



**Universitatea
Transilvania
din Brașov**

TEZĂ DE ABILITARE

**Dezvoltarea conceptuală și aplicativă a amplificatoarelor de turație utilizate
în conversia energiei eoliene sau hidro în energie electrică**

Domeniu: Inginerie mecanică, mecatronică și robotică

Autor: Conf. Dr. Ing. Săulescu Radu Gabriel

Universitatea Transilvania din Brașov

BRAȘOV, 2018

CUPRINS

Mulțumiri	3
(A) Summary	5
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei...	8
(B-i) Realizări științifice și profesionale	8
Motivație.....	8
Introducere.....	9
1. Designul conceptual al amplificatoarelor planetare de turație cu angrenaje și / sau cu lanțuri	12
1.1. Generarea unei baze de mecanisme cu roți dințate destinate amplificării turației în sisteme eoliene și hidroenergetice.....	12
1.2. Restricții tehnice și criterii de evaluare pentru un exemplu simplificat de design conceptual al unui amplificator de turație dintr-un sistem eolian.....	26
1.3. Sistem eolian cu o sursă motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric cu stator fix.....	29
1.4. Sistem eolian cu o sursă motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric contrarotativ.....	35
1.5. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric cu stator fix.....	44
1.6. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric contrarotativ.....	57
1.7. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic bimobil și generator electric cu stator fix.....	74

1.8. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic bimobil și generator electric contrarotativ.....	85
1.9. Identificarea soluției conceptuale prin evaluarea variantelor conceptuale.....	96
1.10. Concluzii privind activitățile desfășurate în cadrul direcției de cercetare <i>Designul conceptual al amplificatoarelor planetare de turație cu angrenaje și / sau cu lanțuri</i>	104
2. Cercetări asupra contactelor bușe-roată din transmisiile prin lanț.....	121
2.1. Determinarea experimentală a momentului de frecare.....	121
2.2. Determinarea virtuală a unghiului de contact.....	123
2.3. Modelarea geometrică a contactelor bușe-roată de lanț.....	125
2.4. Modelare a forțelor din contactele bușe-roată de lanț.....	131
2.5. Concluzii privind activitățile desfășurate în cadrul direcției de cercetare <i>Cercetări asupra contactelor bușe-roată din transmisiile prin lanț</i>	137
3. Concluzii privind realizările științifice și profesionale.....	140
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	142
Activitatea didactică.....	142
Activitatea științifică / de cercetare.....	145
Vizibilitate la nivel local, național, internațional.....	147
(B-iii) Bibliografie	149

Motto:

*Fiecare copil pe care-l instruim este un om
pe care-l câștigăm*

Victor Hugo

MULȚUMIRI

În această teză de abilitare sunt cuprinse rezultatele cercetărilor realizate în circa 14 ani de activitate științifică, desfășurați de către autor, după obținerea titlului de doctor.

Deși debutul activității științifice și profesionale a avut loc în urmă 17 ani, un prim pas a fost făcut în urmă cu 20 de ani (pe când eram anul III de facultate), atunci când domnul prof.dr.ing. Dorin Diaconescu m-a cooptat într-un grup de lucru pentru elaborarea unor lucrări științifice.

Ducând mai departe ștafeta științei, și încercând să ne aventurăm pe drumuri noi pentru a ne lăsa amprenta personală, constatăm că adevăratele realizări au fost făcute doar alături de cei care, pe lângă afilierile științifice au fost implicați și emotional și afectiv. Trăind această concluzie, mă simt îndreptățit și totodată onorat să mulțumesc celor două familii care m-au înțeles și m-au sprijinit în tot ceea ce a însemnat și înseamnă dezvoltarea mea: familiei personale - soției și copiilor mei, pe care îi ador, și familiei științifice – prof.dr.ing.dr.H.C. Florea Dudiță care mi-a dat prilejul să intru în acest greu, dar frumos, domeniu acceptându-mă ca și doctorand, oferindu-mi astfel ocazia de a lucra îndeaproape cu prof.dr.ing. Dorin Diaconescu care m-a învățat că valorile care vor dăinui peste vremi sunt cele spirituale, prof.dr.ing. Mircea Neagoe, prof.dr.ing. Codruța Jaliu, care m-au învățat că suntem răspunzători nu numai pentru ce facem pentru noi ci și pentru ce facem în interiorul grupului

de lucru și nu în ultimul rând prof.dr.ing. Radu Velicu, de la care am înțeles că răbdarea și calmul pot merge mână-în-mână cu știința.

De asemenea, mulțumesc tuturor colegilor care mi-au oferit oportunitatea de a mă dezvolta științific, profesional și spiritual.

A. SUMMARY

The habilitation thesis entitled *Conceptual and applicable development of speed increasers used in the conversion of wind or hydro energy into electrical energy* is part of the author's research activity carried out during 2005-2018, after obtaining the PhD degree in February 2005 in Mechanical Engineering at Transilvania University of Brasov.

The habilitation thesis approaches a research topic in the field of *mechanical engineering* by referring directly to mechanical speed increasers used in wind turbines / hydropower plants. The interest in the implementation of renewable energy systems has significantly increased over the past decades due to the high prices, low stocks and the negative environmental impact of using fossil fuels. Among the renewable energy sources, the use of wind / hydro power to generate electricity is distributed worldwide as a feasible and affordable alternative to conventional solutions.

The reason for choosing this topic is based on *the need to have a compatible connection between the wind rotors / hydro turbines, which have increased efficiency at low speeds, and the electric generators, which have higher efficiency at higher speeds*, therefore, loss reduction, weight, cost, and the increased conversion efficiency of the wind / hydro system are challenges in designing the speed increaser.

The main objective of the thesis is the conceptual development of speed increasers by elaborating, under certain conditions / requirements, of some *principle solutions materialized by optimal kinematic schemes*, on which is further based the embodiment design.

My own scientific research direction refers to speed increaser with gears or chain, used to convert wind / hydro power into electricity. This implies the development of new types of speed increasers based on the expansion of existing solutions to enable their manufacturing, testing and patenting, as well as the development of kinematic models for the considered transmissions, which poses particular problems. Following these goals, the work is structured on *two research directions*; these directions contain scientific, theoretical and / or experimental own scientific contributions, referring to: I. The conceptual design of

planetary speed increasers with gears and / or chain and II. Research on the kinematics of chain transmissions, concerning the contact point between the chain and the sprocket.

In case of speed increasers with gears, 22 conceptual solutions have been obtained through the combination of the technical solutions identified in the state of the art, from which, based on multi-criteria evaluations, eight innovative solutions have been identified for which the kinematic and static modeling is performed for the evaluation process; some of them are already the subject of patent applications and others are in the process of drafting the patent documents. The study of planetary speed increasers used in renewable energy systems that are generated by reversing the energy flow in gear transmissions was the subject of the research grant *no. 4GR28052007 / 28.05.2007*, in which the author was part of the team. The research on chain speed increasers allowed two patents to be obtained, one of which was manufactured to be implemented in a microhydropower plant, as the outcome of the PNII research contract *no. ID 140 / 2007-2010*. The study of these types of chain speed increasers has led to the *second* research *direction* which deals with the problem of transmitting forces between the chain and sprocket for each contact point; thus, a first step consisted in choosing a bush-type transmission for which the *point of contact between the bushing and the sprocket* was kinematically analysed by varying the significant parameters. This kinematic study is part of a research grant in which the author is *scientific manager - responsible for chain testing (Chain Drive Systems - Dynamic Tribology, Contract with Schaeffler, No. 4029 / 26.03.2008, Act No. 3 / 01.02.2012)*; in this study, different types of chains and wheels geometries are addressed, which can significantly influence the transmission dynamics and the friction losses.

The results presented in this habilitation thesis represent the scientific research carried out by the author after obtaining of the PhD degree and are gathered within **4** research grants, **2** patents and **4** patent applications, **11** papers indexed in ISI journals, **22** ISI / BDI indexed articles and **31** other articles published in non-indexed conferences.

These results supported the elaboration of **6** monographs (for the monograph *The Role of Mechanisms in Sustainable Energy Systems* received, together with the other authors, the "Constantin Budeanu" Romanian Academy Award) and of **2** textbooks; these materials are used as reference in the disciplines of *Mechanisms, Conceptual Design, Product Design Basics and Wind Systems*.

Although these directions seem to be covered in deep, they open new horizons for innovative research by implementing them in the conversion of wind / hydro power into electricity; thus, the following new directions can be mentioned: *The expansion of the base of speed increasers that allow extra power input, by increasing the output torques with counter-rotating transmissions, Dynamic developments regarding the influence of the static torques at the speed increasers starting, Study and dynamic behavior of the chain transmissions concerning the distribution of forces on each tooth etc.*

In the end, the habilitation thesis is presenting synthetically the evolution and development plan of the author's teaching, scientific and academic career, in which he emphasizes the way he will continue his activity in the specified research topics; the extension of the research methodology for the development of the ideas previously formulated is envisaged in *future developments*, which will allow teaching and research activity involving bachelor, master and PhD students from the Faculty of Product Design and Environment. The expected results will be disseminated in ISI / BDI indexed articles, enriching the base used in the periodic updating of the teaching courses.

The sustainability of the professional development plan is based on the acquired and proven skills and abilities (as author or coauthor) through: 8 monographs, 3 book chapters in foreign publishing houses, 2 textbooks, 3 laboratory guides / 149 articles (28 of them published in ISI indexed volumes / journals, 17 indexed by SCOPUS), 22 research grants (2 of them as coordinator and 1 as scientific manager), 8 patents, 11 patent applications and 1 industrial model protection.

B. Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

B-i. Realizări științifice și profesionale

Motivație

Pasiunea pentru mecanisme a început încă din timpul studenției când prin colaborarea cu cel ce avea să-mi devină mentor în cariera profesională, a dus la obținerea a 12 diplome de locul I și II la sesiunile științifice studentești și a culminat cu prima lucrare științifică trimisă la o conferință internațională. Dorința de a cerceta domenii conexe cu această pasiune a reprezentat și reprezintă o continuă provocare, încurajat fiind și de *premiul internațional Winner of Festo young Researcher and Scientist Support Scholarship Award-Viena 2008*, primit la 7 ani de la terminarea facultății și la 3 ani de la primirea titlului de doctor în inginerie mecanică. Activitatea de cercetare desfășurată în această perioadă, coroborată cu cursurile de Mecanisme, Design conceptual și Bazele proiectării produselor pe care le predau, m-a făcut să înțeleg că domeniul proiectării conceptuale a mecanismelor este unul vast și încă neexplorat în totalitate; de aceea am simțit nevoia focusării pe o plajă mai restrânsă a mecanismelor, și anume asupra acelor utilizate în sistemele de energii regenerabile (SER) și a transmisiilor cu lanț. Cercetările realizate s-au concretizat prin: obținerea a *8 brevete* de invenție și redactarea altor *11 propuneri de brevete*, aflate în analiză, editarea a *10 monografii*, în calitate de autor sau coautor, și prin coordonarea, în calitate de *manager științific*, a unui contract cu terți din domeniul transmisiilor cu lanț, aplicabile în domeniul industriei auto, finanțat de grupul Schaeffler-Germania. Toate aceste rezultate, încununate cu *Premiul Constantin Budeanu 2015* acordat de *Academia Română* monografiei *The Role of Mechanisms in Sustainable Energy Systems*, la care sunt coautor, m-au făcut să înțeleg că interesul pentru proiectarea funcțională a mecanismelor a devenit o prioritate pe care am

canalizat-o către transmisiile cu roți dințate implementate în SER și cele cu lanț utilizate în industria auto.

Motivat fiind de aceste aspecte, teza de față prezintă rezultate științifice și realizări profesionale de la obținerea titlului de doctor și până în prezent, orientate pe două direcții de cercetare:

- Contribuții la proiectarea conceptuală a unor amplificatoare de turație utilizabile în conversia energiei eoliene sau hidro în energie electrică;
- Contribuții la studiul contactului lanț-roată de lanț din transmisiile prin lanț cu bucșe din industria auto.

Direcția de cercetare, referitoare la transmisiile cu lanț utilizate în industria auto, se bazează pe rezultatele cercetării finanțate de grupul Schaeffler prin două contracte cu Universitatea Transilvania din Brașov, în perioadele 2012-2015, 2015-2018, și va conține doar o mică parte a rezultatelor obținute, datorită unui acord de confidențialitate.

Introducere

Așa cum s-a amintit, **obiectivul central al tezei** constă în dezvoltarea conceptuală a unor amplificatoare de turație prin elaborarea, în anumite condiții / cerințe, a unor *soluții de principiu, materializate prin scheme cinematice optime*; pentru îndeplinirea acestui obiectiv un prim pas este acela de a explica necesitatea funcției de amplificare a turației în sistemele eoliene / hidroenergetice cu ajutorul cărora să se obțină energie electrică.

De regulă, sistemele eoliene, de capacitate mică (sub 100 kW), au turația rotorului eolian relativ mare; dintre excepțiile de la regulă, se amintesc turbinele de tip Airdolphin [1], care produc 5,5 ...55 kW cu turația rotorului de 166...42 rot/min, și cele de tip EasyWind [2], care produc 1,5...6 kW cu turația rotorului de 86...128 rot/min. În ceea ce privește turbinele eoliene de capacitate mare, acestea au rotoare eoliene mari și funcționează la turații relativ scăzute (uzual sub 200 rot/min).

Similar sistemelor eoliene, sistemele hidroenergetice pot fi clasificate în funcție de tipul turbinei hidraulice, debitul și înălțimea de cădere a apei și funcționează optim la următoarele turații [3]: Pelton – 80 rot/min, Francis – 200 rot/min, Kaplan – 300 rot/min, Kaplan cu axe fixe – 514 rot/min. Cele mai utilizate turbine hidraulice sunt cele de tip Pelton, cu puteri cuprinse uzual între 10 kW și 10 MW. Turbinele Francis sunt destinate în general sistemelor de mare putere, de până la 800 MW [3]. În sistemele hidroenergetice cu puteri cuprinse între 1-100 kW sunt utilizate, de regulă, generatoare cu magneți permanenți, care funcționează la turații de 170-400 rot/min [4], și amplificatoare de turație.

În sistemele existente, destinate conversiei energiei eoliene / hidro în energie electrică, se evidențiază două configurații de bază:

- de tip **rotor eolian/ turbină hidro – generator**, cu puteri uzuale sub 100 kW, în care turația nominală a rotorului/turbinei este relativ mare și comparabilă cu turația nominală a generatorului și
- de tip **rotor eolian/ turbină hidro – *amplificator de turație* – generator**, cu puteri uzuale peste 100 kW, în care turația nominală a rotorului / turbinei este mai mică decât cea a generatorului.

În continuare sunt abordate cu precădere sistemele eoliene, care folosesc o gamă mai largă de amplificatoare de turație, în raport cu cele din domeniul hidroenergetic.

În mod tradițional, majoritatea sistemelor eoliene de generare a energiei electrice sunt conectate la rețea, rotorul generatorului având de regulă o turație nominală situată în vecinătatea valorii de 1500 rot/min [5...10]. Ca urmare, amplificatorul de turație realizează creșterea turației scăzute de intrare, a rotorului eolian, la o valoare de ieșire compatibilă cu turația nominală a generatorului, obținându-se astfel o trecere de la aproximativ 30...60 rot/min la aproximativ 1000...1800 rot/min, turație întâlnită la majoritatea generatoarelor utilizate pentru producerea de energie electrică.

Pentru a crește cantitatea de energie este nevoie fie de un vânt puternic, fie de un sistem eolian cu un rotor mare; dar, cu cât rotorul este mai mare, cu atât acesta se va roti mai încet și, implicit, va fi nevoie de un amplificator de turație cu un raport de amplificare, de asemenea, mai mare.

Bazat pe statisticile actuale (2015-2017) [11], se poate afirma că majoritatea turbinelor eoliene utilizează *amplificatoare de turație*, deoarece:

- este mai ieftină adăugarea unui amplificator decât proiectarea și realizarea unui generator cu turație redusă;
- permit realizarea de sisteme cu capacități mari și generatoare de turație ridicată, mai eficiente și mai ieftine decât cele de turație joasă;
- cu ajutorul amplificatoarelor de turație se pot corela turațiile scăzute ale rotoarelor eoliene cu cele ridicate ale generatoarelor, turații la care acestea funcționează optim.

Un generator cu o turație mai mare poate avea o eficiență mai bună și un gabarit mai mic, deci greutatea mai mică.

Cea de-a doua direcție a cercatării privește modelarea cinematică a punctului de contact dintre bușă și roata de lanț, din transmisiile cu lanț, pentru care s-au variat anumiți parametri funcționali semnificativi, inclusiv profilul roții de lanț. După cum se știe, contactul dintre lanț și roata de lanț influențează locul de aplicare a forței în transmisie, deci dinamica funcționării, resimțită direct prin vibrații și frecări.

Capitolul 1

Designul conceptual al amplificatoarelor planetare de turație cu angrenaje și / sau cu lanțuri

Acest demers de proiectare are ca obiectiv central soluționarea conceptuală a subfuncției privind conexiunea compatibilă între rotoarele eoliene / turbinele hidro, care au o eficiență mărită la turații scăzute și generatoarele electrice, care au o eficiență mărită la turații mai ridicate. Având ca țintă obținerea unei soluții optime, denumită în literatură *soluție conceptuală* (*concept* sau *soluție de principiu*), în subcapitolele care urmează sunt prezentate succint principalele etape ale demersului privind atingerea acestui țel.

1.1. Generarea unei baze de mecanisme cu roți dințate destinate amplificării turației în sisteme eoliene și hidroenergetice

După cum se cunoaște interesul pentru implementarea sistemelor de energie regenerabilă a crescut în mod semnificativ în ultimele decenii, pe de o parte ca urmare a stocurilor reduse și a prețurilor ridicate și pe de altă parte datorită impactului negativ al combustibililor fosili asupra mediului, fapt evidențiat și în acordul de la Paris din 2016 [12]. Printre sursele regenerabile de energie, utilizarea potențialului eolian / hidroenergetic pentru a genera energie electrică este răspândit la nivel mondial ca o alternativă fezabilă la soluțiile convenționale, la prețuri tot mai accesibile. Majoritatea sistemelor eoliene / hidroenergetice utilizate în prezent în practică au un singur rotor / turbină deoarece sunt soluții simple, fiabile și durabile; totuși, pentru îmbunătățirea performanțelor acestor sisteme, s-au introdus pe piață și sisteme cu două rotoare / turbine, precum și sisteme cu generatoare contrarotative, de capacitate relativ redusă și design adecvat, destinate cu precădere mediului urban.

1.1.1. Bază de soluții pentru amplificarea turației în sisteme de tip elioan / hidroenergetic

Proiectarea conceptuală alias *designul conceptual* al mecanismelor și, în particular, al subsistemelor amplificatoare de turație, destinate sistemelor eoliene / hidroenergetice, constă în elaborarea, în anumite condiții impuse (cerințe), a unei ***soluții conceptuale***, materializată printr-o schemă cinematică sau dinamică ***optimă***, pe baza căreia se continuă apoi designul constructiv (organologic); de regulă, *proiectarea conceptuală* este un proces de sinteză, coroborat cu etape de analiză a răspunsului soluțiilor considerate, în condiții de funcționare cunoscute.

În procesul de design conceptual al unui subsistem de amplificare a turației, dintr-un sistem eolian sau hidroenergetic, intervin următoarele etape principale de proiectare:

- 1) formularea tehnică a specificațiilor de design ale sistemului de conversie energetică (lista de cerințe),
- 2) stabilirea funcției globale, cu structurarea acesteia, și *detalierea (sub)funcției de amplificare a turației*,
- 3) ***identificarea efectelor fizice și generarea variantelor de rezolvare, pentru amplificarea turației***,
- 4) decelarea ***variantelor conceptuale***, stabilirea *criteriilor ponderate de evaluare* și identificarea ***soluției conceptuale*** pentru amplificarea turației.

Etapa 3 fiind cea mai laborioasă, ideea generării și implementării unei baze de structuri de rezolvare, pentru amplificarea turației, oferă o cale semnificativă de optimizare a acestei etape.

Având un grad ridicat de generalitate, această idee face inițial abstracție de aspectele cantitative (numerice) ale cerințelor, generând *variante de rezolvare calitative*, denumite variante *structurale* de rezolvare sau mai scurt: *structuri* de rezolvare; dintre acestea, sunt identificate apoi structurile *distincte* reprezentative, ale căror *performanțe* relevante sunt modelate analitic prin *metode specifice*.

Pe baza *modelărilor analitice* propuse și a *restricțiilor tehnice* (derivate din lista de cerințe), se poate trece apoi la sinteza de *variante de rezolvare cantitative*, pentru fiecare structură în parte, cu precizarea numerică a performanțelor rezultate. Mai departe, urmează etapa 4) în care, dintre variantele de rezolvare (cantitative) obținute, sunt selectate *variantele conceptuale*: adică variantele care îndeplinesc calitativ și cantitativ restricțiile derivate din cerințe; în final, dintre acestea se identifică, pe baza unor *criterii de evaluare* derivate din cerințe, ***soluția conceptuală*** cautată.

În continuare, sunt identificate ***configurațiile semnificative*** ale sistemelor de tip eolian / hidroenergetic și principalele ***efecte fizice*** care permit amplificarea turației; apoi, pe baza acestora, sunt generate 22 structuri de rezolvare, ca un prim lot al bazei de structuri, a cărei dezvoltare va constitui un obiectiv permanent.

1.1.2. Configurații principale ale sistemelor de conversie a energiei eoliene / hidro în energie electrică

Știința și tehnologia actuală nu oferă practic soluții pentru conversia directă a *energiei eoliene* sau *hidro* în *energie electrică* (ca de pildă sistemele fotovoltaice, care transformă direct energia solară în energie electrică); această conversie se obține actualmente, *indirect*, prin intermediul *energiei mecanice*.

Principial, conversia *energiei eoliene / hidro* -> *energie mecanică* -> *energie electrică* implică: cel puțin un rotor eolian, respectiv o turbină hidro (care transformă energia vantului / apei în energie mecanică) și cel puțin un generator electric (care transformă energia mecanică în energie electrică).

Soluția conexiunii directe, dintre un rotor eolian (respectiv o turbină hidro) și un generator electric, prezintă dificultăți semnificative, din punct de vedere tehnologic, mai ales în aplicații industriale, datorită neconcordanței uzuale dintre turațiile relativ reduse ale rotoarelor / turbinelor și turațiile mai ridicate ale generatoarelor electrice clasice; deși s-au realizat pași

importanți în realizarea de generatoare cu turații mai reduse, totuși, în aplicațiile industriale, acestea nu pot atinge încă performanțele generatoarelor clasice (cu turații mai ridicate). Se impune astfel apelarea la soluții, de tipul sistemelor amplificatoare de turații, care să facă trecerea compatibilă de la turațiile joase ale rotoarelor / turbinelor, la turațiile mai ridicate ale generatoarelor.

În prezenta abordare sunt considerate următoarele premise limitative: se utilizează *un rotor sau 2 rotoare eoliene* (contrarotative) și un generator electric care are: fie rotor mobil și *stator fix*, fie rotor și *stator mobile* și contrarotative (turația echivalentă de funcționare a generatorului fiind de fapt turația relativă a rotorului față de stator, adică suma în modul a acestora).

În contextul premiselor precizate, sistemele de conversie a energiei de tip eolian / hidro în energie electrică pot funcționa după una dintre următoarele configurații conceptuale reprezentative (fig. 1.1):

- I. Cu un generator electric cu *stator fix* antrenat cu:
 - a) un rotor eolian/turbină hidraulică R conectat(ă) direct la rotorul generatorului electric RG (fig. 1.1a) [13] sau cu rotorul R conectat la rotorul generatorului electric RG prin intermediul unui amplificator de turație A (fig. 1.1b) [14], turația statorului fiind nulă ($SG=0$);
 - b) două rotoare eoliene/turbine hidraulice contrarotative R1 și R2 conectate la rotorul generatorului electric RG prin intermediul unui mecanism cu roți dințate A, care poate fi monomobil sau bimobil (fig. 1.1c) [15, 16];
- II. Cu un generator electric contrarotativ (în care rotorul și statorul generatorului sunt mobile și se rotesc cu turații diferite în sensuri inverse) antrenat cu:
 - a) un rotor eolian/turbină hidraulică R conectat(ă) la un amplificator de turație A, cu două ieșiri: una pentru rotorul generatorului RG și cealaltă pentru statorul generatorului SG (fig. 1.1d) [17];

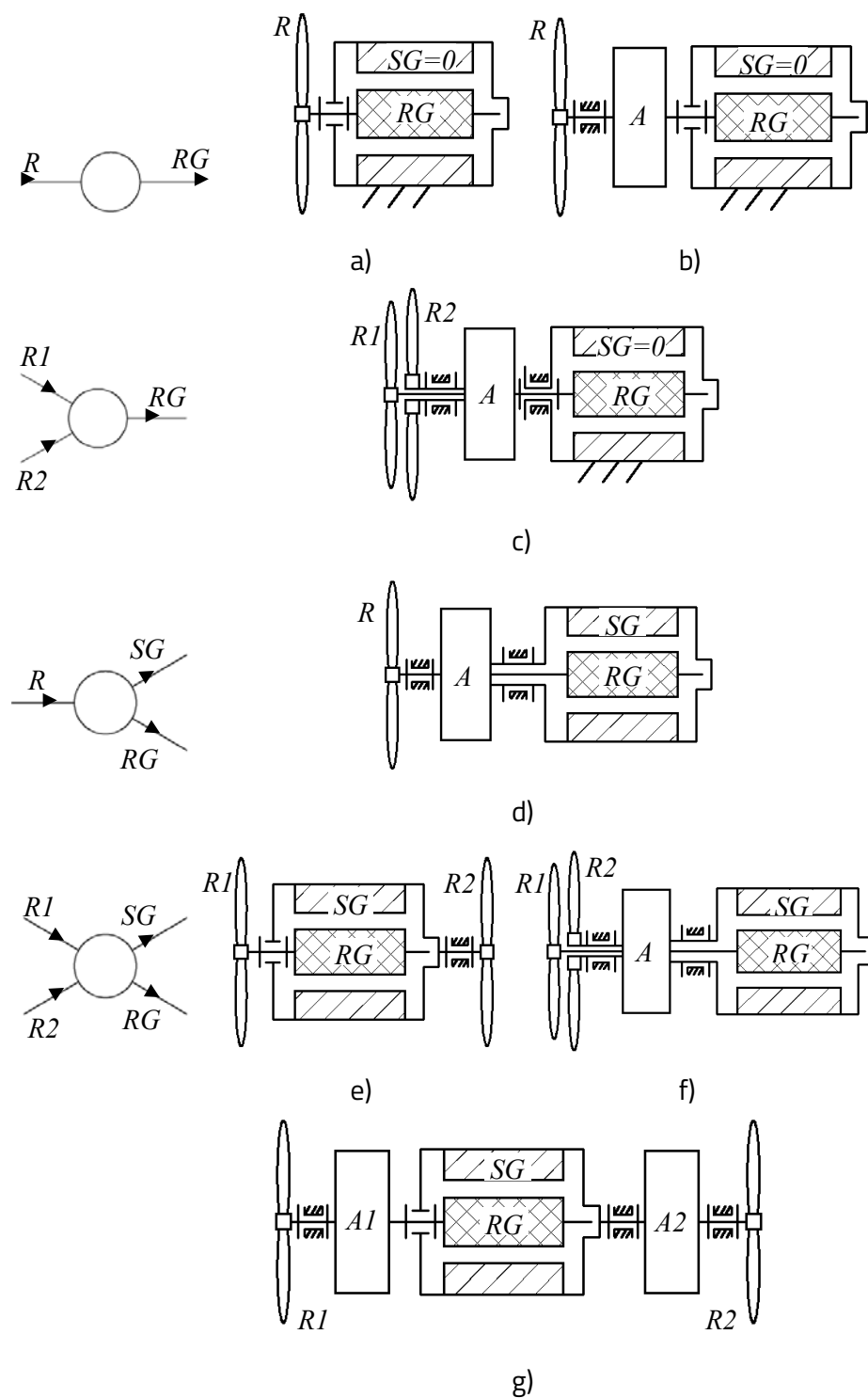


Fig. 1.1 Configurații conceptuale ale sistemelor de conversie din energie fluidă în energie electrică (R – rotor eolian/ turbină hidraulică, $R1$ și $R2$ – rotoare eoliene/turbine hidraulice contrarotative, A , $A1$ și $A2$ - amplificatoare de turație, SG - statorul generatorului, RG - rotorul generatorului)

- b) două rotoare eoliene/turbine hidraulice conectate direct la generator: un rotor R1 conectat la rotorul generatorului RG și un rotor R2 conectat la statorul generatorului SG (fig. 1.1e) [18, 19];
- c) două rotoare contrarotative R1 și R2 conectate, prin intermediul unui mecanism diferențial A cu două ieșiri, la rotorul RG și statorul SG ale generatorului (fig. 1.1f) [20, 21];
- d) un rotor R1 conectat la rotorul generatorului RG prin intermediul unui amplificator de turație A1 și un rotor R2 conectat la statorul generatorului SG prin intermediul unui alt amplificator de turație A2 (fig. 1.1g) [22].

Din fig. 1.1 se poate constata că amplificatoarele de turație pot fi atât mecanisme monomobile ($M=1$) cu o intrare ($L=2, L=3$) sau două intrări ($L=3, L=4$), cât și mecanisme diferențiale ($M=2$) cu una ($L=3$) sau două ieșiri ($L=4$), în care M reprezintă gradul de mobilitate al mecanismului, iar L – numărul legăturilor exterioare (intrări și ieșiri) ale amplificatorului.

Din analiza fig. 1.1 se desprind următoarele concluzii:

- sistemele fără amplificator de turație au, uzual, capacitate redusă, deoarece turația rotorului trebuie să fie compatibilă cu turația generatorului (dotat cu o construcție mai specială, care-i permite turații de funcționare mai reduse decât cele uzuale);
- dimensiunea și complexitatea amplificatorului de turație cresc odată cu creșterea raportului de amplificare și a puterii transmise;
- utilizarea a două rotoare contrarotative permite obținerea unei puteri mai mari, simultan cu însumarea mișcărilor de intrare în cazul unui amplificator bimobil, sau însumarea momentelor în cazul unui amplificator monomobil;
- sistemele care utilizează generatoare contrarotative (în care rotorul și statorul sunt mobile) permit fie utilizarea unui raport de amplificare mai redus, fie a unei turații mai reduse a rotorului / rotoarelor de intrare.

Pe baza schemelor din fig. 1.1, privind principalele configurații ale sistemelor de conversie a energiei eoliene (sau hidro) în energie electrică, în continuare se demarează dezvoltarea

unei baze de de structuri-amplificatoare de turație, utilizabile în sistemele eoliene (sau hidroenergetice), cu scopul de a facilita identificarea de soluții optime.

1.1.3. Generarea variantelor structurale pentru amplificarea turației în sisteme de tip eolian / hidroenergetic

În exprimare calitativă, cerința principală și implicit funcția globală, a unui sistem de tip eolian / hidroenergetic, constă în **conversia** energiei **vântului** sau **apei** în energie **electrică**; în contextul configurațiilor din fig. 1.1, această funcție globală poate fi explicitată simplificat printr-o **structură de subfuncții** de tipul celei din fig. 1.2.

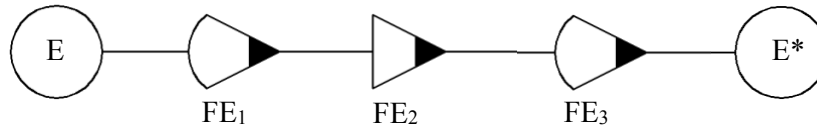


Fig. 1.2 Structura de subfuncții a funcției globale a sistemului de conversie.

Rezolvarea subfuncției FE2, **transmiterea** energiei mecanice (de la rotor / turbină la generator) cu **amplificarea** adecvată a **turației**, în condițiile **configurațiilor** din fig. 1.1, constituie principalul obiectiv al prezentei lucrări; știința și tehnologia actuală oferă, în acest scop, următoarele **efecte fizice de rezolvare**, care pot fi utilizate distinct sau combinate:

- a) amplificarea mecanică a turației, realizabilă uzual prin mecanisme monomobile ($M=1$) cu roți dințate;
- b) însumarea mecanică, a 2 turații (de la 2 rotoare eoliene), realizabilă cu ajutorul unui mecanism diferențial ($M=2$), uzual, cu roți dințate;
- c) antrenarea mecanică a rotorului și statorului generatorului electric în sensuri inverse, cu turații care uzual sunt invers proporționale cu momentele lor mecanice de inerție;
- d) însumarea mecanică, a 2 momente de torsiune (de la 2 rotoare eoliene / turbine hidro), realizabilă cu un mecanism monomobil ($M=1$), uzual, cu roți dințate; acest

efect (care nu amplifică turația, ci momentul și implicit puterea mecanică) poate fi folosit numai în combinație cu cel puțin unul din efectele precedente.

Așadar, materializarea acestor efecte fizice se realizează uzual cu ajutorul unor mecanisme cu roți dințate caracterizate, din punct de vedere tehnic, prin gradul de mobilitate M ($M=1; 2$) și prin numărul legăturilor exterioare L , dat de suma dintre numărul intrărilor L_i ($L_i=1; 2$), descris de numărul rotoarelor / turbinelor folosite ($L_i=1$ pentru 1 rotor / turbină și $L_i=2$ pentru 2 rotoare / turbine), și numărul ieșirilor L_o ($L_o=1; 2$), determinat de starea statorului generatorului electric ($L_o=1$ pentru stator fix și $L_o=2$ pentru stator mobil).

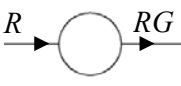
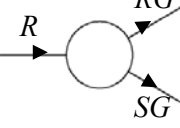
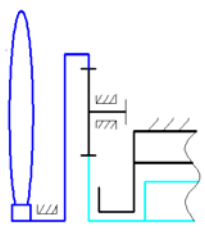
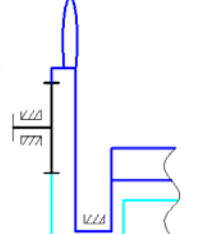
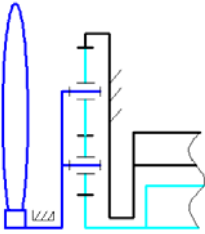
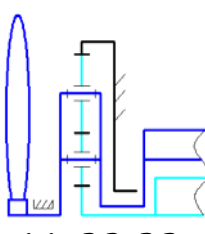
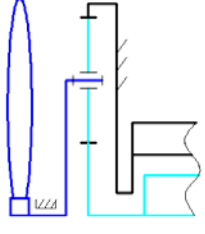
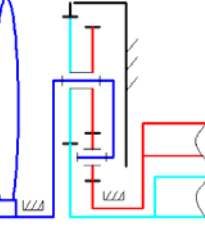
Matricea morfologică din fig. 1.3, obținută prin asamblarea parametrilor M , L_i și L_o , permite identificarea combinațiilor compatibile și implicit generarea structurilor care desemnează *variantele de rezolvare calitativă* a sistemului de amplificare a turației.

Unele din soluțiile generate au fost identificate și în literatura de specialitate, iar altele sunt deja brevetate de către autori sau sunt în curs de brevetare.

Parametri	Variante	
L_i (FE_1)	1.1 Li=1 (un rotor)	1.2 Li=2 (două rotoare contrarotative)
M (FE_2)	Structura mecanică de amplificare a turației cu	
	2.1 M=1	2.2 M=2
L_o (FE_3)	3.1 Lo=1 (generator electric cu stator fix)	3.2 Lo=2 (generator electric cu stator mobil)
<p>M, L_i, L_o și L = gradul de mobilitate, numărul intrărilor, numărul ieșirilor și respectiv numărul legăturilor exterioare ($L=L_i+L_o$) ale subsistemului mecanic de amplificare a turației,</p> <p><i>Precizare:</i> Pot exista și soluții tehnice de amplificare a turației cu $L_i > 2$, dar care nu fac obiectul prezentului studiu; ca exemplu, sunt brevetate sisteme cu 3 sau mai multe rotoare eoliene și un singur generator electric.</p>		

Fig. 1.3 Matrice morfologică pentru generarea structurilor mecanice de amplificare a turației

Cele douăzeci și două de variante generate, pe baza matricei din fig. 1.3, sunt sistematizate, în fig. 1.4, în cinci grupe distincte pe baza mărimilor: M , L_i , L_o și K (unde K = gradul de complexitate, al structurii mecanice, descris prin numărul elementelor suport-axe distincte). Deoarece aceste structuri sunt simetrice față de axa longitudinală, în schemele din fig. 1.4 s-a reprezentat numai jumătatea superioară a acestora; în plus, sub fiecare variantă calitativă de rezolvare s-a indicat și combinația, din matricea morfologică, care a generat-o.

Grupa (M , L_i , K)	Numărul de ieșiri			
	$L_o=1$ (stator fix: poz.3.1 din fig. 1.3)	$L_o=2$ (rotor și stator mobile și contrarotative: poz.3.2 din fig. 1.3)		
I. $M=1$, $L_i=1$, $K=1$	 $M=1, L=L_i+L_o=2$		 $M=1, L=L_i+L_o=3$	
	a1	 $1.1+2.1+3.1$	a2	 $1.1+2.2+3.2$
	b1	 $1.1+2.1+3.1$	b2	 $1.1+2.2+3.2$
	c1	 $1.1+2.1+3.1$	c2	 $1.1+2.2+3.2$

II. M=1, Li=2, K=1	<p>M=1, L=3</p>		<p>M=1, L=4</p>	
	d1	<p>1.2+2.1+3.1</p>	d2	<p>1.2+2.1+3.2</p>
	e1	<p>1.2+2.1+3.1</p>	e2	<p>1.2+2.1+3.2</p>
	<p>M=2, L=3</p>		<p>M=2, L=4</p>	
III. M=2, Li=2, K=1	f1	<p>1.2+2.2+3.1</p>	f2	<p>1.2+2.2+3.2</p>
	g1	<p>1.2+2.2+3.1</p>	g2	<p>1.2+2.2+3.2</p>

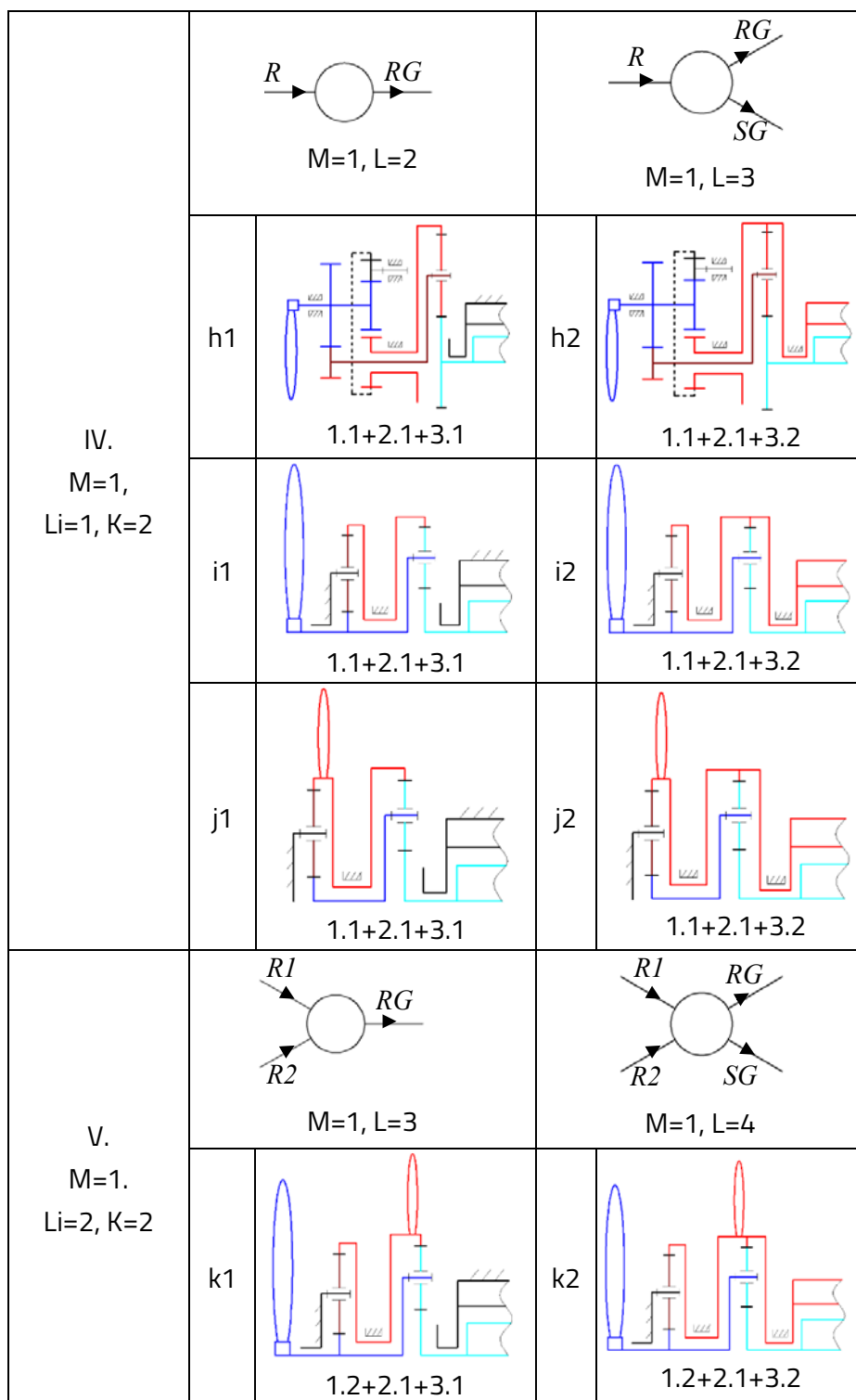
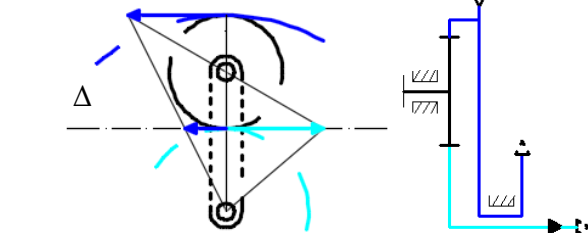
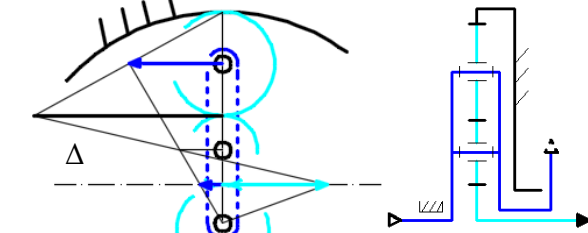
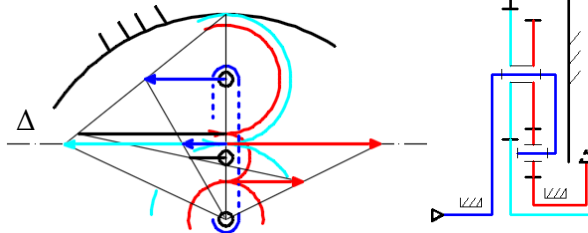
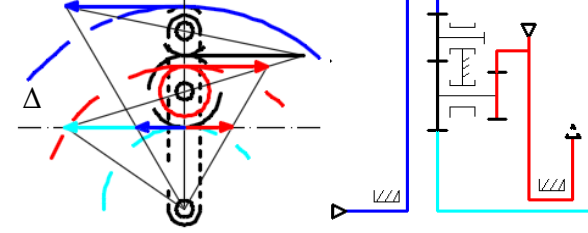
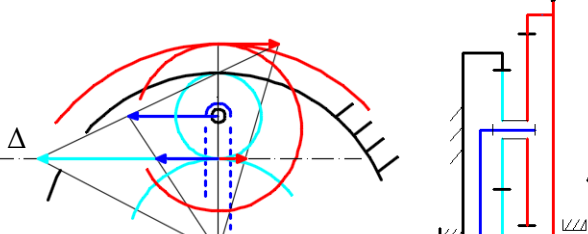
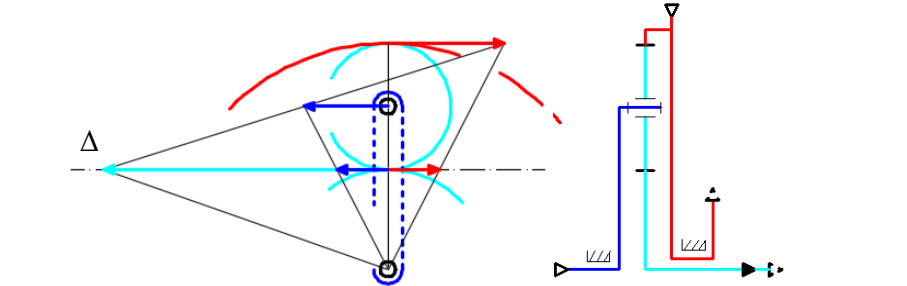
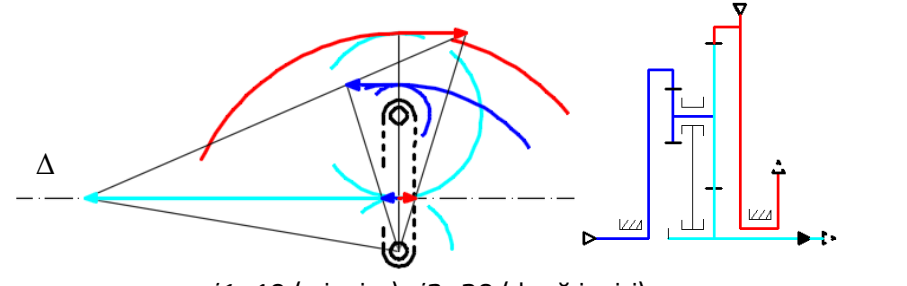
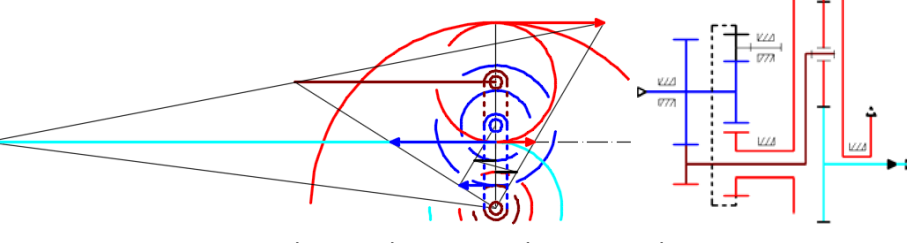
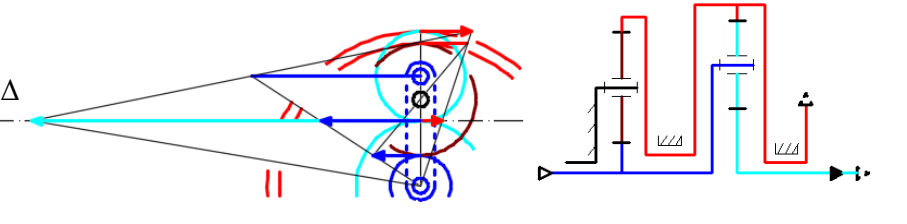
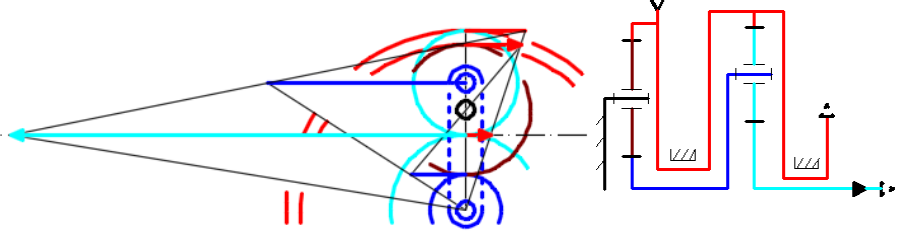
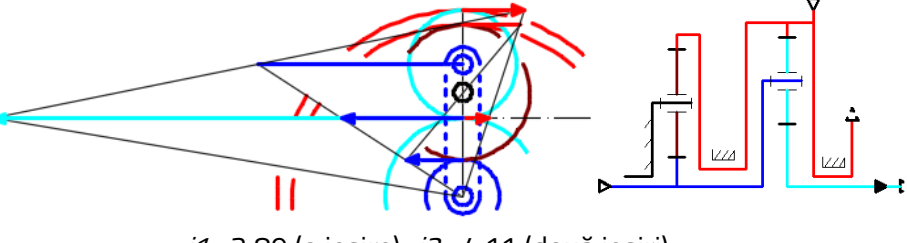


Fig. 1.4 Variante de rezolvare pentru sistemul de conversie a energiei

fluidului (eoliană / hidro) în energie electrică

Pentru structurile de rezolvare prezentate în fig. 1.4, în fig. 1.5 sunt ilustrate centralizat diagramele de viteze, în premiza că toate mecanismele au același gabarit radial.

Fig. 1.4	Diagrama de viteze / Schemă cinematică
a	 <p>$i_1 \approx 2,37$ (o ieșire); $i_2 \approx 3,37$ (două ieșiri)</p>
b	 <p>$i_1 \approx 4,62$ (o ieșire); $i_2 \approx 5,62$ (două ieșiri)</p>
c	 <p>$i_1 \approx 3,73$ (o ieșire); $i_2 \approx 7,30$ (două ieșiri)</p>
d	 <p>$i_1 \approx 2,47$ (o ieșire); $i_2 \approx 3,44$ (două ieșiri)</p>
e	 <p>$i_1 \approx 2,92$ (o ieșire); $i_2 \approx 3,36$ (două ieșiri)</p>

f	 <p>$i_1 \approx 5,53$ (o ieșire); $i_2 \approx 6,53$ (două ieșiri)</p>
g	 <p>$i_1 \approx 19$ (o ieșire); $i_2 \approx 20$ (două ieșiri)</p>
h	 <p>$i_1 \approx 4,81$ (o ieșire); $i_2 \approx 5,18$ (două ieșiri)</p>
i	 <p>$i_1 \approx 3,89$ (o ieșire); $i_2 \approx 4,11$ (două ieșiri)</p>
j	 <p>$i_1 \approx 18,16$ (o ieșire); $i_2 \approx 19,16$ (două ieșiri)</p>
k	 <p>$i_1 \approx 3,89$ (o ieșire); $i_2 \approx 4,11$ (două ieșiri)</p>

Exemple de determinare a raportului de amplificare pe baza vitezelor de pe dreapta Δ (v. schema g): 1) în cazul cu o ieșire, se împarte segmentul albastru deschis la segmentul albastru închis: $i1 \approx 19$; 2) în cazul cu două ieșiri, se împarte suma dintre segmentele albastru deschis și roșu la segmentul albastru închis: $i2 \approx 20$

Fig. 1.5 *Diagrame de viteze pentru soluțiile sistematizate în fig. 1.4*

Schemele și diagramele de viteze din fig. 1.5, valide atât în varianta cu o ieșire (►), cât și în cea cu două ieșiri (►•), permit compararea intuitivă, a structurilor considerate, atât sub aspectul raportului de amplificare a turației, cât și al gradului de complexitate; raportul de amplificare poate fi determinat orientativ astfel:

- a) se marchează vitezele liniare ale elementelor centrale de intrare și de ieșire la aceeași rază (dreapta Δ în fig. 1.5);
- b) în cazul variantelor cu o ieșire, se împarte viteza elementului de ieșire la viteza celui de intrare (pentru variantele cu două intrări, raportarea se face la viteza elementului intrării principale; v. $i1$ în fig. 1.5);
- c) pentru variantele cu două ieșiri, se împarte suma vitezelor elementelor de ieșire la viteza elementului (principal) de intrare (v. $i2$ în fig. 1.5).

Într-o primă analiză comparativă (fig. 1.5), se constată, uzual, o creștere semnificativă a raportului de amplificare, pe de o parte, prin creșterea gradului de complexitate și, pe de altă parte, prin trecerea de la o ieșire, la două ieșiri.

În ideea simplificării expunerii, dintre cele 22 de structuri generate (ca prim lot al bazei), sunt luate în considerație șase structuri reprezentative distincte, desemnate prin schemele (fig. 1.4): b1, b2, e1, e2, g1, g2; pentru acestea, sunt modelate analitic, în subcapitolele care urmează, principalele performanțe și sunt generate variante de rezolvare cantitative, în condițiile unui exemplu simplificat de desing conceptual, formulat în subcapitolul următor.

1.2. Restricții tehnice și criterii de evaluare pentru un exemplu simplificat de design conceptual al unui amplificator de turație dintr-un sistem eolian

Pentru simplificarea expunerii, privind exemplificarea procesului de design conceptual al unui amplificator de turație (destinat unui sistem eolian sau hidroenergetic), în partea finală a subcapitolului precedent (v. subcap.1.1) s-a limitat numărul structurilor de pornire, selectând șase variante reprezentative distincte din fig. 1.4: b1, b2, e1, e2, g1, g2; pentru o mai bună claritate, aceste structuri sunt re-sistemazitate în fig. 1.6:

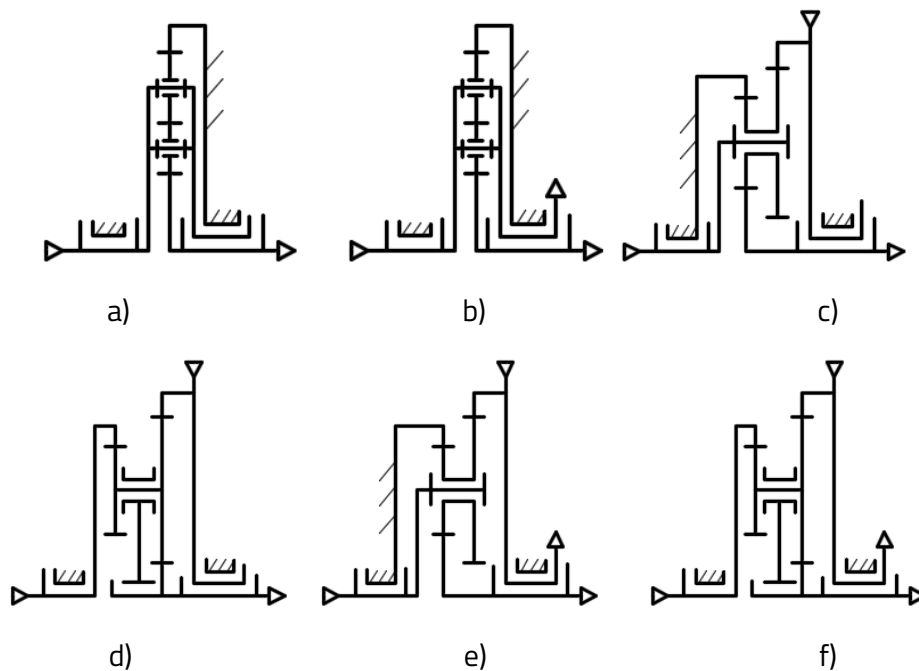


Fig. 1.6. Structuri reprezentative ale amplificatorului de turație pentru cele șase situații funcționale, de tip: a) monomobil cu o intrare și o ieșire; b) monomobil cu o intrare și două ieșiri [23, concept cu altă structură]; c) monomobil cu două intrări și o ieșire [24]; d) diferențial cu două intrări și o ieșire; e) monomobil cu două intrări și două ieșiri [25] și f) diferențial cu două intrări și două ieșiri [26]

În subcapitolele care urmează, pentru fiecare dintre structurile reprezentative din fig. 1.6, se efectuează modelarea (analiza) cinematică și dinamică (statică), urmată de generarea

(sinteza) unor *variante de rezolvare cantitative*; dintre acestea sunt decelate, mai întâi, *variantele conceptuale*, după care se identifică, pe baza unei *evaluări multicriteriale*, *soluția conceptuală* a sistemului pentru amplificarea turației.

Pentru desfășurarea acestor etape, specifice designului conceptual, se utilizează un set de *restricții tehnice* (care descriu, din punct de vedere conceptual, cerințele reprezentative *obligatorii* ale sistemului eolian / hidroenergetic) și un set de *criterii ponderate* (cerințe de tip *"dorință"*), pentru identificarea *soluției conceptuale*.

1.2.1. Restricții tehnice necesare pentru sinteza variantelor de rezolvare și decelarea variantelor conceptuale ale sistemului de amplificare a turației

Prin exemplul simplificat considerat, se cere să se stabilească soluția conceptuală pentru un subsistem de amplificare a turației, destinat unui sistem eolian (sau hidroenergetic); principalele restricții, de interes conceptual, care traduc tehnic cerințele sistemului, sunt descrise prin următoarele informații tehnice:

- 1) se utilizează: fie un rotor eolian principal și un rotor secundar contrarotativ, ambele având turația nominală de 100-150 rot/min, fie numai un singur rotor: cel principal; pentru simplificarea abordării, se consideră că rotoarele au caracteristici mecanice liniare: $T_{m1,2} = -35,22\omega_{m1,2} + 605 \text{ Nm}$;
- 2) se folosește un generator electric de curent continuu cu turația nominală de 1200 rot/min și caracteristica mecanică: $T_g = -0,4\omega_g + 35 \text{ Nm}$; generatorul poate funcționa atât cu stator fix, cât și cu stator mobil;
- 3) 0,8 este randamentul mecanic minim admis al sistemului de amplificare a turației;
- 4) 0,95 este randamentul fiecărui angrenaj, din structura sistemului de amplificare a turației, în premisa funcționării cu axe fixe;
- 5) 20 este numărul de dinți al celei mai mici roți centrale din structura sistemului de amplificare.

Cu ajutorul acestor informații tehnice, reieșite din lista de cerințe a sistemului eolian, urmează să se efectueze, mai întâi:

- a) sinteza (generarea) *variantelor de rezolvare cantitative*, pentru fiecare dintre structurile din fig. 1.6, pe baza modelărilor analitice ale acestora și apoi,
- b) decelarea variantelor conceptuale, dintre variantele de rezolvare generate.

1.2.2. *Criterii ponderate de evaluare necesare pentru identificarea soluției conceptuale a sistemului de amplificare a turației*

În consens cu cerințele sistemului eolian, s-au formulat următoarele criterii ponderate de evaluare multicriterială [27]:

- 1) randament mecanic cât mai ridicat (ex. de pondere: 0,805);
- 2) complexitate structurală și tehnologică cât mai redusă (ex. de pondere: 0,14);
- 3) gabarit, radial și axial, cât mai redus (ex. de pondere 0,046);
- 4) mentenanța cât mai puțin pretentioasă (ex. de pondere 0,009).

Pe baza acestor criterii, urmează să fie decelată *soluția conceptuală*, a sistemului de amplificare a turației, dintre variantele conceptuale selectate în etapa anterioară.

În subcapitolele care urmează sunt prezentate, pentru fiecare structură reprezentativă, modelările cinematice și dinamice (statice), analiza principalelor performanțe (răspunsul cinematic și static), pe baza punctului de funcționare staționară și generarea variantelor de rezolvare cantitative (sinteza numerelor de dinți); în subcapitolele finale, dintre variantele de rezolvare sunt decelate variantele conceptuale și, dintre acestea, este identificată soluția conceptuală, cu ajutorul criteriilor ponderate de evaluare tehnico-economică.

Modelările și diagramele prezentate în această lucrare au rolul de a sprijini sinteza unor astfel de sisteme, cu ajutorul cărora se poate determina soluția optimă a unui sistem în funcție de criteriile sau cerințele impuse.

1.3. Sistem eolian cu o sursă motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric cu stator fix

Proiectarea optimală a unui amplificator planetar de turație, presupune optimizarea proprietăților structurale, cinematice și dinamice ale acestuia, identificate prin modelare analitică și simulare numerică.

În continuare se consideră schema structurală, a amplificatorului de turație monomobil cu o intrare și o ieșire, din fig. 1.6a, explicată în fig. 1.7; conform figurii, rotorul eolian este solidarizat cu elementul suport axe H (arborele de turație joasă), iar rotorul generatorului este conectat la arborele de turație ridicată 1.

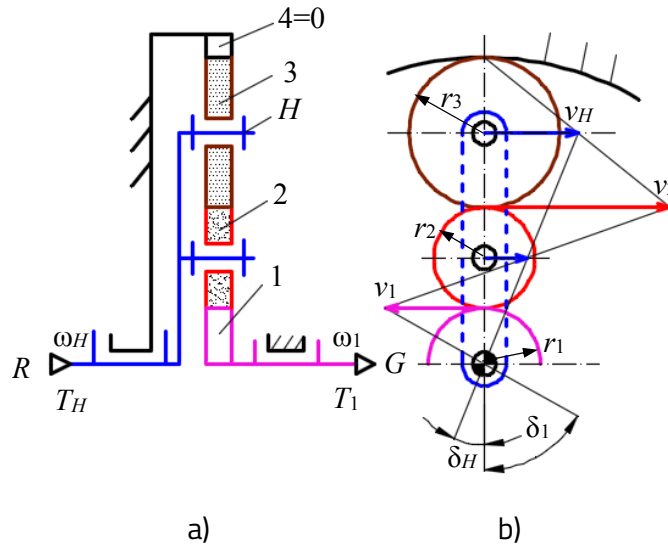


Fig. 1.7 Schema de principiu a amplificatorului planetar monomobil (caz particular cu axe coplanare): a) schemă structurală și b) vedere frontală cu planul vitezelor.

În continuare sunt identificate proprietățile cinematice și statice ale acestui amplificator, prin modelare analitică și simulare numerică pe modelele matematice obținute.

Funcția de transmitere a vitezelor poate fi determinată atât grafic, pe baza planului vitezelor din fig. 1.7, cât și analitic prin aplicarea inversiunii mișcării față de elementul H [28].

Prin urmare raportul de amplificare poate fi scris astfel (fig. 1.7a și b):

$$i_a = \frac{\omega_1}{\omega_H} = -\frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \delta_H}. \quad (1.1)$$

$$i_a = i_{1H}^4 = 1 - i_0, \quad \omega_1 = \omega_H(1 - i_0), \quad i_0 = i_{14}^H = +z_4/z_1 > 1. \quad (1.2), (1.3), (1.3')$$

în care i_0 reprezintă raportul cinematic interior al unității planetare.

Din ecuația de echilibru energetic a transmisiei considerate se poate determina randamentul amplificatorului de turație [29]:

$$\omega_{H4} T_H \eta_{H1}^4 + \omega_{14} T_1 = 0. \quad (1.4)$$

$$\eta_a = \eta_{H1}^4 = \frac{-\omega_{14} T_1}{\omega_{H4} T_H} = \frac{-T_1/T_H}{\omega_H/\omega_1} = \frac{\overline{i_{H1}^4}}{i_{H1}^4}. \quad (1.5)$$

care după înlocuirile corespunzătoare devine:

$$\eta_a = \frac{1 - i_0}{1 - i_0 \eta_0^x}, \quad (1.6)$$

unde, conform [30]: $x = \operatorname{sgn}(\omega_{1H} T_1) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_{1H} T_1}{-\omega_{14} T_1}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{-i_0}{i_0 - 1}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{i_0}{1 - i_0}\right) = -1$.

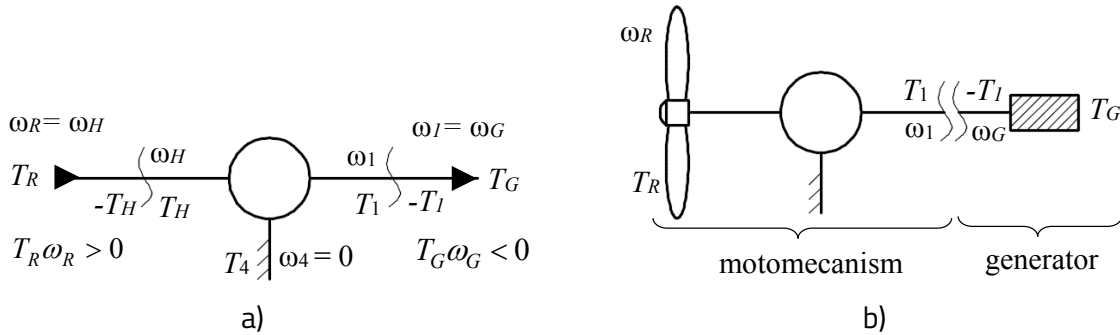


Fig. 1.8 a) Schema bloc a amplificatorului planetar monomobil cu o intrare (R) și o ieșire (G) și

b) Schema bloc a sistemului eolian echivalent de tip motomecanism-generator

În consens cu fig. 1.8, rel. (1.7) și (1.8) descriu dependența dintre momentul de intrare (T_H) și cel de ieșire (T_I), respectiv dintre momentul rotorului eolian (T_R) și cel al generatorului (T_G):

$$T_1 = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 T_H = -\frac{\eta_a}{i_a} T_H, \quad (1.7)$$

$$T_R - T_H = 0 \Rightarrow T_H = T_R, \quad T_G - T_1 = 0 \Rightarrow -T_1 = -T_G \Rightarrow$$

$$T_G = -\frac{\eta_a}{i_a} T_R. \quad (1.8)$$

Pe baza rel. (1.2) și (1.6), în fig. 1.9 și 1.10, s-au ilustrat grafic variația raportului cinematic de amplificare i_a și, respectiv, a randamentului transmisiei, în funcție de raportul cinematic interior i_o pentru $\eta_{12} = \eta_{23} = \eta_{34} = 95\%$; aceste diagrame sunt utile în sinteza amplificatorului.

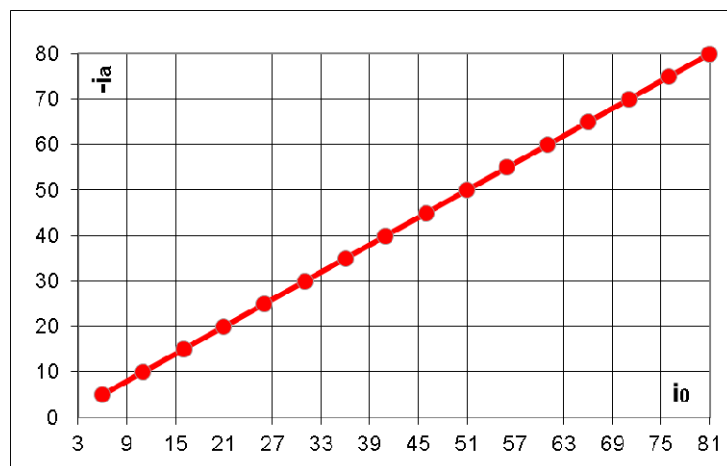


Fig. 1.9 *Variația raportului de amplificare i_a în funcție de raportul interior i_o*

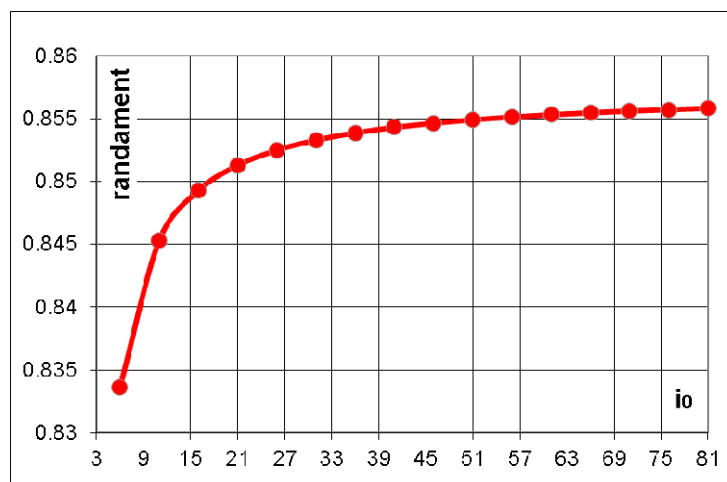


Fig. 1.10 *Variația randamentului η_a în funcție de raportul interior i_o*

Pentru transmisia analizată, din diagramele obținute, se constată că odată cu creșterea raportului cinematic interior i_o , raportul cinematic de amplificare i_a crește liniar (fig. 1.9), în timp ce randamentul η_a are o creștere aproape nesemnificativă (cca. 2%, fig. 1.10); ca urmare, pentru

sistemele eoliene de putere medie-mare, se ajunge la o creștere semnificativă gabaritului transmisiei, pentru valori ridicate ale raportului i_0 .

Pornind de la rezultatele cinematice și statice prezentate anterior, în continuare se modelează analitic și se analizează, prin simulare numerică, comportamentul sistemului eolian din fig. 1.7 la funcționarea în regim staționar; acesta implică modelarea momentelor și vitezelor unghiulare de la intrare și respectiv ieșire, prin una din următoarele două abordări: **a)** se determină direct punctul de funcționare prin rezolvarea sistemului de ecuații format din egalitățile aferente tuturor subsistemelor izolate din sistemul real (fig. 1.8 a) și **b)** se înlocuiește sistemul real cu un sistem echivalent de tip motor-mecaelector sau motomecanism-generator (fig. 1.8 b); prima abordare fiind mai criptică, în continuare se determină punctul de funcționare cu ajutorul sistemului echivalent de tip motomecanism-generator (fig. 1.8b):

- caracteristica mecanică a rotorului eolian (fig.1.11):

$$T_R = -a_R \omega_R + b_R, \quad (1.9)$$

în care, pentru exemplificare numerică, se consideră: $a_R = 35,2 \text{ Nms}$, $b_R = 605 \text{ Nm}$;

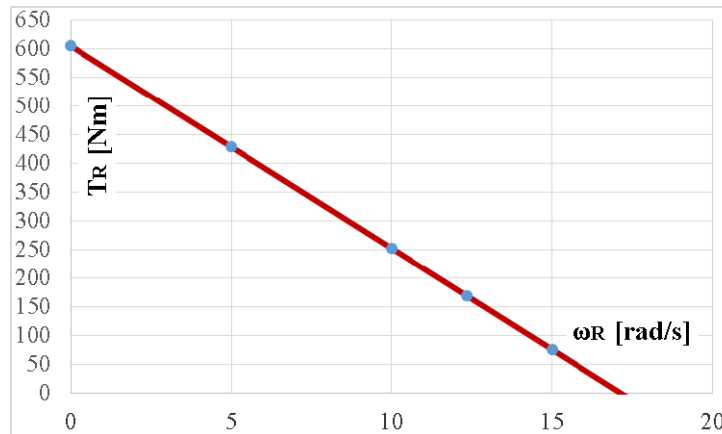


Fig. 1.11 Caracteristica mecanică a rotorului eolian

- caracteristica mecanică a generatorului electric (fig.1.12):

$$T_G = -a_G \omega_G + b_G, \quad (1.10)$$

în care, numeric, se consideră: $a_G = 0,4 \text{ Nms}$, $b_G = -35 \text{ Nm}$.

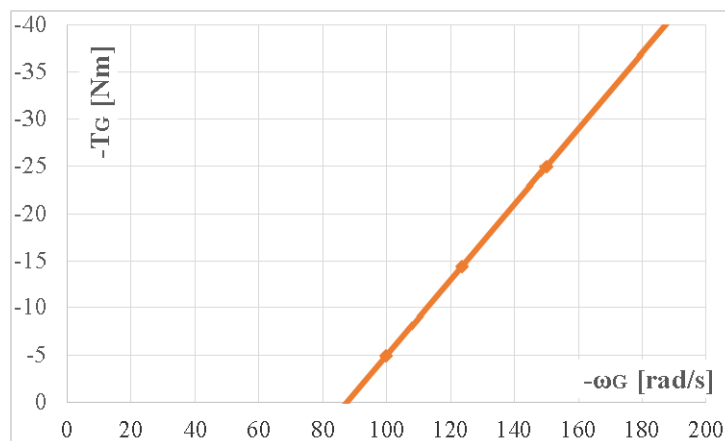


Fig. 1.12 Caracteristica mecanică a generatorului electric

Pentru funcțiile de transmitere ale amplificatorului din fig. 1.7, care intervin în modelarea caracteristicii mecanice a motomecanismului, se consideră, pentru exemplificare numerică, valorile $i_0 = 11$ și $\eta_0 = 0,95^3 = 0,8574$:

$$\omega_1 = \omega_H \cdot i_{H1}^4 = \omega_H (1 - i_0) = -10\omega_H, \quad (1.11)$$

$$T_1 = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 T_H = 0,08453 T_H. \quad (1.12)$$

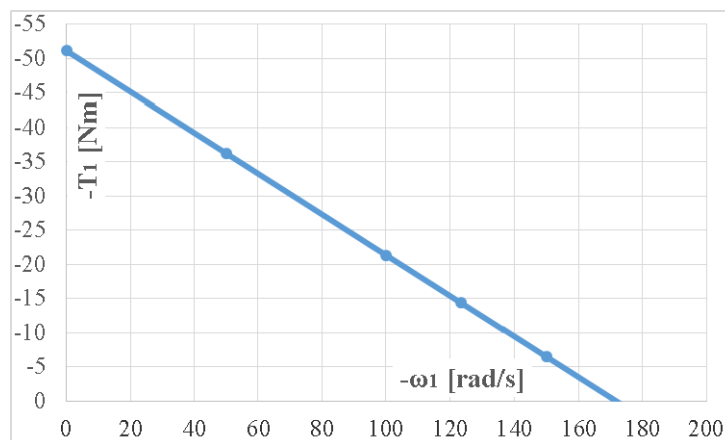


Fig. 1.13 Caracteristica mecanică motomecanismului (adică a rotorului eolian redus la arborele generatorului)

Stabilirea caracteristicii mecanice a motomecanismului (rotor eolian+amplificator) constă în reducerea caracteristicii mecanice a rotorului eolian la arborele de ieșire al transmisiei (arborele generatorului, fig. 1.7 și rel. (1.14)); aceasta se realizează pe baza rel. (1.11) și (1.12) și a egalităților aferente arborelui rotorului eolian (fig. 1.8 și rel. (1.13)):

$$\omega_R = \omega_H, T_R - T_H = 0 \quad (1.13)$$

$$T_1 = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 T_H = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 T_R = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 (-a_R \omega_R + b_R) = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 (-a_R \omega_H + b_R) = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 (-a_R i_{H1}^4 \omega_1 + b_R) \quad (1.13')$$

Așadar, caracteristica mecanică a motomecanismului are expresia (1.14):

$$T_1 = a_R (i_{H1}^4)^2 \eta_{H1}^4 \omega_1 - b_R i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 = 0,298 \omega_1 + 51,142 \text{ Nm} \quad (1.14)$$

În această etapă, sistemul real s-a redus la un sistem echivalent (cu același punct de funcționare) de tip: motomecanism+generator; determinarea coordonatelor punctului de funcționare în regim staționar (ω_F, T_F) se realizează pe baza egalității derivate din echilibrul momentelor care încarcă arborele generatorului (fig. 1.8, rel. (1.13) și (1.14)):

$$T_G - T_1 = 0 \Rightarrow -T_G = -T_1 \Rightarrow -(a_G \omega_G - b_G) = -i_{H1}^4 \eta_{H1}^4 (-a_R i_{H1}^4 \omega_G + b_R) \quad (1.15)$$

Din egalitatea (1.15) rezultă viteza unghiulară ω_F , în regim staționar, cu ajutorul căreia se poate determina apoi momentul de torsiune aferent T_F :

$$\omega_G = \omega_F = \frac{b_G + b_R i_{H1}^4 \eta_{H1}^4}{a_G + a_R (i_{H1}^4)^2 \eta_{H1}^4} = \frac{-35 + 605 \cdot 0,8453 / (-10)}{0,4 + 35,22 \cdot 0,8453 / (-10)^2} = -123,4572 \text{ rad/s} \quad (1.16)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_G(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_G \omega_F + b_G = -0,4 \cdot (-123,4572) - 35 = 14,3829 \text{ Nm}. \quad (1.17)$$

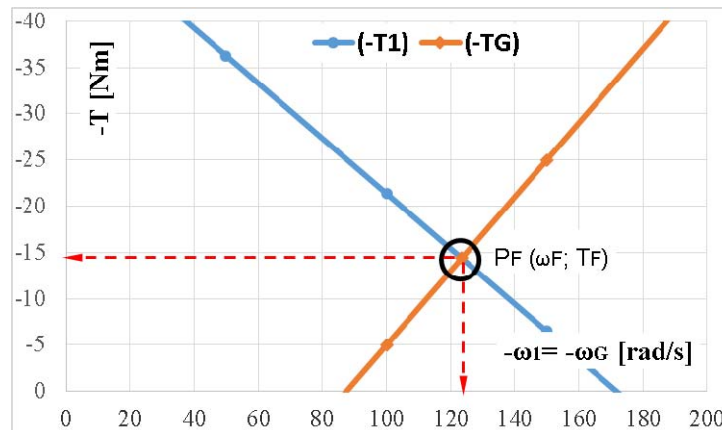


Fig. 1.14 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare

Ilustrarea grafică a punctului de funcționare, redus la arborele generatorului, ca intersecție a celor două caracteristici mecanice (aferente generatorului și motomecanismului $-T_G = -T_1$) este prezentată în fig. 1.14. Odată determinate valorile coordonatelor punctului

de funcționare se pot determina valorile mărimilor care descriu punctul de funcționare al sistemului real, pe baza funcțiilor de transmitere ale amplificatorului, valori centralizate în tab. 1.1.

Tabelul 1.1 *Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.8 în regim staționar*

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian	$a_R = 35,22$ [Nms]	$\omega_R = \omega_H$ [rad/s]		$T_R = T_H$ [Nm]	
	$b_R = 605$ [Nm]	12,34		170,14	
Amplificator de turație	$\omega_G / \omega_R = -10$	i_a	i_o	η_a	
	$\eta_0 = 0,857$	-10	11	0,845	
Moto-mecanism		a_1 [Nms]	b_1 [Nm]	ω_1 [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,298	51,142	-123,45	14,38
Generator electric	$a_G = 0,4$ [Nms]	ω_G [rad/s]		T_G [Nm]	
	$b_G = -35$ [Nm]	-123,45		14,38	

Rezultatele obținute sunt utile în sinteza amplificatoarelor de turație cu performanțe ridicate, destinate integrării în sisteme eoliene, care asigură amplificarea turației în condițiile unor randamente superioare.

1.4. Sistem eolian cu o sursă motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric contrarotativ

Implementarea în sistemele eoliene a unui amplificator de turație monomobil, cu o intrare și două ieșiri (cu senzori opuse de rotație), presupune utilizarea unui generator contrarotativ (în care statorul și rotorul sunt mobile și de rotesc în sensuri opuse). Proiectarea și dezvoltarea generatorului contrarotativ, integrat în turbinele eoliene din mediul urban [32], deschide o nouă cale de abordare a transmisiilor planetare diferențiale, care funcționează cu o intrare și două ieșiri.

Utilizarea unor astfel de transmisii poate aduce unele avantaje, cum ar fi: posibilitatea implementării acestora în turbinele eoliene cu restricții de gabarit, precum și o creștere a eficienței datorită legării în paralel a unor unități planetare.

Pornind de la aceste considerente, amplificatorul de turație propus spre analiză, vezi fig. 1.6 b, este similar celui prezentat anterior, cu deosebirea că are două ieșiri, în care turația ieșirii secundare (conectată la statorul mobil al generatorului contrarotativ) este egală cu turația de intrare ($\omega_{GS} = \omega_R$, fig. 1.15). Mișcările contrarotative conduc la creșterea turației relative rotor-stator, care intervine în caracteristica mecanică a generatorului.

Transmisia planetară monomobilă din fig. 1.15 funcționează cu două ieșiri contrarotative, ieșirea principală fiind conectată la rotorul generatorului, iar ieșirea secundară fiind realizată prin cuplarea directă a elementului de intrare H la statorul mobil al generatorului electric.

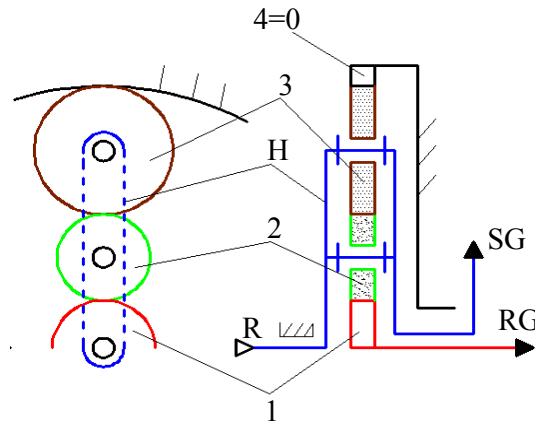


Fig. 1.15 Schema de principiu a amplificatorului planetar de turație cu o intrare și două ieșiri

Prin această structură se obține o turație echivalentă mărită a generatorului, prin creșterea turației relative a rotorului RG față de statorul SG și, implicit, o funcționare mai avantajoasă a generatorului. În acest caz, analiza cinematică și statică a amplificatorului planetar se bazează pe modelarea celor două fluxuri de putere: un flux de la rotorul eolian la rotorul generatorului (R-RG), respectiv, un flux de la rotorul eolian la statorul mobil al generatorului (R-SG); sistemul fiind monomobil, cu 3 legături exterioare, mecanismul **distribue** *determinat* turația de intrare (independentă) și *nedeterminat* momentul de intrare (dependent), pe cele două ieșiri; conform

condiției de funcționare a generatorului electric, rotorul și statorul au momente egale și de sens contrar ($T_{RG} = -T_{SG}$).

Amplificatorul de turație considerat (fig. 1.15), fiind derivat din cel ilustrat în fig. 1.7, modelarea cinematică va cuprinde relațiile obținute anterior, la care se adaugă relațiile aferente fluxului energetic al statorului mobil:

$$i_{H1}^4 = \frac{\omega_{H4}}{\omega_{14}} = \frac{\omega_{HH} - \omega_{4H}}{\omega_{1H} - \omega_{4H}} = \left(1 - \frac{\omega_{1H}}{\omega_{4H}}\right)^{-1} = \frac{1}{1 - i_0}, \quad (1.18)$$

Pe baza rel. (1.18) poate fi scrisă funcția de transmitere a vitezelor unghiulare, rel. (1.19), în care i_a este raportul de amplificare de la rotorul eolian la rotorul generatorului electric (ω_{RG}/ω_R):

$$\omega_{14} = \frac{\omega_{H4}}{i_{H1}^4} = \omega_{H4} \cdot (1 - i_0) = \omega_{H4} \cdot i_a, \quad (1.19)$$

$$\omega_{GR} = \omega_R \cdot i_a, \quad (\omega_{GR} = \omega_{14}, \omega_R = \omega_{H4}), \quad (1.20)$$

unde $i_a = i_{1H}^4 = 1 - i_0$.

Rel. (1.18)-(1.20), aferente fluxului principal de putere R-RG, împreună cu rel. (1.21), permit determinarea vitezei relative de funcționare a generatorului contrarotativ:

$$\omega_{GS} = \omega_{H4} = \omega_R, \quad \omega_{GR} = \omega_{14}, \quad \omega_{ge} = \omega_{GR} - \omega_{GS}, \quad (1.21)$$

$$\omega_{ge} = \omega_{14} - \omega_{H4} = \omega_{H4}(1 - i_0) - \omega_{H4} = -i_0 \omega_{H4} = (i_a - 1)\omega_R; \quad (1.22)$$

Prin urmare, un generator electric echivalent generatorului contrarotativ, este un generator cu stator fix în care rotorul are viteza ω_{ge} și momentul T_{ge} .

$$T_{ge} = T_{RG} = -T_{SG} \quad (1.23)$$

$$T_{ge} = T_1 = -T_{H''} \quad (1.24)$$

Ținând seama de rel. (1.21)..(1.24), ecuația de echilibru energetic a transmisiei cu două ieșiri, în ipoteza considerării frecării din angrenaje (fig. 1.18 a), se poate scrie astfel:

$$T_H \omega_H \eta_a + T_1 \omega_1 + T_{H''} \omega_H = 0 \Leftrightarrow T_H \eta_a + T_1 (i_a - 1) = 0. \quad (1.25)$$

$$T_R \omega_R \eta_a + T_{GR} \omega_{GR} + T_{GS} \omega_{GS} = 0 \Leftrightarrow T_R \eta_a + T_{GR} (i_a - 1) = 0. \quad (1.26)$$

Deoarece amplificatorul considerat (fig. 1.18) este o transmisie monomobilă, cu două fluxuri de putere în paralel, pentru randamentul acestuia se obține expresia [28]:

$$\eta_a = (i_a - 1) \left(\frac{i_a}{\eta_{R-GR}} - \frac{1}{\eta_{R-GS}} \right)^{-1} = \eta_0, \quad (1.27)$$

în care $\eta_{R-GR} = \eta_{H1}^4$ și $\eta_{R-GS} = 1$ ($R \equiv H \equiv GS$).

Randamentul amplificatorului planetar η_{H1}^4 depinde de randamentul interior al transmisiei $\eta_0 = \eta_{14}^H = \eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}$ [30]:

$$\eta_{H1}^4 = \frac{-\omega_{14}T_1}{\omega_{H4}T_H} = \frac{-T_1/T_H}{\omega_{H4}/\omega_{14}} = \frac{\overline{i_{H1}^4}}{i_{H1}^4} = \frac{1-i_0}{1-i_0\eta_0^x}, \quad (1.28)$$

unde

$$x = \text{sgn}(\omega_{1H}T_1) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{1H}T_1}{-\omega_{14}T_1}\right) = \text{sgn}\left(\frac{i_0}{1-i_0}\right) = -1. \quad (1.29)$$

Din rel. (1.25) și (1.27) rezultă momentul din generatorul echivalent T_{ge} , care, prin convenție, este momentul rotorului generatorului (rel. (1.23)):

$$T_{ge} = T_{RG} = -\frac{\eta_a}{i_a - 1} T_R = \frac{\eta_0}{i_0} T_R. \quad (1.30)$$

Analog modelului matematic prezentat anterior [33], se obțin variațiile, în funcție de i_0 , pentru raportul de amplificare i_a (fig. 1.16) și pentru eficiența transmisiei (fig. 1.17):

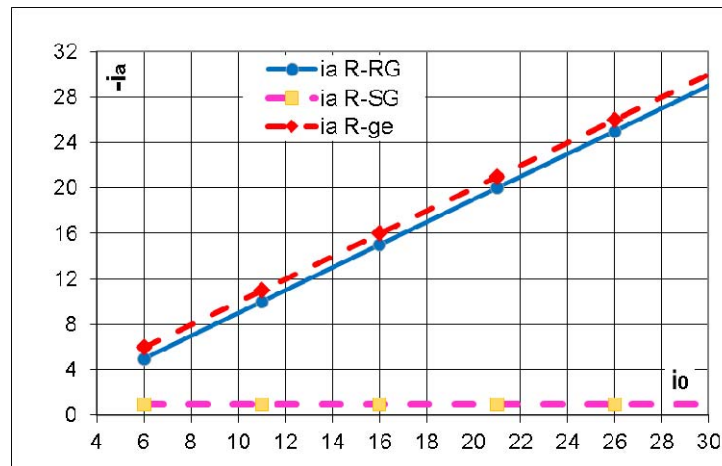


Fig. 1.16 Variația raportului de amplificare (i_a) al amplificatorului în funcție de raportul interior i_0

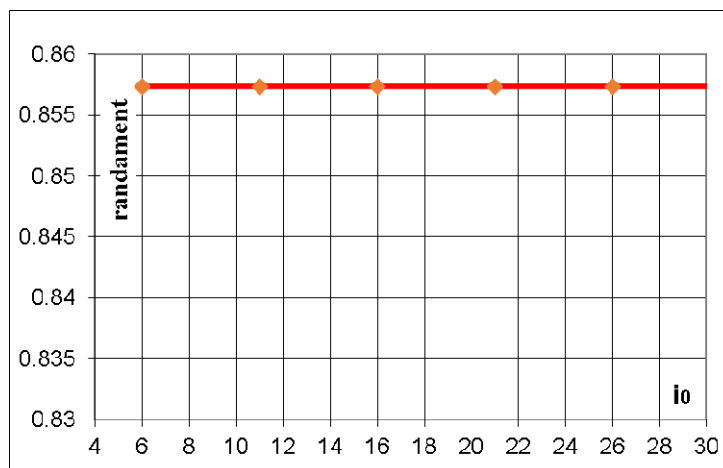


Fig. 1.17 Variația randamentului amplificatorului (η_a), în funcție de raportul interior i_o

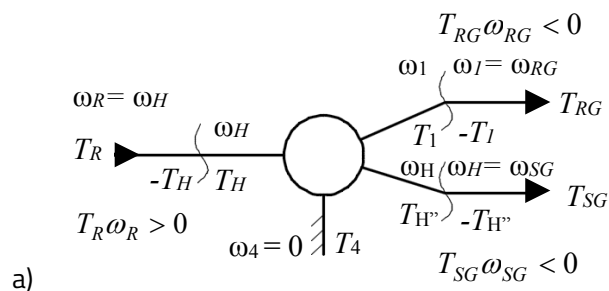
Din diagramele, prezentate în fig. 1.16 și 1.17, se desprind următoarele particularități pentru transmisia analizată:

- turația relativă a generatorului contrarotativ crește cu o unitate, față de soluția cu o singură ieșire (cu stator fix);
- randamentul transmisiei este superior transmisiei cu o singură ieșire și nu este influențat de raportul de transmitere al amplificatorului de turație.

Considerând viteza vântului constantă, se pot determina parametrii puterii mecanice (viteză unghiulară și moment), în condiții de funcționare staționară, pe baza caracteristicilor mecanice ale rotorului eolian și generatorului.

Pentru intuitivitate, se înlocuiește sistemul real cu un sistem achivalent de tip motomecanism-generator echivalent (fig.1.18).

Caracteristicile mecanice ale rotorului eolian și generatorului contrarotativ se consideră de tip liniar (vezi cerințele tehnice din subcap. 1.2.1):



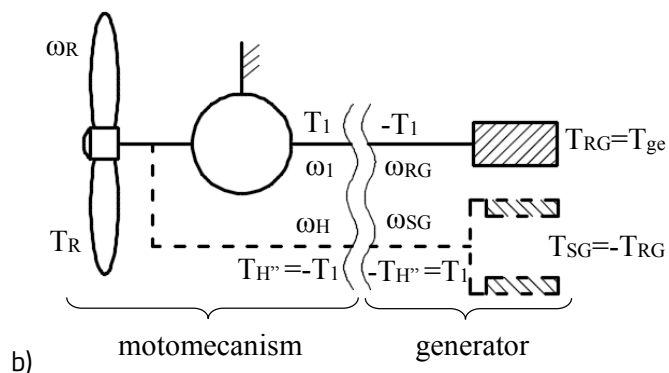


Fig. 1.18 a) Schema bloc a amplificatorului planetar monomobil cu o intrare (R) și două ieșiri (RG, SG) și b) Schema bloc a sistemului echivalent de tip motomecanism-generator

- caracteristica mecanică a rotorului eolian (fig. 1.19):

$$T_R = -a_R \omega_R + b_R, \quad (1.31)$$

în care se consideră $a_R = 35,2 \text{ Nms}$, $b_R = 605 \text{ Nm}$;

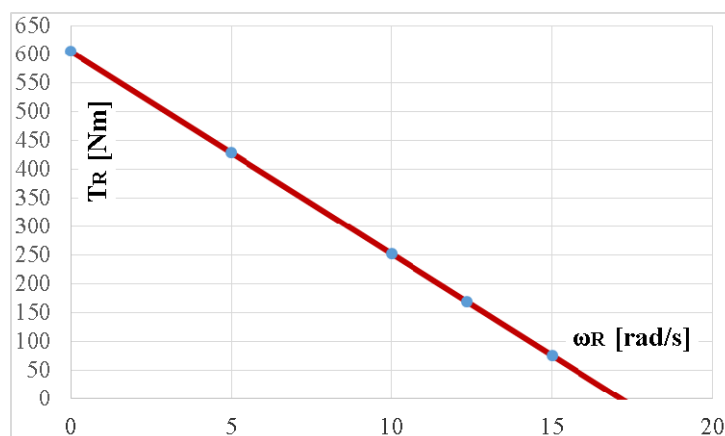


Fig. 1.19 Caracteristica mecanică a rotorului eolian

- caracteristica mecanică a generatorului electric echivalent (fig. 1.20):

$$T_{ge} = -a_{ge} \omega_{ge} + b_{ge}, \quad (1.32)$$

în care se consideră $a_{ge} = 0,4 \text{ Nms}$, $b_{ge} = -35 \text{ Nm}$.

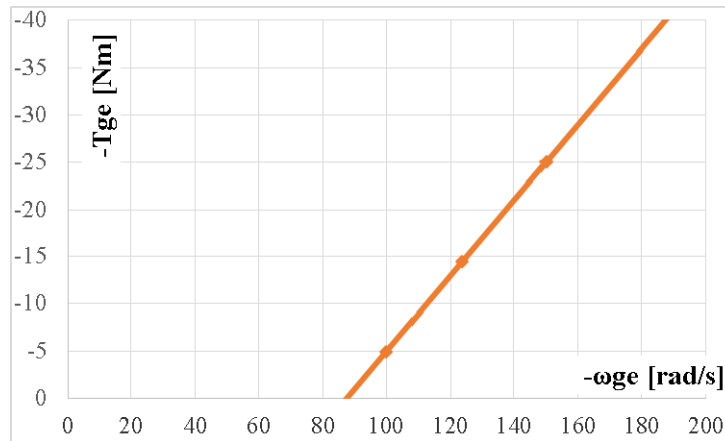


Fig. 1.20 Caracteristica mecanică a generatorului electric echivalent

În continuare, pentru exemplificare numerică, se consideră valorile (fig.1.15): $i_0 = 10$ și $\eta_0 = 0,8574$, care permit comparația cu sistemul precedent.

Mai întâi se stabilește caracteristica mecanică a motomecanismului (fig.1.18), pe baza următoarelor relații:

- egalitățile rotorului (vezi fig. 1.18)

$$\omega_R = \omega_H \quad (1.33)$$

$$T_R - T_H = 0 \quad (1.34)$$

- funcțiile de transmitere ale amplificatorului de turație (mecanismului)

$$\omega_1 - \omega_H = -\omega_R i_0 = -10\omega_R \quad (1.35)$$

$$T_1 = \frac{T_R}{i_0} = \frac{\eta_0}{i_0} T_R = \frac{0,854}{10} T_R = 0,0854 T_R \quad (1.36)$$

- caracteristica motomecanismului

$$\omega_1 - \omega_H = -i_0 \omega_R = -10\omega_R \quad (1.37)$$

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{a_R(\omega_1 - \omega_H)}{i_0 i_0} + \frac{b_R}{i_0} = \frac{35,22 \cdot 0,8574}{10^2} (\omega_1 - \omega_H) + \frac{605 \cdot 0,8574}{10} = \\ &= 0,302(\omega_1 - \omega_H) + 51,8727 \end{aligned} \quad (1.38)$$

unde $\bar{i}_0 = i_0 \eta_0^{-1}$.

Notând caracteristica mecanică pentru motomecanismul considerat cu:

$$T_1 = -a_1(\omega_1 - \omega_H) + b_1, \quad (1.39)$$

din egalitățile prezentate în rel. (1.39) și (1.40) se obțin expresiile coeficienților a_1 și b_1 :

$$a_1 = -\frac{a_R}{i_0 i_0}, \quad b_1 = \frac{b_R}{i_0} \quad (1.40)$$

Acești coeficienți permit reprezentarea grafică a caracteristicii mecanice a motomecanismului (fig. 1.21):

$$a_1 = -\frac{a_R \cdot 0,8574}{10^2} = -0,302 \text{ Nms}, \quad b_1 = \frac{b_R \cdot 0,8574}{10} = 51,871 \text{ Nm} \quad (1.40')$$

Determinarea coordonatelor punctului de funcționare în regim staționar (ω_F, T_F) se realizează pe baza egalității derivate din echilibrul momentelor care încarcă arborele generatorului echivalent (fig. 1.18, rel. (1.32) și (1.39), (1.40)):

$$-T_1 + T_{RG} = 0 \Rightarrow -T_{RG} = -T_1 \Rightarrow -a_{ge} \omega_{ge} + b_{ge} = -a_1 (\omega_{RG} - \omega_{SG}) + b_1 \quad (1.41)$$

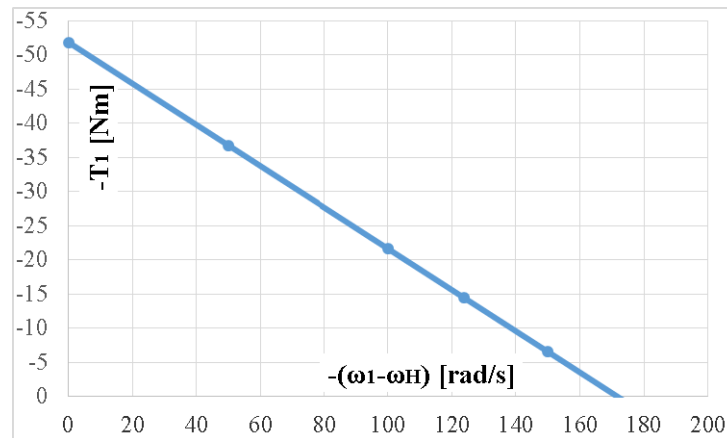


Fig. 1.21 Caracteristica mecanică a motomecanismului (adică a rotorului eolian redus la arborele de ieșire)

Din egalitatea (1.41) rezultă viteza arborelui de ieșire, în regim staționar, care permite apoi determinarea momentului de torsiune aferent:

$$\omega_F = \omega_{ge} = \frac{b_{ge} - b_1}{a_{ge} - a_1} = \frac{-35 - 51,871}{0,4 - (-0,302)} = -123,75 \text{ rad/s} \quad (1.42)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_{ge}(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_{ge} \omega_F + b_{ge} = -0,4(-123,75) - 35 = 14,49 \text{ Nm} \quad (1.43)$$

Reprezentarea grafică a punctului de funcționare, ilustrată în fig. 1.22, este descrisă de intersecția caracteristicilor mecanice aferente generatorului și motomecanismului ($-T_{RG} = -T_1 \Leftrightarrow -T_{ge} = -T_1$).

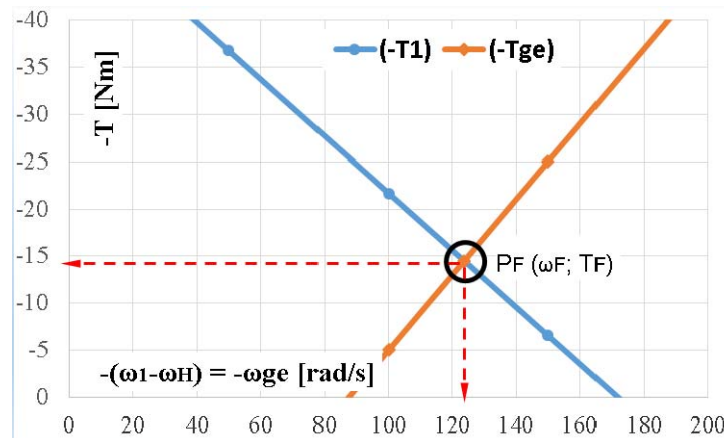


Fig. 1.22 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare redus la arborele de ieșire

Aceste coordonate permit determinarea mărimilor aferente punctului de funcționare al sistemului real, ale căror valori sunt centralizate în tab. 1.2.

Tabelul 1.2 Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.15 în regim staționar

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian	$a_R = 35,22$ [Nms] $b_R = 605$ [Nm]	$\omega_R = \omega_H$ [rad/s]		$T_R = T_H$ [Nm]	
		12,37		169,12	
Amplificator de turație	$\frac{\omega_G}{\omega_R} = -10$ $\eta_0 = 0,857$	i_a	i_o	η_a	
		-9	10	0,857	
Moto-mecanism		a_1 [Nms]	b_1 [Nm]	ω_1 [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,302	51,871	-123,74	14,49
Generator electric	$a_G = 0,4$ [Nms] $b_G = -35$ [Nm]	$\omega_{RG} - \omega_{SG}$ [rad/s]		T_G [Nm]	
		-123,74		14,49	

Comparativ cu varianta precedentă (fig. 1.7), prezenta soluție are, datorită statorului mobil contrarotativ, un grad de complexitate ceva mai ridicat, care este compensat de

următoarele avantaje: necesită un raport interior mai mic ($i_0=10$), ceea ce înseamnă un gabarit radial ceva mai redus, un randament constant relativ ridicat și o încărcare, cu moment, ceva mai redusă a rotorului eolian.

1.5. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric cu stator fix

Cu precădere, în ultimele două decenii, s-au dezvoltat noi concepte de sisteme eoliene precum: a) sisteme cu două rotoare contrarotative [34], care asigură creșterea capacității instalate, b) sisteme cu mai multe rotoare care însumează energia electrică produsă de subsistemele componente [35], c) integrarea unor amplificatoare planetare diferențiale acționate de un rotor eolian clasic și, respectiv, de un servomotor [36] sau de un moto-variator de turație [37, 38], având rolul de a menține optimală turația generatorului la variația turației rotorului eolian etc.

Pornind de la situațiile clasice de funcționare ale unei unități planetare [39], definite prin gradul de mobilitate, numărul de legături exterioare și configurația intrări-ieșiri, în continuare se propune abordarea unor transmisii planetare utilizate ca amplificatoare monomobile cu două intrări (cu sensuri opuse de rotație) și o ieșire (fig. 1.23), destinate transmiterii puterii mecanice de la două rotoare eoliene contrarotative la rotorul unui generator electric cu stator fix [40]. Comparativ cu turbinele clasice, o astfel de soluție (fig. 1.23) este capabilă să aducă un aport suplimentar de putere, prin "însurarea momentelor", ca urmare a utilizării unui al doilea rotor eolian (R2) dependent cinematic de cel principal (R1).

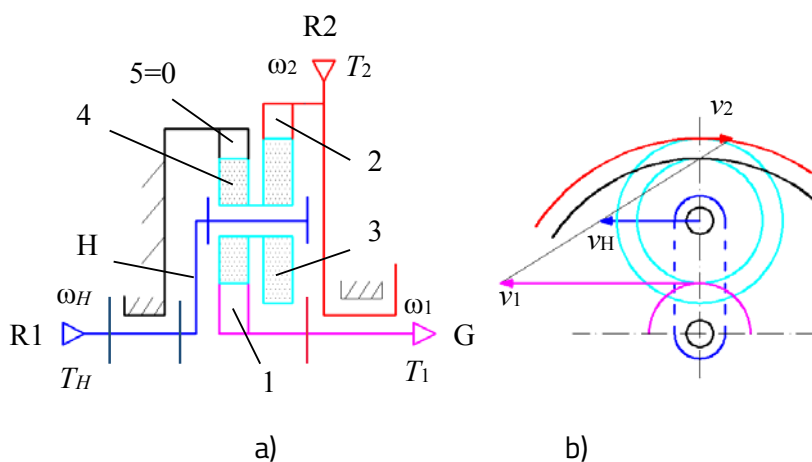


Fig. 1.23 Schema unui amplificator planetar monomobil cu două intrări și o ieșire:

a) schema structurală, b) diagrama de viteze

Schema soluției propuse în fig. 1.23, ilustrează un sistem eolian care conține două rotoare eoliene ($H=R1$ și $2=R2$), un amplificator planetar (1-2-3-4-5-H) și un generator electric clasic (1=G); amplificatorul este o transmisie planetară monomobilă, cu două intrări (H-intrare principală, 2-intrare secundară) și o ieșire (1), caracterizată prin legarea în paralel a două unități planetare (fig 1.24): UP I (H-4-5=0-1) și respectiv UP II (2-3=4-H-1).

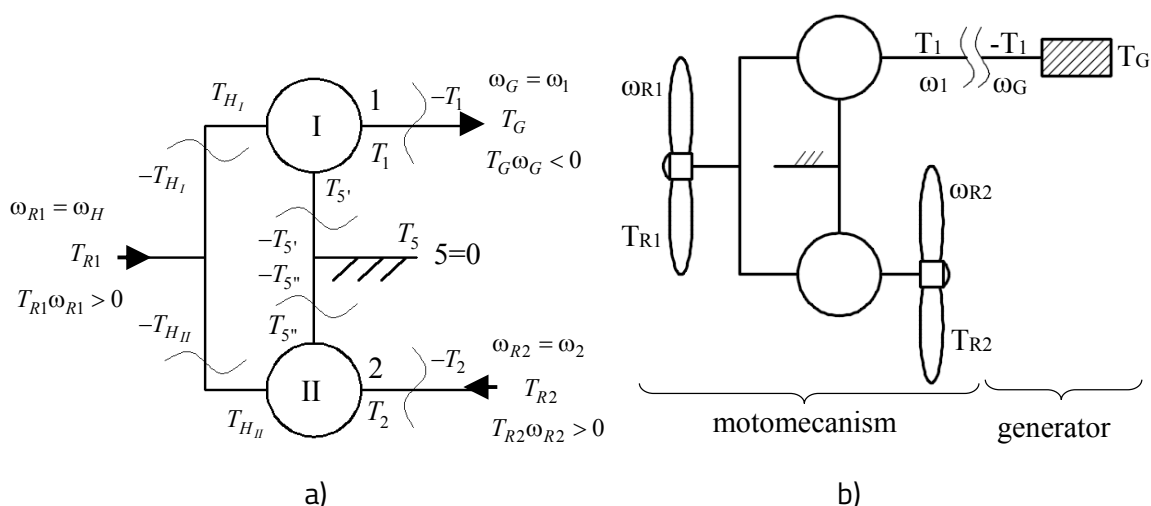


Fig. 1.24 a) Schema bloc a amplificatorului planetar monomobil din fig. 1.23 și b) Schema sistemului echivalent de tip motomecanism-generator

Pe baza fig. 1.24, se pot scrie funcțiile de transmitere ale celor două UP considerate izolate, precum și relațiile de legătură interioare (dintre cele două unități) și exterioare (cu cele două rotoare eoliene și generatorul electric):

- ecuațiile cinematice și statice cu frecare ale UP I și UP II [28]:

$$UP I : \begin{cases} i_{15'}^{H_I} = i_{0I} = \frac{\omega_{1H_I}}{\omega_{5'H_I}} = -\frac{z_5}{z_1} \\ \omega_1 - \omega_5 i_{0I} - \omega_{H_I} (1 - i_{0I}) = 0 \\ T_1 + T_5 + T_{H_I} = 0 \\ T_1 i_{0I} \eta_{0I}^x + T_5 = 0 \end{cases} \quad (1.44)$$

$$UP II : \begin{cases} i_{25''}^{H_{II}} = i_{0II} = \frac{\omega_{2H_{II}}}{\omega_{5''H_{II}}} = +\frac{z_3}{z_2} \frac{z_5}{z_4} \\ \omega_2 - \omega_5'' i_{0II} - \omega_{H_{II}} (1 - i_{0II}) = 0 \\ T_2 + T_5'' + T_{H_{II}} = 0 \\ T_2 i_{0II} \eta_{0II}^w + T_5'' = 0 \end{cases} \quad (1.45)$$

- corelațiile caracteristice legăturilor interioare (1.46 și 1.48) și exterioare (1.46, 1.47, 1.49 și 1.50) ale sistemului:

$$R_1 = H_I = H_{II} \begin{cases} \omega_{R1} = \omega_{H_I} = \omega_{H_{II}} = \omega_H \\ T_{R1} - T_{H_I} - T_{H_{II}} = 0 \end{cases} \quad (1.46)$$

$$2 = R_2 \begin{cases} \omega_2 = \omega_{R2} \\ T_{R2} - T_2 = 0 \end{cases} \quad (1.47)$$

$$5 = 5' = 5'' \begin{cases} \omega_5 = \omega_{5'} = \omega_{5''} = \omega_5 = 0 \\ T_5 - T_{5'} - T_{5''} = 0 \end{cases} \quad (1.48)$$

$$1 = G \begin{cases} \omega_1 = \omega_G \\ T_G - T_1 = 0 \end{cases} \quad (1.49)$$

la care se adaugă ecuația de echilibru a puterilor în ipoteza considerării frecării și ecuația de echilibru pentru momentele coaxiale:

$$\begin{cases} (\omega_{R1} T_{R1} + \omega_{R2} T_{R2}) \eta + \omega_G T_G = 0 \\ T_{R1} + T_{R2} + T_G + T_5 = 0 \end{cases} \quad (1.50)$$

Relațiile (1.44)...(1.50) stau la baza modelărilor cinematice, statice cu frecare și ale puterilor pentru transmisia considerată. Scopul modelării cinematice este de a determina viteza

unghiulară de ieșire (ω_G) și cea a rotorului secundar (ω_{R2}) în funcție de viteza unghiulară a rotorului principal (ω_{R1}). Pe baza rapoartelor cinematice ale UP I și UP II, determinate cu ajutorul rel. (1.44, 1.45):

$$i_{1H_I}^{5'} = \frac{\omega_{15'}}{\omega_{H_I 5'}} = \frac{\omega_{1H_I} - \omega_{5'H_I}}{-\omega_{5'H_I}} = 1 - i_{0I} \quad (1.51)$$

$$i_{2H_{II}}^{5''} = \frac{\omega_{25''}}{\omega_{H_{II} 5''}} = \frac{\omega_{2H_{II}} - \omega_{5''H_{II}}}{-\omega_{5''H_{II}}} = 1 - i_{0II} \quad (1.52)$$

se obțin funcțiile de transmitere a vitezelor unghiulare:

$$\omega_{15'} = \omega_{H_I 5'}(1 - i_{0I}), \quad \omega_G = \omega_{R1}(1 - i_{0I}) \quad (1.53)$$

$$\omega_{25''} = \omega_{H_{II} 5''}(1 - i_{0II}), \quad \omega_{R2} = \omega_{R1}(1 - i_{0II}) \quad (1.54)$$

Pentru randamentele celor două unități planetare se obțin următoarele expresii [31]:

$$\eta_{H_I 1}^{5'} = \frac{-\omega_{15'} T_1}{\omega_{H_I 5'} T_{H_I}} = \frac{-T_1 / T_{H_I}}{\omega_{H_I 5'} / \omega_{15'}} = \frac{\overline{i_{H_I 1}^{5'}}}{i_{H_I 1}^{5'}} = \frac{1 - i_{0I}}{1 - i_{0I} \eta_{0I}^x} \quad (1.55)$$

$$\eta_{2H_{II}}^{5''} = \frac{-\omega_{H_{II} 5''} T_1}{\omega_{25''} T_{H_{II}}} = \frac{-T_{H_{II}} / T_2}{\omega_{25''} / \omega_{H_{II} 5''}} = \frac{\overline{i_{2H_{II}}^{5''}}}{i_{2H_{II}}^{5''}} = \frac{1 - i_{0II} \eta_{0II}^w}{1 - i_{0II}} \quad (1.56)$$

în care

$$\eta_{15'}^{H_I} = \eta_{0I} = \eta_{14}^H \eta_{45}^H, \quad x = \text{sgn}(\omega_{1H_I} T_1) = \text{sgn}\left(\frac{i_{0I}}{1 - i_{0I}}\right) = -1 \quad (1.57)$$

$$\eta_{25''}^{H_{II}} = \eta_{0II} = \eta_{23}^H \eta_{45}^H, \quad w = \text{sgn}(\omega_{2H_{II}} T_2) = \text{sgn}\left(\frac{i_{0II}}{i_{0II} - 1}\right) = +1. \quad (1.58)$$

Expresiile momentelor de pe arborii H și 1=G (fig. 1.23 și 1.24) pot fi obținute din ecuațiile echilibrului de puteri, aferente celor două fluxuri legate în paralel (fig.1.24a):

$$\omega_{H_I 5'} T_{H_I} \eta_{H_I 1}^{5'} + \omega_{15'} T_1 = 0, \quad \omega_{H_{II} 5''} T_{H_{II}} \eta_{H_{II} 2}^{5''} + \omega_{25''} T_2 = 0 \quad (1.57)$$

$$T_{H_I} = -T_1 \frac{\omega_{15'}}{\omega_{H_I 5'} \eta_{H_I 1}^{5'}} = -T_1 \frac{i_{1H_I}^{5'}}{\eta_{H_I 1}^{5'}} = T_1 \left(\frac{i_{0I}}{\eta_{0I}} - 1 \right) \quad (1.60)$$

$$T_{H_{II}} = -T_2 \frac{\omega_{25''}}{\omega_{H_{II} 5''} \eta_{H_{II} 2}^{5''}} = -T_2 \frac{i_{2H_{II}}^{5''}}{\eta_{H_{II} 2}^{5''}} = T_2 \left(\frac{i_{0II}}{\eta_{0II}} - 1 \right) \quad (1.61)$$

$$T_1 = -\frac{T_{R1}}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} - \frac{T_{R2}(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \quad (1.62)$$

$$T_G = -\frac{T_{R1}}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} - \frac{T_{R2}(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \quad (1.63)$$

Randamentul amplificatorului planetar considerat se determină înlocuind relațiile (1.53), (1.54) și (1.63) în relația (1.50):

$$\eta = \frac{T_{R1}(1 - i_{0I}) + T_{R2}(1 - i_{0II}\eta_{0II})(1 - i_{0I})}{(1 - i_{0I}/\eta_{0I})[T_{R1} + (1 - i_{0II})T_{R2}]} \quad (1.64)$$

Cu notațiile $k_t = T_{R2}/T_{R1}$, $\overline{i_{0I}} = i_{0I}\eta_{0I}^x$, $\overline{i_{0II}} = i_{0II}\eta_{0II}^w$, randamentul devine:

$$\eta = \frac{1 - i_{0I}}{1 - \overline{i_{0I}}} \cdot \frac{1 + k_t(1 - \overline{i_{0II}})}{1 + k_t(1 - i_{0II})} \quad (1.65)$$

Pentru a evita ca rotorul (R2) să devină rotor principal, k_t trebuie să fie cuprins între 0 și -1.

Utilizarea unui raport k_t în afara acestui domeniu, ar aduce următoarele neajunsuri:

- pentru $k_t > 0$ se obține o altă configurație funcțională a sistemului, cele două rotoare eoliene rotindu-se în același sens;
- pentru $k_t < -1$ rotorul secundar s-ar roti cu o turație mai mică și cu un moment mai mare decât rotorul principal, concomitent cu o eficiență scăzută și un moment dinamic de pornire mărit.

Pe baza modelărilor analitice efectuate, în premisa că $i_{0II} = 2$ și $\eta_{14} = \eta_{45} = \eta_{23} = 95\%$, în fig. 1.25 și 1.26 s-au ilustrat grafic variațiile raportului ω_G/ω_{R1} și respectiv ale randamentului, în funcție de raportul interior i_{0I} , iar în fig. 1.27, sunt ilustrate variații ale randamentului în funcție de raportul k_t .

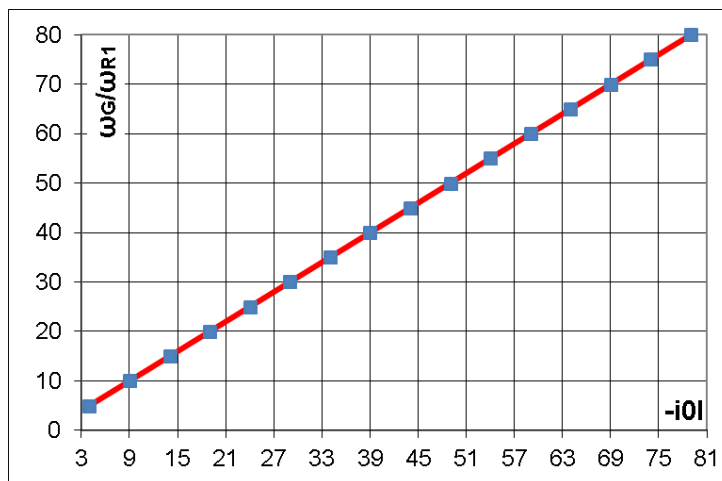


Fig. 1.25 Variația raportului ω_G/ω_{R1} , în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = 2$

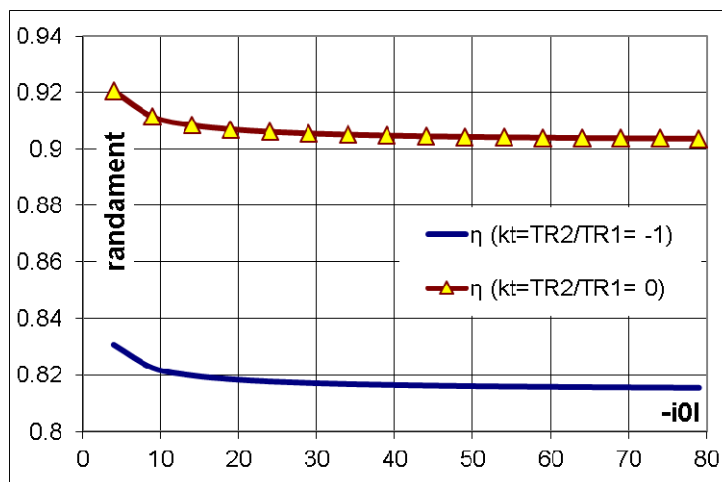


Fig. 1.26 Variații ale randamentului (η), în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = 2$

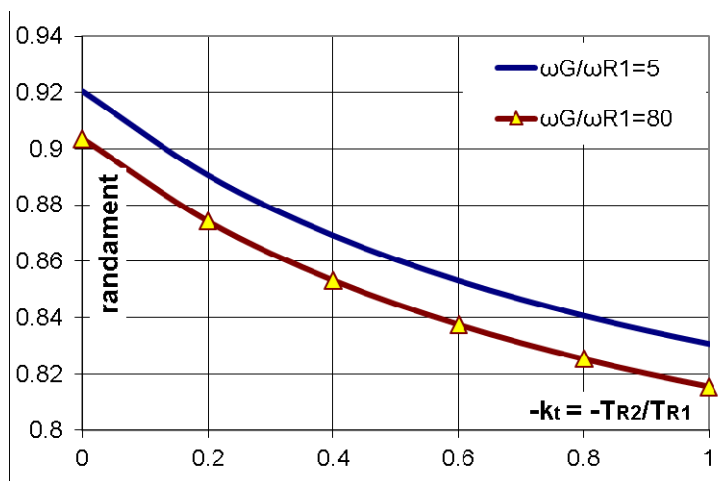


Fig. 1.27 Variații ale randamentului (η), în funcție de raportul k_t , pentru $i_{0II} = 2$

Aportul de putere adus de rotorul secundar este descris prin raportul λ_{R2} , dintre puterea rotorului secundar și puterea rotorului principal (fig.1.28):

$$\lambda_{R2} = \frac{P_{R2}}{P_{R1}} = k_t(1 - i_{0II}) \quad (1.66)$$

din care rezultă:

$$P_{R2} = \omega_{R1} T_{R1} k_t (1 - i_{0II}) = P_{R1} k_t (1 - i_{0II}). \quad (1.67)$$

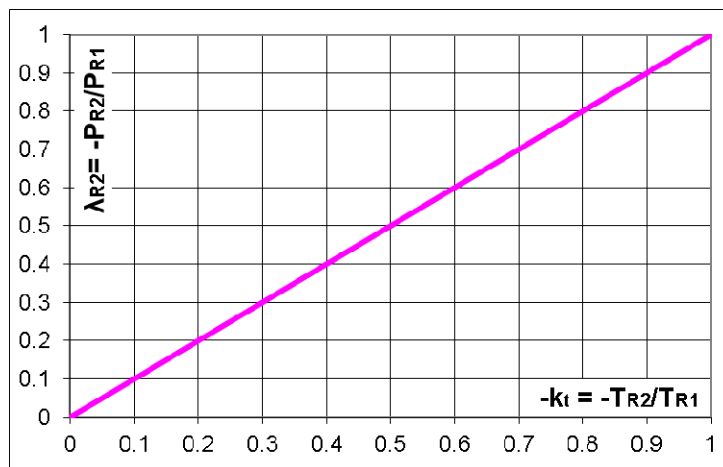


Fig. 1.28 Variația raportului λ_{R2} în funcție de k_t , pentru $i_{0II} = 2$

Înlocuind în sistemul (1.50), randamentul din rel.(1.65), și puterea arborelui secundar din rel. (1.67), se obține puterea mecanică a generatorului (P_G) care poate fi exprimată în funcție de puterea P_{R1} , pe baza parametrului λ_G (fig. 1.29 și 1.30):

$$\lambda_G = -\frac{P_G}{P_{R1}} = \frac{(1 - i_{0I})(1 + k_t(1 - \overline{i_{0II}}))}{1 - \overline{i_{0I}}} \quad (1.68)$$

în care $P_G = \omega_G T_G$.

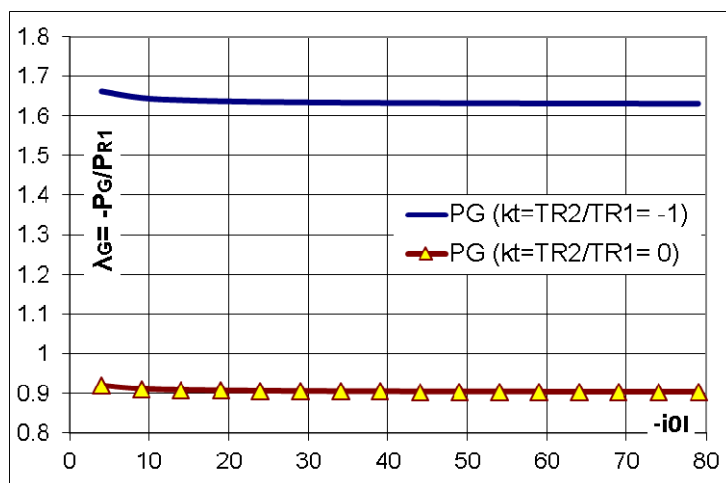


Fig. 1.29 Variații ale raportului λ_G în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = 2$

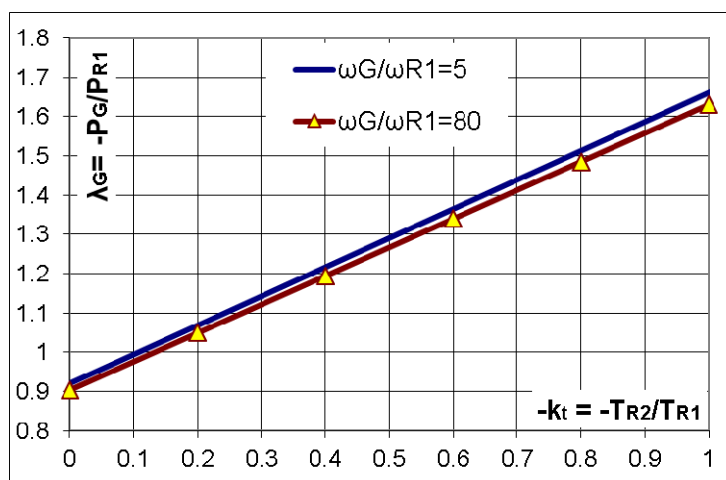


Fig. 1.30 Variații ale raportului λ_G în funcție de raportul k_t , pentru $i_{0II} = 2$

În cazul în care momentul dat de rotorul R2 este nul ($k_t = 0$), transmisia considerată se comportă ca un amplificator clasic (cu o intrare R1 și o ieșire G), situație evidențiată prin valorile ordonatei la $k_t = 0$, în fig. 1.27, 1.28 și 1.30, și respectiv prin curbele corespunzătoare lui $k_t=0$, în fig. 1.26 și 1.29.

Din analiza comparativă a diagramelor prezentate (fig. 1.25-1.30) reiese că creșterea în modul a raportului k_t , este însoțită de:

- scăderea randamentului transmisiei amplificatoare, η , fig. 1.26;

- creșterea puterii introduse în sistem de rotorul R2 (poate ajunge egală cu puterea introdusă de R1), fig. 1.28;
- creșterea puterii mecanice obținute la ieșirea din transmisie, P_G , fig. 1.29 și 1.30.

Utilizarea unor astfel de sisteme prezintă următoarele avantaje:

- datorită rotorului secundar R2, amplificatorul permite creșterea momentului la ieșire, oferind un supliment de putere la intrarea în generator;
- oferă un design compact, permițând implementarea acestora și în sistemele regenerabile cu restricții de gabarit, inclusiv în sistemele de putere medie-mică;
- sistemul contrarotativ permite o echilibrare dinamică superioară celei cu o singură intrare.

Diagramele din fig. 1.25...1.30 pot fi utilizate, în SER, ca punct de pornire pentru selectarea și reglarea sistemelor mecanice, în care este nevoie de o amplificare a turațiilor de intrare concomitent cu creșterea puterilor la ieșire.

Analog variantelor anterioare, mai întâi se stabilește punctul de funcționare pentru sistemul echivalent de tip motomecanism-generator (fig. 1.24 b), care constă în determinarea parametrilor puterii mecanice (ω_F și T_F) pe arborele generatorului, în regim staționar. În acest scop se determină, în prealabil, coeficienții cinematici și statici (utilizați în modelarea randamentului și a punctului de funcționare al sistemului), considerându-se că toate caracteristicile mecanice (ale celor două rotoare eoliene și generatorului electric), sunt identice cu cele anterioare; în ilustrare grafică, punctul de funcționare va fi descris ca intersecție între caracteristica motomecanismului (fig. 1.24 b) și cea a generatorului. Prin urmare se utilizează următoarele caracteristici mecanice:

- caracteristica mecanică a rotoarelor eoliene contrarotative (fig.1.31):

$$T_{R1} = -a_{R1}\omega_{R1} + b_{R1}, T_{R2} = -a_{R2}\omega_{R2} + b_{R2} \quad (1.69)$$

în care se consideră $a_R = 35,2 \text{ Nms}$, $b_{R1,2} = \pm 605 \text{ Nm}$;

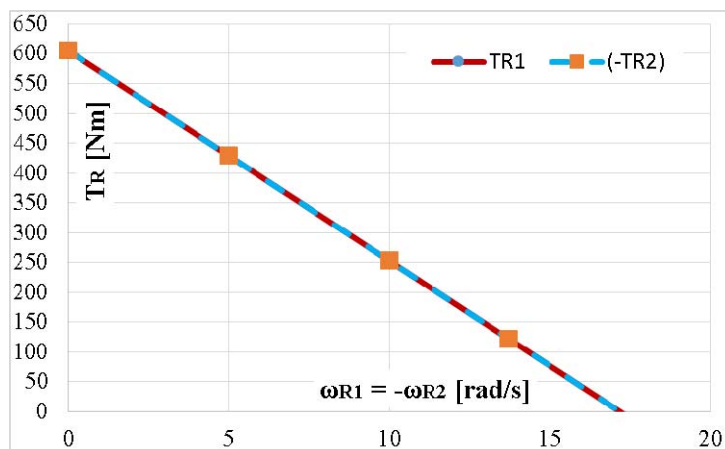


Fig. 1.31 Caracteristicile mecanice ale celor două rotoare eoliene

- caracteristica mecanică a generatorului electric (fig.1.32):

$$T_G = -a_G \omega_G + b_G \quad (1.70)$$

în care se consideră $a_G = 0,4 \text{ Nms}$, $b_G = 35 \text{ Nm}$.

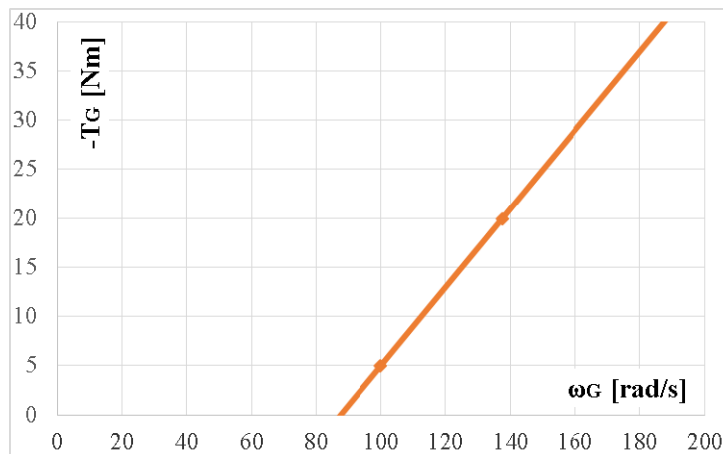


Fig. 1.32 Caracteristica mecanică a generatorului electric

Pe baza algoritmului de modelare prezentat mai sus, se pot scrie ecuațiile cinematice și statice cu frecare ale amplificatorului analizat (fig. 1.23 și 1.24 b), pentru care s-a considerat $i_{0I} = -9$, $i_{0II} = 2$, și $\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,95^2 = 0,9025$; astfel, pentru viteza relativă a generatorului se obține expresia:

$$\omega_G = \omega_{R1}(1 - i_{0I}) = 10\omega_{R1} \quad (1.71)$$

$$\omega_{R2} = \omega_{R1}(1 - i_{0II}) = -\omega_{R1} \quad (1.72)$$

Înlocuind factorul $k_t = T_{R2}/T_{R1}$ în rel. (1.62), pentru momentul de ieșire (T1) se obține expresia:

$$T_1 = -T_{R1} \frac{1 + k_t(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \quad (1.73)$$

Pe baza rel. (1.69), (1.71) și (1.73), momentul T1 și, implicit, pentru caracteristica mecanică a motomecanismului rezultă expresia:

$$-T_1 = -\frac{a_{R1}}{1 - i_{0I}} \frac{1 + k_t(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \omega_1 + b_{R1} \frac{1 + k_t(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \quad (1.74)$$

Fiind o caracteristică liniară de forma $-T_1 = -a_1\omega_1 + b_1$ (-T1 fiind momentul cu care motomecanismul antrenează rotorul generatorului), expresiile coeficienților a_1 și b_1 devin:

$$a_1 = \frac{a_{R1}}{1 - i_{0I}} \frac{1 + k_t(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}}, \quad b_1 = b_{R1} \frac{1 + k_t(1 - i_{0II}\eta_{0II})}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} \quad (1.74')$$

Din rel. (1.69), (1.71) și (1.72), raportul k_t are expresia:

$$k_t = \frac{T_{R2}}{T_{R1}} = \frac{-a_{R2}\omega_1 + b_{R2}(1 - i_{0I})}{-a_{R1}\omega_1(1 - i_{0II}) + b_{R1}(1 - i_{0I})} \quad (1.75)$$

În această etapă, pentru simplificarea abordării, s-a considerat că $a_{R1} = a_{R2}$, $b_{R1} = -b_{R2}$ și că $(1 - i_{0II}) = -1 \Rightarrow i_{0II} = 2$; în acest caz particular, din rel. (1.75) rezultă: $k_t = -1$. Ca urmare, momentul corespunzător arborelui de ieșire 1 (rel. (1.73)) devine:

$$T_1 = -T_{R1} \frac{i_{0II}\eta_{0II}}{1 - i_{0I}/\eta_{0I}} = -0,1645T_{R1} \quad (1.76)$$

Pentru valorile numerice considerate ca date de intrare, expresiile precedente devin (fig.1.33):

$$-T_1 = \frac{-0,1645a_{R1}}{1 - i_{0I}} \omega_1 - (-0,1645)b_{R1} = -0,5794\omega_1 + 99,5256 \quad (1.77)$$

$$a_1 = \frac{0,1645a_{R1}}{1 - i_{0I}} = -0,5794 \text{ Nms și } b_1 = (-0,1645)b_{R1} = -99,5256 \text{ Nm} \quad (1.78)$$

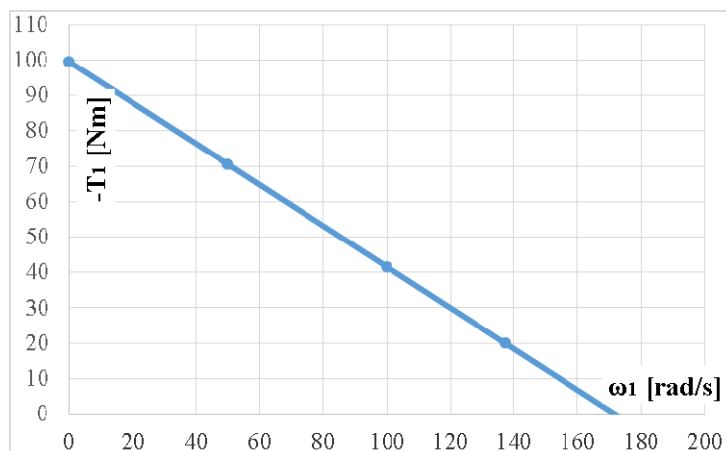


Fig. 1.33 Caracteristica mecanică a motomecanismului (adică a celor 2 rotoare eoliene reduse la arborele de ieșire – vezi fig. 1.24 b)

Coordonatele punctului de funcționare în regim staționar, redus la arborele generatorului (ω_F, T_F), rezultă pornind de la echilibrul momentelor care încarcă acest arbore:

$$T_G - T_1 = 0 \Rightarrow -T_G = -T_1 \Rightarrow -a_G \omega_G + b_G = -a_1 \omega_1 + b_1. \quad (1.76)$$

Relația (1.76) permite determinarea, analitică și numerică, a vitezei unghiulare ω_F și, implicit, a momentului de torsiune aferent T_F , în regim staționar:

$$\omega_G = \omega_F = \frac{b_G - b_1}{a_G - a_1} = \frac{35 - (-99,5652)}{0,4 - (-0,5794)} = 137,3502 \text{ rad/s} \quad (1.77)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_G(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_G \omega_F + b_G = -0,4 \cdot 137,3502 + 35 = -19,9401 \text{ Nm}. \quad (1.78)$$

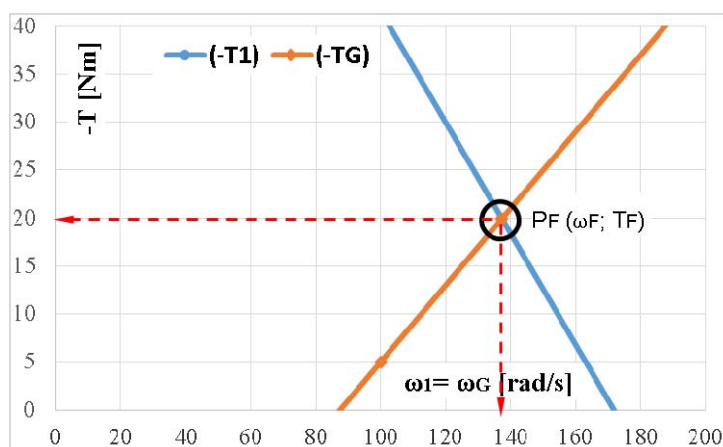


Fig. 1.34 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare redus la arborele de ieșire

Ilustrarea grafică a punctului de funcționare, redus la arborele de ieșire, ca intersecție a celor două caracteristici mecanice (aferente generatorului și motomecanismului: $-T_G = -T_1$) este prezentată în fig. 1.34; cu aceste valori, și pe baza funcțiilor de transmitere ale amplificatorului, se pot determina apoi valorile mărimilor care descriu punctul de funcționare ale sistemului real. Aceste mărimi sunt centralizate în tab. 1.3.

Tabelul 1.3 *Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.23 în regim staționar*

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian 1	$a_{R1} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R1} = \omega_H$ [rad/s]		$T_{R1} = T_H$ [Nm]	
	$b_{R1} = 605$ [Nm]	13,735		121,21	
Rotor eolian 2	$a_{R2} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R2} = \omega_2$ [rad/s]		$T_{R2} = T_2$ [Nm]	
	$b_{R2} = -605$ [Nm]	-13,735		-121,21	
Amplificator de turație	$\omega_G / \omega_{R1} = 10$	i_{0I}	i_{0II}	η_a	
	$\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,9025$ $k_t = -1$	-9	2	0,822	
Moto-mecanism		a_1 [Nms]	b_1 [Nm]	ω_1 [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,579	-99,525	137,35	-19,94
Generator electric	$a_G = 0,4$ [Nms]	ω_G [rad/s]		T_G [Nm]	
	$b_G = 35$ [Nm]	137,35		-19,94	

Comparativ cu variantele precedente (fig. 1.7 și 1.15), varianta din fig. 1.23 este mai complexă, datorită celor două UP legate în paralel. Acest sistem permite micșorarea raportului interior ($i_{0I} = -9$) pentru aceeași amplificare a turației. Momentele care încarcă cele două rotoare eoliene sunt mai reduse, prin urmare este nevoie de o viteză a vântului mai mică pentru a le învinge, respectiv mometul care se obține la generator este mai mare, ceea ce înseamnă o putere ceva mai mare la generator.

1.6. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic monomobil și generator electric contrarotativ

În continuare se propune analiza unui sistem cu două intrări și două ieșiri (fig. 1.35), derivat prin dezvoltarea celui precedent (vezi fig.1.23); ca urmare, se păstrează proprietatea de a „însuma momentele” de intrare (T_H și T_2) și de a transmite determinat o mișcare exterioară (ω_H).

Amplificatoarele monobile cu două intrări și două ieșiri preiau puterea mecanică de la două rotoare contrarotative și o transmit la un generator electric în care rotorul și statorul sunt mobile și contrarotative.

Amplificatorul are patru legături exterioare ($L = 4$): prin convenție, intrarea principală este conectată la rotorul R1, iar intrarea secundară la rotorul R2; cele două ieșiri sunt cuplate la rotorul RG și, respectiv, la statorul SG ale unui generator contrarotativ. Intrarea secundară R2 este conectată direct la statorul SG (fig. 1.35)..

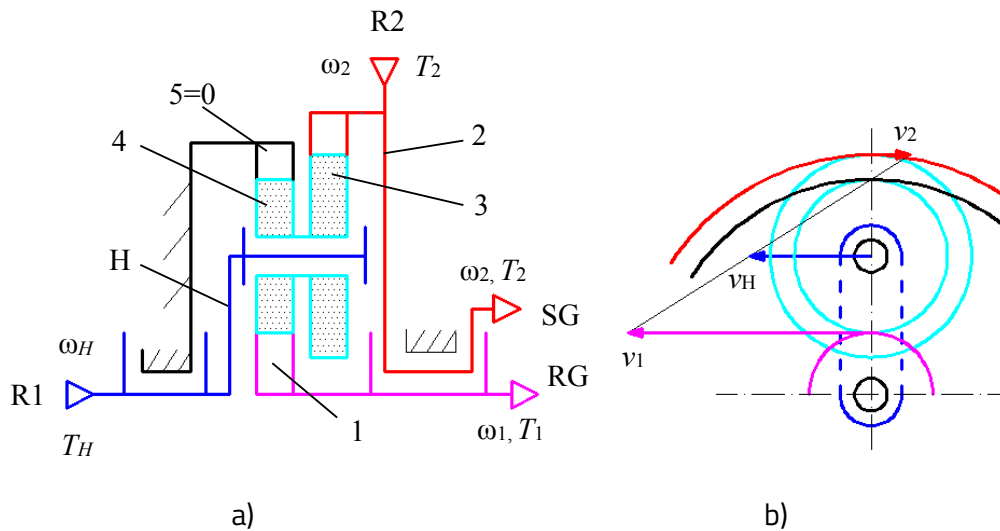


Fig. 1.35 Schema amplificatorului planetar monomobil cu două intrări și două ieșiri: a) schema structurală, b) diagrama de viteze

Pe schema din fig. 1.35 sunt precizați parametrii cinematici și statici care intervin în determinarea randamentului și a circulației de putere; în acest sens, se deosebesc patru situații

distincte, descrise de raportul dintre momentul aferent rotorului eolian secundar (T_{R2}) și momentul aferent statorului generatorului (T_{SG}), care poate fi: mai mare decât 1, egal cu 1, mai mic decât 1 sau nul.

În fig. 1.36 a este ilustrată schema bloc a mecanismului planetar considerat (fig.1.35), cu legăturile cinematice și statice dintre subsistemele izolate ale acestuia.

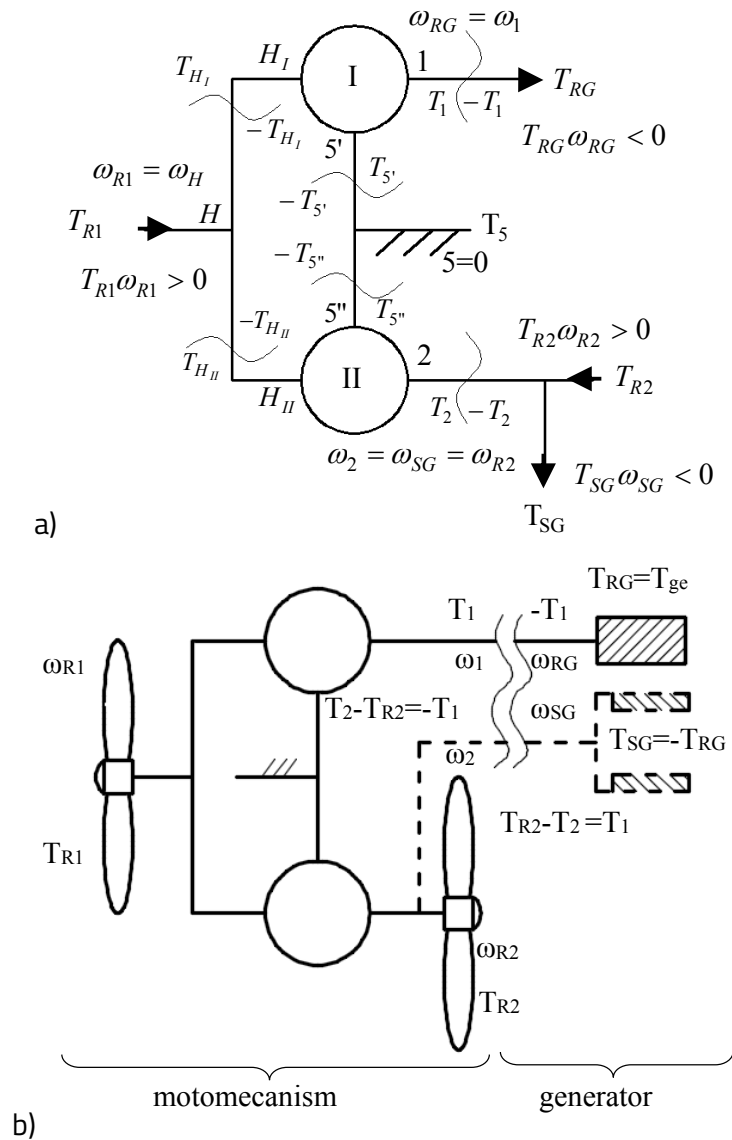


Fig. 1.36 a) Schema bloc a amplificatorului planetar monomobil cu două intrări ($R1, R2$) și două ieșiri (RG, SG) și b) Schema bloc a sistemului echivalent de tip motomecanism-generator

Amplificatorul planetar, fiind monomobil, are următoarele proprietăți cinematice și statice:

- a) prin convenție, viteza unghiulară de intrare ω_{R1} este considerată independentă, iar viteza unghiulară de intrare ω_{R2} și vitezele de ieșire ω_{RG} și ω_{SG} sunt dependente de ω_{R1} . Viteza unghiulară relativă rotor-stator, din generatorul contrarotativ, descrie viteza generatorului echivalent (cu stator fix), notată cu ω_{ge} :

$$\omega_{ge} = \omega_{RG} - \omega_{SG}, \quad (1.79)$$

în care ω_{RG} și ω_{SG} sunt viteze de sens contrar (fig. 1.35 b: v_1 și v_2);

- b) are o funcție liniară, de transmitere a momentelor exterioare, descrisă calitativ printr-o relație de forma:

$$c_1 T_{R1} + c_2 T_{R2} + c_3 T_{RG} + T_{SG} = 0, \quad (1.80)$$

în care c_i , $i = 1..3$, sunt coeficienți constanți. Cunoscând că funcționarea generatorului electric este caracterizată prin egalitatea $T_{SG} = -T_{RG}$, rezultă proprietatea statică a amplificatorului planetar monomobil de însumare ponderată a celor două momente generate de cele două rotoare eoliene R1 și R2:

$$T_{RG} = \frac{c_1 T_{R1} + c_2 T_{R2}}{1 - c_3}. \quad (1.81)$$

În continuare se prezintă modelarea cinematică și -statică a transmisiei considerate, însoțite de analiza circulației de putere și, implicit, a randamentului, în cele patru situații de funcționare, precizate anterior (fig.1.36): **a)** $|T_{R2}| < |T_{SG}|$, **b)** $|T_{R2}| > |T_{SG}|$ și cazurile particulare în care **c)** $T_{R2} = 0$, respectiv **d)** $|T_{R2}| = |T_{SG}|$.

Funcțiile de transmitere cinematice și statice (cu frecare) ale amplificatorului de turație se determină pe baza ecuațiilor caracteristice unităților planetare izolate și a ecuațiilor legăturilor interioare și exterioare; acestea sunt identice cu rel. (1.44), (1.45), (1.46) și (1.48), modelate pe baza schemei bloc din fig. 1.24, la care se adaugă ecuațiile aferente generatorului (fig. 1.36):

$$1 = RG: \begin{cases} \omega_1 = \omega_{RG} \\ T_{RG} - T_1 = 0 \end{cases}; \quad (1.82)$$

$$2 = R_2 = SG: \begin{cases} \omega_2 = \omega_{R2} = \omega_{SG} \\ T_{R2} + T_{SG} - T_2 = 0 \end{cases} \quad (1.83)$$

și ecuațiile privind echilibrul puterilor (cu frecare), echilibrul momentelor exterioare coaxiale și echilibrul momentelor din generator:

$$\begin{cases} (\omega_{R1}T_{R1} + \omega_{R2}T_{R2}) \cdot \eta + \omega_{RG}T_{RG} + \omega_{SG}T_{SG} = 0 \\ T_{R1} + T_{R2} + T_{RG} + T_{SG} + T_5 = 0 \\ T_{RG} = -T_{SG} \end{cases} \quad (1.84)$$

Prin particularizarea ecuațiilor cinematice, pentru cazul $\omega_5 = 0$, se obțin rapoartele cinematice ale celor două UP, similare cazului precedent (rel. (1.51) și (1.52)):

$$i_{1H_I}^{S'} = 1 - i_{0I} \quad (1.85)$$

$$i_{2H_{II}}^{S''} = 1 - i_{0II} \quad (1.86)$$

Pe baza relațiilor cinematice modelate, se pot calcula vitezele unghiulare ω_{RG} și ω_{SG} și implicit viteza unghiulară relativă ω_{ge} , în funcție de viteza unghiulară ω_{R1} a rotorului eolian principal:

$$\omega_{RG} = \omega_{R1}(1 - i_{0I}), \quad (1.87)$$

$$\omega_{SG} = \omega_{R2} = \omega_{R1}(1 - i_{0II}), \quad (1.88)$$

$$\omega_{ge} = \omega_{RG} - \omega_{SG} = \omega_{R1}(i_{0II} - i_{0I}). \quad (1.89)$$

Randamentul transmisiei se stabilește pe baza randamentelor celor două unități planetare și depinde de sensurile de circulație a puterii, corespunzătoare celor patru situații (v. fig.1.36) definite de corelația dintre T_{R2} și T_{SG} :

- UP I are, în toate situațiile funcționale, o ieșire unică prin roata 1: $\omega_{15}T_1 < 0$

$$\eta_{H_I 1}^{S'} = \frac{-\omega_{15}T_1}{\omega_{H_I 5}T_H} = \frac{-\frac{T_1}{T_{H_I}}}{\frac{\omega_{H_I 5}}{\omega_{15}}} = \frac{i_{H_I 1}^{S'}}{i_{H_I 1}^{S'}} = \frac{1 - i_{0I}}{1 - i_{0I}}, \quad (1.90)$$

în care:

$$\overline{i_{0I}} = i_{0I}\eta_{0I}^x, \quad x = \text{sgn}(\omega_{1H_I}T_1) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{1H_I}T_1}{-\omega_{15}T_1}\right) = \text{sgn}\left(\frac{i_{0I}}{1 - i_{0I}}\right) = -1; \quad (1.91)$$

- UP II se poate regăsi în două cazuri distincte de circulație a puterii:

1) roata dințată 2 reprezintă ieșire ($\omega_{25''}T_2 < 0$) dacă $|T_{R2}| < |T_{SG}|$, situație în care

$$\eta_{H_{II}2}^{5''} = \frac{-\omega_{25''}T_2}{\omega_{H_{II}5''}T_{H_{II}}} = \frac{-\frac{T_2}{T_{H_{II}}}}{\frac{\omega_{H_{II}5''}}{\omega_{25''}}} = \frac{\overline{i_{H_{II}2}^{5''}}}{i_{H_{II}2}^{5''}} = \frac{1 - i_{0II}}{1 - \overline{i_{0II}}}, \quad (1.92)$$

unde

$$\overline{i_{0II}} = i_{0II} \eta_{0II}^w, \quad w = \text{sgn}(\omega_{2H_{II}}T_2) = \text{sgn}\left(\frac{-\omega_{2H_{II}}T_2}{\omega_{25''}T_2}\right) = \text{sgn}\left(-\frac{i_{0II}}{i_{0II}-1}\right) = -1; \quad (1.93)$$

2) roata dințată 2 este intrare ($\omega_{25''}T_2 > 0$) dacă $|T_{R2}| > |T_{SG}|$ și, implicit, randamentul unității planetare se obține cu relația:

$$\eta_{2H_{II}}^{5''} = \frac{-\omega_{H_{II}5''}T_{H_{II}}}{\omega_{25''}T_2} = \frac{-\frac{T_{H_{II}}}{T_2}}{\frac{\omega_{25''}}{\omega_{H_{II}5''}}} = \frac{\overline{i_{2H_{II}}^{5''}}}{i_{2H_{II}}^{5''}} = \frac{1 - \overline{i_{0II}}}{1 - i_{0II}}, \quad (1.94)$$

situație pentru care

$$w = \text{sgn}(\omega_{2H_{II}}T_2) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{2H_{II}}T_2}{\omega_{25''}T_2}\right) = \text{sgn}\left(\frac{i_{0II}}{i_{0II}-1}\right) = +1. \quad (1.95)$$

Înlocuind $T_1 = T_{RG}$ (rel. (1.82)), în relația (1.90) rezultă:

$$T_{RG} = -\frac{\omega_{H_15'}}{\omega_{RG}}T_{H_1}\eta_{H_11}^{5'} = -T_{H_1}i_{H_11}^{5'}\eta_{H_11}^{5'} = -T_{H_1}\frac{1}{1 - i_{0I}}. \quad (1.96)$$

Similar, din relațiile (1.83), (1.92) și (1.94), se obține:

$$T_{SG} = T_2 - T_{R2} = -T_{H_{II}}\frac{1}{1 - \overline{i_{0II}}} - T_{R2}. \quad (1.97)$$

Prin particularizări ale valorii T_{R2} se obține momentul din statorul generatorului pentru celelalte două situații:

- dacă momentul rotorului secundar este nul, $T_{R2} = 0$, atunci:

$$T_{SG} = -T_{H_{II}}\frac{1}{1 - \overline{i_{0II}}}; \quad (1.98)$$

- dacă rotorul secundar generează un moment egal în valoare absolută cu cel al statorului generatorului, $|T_{R2}| = |T_{SG}|$, atunci:

$$T_{SG} = -T_{R2} \text{ și } T_{H_{II}} = 0. \quad (1.99)$$

Din egalitatea $T_{RG} = -T_{SG}$, se obține o corelație directă între T_{H_I} și $T_{H_{II}}$ (fig. 1.36), care permite, împreună cu relația $T_{R1} - T_{H_I} - T_{H_{II}} = 0$, determinarea celor două momente în funcție de momentele rotoarelor eoliene:

$$T_{H_I} = -T_{R1} \frac{1 - \overline{i_{0I}}}{i_{0I} - i_{0II}} - T_{R2} \frac{(1 - \overline{i_{0I}})(1 - \overline{i_{0II}})}{i_{0I} - i_{0II}}, \quad (1.100)$$

$$T_{H_{II}} = T_{R1} \frac{1 - \overline{i_{0II}}}{i_{0I} - i_{0II}} + T_{R2} \frac{(1 - \overline{i_{0I}})(1 - \overline{i_{0II}})}{i_{0I} - i_{0II}}. \quad (1.101)$$

Prin înlocuirea rel. (1.100) în relația (1.96), se obține:

$$T_{RG} = -T_{R1} \frac{1}{i_{0II} - i_{0I}} - T_{R2} \frac{1 - \overline{i_{0II}}}{i_{0II} - i_{0I}}. \quad (1.102)$$

Neglijând forțele de inerție [41], din ecuația de echilibru energetic se obține expresia randamentului mecanismului:

$$\eta = - \frac{\omega_{ge} T_{RG}}{\omega_{R1} T_{R1} + \omega_{R2} T_{R2}} \quad (1.103)$$

Cu notația $k_t = T_{R2}/T_{R1}$ randamentul amplificatorului devine:

$$\eta = \left(\frac{i_{0II} - i_{0I}}{i_{0II} - i_{0I}} \right) \left[\frac{1 + k_t (1 - \overline{i_{0II}})}{1 + k_t (1 - \overline{i_{0II}})} \right]. \quad (1.104)$$

Aportul de putere generat de rotorul secundar (P_{R2}) și puterea obținută în generator (P_{ge}) sunt similare cazului anterior (rel. (1.67), respectiv (1.68)).

Pe baza modelărilor analitice efectuate, sunt prezentate grafic variațiile raportului ω_{ge}/ω_{R1} (fig. 1.37) și ale randamentului, în funcție de raportul interior i_{0I} , în premiza că $i_{0II} = 2$ și $\eta_{14} = \eta_{45} = \eta_{23} = 95\%$ (fig. 1.38) și respectiv ale randamentului, în funcție de raportul k_t (fig. 1.39). Influența raportului k_t pentru diverse rapoarte ω_{ge}/ω_{R1} , asupra randamentului transmisiei și aportului de putere λ_{ge} , sunt evidențiate în fig. 1.39, respectiv fig. 1.40.

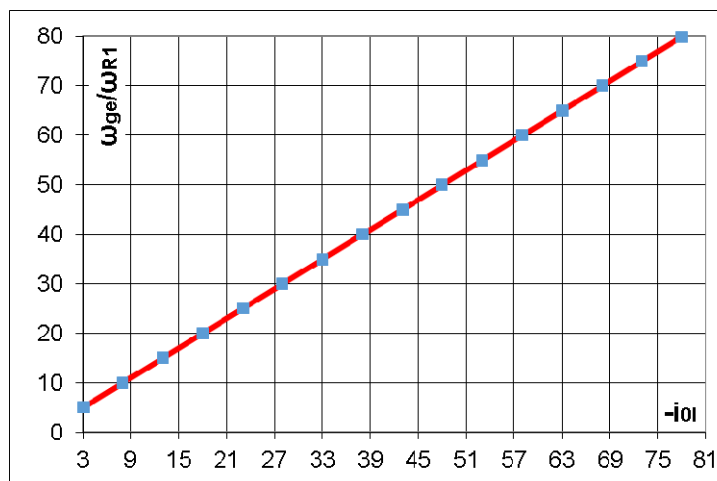


Fig. 1.37 Variația raportului ω_{ge}/ω_{R1} , în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = 2$

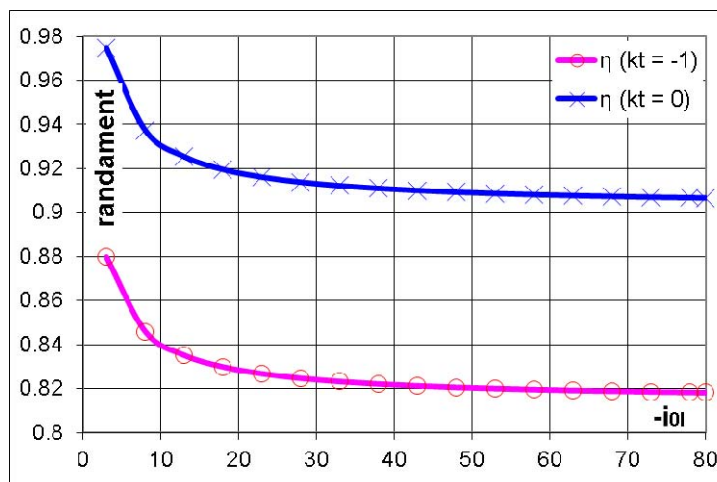


Fig. 1.38 Variația randamentului (η), în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = 2$

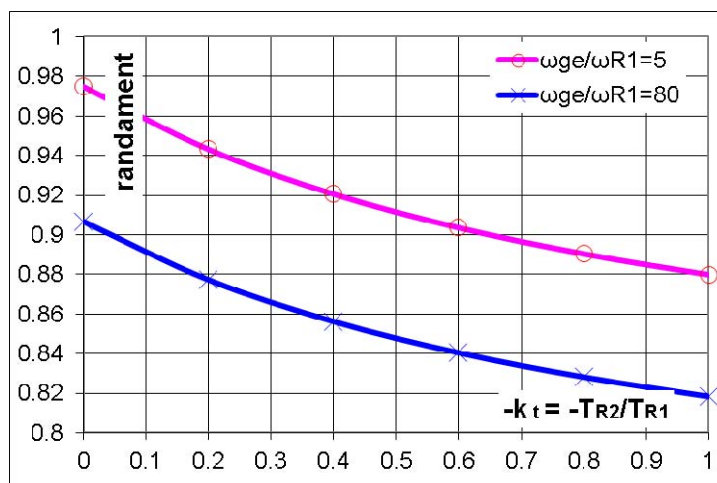


Fig. 1.39 Variația randamentului (η), în funcție de raportul k_t , pentru $i_{0II} = 2$

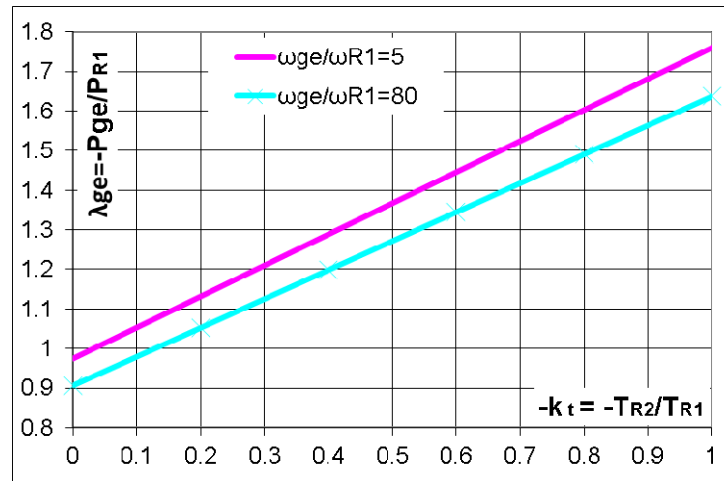


Fig. 1.40 Variația parametrului λ_{ge} în funcție de raportul k_t , pentru $i_{0II} = 2$

Din analiza comparativă a diagramelor din fig. 1.37...1.40 se desprind următoarele proprietăți ale amplificatorului:

- pentru o valoare dată a raportului k_t , randamentul scade odată cu creșterea raportului $\omega_{ge} / \omega_{R1}$ (fig. 1.38); descreșterea este mai accentuată în domeniul valorilor reduse ale rapoartelor de amplificare și mai redusă pentru valori ridicate;
- randamentul transmisiei scade aproximativ liniar cu creșterea în modul a raportului k_t , indiferent de valoarea raportului $\omega_{ge} / \omega_{R1}$ (fig. 1.39);
- odată cu creșterea în modul a raportului k_t , crește puterea de ieșire datorită raportului de putere adus de rotorul eolian secundar, fig. 1.40;
- creșterea raportului $\omega_{ge} / \omega_{R1}$ determină scăderea puterii de ieșire (fig. 1.40).

Circulația de putere poate fi ramificată sau neramificată, în funcție raportul $\omega_{ge} / \omega_{R1}$, notat ca raport echivalent de amplificare (i_a), și a raportului k_t ; evident, configurația fluxului de putere determină și valoarea randamentului amplificatorului. Fiecare valoare a raportului i_a are asociată o valoare limită a raportului k_{lim} , la care fluxul de putere prin UP II devine nul (de exemplu momentul $T_{HII} = 0$) și care delimitează domeniile celor două sensuri de circulație a puterii prin UP II. Din ecuația (1.101) rezultă:

$$k_{\text{lim}} = k_t (T_{H_{II}} = 0) = \frac{1}{1 - i_a}. \quad (1.105)$$

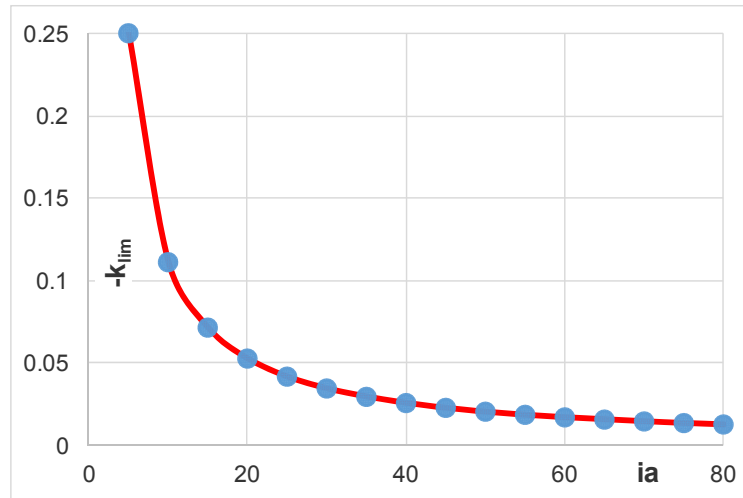


Fig. 1.41 Variația raportului k_{lim} în funcție de raportul i_a

Conform fig. 1.41, odată cu creșterea raportului i_a se reduce semnificativ valoarea raportului k_{lim} . De asemenea, considerând domeniul de variație a raportului k_t ($k_t \in [-1...0]$) și valoarea limită k_{lim} se evidențiază cele patru cazuri funcționale distincte, ilustrate în fig. 1.42...1.45, pentru cazul numeric $i_a=10$ ($i_{0I} = -8$, $i_{0II} = 2$) și $\eta_{14} = \eta_{45} = \eta_{23} = 0,95$ ($k_{\text{lim}} = -0,111$):

- **Cazul 1:** $|T_{R2}| < |T_{SG}|$, adică $k_t \in (k_{\text{lim}}...0)$. Acest caz corespunde valorilor reduse ale puterii rotorului secundar (P_{R2}); ca urmare, puterea generată de rotorul eolian principal (P_{R1}) se transmite ramificat (fig.1.42): prin UP I către rotorul generatorului și prin UP II la statorul generatorului, unde se însumează cu puterea rotorului secundar P_{R2} .
- **Cazul 2:** $|T_{R2}| > |T_{SG}|$, i.e. $k_t \in [-1...k_{\text{lim}})$. În acest caz, modulul momentului generat de rotorul eolian secundar T_{R2} este mai mare decât cel aferent statorului generatorului; ca urmare, o parte a momentului $|T_{R2}|$, și implicit a puterii P_{R2} , se transmite către rotorul generatorului, inversându-se sensul fluxului de putere prin UP II (fig. 1.43). Considerând $k_t = -1$ (ca în subcap. 1.5, pentru aceeași parametrii funcționali), amplificatorul are randamentul $\eta = 0,845$, la o putere de ieșire mai mare decât în cazul 1, ca urmare a aportului maxim de putere adus de rotorul eolian secundar.

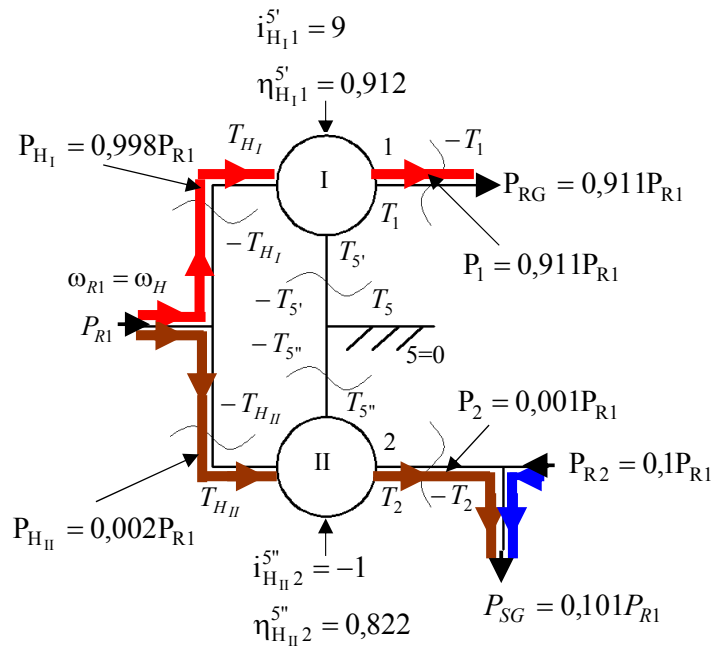


Fig. 1.42 Circulația fluxului de putere în transmisia planetară pentru $k_t \in (k_{lim} \dots 0)$

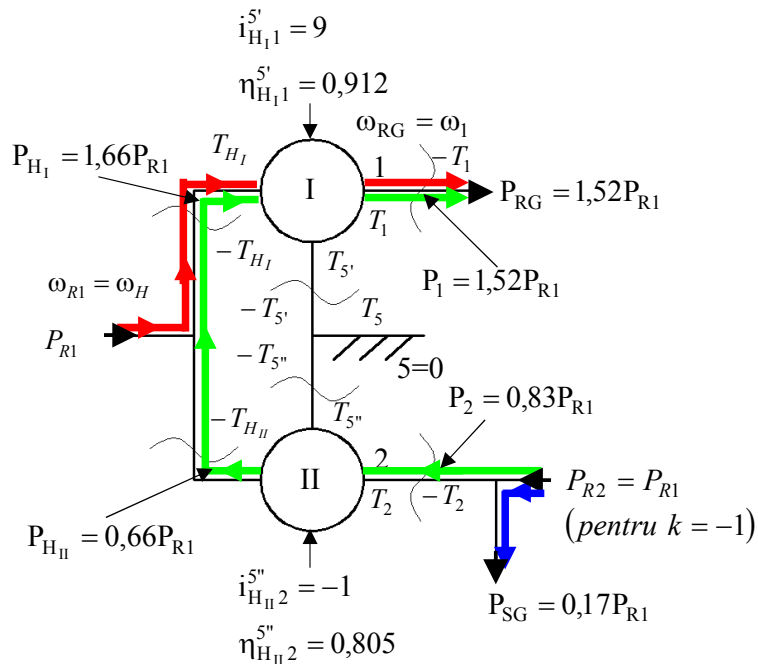


Fig. 1.43 Circulația fluxului de putere în transmisia planetară pentru $k_t \in [-1 \dots k_{lim})$

- **Cazul 3:** $T_{R2} = 0$, i.e. $k_t = 0$, (fig. 1.44). Acest caz are loc atunci când rotorul eolian secundar merge în gol, transmisia funcționând cu o intrare și două ieșiri, la un randament $\eta = 0,821$.

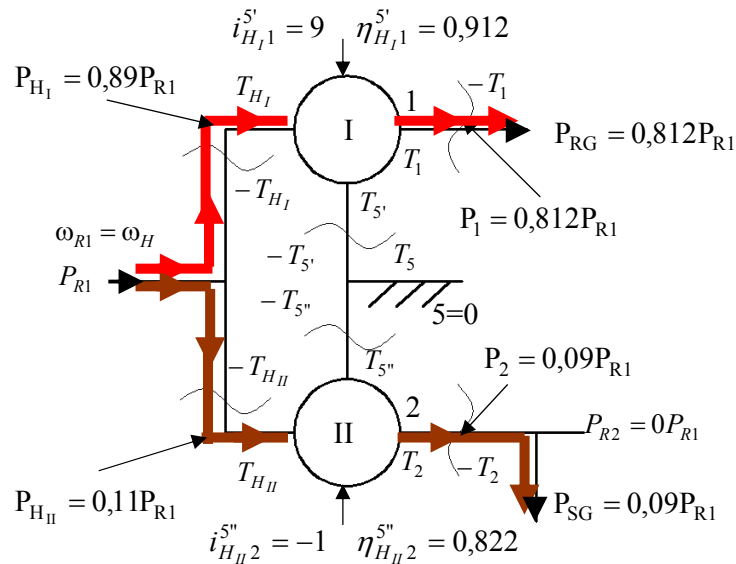


Fig. 1.44 *Circulația fluxului de putere în transmisia planetară pentru $k_t = 0$*

- **Cazul 4:** $T_{R2} = T_{SG}$, i.e. $k_t = k_{lim}$, (fig. 1.45), caz în care UP II nu mai participă la transmiterea puterii mecanice și, astfel, se realizează decuplarea celor două intrări de putere: puterea generată de rotorul eolian R1 se transmite neramificat (integral) la rotorul generatorului, iar rotorul eolian secundar R2 asigură, singur, necesarul de putere al statorului generatorului. În acest caz, randamentul transmisiei este $\eta = 0,912$.

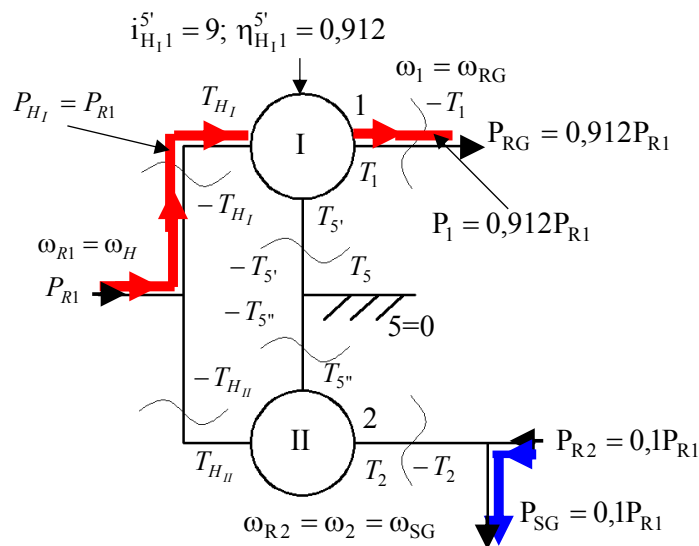


Fig. 1.45 *Circulația fluxului de putere în transmisia planetară pentru $k_t = k_{lim}$*

Pentru datele numerice considerate în subcapitolul precedent, transmisia planetară funcționează cu randamente superioare pentru domeniul valorilor reduse ale momentelor rotorului eolian secundar ($k_t > k_{lim}$), corespunzătoare transmiterii ramificate a puterii generate de rotorul eolian principal. În schimb, transmiterea ramificată a puterii de la rotorul eolian secundar ($k_t < k_{lim}$) are loc pentru puteri transmise mai mari, însă la valori mai reduse ale randamentului.

În continuare, se modelează determinarea punctului de funcționare, în regim staționar, al sistemului eolian (fig.1.35) considerat în *cazul 2* (fig.1.43).

Analog variantelor din subcapitolele precedente, determinarea punctului de funcționare al sistemului, în regim staționar, se efectuează pentru sistemul echivalent de tip motomecanism-generator echivalent (fig. 1.36 b) care constă în determinarea parametrilor puterii mecanice (ω_F și T_F) pe arborele rotorului generatorului; în acest scop, se determină mai întâi caracteristica mecanică a motomecanismului (format din cele două rotoare eoliene și amplificator, fig.1.36b), considerată de forma:

$$-T_1 = a_{mr}(\omega_{RG} - \omega_{SG}) - b_{mr} \cdot \quad (1.106)$$

Determinarea coeficienților a_{mr} și b_{mr} se realizează ținându-se seama de parametrii caracteristici rotorului eolian principal, a_{R1} și b_{R1} , precum și rapoartele de transmitere interioare ($i_{0I} = i_{15}^H; i_{0II} = i_{25}^H$) considerate cunoscute:

$$\omega_{R1} = a_1 \omega_{RG}, \quad a_1 = i_{R1-RG} = i_{H1}^5 = \frac{1}{1 - i_{0I}} \quad (1.107)$$

$$\omega_{R2} = b_1 \omega_{RG}, \quad b_1 = i_{R2-RG} = i_{21}^5 = \frac{1 - i_{0II}}{1 - i_{0I}} \quad (1.108)$$

$$\omega_{SG} = c_1 \omega_{RG}, \quad c_1 = i_{SG-RG} = i_{21}^5 = \frac{1 - i_{0II}}{1 - i_{0I}} \quad (1.109)$$

Transmisia fiind monomobilă, cu roți dințate circulare, funcția de transmitere a momentelor este o funcție liniară de forma:

$$\begin{aligned} T_{RG} &= A_1 T_{R1} + B_1 T_{R2} + C_1 T_{SG} = T_{RG-1} + T_{RG-2} + T_{RG-3} = \\ &= T_{RG}(T_{R2} = T_{SG} = 0) + T_{RG}(T_{R1} = T_{SG} = 0) + T_{RG}(T_{R1} = T_{R2} = 0) \end{aligned} \quad (1.110)$$

Pentru determinarea coeficienților statici se consideră nule, pe rând, câte două momente, astfel:

- $T_{R2} = T_{SG} = 0; T_{R1} \omega_{R1} \eta_{R1-RG} + T_{RG-1} \omega_{RG} = 0$

$$T_{R1} a_1 \eta_{R1-RG} + T_{RG-1} = 0, \frac{T_{RG-1}}{T_{R1}} = -a_1 \eta_{R1-RG}, A_1 = -a_1 \eta_{R1-RG} \quad (1.111)$$

în care a_1 este dat de rel. (1.107), iar $\eta_{R1-RG} = \eta_{H1}^5$, este dat de rel. (1.90)

- $T_{R1} = T_{SG} = 0; T_{R2} \omega_{R2} \eta_{R2-RG} + T_{RG-2} \omega_{RG} = 0$

$$T_{R2} b_1 \eta_{R2-RG} + T_{RG-2} = 0, \frac{T_{RG-2}}{T_{R2}} = -b_1 \eta_{R2-RG}, B_1 = -b_1 \eta_{R2-RG} \quad (1.112)$$

în care b_1 este dat de rel. (1.108), iar

$$\begin{aligned} \eta_{R2-RG} &= \eta_{21}^5, \eta_{21}(T_1 = T_{SG} = 0) = \eta_{21}^5 = \eta_{2H}^5 \eta_{H1}^5 = \frac{\overline{i_{2H}^5} \overline{i_{H1}^5}}{i_{2H}^5 i_{H1}^5} = \left(\frac{1 - \overline{i_{0II}}}{1 - i_{0II}} \right) \left(\frac{1 - i_{0I}}{1 - \overline{i_{0I}}} \right) \\ \eta_{21}^5 &= \left(\frac{1 - i_{0II} \eta_{0II}^{x_{22}}}{1 - i_{0II}} \right) \left(\frac{1 - i_{0I}}{1 - i_{0I} \eta_{0I}^{x_{12}}} \right) \end{aligned} \quad (1.113)$$

$$x_{12} = \operatorname{sgn} \frac{T_{12} \omega_{1H}}{-T_{12} \omega_{15}} = \operatorname{sgn} \frac{-\omega_{1H}}{\omega_{1H} - \omega_{5H}} = \operatorname{sgn} \frac{-i_{0I}}{i_{0I} - 1}, x_{12} = -1$$

$$x_{22} = \operatorname{sgn} \frac{T_2 \omega_{2H}}{+T_2 \omega_{25}} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{2H}}{\omega_{2H} - \omega_{5H}} = \operatorname{sgn} \frac{i_{0II}}{i_{0II} - 1}, x_{22} = +1$$

- $T_{R1} = T_{R2} = 0; T_{RG-3} \omega_{RG} \eta_{RG-SG} + T_{SG} \omega_{SG} = 0$

$$T_{RG-3} \eta_{RG-SG} + T_{SG} c_1 = 0, \frac{T_{RG-3}}{T_{SG}} = -\frac{c_1}{\eta_{RG-SG}}, C_1 = -\frac{c_1}{\eta_{RG-SG}} \quad (1.114)$$

în care c_1 este dat de rel. rel. (1.109), iar

$$\begin{aligned} \eta_{SG-RG} &= \eta_{12}^5, \eta_{12}(T_H = T_2 = 0) = \eta_{12}^5 = \eta_{1H}^5 \eta_{H2}^5 = \frac{\overline{i_{1H}^5} \overline{i_{H2}^5}}{i_{1H}^5 i_{H2}^5} = \left(\frac{1 - \overline{i_{0I}}}{1 - i_{0I}} \right) \left(\frac{1 - i_{0II}}{1 - \overline{i_{0II}}} \right) \\ \eta_{12}^5 &= \left(\frac{1 - i_{0I} \eta_{0I}^{x_{12}}}{1 - i_{0I}} \right) \left(\frac{1 - i_{0II}}{1 - i_{0II} \eta_{0II}^{x_{22}}} \right) \end{aligned} \quad (1.115)$$

$$x_{12} = \operatorname{sgn} \frac{T_{12} \omega_{1H}}{+T_{12} \omega_{15}} = \operatorname{sgn} \frac{\omega_{1H}}{\omega_{1H} - \omega_{5H}} = \operatorname{sgn} \frac{i_{0I}}{i_{0I} - 1}, x_{12} = +1$$

$$x_{22} = \operatorname{sgn} \frac{T_2 \omega_{2H}}{-T_2 \omega_{25}} = \operatorname{sgn} \frac{-\omega_{2H}}{\omega_{2H} - \omega_{5H}} = \operatorname{sgn} \frac{-i_{0II}}{i_{0II} - 1}, \quad x_{22} = -1.$$

În urma înlocuirilor, se obține momentul rezistent în funcție de momentul dat de rotorul principal:

$$T_{SG} = -T_{RG} = -T_1, \quad k_t = \frac{T_{R2}}{T_{R1}}, \quad T_1 = \frac{A_1 + B_1 k_t}{1 + C_1} T_{R1} \quad (1.116)$$

Notând cu $D = (A_1 + k_t B_1) / (1 + C_1)$ și ținând seama de caracteristica mecanică a rotorului principal și de faptul că $\omega_{R1} = a_1 (\omega_{RG} - \omega_{SG}) / (1 - c_1)$, rezultă următoarea caracteristică mecanică a motomecanismului (redușă la arborele RG, fig.1.36b):

$$-T_1 = -\frac{A_1 + B_1 k_t}{1 + C_1} T_{R1} = -DT_{R1} = Da_{R1} \omega_{R1} - Db_{R1}, \quad (1.117)$$

$$-T_1 = \frac{Da_{R1} a_1}{1 - c_1} (\omega_{RG} - \omega_{SG}) - Db_{R1}. \quad (1.118)$$

Prin echivalență cu relația (1.106) se pot determina coeficienții caracteristicii mecanice a motomecanismului echivalent:

$$a_{mr} = \frac{Da_{R1} a_1}{1 - c_1} \quad \text{și} \quad b_{mr} = Db_{R1}. \quad (1.119)$$

Coordonatele punctului de funcționare (fig.1.36 b), în regim staționar (ω_F, T_F), pot fi determinate pe baza egalității derivate din echilibrul momentelor care încarcă arborele 1=RG (rel. (1.46), (1.48), (1.82) și (1.83)):

$$T_{RG} - T_1 = 0, \quad T_{RG} = T_{ge} \Rightarrow -T_{ge} = -T_1 \Rightarrow -a_{ge} \omega_{ge} + b_{ge} = -a_{mr} (\omega_{RG} - \omega_{SG}) + b_{mr}. \quad (1.120)$$

Din egalitatea (1.120) se obține viteza arborelui de ieșire, în regim staționar, care permite apoi determinarea momentului de torsiune aferent:

$$\omega_F = \omega_{ge} = \frac{b_{ge} - b_{mr}}{a_{ge} - a_{mr}} \quad (1.121)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_{ge}(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_{ge} \omega_F + b_{ge} \quad (1.122)$$

Pentru exemplificare, în vederea comparației cu variantele anterioare, se consideră că cele două rotoare (R1 și R2) și generatorul (ge) au caracteristici identice cu cele anterioare:

- caracteristica mecanică a rotoarelor eoliene contrarotative (fig. 1.46):

$$T_{R1} = -a_{R1}\omega_{R1} + b_{R1}, T_{R2} = -a_{R2}\omega_{R2} + b_{R2} \quad (1.123)$$

în care se consideră $a_{R1,2} = 35,2 \text{ Nms}$, $b_{R1,2} = \pm 605 \text{ Nm}$;

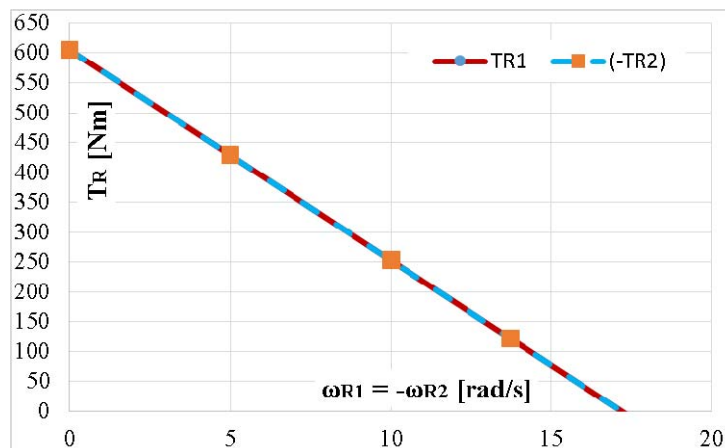


Fig. 1.46 Caracteristica mecanică a celor două rotoare

- caracteristica mecanică a generatorului electric echivalent (fig. 1.47):

$$T_{ge} = -a_{ge}\omega_{ge} + b_{ge}, \quad (1.124)$$

în care se consideră $a_{ge} = 0,4 \text{ Nms}$, $b_{ge} = 35 \text{ Nm}$.

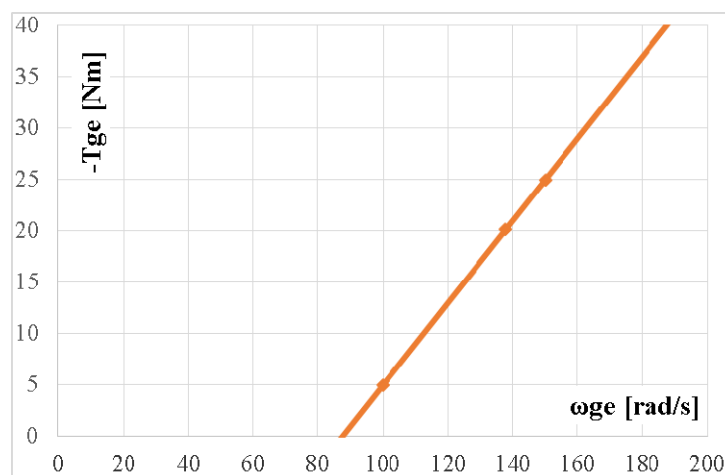


Fig. 1.47 Caracteristica mecanică a generatorului electric echivalent

Pentru viteza relativă dintre rotorul și statorul generatorului (fig.1.35 și 1.36) se consideră valorile $i_{0I} = -8$, $i_{0II} = 2$. În urma înlocuirilor numerice se obțin următoarele expresii:

$$\omega_{RG} = (1 - i_{0I})\omega_{R1} = 9\omega_{R1}, \quad (1.125)$$

$$\omega_{SG} = \omega_{R2} = \omega_{R1}(1 - i_{0II}) = -\omega_{R1}, \quad (1.126)$$

$$\omega_{ge} = \omega_{RG} - \omega_{SG} = \omega_{R1}(i_{0II} - i_{0I}) = 10\omega_{R1}. \quad (1.127)$$

Pentru simplificarea abordării, în această etapă, s-a considerat că $a_{R1} = a_{R2}$, $b_{R1} = -b_{R2}$ și că $(1 - i_{0II}) = -1 \Rightarrow i_{0II} = 2$; în acest caz particular, din rel. (1.75) rezultă: $k_t = -1$. Ca urmare, considerându-se $\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,95^2 = 0,9025$, momentul corespunzător arborelui 1 (rel. (1.116)) devine:

$$-T_1 = \frac{A_1 - B_1}{1 + C_1} T_{R1} = -\frac{-0,10138 - 0,081608}{1 + 0,083451} T_{R1} = 0,16889 T_{R1} \quad (1.128)$$

Pentru $k_t = -1$ se obține $D = (A_1 - B_1)/(1 + C_1)$; pe baza rel. (1.107), (1.109), (1.111), (1.112), (1.114) și a rel. (1.118) se determină expresia caracteristicii mecanice a motomecanismului (fig. 1.48):

$$-T_1 = \frac{Da_{R1}a_1}{1 - c_1} (\omega_{RG} - \omega_{SG}) - Db_{R1} = -0,59488(\omega_{RG} - \omega_{SG}) + 102,178 \text{ Nm}. \quad (1.129)$$

în care, coeficienții caracteristicii $-T_1 = a_{mr}(\omega_{RG} - \omega_{SG}) - b_{mr}$ au valorile:

$$a_{mr} = \frac{Da_{R1}a_1}{1 - c_1} = -0,01688a_{R1} = -0,59488 \text{ Nms și } b_{mr} = Db_{R1} = -0,16889b_{R1} = -102,178 \text{ Nm} \quad (1.130)$$

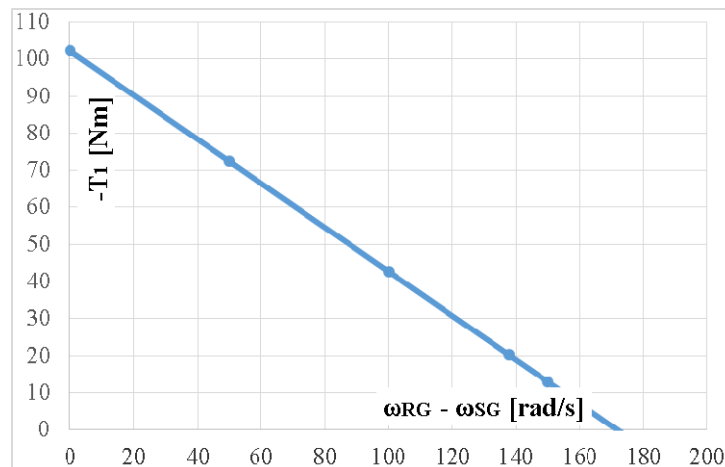


Fig. 1.48 Caracteristica mecanică a motomecanismului (adică a celor 2 rotoare eoliene reduse la arborele 1 – vezi fig. 1.36 b)

Relațiile (1.121) și (1.122), permit determinarea, analitică și numerică, a vitezei unghiulare ω_F și, implicit, a momentului de torsiune aferent T_F , în regim staționar:

$$\omega_F = \omega_{ge} = \frac{b_{ge} - b_{mr}}{a_{ge} - a_{mr}} = \frac{-35 - (-102,178)}{0,4 - (-59488)} = 137,8844 \text{ rad/s} \quad (1.131)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_{ge}(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_{ge}\omega_F + b_{ge} = -0,4 \cdot 137,8844 + 35 = -20,15377 \text{ Nm} \quad (1.132)$$

Valorile obținute sunt confirmate grafic, în fig. 1.49, de intersecția caracteristicilor mecanice aferente generatorului echivalent și motomecanismului ($-T_{RG} = -T_1 \Leftrightarrow -T_{ge} = -T_1$).

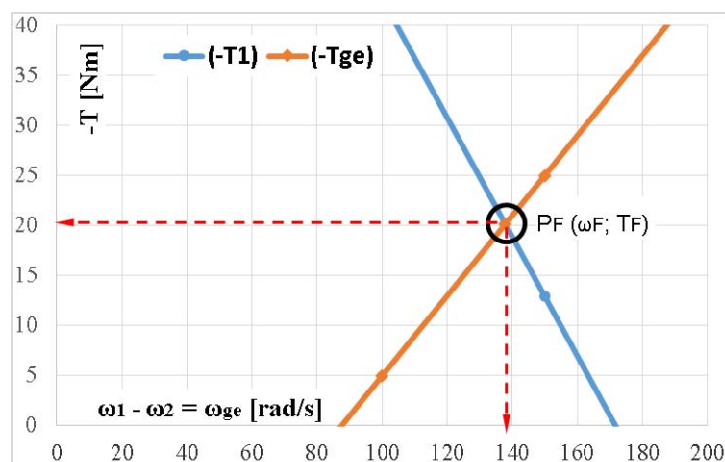


Fig. 1.49 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare redus la arborele RG (fig. 1.36 b)

Pe baza funcțiilor de transmitere ale amplificatorului, se pot obține valorile mărimilor care descriu punctul de funcționare al sistemului real. Aceste mărimi sunt centralizate în tab. 1.4.

Utilizarea acestor tipuri de sisteme eoliene, cu componente contrarotative, aduce, pe lângă creșterea de putere, și avantajul unei funcționări mai eficiente a generatorului electric; acestea asigură viteze mărite și permit o echilibrare dinamică superioară soluției cu o singură intrare. Având un design compact permit implementarea în sistemele regenerabile cu gabarit redus.

Comparativ cu soluțiile anterioare (fig. 1.7, 1.15 și 1.23) această variantă (fig. 1.35) este similară cu cea din fig. 1.23, cu deosebirea că are ieșiri contrarotative. Datorită ieșirii contrarotative, amplificatorul permite un randament superior, un gabarit radial mai mic

($i_0 = -8$), și momente de încărcare ceva mai mari; deși pornesc ceva mai greu, asigură, la intrare în generator, o putere ceva mai mare.

Tabelul 1.4 *Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.35 în regim staționar*

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian 1	$a_{R1} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R1} = \omega_H$ [rad/s]		$T_{R1} = T_H$ [Nm]	
	$b_{R1} = 605$ [Nm]	13,788		119,33	
Rotor eolian 2	$a_{R2} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R2} = \omega_2$ [rad/s]		$T_{R2} = T_2$ [Nm]	
	$b_{R2} = -605$ [Nm]	-13,788		-119,33	
Amplificator de turație	$\omega_G / \omega_{R1} = 10$	i_{0I}	i_{0II}	η_a	
	$\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,9025$ $k_t = -1$	-8	2	0,844	
Moto-mecanism		a_{mr} [Nms]	b_{mr} [Nm]	$\omega_1 - \omega_2$ [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,594	-102,17	137,88	-20,15
Generator electric	$a_G = 0,4$ [Nms]	$\omega_{GR} - \omega_{GS}$ [rad/s]		T_{ge} [Nm]	
	$b_G = 35$ [Nm]	137,88		-20,15	

1.7. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic bimobil și generator electric cu stator fix

Așa cum a fost amintit în subcap. 1.5 și 1.6, turbina eoliană contrarotativă este un concept relativ nou de sistem eolian, care conține două rotoare eoliene amplasate de aceeași parte sau de ambele părți ale nacelei și un generator electric (cu stator fix) [42, 43, 44], cu scopul de a îmbunătăți eficiența conversiei energiei eoliene în energie electrică comparativ cu turbinele cu un singur rotor eolian.

Pornind de la această idee, în continuare se propune un amplificator de turație diferențial ($M = 2$) destinat integrării în sisteme energetice contrarotative (eoliene sau hidroenergetice). Așa cum deja se cunoaște, amplificatoarele de turație planetare sunt mai compacte, dar au o complexitate mai mare decât alte tipuri de transmisii utilizate în prezent [45, 46, 47]; de

exemplu, amplificatoarele de turație ale turbinelor eoliene contrarotative existente conțin, de obicei, o combinație de mecanisme planetare cu roți cilindrice și angrenaje conice [41, 48].

Transmisia contrarotativă propusă în fig. 1.50 se bazează pe proprietatea mecanismelor planetare diferențiale de a „însuma” ponderat cele două mișcări de intrare contrarotative, ω_5 și ω_2 ; ca urmare, sistemul poate funcționa cu rotoare / turbine coaxiale și contrarotative, conectate la cele două intrări ale amplificatorului, în timp ce ieșirea acestuia este conectată la un generator electric [49, 50].

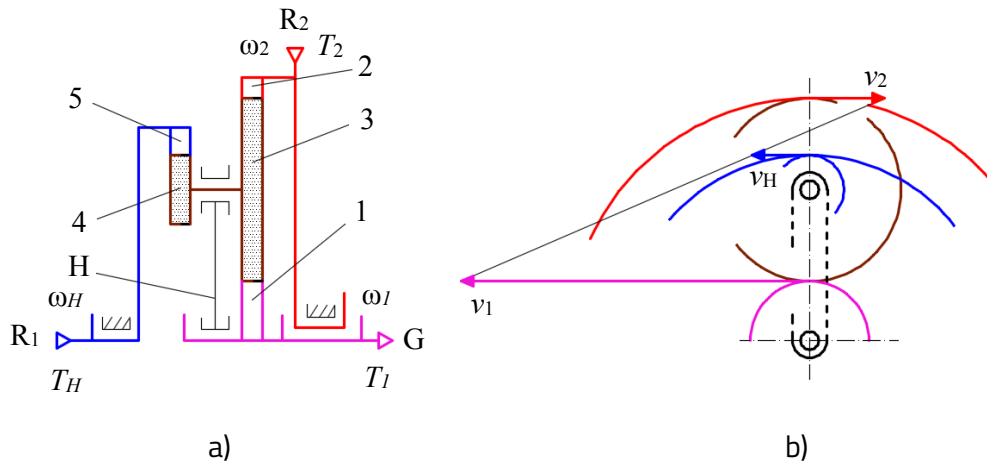


Fig. 1.50 Schema unui amplificator planetar diferențial cu două intrări și o ieșire: a) schema structurală, b) diagrama de viteze

Pentru această transmisie diferențială, în continuare sunt determinate funcțiile de transmitere pentru viteze și momente, folosind proprietatea mecanismului de a „însuma două viteze” exterioare; pe baza raportului k_ω , al vitezelor de intrare, se determină apoi eficiența transmisiei.

Sistemul eolian, considerat în fig. 1.50, este format dintr-o unitate planetară (5-4-H-3-1), notată cu UP I (a cărei H se mișcă liber), legată în paralel cu o unitate planetară secundară (2-3-H-1), notată cu UP II, a cărei moment de intrare (T_{R2}) este dependent de momentul de intrare (T_{R1}); viteza independentă a rotorului secundar este înlocuită, în calcule, cu raportul independent k_ω ($k_\omega = \omega_{R2}/\omega_{R1}$). Conform schemei din fig. 1.50, transmisia planetară are trei

roți centrale (1, 2 și 5) și este formată prin conectarea în paralel a două unități planetare: UP I și UP II (fig. 1.51 a).

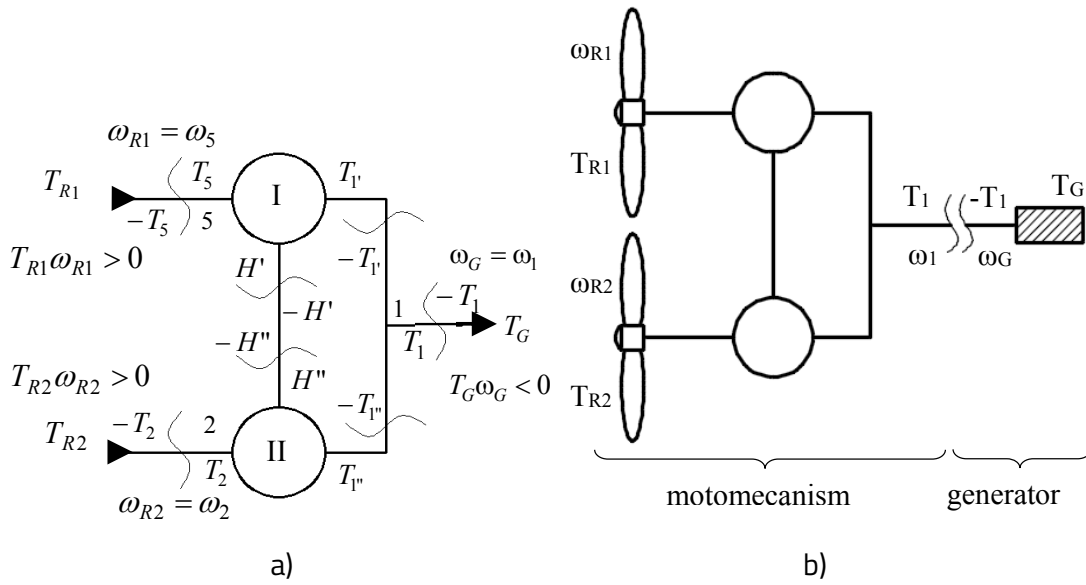


Fig. 1.51 a) Schema bloc a amplificatorului planetar diferențial din fig. 1.50 și b) Schema sistemului echivalent de tip motomecanism-generator

Pornind de la această schemă bloc (fig.1.51a), se pot scrie funcțiile de transmitere ale celor două UP considerate izolate, precum și relațiile de legătură interioare (dintre cele două unități) și exterioare (cu cele două rotoare eoliene și generatorul electric):

- ecuațiile cinematice și statice cu frecare ale UP I și UP II [28]:

$$UPI : \begin{cases} i_{0I} = i_{51}^{H'} = i_{54} i_{31} = -\frac{z_4}{z_5} \frac{z_1}{z_3} \\ \omega_5 = i_{0I} \omega_{I'} + (1 - i_{0I}) \omega_{H'} \\ T_5 + T_{I'} + T_{H'} = 0 \\ T_{I'} + T_5 \overline{i_{0I}} = 0; \overline{i_{0I}} = i_{0I} \eta_{0I}^x \end{cases} \quad (1.133)$$

$$UP II : \begin{cases} i_{0II} = i_{21}^{H''} = i_{23} i_{31} = -\frac{z_1}{z_2} \\ \omega_2 = i_{0II} \omega_{II'} + (1 - i_{0II}) \omega_{H''} \\ T_2 + T_{II'} + T_{H''} = 0 \\ T_{II'} + T_2 \overline{i_{0II}} = 0; \overline{i_{0II}} = i_{0II} \eta_{0II}^w \end{cases} \quad (1.134)$$

- corelațiile caracteristice legăturilor exterioare și interioare ale sistemului, completate cu ecuația de echilibru a puterilor în ipoteza considerării frecării și ecuația de echilibru pentru momentele coaxiale:

$$R_1 \equiv 5 \begin{cases} \omega_{R1} = \omega_5 \\ T_{R1} - T_5 = 0 \end{cases}; R_2 \equiv 2 \begin{cases} \omega_{R2} = \omega_2 \\ T_{R2} - T_2 = 0 \end{cases}; 1 \equiv G \begin{cases} \omega_1 = \omega_G \\ T_G - T_{1'} - T_{1''} = 0 \end{cases} \quad (1.135)$$

$$1'' \equiv 1' \equiv 1 \begin{cases} \omega_{1'} = \omega_{1''} = \omega_1 \\ T_1 - T_{1'} - T_{1''} = 0 \end{cases}; H' \equiv H'' \equiv H \begin{cases} \omega_{H'} = \omega_{H''} = \omega_H \\ -T_{H'} - T_{H''} = 0 \end{cases} \quad (1.136)$$

$$\begin{cases} (\omega_5 T_5 + \omega_2 T_2) \eta + \omega_1 T_1 = 0 \\ T_5 + T_2 + T_1 = 0 \end{cases} \quad (1.137)$$

Pe baza acestor corelații (rel. (1.133)...(1.137)) se pot determina funcțiile de transmitere cinematice și statice (cu considerarea frecărilor din angrenaje).

Din rel. (1.133) rezultă viteza elementului suport axe H, iar din rel (1.134) se obține viteza elementului de ieșire 1:

$$\omega_H = \frac{\omega_5}{1 - i_{0I}} - \frac{\omega_1 i_{0I}}{1 - i_{0I}} \quad (1.138)$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_2}{i_{0II}} - \frac{(1 - i_{0II}) \omega_H}{i_{0II}} \quad (1.139)$$

Înlocuind rel. (1.138) în (1.139), se obține funcția de transmitere a mecanismului diferențial:

$$\omega_1 = \omega_2 \frac{(1 - i_{0I})}{(i_{0II} - i_{0I})} - \omega_5 \frac{(1 - i_{0II})}{(i_{0II} - i_{0I})} \quad (1.140)$$

și, implicit, viteza unghiulară a generatorului:

$$\omega_G = \omega_{R2} \frac{(1 - i_{0I})}{(i_{0II} - i_{0I})} - \omega_{R1} \frac{(1 - i_{0II})}{(i_{0II} - i_{0I})} \quad (1.141)$$

Folosind, în locul vitezelor independente (afere roatoarelor R1 și R2), viteza ω_{R1} și raportul k_ω , expresia (1.141) devine:

$$\omega_G = \omega_{R1} \left[\frac{k_\omega (1 - i_{0I}) - (1 - i_{0II})}{(i_{0II} - i_{0I})} \right] \quad (1.142)$$

Pentru calculul momentelor și al randamentului se stabilesc rapoartele statice pentru fiecare UP în parte:

$$\overline{i_{0I}} = i_{0I} \eta_{0I}^x; \eta_{0I} = \eta_{51}^{H'};$$

$$x = \operatorname{sgn}(\omega_{5H} T_5) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_{5H} T_5}{\omega_5 T_5}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_{5H}}{\omega_5}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_5 - \omega_H}{\omega_5}\right) = \operatorname{sgn}\left(1 - \frac{\omega_H}{\omega_5}\right);$$

$$\frac{\omega_H}{\omega_5} = \frac{i_{0II}}{i_{0II} - i_{0I}} - \frac{k i_{0I}}{i_{0II} - i_{0I}} = \frac{i_{0II} - k i_{0I}}{i_{0II} - i_{0I}}$$

$$x = \operatorname{sgn}\left(\frac{i_{0I} - k i_{0I}}{i_{0I} - i_{0II}}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{i_{0I}(1-k)}{i_{0I} - i_{0II}}\right) = -1$$

$$\overline{i_{0II}} = i_{0II} \eta_{0II}^w; \eta_{0II} = \eta_{21}^{H''};$$

$$w = \operatorname{sgn}(\omega_{2H} T_2) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_{2H} T_2}{\omega_2 T_2}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_{2H}}{\omega_2}\right) = \operatorname{sgn}\left(\frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_2}\right) = \operatorname{sgn}\left(1 - \frac{\omega_H}{\omega_2}\right);$$

$$\frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{i_{0II}}{k(i_{0II} - i_{0I})} - \frac{i_{0I}}{i_{0II} - i_{0I}} = \frac{1}{i_{0II} - i_{0I}} \left(\frac{i_{0II} - k i_{0I}}{k} \right) = \frac{i_{0II} - k i_{0I}}{k(i_{0II} - i_{0I})}$$

$$w = \operatorname{sgn}\left(\frac{i_{0II} \left(1 - \frac{1}{k}\right)}{i_{0II} - i_{0I}}\right) = +1$$

Din relațiile (1.133)...(1.137) se determină expresia momentului T_G (rel.1.144) și a randamentului mecanismului diferențial (rel. 1.146):

$$T_G = T_1 = T_{1'} + T_{1''}; T_{1'} = -T_5 \overline{i_{0I}}; T_{1''} = -T_2 \overline{i_{0II}}; T_G = -T_5 \overline{i_{0I}} - T_2 \overline{i_{0II}} \quad (1.143)$$

$$T_G = -T_{R1} \overline{i_{0I}} - T_{R2} \overline{i_{0II}} \quad (1.144)$$

$$\frac{T_{H'}}{T_{H''}} = -1 = \frac{-T_5(1 - \overline{i_{0I}})}{-T_2(1 - \overline{i_{0II}})}; \frac{T_5}{T_2} = \frac{T_{R1}}{T_{R2}} = -\frac{(1 - \overline{i_{0II}})}{(1 - \overline{i_{0I}})}; T_{R2} = -T_{R1} \frac{(1 - \overline{i_{0I}})}{(1 - \overline{i_{0II}})} \quad (1.145)$$

$$\eta = \frac{k_\omega(1 - \overline{i_{0I}}) - (1 - \overline{i_{0II}})}{k_\omega(1 - \overline{i_{0I}}) - (1 - \overline{i_{0II}})} \cdot \frac{\overline{i_{0II}} - \overline{i_{0I}}}{i_{0II} - i_{0I}} \quad (1.146)$$

Pentru simplificarea abordării, se consideră cazul în care vitezele celor două rotoare eoliene sunt egale și de sens contrar: $\omega_{R2}/\omega_{R1} = k_\omega = -1$; în această premisă, pe baza modelărilor

analitice, în fig. 1.52 și 1.53 s-au ilustrat grafic variația raportului ω_G/ω_{R1} (fig.1.52), și a randamentului (fig. 1.53), în funcție de i_{0I} , considerand că $i_{0II} = -0,75$ și $\eta_{13} = \eta_{32} = \eta_{45} = 95\%$.

Din fig. 1.52 se observă că are loc o variație asimptotică, pentru $i_{0I} = i_{0II}$, însoțită de schimbarea semnului raportului ω_G/ω_{R1} .

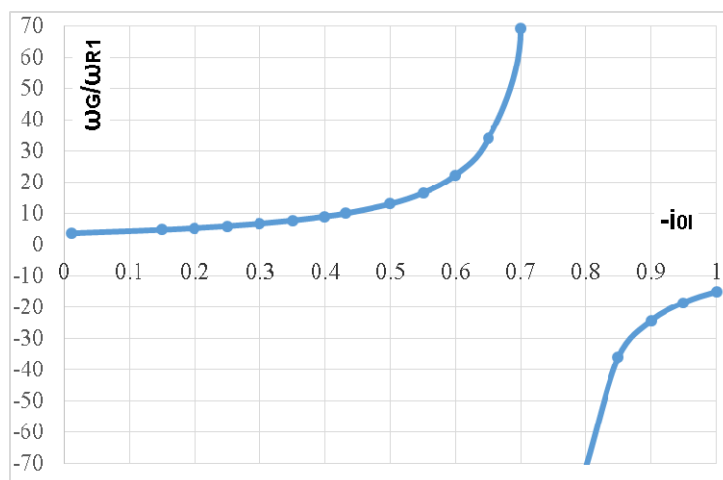


Fig. 1.52 Variatia raportului ω_G/ω_{R1} , în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = -0,75$

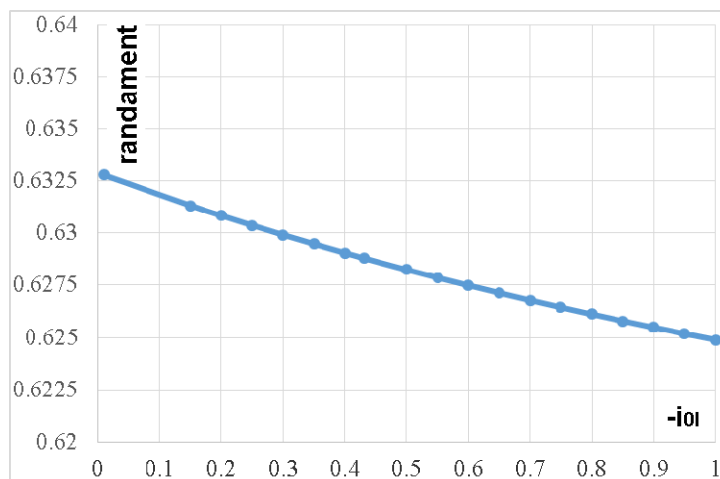


Fig. 1.53 Variatia randamentului (η), în funcție de raportul i_{0I} , pentru $i_{0II} = -0,75$

Pe baza diagramelor prezentate se poate concluziona că odată cu creșterea în modul a raportului cinematic interior al primei UP, crește raportul ω_G/ω_{R1} (fig. 1.52) și scade randamentul transmisiei (fig. 1.53);

Determinarea punctului de funcționare se va realiza analog cazurilor prezentate anterior: sistemul real se înlocuiește cu un sistem echivalent de tip motomecanism-generator, pentru care se determină parametrii puterii mecanice (ω_F și T_F), în regim staționar, pe arborele generatorului (fig. 1.51 b).

În continuare sunt evidențiate egalitățile care permit determinarea caracteristicii mecanice liniare a motomecanismului, de forma $-T_1 = a_1\omega_1 - b_1$ (fig. 1.54):

$$\text{- legăturile rotoarelor eoliene cu transmisia: } \begin{cases} \omega_{R1} = \omega_5 \\ \omega_{R2} = \omega_2 \\ T_{R1} = T_5 \\ T_{R2} = T_2 \end{cases} \quad (1.147)$$

$$\text{- legăturile generatorului cu transmisia: } \begin{cases} \omega_G = \omega_1 \\ T_G - T_1 = 0 \end{cases} \quad (1.148)$$

$$\text{- funcțiile de transmitere ale transmisiei: } \begin{cases} a_2\omega_{R1} + b_2\omega_{R2} = \omega_1 \\ T_{R1} = A_2T_1, T_{R2} = B_2T_1 \\ (\omega_{R1}T_{R1} + \omega_{R2}T_{R2})\eta + \omega_1T_1 = 0 \\ k_\omega = \omega_{R2}/\omega_{R1} \end{cases} \quad (1.149)$$

Ținând seama că funcția de transmitere a vitezelor poate scrisă sub forma:

$$a_2\omega_{R1} + b_2\omega_{R2} = \omega_1'(\omega_{R2} = 0) + \omega_1''(\omega_{R1} = 0) = \omega_1 \quad (1.150)$$

în continuare se determină expresia coeficienților care intervin în funcțiile de transmitere ale amplificatorului de turație (a_2 și b_2 ; A_2 și B_2):

$$\bullet \quad \omega_{R2} = 0; T_{R1}\omega_{R1}\eta_{R1-1} + T_1'\omega_1' = 0$$

$$a_2 = \frac{\omega_1'}{\omega_{R1}} = i_{1-R1}'$$

$$a_2 = a_{1-R1} = i_{15}^2 = \frac{i_{0II} - 1}{i_{0II} - i_{0I}} \quad (1.151)$$

$$A_2 = -\frac{i_{1-R1}'}{\eta_{R1-1}}, \eta_{R1-1} = \eta_{51}^2 = \left(\frac{i_{0II} - 1}{i_{0II} - 1} \right) \left(\frac{\overline{i_{0II} - i_{0I}}}{i_{0II} - i_{0I}} \right),$$

$$A_2 = -\frac{a_2}{\eta_{R1-1}} = -\frac{\overline{i_{0II} - 1}}{i_{0II} - i_{0I}} \quad (1.152)$$

$$\bullet \quad \omega_{R1} = 0; T_{R2}\omega_{R2}\eta_{R2-1} + T_1\omega_1 = 0$$

$$b_2 = \frac{\omega_1}{\omega_{R2}} = i_{1-R2},$$

$$b_2 = b_{1-R2} = i_{12}^5 = \frac{i_{0I} - 1}{i_{0I} - i_{0II}} \quad (1.153)$$

$$B_2 = -\frac{i_{1-R2}}{\eta_{R2-1}}, \quad \eta_{R2-1} = \eta_{21}^5 = \left(\frac{i_{0I} - 1}{i_{0I} - 1} \right) \left(\frac{\overline{i_{0I} - i_{0II}}}{i_{0I} - i_{0II}} \right),$$

$$B_2 = -\frac{b_2}{\eta_{2R-1}} = -\frac{\overline{i_{0I} - 1}}{i_{0I} - i_{0II}} \quad (1.154)$$

Ținând seama de rel. (1.150) și de raportul k_ω ecuația de echilibru a puterilor devine:

$$(T_{R1} + k_\omega T_{R2})\eta + T_1(a_2 + k_\omega b_2) = 0, \quad (1.155)$$

iar pe baza rel. (1.149) și (1.150) randamentul amplificatorului de turație capată forma:

$$\eta = -\frac{a_2 + k_\omega b_2}{A_2 + k_\omega B_2} \quad (1.156)$$

Pentru facilitarea comparației cu situațiile precedente, alături de mărimile cinematice și statice modelate, în determinarea punctului de funcționare, se consideră că rotorul principal (R1) și generatorul (G) au caracteristici identice cu cele anterioare.

Pentru îndeplinirea condiției $k_\omega = -1$, s-a considerat cazul simplificat în care coeficienții caracteristicii rotorului secundar (R2) sunt determinați din rel.(1.157), prin identificarea coeficienților omologi:

$$T_{R1} = -a_{R1}\omega_{R1} + b_{R1}, \quad T_{R2} = -AT_{R1}, \quad A = \frac{1 - \overline{i_{0I}}}{1 - i_{0II}} \quad (1.157)$$

$$\frac{T_2}{T_5} = \frac{T_{R2}}{T_{R1}} = \frac{-a_{R2}\omega_{R2} + b_{R2}}{-a_{R1}\omega_{R1} + b_{R1}} \Rightarrow T_{R2} = -AT_{R1} \Rightarrow -a_{R2}k_\omega\omega_{R1} + b_{R2} = Aa_{R1}\omega_{R1} - Ab_{R1}$$

$$a_{R2} = -\frac{Aa_{R1}}{k_\omega}; \quad b_{R2} = -Ab_{R1} \quad (1.157')$$

Ca și în cazurile anterioare, pentru caracteristica rotorului eolian principal (rel. (1.157)), s-au considerat $a_{R1} = 35,22$, $b_{R1} = 605$ (fig. 1.54), și respectiv pentru caracteristica generatorului $T_G = -a_G\omega_G + b_G$, coeficienții $a_G = 0,4$, $b_G = 35$ (fig. 1.55); ținând seama de aceste

caracteristici, din condiția $k_\omega = -1$, s-au obținut, pe baza rel. (1.157'), coeficienții $a_{R2} = 31,055$ și $b_{R1} = -533,417$ pentru caracteristica rotorului secundar $T_{R2} = -a_{R2}\omega_{R2} + b_{R2}$ (fig. 1.54).

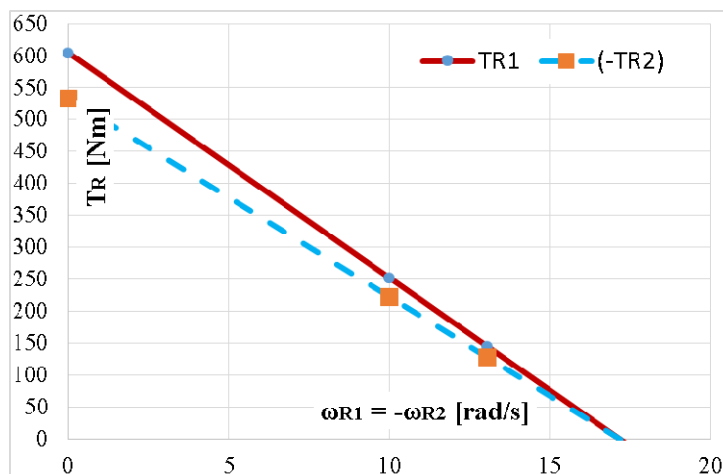


Fig. 1.54 Caracteristicile mecanice ale celor două rotoare

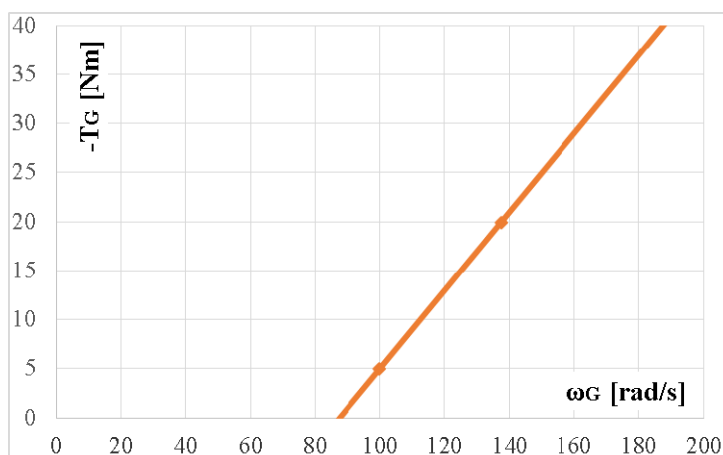


Fig. 1.55 Caracteristica mecanică a generatorului electric

Ținând seama de algoritmul de modelare anterior, s-au determinat ecuațiile cinematice și statice, cu frecare, ale amplificatorului analizat (fig. 1.50) pentru care s-au considerat valorile numerice: $i_{0I} = -0,4318$, $i_{0II} = -0,75$, $k_\omega = -1$ și $\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,95^2 = 0,9025$; astfel, pentru viteza generatorului se obține expresia:

$$\omega_G = \omega_{R1} \left[\frac{k_\omega (1 - i_{0I}) - (1 - i_{0II})}{(i_{0II} - i_{0I})} \right] = 10\omega_{R1} \quad (1.158)$$

Pe baza rel. (1.149) și (1.157), pentru momentul de ieșire (T_1) și, implicit, pentru caracteristica mecanică a motomecanismului ($-T_1$: momentul cu care motomecanismul antrenează generatorul) se obțin următoarele expresii analitice:

$$T_1 = \frac{T_{R1}}{A_2} = -a_1 \omega_1 + b_1 \quad (1.159)$$

$$-T_1 = \frac{a_{R1}}{A_2(a_2 + k_\omega b_2)} \omega_1 - \frac{b_{R1}}{A_2} \quad (1.160)$$

de unde, prin identificarea coeficienților omologi, rezultă expresiile coeficienților a_1 și b_1 :

$$a_1 = \frac{a_{R1}}{A_2(a_2 + k_\omega b_2)}, \quad b_1 = \frac{b_{R1}}{A_2} \quad (1.161)$$

Pentru valorile numerice considerate ca date de intrare, expresiile precedente devin:

$$T_1 = \frac{T_{R1}}{A_2} = -0,11832 T_{R1} \quad (1.162)$$

$$-T_1 = -0,4167 \omega_1 + 71,5832 \quad (1.163)$$

$$a_1 = -0,01183 a_{R1} = -0,4167 \text{ Nms și } b_1 = -0,11832 b_{R1} = -71,5832 \text{ Nm} \quad (1.164)$$

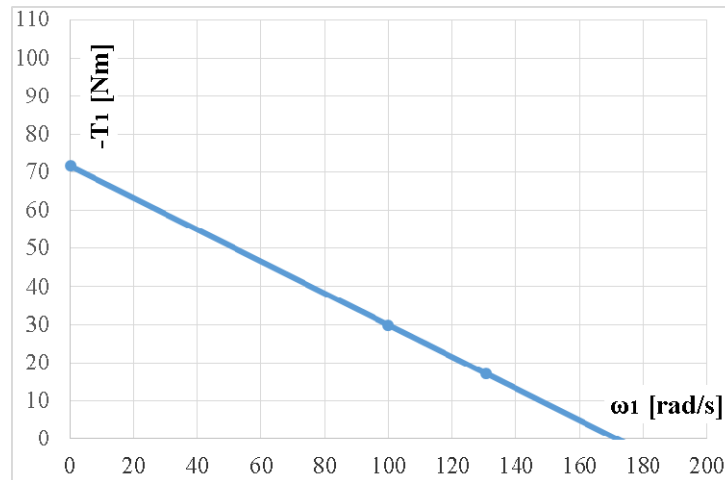


Fig. 1.58 Caracteristica mecanică a motomecanismului (a celor 2 rotoare eoliene reduse la arborele de ieșire din amplificatorul de turație – fig. 1.51 b)

Pornind de la egalitățile derivate din echilibrul momentelor, care încarcă arborele generatorului (fig. 1. 51 b), se determină coordonatele punctului de funcționare, în regim staționar (ω_F, T_F), reduse la arborele generatorului:

$$T_G - T_1 = 0 \Rightarrow -T_G = -T_1 \Rightarrow -a_G \omega_G + b_G = -a_1 \omega_1 + b_1. \quad (1.165)$$

Din această egalitate rezultă, analitic și numeric, viteza unghiulară ω_F și, implicit, momentul de torsiune aferent T_F , în regim staționar:

$$\omega_G = \omega_F = \frac{b_G - b_1}{a_G - a_1} = \frac{35 - (-71,5832)}{0,4 - (-0,4167)} = 130,4958 \text{ rad/s} \quad (1.166)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_G(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_G \omega_F + b_G = -0,4 \cdot 130,4958 + 35 = -17,1983 \text{ Nm} \quad (1.167)$$

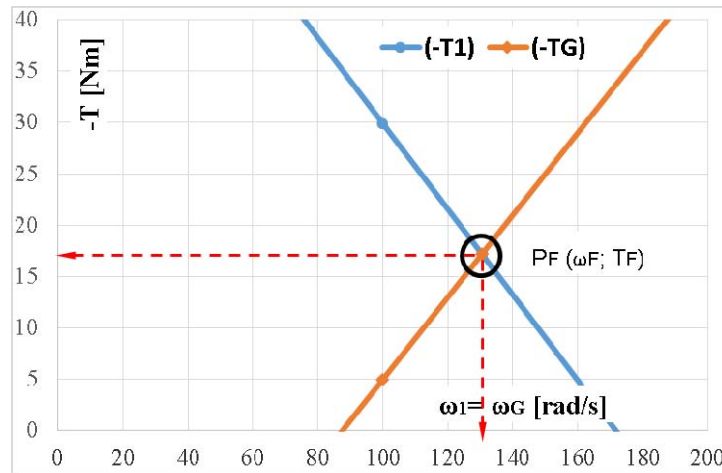


Fig. 1.57 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare redus la arborele generatorului (fig. 1.51 b)

În ilustrarea grafică din fig. 1.57, intersecția caracteristicilor mecanice, aferente generatorului și motomecanismului ($-T_G = -T_1$) reprezintă punctul de funcționare al sistemului pe arborele de intrare în generator (fig. 1.51 b). Pe baza acestor rezultate, și a funcțiilor de transmitere ale amplificatorului de turație (rel. 1.149), se obțin valorile parametrilor care descriu punctul de funcționare al sistemului real, centralizate în tab. 1.5.

Comparativ cu soluțiile din fig. 1.7, 1.15, 1.23 și 1.35 această variantă (fig. 1.50) permite o reducere semnificativă a gabariturii radial, datorită însumării mișcărilor de intrare. Totuși acest avantaj este însoțit de dezavantajul unui randament mai scăzut.

Tabelul 1.5 *Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.50 în regim staționar*

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian 1	$a_{R1} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R1} = \omega_5$ [rad/s]		$T_{R1} = T_5$ [Nm]	
	$b_{R1} = 605$ [Nm]	13,049		145,355	
Rotor eolian 2	$a_{R2} = 31,055$ [Nms]	$\omega_{R2} = \omega_2$ [rad/s]		$T_{R2} = T_2$ [Nm]	
	$b_{R2} = -533,417$ [Nm]	-13,041		-128,157	
Amplificator de turație	$\omega_G / \omega_{R1} = 10$	i_{0I}	i_{0II}	η_a	
	$\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,9025$ $k_\omega = -1$	-0,43	-0,75	0,628	
Moto-mecanism		a_1 [Nms]	b_1 [Nm]	ω_1 [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,416	-71,583	130,49	-17,19
Generator electric	$a_G = 0,4$ [Nms]	ω_G [rad/s]		T_G [Nm]	
	$b_G = 35$ [Nm]	130,49		-17,19	

1.8. Sistem eolian cu două surse motoare, amplificator mecanic bimobil și generator electric contrarotativ

Având ca obiectiv îmbunătățirea sistemului eolian, s-au combinat două configurații, identificate în soluțiile anterioare, și anume: sistemul eolian [35], cu două rotoare eoliene-amplificator de turație diferențial-generator electric cu stator fix, și sistemul [51], cu un rotor eolian-amplificator de turație monomobil-generator contrarotativ (cu stator mobil).

O variantă a acestui concept este prezentată în subcap. 1.6 (fig. 1.35), în care este analizat un amplificator de turație monomobil cu două intrări și două ieșiri; această structură este dezvoltată în continuare prin transformarea amplificatorului de turație monomobil în amplificator diferențial (fig. 1.58).

Acest amplificator are proprietatea de a „însuma mișcările” de intrare (ω_5 și ω_2) și de a distribui determinat un moment exterior (T_1).

Similar soluției conceptuale prezentate în fig. 1.35, structura, din fig. 1.58, are patru legături exterioare ($L = 4$): intrarea principală este desemnată de rotorul eolian R1, iar intrarea secundară, de rotorul eolian R2, care este conectat direct la statorul SG; cele două ieșiri sunt cuplate la rotorul RG și, respectiv, la statorul SG ale unui generator electric contrarotativ.

Pentru reducerea efectelor inerțiale, rotorul RG al generatorului se rotește cu o turație mai mare în valoare absolută decât cea a statorului SG, așa cum se ilustrează și în diagrama de viteze din fig. 1.58 b.

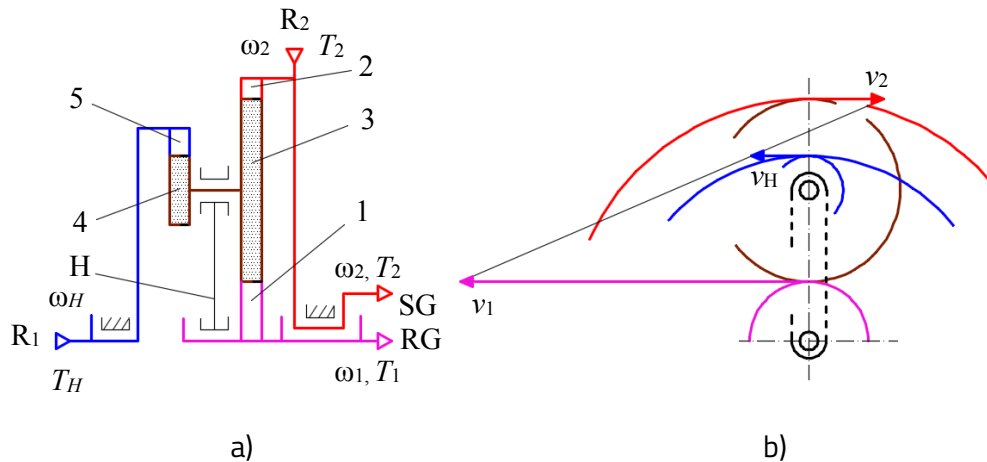


Fig. 1.58 Schema amplificatorului planetar diferențial cu două intrări și două ieșiri: a) schema structurală, b) diagrama de viteze

Conform fig. 1.58, sistemul eolian considerat este echipat cu două rotoare eoliene contrarotative ($5=R1$ și $2=R2$), un amplificator planetar ($1-2-3-4-5-H$) și un generator contrarotativ ($1=RG$ și $2=SG$); amplificatorul este o transmisie planetară diferențială, cu două intrări (5 -intrare principală, 2 -intrare secundară) și două ieșiri (1 -ieșire principală, 2 -ieșire secundară), rezultată prin legarea în paralel a două unități planetare, ilustrate în fig. 1.59: UP I ($5-4-3-1-H$) și respectiv UP II ($2-3-1-H$).

Amplificatorul de turație considerat (fig. 1,58 și 1.59) are următoarele proprietăți:

- are două mișcări exterioare independente (ω_{R1} și ω_{R2}) pe care le însumează, obținându-se o mișcare amplificată (ω_{RG}) la rotorul RG mobil al generatorului;

- datorită mișcării contrarotative a rotorului RG (ω_{RG}) față de statorul SG (ω_{SG}), precum și a legăturii directe dintre rotorul eolian secundar R2 și statorul mobil SG, viteza unghiulară nominală a generatorului echivalent (cu stator fix) este dată de viteza relativă a rotorului față de stator (ω_{ge}):

$$\omega_{ge} = \omega_{RG} - \omega_{SG} \quad (1.168)$$

- mișcările de rotație, ale celor două intrări, sunt de sens contrar, proprietate asigurată prin sensurile opuse de înclinare ale paletelor celor două rotoare eoliene R1 și R2;

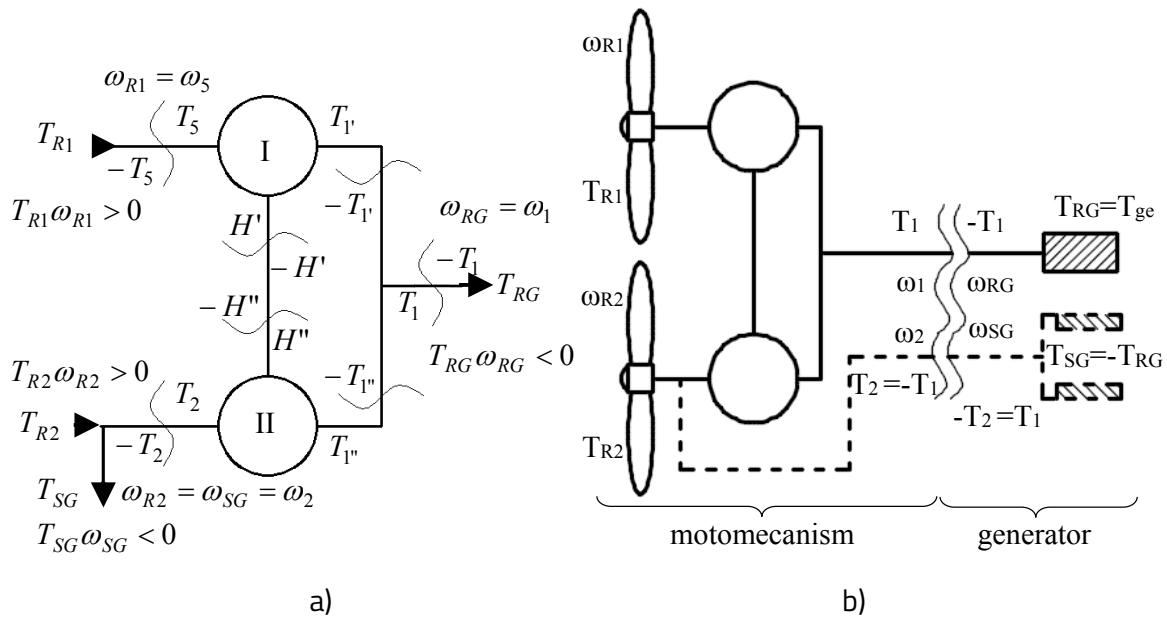


Fig. 1.59 a) Schema bloc a amplificatorului planetar diferențial cu două intrări R1, R2 și două ieșiri (RG, SG) și b) Schema sistemului echivalent de tip motomecanism-generator

Pe baza celor prezentate anterior, în continuare se propune următoarea succesiune de modelare cinematică [28]:

- se consideră ecuațiile cinematice și statice cu frecare ale UP I (rel. (1.133)) și UP II (1.134);
- se scriu corelațiile caracteristice legăturilor exterioare și interioare ale sistemului (fig. 1.59 a),

$$R1 = 5 \begin{cases} \omega_{R1} = \omega_5 \\ T_{R1} - T_5 = 0 \end{cases}, R2 = 2 = SG \begin{cases} \omega_{R2} = \omega_2 = \omega_{SG} \\ T_{R2} + T_{SG} - T_2 = 0 \end{cases}, 1 = G \begin{cases} \omega_1 = \omega_{RG} \\ T_{RG} - T_1 = 0 \end{cases} \quad (1.169)$$

$$1'' \equiv 1' \equiv 1 \begin{cases} \omega_{1'} = \omega_{1''} = \omega_1 \\ T_1 - T_{1'} - T_{1''} = 0 \end{cases}, H \begin{cases} \omega_{H'} = \omega_{H''} = \omega_H \\ -T_{H'} - T_{H''} = 0 \end{cases} \quad (1.170)$$

- completate cu ecuația de echilibru a puterilor cu frecare și cu ecuația de echilibru a momentelor exterioare coaxiale (fig. 1.58 și 1.59):

$$\begin{cases} (\omega_5 T_5 + \omega_2 T_2) \eta + \omega_1 T_1 + \omega_2 T_2 = 0 \\ T_5 + T_2 + T_1 = 0 \end{cases} \quad (1.171)$$

Pe baza acestor corelații (rel. (1.133), (1.134), (1.169) ... (1.171)) se pot determina funcțiile de transmitere cinematice și statice (cu frecare).

Similar mecanismului anterior (fig. 1.36), viteza unghiulară a elementului suport axe H și cea a elementului de ieșire 1, se determină cu rel. (1.138) și (1.139):

$$\omega_H = \frac{\omega_5}{1-i_{0I}} - \frac{\omega_1 i_{0I}}{1-i_{0I}} \quad (1.172)$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_2}{i_{0II}} - \frac{(1-i_{0II})\omega_H}{i_{0II}} \quad (1.173)$$

Înlocuind rel. (1.172) în rel. (1.173), se obține funcția de transmitere pentru viteze:

$$\omega_1 = \omega_2 \frac{(1-i_{0I})}{(i_{0II}-i_{0I})} - \omega_5 \frac{(1-i_{0II})}{(i_{0II}-i_{0I})} \quad (1.174)$$

și, implicit, viteza unghiulară a rotorului generatorului:

$$\omega_{RG} = \omega_{R2} \frac{(1-i_{0I})}{(i_{0II}-i_{0I})} - \omega_{R1} \frac{(1-i_{0II})}{(i_{0II}-i_{0I})} \quad (1.175)$$

Viteza relativă dintre rotorul și statorul generatorului (ω_{ge}) se determină înlocuind rel. (1.175) în rel. (1.168), în care $\omega_{SG} = \omega_{R2}$:

$$\omega_{ge} = (\omega_{R1} - \omega_{R2}) \frac{1-i_{0II}}{i_{0I}-i_{0II}} \quad (1.176)$$

Folosind, ca mărimi cinematice independente, viteza ω_{R1} și raportul $\omega_{R2}/\omega_{R1} = k_\omega$ (în locul vitezelor rotoarelor R1 și R2), expresia (1.176) devine:

$$\omega_{ge} = \omega_{R1} (1 - k_\omega) \frac{1-i_{0II}}{i_{0I}-i_{0II}} \quad (1.177)$$

Funcțiile statice ale amplificatorului de turație se determină pe baza ecuațiilor aferente unităților planetare izolate și a celor aferente legăturilor interioare și exterioare (fig.1.59 a); la

acest amplificator se disting două cazuri de funcționare, și anume: momentul rotorului eolian R_2 este, în modul, mai mare (cazul A), respectiv mai mic (cazul B), decât momentul statorului mobil SG:

Cazul A: $|T_{R_2}| > |T_{SG}|$

- UP I: se consideră rel. (1.133), în care $\overline{i_{0I}} = i_{0I} \eta_{0I}^x$, $\eta_{0I} = \eta_{51}^{H'}$, $x = -1$
- UP II: se consideră rel. (1.134), în care $\overline{i_{0II}} = i_{0II} \eta_{0II}^w$, $\eta_{0II} = \eta_{21}^{H''}$, $w = +1$
- Având în vedere că $T_{RG} = -T_{SG} = T_{ge}$, cu relațiile momentelor din rel. (1.133), (1.134), (1.169) și (1.170) se obține expresia momentului T_{ge} (rel. (1.178)) și a randamentului mecanismului diferențial cu ieșire contrarotativă:

$$T_{ge} = -T_{R_1} \frac{\overline{i_{0I}}}{1 - \overline{i_{0II}}} - T_{R_2} \frac{\overline{i_{0II}}}{1 - \overline{i_{0II}}} \quad (1.178)$$

$$(\omega_{R_1} T_{R_1} + \omega_{R_2} T_{R_2}) \eta + \omega_{RG} T_{RG} + \omega_{SG} T_{SG} = 0 \quad (1.179)$$

$$\eta = -\frac{\omega_{RG} T_{RG} + \omega_{SG} T_{SG}}{\omega_{R_1} T_{R_1} + \omega_{R_2} T_{R_2}} \quad (1.180)$$

Ținând seama că momentele de pe elementul suport axe H (fig. 1.59 și rel. (1.181)) sunt egale și de sens contrar, pentru randamentul transmisiei se obține expresia (1.185):

$$T_{H'} = -T_5(1 - \overline{i_{0I}}); \quad T_{H''} = -T_2(1 - \overline{i_{0II}}) \quad (1.181)$$

$$\frac{T_5}{T_2} = -\frac{1 - \overline{i_{0II}}}{1 - \overline{i_{0I}}} \quad (1.182)$$

$$\frac{T_{R_1}}{T_{R_2} - T_{RG}} = -\frac{1 - \overline{i_{0II}}}{1 - \overline{i_{0I}}} \quad (1.183)$$

$$T_{R_1} \left(\frac{1}{1 - \overline{i_{0I}}} \right) = -T_{R_2} \left(\frac{1}{1 - \overline{i_{0I}}} \right); \quad \frac{T_{R_1}}{T_{R_2}} = -1 \quad (1.184)$$

$$\eta = \left(\frac{1 - \overline{i_{0II}}}{1 - \overline{i_{0I}}} \right) \left(\frac{\overline{i_{0I}} - \overline{i_{0II}}}{\overline{i_{0I}} - \overline{i_{0II}}} \right) \quad (1.185)$$

Cazul B: $|T_{R_2}| < |T_{SG}|$

Calculul momentelor și, implicit, al randamentului, se efectuează analog cazului A, cu deosebirea că se schimbă semnul exponentului w (vezi UP II-Caz A).

Pentru simplificarea abordării, ca și în analiza precedentă, se consideră cazul în care vitezele celor două rotoare eoliene sunt egale și de sens contrar: $\omega_{R2}/\omega_{R1} = k_{\omega} = -1$; în aceasta premisă, pe baza modelărilor analitice, în fig. 1.60 și 1.61 s-au ilustrat grafic variația raportului ω_{ge}/ω_{R1} (fig.1.60) și a randamentului (fig. 1.61), în funcție de i_{0I} , pentru $i_{0II} = -0,75$ și $\eta_{13} = \eta_{32} = \eta_{45} = 95\%$.

Din fig. 1.61 se observă că randamentul transmisiei considerate scade drastic odată cu creșterea în modul a raportului cinematic interior (i_{0I}), fapt care limitează sever "raportul de amplificare" (ω_{ge}/ω_{R1}) al acestuia.

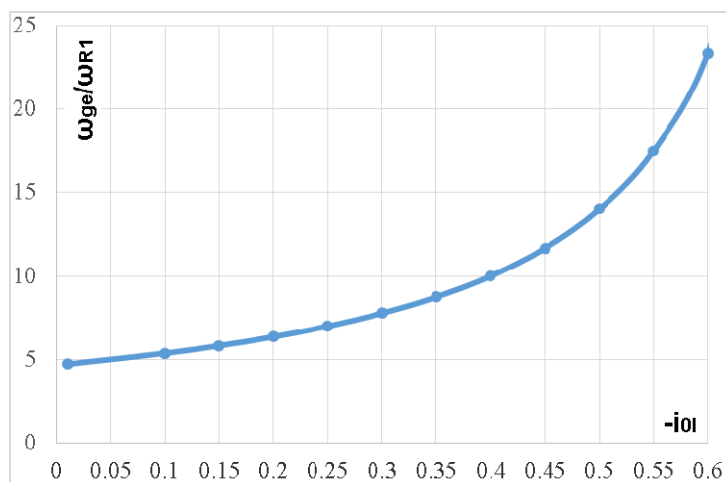


Fig. 1.60 Variația raportului ω_{ge}/ω_{R1} , în funcție de i_{0I} , pentru $k_{\omega} = -1$ și $i_{0II} = -0,75$

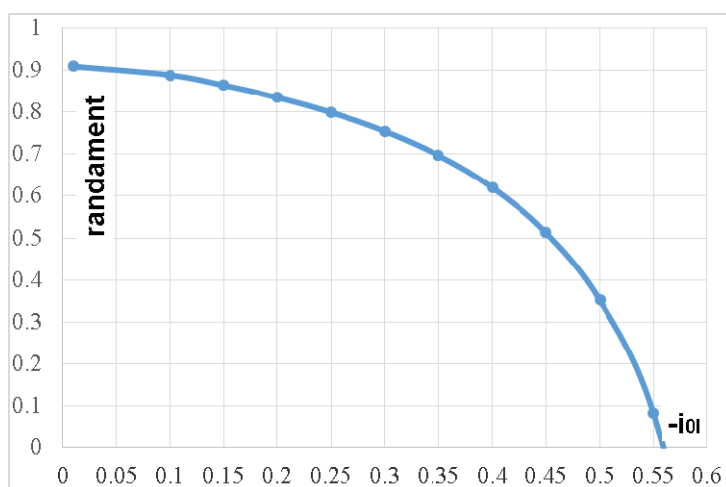


Fig. 1.61 Variația randamentului (η), în funcție de i_{0I} , pentru $k_{\omega} = -1$ și $i_{0II} = -0,75$

Analog variantelor analizate anterior, mai întâi se stabilește punctul de funcționare pentru sistemul echivalent de tip motomecanism-generator (fig. 1.59 b), care constă în determinarea parametrilor puterii mecanice (ω_F și T_F) pe arborele rotorului generatorului, în regim staționar. În acest scop se determină, în prealabil, coeficienții cinematici și statici utilizați în modelarea randamentului transmisiei și a punctului de funcționare al sistemului.

Considerând inițial independente momentele T_{RG} și T_{SG} , modelarea cinematică și statică al unui sistem echipat cu o transmisie diferențială cu două intrări și două ieșiri (fig. 1.58), poate fi descrisă prin următoarele relații:

$$\omega_{RG} = a_{2R}\omega_{R1} + b_{2R}\omega_{R2} = \omega_{RG}(\omega_{R2} = 0) + \omega_{RG}(\omega_{R1} = 0) = \omega_{RG_1} + \omega_{RG_2}, \quad (1.186)$$

$$\omega_{SG} = a_{2S}\omega_{R1} + b_{2S}\omega_{R2} = \omega_{SG}(\omega_{R2} = 0) + \omega_{SG}(\omega_{R1} = 0) = \omega_{SG_1} + \omega_{SG_2}, \quad (1.187)$$

$$T_{R1} = A_{2R}T_{RG} + A_{2S}T_{SG} = T_{R1}(T_{SG} = 0) + T_{R1}(T_{RG} = 0) = T_{R1_R} + T_{R1_S}, \quad T_{R1} = A_2T_{RG} \quad (1.188)$$

$$T_{R2} = B_{2R}T_{RG} + B_{2S}T_{SG} = T_{R2}(T_{SG} = 0) + T_{R2}(T_{RG} = 0) = T_{R2_R} + T_{R2_S}, \quad T_{R2} = B_2T_{RG} \quad (1.189)$$

Pe baza egalităților (1.169), (1.186)...(1.189) și $-T_{RG} = -T_1$ (fig. 1.59 b) se determină caracteristica mecanică liniară a motomecanismului, care are forma $-T_1 = a_{mr}(\omega_{RG} - \omega_{SG}) - b_{mr}$:

- $\omega_2 = 0 \Rightarrow a_{2R} = i_{R1_1}; a_{2S} = i_{S1_1}$

$$T_S = 0; T_{1R}\omega_1\eta_{1R} + T_R\omega_{R1} = 0; A_{2R} = -\frac{i_{R1_1}}{\eta_{1R}}$$

$$T_{RG} = 0; T_{1S}\omega_1\eta_{1S} + T_S\omega_{S1} = 0; A_{2S} = -\frac{i_{S1_1}}{\eta_{1S}}$$

$$a_2 = a_{2R} - a_{2S}, \quad A_2 = A_{2R} - A_{2S},$$

- $\omega_1 = 0 \Rightarrow b_{2R} = i_{R2_2}; b_{2S} = i_{S2_2}$

$$T_S = 0; T_{2R}\omega_2\eta_{2R} + T_R\omega_{R2} = 0; B_{2R} = -\frac{i_{R2_2}}{\eta_{2R}}$$

$$T_{RG} = 0; T_{2S}\omega_2\eta_{2S} + T_S\omega_{S2} = 0; B_{2S} = -\frac{i_{S2_2}}{\eta_{2S}},$$

$$b_2 = b_{2R} - b_{2S}, \quad B_2 = B_{2R} - B_{2S}.$$

Notând cu $k_\omega = \frac{\omega_{R2}}{\omega_{R1}} = \frac{\omega_2}{\omega_5}$, rezultă:

$$\eta = -\frac{a_2 + b_2 k_\omega}{A_2 + B_2 k_\omega}. \quad (1.190)$$

Particularizând acești parametri pentru exemplul din fig. 1.58 se obțin coeficienții a_2 și b_2 , respectiv A_2 și B_2 :

$$a_{2R} = i_{15}^2 = \frac{i_{0II} - 1}{i_{0II} - i_{0I}}, \quad \eta_{1R} = \eta_{51}^2 = \left(\frac{i_{0II} - 1}{i_{0II} - 1} \right) \left(\frac{\overline{i_{0II}} - \overline{i_{0I}}}{i_{0II} - i_{0I}} \right), \quad A_{2R} = -\frac{i_{R1-1}}{\eta_{1R}} = -\frac{\overline{i_{0II}} - 1}{i_{0II} - i_{0I}},$$

$$a_{2S} = i_{25}^2 = 0, \quad \eta_{1S} = \eta_{52}^2, \quad A_{2S} = -\frac{i_{S1-1}}{\eta_{1S}} = 0,$$

$$a_2 = a_{2R} - a_{2S} = \frac{i_{0II} - 1}{i_{0II} - i_{0I}}, \quad A_2 = A_{2R} - A_{2S} = -\frac{\overline{i_{0II}} - 1}{i_{0II} - i_{0I}}, \quad (1.191)$$

$$b_{2R} = i_{12}^5 = \frac{i_{0I} - 1}{i_{0I} - i_{0II}}, \quad \eta_{2R} = \eta_{21}^5 = \left(\frac{i_{0I} - 1}{i_{0I} - 1} \right) \left(\frac{\overline{i_{0I}} - \overline{i_{0II}}}{i_{0I} - i_{0II}} \right), \quad B_{2R} = -\frac{i_{R2-2}}{\eta_{2R}} = -\frac{i_{12}^5}{\eta_{21}^5} = -\frac{\overline{i_{0I}} - 1}{i_{0I} - i_{0II}},$$

$$b_{2S} = i_{22}^5 = 1, \quad \eta_{2S} = \eta_{22}^5 = 1, \quad B_{2S} = -\frac{i_{S2-2}}{\eta_{2S}} = -1,$$

$$b_2 = b_{2R} - b_{2S} = \frac{i_{0II} - 1}{i_{0I} - i_{0II}}, \quad B_2 = B_{2R} - B_{2S} = \frac{1 - \overline{i_{0II}}}{i_{0I} - i_{0II}} \quad (1.192)$$

Înlocuind rel. (1.191) și (1.192) în rel. (1.190), pentru $k_\omega = -1$, se obține rel. (1.185).

În vederea comparației cu situațiile precedente, alături de mărimile cinematice și statice modelate, în determinarea punctului de funcționare, se consideră că cele două rotoare (R1 și R2) și generatorul (ge) au caracteristici identice cu cele anterioare; prin urmare cele două rotoare au caracteristicile mecanice: $T_{R1,2} = -a_{R1,2} \omega_{R1,2} + b_{R1,2}$ în care $a_{R1,2} = 35,22$ și $b_{R1,2} = \pm 605$ (fig. 1.62), iar generatorul are caracteristica: $T_{ge} = -a_{ge} \omega_{ge} + b_{ge}$ cu $a_{ge} = 0,4$, $b_{ge} = 35$ (fig. 1.63).

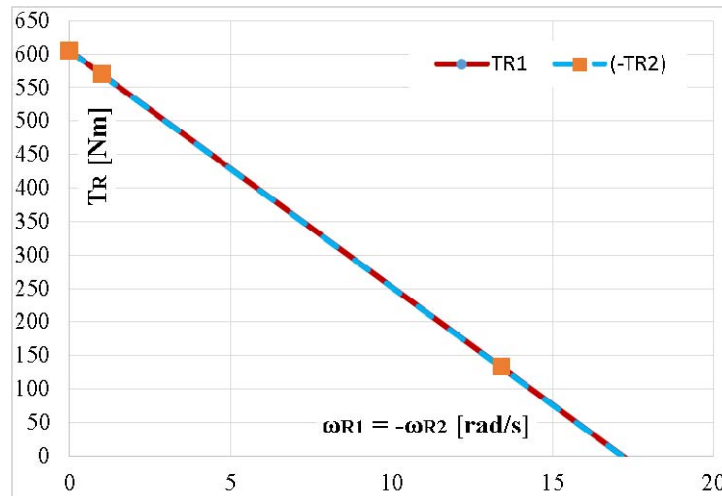


Fig. 1.62 Caracteristicile mecanice ale celor două rotoare

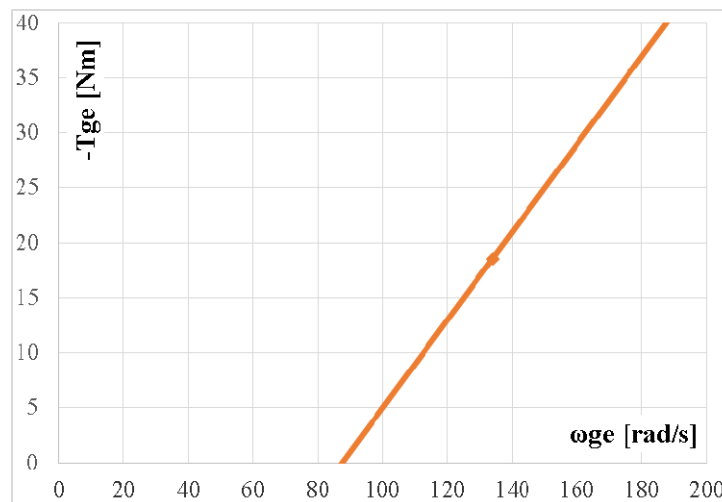


Fig. 1.63 Caracteristica mecanică a generatorului electric echivalent

Pentru viteza relativă dintre rotorul și statorul generatorului se obține expresia (vezi rel. (1.186) și (1.187)):

$$\omega_{RG} - \omega_{SG} = \omega_{R1} [(a_{2R} - a_{2S}) + (b_{2R} - b_{2S})k_{\omega}] = \omega_{R1} (a_2 + b_2 k_{\omega}) \quad (1.193)$$

În vederea comparației cu soluțiile precedente, și ținând seama de variațiile din fig. 1.60 și 1.63, răspunsurile cinematice și statice, ale amplificatorului analizat (fig. 1.58), s-au determinat considerând: $i_{0I} = -0,4$, $i_{0II} = -0,75$, $k_{\omega} = -1$ și $\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,95^2 = 0,9025$; astfel, pentru viteza relativă a generatorului se obține expresia:

$$\omega_{RG} - \omega_{SG} = \omega_{R1} (a_2 + b_2 k_\omega) = \omega_1 \left(\frac{1 - i_{0II} + (i_{0II} - 1) k_\omega}{i_{0I} - i_{0II}} \right) = 10 \omega_{R1} \quad (1.194)$$

Pe baza rel. (1.169) și (1.188), pentru caracteristica mecanică a motomecanismului (-T₁: momentul cu care motomecanismul antrenează rotorul generatorului, fig. 1.59) se obțin expresiile coeficienților a_{mr} și b_{mr} :

$$T_1 = T_{RG} = \frac{T_{R1}}{A_2} = -\frac{a_{R1}}{A_2} \left(\frac{\omega_{RG} - \omega_{SG}}{a_2 + b_2 k_\omega} \right) + \frac{b_{R1}}{A_2} \quad (1.195)$$

$$-T_1 = a_{mr} \omega_{ge} - b_{mr} \Rightarrow a_{mr} = \frac{a_{R1}}{A_2 (a_2 + b_2 k_\omega)}, b_{mr} = \frac{b_{R1}}{A_2} \quad (1.196)$$

Pentru valorile numerice considerate ca date de intrare, expresiile precedente devin:

$$T_{RG} = \frac{T_{R1}}{A_2} = -0,1393 T_{R1} \quad (1.197)$$

$$-T_1 = -0,4908 (\omega_{RG} - \omega_{SG}) + 84,3028 \quad (1.198)$$

$$a_{mr} = -0,01393 a_{R1} = -0,4908 \text{ Nms și } b_{mr} = -0,1393 b_{R1} = -84,3028 \text{ Nm} \quad (1.199)$$

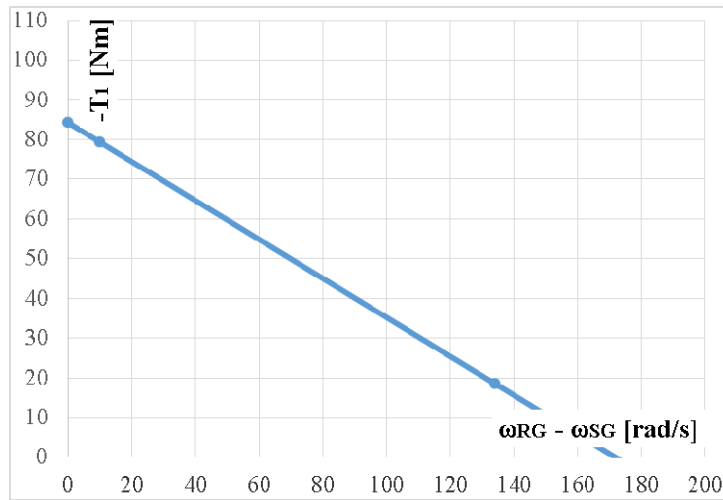


Fig. 1.64 Caracteristica mecanică a motomecanismului (a celor 2 rotoare eoliene reduse la arborele 1=RG – vezi fig. 1.59 b)

Coordonatele punctului de funcționare în regim staționar, redus la arborele rotorului generatorului (ω_F, T_F), se obțin pornind de la echilibrul momentelor care încarcă acest arbore (fig. 1.59 b), considerând $\omega_{ge} = \omega_{RG} - \omega_{SG}$:

$$T_{RG} = T_{ge}, T_{RG} - T_1 = 0 \Rightarrow -T_{RG} = -T_1 \Rightarrow -a_{ge}\omega_{ge} + b_{ge} = -a_{mr}(\omega_{RG} - \omega_{SG}) + b_{mr} \quad (1.200)$$

Relația (1.200) permite determinarea, analitică și numerică, a vitezei unghiulare ω_F și, implicit, a momentului de torsiune aferent T_F , în regim staționar:

$$\omega_{ge} = \omega_F = \frac{b_{ge} - b_{mr}}{a_{ge} - a_{mr}} = \frac{35 - (-84,3028)}{0,4 - (-0,44908)} = 133,9265 \text{ rad/s} \quad (1.201)$$

$$T_F = -T_1(\omega_F) = -T_{ge}(\omega_F) \Rightarrow T_F = -a_{ge}\omega_F + b_{ge} = -0,4 \cdot 133,9265 + 35 = -18,5706 \text{ Nm} \quad (1.202)$$

În ilustrare grafică, punctul de funcționare al sistemului, redus la arborele rotorului generatorului, este descris de intersecția celor două caracteristici mecanice (fig. 1.65) aferente generatorului și motomecanismului ($-T_{ge} = -T_{GR} = -T_1$) -fig. 1.59.

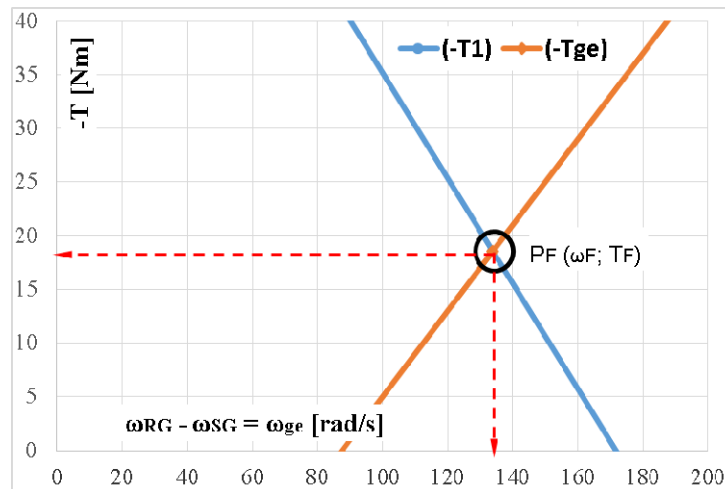


Fig. 1.65 Ilustrarea grafică a punctului de funcționare redus la arborele rotorului generatorului (fig. 1.59 b)

Pe baza acestor rezultate, și a funcțiilor de transmitere ale amplificatorului de turație (rel. (1.168), (1.171), respectiv (1.176), (1.178)), se obțin valorile parametrilor care descriu punctul de funcționare al sistemului real, centralizate în tab. 1.6.

Acest tip de amplificator este recomandat pentru sistemele eoliene mici-medii, cu rapoarte reduse de amplificare a turației, deoarece, odată cu creșterea raportului de amplificare, scade drastic randamentul transmisiei.

Tabelul 1.6 *Parametrii cinematici și statici ai sistemului din fig. 1.58 în regim staționar*

	Date de intrare	Parametrii calculați			
Rotor eolian 1	$a_{R1} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R1} = \omega_5$ [rad/s]		$T_{R1} = T_5$ [Nm]	
	$b_{R1} = 605$ [Nm]	13,392		133,272	
Rotor eolian 2	$a_{R2} = 35,22$ [Nms]	$\omega_{R2} = \omega_2$ [rad/s]		$T_{R2} = T_2$ [Nm]	
	$b_{R2} = -605$ [Nm]	-13,392		-133,272	
Amplificator de turație	$\omega_G / \omega_{R1} = 10$	i_{0I}	i_{0II}	η_a	
	$\eta_{0I} = \eta_{0II} = 0,9025$ $k_\omega = -1$	-0,4	-0,75	0,696	
Moto-mecanism		a_{mr} [Nms]	b_{mr} [Nm]	ω_1 [rad/s]	T_1 [Nm]
		-0,49	-84,302	133,926	-18,57
Generator electric	$a_{ge} = 0,4$ [Nms]	ω_G [rad/s]		T_G [Nm]	
	$b_{ge} = 35$ [Nm]	133,926		-18,57	

Comparativ cu soluția prezentată în fig. 1.50, această variantă se comportă mai bine din punct de vedere al eficienței și are un gabarid radial inferior; totuși, comparativ cu soluțiile din fig. 1.7, 1.15, 1.23 și 1.35, această soluție are randament mai redus.

1.9. Identificarea soluției conceptuale prin evaluarea variantelor conceptuale

După cum s-a precizat anterior (vezi subcap. 1.1.1), cea de-a patra etapă de proiectare, din procesul de design conceptual, constă în identificarea soluției conceptuale [52, 53], a amplificatorului de turație, pe baza unor criterii adecvate de evaluare.

Pentru facilitarea expunerii și a înțelegerii, generarea structurilor de amplificatoare de turație s-a limitat la variante de mecanisme cu angrenaje (subcap. 1.1.2), cu una / două intrări și una / două ieșiri (fig. 1.1); prin combinarea soluțiilor parțiale s-au generat 22 de variante de rezolvare (variante „calitative”, v. subcap. 1.1.3), din care, în urma unei *evaluări cvasi-calitative* (subcap. 1.2), s-au selectat 6 structuri reprezentative de amplificatoare de turație. Aceste structuri au fost modelate cinematic și static și, pe baza acestor modelări, s-au

generat, prin sinteză, soluții „cantitative”; dintre aceste soluții s-au decelat variante conceptuale (variante de rezolvare „cantitative”), în raport cu un anumit set de cerințe impuse (v. subcap. 1.2).

Întrucât soluțiile „cantitative”, cu amplificator de turație diferențial, nu îndeplinesc cerința impusă referitoare la randament ($\eta < \eta_{\min adm} = 0,8$ - vezi subcap. 1.2.1), structurile de acest tip (fig. 1.50 și 1.58) s-au eliminat, rămânând în analiză numai sistemele din fig. 1.7, 1.15, 1.23 și 1.35, sistematizate în tab.1.7; din analiza comparativă a acestora se constată că variantele cu generator contrarotativ sunt superioare, din punct de vedere al eficienței, celor cu generator clasic (cu statorul fix).

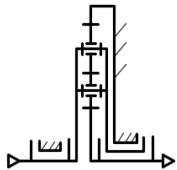
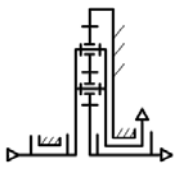

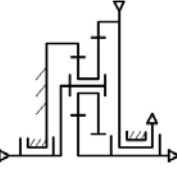
În tab. 1.7, fiecare schemă este însoțită sintetic de rezultatele modelărilor *cantitative* privind: rapoartele cinematice interioare (i_o), randamentul (η) și puterea mecanică la intrarea în generator (P_g).

Exemplul considerat de analiză conceptuală, în forma simplificată, cuprinde următoarele etape:

- I. Dintre variantele de rezolvare (calitative) generate, prin combinarea compatibilă a soluțiilor tehnice, aferente fiecărei subfuncții (fig. 1.4 și 1.5), se selectează, printr-o evaluare cvasi-calitativă (fig. 1.6), principalele variante reprezentative; pentru acestea se stabilesc apoi parametrii definitorii și corelațiile analitice aferente (prin analiza structurală, cinematică, statică și dinamică).
- II. În locul listei de cerințe sunt utilizate restricțiile tehnice derivate din aceasta; pe baza acestora, și a corelațiilor stabilite anterior, se efectuează sinteza dimensională a variantelor calitative selectate; se obțin astfel *variantele conceptuale (cantitative)* căutate.
- III. Pentru simplificare, dintre *variantele conceptuale* („cantitative”), obținute în urma sintezei, se consideră numai câte o soluție dimensională; soluția conceptuală

(optimală) cautată este decelată, din cele 4 "variante cantitative" rezultate (tab. 1.7), pe baza unui proces de evaluare fină.

Tabelul 1.7 *Date centralizatoare a variantelor conceptuale propuse*

Schemă structurală figura	Raport cinematic interior		Randament [%]	Putere mecanică generată [kW]
	i_{0I}	i_{0II}		
 Fig. 1.7	11	-	84,5	1,775
 Fig. 1.15	10	-	85,7	1,794
 Fig. 1.23	-9	2	82,2	2,738
 Fig. 1.35	-8	2	84,4	2,778

Pornind de la cele patru soluții tehnice selectate (fig. 1.66), în continuare se prezintă un exemplu de stabilire a soluției conceptuale [54] pentru o aplicație cu următoarele restricții tehnice (decelate dintr-o listă de cerințe impusă): se solicită soluția conceptuală pentru un amplificator de turație, destinat să echipeze un sistem eolian / turbină hidroenergetică cu următoarele caracteristici:

- turația de la intrare 100-150 rot/min,
- raportul de amplificare: $i_a = 10 \pm 0,5\%$,

- gabaritul radial restricționat prin limitarea numărului maxim de dinți al unei roți:
 $z_{\max} < 230$, în premisa că: $z_{\min} = 20$.

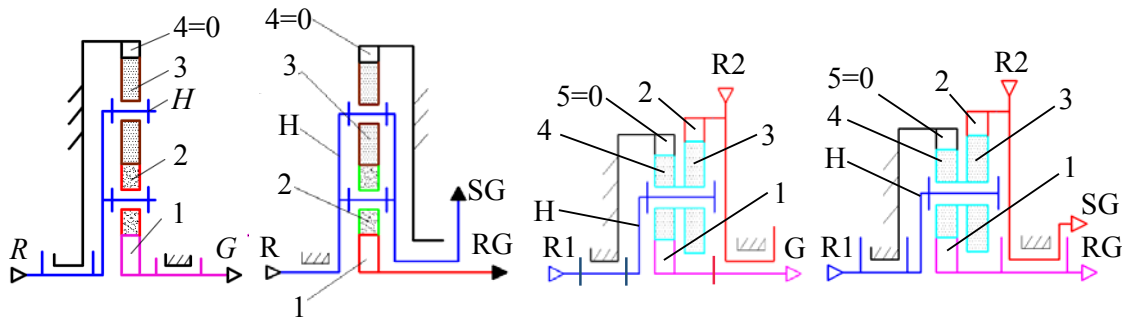


Fig. 1.66 Schemele cinematice ale variantelor propuse pentru evaluare

Alături de restricțiile impuse, rezultatele obținute se bazează și pe următoarele date de intrare: rotoarele eoliene / turbinele hidroenergetice și generatorul (clasic sau contrarotativ) au aceleași caracteristici mecanice liniare ($T_{R1,2} = -35,22\omega_{R1,2} \pm 605\text{Nm}$, respectiv $T_{G,ge} = -0,4\omega_{G,ge} + 35\text{Nm}$). Dintre schemele acestor variante, urmează să fie selectată, pe baza unor criterii adecvate de evaluare, varianta de rezolvare optimală (i.e. soluția conceptuală).

Ca urmare, în tab.1.8 s-au sistematizat caracteristicile tehnice ale variantelor conceptuale identificate.

În continuare se prezintă un exemplu de evaluare fină a celor patru variante conceptuale considerate mai sus; pentru aceasta sunt propuse, pentru departajare, următoarele patru criterii de evaluare / optimizare scrise în ordinea importanței:

A = puterea mecanică pentru generator, cât mai mare

B = randamentul transmisiei cât mai mare

C = gabarit axial cât mai mic

D = grad de complexitate cât mai redus

Tabelul 1.8 *Caracteristicile tehnice ale variantelor conceptuale*

Variantele de rezolvare	VC1	VC2	VC3	VC4
Figura	1.7	1.15	1.23	1.35
Caracteristici				
1. numerele de dinți și rapoartele cinematice interioare aferente	$z_1 = 20$ $z_4 = 220$	$z_1 = 20$ $z_4 = 200$	$z_1 = 20$ $z_2 = 90$ $z_3 = 80$ $z_4 = 80$ $z_5 = 180$	$z_1 = 20$ $z_2 = 88$ $z_3 = 77$ $z_4 = 70$ $z_5 = 160$
	$i_{0I} = 11$	$i_{0I} = 10$	$i_{0I} = -9$ $i_{0II} = 2$	$i_{0I} = -8$ $i_{0II} = 2$
	$i_0 = i_{1.4}^H = +z_4/z_1$		$i_{15'}^{H_I} = i_{0I} = \frac{\omega_{1H_I}}{\omega_{5'H_I}} = -\frac{z_5}{z_1}$ $i_{25''}^{H_{II}} = i_{0II} = \frac{\omega_{2H_{II}}}{\omega_{5''H_{II}}} = +\frac{z_3}{z_2} \frac{z_5}{z_4}$	
2. raportul de amplificare	-10	-10	10	10
3. turația de intrare [rot/min]	117,9	118,17	131,15	131,66
Obs.: pentru VC3 și VC4, modulul pentru roțile 2 și 3 diferă de modulul roților 1, 4 și 5				

Pe baza acestor criterii se ordonează variantele conceptuale, aplicându-se metoda FRISCO [27]; cu acest scop se determină mai întâi coeficienții de pondere absolută și relativă (vezi tab. 1.9):

$$W_k = \frac{2P_k - P_{\min} + S_k + 0.5}{0.5n + P_{\max} - P_k};$$

$$w_k = \frac{W_k}{\sum W_k}$$

Tabelul 1.9 *Stabilirea coeficienților de pondere relativă*

n	Criteriul	A	B	C	D	P_k	L_k	S_k	W_k	w_k
1	A	0,5	1	1	1	3,5	1	3	20	0,805
2	B	0	0,5	1	1	2,5	2	2	3,5	0,14
3	C	0	0	0,5	1	1,5	3	1	1,14	0,046
4	D	0	0	0	0,5	0,5	4	0	0,2	0,009
Suma									24,84	1

Pe baza coeficienților de pondere relativă (w_k) și a criteriilor de evaluare impuse se poate identifica clasamentul variantelor evaluate și implicit soluția optimă (vezi tabelul 1.10):

Tabelul 1.10 *Clasamentul „ponderat” al variantelor conceptuale*

Criteriul	w_k	VC1		VC2		VC3		VC4	
		N_k	$w_k \cdot N_k$	N_k	$w_k \cdot N_k$	N_k	$w_k \cdot N_k$	N_k	$w_k \cdot N_k$
A	0,805	6	4,83	7	5,635	9	7,245	10	8,05
B	0,14	9	1,26	8	1,12	10	1,4	9	1,26
C	0,046	10	0,46	10	0,46	8	0,368	8	0,368
D	0,009	10	0,09	9	0,081	7	0,063	6	0,054
	Sumă:	35	6,64	34	7,296	34	9,076	33	9,732
	Locul:	X	4	X	3	X	2	X	1

În cazul unui număr mare de variante, pentru evaluarea variantelor conceptuale se recomandă folosirea, inițială, a unei evaluări grosiere, urmată de aplicarea unei evaluări fine, pentru variantele rămase. Din tab.1.10 se constată că, în premisa evaluării grosiere (cu note neponderate: $w_k=1$), varianta conceptuală plasată pe primul loc este VC1 (35 puncte); prin introducerea coeficienților de pondere ($w_k<1$), specifici evaluării fine, rezultă ca optimă varianta VC4 (9,732). Soluția conceptuală VC4 (fig.1.67 a) conține trei module fezabile: două

rotoare eoliene / turbine hidroenergetice cu turații dependente una de alta – amplificator planetar monomobil cu două intrări și două ieșiri – generator electric contrarotativ (cu statorul și rotorul mobile) și reprezintă entitatea de start pentru faza proiectării constructive (fig. 1.67 b).

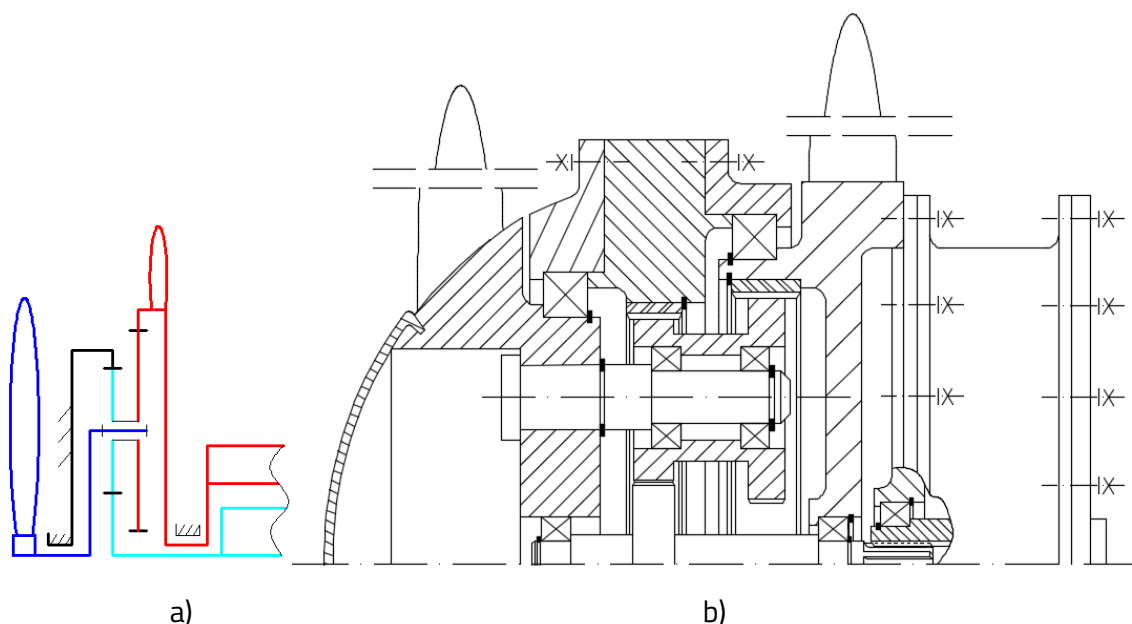


Fig. 1.67 *Soluția conceptuală rezultată în urma evaluării: a) schemă conceptuală și b) schemă constructivă*

Din cele prezentate anterior, se desprind următoarele proprietăți relevante:

- a. Rezultatele procesului de evaluare sunt determinate de natura și ponderea criteriilor folosite [55, 56].
- b. După cum reiese și din din matricea morfologică (fig. 1.3), se pot deosebi cinci categorii de soluții tehnice relevante pentru amplificatoarele de turație:
 1. cu $M=1$, $L=2$: o intrare și o ieșire;
 2. cu $M=1$, $L=3$: o intrare și două ieșiri sau două intrări și o ieșire, cu două momente independente;
 3. cu $M=1$, $L=4$: două intrări și două ieșiri, cu două momente independente;
 4. cu $M=2$, $L=3$: două intrări și o ieșire, cu două mișcări independente;

5. cu $M=2$, $L=4$: două intrări și două ieșiri, cu două mișcări independente.
- c. Pentru creșterea puterii mecanice la generator, se desprind următoarele căi:
- c1) maximizarea randamentului amplificatorului;
 - c2) mărirea turației la generator prin: c21) utilizarea de generatoare contrarotative (cu stator mobil), c22) însumarea mișcărilor, a două rotoare contrarotative, cu ajutorul unui mecanism planetar diferențial și c23) ramificarea mișcării unui rotor, cu ajutorul unui mecanism monomobil, și însumarea mișcărilor obținute cu un mecanism planetar diferențial;
 - c3) creșterea momentului la generator prin însumarea momentelor a două rotoare contrarotative, cu ajutorul unui mecanism monomobil;
 - c4) combinarea căilor anterioare.
- d. Pentru înțelegerea și explicitarea algoritmului de modelare a variantelor de rezolvare, în lucrare au fost expuse exemple reprezentative de modelare cinematică și statică pentru fiecare clasa/familie de amplificatoare în parte.
- e. Structurile, identificate în fig. 1.4, stau la baza mai multor lucrări și a unor propuneri de brevete de invenție.

Ținându-se seama de aceste proprietăți, pot fi formulate următoarele concluzii utile pentru designul conceptual al amplificatoarelor de turație destinate sistemelor eoliene și hidroenergetice:

- pot fi instalate în orice tip de sistem, care permite convertirea energiei fluidului (eoliaene / hidroenergetice) în energie electrică, în funcție de locația și condițiile de amplasare;
- pentru simplitatea și claritatea expunerii, generarea structurilor conceptuale, de aplicatoare de turație, s-a limitat la utilizarea angrenajelor;
- dacă este necesar un raport mare de amplificare, se recomandă o transmisie în care se poate folosi o unitate planetară monomobilă care să permită ramificarea

turației de la rotorul eolian / hidroenergetic și / sau o unitate planetară diferențială pentru însumarea a două mișcări, obținându-se astfel o turație mărită;

- deși utilizarea unui generator contrarotativ (cu statorul mobil) crește, într-o anumită măsură, gradul de complexitate, această soluție aduce, grație statorului mobil al generatorului, un aport suplimentar de turație și implicit de putere. La creșterea puterii mecanice, la intrarea în generator, poate contribui atât randamentul amplificatorului, cât și surplusul de moment sau de turație, în cazul a folosirii a două rotoare / turbine contrarotative; ca urmare, se disting următoarele situații relevante:
 - a. mecanism monomobil care însumează momentele a două rotoare,
 - b. mecanism bimobil care însumează turațiile a două rotoare,
 - c. mecanism complex care conține o unitate monomobilă, prin care mișcarea unui rotor se ramifică în două mișcări, care apoi sunt însumate de o unitate planetară bimobilă.

1.10. Concluzii privind activitățile desfășurate în cadrul direcției de cercetare

Designul conceptual al amplificatoarelor planetare de turație cu angrenaje și / sau cu lanțuri

Așa cum s-a prezentat pe parcursul acestui capitol dezvoltarea unui concept pornește de la un *set de cerințe specifice*; următorul pas, în algoritmul de proiectare, constă în configurarea *variantelor structurale de rezolvare*, din care, în urma modelării și sintezei dimensionale, sunt generate *variantele de rezolvare dimensionate*; dintre acestea sunt decelate apoi *variantele dimensionate conceptuale* (care îndeplinesc lista de cerințe). În final, pe baza unor criterii tehnico-economice adecvate, variantele conceptuale sunt evaluate comparativ, determinându-se astfel *soluția conceptuală* (optimă, în raport cu cerințele și criteriile considerate).

Baza de soluții cu angrenaje (prezentată anterior) poate fi lărgită prin dezvoltarea și includerea unor structuri morfologice noi [57], precum cele cu lanț [58], care au avantajul unei tehnologii mai simple (față de cele cu angrenaje). Spre exemplificare, în continuare se propune un exemplu simplificat, de proiectare conceptuală, pentru sisteme hidroenergetice cu o intrare și o ieșire, pornind de la generarea unei baze de structuri cu element deformabil (lanț / curea), în care sunt utilizate principii de rezolvare de tip: cuplaje mobile și transmisii cu lanț (pe unul sau mai multe rânduri).

Algoritmul se bazează pe o listă de cerințe, pe baza căreia se generează o serie de structuri de rezolvare modelate, dimensionate și evaluate ulterior, în vederea obținerii unei transmisii planetare care să funcționeze ca amplificator de turație implementabil în SER; așa cum a fost amintit în subcapitolele anterioare, din lista de cerințe se desprind două tipuri de obiective: obiective obligatorii (*obiective principale*), care sunt necesare pentru eliminarea soluțiilor necorespunzătoare, și obiective de tip de dorință (*obiective secundare*), necesare pentru ordonarea comparativă a variantelor conceptuale și selectarea conceptului. Astfel, din lista de cerințe a unei microhidrocentrale, s-au desprins următoarele cerințe / obiectivele principale semnificative:

- Raportul de amplificare a turației (i_a), între turbină și generator, este de cca. 3
- Randamentul amplificatorului de turație minim 85%;

Pe baza acestor cerințe, s-a construit structura funcției globale din fig. 1.68, urmărindu-se obținerea unui amplificator de turație optim; prin combinarea compatibilă a soluțiilor parțiale, sistematizate în matricea morfologică din fig. 1.69, se obțin variantele de rezolvare nedimensionate din fig. 1.70 [59] și 1.71 [60]. Modelările analitice, efectuate pentru acest tip de amplificator, permit dimensionarea variantelor generate, din care, în urma decelării și evaluării comparative a variantelor conceptuale se obține soluția conceptuală căutată.

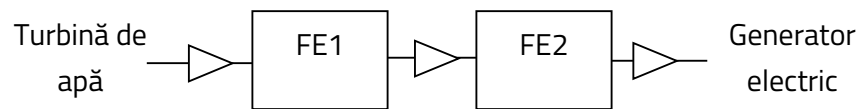


Fig. 1.68 Funcția globală a amplificatorului de turație

Conform fig. 1.68, structura funcției amplificatorului de turație conține următoarele subfuncții:

FE1 - transmiterea nemodificată a energiei mecanice;

FE2 – transmiterea energiei mecanice cu modificare a parametrilor (amplificarea turației).

Sub-funcție	Soluții principale potențiale			
FE1 Cuplaj mobil (CM)	1.1 	1.2 	1.3 	1.4
	Cuplaj mobil cu bare articulate	Cuplaj cu bolțuri	Cuplaj Green	Cuplaj Universal
FE2 Transmisie cu lanț (TL)	2.1 	2.2 	2.3 	2.4
	Transmisie cu lanț	Transmisie cu lanț și roți	Transmisie cu lanț și roți și curea	Transmisie cu lanț și roți și curea

Fig. 1.69 Matricea morfologică

În fig. 1.70 sunt ilustrate exemple de variante structurale de amplificatoare, formate dintr-un cuplaj mobil (1CM) și o transmisie cu lanț (1TL), obținute prin combinarea celor două subfuncții (v. fig. 1.69).

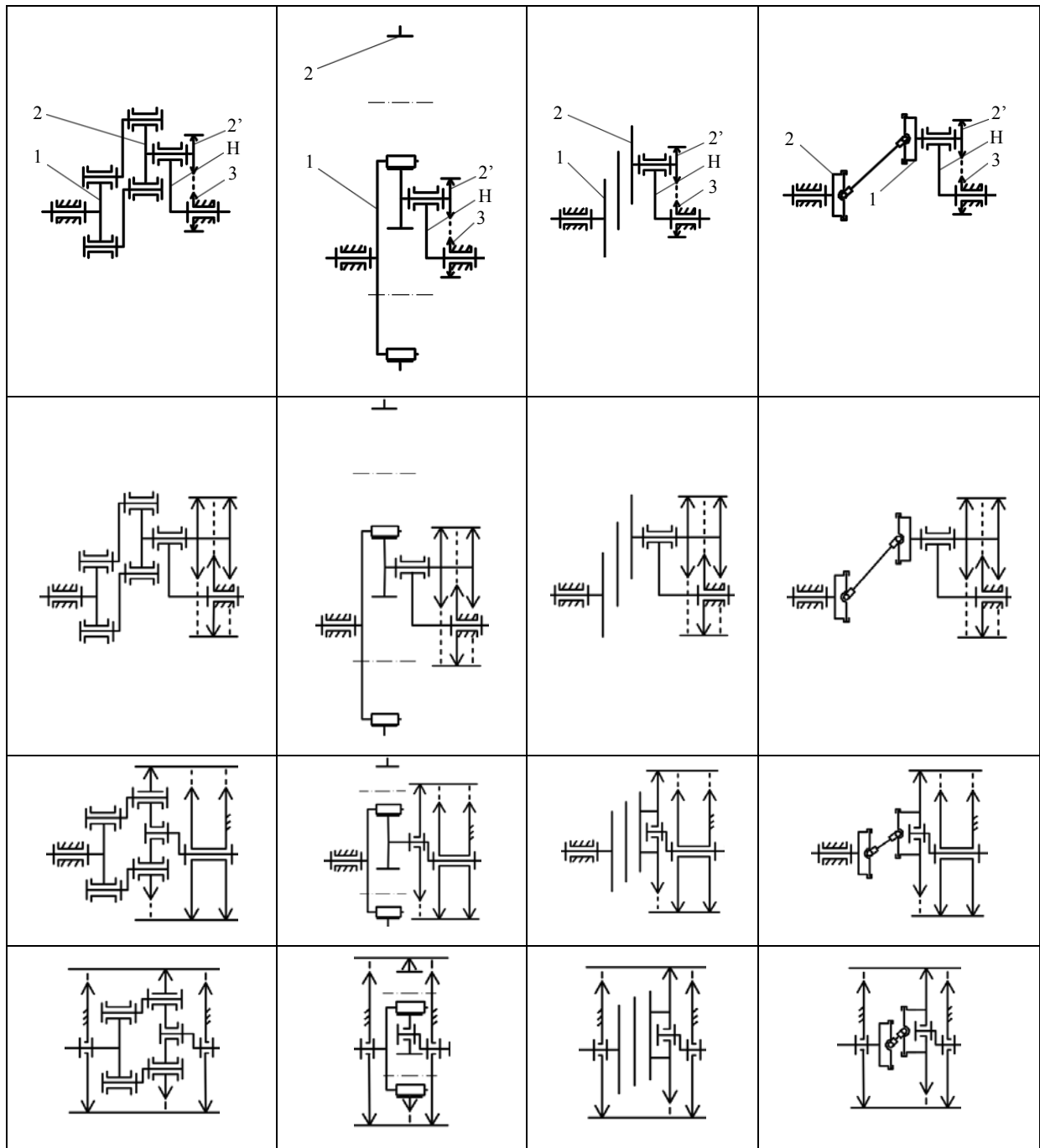


Fig. 1.70 Variante structurale de rezolvare, a amplificatorului, generate prin combinarea unui cuplaj mobil (1CM) cu o transmisie cu lanț (1TL: cu unul sau mai multe rânduri)

Prin combinarea subfuncției FE2 cu ea însăși, se obțin variante de tip 2TL, precum cele ilustrate în fig. 1.71; se face precizarea că acolo unde a fost necesar, pentru eliminarea

efectului de răsucire radială, a elementului deformabil, s-a folosit un lanț pe mai multe randuri și, implicit, dublarea uneia dintre roțile de lanț.

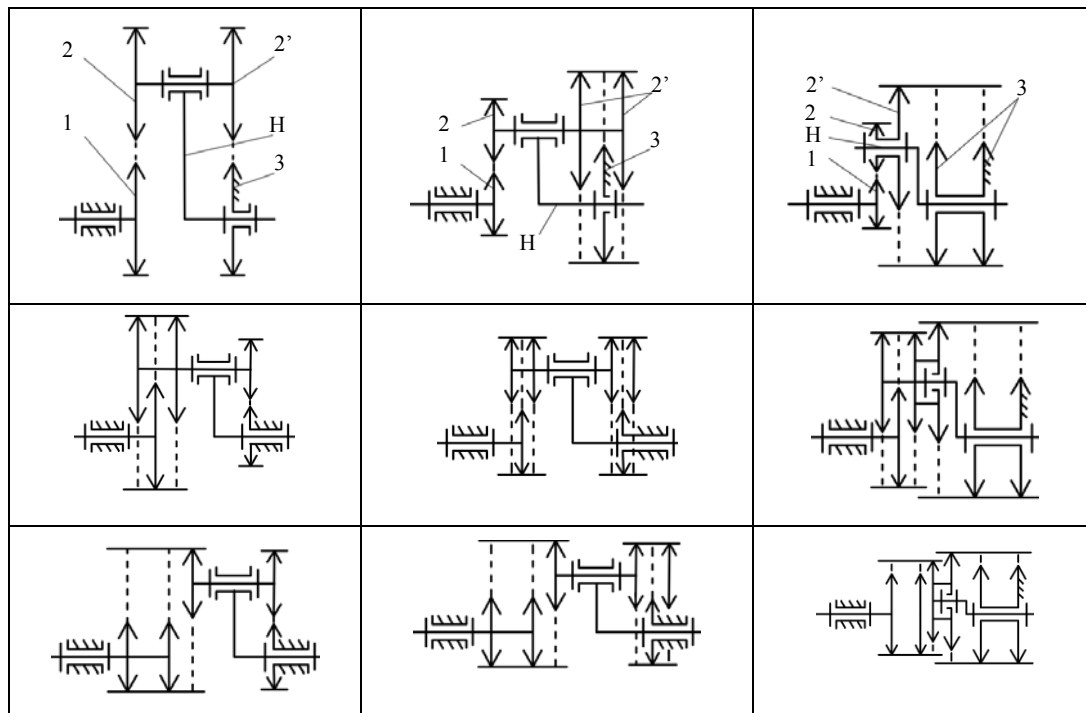


Fig. 1.71 Variante structurale de rezolvare, a amplificatorului, generate prin combinarea a două transmisii cu lanț (2TL).

Pentru variantele structurale de rezolvare, nedimensionate, în continuare se prezintă modelarea raportului de amplificare și al randamentului, considerându-se următoarele notații aferente [61, 62, 63]:

a) structurilor din fig. 1.70 (1CM+1TL): 1-2 – cuplaj mobil și 2'-H-3 – UP cu o roată centrală;

b) structurilor din fig. 1.71 (2TL): 1-H-2 – UP I cu o roată centrală și 2'-H-3 – UP II cu o roată centrală.

$$i_0 = i_{13}^H = i_{12}^H \cdot i_{2'3}^H, \quad i_{12}^H = +1 \text{ (1CM+1TL) sau } i_{12}^H = +\frac{z_2}{z_1} \text{ (2TL)}, \quad i_{2'3}^H = +\frac{z_3}{z_{2'}}$$

$$i_{1H}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\omega_{13}}{\omega_{H3}} = \frac{\omega_{1H} - \omega_{3H}}{-\omega_{3H}} = 1 - \frac{\omega_{1H}}{\omega_{3H}} = 1 - i_{13}^H = 1 - i_0,$$

$$i_a = \frac{1}{i_{1H}^3} = \frac{1}{1-i_0}$$

$$\eta_0 = \eta_{13}^H = \eta_{12}^H \cdot \eta_{23}^H, \quad \eta_{1H}^3 = \frac{-\omega_{H3}T_H}{\omega_{13}T_1} = \frac{-T_H/T_1}{\omega_{13}/\omega_{H3}} = \frac{\overline{i_{1H}^3}}{i_{1H}^3} = \frac{1-i_0\eta_0^w}{1-i_0},$$

$$w = \text{sgn}(\omega_{1H}T_1) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{1H}T_1}{\omega_{13}T_1}\right) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{1H}}{\omega_{13}}\right) = \text{sgn}\left(\frac{\omega_{1H}}{\omega_{1H}-\omega_{3H}}\right) = \text{sgn}\left(\frac{i_0}{i_0-1}\right) = \pm 1,$$

$$\eta = \eta_{1H}^3 = \frac{1-i_0\eta_0^w}{1-i_0},$$

$$\eta_{H1}^3 = \frac{1-i_0}{1-i_0\eta_0^x}, \quad x = -w.$$

Cu acest model de calcul [64], s-au obținut următoarele rezultate, în premisa că randamentul interior al transmisiei este $\eta_0 = 0,9$.

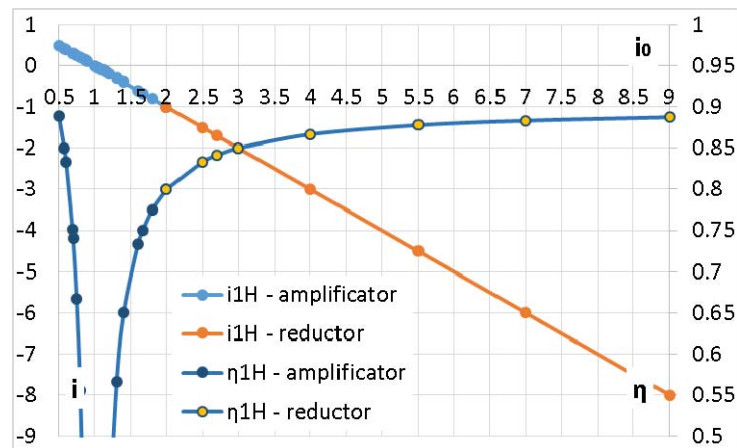


Fig. 1.72 Variațiile raportului de transmitere (i) și randamentului (η) în funcție de raportul cinematic interior (i_0)

După cum reiese din fig. 1.72, în premisa că 1=intrare și H=ieșire, transmisia poate funcționa atât ca reductor (pentru $i_0 > 2$), cât și ca amplificator (pt $i_0 < 2$) [65, 66]. Prin inversarea fluxului energetic (H=intrare și 1=ieșire), pe domeniul $i_0 > 2$, reductorul devine amplificator; în fig. 1.73 sunt ilustrate variațiile randamentului și raportului de amplificare, atât pentru $i_0 < 2$, cu 1=intrare și H=ieșire, cât și pentru $i_0 > 2$, cu 1=ieșire și H=intrare.

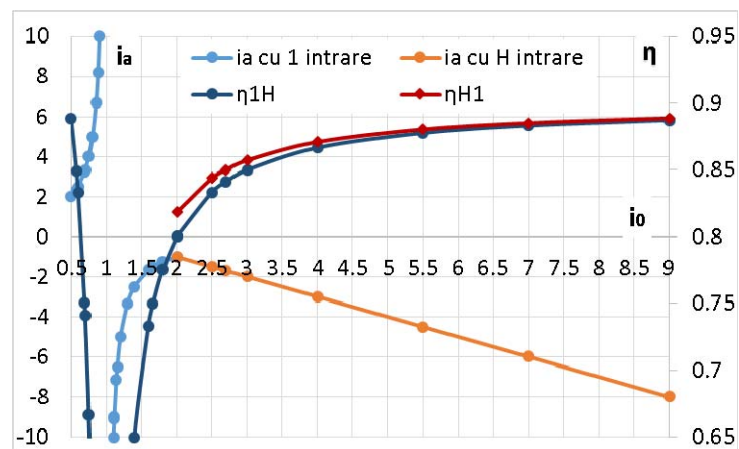


Fig. 1.73 Variațiile raportului de amplificare (i_a) și randamentului (η) în cele două situații de funcționare: 1=intrare ($i_o < 2$) și 1=ieșire ($i_o > 2$)

Pentru randamentul impus, $\eta_{\min} = 0,85$ (vezi cerințe/ obiective principale), în fig. 1.74, 1.75 și 1.76, s-au ilustrat, cu linie continuă, domeniile rapoartelor de amplificare viabile (și implicit, rapoartele interioare aferente variantelor de rezolvare dimensionate).

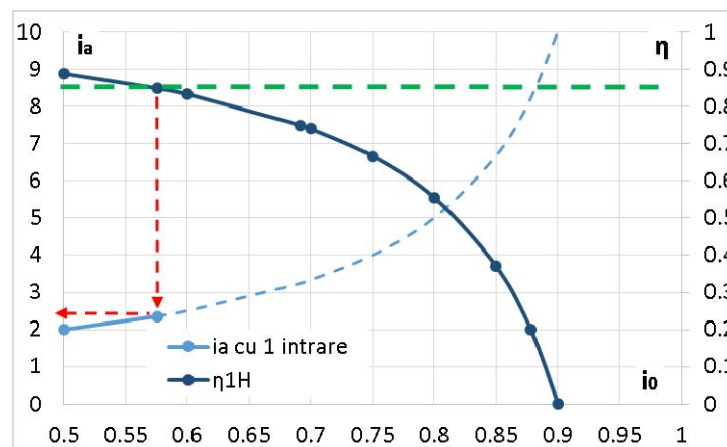


Fig. 1.74 Determinarea variantelor cu $\eta \geq 0,85$, pentru $i_o = 0,5 \dots 1$: variantele cu $i_o \leq 0,58$

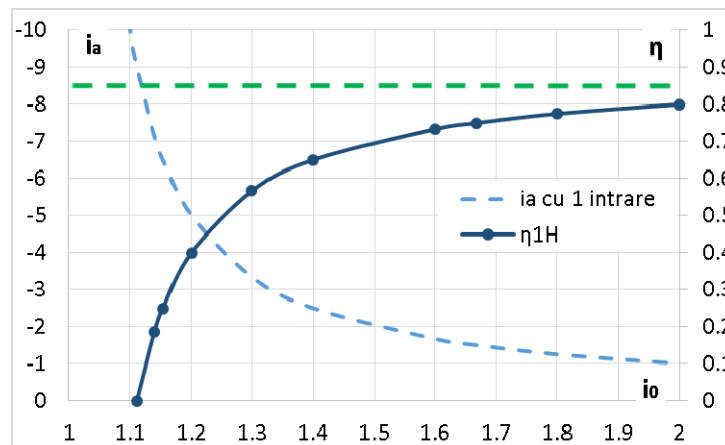


Fig. 1.75 Determinarea variantelor cu $\eta \geq 0,85$, pentru $i_0=1 \dots 2$: 0 variante!

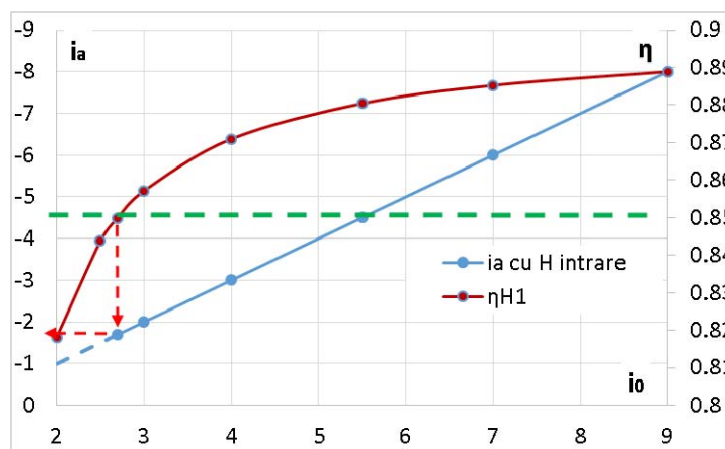


Fig. 1.76 Determinarea variantelor cu $\eta \geq 0,85$, pentru $i_0 > 2$: variantele cu $i_0 \geq 2,70$

Din analiza comparativă a acestor diagrame se constată că, pentru valorile impuse ale raportului de amplificare și randamentului, varianta cu intrare prin H oferă o plajă mai largă de variante conceptuale, cu randamente relativ superioare.

Urmărind decelarea distinctă a soluției optime, pentru fiecare din cele 2 grupe de variante, ilustrate în fig. 1.70 și 1.71, s-au utilizat următoarele criterii tehnico-economice:

- Tehnologie cât mai simplă.
- Preț de cost cât mai redus;
- Randament cât mai bun;
- Fiabilitate ridicată;
- Gabarit cât mai redus;

În conformitate cu modelările analitice, cerințele și criteriile impuse, s-au obținut două seturi de variante conceptuale (aferele structurilor din fig. 1.70 și respectiv 1.71); evaluarea fină, aplicată acestora (prin metoda FRISCO [27]), a condus la câte o soluție conceptuală, reprezentativă pentru fiecare clasă în parte (tip 1CM+1TL, fig. 1.77, respectiv 2TL, fig. 1.79), departajarea dintre acestea urmând să fie făcută pe baza unor restricții constructive (în faza de proiectare constructivă). Pentru soluțiile obținute, în fig. 1.78 și 1.80, s-au propus câte un model 3D, implementabil în aplicații hidroenergetice, care formează obiectul obținerii a două brevete de invenție [67, 68].

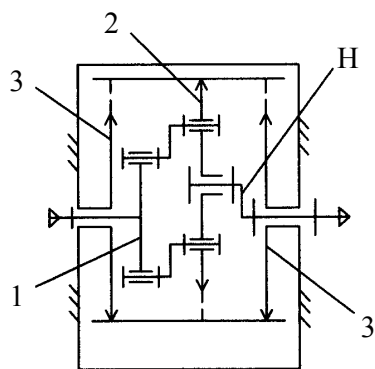


Fig. 1.77 Soluție conceptuală a amplificatorului de tip 1CM+1TL

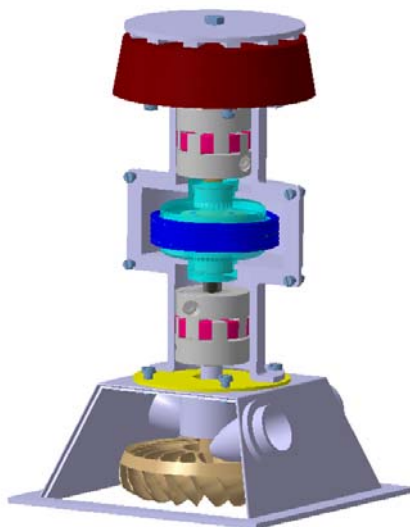


Fig. 1.78 Model virtual de transmisie planetară de tip 1MC+1TL, implementabil într-un sistem hidroenergetic cu turbină Turgo

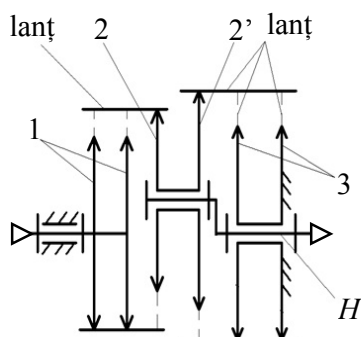


Fig. 1.79 Soluție conceptuală a amplificatorului de tip 2TL

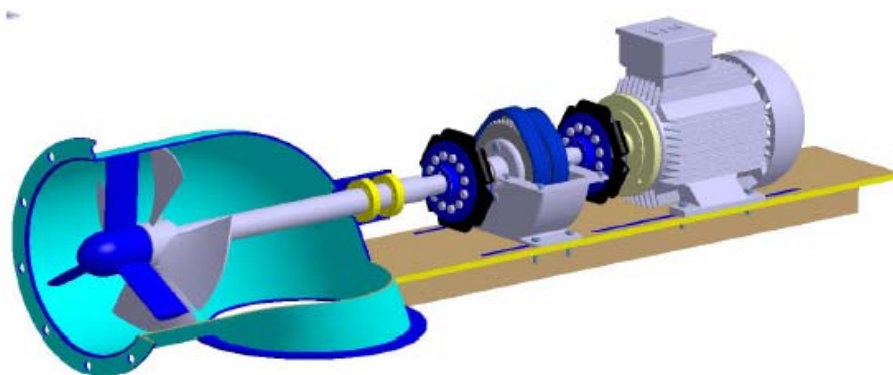


Fig. 1.80 Model virtual de transmisie planetară de tip 2TL, implementabil într-un sistem hidroenergetic cu turbină Kaplan

Diagramele generate, pe baza modelului matematic anterior, permit identificarea soluției conceptuale, în conformitate cu cerințele și criteriile impuse. Conform fig. 1.74, 1.75 și 1.76, pentru o amplificare a turației de 3 ori, cu un randament de min 85%, se pot identifica soluții doar pentru variante de tip H=intrare și 1=ieșire; pentru $i_a = -3$ și $\eta_0 = 0,9$, aceste soluții au specificațiile (fig. 1.76): $\eta = 0,87$ și $i_0 = 4$.

Pe baza rezultatelor obținute, se poate afirma că variantele structurale de rezolvare de tip 1CM+1TL (fig. 1.70) sunt mai fiabile, decât cele de tip 2TL, deoarece randamentul unui cuplaj este superior randamentului unei transmisii cu lanț și au un gabarit axial mai mic; dacă se impune un gabarit radial redus, soluția cu 2TL poate fi preferată, deoarece la același i_0 are un

gabarit mai mic, raportul cinematic interior poate fi distribuit pe cele 2 transmisii cu lanț (comparativ cu soluția 1CM+1TL, care are o singură transmisie cu lanț).

Exemplele prezentate conțin rezultate publicate și prezentate de autor (în calitate de autor principal sau coautor) în diferite jurnale indexate sau conferințe, monografii, contracte de cercetare sau brevete și deschid noi orizonturi în domeniul amplificatoarelor de turație.

Cercetările privind designul conceptual al amplificatoarelor planetare de turație ocupă un volum semnificativ în activitatea științifică și profesională. Prin urmare se face succint o trecere în revistă a acestor realizări:

a) Articole indexate în BDI (ISI sau SCOPUS) (**9** autor principal, **13** coautor)

1. **R. Saulescu**, C. Jaliu, M. Neagoe. Structural and Kinematic Features of a 2 DOF Speed Increaser for Renewable Energy Systems, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823, pp. 367-372, 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.823.367
2. **R. Saulescu**, M. Neagoe, C. Jaliu, O. Munteanu. Comparative Analysis of Two Wind Turbines with Planetary Speed Increaser in Steady-State, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823, pp. 355-360, 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.823.355
3. **Saulescu, R.**, Neagoe, M. Jaliu, C., and Munteanu, O. On a New Chain Planetary Transmission for Renewable Energy. Systems. Part I: Product Design. Applied Mechanics and Materials Vol. 760 (2015) pp 147-152, Doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.760.147
4. **Saulescu, R.**, Jaliu, C., Neagoe, M. and Climescu O. On a New Chain Planetary Transmission for Renewable Energy. Systems. Part II: Virtual prototyping and Experimental Testing. Applied Mechanics and Materials Vol. 760 (2015) pp 153-158, Doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.760.153

5. **Saulescu, R.**, Jaliu, C, Munteanu, O., Climescu, O. *Planetary Gear for Counter-rotating Wind Turbines*. Applied Mechanics and Materials Vol. 658 (2014) pp 135-140, doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.658.135.
6. Climescu, O., **Săulescu, R.**, Jaliu, C. *Specific features of a counter-rotating transmission for renewable energy systems*. Environmental Engineering and Management Journal, August 2011 Vol.10, ISSN 1582 - 959, pp. 1105-1113.
7. Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., **Săulescu, R.** *The eco-impact of small hydro implementation*. Environmental Engineering and Management Journal, July/August 2009 Vol.8 No. 4, ISSN 1582 - 959, pp. 837-841.
8. M. Neagoe, **R. Saulescu**, C. Jaliu, N. Cretescu. Novel Speed Increaser used in Counter-Rotating Wind Turbines. New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Mechanisms and Machine Science 46, 143-151, 2017, DOI 10.1007/978-3-319-45450-4_15, Ed. Springer.
9. **R Saulescu**, M Neagoe, C Jaliu. Improving the Energy Performance of Wind Turbines Implemented in the Built Environment Using Counter-rotating Planetary Transmissions, Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012089. doi:10.1088/1757-899X/147/1/012089
10. **R Saulescu**, M Neagoe, O Munteanu, N Cretescu. Performance Analysis of a Novel Planetary Speed Increaser used in Single-Rotor Wind Turbines with Counter-Rotating Electric Generator. Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012090, doi:10.1088/1757-899X/147/1/012090
11. Climescu, C Jaliu, **R Saulescu**. Comparative Analysis of Horizontal Small Scale Wind Turbines for a Specific Application. The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25-30, 2015 DOI Number: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS16.005

12. Climescu, O., Jaliu, C., **Săulescu, R.** On the Efficiency of a Planetary Speed Increaser Usable in Small Hydros. Power Transmissions. Mechanism and Machine Science Vol. 13, 2013, pp 259-268 (http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-6558-0_18)
13. **Săulescu, R.**, Jaliu, C., Climescu, O., Diaconescu, D. *On the use of 2 DOF planetary gears as "speed increaser" in small hydros and wind turbines.* Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2011, 28 - 31.08, 2011, Washington, DC, USA, CD Proceedings, ISBN: 987-0-7918-3856-3
14. Jaliu, C., Diaconescu, D., **Săulescu, R.**, Climescu, O., On a New Planetary Speed Increaser Drive Used in Small Hydros. Part I. Conceptual Design. Proceedings of EUCOMES 2010. New Trends in Mechanism Science. Analysis and Design. Mechanism and Machine Science, Vol. 5, Cluj Napoca, România, pp. 199-207, Septembrie 2010, Ed. Springer, ISBN 987-90-481-9688-3.
15. **Săulescu, R.**, Jaliu, C., Diaconescu, D., Climescu, O., On a New Planetary Speed Increaser Drive Used in Small Hydros. Part II. Dynamic Model. Proceedings of EUCOMES 2010. New Trends in Mechanism Science. Analysis and Design. Mechanism and Machine Science, Vol. 5, Cluj Napoca, România, pp. 209-216, Septembrie 2010, Ed. Springer, ISBN 987-90-481-9688-3.
16. Jaliu, C., Visa, I., Diaconescu, D.V., **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Climescu, O. Dynamic Model of a Small Hydropower Plant. OPTIM 2010. Proceedings of the 12th International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment. Renewable Energy Conversion and Control. May 20-21.10, Braşov, pp. 1216-1223. ISSN: 1842-0133, ISBN 978-973-131-080-0.

17. Jaliu, C., **Săulescu, R.**, Diaconescu, D., Neagoe, M., Climescu, O. *Dynamic Features of a Planetary Speed Increaser Usable in Small Hydropower Plants*. Proceedings of the 5th IASME / WSEAS International Conference on ENERGY & ENVIRONMENT (EE '10), pp. 241-246, February 23-25, 2010, University of Cambridge, UK. ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-474-159-5.
18. Jaliu, C., **Săulescu, R.**, Diaconescu, D., Neagoe, M., Conceptual design of a chain speed increaser for small hydropower stations. Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2009, 30.08 – 2.09, 2009, San Diego, California, USA, CD Proceedings, ISBN: 987-0-7918-3856-3.
19. C.Jaliu, D.V., Diaconescu, M.Neagoe, **R. Săulescu**, M. Vătășescu. Conceptual Synthesis of Speed Increaseers for Renewable Energy Systems. The 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines, Brașov, SYROM 2009, September 12-15, pp. 171-183, 2009, ISBN: 978-90-481-3521-9.
20. C.Jaliu, D.V., Diaconescu, **R. Săulescu**, M.Neagoe. *Conversion Analysis of A Planetary Chain-Set Speed Reducer into A Speed Increaser to Be Used in RES*. Proceedings of the Third International Conference On Mechanical Engineering and Mechanics, Beijing, China, oct. 21-23, 2009, Vol. 1 and 2, pp 767-770, ISBN: 978-1-933100-33-3, Publisher: SCIENCE PRESS USA INC, ISI Document Delivery No.: BOE55
21. Jaliu, C., Diaconescu, D.V., Neagoe, M., **Săulescu R.** Dynamic features of speed increaseers from mechatronic wind and hydro systems. Part I. Structure. Kinematics. Proceedings of EUCOMES 08. The Second European Conference on Mechanism Sciece, Casino, Italia, pp. 355-363, Septembrie 2008, Ed. Springer, ISBN 987-1-4020-8914-5.

22. Jaliu, C., Diaconescu, D.V., Neagoe, M., **Săulescu R.** Dynamic features of speed increasers from mechatronic wind and hydro systems. Part II. Dynamic aspects. Proceedings of EUCOMES 08. The Second European Conference on Mechanism Science, Casino, Italia, pp.365-373, Septembrie 2008, Ed. Springer, ISBN 987-1-4020-8914-5.

b) Monografii (1 autor principal, 6 coautor)

1. **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sistemele eoliene și hidroenergetice. Vol I. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator de curent continuu. Ed. Universității Transilvania din Brașov, 2018, ISBN: 978-606-19-0972-8. ISBN: 978-606-19-0973-5 (Vol I).
2. Visa, I., Duta, A., Jaliu, C., Neagoe, M., Comsit, M., Moldovan, M., Ciobanu, D., Burduhos, B., **Săulescu, R.** The Role of Mechanisms in Sustainable Energy Systems. Ed. Universității Transilvania din Brașov, 2015, ISBN: 978-606-19-0571-3.
3. Diaconescu, D., Neagoe, M., Jaliu, C., **Săulescu, R.** Products' Conceptual Design. Editura Universității Transilvania, 2010, ISBN 978-973-598-230-0.
4. Neagoe, M., Diaconescu, D., Jaliu, C., Munteanu, O., **Săulescu, R.**, Creescu, N. Linkage accuracy modelling. Editura Universității Transilvania, 2010, ISBN 978-973-635-921-7.
5. Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., Munteanu, O., **Săulescu, R.**, Pascale, L., Gall, R. Planetary gearset modelling. Editura Universității Transilvania, 2010, ISBN 978-973-598-481-6.
6. Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., **Săulescu, R.** Gear mechanisms. Structure. Kinematics. Dynamics. Editura Universității Transilvania, 2006, ISBN 973-635-623-X.
7. Bârsan, A., **Săulescu, R.** Angrenaje cilindrice pentru reductoare de turație. Ed. Universității Transilvania Brașov, 2005, ISBN: 973-635-361-3.

c) Proiecte de cercetare științifică

Programul/Proiectul	Funcția	Perioada
<i>PNII Contract nr. ID 140/2007-2010. Sisteme mecatronice inovative destinate microhidrocentralelor pentru exploatarea eficientă a potențialului hidrologic din zonele izolate.</i>	Membru	2007-2010
<i>Studii și simulări privind conceperea de noi variante de reductoare planetare cu raport cinematic și eficiență energetică-economică ridicate, cu utilizare în sisteme de energii regenerabile Contract nr. 4GR28052007/28.05.2007.</i>	Membru	2007-2008
<i>Studiul și optimizarea dinamică a variatoarelor planetare de înaltă putere prin conversia sistemului mecanic în sistem mecatronic. Contract nr. 1330/2004</i>	Membru	2004-2005

d) Brevete și propuneri de brevete (2 brevete și 4 propuneri de brevete)

Brevete:

1. Transmisie planetara A/00326/08.04.2011 rezumat publicat in BOPI nr. 9 din 2011
brevet nr. RO126694-A0
2. Transmisie planetara cu lant A/00084/10.02.2010 – rezumat publicat in BOPI nr. 1
din 30.01.2013, brevet nr. RO128109-A2

Propuneri de brevete:

1. Sistem eolian contrarotativ monomobil A/00539/29.07.2016 – rezumat publicat in
BOPI nr. 11 din 2016, brevet nr. RO131512 A0

2. Amplificator de turație planetar monomobil cu două ieșiri contrarotative
A/00905/25.11.2016 – rezumat publicat in BOPI nr. 3 din 2017, brevet nr. RO
131740 A0
3. Amplificator de turație diferențial cu două ieșiri contrarotative A/00326/30.05.2017 –
rezumat publicat in BOPI nr. 10 din 2017
4. Amplificator de turație planetar monomobil cu două intrări și două ieșiri
A/00880/27.10.2017 – cerere de brevet

Capitolul 2

Cercetări asupra contactelor bucşe-roată din transmisiile prin lanţ

O problemă importantă, dar mai puțin studiată, privește frecarea dintre bucșele unui lanț și roțile de lanț conjugate; acest aspect formează obiectul celei de-a doua direcții de cercetare, integrată în cinematica și statica transmisiilor prin lanț cu bucșe.

Această direcție s-a materializat grație colaborării centrului de cercetare, din care autorul face parte, cu firma *Schaeffler-Germania*. Interesul colaborării acestei firme cu *Centrul de Cercetare Designul Elementelor și Sistemelor Mecanice* se referă la domeniul *Dinamicii tribologiei transmisiilor prin lanț* și s-a concretizat prin două contracte de cercetare, autorul acestei teze fiind *scientific manager - responsabil pentru testările cu lanț*, la unul dintre ele. Prin această colaborare s-a urmărit generarea unor proceduri de testare și a unor modele analitice de calcul, care să modeleze contactele dintre bucșele lanțului și roata de lanț; se amintesc astfel: 2.1. Determinarea experimentală a momentului de frecare; 2.2. Determinarea virtuală a unghiului de contact; 2.3. Modelarea geometrică a contactelor bucşe-roată de lanț; 2.4. Modelarea statică a contactelor bucşe-roată de lanț; 2.5. Concluzii privind activitățile desfășurate în cadrul direcției de cercetare: *Cercetări asupra contactelor bucşe-roată din transmisiile prin lanț*.

2.1. Determinarea experimentală a momentului de frecare

O primă etapă, a acestui demers, se referă la determinarea experimentală a momentului de frecare în transmisiile prin lanț cu bucșe [69], realizată pe un stand de cercetare, din dotarea centrului, ilustrat în fig. 2.1.

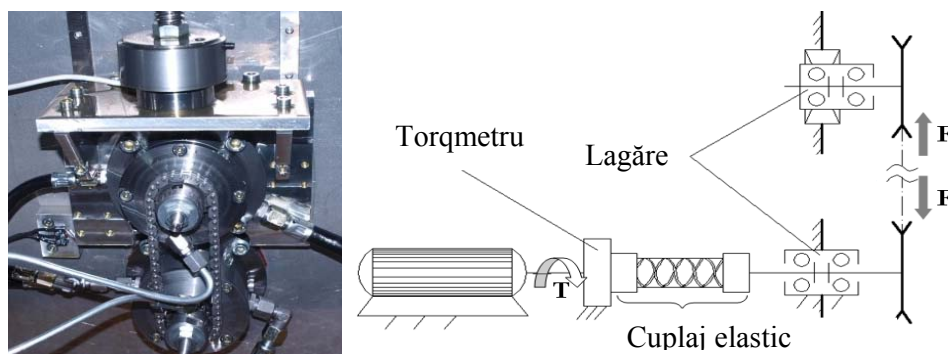


Fig. 2.1 Vedere frontală și schema standului de încercare a transmisiei prin lanț

Pe acest stand (fig. 2.1), s-au determinat experimental momentul de frecare în funcție de turația roților de lanț, respectiv în funcție de marimea forței de pretensionare; principalii parametri, ai transmisiei prin lanț testate, sunt precizați în subcap. 2.2.

Întrucât nu s-a putut măsura direct momentul de frecare dintre lanț și roata de lanț, s-a determinat momentul total și, separat, cel din lagăre; astfel, momentul de frecare dintre lanț și roata de lanț a rezultat ca diferență dintre acestea; testarea s-a efectuat în următoarele condiții: temperatura uleiului de lubrifiere în lanț de 40°C ($T_{\text{lanț}}$); temperatura uleiului din lagăre de 35°C ($T_{\text{lagăre}}$); forța de pretensionare a lanțului: 1 kN. Măsurătorile momentului de frecare au fost efectuate pentru turații cuprinse între 200 și 3000 rot/min. În fig. 2.2 și 2.3 sunt reprezentate comparativ rezultatele obținute: momentul de frecare total comparativ cu cel din lagăre (fig. 2.2), respectiv momentul de frecare total comparativ cu cel din lanț (fig. 2.3).

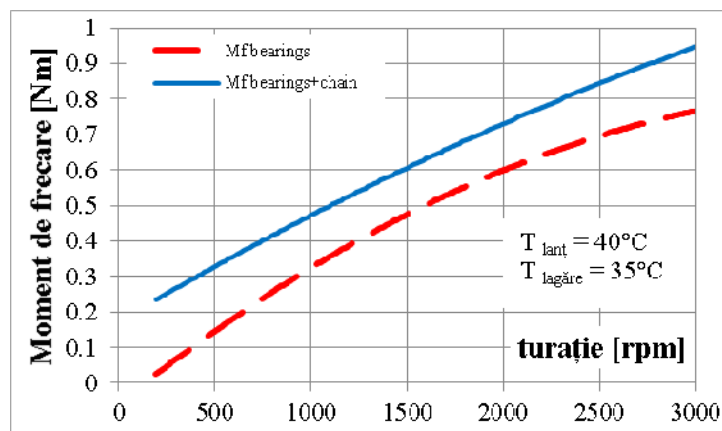


Fig. 2.2 Momentul total de frecare comparativ cu momentul de frecare al lagărului

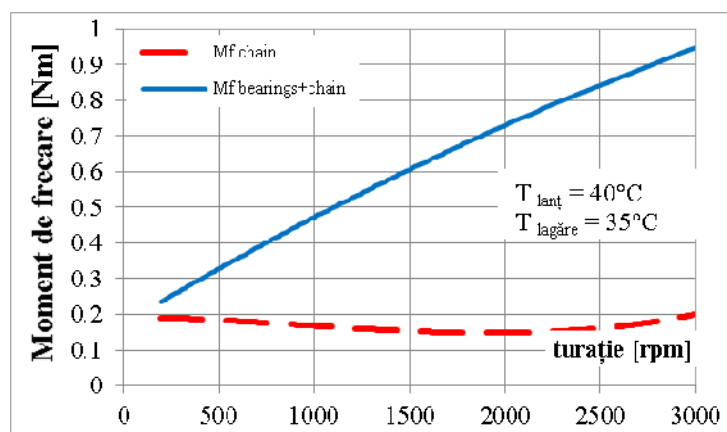


Fig. 2.3 Momentul total de frecare comparativ cu momentul de frecare rezultat în lanț

În diagrama din fig. 2.4 este reprezentată influența creșterii forței de pretensionare asupra momentului de frecare, în următoarele condiții: temperatura uleiului de lubrifiere în lanț de 40°C; temperatura uleiului din lagăre de 35° C; turația arborelui motor de 1000 rot/min.

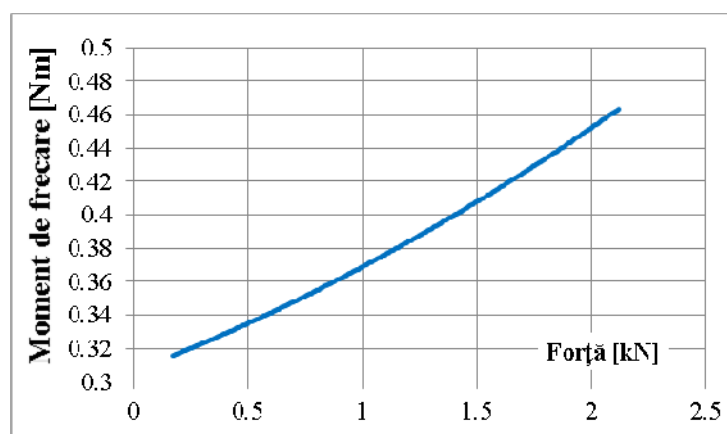


Fig. 2.4 Momentul de frecare în lagăr în funcție de forța de pretensionare (F)

Aceste rezultate experimentale sunt folosite ulterior pentru validarea modelelor analitice.

2.2. Determinarea virtuală a unghiului de contact

O prima etapă, esențială pentru modelarea analitică a unghiului de contact, se referă la precizarea transmisiei [70] și a profilului roții de lanț utilizat [71] (fig. 2.5).

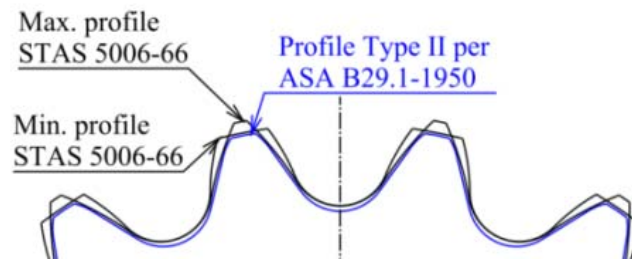


Fig. 2.5 Comparație între profilul roții dințate de tip II per ASA B29.1 - 1950 [72] și profilul minim / maxim al roții conform STAS 5006-66 [73]

Pentru profilul considerat, STAS 5006-66, s-a construit virtual angrenajul lanț-roată de lanț și s-a determinat grafic unghiurile de contact (α_i , fig. 2.6 și 2.7) dintre acestea; pe baza acestor unghiuri se obțin punctele de aplicare ale forțelor din angrenare (fig. 2.16 și 2.17); astfel, s-a modelat un angrenaj roată de lanț – lanț cu bucșe, cu profil de lanț mediu (STAS 5006-66 permite alegerea unui profil care să varieze între valoarea minimă și cea maximă). Studiul s-a realizat pentru o transmisie verticală cu un lanț pe un singur rand, cu următorii parametri (v. fig. 2.6,...,2.9): raport de transmitere 1: 1; numărul de dinți $z = 16$; pasul lanțului $p = 9,525$ mm; raza de divizare a roții de lanț $R_A = 24,412$ mm; raza bucșei $r_B = 2,54$ mm.

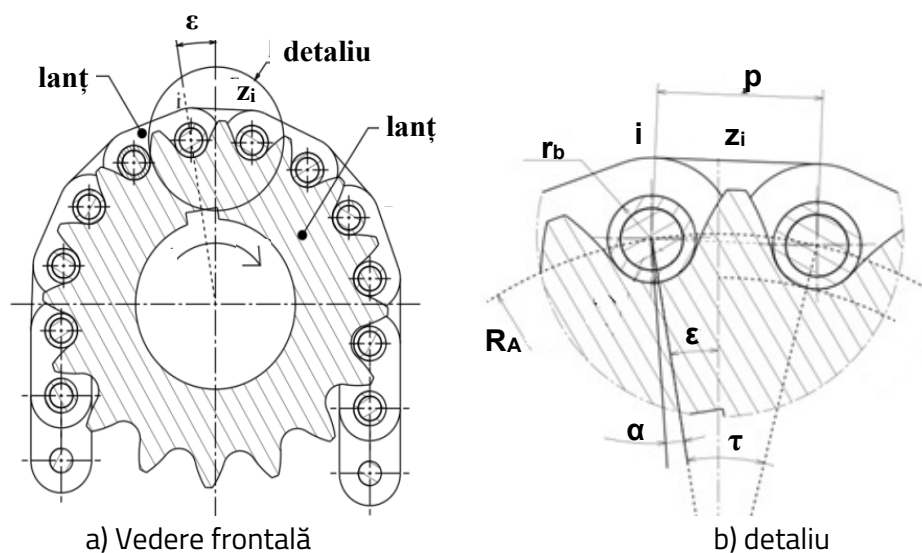


Fig. 2.6 Vedere frontală a transmisiei prin lanț, cu evidențierea contactului i , situat la unghiul ϵ față de poziția de referință (a) și detaliu pentru unghiul de contact α , aferent contactului i dintre bucșă și roata de lanț (b)

2.3. Modelarea geometrică a contactelor bușe-roată de lanț

Pe ramura încărcată (fig.2.6), valorilor descrescătoare ale unghiului ϵ , față de axa verticală (considerată *poziție de referință*), le corespund valori descrescătoare ale unghiul de contact α , ajungând la valoarea zero în pozitia de referință ($\alpha_0=0$, fig. 2.7).

În continuare, pentru simplificarea înțelegerii comportamentului angrenajului roată de lanț- lanț cu bușe, sunt luate în considerare următoarele mărimi (fig. 2.7 și 2.16): $\tau, \theta_1, \theta_{01}, R_A, r_A, r_B, p$ și $x = 0.2\%$ (procent din coarda pasului de divizare al roții), unde x reprezintă alungirea lanțului și se calculează ca diferența procentuală dintre pasul lanțului $p(1+x/100)$ și coarda pasului de divizare al roții p (vezi fig. 2.7 și 2.8). Pe baza acestor date s-au determinat următoarele mărimi:

Necunoscute principale:

- Unghiul de contact α (fig. 2.6b și 2.7)
- Forțele de contact, dintre bușă lanțului și roata de lanț: P_0, P_1, P_{01} (fig. 2.16)
- Forțele longitudinale din lanț Q_1, Q_{01} (fig. 2.16)
- Raportul dintre forța de pretensionare și forța motoare: $F_{01}/F_1 \in [1, 0]$ (fig. 2.16)

Necunoscute secundare (fig. 2.16): $\alpha_1, \alpha_{01}, \theta_0, v_0, v_1, v_{01}, OB_0, OB_1, OB_{01}$

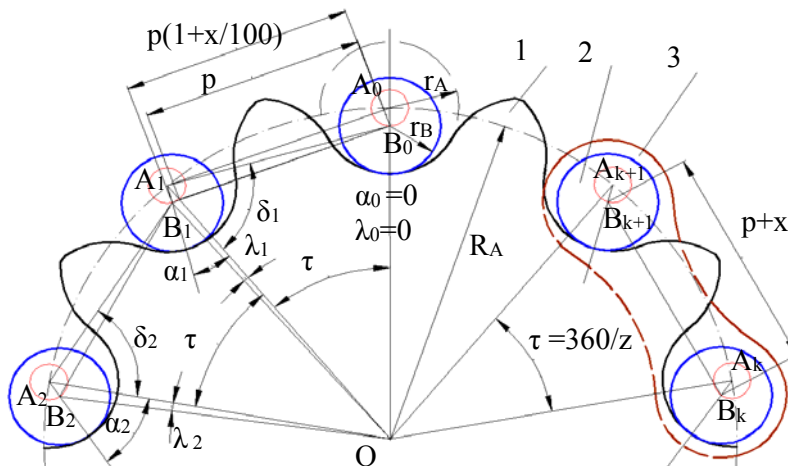


Fig. 2.7 Parametri geometrici aferenți angrenajului roată- bușe de lanț, în poziția de referință ($i=0$ cu $\alpha_0=0$ și $\epsilon =0$)

Determinarea necunoscutelor geometrice este abordată în lucrări indexate ISI sau SCOPUS, iar a celor statice sunt pregătite pentru lucrări care urmează să fie publicate. Mărimile geometrice s-au modelat în [74], pe baza fig. 2.7 și 2.8.

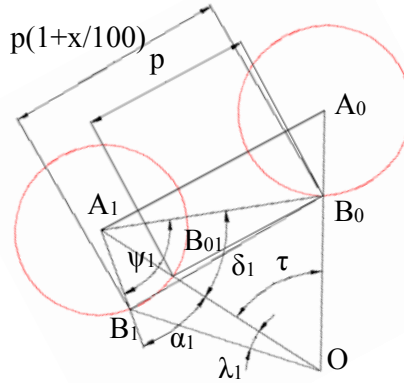


Fig. 2.8 Detaliu, din fig. 2.7, privind contactele dintre roată și bușele B_0 și B_1

Modelarea geometrică, prezentată în lucrarea [74], bazat pe fig. 2.8, oferă următoarele corelații:

$$\delta_1 = \arcsin \frac{(R_A - r_A + r_B) \sin \tau}{\left[(R_A - r_A + r_B)^2 + R_A^2 - 2R_A(R_A - r_A + r_B) \cos \tau \right]^{1/2}} \quad (2.1)$$

$$\psi_1 = \arcsin \frac{B_0 A_1^2 + A_1 B_1^2 - B_0 B_1^2}{2B_0 A_1 A_1 B_1} \quad (2.2)$$

în care: $B_0 A_1 = \left[(R_A - r_A + r_B)^2 + R_A^2 - 2R_A(R_A - r_A + r_B) \cos \tau \right]^{1/2}$

$$A_1 B_1 = r_A - r_B = \dots = A_k B_k = A_i B_i$$

$$B_0 B_1^2 = B_0 A_1^2 + A_1 B_1^2 - 2B_0 A_1 A_1 B_1 \cos \delta_1 = \dots = (B_k B_{k+1})^2 = (B_{i-1} B_i)^2$$

$$\alpha_1 = \psi_1 - \delta_1 \quad (2.3)$$

$$\lambda_1 = \arcsin \frac{(r_A - r_B) \sin \alpha_1}{\left[R_A^2 + (r_A - r_B)^2 A_1 B_1^2 - 2R_A(r_A - r_B) \cos \alpha_1 \right]^{1/2}} \quad (2.4)$$

S-a obținut astfel (v. fig. 2.8) un model generalizat pentru determinarea mărimilor din rel. (2.1...2.4), prezentat în rel. (2.5...2.8).

$$\delta_i = \arccos \frac{B_{i-1} A_i^2 + O A_i^2 - O B_{i-1}^2}{2B_{i-1} A_i \cdot O A_i} \quad (2.5)$$

$$\psi_i = \arccos \frac{B_{i-1}A_i^2 + A_iB_i^2 - B_{i-1}B_i^2}{2B_{i-1}A_i \cdot A_iB_i} \quad (2.6)$$

$$\alpha_i = \psi_i - \delta_i \quad (2.7)$$

$$\lambda_i = \arcsin \frac{A_iB_i \sin \alpha_i}{OB_i} \quad (2.8)$$

în care:

poziția de referință, $i=0$, este caracterizată prin egalitățile: $\alpha_0=0$ și $\lambda_0=0$,

$$B_{i-1}A_i = \sqrt{OB_{i-1}^2 + OA_i^2 - 2OB_{i-1}OA_i \cos(\tau - \lambda_{i-1})}$$

$$OB_i = \sqrt{OA_i^2 + A_iB_i^2 - 2OA_i \cdot A_iB_i \cos \alpha_i}$$

$$OA_i = R_A$$

Acest model matematic, prezentat detaliat în [74], permite identificarea influenței alungirii lanțului (λ) și a unghiului de rotație al roții (ε) asupra parametrilor geometrici caracteristici transmisiei considerate (fig. 2.8).

Diagramele ilustrate în fig. 2.9,..., 2.11 s-au trasat considerând: $p=9.525$ mm, $r_B=2,54$ mm, $z=16$ dinți și $x=0,2\%$ din p (v. fig. 2.7 și 2.8).

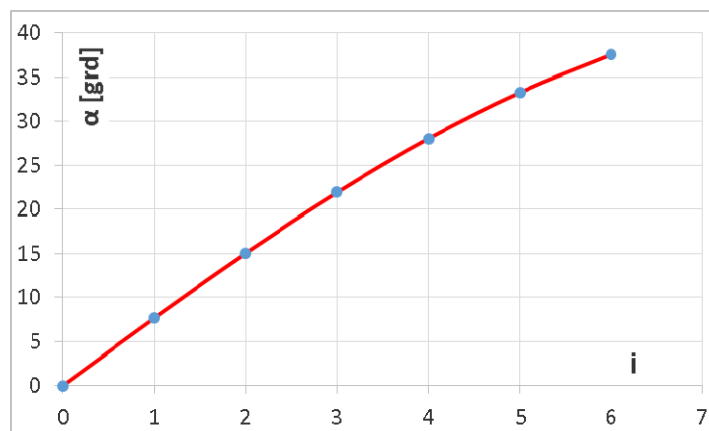
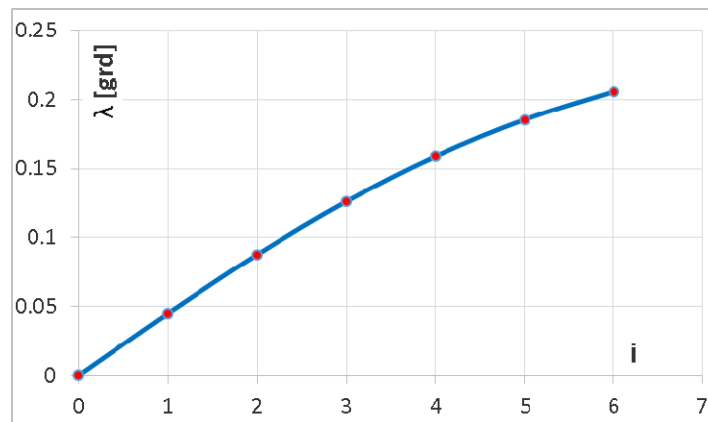
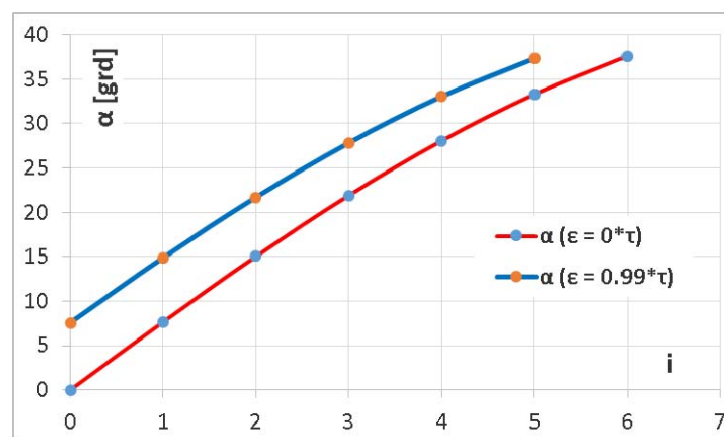
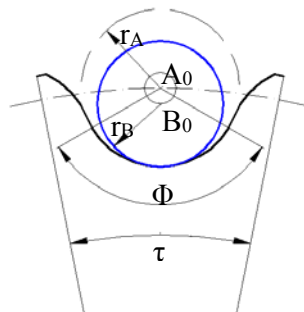


Fig. 2.9 Variația unghiului de contact (α) pe fiecare contact (i) bucsă-roată de lanț

Fig. 2.10 Variația unghiului de deviere (λ) cauzat de alungirea lanțului (λ)Fig. 2.11 Influența unghiului de rotație al roții (ϵ) asupra unghiului de contact (α)

Pentru a se păstra contactul între bușe și roata de lanț, unghiul de contact (α) trebuie să fie mai mic decât jumătate din unghiul de rulare (Φ), care este de cca. 120° (v. fig. 2.12). O analiză a influenței alungirii lanțului (λ) asupra parametrilor geometrici, care definesc unghiul α de contact, este prezentată în [75, 76].

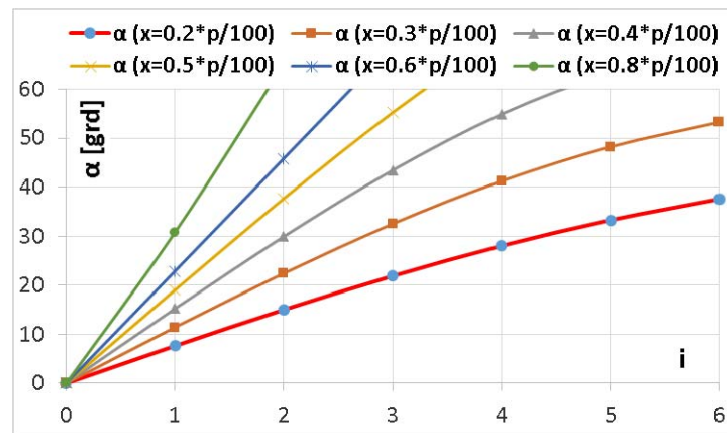
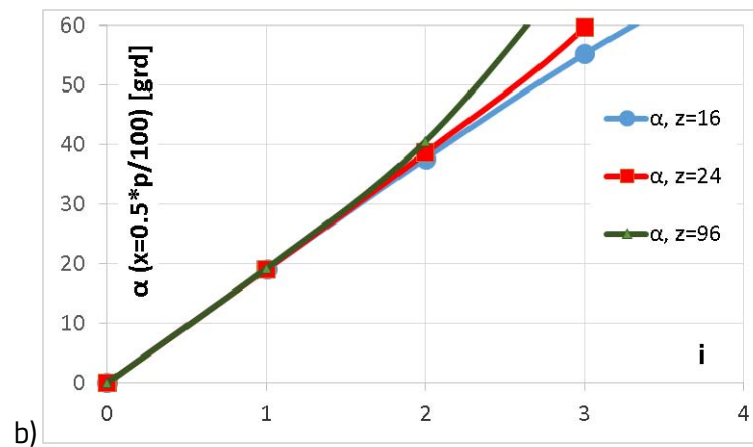
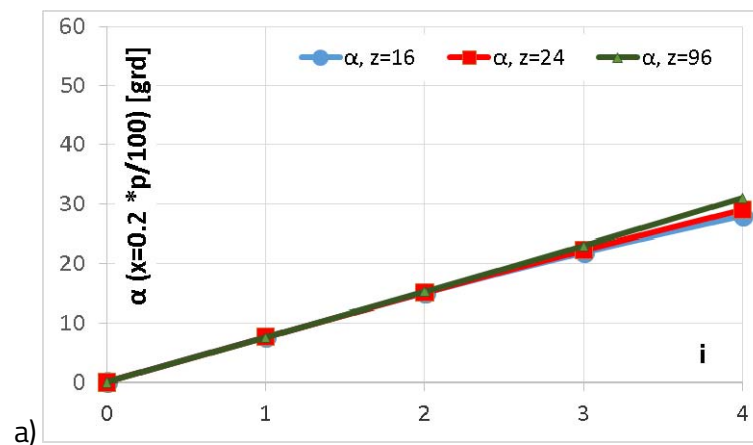
Fig. 2.12 Detaliu al unui unghi de rulare (Φ) din contactul bușă-roată de lanț

Utilizând modelul matematic anterior, s-a analizat influența alungirii lanțului (x) asupra unghiului de contact, obținându-se valorile, parametrilor geometrici, centralizate în tab. 2.1 [75].

Pentru valori ale alungirii lanțului x , cuprinse între 0,2% (valoarea admisibilă) și 0,8% din p (vezi [76]), s-a determinat și ilustrat influența acesteia asupra unghiului de contact (fig. 2.13), coroborat cu modificarea numărului de dinți ai roții de lanț (fig. 2.14).

Tab. 2.1 Parametrii geometrici ai angrenajului roată de lanț - bucșă

Parametrii	z	p [mm]	r_B [mm]	r_A [mm]	R_A [mm]	
constanți	16	9.525	2.54	2.684	24.555	
Parametrii variabili	x [%] din p	i	δ_i [grd]	ψ_i [grd]	α_i [grd]	λ_i [grd]
	0	1	81.942	81.942	0	0
		4	81.942	81.942	0	0
	0.1	1	81.942	85.748	3.806	0.014
		4	81.977	96.743	14.765	0.055
	0.2	1	81.942	89.54	7.597	0.028
		4	82.043	111.215	29.171	0.105
	0.3	1	81.942	93.333	11.391	0.042
		4	82.14	126.353	44.212	0.151
	0.6	1	81.942	104.895	22.953	0.084
		4	82.78	-	-	-
	Obs.:	$i = 0, 1, 2, \dots$ numărul de ordine al contactelor luate în considerare între roată și bucșele lanțului				

Fig. 2.13 Variațiile unghiului de contact (α) pentru $z=16$ și diverse alungiri x 

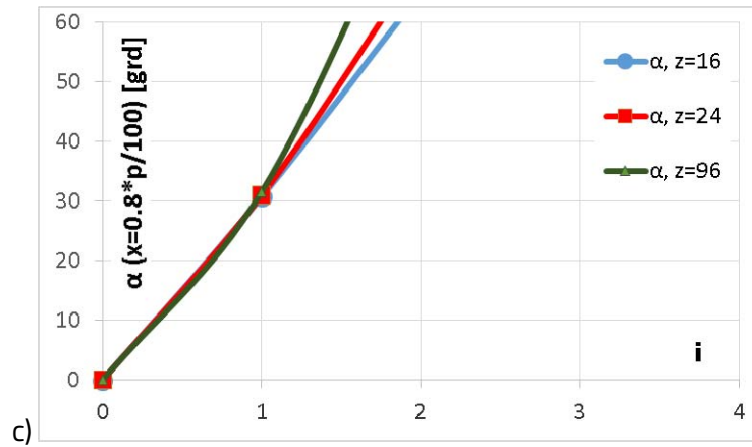


Fig. 2.14 Variațiile unghiului de contact (α), în primele 5 contacte ($i=0,1,\dots,4$), pentru diverse valori ale parametrilor z și x

Aceste modelări sunt utile pentru analiza efectelor cauzate de forțele motoare și de pretensionare, asupra transmisiei, în punctele de contact dintre roată și bușele lanțului. Această abordare constituie o etapă pregătitoare pentru modelarea forțelor din transmisiile prin lanț, ale caror rezultate și concluzii urmează să fie publicate în reviste de specialitate.

2.4. Modelare a forțelor din contactele bușe-roată de lanț

Pentru simplificare, s-a realizat o modelare pentru trei contacte între bușele lanțului și dinții roții de lanț, neglijându-se frecarea dintre ele. Se precizează că ilustrările grafice sunt prezentate puțin „exagerat” pentru a facilita vizibilitatea mărimilor evidențiate.

La pretensionare (fără sarcina G , respectiv T , v. fig. 2.7 și 2.15), unghiul de contact, în poziția de referință, este nul ($\alpha_0 = 0$) și implicit: $\alpha_1 = \alpha_{01}$, respectiv $F_1 = F_{01}$ (fig. 2.15 și 2.16); în schema din fig. 2.15, propusă pentru realizarea unui stand didactic, forța F_{01} este forța de pretensionare (reglabilă prin greutatea G_0), iar F_1 este forța care echilibrează atât forța F_{01} , cât și momentul-sarcină T (reglabil prin greutatea G). Conform fig. 2.15 și 2.16, la apariția momentului de torsiune T , forța F_1 depășește forța F_{01} ($F_1 > F_{01}$) și, ca urmare, în fig. 2.16, toate bușele se deplasează spre stânga și implicit: $\alpha_0 > 0$, $\alpha_1 > \alpha_{01}$, $\theta_1 < \theta_{01}$.

Structurile bimobile din fig. 2.15, cu câte două cuple de translație, corespunzătoare celor 2 ramuri de lanț, permit reglarea poziției punctelor M și N pe verticală și orizontală. Prin reglarea poziției acestor puncte se modifică, în fig. 2.16, unghiurile θ_1 (corespunzător punctului M) și θ_{01} (corespunzător punctului N),

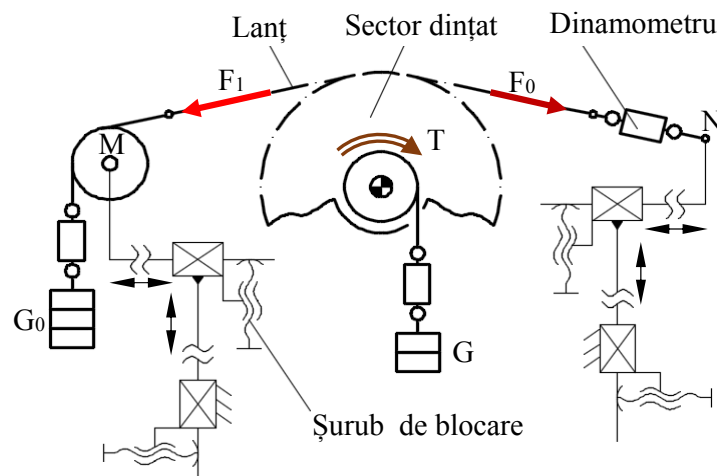


Fig. 2.15 Schema structurii pentru reglarea unghiurilor θ_1 și θ_{01} din fig. 2.16

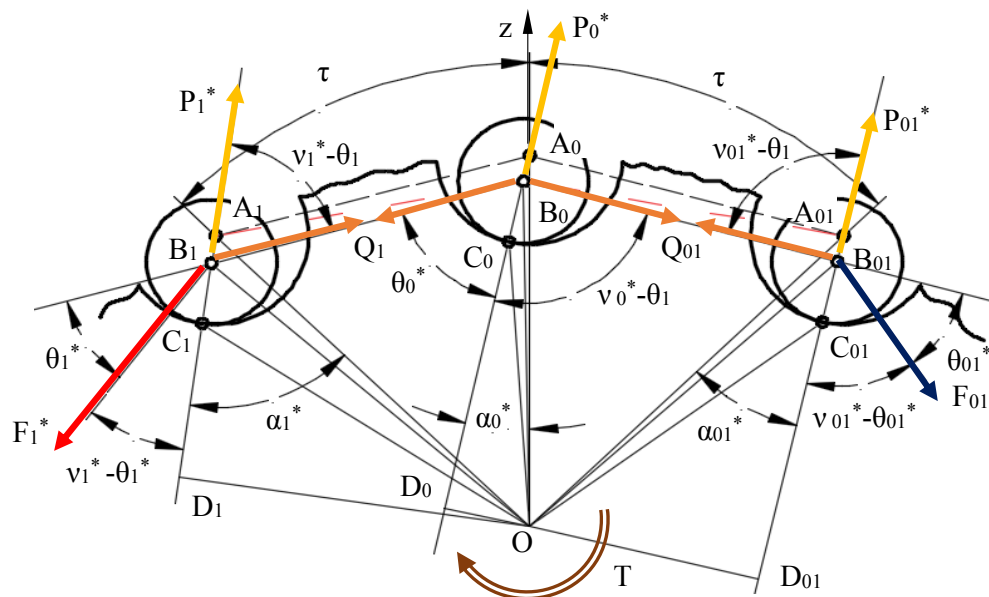


Fig. 2.16 Schema angrenajului bucsă-roată de lanț, după aplicarea sarcinii T (transmisiei pretensionate, aflate anterior în poziția de referință, fig. 2.7)

Pentru a utiliza modelul matematic anterior (v. rel. 2.1...2.8), transmisia (fig. 2.16), pretensionată și în sarcină ($T \neq 0$), se rotește spre dreapta, conform fig. 2.17, cu un unghi $\varepsilon = \varepsilon(\alpha_0^*)$ pentru care, bucșa B_0 trece din poziția $\alpha_0^* \neq 0$ (fig. 2.16) în poziția $\alpha_0 = 0$ (fig. 2.17).

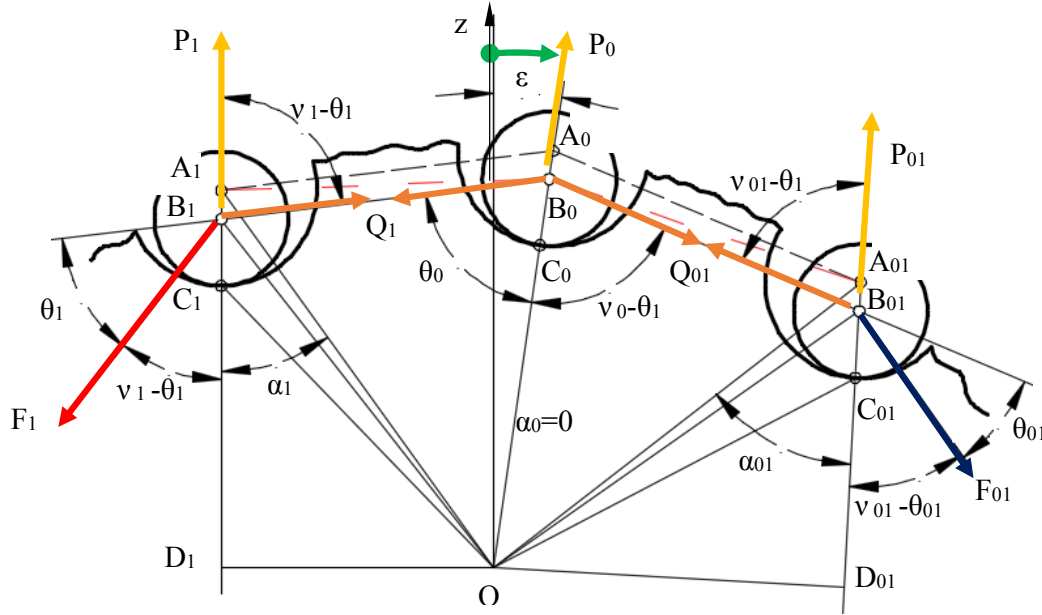


Fig. 2.17 Schema obținută prin rotirea transmisiei din fig. 2.16 până când unghiul de contact al bucsei B_0 devine nul

În urma modelării, forțele din fig. 2.17 sunt exprimate, în raport cu forța F_1 , prin următoarele relații:

$$\frac{F_{01}}{F_1} = \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1) \sin \theta_0 \sin \nu_{01}}{\sin(\nu_{01} - \theta_{01}) \sin \nu_0 \sin \nu_1} \quad (2.9)$$

$$\frac{P_1}{F_1} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \nu_1} \quad (2.10)$$

$$\frac{Q_1}{F_1} = \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1)}{\sin \nu_1} \quad (2.11)$$

$$\frac{P_{01}}{F_1} = \frac{\sin \theta_{01}}{\sin \nu_{01}} \cdot \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1) \sin \theta_0 \sin \nu_{01}}{\sin(\nu_{01} - \theta_{01}) \sin \nu_0 \sin \nu_1} \quad (2.12)$$

$$\frac{Q_{01}}{F_1} = \frac{\sin(\nu_{01} - \theta_{01})}{\sin \nu_{01}} \cdot \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1) \sin \theta_0 \sin \nu_{01}}{\sin(\nu_{01} - \theta_{01}) \sin \nu_0 \sin \nu_1} \quad (2.13)$$

$$\frac{P_0}{F_1} = \frac{\sin(\nu_{01} - \theta_{01})}{\sin \nu_{01}} \cdot \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1) \sin \theta_0 \sin \nu_{01}}{\sin(\nu_{01} - \theta_{01}) \sin \nu_0 \sin \nu_1} \cdot \cos \nu_0 + \frac{\sin(\nu_1 - \theta_1)}{\sin \nu_1} \cdot \cos \theta_0 \quad (2.14)$$

în care $v_1, \theta_1, v_0, \theta_0, v_{01}, \theta_{01}$, din rel. 2.9...2.14, depind indirect de unghiul α_0^* (fig. 2.16), prin intermediul unghiului ϵ (fig. 2.17).

Modelarea statică fiind efectuată în funcție parametrii geometrice și statici dependenți de α_0^* , rezultatele obținute sunt reprezentate în funcție de acest parametru.

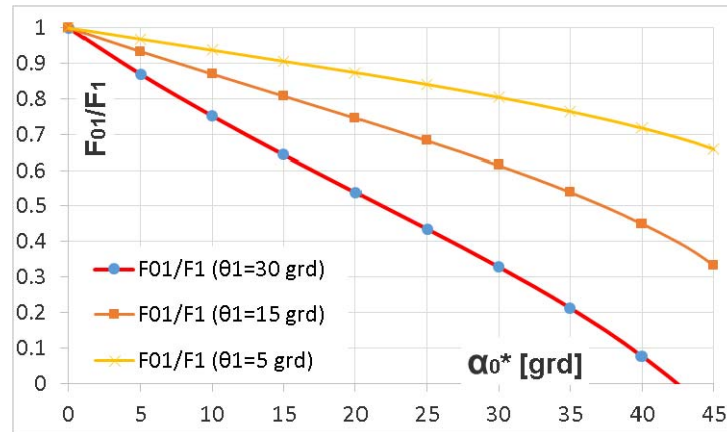


Fig. 2.18 Variații ale raportului dintre forța de pretensionare și forța motoare

(F_{01}/F_1) în funcție de unghiul de contact (α_0^*)

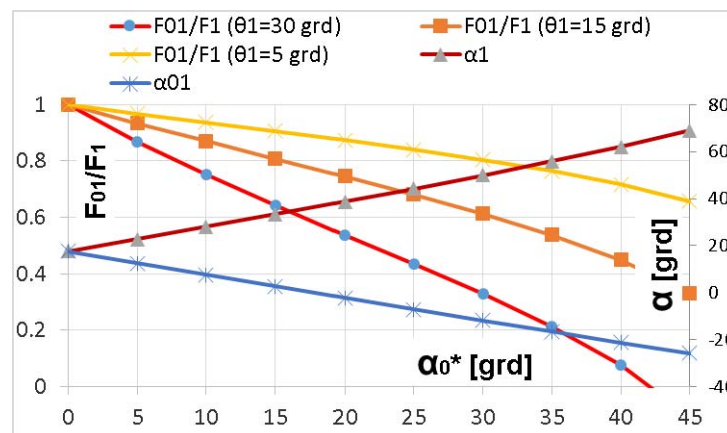
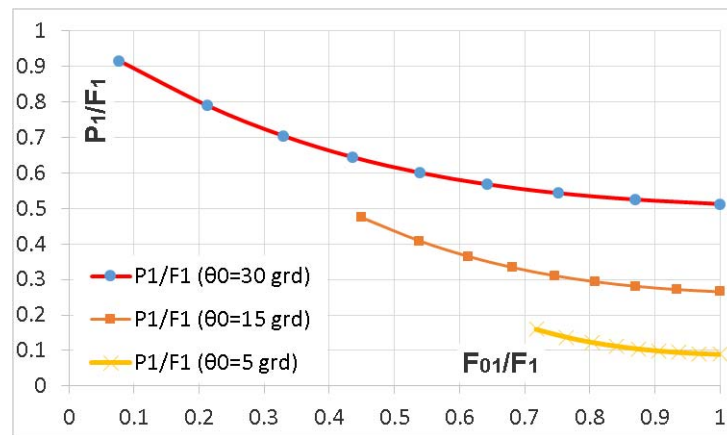
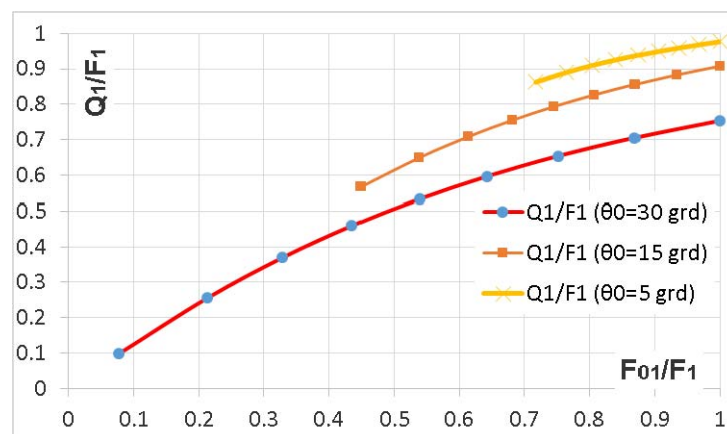
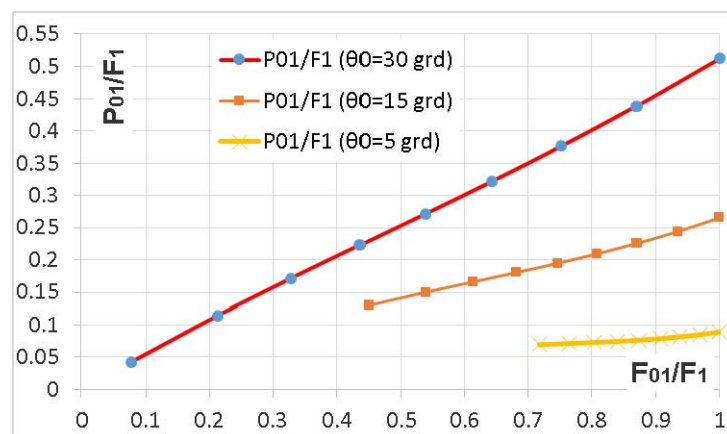
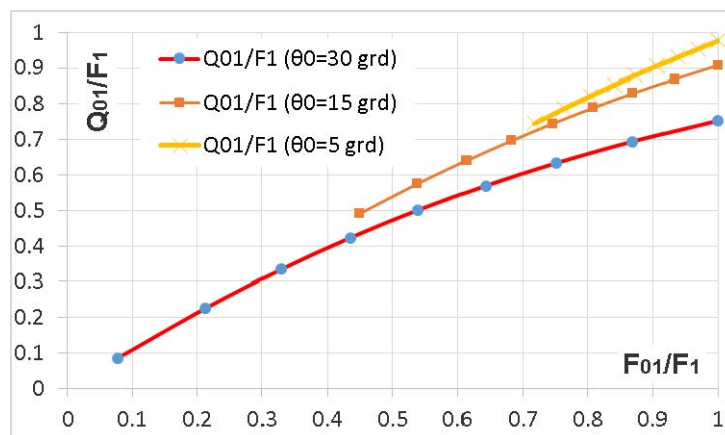
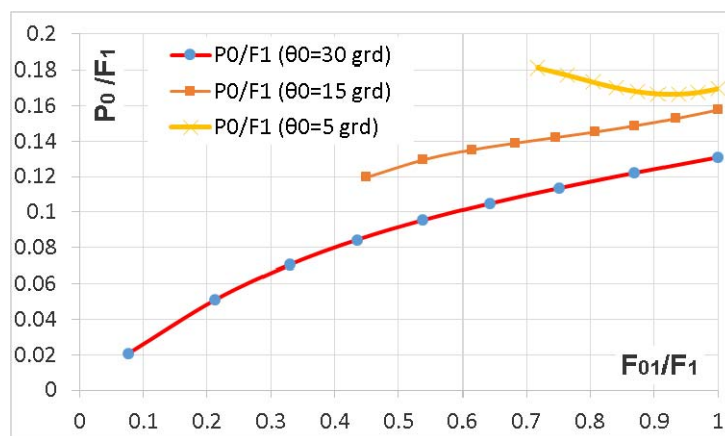


Fig. 2.19 Variații ale raportului F_{01}/F_1 și ale unghiului de contact (α) în funcție de unghiul α_0^*

Din fig. 2.19 rezultă că α_0^* nu poate depăși 35° , deoarece unghiul α_1 ar depăși 60° ($\alpha_1 > \Phi/2$) și, implicit, contactul bucsă-roată de lanț nu ar mai avea loc.

În premisa că unghiurile extreme θ_1 și θ_{01} sunt egale (fig. 2.15 și 2.17), în fig. 2.20, ..., 2.24 s-au reprezentat câteva variații semnificative ale reacțiunilor dintre bucsă și lanț, în funcție de raportul F_{01}/F_1 .

Fig. 2.20 Variații ale raportului P_1/F_1 în funcție de raportul F_{01}/F_1 Fig. 2.21 Variații ale raportului Q_1/F_1 în funcție de raportul F_{01}/F_1 Fig. 2.22 Variații ale raportului P_{01}/F_1 în funcție de raportul F_{01}/F_1

Fig. 2.23 Variații ale raportului Q_{01}/F_1 în funcție de raportul F_{01}/F_1 Fig. 2.24 Variații ale raportului P_0/F_1 în funcție de raportul F_{01}/F_1

Modelul matematic propus, pentru determinarea forțelor și a reacțiunilor care intervin în cele trei contacte dintre bușele lanțului și roata de lanț, se poate generaliza astfel încât să poată fi surprins atât primul, cât și ultimul contact dintre bușe și roată.

Pe baza celor prezentate în acest capitol, pot fi formulate următoarele concluzii utile, privind tribologia contactului din transmisiile prin lanț cu bușe:

- odată cu creșterea numărului de contacte (i), dintre bușe și roata de lanț, cresc, implicit, și valorile unghiurilor de contact (α) aferente contactelor de intrare și respectiv ieșire; însă numărul maxim de contacte este restricționat de condiția:

$$\alpha_{\max} \leq \Phi/2 \approx 60^\circ;$$

- alungirea lanțului influențează major contactul dintre bucșe și roata de lanț; la creșterea acesteia, peste o anumită valoare limită (pentru care: $\alpha_{\max} = \Phi/2$), contactul bucșă-roată dispare;
- cunoscând unghiul de rulare și alungirea lanțului, se poate determina câte contacte au loc între bucșe și roata de lanț, deci cum se va distribui sarcina pe fiecare dinte;
- numărul de dinți ai roții nu influențează semnificativ contactul bucșe-roată de lanț;
- creșterea unghiului maxim de contact, din transmisiile prin lanț, este însoțită de creșterea forței motoare (F_1), în raport cu cea de pretensionare (F_{01}).

Aceste concluzii urmează să fie completate cu aspectele reieșite din simulările numerice bazate pe determinarea analitică a forțelor și momentului de frecare din transmisiile prin lanț cu bucșe.

2.5. Concluzii privind activitățile desfășurate în cadrul direcției de cercetare

Cercetări asupra contactelor bucșe-roată din transmisiile prin lanț

Modelele matematice, rezultate în urma modelării geometrice și statice, permite optimizarea alegerii unui angrenaj lanț cu bucșe – roată de lanț astfel încât să existe cel puțin patru dinți în contact (în condițiile restricției: $\alpha_{\max} \leq \Phi/2$), cu forțe cât mai mici în angrenare.

Aceast deziderat este departe de a fi îndeplinit, fiind necesară modelarea corelațiilor matematice aferente contactului bucșe-roată de lanț, în funcție de numărul de dinți ai roților de lanț, parametrii lanțului, forța de pretensionare a lanțului, momentul de torsiune și turația roților de lanț; toate acestea sunt necesare pentru simularea și optimizarea acestui gen de transmisii.

Exemplele expuse conțin rezultate publicate și prezentate de autor (în calitate de autor principal sau coautor), atât cât a permis înțelegerea cu firma Schaeffler Germania, în diferite

jurnale și conferințe și deschid noi orizonturi în domeniul proiectării optime a acestor transmisii.

Pentru autor, cercetările privind cinematica transmisiilor cu lanț, punctul de contact dintre lanț și roata de lanț, au deschis o direcție nouă în activitatea științifică și profesională. Ca urmare, în continuare se face o trecere succintă în revistă a principalelor realizări (cele cu drept de publicare), restul fiind sub protecția confidențialității solicitată de firma Schaeffler:

a) Articole indexate în BDI (ISI sau SCOPUS) (1 autor principal, 4 coautor)

1. **R Saulescu**, R Velicu, M Lates. Geometric modelling of the contact point between the bushing and sprocket in chain drives. Rotrib'16. Galați, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 174 (2017) 012049 doi:10.1088/1757-899X/174/1/012049.
2. R Velicu, **R Saulescu**, L Jurj. Influence of chain pitch increase on bush-sprocket contact for bush chain drives, SYROM 2017, Mechanisms and Machine Science 57, pp. 515-522 (2018).
3. R Velicu, **R Saulescu**, L Jurj. Contact point of bush – sprocket tooth depending on pitch differences of bush chain transmissions. Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012039, doi:10.1088/1757-899X/147/1/012039.
4. Todi-Eftimie, A., Velicu, R., **Săulescu, R.**, Jaliu C. *Bearing friction vs. chain friction for chain drives*. Advanced Materials Research Vols. 753-755 (2013) pp 1110-1113, Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.753-755.1110.
5. Todi-Eftimie, A., Velicu, R., **Săulescu, R.**, Jaliu, C. *Geometric modeling of power joints from bush chain drives*, The 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines- SYROM 2013. Mechanisms and Machine

Science 18, november 11-12, pp. 471-479, 2013, ISBN: 978-3-319-01844-7,
ISSN: 2211-0984, DOI 10.1007/978-3-319-01845-4_47.

b) Proiecte de cercetare științifică

Programul/Proiectul	Funcția	Perioada
<i>Chain Drive Systems - Dynamic Tribology II, Contract cu Schaeffler, nr. 4029/26.03.2008, Act adit. 3/01.02.2015</i>	Membru	2015-2018
<i>Proiect CDS Dynamic Tribology, Contract cu Schaeffler, nr. 4029/26.03.2008, Act adit. 3/01.02.2012</i>	Scientific manager Responsabil pentru testările cu lanț	2012-2015

Capitolul 3

Concluzii privind realizările științifice și profesionale

Activitatea mea de cercetare a debutat în cadrul Catedrei *Design de Produs și Robotică*, s-a conturat în Centrul de cercetare *Sisteme de energii regenerabile și reciclare*, în domeniul mecanismelor de orientare utilizate în conversia energiei solare în energie electrică / termică, și se continuă în Centrul de cercetare *Designul elementelor și sistemelor mecanice*, cu preocupări privind designul conceptual al transmisiei mecanice, utilizate în conversia energiei eoliene / hidro în energie electrică, și modelarea, în vederea optimizării, a contactelor bușe-roată de lanț, din transmisiile prin lanț.

Aceste cercetări au avut ca obiectiv principal transferul tehnologic (rezultatelor) către aplicații cu utilitate practică, vizând, cu precădere, îmbunătățirea performanțelor sistemelor de conversie, prin proiectarea optimală a transmisiilor integrate în acestea.

Tematica cercetărilor orientată spre proiectarea funcțională a mecanismelor ca activitate interdisciplinară se pliază pe direcțiile centrului de cercetare din care fac parte și are în vedere aplicații ale transmisiilor mecanice implementabile în SER și a celor cu lanț implementabile în industria auto.

Granturile naționale și cele cu terți, cărțile publicate, brevetele, lucrările din reviste, participările la conferințe internaționale, rezultate din aceste activități, reprezintă realizări științifice și profesionale care și-au pus amprenta pe formarea mea personală. Aceste activități, alături de coordonarea de lucrări de diplomă/dizertație și cercuri științifice studentești, mi-au permis să-mi îmbogățesc semnificativ experiența în ceea ce privește coordonarea unei echipe de cercetare. Acest lucru este confirmat și prin rezultatele obținute în calitate de: responsabil CICOC (Centrul de Informare, Consiliere și Orientare a Carierei) pe facultate, membru în juriul AFCO (Absolvenți în Fața Companiilor) din partea facultății, precum și de responsabil privind calitatea specializării Design Industrial.

Rezultatele cercetărilor întreprinse deschid noi orizonturi de cercetare, care vizează, în plus, extinderea metodologiei de cercetare, printr-o integrare mai dinamică a activităților didactice și de cercetare studențească, în care să fie implicați studenți, masteranzi și doctoranzi ai Facultății Design de Prods și Mediu, în scopul formării de specialiști înalt calificați pentru acest areal tehnic aplicativ.

B-ii. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

Fără sa-mi dau seama, cariera mea universitară a început încă din vremea studenției, prin participare la activitățile cercurilor științifice studențești, sub îndrumarea celor care aveau să mă formeze și să mă facă să devin ceea ce sunt.

În anul terminării facultății am fost admis la doctorat în domeniul *Inginerie mecanică*, sub coordonarea Prof.dr.ing.,Dr.H.C. Florea Dudiță și am obținut titlul de doctor, 3 ani mai târziu, în februarie 2005. La 2 ani de la începerea tezei, fiind doctorand cu frecvență, am fost admis prin concurs pe postul de preparator (2003), parcurgând ulterior etapele carierei universitare după cum urmează: asistent universitar, șef lucrări, conferențiar.

În paralel cu acestea, am continuat formarea mea profesională urmând un master în domeniul ingineriei sistemelor mecanice de transmitere a puterii, cursuri postuniversitare de perfecționare în țară și străinătate (Informatică aplicată în inginerie, Program de formare în blended-learning și tehnologii educaționale moderne pentru învățământul universitar, Programul de formare și conștientizare în asigurarea calității în învățământul la distanță-ID, Bursă de studiu în domeniul energiilor regenerabile - Agenția Națională de Energie – Austria, Viena, ESEIA International Summer school on Smart Metropolitan Regions of Tomorrow).

Planurile de evoluție și dezvoltare a carierei universitare sunt prezentate în continuare și conțin trei direcții ferm conturate (didactic, științific și academic), în conveniență cu temele de cercetare precizate, aferente domeniului: *Inginerie mecanică*.

Activitatea didactică

Evoluția carierei

Am fost angajat din 01.10.2003 prin concurs ca preparator în cadrul Catedrei Design de Proiect și Robotică, Facultatea Inginerie Tehnologică, Universitatea Transilvania din Brașov. Tot prin concurs am parcurs etapele firești, în dezvoltarea didactică a unui cadru didactic: asistent universitar (2005), șef lucrări (2007), conferențiar (2015). În prezent fac parte din

Departamentul de Design de produs, Mecatronică și Mediu din Facultatea de Design de Produs și Mediu.

Activitatea didactică se referă la discipline strâns legate de analiza și sinteza transmisiilor mecanice coroborate cu designul aplicativ al acestora, atât la programe de licență cât și la programe de masterat.

În calitate de titular am coordonat și coordonez următoarele discipline:

- la programe de licență
 - Mecanisme și organe de mașini: Mecatronică, Inginerie Medicală, Optometrie, Ingineria Mediului
 - Design conceptual: Design Industrial, Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile, Ingineria și Protecția Mediului în Industrie
 - Bazele proiectării produselor: Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile, Ingineria și Protecția Mediului în Industrie
 - Sisteme eoliene: Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile
- la programe de masterat
 - Proiectare avansată în inginerie: Design de Produs pentru Dezvoltare Durabilă și Protecția Mediului

Datorită unei bune colaborări cu studenții am coordonat, în fiecare an, proiecte de licență și teme de cercetare studențească la cercurile științifice studențești, în special la programele: Design Industrial, Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile.

Pentru susținerea activității didactice, am participat la elaborarea a 5 suporturi de curs (unul ca prim autor și unul coautor – în format tipărit, și 3 în format electronic disponibile pe platforma universității) și în calitate de autor sau coautor la elaborarea de monografii (8) și îndrumare de laborator (3); de asemenea, am participat la Seminarul Național de Mecanisme, prilej de întâlnire a cadrelor didactice din țară, implicate în susținerea și dezvoltarea disciplinei

de Mecanisme, fiind și membru în Asociația Română de Știința Mecanismelor și Mașinilor (ARoTMM).

Planul de dezvoltare al carierei:

Experiența acumulată prin gradele didactice, enumerate anterior, îmi oferă posibilitatea de promovare pe post de profesor universitar (2019-2020).

Dezvoltarea carierei, în viitorul apropiat (2018-2020), este ancorată în cursurile pe care le coordonez, în calitate de titular, la programele de licență (Mecanisme și organe de mașini, Design conceptual, Bazele proiectării produselor, Sisteme eoliene), și se referă la propuneri prezentate succint în cele ce urmează:

- Pentru disciplina *Mecanisme și organe de mașini*: realizarea unui *stand didactic* pentru facilitarea înțelegerea funcționării transmisiilor planetare cu roți dințate;
- Pentru disciplina *Design conceptual*: actualizarea și publicarea unui *îndrumar de proiect* care să faciliteze însușirea, de către studenți, a unor aspecte tehnico-aplicative semnificative;
- Pentru disciplina *Bazele proiectării produselor*: realizarea unui *suport de curs* și a unei *machete funcționale* pentru proiect, care să faciliteze însușirea principalelor etape ale algoritmului de proiectare a unui produs;
- Pentru disciplina *Sisteme eoliene*: realizarea unui *suport de curs* bazat pe actualizarea informațiilor în domeniu, în condițiile adaptării programei analitice la cerințele și evoluția pieței muncii.

Ca activitate complementară, îmi propun să intensific implicarea studenților în realizarea unora dintre propuneri, în cadrul activităților de cercetare studentească privind Cercurile Științifice studentești, lucrări de diplomă și dizertație.

Activitatea științifică / de cercetare

Evoluția carierei

Activitatea proprie de cercetare a debutat pe băncile facultății, în anul III, cand am participat, în calitate de coautor, la o lucrare științifică, în domeniul ingineriei mecanice, pe care am prezentat-o la conferința națională cu participare internațională PRASIC 1998.

La un an, de la admiterea la doctorat, am câștigat prin competiție națională primul contract de cercetare de tip TD în domeniul tezei; rezolvarea, cu succes a acestuia, mi-a oferit șansa să câștig un al doilea contract de tip TD, în anul următor.

Rezolvarea acestor contracte și buna colaborare cu mentorii catedrei, care și-au desfășurat activitatea în domeniu abordat, mi-au oferit oportunitatea de a fi cooptat ca membru, în peste 20 de colective de cercetare, aferente unor contracte naționale sau internaționale, cu Guvernul României, Banca Mondială și terți. Temele de cercetare ale acestora, din domeniul ingineriei mecanice, au integrat activități de proiectare, studii teoretice și experimentale, elaborare de metodici și algoritmi, activități de analiză și sinteză în domeniul transmisiilor de putere, cu referire la: mecanisme planetare cu roți dințate și/sau lanțuri, mecanisme cu bare articulate etc. Aceste activități mi-au oferit, ulterior, oportunitatea participării la rezolvarea unor proiecte de tip Parteneriate și CEEX, privind dezvoltarea și implementarea de sisteme mecanice în domeniul sistemelor de energii regenerabile (sisteme de orientare implementate în sisteme de conversie a energiei solare în energie electrică sau termică, precum și sisteme de amplificare a turației implementate în sisteme de conversie a energiei eoliene / hidro în energie electrică).

În paralel cu acestea, am participat la rezolvarea unui contract internațional cu terți (cu Schaeffler Group – Germania), în domeniul dinamicii transmisiilor cu lanț, în calitate de director științific (2012-2015), responsabil cu testările pe stand; proiectul a continuat și în perioada 2015-2018, finalitatea acestei colaborări materializându-se în metodologii și programe de calcul, precum și în proceduri de testare.

În cei 15 ani de activitate, în calitate de angajat al Universității *Transilvania* din Brașov, activitatea proprie de cercetare s-a materializat prin:

- elaborarea a peste 140 de lucrări științifice dintre care 37 indexate *WoS* și 13 indexate *SCOPUS*;
- acordarea a 8 brevete de invenție și 11 propuneri cu rezumate publicate în BOPI;
- elaborarea, în calitate de autor sau coautor, a 10 monografii și 3 capitole de carte publicate în edituri internaționale.

Activitatea științifică și de cercetare a fost, de asemenea, recunoscută și prin acordarea a 2 premii:

- 2008: *Winner of Festo young Researcher and Scientist Support Scholarship Award*. Vienna Austria.
- 2017: Premiul *Constantin Budeanu 2015*, acordat de *Academia Română* monografiei: *The Role of Mechanisms in Sustainable Energy Systems*.

Planul de dezvoltare al carierei:

Dezvoltarea carierei, în viitorul apropiat (2018-2020), se referă la următoarele propuneri:

- Deschiderea unor noi orizonturi de cercetare, evidențiate și în teza de abilitare, pentru atragerea de noi fonduri de cercetare; continuă negocierile, cu cei de la Schaeffler Group, pentru continuarea colaborării în domeniul abordat;
- Redactarea și publicarea a 2 articole în jurnale *WoS* cu factor de impact > 0,7 (ex. Revista *Energies* (IF: 2,676) lucrare acceptată în curs de publicare);
- Redactarea și publicarea a cel puțin 6 articole indexate *ISI Proceedings* sau *SCOPUS* (ex. Iasi, Oradea, Prasic lucrări acceptate și trimise spre recenzare);
- Coordonarea elaborării unei monografii, în 3 volume, în domeniul amplificatoarelor de turație implementabile în sisteme destinate conversiei energiei eoliene / hidro în energie electrică; de precizat că primul volum a apărut recent de sub tipar.

Ca activitate complementară îmi propun să dezvolt implicarea studenților de la master, în actualele teme de cercetare, atât în cadrul lucrărilor de dizertație, cât și în continuarea acestora prin programe doctorale.

Vizibilitate la nivel local, național, internațional

Vizibilitate la nivel local

- la nivel de departament:
 - Membru în comitetul științific: PRASIC 2018
 - Membru în comisie de examinare doctorand
 - Membru în comitetul de organizare al unor conferințe: PRASIC 2018, CSE 2014, SYROM 2013, SYROM 2009;
 - Secretar-secțiune Cercuri științifice studențești.
- la nivel de facultate:
 - Responsabil cu orarul (din 2007);
 - Responsabil CICOC (Centrul de Informare, Consiliere și Orientare a Carierei) ;
 - Responsabil cu calitatea pe specializarea Design Industrial;
 - Membru în juriul AFCO (Absolvenți în Fața Companiilor).
- la nivel de universitate:
 - Responsabil în Comisia centrală de admitere: coordonarea activității de elaborare a subiectelor de concurs (din 2016);
 - Membru în Comisia centrală de admitere: coordonarea activității de elaborare a subiectelor de concurs (2009-2016);

Vizibilitate la nivel național

- Premiul Constantin Budeanu 2015, acordat de Academia Română ;
- Membru ARoTMM (Asociația Română de Știința Mecanismelor și Mașinilor) – filiala IFToMM (International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science)

- Oportunitate pentru dezvoltări de legături/colaborări cu universități și alte organizații din țară: participarea la contracte de cercetare de tip FP5 (1), Parteneriate (4), CEEEX (3) sau cu terți (SC ELDON SRL) (2);
- Coordonarea unor contracte naționale de tip TD (2)
- Brevete de invenție (8);
- Monografii publicate în edituri naționale (10).

Vizibilitate la nivel internațional

- Premiul Winner of Festo young Researcher and Scientist Support Scholarship Award. Austria Vienna;
- Lucrări indexate WoS (37) și SCOPUS (13);
- Citări în publicații BDI (ISI+SCOPUS): punctajul obținut este de circa 5 ori mai mare decât punctajul cerut de CNADTCU.
- Capitole de cărți publicate în edituri internaționale (3);
- Manager științific al unui contract cu terți: Schaeffler Group Germania;
- Oportunitate pentru dezvoltări de legături/colaborări cu universități și alte organizații din străinătate: participarea la convenții de tip ERASMUS (1) sau contracte cu terți (Schaeffler Group Germania).

B-iii. Bibliografie

- [1] www.milbankpowergen.com, accesat în ianuarie 2017
- [2] www.conergy.com, accesat în februarie 2017
- [3] Bostan, I., ș.a. Sisteme de conversie a energiilor regenerabile. Ed. Tehnica-Info, Chișinău, 2007, ISBN: 978-995-63-076-4.
- [4] http://www.icpe.ro/files/0/servomotors_web.pdf, accesat în februarie 2017
- [5] Valtchev, V., Van Den Bossche, A., Ghijselen, J., Melkebeek, J. Autonomous renewable energy conversion system, *Renewable Energy*, vol. 19, issues 1-2, pp. 259- 275, Jan-Feb, 2000.
- [6] Nayar, C.V., Perahia, J., Thomas, F., Philips, S.J., Pryor, T., James, W.L. Investigation of capacitor-excited generators and permanent magnet alternators for small scale wind power generator. *Renewable Energy*, vol. 1, issues 3-4, pp. 381-388, 1991.
- [7] Ermis, M., Ertan, H. B., Demirekler, M., Sarlbatir, B.M., Uctung, Y., Sezer, M.E., Cadirci, I. Various induction generator schemes for wind-electricity generation. *Electric Power Systems Research*, vol. 23, pp. 71-83, 1992.
- [8] Tripathy, S.C. and Kalantar, M. Practical simulation of a wind turbine driven self-excited induction generator, *Energy Convers. Mgmt*, vol. 34, no. 3, pp. 187-199, 1993.
- [9] Tunyasrirut, S., Wangsilabatra, B. and Charumit, C. Grid connected based six-pulse converter applied a self-excited induction generator for wind turbine applications, *Energy Procedia*, vol. 9, pp. 128-139, 2011.
- [10] Wekhande, S. and Agarwal, V. A new variable speed constant voltage controller for selfexcited induction generator, *Electric Power Systems Research*, vol. 59, pp. 157-164, 2001.
- [11] **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificatoare de turație pentru sistemele eoliene și hidroenergetice. Vol I. Modelarea răspunsului mecanic al sistemelor cu generator de

- curent continuu. Ed. Universitii Transilvania din Braşov, 2018, ISBN: 978-606-19-0972-8. ISBN: 978-606-19-0973-5 (Vol I).
- [12] www.consilium.europa.eu/ro/press/press-releases/2016/04/22-paris-agreement-global-climate-action/, accesat în iunie 2017
- [13] Bevingtoll, Ch., ş.a. *Wind turbine having a direct-drive drivetrain*. Patent US 7,431,567 B1, 2008.
- [14] Walliser, J. *Wind turbine gear mechanism*. Patent US 2014/0128213, 2014.
- [15] Wacinski, A. *Drive device for a windmill provided with two counter-rotating screws*. Patent US 2006/0093482 A1, 2006.
- [16] Schellstede, H. *Wind turbine installation and advance double counter-rotating blades, 90 degree drive assembly with lower generator mounting system*. Patent US2014/0015255 A1, 2014.
- [17] Kirschbaum, H. *Wind turbine-generator*. Patent US 4291233, 1981.
- [18] Zhamalov, A.Z., ş.a. *Capacity and Power Characteristics of Disk Generator with Counter-Rotation of Double-Rotor Wind Turbine*. Middle-East Journal of Scientific Research 15 (12): 1655-1662, 2013.
- [19] Ribarov, L. *Gearless contra-rotating wind generator*. Patent US 2014/0008915, 2014.
- [20] Caiozza, J. *Wind driven electric generator apparatus*. Patent US 7227276 B2, 2007.
- [21] Winderl, W. *Wind operated generator*. Patent US 4039848, 1977.
- [22] Brander, M. *Bi-directional wind turbine*. Patent US 2008/0197639, 2008.
- [23] **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Vişa, M., Jaliu, C., Munteanu, O., Țoțu, I., Crețescu, N. Amplificator de turație planetar monomobil cu două ieșiri contrarotative, propunere de brevet A/00905/25.11.2016.
- [24] Neagoe, M., **Săulescu, R.**, Jaliu, C., Munteanu, O., Crețescu, N. Sistem eolian contrarotativ monomobil, brevet nr. RO131512 A0.

- [25] **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificator de turație planetar monomobil cu două intrări și două ieșiri, propunere de brevet A/00880/27.10.2017.
- [26] **Săulescu, R.**, Neagoe, M., Jaliu, C. Amplificator de turație diferențial cu două ieșiri contrarotative, propunere de brevet A/00326/30.05.2017.
- [27] Diaconescu, D., Neagoe, M., Jaliu, C., **Săulescu, R.** *Products' Conceptual Design*. Editura Universității Transilvania, 2010, ISBN 978-973-598-230-0.
- [28] Miloiu G., Dudita Fl., Diaconescu D.V., *Transmisii mecanice moderne*, Ed. Tehnică, București, 1980.
- [29] Jaliu, C., Diaconescu, D.V., **Săulescu, R.** *Kinematical and dynamic properties of a speed multiplier used in wind turbines*. RECENT, Vol. 8 (2007), nr. 3a(21a), 2007, pp. 507-512, ISSN: 1582-0246
- [30] Diaconescu, D.V., Duditz, Fl. 1994 *Wirkungsgradberechnung von zwangläufigen Planetengetrieben*. Teil II: Weitere Beispielrechnungen und Vorteile, Antriebstechnik, 33, 11, pp 61-63.
- [31] **Săulescu R.**, Neagoe M., Jaliu C., Munteanu O. *Comparative Analysis of Two Wind Turbines with Planetary Speed Increaser in Steady-State*, Applied Mechanics and Materials, Vol. 823, pp. 355-360, 2016.
- [32] Booker J D, Mellor P H, Wrobel R, Drury D 2010 *A compact, high efficiency contra-rotating generator suitable for wind turbines in the urban environment*. Renewable Energy 35, pp 2027-2033.
- [33] **R Saulescu**, M Neagoe, O Munteanu, N Cretescu. *Performance Analysis of a Novel Planetary Speed Increaser used in Single-Rotor Wind Turbines with Counter-Rotating Electric Generator*. Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012090, doi:10.1088/1757-899X/147/1/012090.

- [34] Climescu, O., **Saulescu, R.**, Jaliu, C. *Specific features of a counter-rotating transmission for renewable energy systems*. Environmental Engineering and Management Journal, August 2011 Vol.10, ISSN 1582 - 959, pp. 1105-1113.
- [35] Shin, C., (1999), *Multi-unit rotor blade system integrated wind turbine*, US Patent Nr. 5876181.
- [36] Zhao, X., Maißer, P. *A novel power splitting drive train for variable speed wind power generators*. Renewable Energy 28 (2003) 2001–2011.
- [37] Bottiglione, F., De Pinto, S., Mantriota, G. *Infinitely Variable Transmissions in neutral gear: Torque ratio and power recirculation*. Mechanism and Machine Theory 74 (2014) 285–298.
- [38] Pennestrì, E, Mariti, L, Valentini, P.P., Mucino, V.H. *Efficiency evaluation of gearboxes for parallel hybrid vehicles: Theory and applications*. Mechanism and Machine Theory 49 (2012) 157–176.
- [39] Arnaudov, K., Genova, P., Dimitrov, L. *For an unified and correct IFToMM terminology in the area of gearing*. Mechanism and Machine Theory 40 (2005) 993–1001.
- [40] Neagoe M., **Saulescu R.**, Jaliu C., Cretescu N.. *Novel Speed Increaser used in Counter-Rotating Wind Turbines*. New Advances in Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Mechanisms and Machine Science 46, 143-151, 2017, DOI 10.1007/978-3-319-45450-4_15.
- [41] **Saulescu R**, Jaliu C, Munteanu O and Climescu O 2014 *Planetary Gear for Counter-rotating Wind Turbines*, Applied Mechanics and Materials 658 pp 135-140.
- [42] Kumar, P.S., Abraham, A., Bensingh, R.J., Ilangoan, S. *Computational and experimental analysis of a counter-rotating wind turbine system*, Journal of Scientific & Industrial Research 72 (2013) 300-306.
- [43] Jamieson, P. *Multi Rotor Systems*, in Innovation in Wind Turbine Design, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK (2011).

- [44] www.infinetwindenergyllc.com, accesat în noiembrie 2016.
- [45] Hohn, B.R. *Future transmissions for wind turbines*, Applied Mechanics and Materials Vol. 86 (2011) 18-25.
- [46] Park, S.H., Zang, H.D., Kim, J.H., Shin, K.H. *Design and application of a planetary gearbox for small wind turbines*, Applied Mechanics and Materials Vols. 271-272 (2013) 818-822.
- [47] Bligh, A.O., Ahmed, N.A., Zheng, Y.Y. *Design and manufacture of a planetary gearbox rig*, Applied Mechanics and Materials Vols. 397-400 (2013) 176-188.
- [48] Bursal, F.H., Folino, F.A., Maslow, J.E. *In-line transmission with counter-rotating outputs*. Patent no. US 6186922 B1 (2001).
- [49] <http://savonius-balaton.hupont.hu/111/united-wind-systems-oregonusa>, accesat în decembrie 2016.
- [50] **Saulescu R**, Jaliu C, Climescu O and Diaconescu D 2011 *On the use of 2 DOF planetary gears as "speed increaser" in small hydros and wind turbines*, Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference Washington DC USA.
- [51] Kirschbaum, H.S. *Wind turbine generator*, brevet nr. US4291233, 1981.
- [52] Diaconescu, D.V., Jaliu, C., **Saulescu, R.** *On the conceptual design modeling of the technical products*. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, 13 (48), 91-98, 2006, ISSN 1223-9631.
- [53] Diaconescu, D., Jaliu, C., **Saulescu, R.** *About the modelling of the product conceptual design*. Acta Technica Napocensis 50, 305-312, 2007, ISSN 1221 – 5872.
- [54] Climescu, O., **Saulescu, R.**, Jaliu, C., Diaconescu, D. *Algorithm for the Development of a concept for a Mechanical Function used in RES*. The 1st International Conference on Quality and Innovation in Engineering and Management, 391-396, 2011, ISBN: 978-973-663-614-2.

- [55] Jaliu, C., Diaconescu, D., **Saulescu, R.**, Climescu, O. *On a New Planetary Speed Increaser Drive Used in Small Hydros. Part I. Conceptual Design*. Mechanism and Machine Science, 5, 199-207, 2010, Ed. Springer, ISBN 987-90-481-9688-3.
- [56] Jaliu, C., Diaconescu, D.V., Neagoe, M., **Saulescu, R.**, Vătășescu, M. *Conceptual Synthesis of Speed Increasers for Renewable Energy Systems*. The 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines, Brașov, 171-183, 2009, ISBN: 978-90-481-3521-9.
- [57] Jaliu, C., Diaconescu, D., Neagoe, M., **Săulescu, R.** *The eco-impact of small hydro implementation*. **Environmental Engineering and Management Journal**, July/August 2009 Vol.8 No. 4, ISSN 1582 - 959, pp. 837-841.
- [58] Jaliu, C., **Săulescu, R.**, Diaconescu, D., Neagoe, M., Conceptual design of a chain speed increaser for small hydropower stations. Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, IDETC/CIE 2009, 30.08 – 2.09, 2009, San Diego, California, USA, CD Proceedings, ISBN: 987-0-7918-3856-3.
- [59] Climescu, O., Jaliu, C., **Săulescu, R.** Innovative Planetary Transmission Usable In Res. Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. Vol XI (XXI), 2012, ISSN 1583-0691, pp. 2.11-2.16.
- [60] **R Saulescu**, M Neagoe, C Jaliu. Improving the Energy Performance of Wind Turbines Implemented in the Built Environment Using Counter-rotating Planetary Transmissions, Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012089. doi:10.1088/1757-899X/147/1/012089
- [61] **Saulescu, R.**, Neagoe, M. Jaliu, C., and Munteanu, O. On a New Chain Planetary Transmission for Renewable Energy. Systems. Part I: Product Design. Applied Mechanics and Materials Vol. 760 (2015) pp 147-152, Doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.760.147

- [62] **Saulescu, R.**, Jaliu, C., Neagoe, M. and Climescu O. On a New Chain Planetary Transmission for Renewable Energy. Systems. Part II: Virtual prototyping and Experimental Testing. Applied Mechanics and Materials Vol. 760 (2015) pp 153-158, Doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.760.153.
- [63] Climescu, O., Jaliu, C., **Săulescu, R.** On the Efficiency of a Planetary Speed Increaser Usable in Small Hydros. Power Transmissions. Mechanism and Machine Science, Vol. 13, 2013, pp 259-268 (http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-6558-0_18)
- [64] Jaliu, C., Vișa, I., Diaconescu, D., **Săulescu, R.**, Climescu, O. Embodiment Design of a Planetary Chain Speed Increaser for Small Hydropower Plants. Asian MMS 2010, The First IFToMM Asian Conference on Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, October 2010, ISBN 987-90-481-9688-3.
- [65] C.Jaliu, D.V., Diaconescu, **R. Săulescu**, M.Neagoe. *Conversion Analysis of A Planetary Chain-Set Speed Reducer into A Speed Increaser to Be Used in RES*. Proceedings of the Third International Conference On Mechanical Engineering and Mechanics, Beijing, China, oct. 21-23, 2009, Vol. 1 and 2, pp 767-770, ISBN: 978-1-933100-33-3, Publisher: SCIENCE PRESS USA INC, ISI Document Delivery No.: BOE55
- [66] Jaliu, C., Diaconescu, D., **Săulescu, R.**, Climescu, O., Neagoe, M. *Development of a Chain Planetary Transmission as Speed Increaser / Reducer for Renewable Energy Systems*. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011, IMD-123, CD Proceedings, ISBN: 978-84-614-7527-8.
- [67] Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., **Săulescu, R.**, Climescu, O., Burduhos, B., Ciobanu, D. Transmisie planetara A/00326/08.04.2011, brevet nr. RO126694-A0
- [68] Diaconescu, D., Jaliu, C., Neagoe, M., Munteanu, O., **Săulescu, R.**, Climescu, O., Tohoneanu, D. Transmisie planetara cu lant A/00084/10.02.2010, brevet nr. RO128109-A2

- [69] Todi-Eftimie, A., Velicu, R., **Săulescu, R.**, Jaliu C. *Bearing friction vs. chain friction for chain drives*. Advanced Materials Research Vols. 753-755 (2013) pp 1110-1113, Trans Tech Publications, Switzerland, doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.753-755.1110.
- [70] Jaliu, C., Todi-Eftimie, A., **Săulescu, R.** Solutions to Optimize Transmission Chains Characteristics. Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. Vol XI (XXI), 2012, ISSN 1583-0691, pp. 2.141-2.148.
- [71] Todi-Eftimie, A., Velicu, R., **Săulescu, R.**, Jaliu, C. *Geometric modeling of power joints from bush chain drives*, The 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines- SYROM 2013. Mechanisms and Machine Science 18, november 11-12, pp. 471-479, 2013, ISBN: 978-3-319-01844-7, ISSN: 2211-0984, DOI 10.1007/978-3-319-01845-4_47.
- [72] ANSI sprocket tooth profile type II per ASA B29.1 – 1950.
- [73] Sprocket for roller chains with short links, STAS 5006-66.
- [74] R Velicu, **R Saulescu**, L Jurj. Contact point of bush – sprocket tooth depending on pitch differences of bush chain transmissions. Iasi, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 147 (1), 012039, doi:10.1088/1757-899X/147/1/012039.
- [75] R Velicu, **R Saulescu**, L Jurj. Influence of chain pitch increase on bush-sprocket contact for bush chain drives, SYROM 2017, Mechanisms and Machine Science 57, pp. 515-522 (2018).
- [76] **R Saulescu**, R Velicu, M Lates. Geometric modelling of the contact point between the bushing and sprocket in chain drives. Rotrib'16. Galați, Romania, 2016, journal: Materials Science and Engineering – IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 174 (2017) 012049 doi:10.1088/1757-899X/174/1/012049.