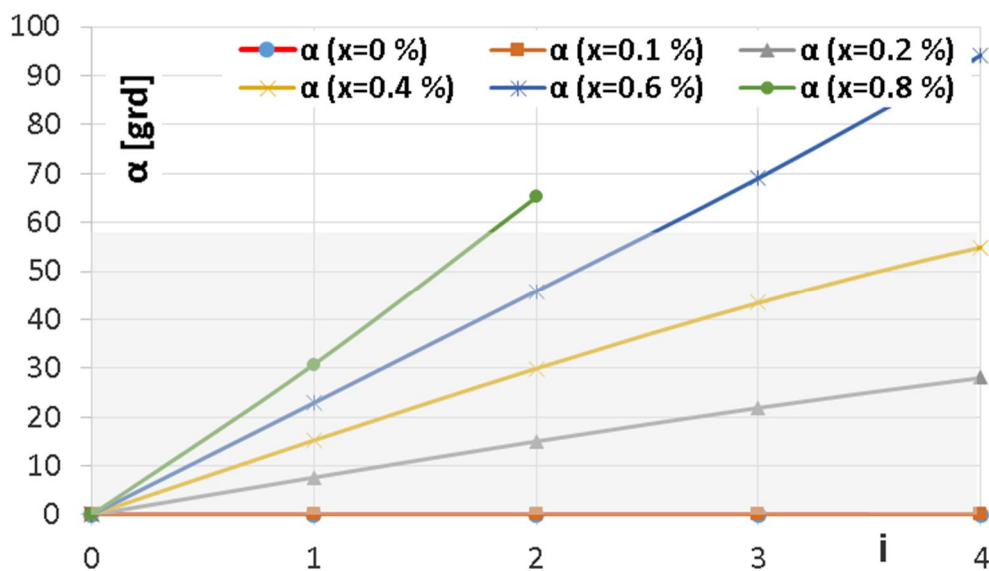


Fig. IV.52. Unghiului de contact buc ó loca roat de lan în func ie de num rul contactului i abaterea de pas în procente

Pentru lan ul B7, cu valorile m surate ale parametrilor geometrici ai ro ii de lan i ai buc ei, Figura IV.53 prezint valoarea determinat prin calcul a unghiului de contact buc ó

loca roat de lan α_1 , al primei perechi buc ó dinte. Pentru o diferen $x = 0,0115$ mm ca cea m surat (v. Fig. IV.49) rezult un unghi de contact α_1 é 24°. Valoarea este mai mare decât cea rezultat din Fig. IV.52, datorit diferen elor mai mari decât cele nominale, prev zute de standarde, dintre diametrul buc ei i diametrul loca ului circular al ro ii de lan .

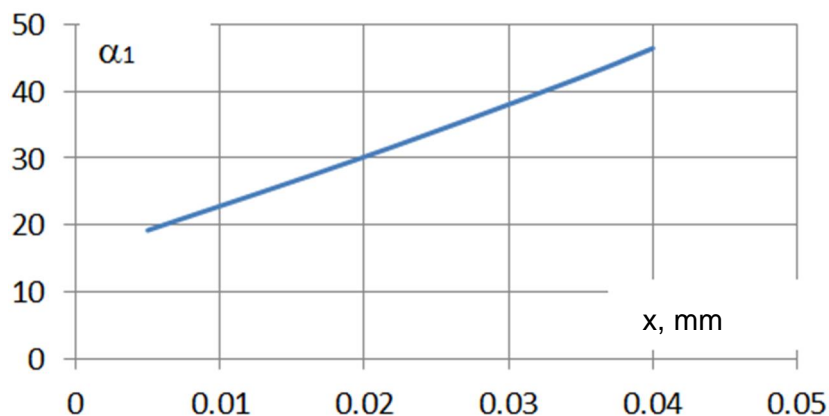


Fig. IV.53. Unghiului de contact al perechii 1 buc ó loca roat de lan , determinat prin calcul pentru elemente geometrice m surate pe un lan B7, în func ie de abaterea de pas

O influen deosebit asupra diferen ei x dintre pasul pe lan i pasul pe roata de lan (abaterea de pas) o are i deformarea elastic a lan ului sub ac iunea tension rii. În Fig. IV.54 sunt prezentate deforma iile elastice medii ale unei zale, ob inute prin determinare experimental , pentru lan urile cu buc e B7 i B8, în func ie de tensionarea lan ului F , a a cum a fost definit pentru transmisia etalon, prezentat anterior.

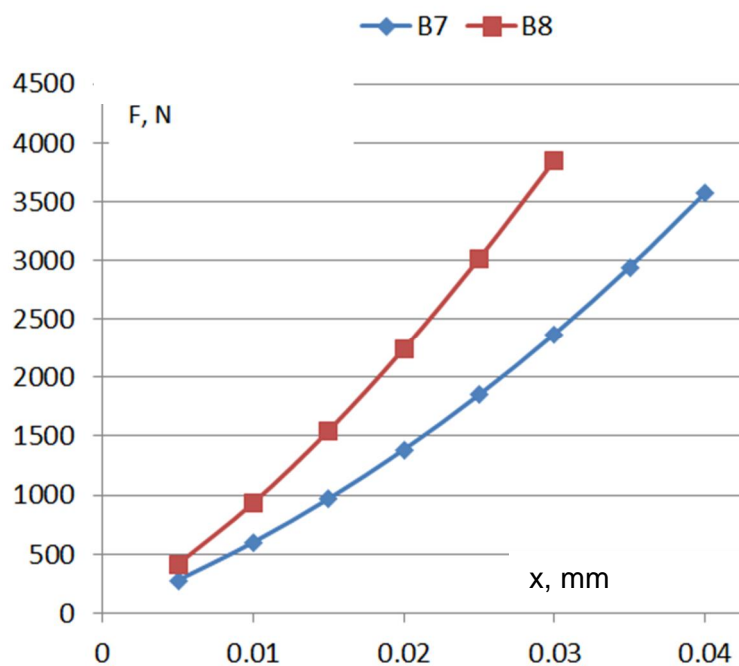


Fig. IV.54. Dependen a dintre deforma ia elastic a zalelor lan urilor B7 i B8 i for a de tensionare

Analiza diagramei din Fig. IV.54 arată că, pentru lanurile mici, cum este lanul B7, o forță de tensionare de 3000 N determină o alungire a unei zale cu 0,035 mm. Această valoare depășește valoarea de 0,2% din pasul lanului (0,014 mm) prevăzută de standard, iar conform modelului teoretic, este foarte posibil ca, prin adugarea acestei alungiri la abaterea inițială de pas să se ajungă la contactul buchei cu zona 1 dinspre vârful dintelui (v. Fig. IV.49), începând de la prima pereche buche-odinte.

Un model teoretic al pierderilor prin frecare din lanurile cu buche este prezentat în [105], cu utilizarea ca dată de intrare a unghiului de contact buche-odintă localizat de lanul 1, al primei perechi buche-odinte, dar fără a face legătura cu diferențele de pas.

Deși ne aflăm doar într-o fază incipientă de dezvoltare a modelelor de frecare în transmisii prin lan, câteva observații și concluzii pot fi formulate:

- Pierderile prin frecare între lan și roțile de lan nu trebuie neglijate prin comparație cu frecarea din articulațiile de rotație bol-odintă;
- Diferențele de pas de pe zalele lanului, respectiv, din roțile de lan sunt determinante pentru pierderile prin frecare între lan și roțile de lan.
- Modelul frecării pentru orice transmisie prin lan trebuie să țină seama de abaterile dimensionale prevăzute, de alungirea datorată deformațiilor elastice și de alungirea datorată uzurii articulației de rotație;
- Modelul frecării din lanuri trebuie să țină seama de coeficienții de frecare din cuplurile de frecare, a căror determinare trebuie făcută cu suficientă precizie.

B2. PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

Mi-am început cariera universitară acum mai bine de 26 de ani, în anul 1990, ocupând prin concurs un post de preparator la Universitatea Transilvania din Brașov, cu ore la disciplina Organe de Mașini. Cu câteva luni în urmă absolvisem, ca șef de promoție, specializarea Autovehicule Rutiere, Facultatea de Mecanică a Universității Transilvania din Brașov.

Am parcurs apoi toate treptele carierei universitare, ocupând, succesiv, prin concurs, funcțiile de asistent universitar (1993), șef de lucrări (1996), conferențiar (2000) și profesor (2003).

În anul 1993 am fost admis la doctorat în domeniul Inginerie Mecanică, sub coordonarea Domnului prof.dr.ing. Aurel Jula și am obținut titlul de Doctor în anul 1999.

Am urmat cursuri postuniversitare de perfecționare în afară (Introduction to MSC/Patran, MSC/Nastran Basic Dynamic Seminar, Informatică Aplicată în Inginerie) dar și în străinătate (specializare în domeniul proiectării la Heriot-Watt University din Edinburgh, U.K., 5 luni în anul 1994, specializare în domeniul ingineriei mecanice University of Ghent, Belgia, 2 luni în anul 1998).

Pe tot parcursul carierei, activitatea didactică și de cercetare a fost strâns legată de domeniul Inginerie Mecanică, continuitatea reprezentând un atu important în dobândirea competențelor.

Sunt membru fondator al Asociației Române de Transmisii Mecanice (ROAMET) și membru al asociațiilor profesionale: Asociația Română de Tribologie (ART), Asociația Română de Teorie a Mecanismelor și Mașinilor (ARoTMM).

Activitatea didactică

Activitatea didactică a fost împărțită între discipline în legătură strânsă cu proiectarea sistemelor mecanice, atât de la programe de licență cât și de la programe de masterat.

În calitate de titular am coordonat următoarele discipline de la programe de licență:

- Organe de mașini la: Autovehicule Rutiere (Română și Englez), Design Industrial (Englez), Inginerie Mecanică (Română și Englez), Ingineria Designului de Produs (Englez), Inginerie Economică în Domeniul Mecanic;
- Proiectare constructivă la: Design Industrial (Română și Englez), Ingineria Designului de Produs (Englez), Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile, Ingineria și Protecția Mediului în Industrie, Ingineria Valorificării Deșeurilor
- Tribologie la Ingineria Designului de Produs (Englez)

O importantă parte a activității didactice o desfășor la programe de masterat, coordonând ca titular următoarele discipline:

- Tribologie la programul Inginerie Virtuală în Proiectarea Autovehiculelor (Englez)
- Calculul și construcția lagrelor la programul Ingineria Proceselor de Fabricație Avansate

- Proiectarea avansată a sistemelor mecanice la programul Design de Produs pentru Dezvoltare Durabil și Protecția Mediului.

În cadrul programului de masterat Inginerie Virtual în Proiectarea Autovehiculelor (Englez), dezvoltat cu implicarea Grupului Schaeffler, Germania, în ultimii 5 ani, m-am ocupat de coordonarea disciplinei Simulare avansată în proiectarea autovehiculelor, disciplină în cadrul căreia în cursuri profesori invitați, printre care prof. Adrian Rienaeker, Universitatea din Kasel, Germania.

Fac parte, ca membru, din comisiile de licență la programele de studii Design Industrial (Român și Englez) și Ingineria Designului de Produs (Englez), coordonate de Departamentul de Design de Produs Mecatronic și Mediu din care fac parte.

Am coordonat, în fiecare an, numeroase proiecte de licență și disertație, în special la programele: Design Industrial (Român și Englez), Ingineria Designului de Produs (Englez), Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile, Design de Produs pentru Dezvoltare Durabil și Protecția Mediului.

Sunt responsabil coordonator al Laboratorului de Organe de mașini, sala GI10, din cadrul Departamentului Design de Produs Mecatronic și Mediu, laborator echipat cu numeroase echipamente, dispozitive și machete pentru uzul studenților, la dezvoltarea și întreținerea cărora mi-am adus contribuția. Dintre acestea amintesc:

- Dispozitiv pentru determinarea coeficientului de frecare din cupla elicoidală și de pe suprafața de așezare a piuli ei;
- Instalație pentru determinarea caracteristicii elastice a arcurilor elicoidale de compresiune de dimensiuni medii;
- Instalație pentru determinarea caracteristicii elastice a arcurilor disc montate în coloană sau în coloană de pachete;
- Instalație pentru determinarea momentului de frecare în rulmenții radiali cu bile, la funcționarea în gol (nesolicitați);
- Machete funcționale pentru studiul reductoarelor de tură cu axe fixe (cilindrice, conico-cilindrice, melcate, motoreductoare);
- Machete funcționale pentru studiul transmisiilor automobilelor (cutii de viteze, cutii de distribuție, transmisii centrale);
- Machete funcționale pentru studiul elementelor de transmisie (reductor cu galea, cuplaj centrifugal, cuplaj dințat).

În urmă cu 5 ani am dezvoltat Laboratorul de Tribologie, din cadrul Institutului ICDT al Universității Transilvania din Brașov, laborator pe care îl coordonez. În afara destinației de cercetare, Laboratorul de Tribologie este utilizat și pentru lucrări de laborator, pregătirea lucrărilor de finalizare a studiilor sau practice pentru studenții de la licență, programele de studii Design Industrial (Român și Englez), Ingineria Designului de Produs (Englez), Autovehicule Rutiere (Englez), Design Industrial (Englez), Inginerie Mecanică (Englez) și master la programele de studii Inginerie Virtual în Proiectarea Autovehiculelor, Ingineria Proceselor de Fabricație Avansate. În cadrul acestui laborator pot fi desfășurate activități pentru:

- Teste automate a microdurității (HRC and HV)
- Teste Pin on Disk pentru frecare uscată, limitată sau mixtă

- Trasarea Curbei Stribeck
- Teste Ball/Pin-on-Flat pin on disk oscilatoriu pentru frecare uscat , limit sau mixt
- Teste Block on Ring pentru frecare uscat , limit sau mixt
- Teste micro-scratch
- Teste de frecare în rulmenți
- Teste de frecare în articulațiile de lan
- Măsurarea evoluției uzurii
- Măsurarea pierderilor prin frecare în transmisii cu axe paralele (lan , curele)
- Măsurarea pierderilor prin frecare în lag re
- Măsurarea pierderilor prin frecare în sistemul de întindere, cu patin , al transmisiilor

prin lan .

Pentru susținerea activității didactice am participat la elaborarea a două suporturi de curs (unul ca singur autor și unul ca prim autor) și în calitate de coautor la elaborarea de monografii, îndrumare de laborator și îndrumare de proiect.

Am participat ca membru în Comitetul de organizare a Seminarului Național de Organe de mașini, Brașov, 1995 și 2005, și am participat aproape anual la întâlnirile cadrelor didactice din țară, implicate în susținerea și dezvoltarea disciplinei de Organe de Mașini.

Activitatea de cercetare

În perioada 1990 ó 2007 am participat, ca membru în colective de cercetare, la un număr de 21 de contracte de cercetare cu Guvernul României, Banca Mondială sau parteneri industriali din țară. Temele de cercetare au fost, în general, orientate spre proiectare, studii teoretice și experimentale, elaborare de metodici și algoritmi, analize și sinteze în domeniul transmisiilor de putere cu: angrenaje cilindrice, conice și hipoidice, mecanisme planetare, cuplaje.

În perioada 2005 - 2012, am fost implicat în 5 proiecte mari de tip Parteneriate, Platforme sau CEEX pentru dezvoltarea și implementarea de sisteme mecanice în domeniul sistemelor de energii regenerabile (sisteme de orientare, sisteme de conversie a energiei solare în energie electrică și termică, sisteme eoliene). Am participat, în grupul de "Sisteme pentru energii regenerabile", la proiectul de dezvoltare a Institutului ICĐT al Universității Transilvania din Brașov.

Interesul grupului Schaeffler în domeniul îmbunătățirii eficienței mecanice a sistemelor pentru autovehicule m-a determinat ca, începând cu anul 2011, să formeze un grup de cercetare cu experiență și abilități în: proiectarea de instalații și dispozitive, testări experimentale, analiza și simularea sistemelor mecanice.

În calitate de director de proiect, am condus cercetarea "Tribologia dinamică a transmisiilor prin lan", finanțată de grupul Schaeffler prin două contracte cu Universitatea Transilvania din Brașov, pe perioadele 2012-2015, 2015-2018. Obiectivul principal al cercetării este evaluarea experimentală și teoretică a frecărilor din transmisiile prin lan, în special a lanurilor utilizate în sistemul de distribuție al motoarelor cu ardere internă. Scopul final este acela de a contribui la dezvoltarea în cadrul grupului Schaeffler de metodici de calcul, proceduri de testare, programe de calcul, care să caracterizeze, cât mai apropiat de realitate, transmisiile

prin lan uri, cu premise de optimizare a construc iilor din punct de vedere al criteriului pierderilor prin frecare.

Doi doctoranzi, îndruma i de prof.dr.ing. Codru a Jaliu, i-au preg tit tezele de doctorat în cadrul acestei cercet ri i le-au sus inut cu succes în anul 2015.

Cei 26 de ani de activit i de cercetare s-au materializat în elaborarea a peste 150 de articole tiin ifice dintre care peste 70 ca prim sau unic autor. Un num r de 58 de articole sunt indexate ISI sau în baze de date interna ionale (Scopus, Ulrichs Web, Scientific Net, IOP Science, Google Scholar). De asemenea, am propus un num r de 7 brevete dintre care 3 au fost acordate pân în prezent.

Am participat, în colective, la elaborarea a 6 monografii, dintre care 1 ca unic autor, iar 5 ca i coautor.

Planuri de dezvoltare a carierei

Planurile de dezvoltare a carierei în plan didactic se refer la cele trei discipline mari la pe care le coordonez în calitate de titular la programele de licen : Organe de ma ini, Proiectare constructiv , Tribologie.

Pentru disciplina de Organe de ma ini, acoperit cu materiale didactice tip rite, de tip curs, îndrumar de laborator i de proiect îmi propun dezvolt ri în urm toarele direc ii:

- Publicarea traducerilor în limba englez a materialelor didactice, care în acest moment sunt disponibile doar pe platforma E-learning a universit ii;
- Introducerea metodelor moderne de abordare a proiect rii organelor de ma ini, f r afectarea în elegerii de c tre studen i a aspectelor tehnice care trebuiesc bine aprofundate.

În ceea ce prive te disciplinele Proiectare constructiv i Tribologie, pentru care materialele didactice sunt disponibile doar pe platforma E-learning a universit ii îmi propun:

- Publicarea cursurilor proprii în limba român i în limba englez ;
- Dezvoltarea în continuare a laboratoarelor, lucr rilor de laborator i aplica iilor de proiectare, prin preg tirea echipamentelor, a lucr rilor de laborator i a bazei de date utilizate în aplica iile de proiectare constructive, astfel încât s fie cât mai utile lucrului cu studen ii.

Profitând de Laboratorul de Tribologie pe care îl coordonez, i de cercetarea finan at în care am angajat, cu contract full time, 2 asisten i cercet tori, inten ionez continuarea implic rii unui num r cât mai mare de studen i (de la programele de licen i masterat) în cadrul elabor rii proiectelor de diplom i de diserta ie precum i în contul practicii din anii 3 i 4.

Pentru dezvoltarea activit ilor didactice complementare îmi propun cre terea num rului de studen i coordona i în vederea particip rii cu lucr ri la Sesiunile Cercurilor tiin ifice Studen e ti.

Planurile de dezvoltare a carierei în plan tiin ific se refer la:

- Dezvoltarea noilor direc ii de cercetare, eviden iate i în prezenta Tez de abilitare, pentru atragerea de noi fonduri de cercetare; Cercetarea finan at de grupul Schaeffler are mari anse s fie continuat , având în vedere rezultatele foarte bine apreciate i discu iile care au fost deja demarate, cu toate c finan area actual acoper înc 16 luni;
- Extinderea i aprofundarea colabor rii cu parteneri industriali din ar pentru propunerea de proiecte de tip Parteneriate;

- Aprofundarea colaborării științifice cu parteneri industriali și din mediul academic din străinătate, pentru dezvoltarea de programe de tip Horizon 2020;
- Dotarea Laboratorului de Tribologie cu noi echipamente performante pentru testarea transmisiilor mecanice și componentelor acestora;
- Coordonarea elaborării unei monografii referitoare la transmisi prin lan , care să ofere informații și rezultate utile cercetătorilor și doctoranzilor din domeniu.

Desfășurarea activităților de cercetare trebuie să se bazeze pe programe de doctorat dezvoltate pe teme concrete și finanțate, cel puțin în parte de către parteneri industriali, utile nu numai cercetării fundamentale și dezvoltării experienței de cercetare a doctoranzilor, dar mai ales pentru rezolvarea problemelor cu care se confruntă societatea. Acesta este și motivul care m-am pregătit pentru abilitarea în domeniul Inginerie mecanică , mecatronică și robotică .

B3. Bibliografie

1. Abuid, B. A., Ameen, Y. M., *Procedure of optimum design of a two-stage spur gear system*, JSME Intl. J. Series C, vol. 46, no. 4, pp. 1582-1590, 2003.
2. Bakos, C., *Design and construction of a two-axis Sun tracking system for parabolic trough collector (PTC) efficiency improvement*, Renewable Energy, vol. 31, p. 2411-2421, 2006.
3. Bauchau, O. A., *Analysis of Flexible Multibody Systems with Intermittent Contacts*, Kluwer Academic Publishers, p. 23-54, 2000.
4. Belmer, S., Fink, T., *Timing Drives for Internal Combustion Engines*. MTZ, 2006.
5. Binder, R. C., *Mechanics Of The Roller Chain Drive*, Englewood Cliffs, N. J. Prentice-Hall Inc, 1956.
6. Bobancu, ., Cozma, R., *Instrument for measuring friction characteristics in a plane coupling*, In Bul. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, vol. 4, Milano, Italy, p. 2935-2939, 1995.
7. Bobancu, ., Cozma, R., *Tribologie. Frezare - Ungere - Uzare*, Universitatea Transilvania Bra ov, 1995.
8. Booker, J.F., *Basic equations for Fluid Films with Variable Properties*. Trans. ASME Ser. F, Journal of Tribology, vol. 111, p. 475-483, 1989.
9. Bozan, C., Velicu, R., Moldovean, G., *Gear ratios of double step multipliers for wind turbines from minimum volume condition*, International Conference General Machine Design, Ruse 48 (4), p. 184-188, ISSN: 1311-3321, 2009.
10. Bozan, C. A., Velicu, R., Moldovean, G., *Transmission ratio of double step speed multipliers for wind turbines*, Proceedings of the 3rd International Conference Power Transmissions09, Chalkidiki, Greece, pp. 149-154, October 2009.
11. Bozan, C., Moldovean, G., Velicu, R., *Structural synthesis on speed multipliers with fixed axle gear used in wind turbine*, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series I: Engineering Sciences, vol 1, ISSN: 2065-2119, 2008.
12. Bozan, C. A., Moldovean, G., Velicu, R., *Structural synthesis on speed multiplier with fixed axes gearing used in wind turbine*, Transilvania University Bulletin, Brasov, pp. 75-80, 2008.
13. Bozidar, R., *Multicriterion optimization of multistage gear train transmission*, Facta Universitatis, University of Belgrade, Mech. Eng. vol.1, no. 8, pp. 1107 ó 1115, 2001.
14. Butuc, B., Moldovean, G., Velicu, R., *Wind and weight induced loads on a gear based azimuthal photovoltaic platform*, Renewable Energy and Power Quality Journal, Nr. 9, 2011.
15. Butuc, B., Moldovean, G., Velicu, R., *On the influence of geometry over the contact stress of straight bevel gears* Machine Design, p. 153-158, ISSN:1821-125, 2010.
16. Butuc, B., Velicu, R., Moldovean, G., *Sistem de orientare după două axe cu un singur motor*. Patent no. RO126150-A2.
17. Cabanillas , J., *The Wind and the Panacea of the Stow Position in the Solar Trackers*. www.titantracker.es
18. Cameron, A., *Principles of Lubrication*, Ed. Longmans, Anglia, 1966.

19. Ching-Yao, L., *Analysis of Structural Deformation in a High Concentrated Photovoltaic System*.
20. Diaconescu, D., Dudi, F., *Wirkungsgrad-berechnung von zwangläufigen Planetengetrieben. Teil I: Entwicklung einer neuen Methode*, In: *Antriebstechnik* 33, nr. 10, pp. 70-74, 1994.
21. Diaconescu, D., Dudi, F., *Wirkungsgrad-berechnung von zwangläufigen Planetengetrieben. Teil II: Weitere Beispielrechnungen und Vorteile*, In: *Antriebstechnik* 33, nr. 11, pp. 61-63, 1994.
22. Deaky, B.A., Velicu, R., Moldovean, G., *Software for multi-criteria optimisation of external cylindrical gears*, *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, vol XVII(VII), p. 1328-1337, 2008, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.1126, 2008.
23. Deaky, B., Moldovean, G., Velicu, R., *Multi-criteria optimization of the external cylindrical gears* *Machine Design*, p. 47-52, ISBN:978-86-7892-105-6, 2008.
24. Dowson, D., *History of Tribology*, Longman, 1979.
25. Dowson, D., *A Generalized Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication*, *Int. J. Mech. Sci.*, Pergamon Press: 4 (1962), p.150-170, 1962.
26. Elrod, H.G., *A General Theory for Laminar Lubrication with Reynolds Roughness*, *Trans. ASME, Ser. F, Journal of Lubrication Technology*, vol. 101, p. 8-14, 1979.
27. Fritz, P., Pfeiffer, F., *Dynamics of high speed roller chain drives*, ASME, Design Engineering Division DE, p. 151-200, 1995.
28. Gafiteanu, M., s.a, *Organe de masini*, vol. 2, Ed. Tehnica, Bucuresti, ISBN 973-31-1400-6, 973-31-1527-4, 2002.
29. Gavril, C.C., Velicu, R., *Virtual Modeling, Detail Design and FEM Analysis for a Testing Device*, *Applied Mechanics and Materials*, vol. 823, Current Solutions in Mechanical Engineering (ICOME 2015), Trans Tech Publications Ltd. Switzerland, p. 3-8, ISSN:1662-7482, 2016.
30. Gavril, C.C., Velicu, R., *On virtual modelling of a transversal coupling with linkages*, *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, Volume XXIV, (XIV) Oradea, p. 67-70, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2015-1.3098, 2105.
31. Gavril, C.C., Velicu, R., *A Transversal Mobile Coupling Virtual Modelling*, *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, Volume XIII, (XXIII) 2014, pp. 159-162, ISSN 158360691(e) 2285-3278, ISBN 978-606-10-1276, 2014.
32. Gavril, C.C., Velicu, R., *Kinematics of mobile transversal coupling, as multibody system*, *Proceedings of 6th International Conference of DAAAM Baltic INDUSTRIAL ENGINEERING*, ISSN: 2346-6138, 2008.
33. Gheorghiu, N. S., *Organe de masini I – Transmisii mecanice*, Ed. Institutul Politehnic ŒTraian Vuia, Timi oara, 1978.
34. Ghimiciu, I., *Fenomenul de fretting*, Ed. Sitech Craiova, Craiova, 2006.
35. Goetzberger, A., Hoffmann, V.U., *Photovoltaic Solar Energy Generation*, cap.1, p. 1-8, 2005.
36. Gost 27751-88 P.5, *Wind Loads. Annex 4*, (in Russian), 1988.

37. Goswami, Y. D., Kreith, F., Kreider, J.F., *Principles of Solar Engineering*, 2nd Edition, cap.3, p. 81-172, 1999.
38. Hippmann, G., Arnold, M., Schittenhelm, M., *Efficient simulation of bush and roller chain drive*, *Multibody Dynamics*, Eccomas, Madrid, Spain, p. 1-18, 2005.
39. Hollingworth, N. E., Hills, D. A., *Theoretical Efficiency of a Cranked Link Chain Drive*, Proc. IMechE, p. 375-377, 1986.
40. Holmberg K., Andersson P., Erdemir A., *Global energy consumption due to friction in passenger cars*, *Tribology International*, vol. 47, p. 221-234, 2012.
41. Horovitz, B., Minoiu, I., Gheorghiu, N., s.a., *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri*, Editura Tehnica Bucure ti, Bucure ti, 1971.
42. Hosoya, N., and Peterka, J.A., *Wind Tunnel Tests of Parabolic Trough Solar Collectors*, Technical Report No. NREL/SR-550-32282, Ceremak Peterka Petersen, Inc., Fort Collins, CO, 2008.
43. Hyakutake, T., Inagakia, M., Matsuda, M., *Measurement of friction in timing chain*, JSAE, Japan, p. 343-347, 2001.
44. Huld, T., Tri, M., Dunlop, D., *Comparison of Potential Solar Electricity Output from Fixed-Inclined and Two Axis Tracking Photovoltaic Modules in Europe. Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, Vol. 16, p. 47-59, 2008
45. Jaliu, C., Velicu, R., Papuc, R., *Tensioning and guide systems used in chain drives*, In *Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering*, vol. XI (XXI) 2012, nr. 2, p. 2.17-2.22, ISSN 158360691(e), 2012.
46. Jula, A., Chisu, E., Lates, M. T., *Organe de masini si Transmisii mecanice*, Ed. Universitatii Transilvania, Brasov, ISBN 978-973-635-444-1, 2005.
47. Jula, A., Late , M. T., *Organe de mașini*, Ed. Universit ii Transilvania, Bra ov, ISBN 978-973-635-218-8, 2004.
48. Kato, A., Yasuda, Y., *An Analysis of Friction Reduction Techniques for Direct-acting Valve Train Systems*, *Proc. Autumn Convention of JSAE*, Vol. 924, Japan, p. 85-88, 1992.
49. Kragelsky, I. V., Alisin, V. V., *Friction, Wear, Lubrication*, vol. I, II, III, Ed. Mir Publisher, Moscow, 1981.
50. Krauter, S., *Solar Electric Power Generation-Photovoltaic Energy Systems*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, p. 19-44, 2006.
51. Late , M., Velicu, R., Papuc, R., *Sliding friction study of the oscillating translational motion for steel on PA66 and PA46 type materials*, 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147, DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012038, 2016.
52. Late , M. T., Velicu, R., Papuc, R., *Multiscale modelling of chain-guide contact by using tests and FEM*, 11th World Congress on Computational Mechanics, WCCM 2014, 5th European Conference on Computational Mechanics, ECCM 2014 and 6th European Conference on Computational Fluid Dynamics, ECFD 2014, p.1062-1069, ISBN 978-84-942844-7-2, 2014.
53. Late , M. T., Velicu. R., *CFD analysis and theoretical modelling of multiblade small Savonius wind turbines*, *Sustainable Energy in the Built Environment - Steps Towards NZEB*, Springer Proceedings in Energy,p. 403 ó 415, ISSN 2352-2534, 2014.

54. Late , M. T., Velicu, R., Papuc, R., *Testing and FEA as prediction strategies on the ball bearings behavior*, International Journal of Surface Science and Engineering, vol.8, no.4, p.345-355, ISSN 1749-7868, 2014.
55. Late , M. T., *Bush chains design process*, In: Analele Universit ii din Oradea, Fascicula Management i Inginerie Tehnologic , vol. XI (XXI), Nr 2, Editura Universit ii din Oradea, 2.51-2.55, 2012.
56. Lates, M., Velicu, R., Hansen, P.U. *Design process of the PV panels tracking systems* Annals of the Oradea University 2009, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol XVIII(VIII), ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2009.1501, 2009.
57. Lund, J.W., *Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film*, Journal Bearings. Trans. ASME Ser. F, Journal of Tribology, vol. 109, p. 37-41, 1987.
58. Machado, M., Costa, J., Seabra, E., Flores, P., *The effect of the lubricated revolute joint parameters and hydrodynamic force models on the dynamic response of planar multibody systems*, Springer Science Business Media B. V., 2011.
59. Manea, Gh., *Organe de masini*, Vol. I, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1970.
60. Martini, A., Zhu, D., Wang, Q., *Friction Reduction in Mixed Lubrication*, Springer Science Business Media, 2007.
61. Messenger, R., Ventre, J., *Photovoltaic Systems Engineering*, 2 nd ed. London. CRC Press, p. 179-189, 2004.
62. Miller, R. D., Zimmerman, O. K., *Wind Loads on Flat Plate Photovoltaic Array Fields*, Boeing Engineering and Construction, pp. 94697, 1981
63. Moldovean, G., Butuc, B., Velicu, R., *The optimization of the straight bevel gears used in the mechanical transmissions of a PV tracker*, Mechanisms and Machine Science. Power Transmissions, Springer International Publishing House, vol.13, p. 507-518, ISSN 2211-0984, 2013.
64. Moldovean, G. Velicu, R., Butuc, B., *On the influence of geometry over the transverse load factor for bending stress of straight bevel gears applied to a PV tracking system*, Proceedings of the 7th International Conference Research and Developments of Mechanical Elements and Systems (IFTToMM, ADEKO), 24-27.04.2011, Zlatibor, Serbia, p. 515-520, ISBN 978-86-6055-012-7
65. Moldovean, G., Butuc, B., Velicu, R. *Shafts Design of a Gear based Azimuthal Tracked Photovoltaic Platform*, Environmental Engineering and Management Journal Vol.10, No. 9, p. 1291-1298 ISSN:1582-9596, 2011.
66. Moldovean, G., Butuc, B., Velicu, R., Gavrilă, C.C., *Mechanical Efficiency of Straight Bevel Gears used in Photovoltaic Trackers Depending on Geometrical Parameters*, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science (IFTToMM), Guanajuato, México, 19-25 June, ISBN 978-607-441-131-7, 2011.
67. Moldovean, G., Butuc, B., Velicu, R., *Dual Axis Tracking System with a Single Motor*, Mechanism and Machine Science, Volume 5. New Trends in Mechanism Science. Analysis and Design. Springer. Eucomes, p. 649-656, ISBN: 978-90-481-9688-3, 2010.
68. Moldovean, G., Deaky, B.A., Velicu, R., *The influence of some of the cylindrical gear parameters on the critical rotation*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management

- and Technological Engineering, vol XVI(VI), p. 890-897, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2007.625, 2007.
69. Moldovean, G., Velicu, D., Velicu, R., *On the maximal contact stress point for cylindrical gears*, Proceedings of Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science IFTOMM 2007.
70. Moldovean, G., Velicu, D., Velicu, R., Gavrilă, C., *Cylindrical and Bevel Gears. Design Methodology*, Angrenaje cilindrice și conice. Metodici de proiectare. Lux Libris Press, Brașov, ch. 5, 2002,.
71. Moore, D. F., *Principles and Application of Tribology*, Ed. Pergamon Press, Anglia, 1975.
72. Müller, W.H., *Die Umlaufgetriebe. Auslegung und vielseitige Anwendungen*. Springer-Verlag, Berlin, 1998.
73. Ngoc Pi, V., *A study on optimal determination of partial transmissions ratios of helical gearbox with second-step double gear-sets*, Proc. of World Academy of Science, vol. 27, pp. 113-116, 2008.
74. Novotny, P., Pistek, V., *MBS Simulation of chain drive*, Engine and Vehicle Technologies II, Cehia, 2007.
75. Olaru, D., *Elemente de lubrificație*, Ed. Gheorghe Asachi Iași, Iași, 2002.
76. Olaru, D., *Tribologie*, Ed. Institutul Politehnic Iași, Iași, 1993.
77. Papuc, R., *Cercetări teoretice și experimentale pentru optimizarea tribologică a sistemului de compensare a jocurilor din transmisiile de distribuție cu lanț*. Teză de doctorat. Universitatea Transilvania din Brașov, 2015.
78. Papuc, R., Velicu, R., Lateș, M., *Guide-Chain Contact Pressure Tribological Analysis*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXIV, (XIV) Oradea, p. 169-174, ISSN 158360691(e), 2015.
79. Papuc, R., Velicu, R., Gavrilă C.C., *Geometrical study of guide-chain contact, for general chain transmission*, In: Analele Universității din Oradea, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XXIII (XIII), ISSN 1583 6 0691, p 123-126, 2014/1.
80. Papuc, R., Velicu, R., Lateș, M., Jaliu, C., *Geometrico-Static Modeling and Simulation of the Contact between Chain and Guide of a Reference Transmission*, Applied Mechanics and Materials, 658 ISSN:1662-7482, pp. 111-116, 2014.
81. Papuc, R., Velicu, R., Lateș, M.T., *Study of the contact between toothed chains and guides*, The 11th IFTOMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines Mechanisms and Machine Science, vol. 18, p. 425-432, 2014.
82. Papuc, R., Velicu, R., *Tribological study of guide-chain contact*, In: Analele Universității din Oradea, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XXIII (XII), ISSN 1583 6 0691, p. 257 6 260, 2013/1.
83. Pavelescu, D., s.a., *Tribologie*, Ed. Didactica și Pedagogica, București, 1977.
84. Pașcovici, M. D., Cicone, T., *Elemente de tribologie*, Ed. Tehnic, București, 2000.
85. Pașcovici, M. D., *Lubrificația. Prezent, Perspective*, Ed. Tehnic, București, 1985.
86. Pedersen, S. L., *Model of contact between rollers and sprockets in chain-drive systems*, Springer-Verlag 2005.
87. Pedersen, S. L., Hansen, J. M., Ambrosio, J. A.C., *A Roller Chain Drive Model Including Contact with Guide-Bars*, Kluwer Academic Publishers, 2004.

88. Plesz, B. Et al., *Enhancement of Solar Panel's Power Generation by the usage of Solar Tracking*, In: Proceeding of ECOpole, vol.3, no.1, p. 15-22, 2009.
89. Popinceanu N., Gafitanu M., .a., *Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire*, Ed. Tehnic Bucuresti, Bucure ti, 1985.
90. Rdulescu, C. D., *Organe de maşini*, vol. III, Ed. Universitatea Transilvania din Bra ov, Bra ov, 1985.
91. Reshetov, D. N., *Machine design*, Ed. Mir publisher, Moscow, 1978.
92. Rienacker, A., *Instationare Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflachen und inverse Bestimmung der Warmkonturen*, Diss. RWTH Aachen, 1995.
93. Rizk, J. and Chaiko, Y., *Solar Tracking System: More Efficient Use of Solar Panels*, Proceedings of World Academy of Science. Engineering and Technology, 31: 314-316, July 2008.
94. Rohde, S.M. and Li, D.F., *A Generalized Short Bearing Theory*, Trans. ASME Ser. F, Journal of Lubrication Technology, vol. 102, p. 278-282, 1980.
95. Roloff, H., Matek, W., s.a., *Organe de maşini*, Editura Matrix Rom, Bucure ti, vol. I - II, ISBN 978 6 973 6 755 6 412 - 3, 2008.
96. San Andres, L., *Modern Lubrication Theory*, MEEN 626, Texas A&M University, 2012.
97. Scaletchi, I., Visa, I., Velicu, R., *Modeling Wind Action On Solar Tracking PV Platforms*, Bulletin Of The Transilvania University Of Brasov É Vol.3 (52)-2010 Series I - Engineering Sciences, 2010.
98. Shademan, M., and Hangan, H., *Wind Loading on Solar Panels at Different Inclination Angles*, Proc. 11th Americas Conference on Wind Engineering, San Juan, Puerto Rico, 2009.
99. Shizhu, W., Ping, H., *Principles of tribology*, Ed. Tsinghua University Press, India, 2012.
100. Soejima, M., et al., *Studies on Measurement Method of Total Friction Loss of Internal Combustion Engines (in Japanese)*, JSME Int. J. Series B, Japan, 1994.
101. Sopouch, M., Hellinger, W., s.a., *Design Parameters of the Timing Chain Drive and their Influence on Structure Borne Noise Excitation*, JSAE, Yokohama, Japan, 2002.
102. Stachowiak, G. W., Batchelor, A.W., *Engineering tribology*, Ed. Elsevier, 3rd ed., Burlington, 2005.
103. Szeri, A.Z., *Some Extensions of the Lubrication Theory of Osborne Reynolds*, Trans. ASME Ser. F, Journal of Tribology, vol. 109, p. 21-36, 1987.
104. Taylor, C.M., *Automobile engine tribology—design considerations for efficiency and durability*, *Wear*, vol 221, p. 1-8, 1998.
105. Todi-Eftimie, A., *Studiul teoretic și experimental al pierderilor prin frecare din transmisia prin lanț cu bușe*. Tez de doctorat, Universitatea Transilvania din Bra ov, 2015.
106. Todi-Eftimie A., Velicu, R., Brands, C., Schlerege, F., Lates, M. T., *Friction in bearings of parallel axes transmission*, Applied Mechanics and Materials 658, ISSN:1662-7482, pp. 371-374, 2014.
107. Todi-Eftimie A.L, Velicu R., Lates M.T., *Testing of Friction in Bearing Mountings*, 8-th International Conference on Tribology BALKANTRIB014, Sinaia, Romania, ISBN-978-973-919-570-8, 2014.
108. Todi-Eftimie A.L, Velicu R., Saulescu R., Jaliu C., *Geometric modelling of power joints from bush chain drives*, Mechanisms and Machine Science. The 11th IFToMM International

Symposium on Science of Mechanisms and Machines, Springer International Publishing House, vol.8, p. 471-479, ISSN 2211-0984, 2013.

109. Todi-Eftimie A.L., Velicu R., Saulescu R., Jaliu C., *Bearing Friction vs. Chain Friction for Chain Drives*, Advanced Materials Research, Vol.753-755, ICAEMT Conference, pp.1110-1113, ISSN: 1022-6680, 2013.
110. Tudor, A., *Contactul real al suprafețelor de frecare*, Ed. Academiei, Bucure ti, 1990.
111. Tudose L., *Elemente de tribologie*, Ed. U.T. Pres Cluj ó Napoca, Cluj ó Napoca, 1999.
112. Tung S.C., McMillan M.L., *Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future*, Tribology International, vol. 37 p. 517-536, 2004.
113. Turnbull, S. R., Nicol, S. W., and Fawcett, J. N., *An experimental investigation of the dynamic behaviour of a roller chain drive*, ASME 1977 International Power Transmission and Gearing Conference, Chicago, 1977.
114. Vasilievich, Eduardovuch, A. K., Nikolaevich, B. L., *Inertial Method of Chain Transmission Quality Control*, Polythematic Online Scientific Journal of Kuban State Agrarian University, Russia, p 681-696.
115. VDI 2157 *Planetengertriebe*.
116. Velicu, R., Bobancu, S., Popa, S., *Geometry and kinematics of the plate on disk contact type influencing friction measurements on UMT tribometer*. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147, DOI:10.1088/1757-899X/147/1/012042, 2016.
117. Velicu, R., Jurj, L., *Short plane bearings lubrication applied on chain joints*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXV, (XV) Oradea, p. 19-22, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2016-1.3221, 2016.
118. Velicu, R., Late , M., *Time depending friction in bearing mountings*, Applied Mechanics and Materials, vol. 823, Current Solutions in Mechanical Engineering (ICOME 2015), Trans Tech Publications Ltd. Switzerland, p. 79-84, ISSN:1662-7482, 2016.
119. Velicu, R., Popa, S., *Experimental study of bearing boxes friction depending on load speed and oil temperature*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXV, (XV) Oradea, p. 5-8, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2016-1.3220, 2016.
120. Velicu, R., Saulescu, R., Jurj, L., *Contact point of bush-sprocket tooth depending on pitch differences of bush chain transmissions*. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147, 2016.
121. Velicu, R., Late , M., *On the Measurement Procedure for Testing Friction in Bearing Mountings*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXIV, (XIV) Oradea, p. 53-58, ISSN 158360691(e), 2015.
122. Velicu, R., Late , M., *Wind load cases in the design of the platform of an azimuthal tracker*, Annals of the Oradea University. Fascicle Of Management And Technological Engineering, 158360691(e) ISSN: 2285-3278, 2014.
123. Velicu. R., Late , M. T., *Torques on Rotational Axes of PV Azimuthal Sun Tracking Systems*, Sustainable Energy in the Built Environment - Steps Towards NZEB, Springer Proceedings in Energy, p. 403 ó 415, ISSN 2352-2534, 2014.

124. Velicu R, Lates MT, Saulescu R, Todi-Eftimie A., *Theoretical and experimental study of friction in bearing mountings*, IBERTRIB 2013, VII Iberian Conference on Tribology, Porto, 2013.
125. Velicu, R., *Coaxial speed multipliers for wind turbines*, Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering; p. 440-442, ISSN: 158360691(e) 2013.
126. Velicu, R., *Design methodology for a planetary multiplicator with synchronous belts or chains*, In Annals of the Oradea University 2012, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol XI(XXI), nr. 2, p. 2.122-2.127, ISSN 158360691(e), 2012.
127. Velicu, R., Lates, M.T., Papuc, R., *Friction test ball on flat during running-in period on UMT tribometer*, In Annals of the Oradea University 2012, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol XI(XXI), nr. 1, p. 2.142-2.147, ISSN 158360691(e), 2012.
128. Velicu, R., *Dual axes PV tracking system driven by one linear actuator*, Annals of the Oradea University 2011, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol X(XX), nr. 2, p. 3.114-3.119, ISSN 158360691(e), 2011.
129. Velicu, R., *Dual axes PV tracking system with rotational and linear actuator*, Annals of the Oradea University 2011, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol X(XX), nr. 1, p. 3.115-3.120, ISSN 158360691(e), 2011.
130. Velicu, R., Moldovean, G., *Embodiment design steps for an azimuthal PV tracking system with rotational and linear actuators*, Proceedings of the 7th International Conference on Research and Developments of Mechanical Elements and Systems (IFTToMM, ADEKO), 24-27.04.2011, Zlatibor, Serbia, p. 199-204, ISBN 978-86-6055-012-7, 2011.
131. Velicu, R., Moldovean, G., Lates, M., Gavrilă, C., *The experience of Transilvania University of Braşov in the design of PV tracking systems*, TEHNOLOGIA INOVATIV 6 Construc ia de ma ini, nr. 2/2011, p. 28-34 ISSN: 057367419, 2011.
132. Velicu, R., Vi a, I., Moldovean, G., Butuc, B., *Profile Shift Coefficients and Thickness Modification Coefficients for Straight Bevel Gears under Static Tooth Root Stress used on PV Tracking Systems*. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science (IFTToMM), Guanajuato, México, 19-25 June, ISBN 978-607-441-131-7, 2011.
133. Velicu, R., Bozan, C., *Gear ratios of planetary double step multipliers for wind turbines from minimum volume criterion*. Machine Design 2010, University of NoviSad, p. 137-140, ISSN 1821-1259, 2010.
134. Velicu, R., Moldovean, G., Scaletchi, I., Butuc, B. R., *Wind loads on an azimuthal photovoltaic platform. Experimental study*. Renewable Energies and Power Quality Journal, No. 8, ISSN 2172-038X, 2010.
135. Velicu, R., Lates, M., Moldovean, Gh., *Analysis and Simulation of Azimuthal Solar Tracking System with Linear Actuators*. Proceedings of the 24th European Photovoltaic Solar Energy Conference, Hamburg, 21-25 September 2009.
136. Velicu, R., Lates, M., Moldovean, Gh., *Loading Cases and Forces on Azimuthal Solar Tracking Systems with Linear Actuators*. Proceedings of SYROM 2009, Bra ov, Romania, p. 723-733. Springer Verlag, , ISBN 978-90-481-3521-1, 2009
137. Velicu, R., Moldovean, Gh., Bozan, C., *On the position of the single pair tooth segment relative to the pitch point, for internal gears, with effect on contact stress calculus*. Proceedings

- of Eucomesø2008, The Second European Conference on Mechanism Science, Monte-Casino, Italia, Springer Verlag, XXVI, ISBN:978-1-4020-8914-5, 2009.
138. Velicu, R., Butuc, B., Moldovean, G., *Load Cases Evaluation for a Gear Based Azimuthal Photovoltaic Tracker under Wind and Weight Action*, Renewable Energy vol. II, 1st Edition, p. 134-149, Cambridge Scholars Publishing, ISBN: 978-1-4438-8803-5.
139. Velicu, R., *On the mechanical efficiency of 1 DOF two-planetary groups Machine Design*, p. 68-74, ISBN:978-86-7892-105-6, 2008.
140. Velicu, R., *On the performance of a two-planetary group gearbox*, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Series I: Engineering Sciences, vol 1, ISSN: 2065-2119, 2008.
141. Velicu, R., Lates, R., *Adapted stand for testing flat plate solar thermal collectors*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol XVII(VII), p. 1165-1171, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2008.1095, 2008.
142. Velicu, R., *On the mechanical efficiency of planetary units*. Proceedings of the 5th International Conference øDesign in Mechanical Engineering - KODø08ö, Novi Sad, Serbia, p. 117-120, ISBN 978-86-7892-104-9.
143. Velicu, R., *On the mechanical efficiency of speed multipliers for wind turbines*, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol XVI(VI), p. 1078-1081, ISSN 158360691(e) DOI: 10.15660/AUOFMTE.2007.656, 2007.
144. Velicu, R., *Synthesis of two-planetary group gearboxes, based on optimizing criteria Machine Design*, p. 217-222, ISBN: 978-86-7892-105-6, 2007.
145. Velicu, R., *On the mechanical efficiency of planetary units*. Proceedings of the 5th International Conference øKOD 2008ö, Novi Sad, 15-16.04. Serbia & Muntenegru, in Press, 2006.
146. Velicu, R., *Torques, power-flow and mechanical efficiency for 1DOF two-planetary groups*. Proceedings of the 2nd International Conference øPower Transmissions 2006ö, Novi Sad, Serbia & Muntenegru, pp. 153-158, ISBN 86-85211-78-6, 25-26.04.2006.
147. Velicu, R., Moldovean, Gh., Gavril , C.C., *Gearboxes consisted of two planetary units*. In Proc. Of 4th International Conference Research and Development in Mechanical Industry RaDMI, 31. August - 04. September 2004, Zlatibor, Serbia and Montenegro, 2004.
148. Velicu, R., Jula, A., *Computer aided synthesis of two-planetary group gearboxes*. În: The 8-th Symposium on Mechanisms and Mechanical Transmissions, Timi oara, Romania, vol.II, pp. 319-324, 19-22 October 2000
149. Velicu, R., Jula, A., Chi u, E., N sui, V., *On the mechanical efficiency of planetary transmissions*. In: Proc.of IVth Conference on Gears, / odz, pp. 208-214. ISBN 83-908949-3-9, 1999.
150. Verhelst, B. et al., *Technical and business economic study of photovoltaic systems*. International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQø10), Granada (Spain), 2010.
151. Vlasrnik, J., *Chain drive computational model as virtual engine module*. Ph.D Thesis. Brno University of Technology, eská Republika, p 7-87, 2009.
152. Vogelpohl, G., *Beitrage zur Kenntnis der Gleitlagerreibung*, Mitteilung aus dem Institut fur Technische Stromungsforschung an derT H Berlin, 1937.

153. Vorobiev, N. V., *Transmisii cu lanț*, Ed. Tehnic , Bucure ti, 1953.
154. Wang, X, Hua, L., *Analysis of guide modes in vertical hot ring rolling and their effects on the ring's dimensional precision using FE method*, Springer, 2010.
155. War, A., Dwyer-Joyce, R. S., *Model Experiments on Automotive Chain Drive Systems*, Elsevier Science, Vol 39, p 851-861, 2001.
156. Weston, A. H., *Quantifying global energy resources*. In: Energy, Volume 31, Issue 12, pp. 1685-1702, 2006.
157. Williams, J., *Engineering tribology*, Ed. Cambridge University Press, USA, 2011.
158. Wong, P. L., Huang, P., Wang, W., Zhang, Z., *Effect of geometry change of rough point contact due to lubricated sliding wear on lubrication*, Tribology, vol 5, 1998.
159. Zengming, F., Yabing, C., Lei, Z., *Dynamic simulation and analysis of automotive engine's timing silent chain system*, 5th Asian Conference on Multibody Dynamics, Kyoto, Japan, 2010.
160. Zhang, Y., *Hydrodynamic lubrication in fully plastic asperity contacts*, Published online: Springer-Verlag, 2011.
161. Zhang, Y., *Boundary film shear elastic modulus effect in hydrodynamic contact*. Part I: theoretical analysis and typical solution, Springer-Verlag, 2009.
162. Zhang, Y., *A Simplified Model for Calculating Hydrodynamic Lubrication Film Thickness in Elastoplastic Line Contacts*, Springer Science Business Media B.V. in sliding and rolling line contacts, Springer, 2008.
163. Zhang, C., Luo, J., Huang, Z., *Analysis on mechanism of thin film lubrication*, Chinese Science Bulletin 2005 Vol. 50, Nr. 22, p. 2645-2649, 2005.
164. *** ASCE/SEI 7-05, *Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures*, American Society of Civil Engineer, 2006.
165. *** EN 1991-1-4, *Eurocode 1: Actions on Structures. General Actions - Part 1-4: Wind Actions*, 2004.
166. *** GOST 27751-88: Part 5. *Wind loads (in russian)*. Anexa 4, 1988.
167. *** HMI70. www.gunt.de.
168. *** INA FAG *Walzlager*. Schaeffler Gruppe Industrie, 2006.
169. *** ISO 606:2004 *Short pitch transmission precision bush chains and chain wheels*, 2004.
170. *** KISSSOFT AG ó *Development plants*. www.kisssoft.ch.
171. *** NBE-AE/88, *Actions on structures*, (in Spanish), 1988.
172. *** NP-082-04. *Eurocode 1. Cod de proiectare. Bazele proiectării și acțiuni asupra construcțiilor. Acțiunea vântului*, 2004.
173. *** Catalog, *Schaeffler Chain Drive Systems*, 2009.
174. *** STAS 11917-86. *General Use Speed Reduction Units. Coaxial Cylindrical Reducers. Main Parameters, Reductoare de turatie de uz general. Reductoare cilindrice coaxiale. Parametrii principali*.