

Dorin DIACONESCU

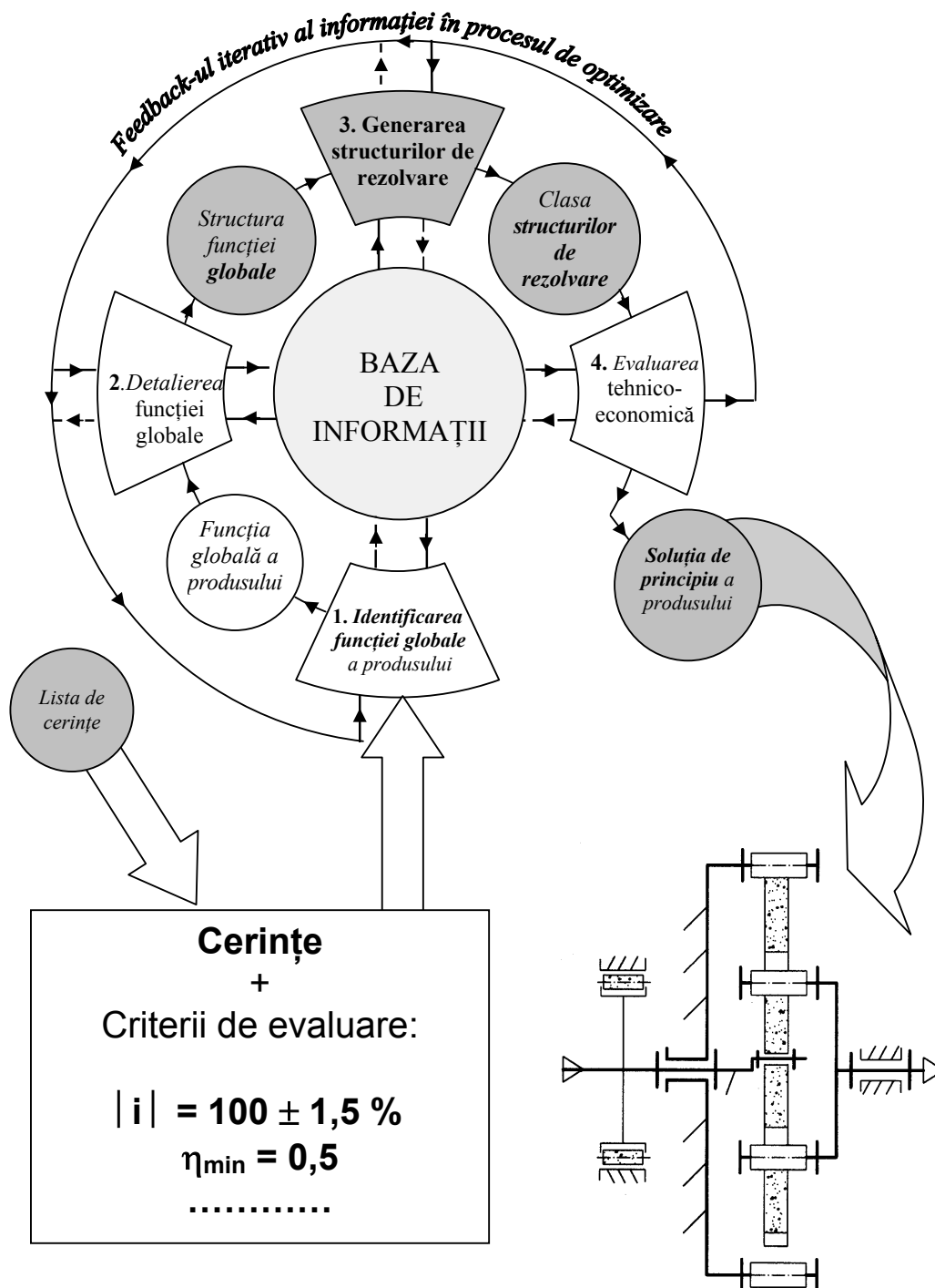
DESIGNUL CONCEPTUAL
AL PRODUSELOR

EDITURA UNIVERSITĂȚII *TRANSILVANIA* DIN BRAȘOV



2005

Designul conceptual al produselor



Dorin DIACONESCU

DESIGNUL CONCEPTUAL AL PRODUSELOR

EDITURA UNIVERSITĂȚII *TRANSILVANIA* DIN BRAȘOV



2005

©2005 EDITURA UNIVERSITĂȚII *TRANSILVANIA* DIN BRAȘOV

Adresa: 500030 Brașov,
B-dul Eroilor, Nr. 9
Tel/Fax: 0268 - 47 53 48
E-mail: editura@unitbv.ro

Tipărit la:



Tipografia Universității "Transilvania" din Brașov
B-dul Eroilor 9
tel/fax: 0268 47 53 48

Toate drepturile rezervate

**Editură acreditată de CNCSIS
Adresa nr.1615 din 29 mai 2002**

Referenți științifici:	Prof.univ.dr.ing.dr.h.c. Florea DUDIȚĂ Prof.univ.dr.ing. Ion VIȘA Prof.univ.dr.ing. Gheorghe MOGAN
Tehnoredactare:	Asist.dr.ing. Radu SĂULESCU
Corectura:	Autorul
Coperta:	Autorul

**Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României
DIACONESCU, DORIN**

Designul conceptual al produselor / Dorin Diaconescu;
pref.: prof. univ. dr.ing., dr.h.c. Florea Dudiță, – Brașov :
Editura Universității „Transilvania“, 2005.
Bibliogr.
ISBN 973–635–544–6

I. Dudiță, Florea (pref.)
658.512.2

Prefață

În anul 1982, sub conducerea științifică a subsemnatului, doi dintre foștii mei studenți, deveniți ulterior colegi de catedră, Dorin Diaconescu și Ion Vișa, își susțineau cu brio, în aceeași zi, tezele lor de doctorat în domeniul mecanismelor.

La finele anilor optzeci, ca urmare a unor preocupări intense, în *Catedra de Organe de mașini și mecanisme* a Universității Transilvania din Brașov, a fost înființată specializarea *Roboți industriali*.

Către sfârșitul anilor nouăzeci, ca urmare a unor eforturi intense și susținute ale prof.univ.dr.ing. Ion Vișa, în aceeași catedră a mai apărut o nouă specializare și, ca o încununare a unei îndelungate experiențe științifico-didactice, în anul 2005 apare lucrarea deschizătoare de drumuri a talentatului prof.univ.dr.ing. Dorin Diaconescu, intitulată *Designul conceptual al produselor*. Această lucrare, care va deveni de referință în domeniu, rezzonează în mod fericit cu noua denumire a catedrei noastre: *Design de produs și robotică*.

Nu pot decât să mă mândresc că primii mei doctoranzi, actualmente doi prestigioși profesori universitari, și-au legat numele de procesul de modernizare a învățământului superior tehnic românesc și implicit de integrarea lui în învățământul superior tehnic european.

În *Dicționarul explicativ al limbii române*, prin *design* se înțelege un *domeniu multidisciplinar interesat de ansamblul factorilor (social-economi, funcționali, ergonomici, estetici etc.) care contribuie la aspectul și calitatea produsului de mare serie*, iar în *Bertelsman Universal Lexicon*, designul se referă la *proiectarea estetică și utilitară a produselor industriale fabricate în serie*.

Designul industrial al produselor, sau mai scurt *designul de produs*, este o metadisciplină, relativ recent cristalizată, al cărei obiect este determinarea pe baze științifice a soluțiilor de proiectare/dezvoltare a produselor industriale. Acest deziderat se realizează prin structurarea procesului de proiectare cu ajutorul unor noțiuni, algoritmi și metode care asigură obținerea soluției optime, atât *d.p.d.v. utilitar, cât și estetic*. La rândul său, obținerea soluției optime constă în corelarea compatibilă și eficientă a informației din toate domeniile conexe, astfel încât produsul industrial proiectat să constituie, în condițiile date, cel mai bun răspuns la exigențele sociale de natură utilitară, economică, estetică, de siguranță etc.

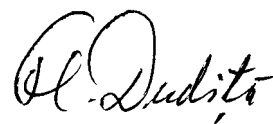
În conformitate cu literatura apărută, cu precădere, în limba germană, dar și în limba engleză, procesul de design se distinge prin patru faze relativ distincte: 1) *elaborarea listei de cerințe* (în lb. engleză: *specificatiile designului de produs*), 2) *designul conceptual*, 3) *designul constructiv* și 4) *designul de detaliere*. *Designul conceptual* (sau *funcțional*) pornește de la *lista de cerințe* și se încheie cu stabilirea *soluției de principiu* sau *conceptul* produsului; mai departe, pe baza acestui rezultat, designul constructiv elaborează varianta optimă a proiectului final.

Lucrarea de față, destinată *designului conceptual*, abordează mai întâi terminologia specifică acestei discipline, cu ajutorul unor exemple intuitive. În această abordare, ca de altfel în toată lucrarea, este utilizată, cu precădere,

experiența școlii germane, a cărei prioritate în domeniu este incontestabilă. Se prezintă apoi modelul german pentru ciclul de viață al unui produs, din care se dezvoltă o variantă generalizată. În contextul ciclului de viață al produsului, sunt trecute în revistă cele mai semnificative modele de algoritmizare a procesului de design, existente în literatură, și se dezvoltă o nouă variantă generalizată de modelare. Din varianta generalizată de algoritmizare se explicitează pe larg etapa referitoare la designul conceptual al produselor, care este urmată de un exemplu didactic de aplicare. Sunt prezentate succint exemple de soluții folosite în tehnică pentru rezolvarea următoarelor funcții uzuale: însumarea a două mișcări, distribuția nedeterminată a unei mișcări în alte două mișcări, însumarea a două momente, distribuția nedeterminată a unui moment în alte două momente, transmiterea energiei mecanice cu reducerea turației sub un raport de transmitere constant și propulsia în medii fluide. În final, este evidențiat, pe baza unor exemple comparative, aportul imens pe care soluțiile bionice îl pot avea în rezolvarea celor mai diverse probleme tehnice.

La finele lucrării este foarte bine gândit un minilexicon al terminologiei utilizate. Lucrarea se încheie cu o bibliografie selectivă de lucrări fundamentale, în domeniul designului conceptual.

Designul conceptual al produselor, care, nu mă îndoiesc, va deveni o lucrare de referință în literatura de specialitate, va fi utilă inginerilor designeri și cadrelor didactice, doctoranzilor și studenților din învățământul superior tehnic românesc.



Prof.univ.dr.ing., dr.h.c. Florea Dudiță

**Apariția acestei cărți a fost posibilă cu
sprijinul Ministerului Educației și
Cercetării prin contractul de cercetare
tip A nr. 40533/2003**

CUPRINS

1. Introducere	9
2. Noțiuni de bază utilizate în designul conceptual al produselor	11
2.1. Funcția globală a unui produs; fluxurile și subfuncțiile funcției globale	11
2.2. Structura unui produs și structura funcției globale a produsului	15
2.3. Detalierea unei funcții; principii de rezolvare și structuri de rezolvare	18
2.4. Sinteza conceptuală a unei funcții compuse	25
3. Modelarea procesului de design al produselor tehnice	32
3.1. Modelarea ciclului de viață al unui produs tehnic	32
3.2. Modelarea proiectării unui produs tehnic	34
3.2.1. Caracteristici de bază ale temei de proiectare	34
3.2.2. Modelul lui <i>Archer</i>	35
3.2.3. Modelul lui <i>French</i>	36
3.2.4. Modelul lui <i>Pugh</i>	37
3.2.5. Modelul lui <i>Dieter</i>	38
3.2.6. Modelul <i>Pahl & Beitz</i>	38
3.2.7. Modelul german <i>VDI</i>	40
3.2.8. Concluzii și dezvoltări	41
4. Modelarea proiectării conceptuale a produselor tehnice	47
4.1. Despre elaborarea listei de cerințe	47
4.2. Algoritmi de modelare a proiectării conceptuale	53
4.2.1. Modelul lui <i>Cross</i>	54
4.2.2. Modelul <i>Ulrich & Eppinger</i>	54
4.2.3. Modelul lui <i>Dieter</i>	55
4.2.4. Modelul <i>Pahl & Beitz</i>	55
4.2.5. Modelul german <i>VDI</i>	57
4.2.6. Concluzii	57
4.3. Varianta generalizată de modelare a proiectării conceptuale	60
4.3.1. Structura algoritmului generalizat de proiectare conceptuală	60
4.3.2. Algoritmul de sinteză a structurilor de rezolvare	62
4.3.3. Concluzii	63
4.4. Stabilirea soluției de principiu prin evaluarea structurilor de rezolvare	66
4.4.1. Criterii de evaluare	66
4.4.2. Evaluarea soluțiilor în literatura de limbă germană	69
4.4.3. Evaluarea soluțiilor în literatura de limbă engleză	72
4.4.4. Despre cele două variante de evaluare fină. Formula <i>FRISCO</i>	74
5. Exemplu de proiectare conceptuală a unui produs tehnic	78
5.0. Despre lista de cerințe	78
5.1. Identificarea funcției motoreductorului	78
5.2. Detalierea funcției motoreductorului	80
5.3. Generarea structurilor de rezolvare	80
5.3.1. Generarea (sinteza) variantelor structurale de rezolvare	80
5.3.2. Stabilirea structurilor de rezolvare	81
5.4. Evaluarea structurilor de rezolvare	88

6. Exemple de soluții ale unor funcții cu utilizare tehnică uzuală	90
6.1. Însumarea a $M=2$ mișcări; distribuția nedeterminată a unei mișcări în alte $M=2$ mișcări	90
6.1.1.Exemple de utilizare	90
6.1.2.Proprietăți caracteristice unităților planetare diferențiale	98
6.2. Însumarea a 2 momente; distribuția nedeterminată a unui moment în alte 2 momente	102
6.2.1.Exemple de utilizare	102
6.2.2.Proprietăți caracteristice unui mecanism cu $M=1$ și $L=3$	102
6.3. Transmiterea puterii cu reducerea turației sub un raport constant.....	105
6.3.1.Reductoare cu axe fixe.....	105
6.3.2.Reductoare planetare cu două roți centrale	108
6.3.3.Reductoare planetare cu o roată centrală.....	113
6.4. Transmiterea energiei mecanice, fără modificarea turației.....	122
6.4.1.Funcțiile cuplajelor mobile	124
6.4.2.Tipurile cuplajelor mobile, după mișcările relative ale arborilor	124
6.4.3.Tipurile cuplajelor mobile, după uniformitatea transmiterii mișcării	124
6.4.4.Tipurile cuplajelor mobile, după particularitățile lor morfologice	125
6.4.5.Despre funcțiile și performanțele cuplajelor mobile	132
6.5. Soluții de propulsie în medii fluide	132
6.5.1.Privire filogenetică cu ajutorul unor exemple reprezentative	135
6.5.2.Concluzie	141
6.6. Soluții bionice și soluții tehnice echivalente	141
Anexe	147
Bibliografie	159

1. INTRODUCERE (INTRODUCTION)

Un *produs industrial* este un *sistem tehnic* rezultat ca ***soluție*** tehnico-economică, a unei ***probleme*** generată de o anumită ***nevoie socială***.

În concepția școlii germane [12], *sistemele tehnice* sunt *sisteme artificiale*, care pot fi clasificate astfel:

a) După *scop*, se deosebesc sisteme tehnice (*artefacte*) destinate, în principal, „*manipulării și/sau prelucrării*” de:

a₁) ***energie*** (care poate fi de natură: mecanică, pneumatică, hidraulică, termică, electrică și/sau nucleară),

a₂) ***materiale*** (care pot fi de natură: solidă, lichidă și/sau gazoasă) și

a₃) ***informații*** (cu semnale de natură energetică și/sau materială);

b) După *domeniul de specialitate*, se deosebesc sisteme (*artefacte*):

b₁) ***fizice*** (care pot fi: optice, mecanice, electronice, electrice, acustice, pneumatice, hidraulice, magnetice și/sau termice),

b₂) ***chimice*** (organice și anorganice) și

b₃) ***biologice*** (care pot fi de natură: umană, zoologică, vegetală și bacteriologică);

c) După *nivelul ierarhic de complexitate*, într-un sistem tehnic (*artefact*) pot fi identificate subsisteme de tip:

c₁) punct (vârf, colț), c₂) linie (muchie),

c₃) suprafață, c₄) suprafețe conjugate,

c₅) parte a unui corp,

c₆) *parte constructivă* (piesă),

c₇) *grupă constructivă*, obținută prin asamblarea mai multor *părți constructive* (exemple: rulment, șurub cu bile etc.),

c₈) instrument, dispozitiv, aparat, mașină (de forță, de lucru, de prelucrare, de transport etc.), c₉) agregat, instalație,

c₁₀) sistem tehnic complex (exemplu: sistemul de telecomunicații prin satelit).

d) Un alt criteriu de sistematizare, folosit de *Ulrich & Eppinger* (SUA) [19], are în vedere destinația produsului; pe baza acestui criteriu se deosebesc produse (*artefacte*):

d₁) cu destinație *tehnologică*,

d₂) destinate *utilizatorilor* și

d₃) cu destinație *mixtă*.

Proprietățile unui produs (*artefact*) sunt descrise cu ajutorul *caracteristicilor*. Se disting: 1) *caracteristici de stare* (exemple: gabarit, culoare, material, formă etc.),

2) *caracteristici funcționale* (exemple: raport de transmitere, turație maximă, moment maxim, temperatură de funcționare etc.) și 3) *caracteristici de relație* cu mediul (exemple: preț de cost, nivel acustic, locație etc.).

Comunicarea caracteristicilor poate fi realizată: *verbal, grafic și/sau numeric*.

Pe baza caracteristicilor, un produs poate fi descris la diverse *nivele de abstractizare*, adică de neglijare a unor caracteristici considerate de importanță secundară; pot fi obținute astfel diferite modele ale produsului, de la *modelul concret* până la *modelul de maximă abstractizare*, în care sunt păstrate doar caracteristicile considerate strict *esențiale*.

Performanțele unui produs, descrise prin „valorile” caracteristicilor de maximă importanță, sunt direct dependente de gradul de dezvoltare atins de societate, în plan economic, tehnologic și cultural.

Formularea *problemelor* (pe baza *nevoilor sociale*) și rezolvarea acestora, cu dezvoltarea în timp a soluțiilor, formează obiectul unei *metadispline*, relativ recent cristalizată, denumită *designul produselor industriale* sau prescurtat: *design industrial* sau *design de produs*.

După *Micul Dicționar Enciclopedic* (Ed. Științifică și Enciclopedică, București), prin *industrial design* sau *design* se înțelege: *activitatea de proiectare a produselor, care urmează a fi fabricate la scară industrială, în acord cu nevoile societății*.

După DEX-S (Ed. Academiei, București), designul se referă la un *domeniu multidisciplinar* interesat de ansamblul factorilor (*social-economici, ergonomici, tehnici, estetici etc.*) care contribuie la ***calitatea și aspectul*** produsului de mare serie.

Spre deosebire de *proiectarea tradițională*, în care stabilirea soluțiilor se realizează cvasi-empiric, *designul industrial* elimină empirismul prin determinarea pe baze științifice a soluțiilor de proiectare și

dezvoltare a produselor; acest deziderat se realizează prin structurarea procesului de proiectare cu ajutorul unor noțiuni, algoritmi și metode care asigură obținerea soluției optime, atât d.p.d.v. utilitar, cât și estetic. Obținerea soluției optime se realizează prin corelarea sistematică și eficiență a informației din toate domeniile conexe, astfel încât produsul proiectat să constituie, în condițiile date, cel mai bun răspuns la exigențele de natură utilitară, economică, estetică, de siguranță etc.

Conform teoriei designului industrial, dezvoltată cu precădere de școlile germană, engleză și americană, *algoritmul general de proiectare* a unui produs poate fi divizat în patru faze relativ distincte :

- 1) formularea *problemei* (din nevoia socială identificată), sub forma unei **liste de obiective**: **cerințe** și **criterii** de evaluare tehnico-economică,
- 2) dezvoltarea soluțiilor *conceptuale* sau *funcționale* ale produsului și stabilirea *conceptului* sau **soluției de principiu** a produsului,
- 3) elaborarea **proiectului constructiv**,
- 4) detalierea proiectului constructiv și elaborarea **documentației produsului**, formată din documente cu referire la: fabricație, asamblare, testare, desfacere, utilizare, întreținere și reparație, refolosire, reciclare și de scoatere din uz a produsului,

Monitorizarea tendințelor și schimbărilor, care intervin în timpul unui ciclu de viață al produsului, permit dezvoltarea produsului, prin reluarea ciclului la momentul oportun.

În concluzie, procesul de *design industrial*, definit ca activitate destinată *creației și dezvoltării* de produse *optime*, are ca **rezultat final documentația** de produs.

Elaborarea acesteia este precedată de obținerea a trei **rezultate-cheie** intermediare:

- a) *Lista de cerințe*, ca rezultat al fazei de proiectare nr. 1),
- b) *Soluția de principiu* sau *soluția-concept* a produsului, ca rezultat al fazei de proiectare nr. 2), și
- c) *Proiectul definitiv al produsului*, ca rezultat al fazei de proiectare nr. 3).

Faza secundă a algoritmului de proiectare prezentat formează obiectul unei discipline de graniță, relativ recent cristalizată, intitulată *design conceptual* sau *funcțional*; prima titulatură provine din scopul urmărit, adică din soluția *concept* (sau, în formulare mai recentă, *soluția de principiu* a produsului), iar denumirea secundă derivă din noțiunea-cheie de *funcție* a produsului.

Deoarece operează cu substructuri specifice unor discipline foarte diferite, *designul conceptual* sau *funcțional* are ca obiectiv central crearea unei structuri metodologice (alcătuită din noțiuni, metode și algoritmi) destinată să asigure găsirea *celui mai bun concept de produs* (în condițiile date), prin realizarea unui management eficient al informațiilor culese din știință, tehnologie, economie, piață, cultură, legislație, politică etc.

Principalele *cuvinte-cheie*, specifice acestei discipline, se referă la noțiunile de: cerință, criteriu de evaluare tehnico-economică, materie, energie, informație, *funcție*, subfuncție, structură de subfuncții, efect (principiu) fizic, purtător de efecte, principiu de rezolvare, matrice morfologică (pentru compunerea combinatorie a soluțiilor parțiale), variantă de rezolvare, structură de rezolvare, soluție de principiu (concept) etc.

Din diversele abordări, ale designului conceptual apărute pe plan mondial, în această lucrare s-a preferat folosirea, cu precădere, a formalismului dezvoltat de școala germană [7, 8, 9, 11, 12, 15, 16, 20], a cărei prioritate în domeniu, pe plan mondial, este unanim recunoscută.

2. NOȚIUNI DE BAZĂ UTILIZATE ÎN DESIGNUL CONCEPTUAL AL PRODUSELOR

(BASIC NOTIONS USED IN THE CONCEPTUAL PRODUCT DESIGN)

Pe baza unor exemple de produse relativ simple, în continuare se efectuează *analiza conceptuală* a acestora, adică se stabilesc proprietățile semnificative ale fiecărui produs, din punctul de vedere al *designului conceptual*. Se creează astfel un cadru intuitiv pentru introducerea, definirea și interpretarea noțiunilor primare cu care designul conceptual operează uzual.

Sunt considerate, ca exemple de analiză, produse de largă utilizare:

- 1) o râșniță electrică de cafea (fig. 2.2,a),
- 2) o mașină electrică de spălat rufe (fig. 2.3,a),
- 3) o mașină electrică de stors rufe (fig. 2.4,a) și
- 4) un cric de autoturism (fig. 2.5,a).

Fiecare etapă de analiză este urmată de precizări privind definirea și interpretarea noțiunilor utilizate.

2.1. FUNCȚIA GLOBALĂ A UNUI PRODUS; FLUXURILE ȘI SUBFUNCȚIILE FUNCȚIEI GLOBALE

(THE OVERALL FUNCTION OF A PRODUCT; THE FLOWS AND THE SUBFUNCTIONS OF THE OVERALL FUNCTION)

Identificarea funcției globale, pentru un produs dat, presupune identificarea entităților de intrare, a entităților de ieșire și a corelațiilor realizate de produs între acestea. În continuare, se identifică aceste aspecte, în formă simplificată, pentru cele patru exemple considerate mai sus.

În cazul râșniței electrice de cafea, pe baza tab. 2.1 (stânga) și a fig. 2.1, se pot identifica următoarele entități:

a) entități de intrare:

-de tip **material**: boabe prăjite de cafea;

-de tip **energetic**: energie electrică;

-de tip **informațional**: a) date privind volumul de cafea-boabe care poate fi introdus și granulația de măcinare dorită; b) date și instrucțiuni cu referire la punerea în funcțiune; c) semnalul de pornire (toate aceste date sunt procesate de operatorul uman);

b) entități de ieșire :

-de tip **material**: cafea măcinată;

-de tip **energetic**: căldură, zgomot și energie musculară (pentru echilibrarea momentului-motor);

-de tip **informațional**: granulația cafelei obținută prin măcinare.

O cutie neagră (black box), cu intrările și ieșirile precizate mai sus (fig. 2.1,a), exprimă grafic **funcția globală** a produsului considerat; exprimată în cuvinte, această funcție poate fi formulată succint astfel: râșnița *reduce mecanic granulația* unui material de tip granular (cafeaua-boabe), cu ajutorul energiei electrice și a unui sistem de control uman.

În funcție de natura entităților cu care operează, cutia neagră din fig. 2.1,a poate fi descompusă în trei cutii negre distincte (fig. 2.1,b). Pe de o parte, aceste cutii negre pun în evidență cele trei *fluxuri aferente funcției globale*:

- 1) un flux de *material* (reprezentat cu linie groasă),
- 2) un flux de *energie* (reprezentat cu linie subțire) și
- 3) un flux de *informație* (reprezentat cu linie întreruptă).

Pe de altă parte, fiecare cutie neagră din fig. 2.1,b desemnează câte o *subfuncție globală* distinctă:

1) subfuncția desemnată de prima cutie neagră (FM): *reducerea granulației materialului* (intră cafea boabe și energie mecanică și iese cafea măcinată);

2) subfuncția descrisă de cutia secundă (FE): *transformarea energiei electrice în energie mecanică* (intră energie electrică, semnale de conectare și de deconectare a acesteia și iese energie

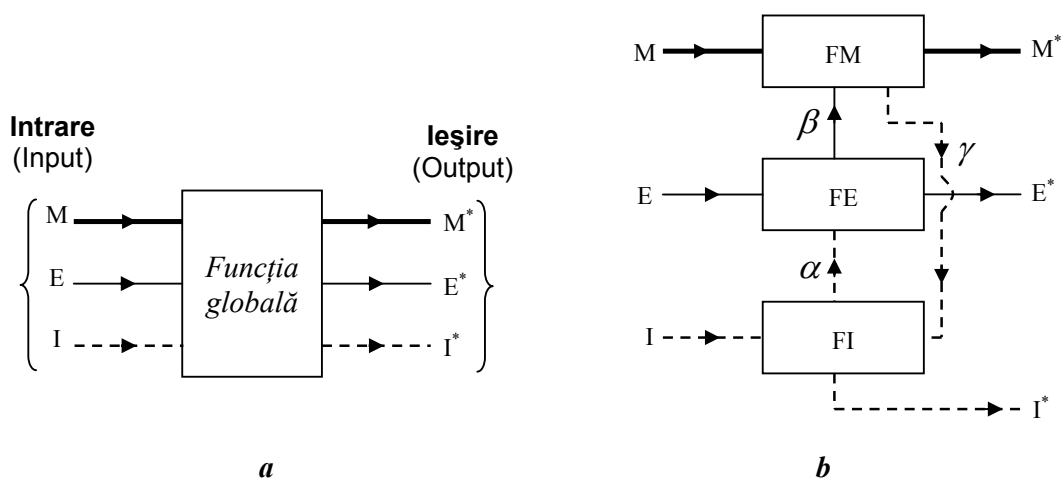


Fig. 2.1. *a. Funcția globală a unui produs: $(M,E,I)/(M^*,E^*,I^*)$ = notațiile entităților de intrare (M = material, E = energie, I = informație) și respectiv de ieșire. **b. Structura de funcții**, de ordinul $1M+1E+1I$, derivată din funcția globală prin *detaliere* (descompunere): FM , FE , FI = subfuncția globală corespunzătoare fluxului de material, - de energie și respectiv - de informație; α = comenzi de pornire/oprire, β = conectare/deconectare material-energie, γ = variații ale unor mărimi de stare: *granulație* (pentru râșniță), *culoarea apei* (pentru mașina de spălat), *debitul de apă scursă* (pentru mașina de stors), *înălțimea de ridicare* (pentru cric).*

mecanică de rotație însoțită de zgomot, căldură etc.);

3) subfuncția desemnată de cutia terță (FI): *convertirea datelor de intrare* (privind pregătirea punerii în funcțiune, granulația curentă și granulația dorită etc.) *în semnale de pornire/oprire și în date de ieșire*, referitoare la granulația realizată, volumul de cafea măcinată etc. (date înregistrate vizual în memoria operatorului uman).

Pentru funcția globală a acestui produs (fig. 2.1), fluxul de *material* constituie *fluxul principal*, iar fluxurile de *energie* și de *informație* constituie *fluxuri secundare*; implicit, subfuncția FM devine *subfuncție principală*, iar subfuncțiile FE și FI devin *subfuncții secundare*.

În mod analog se identifică entitățile de intrare și de ieșire, funcțiile globale, fluxurile și subfuncțiile globale pentru celelalte exemple de produse. Rezultatele obținute sunt prezentate succint în tabelele 2.1 și 2.2, coroborate cu fig. 2.1.

Analiza comparativă, a acestor exemple, evidențiază următoarele două particularități:

1°. În toate aceste cazuri, fluxul de material este flux principal și, ca urmare, subfuncția globală aferentă FM (fig. 2.1,b) devine sub-funcție principală; 2°. Deși toate operează cu materiale, subfuncțiile principale din cele patru exemple sunt complet diferite între ele; astfel (v. tab.2.1 și 2.2 și fig.2.1):

a) subfuncția din primul exemplu (tab. 2.1) se referă la *reducerea mecanică a granulației unui material* (cafea);

b) în cazul exemplului secund (tab. 2.1), subfuncția principală se referă la *separarea mecanico – chimică a unui amestec de mai multe materiale* (rufe murdare + apă + detergent) *în două grupe distincte* (rufe curate ude și separat apă murdară + detergent);

c) în cel de-al treilea exemplu (tab. 2.2), subfuncția principală se referă la *separarea mecanică a unui amestec de două materiale* (rufe ude) *în cele două componente* (rufe și separat apă);

Tab 2.1. Entitățile de intrare și ieșire ale produselor de tip: *râșniță de cafea și mașină de spălat* (variante simplificate)

Entități		Produsul	
		RÂȘNIȚĂ ELECTRICĂ DE CAFEĂ	MAȘINĂ ELECTRICĂ DE SPĂLAT
INTRARE	M	Boabe prăjite de cafea	Rufe murdare+apă+detergent
	E	Energie electrică	
	I	Control uman: date privind mărimile de stare ale materialelor la intrare și mărimile de stare dorite la ieșire; date și instrucțiuni referitoare la punerea în funcțiune, semnal de pornire	
IEȘIRE	M*	Cafea măcinată la granulația impusă	Rufe curate ude; amestec de apă, detergent și murdărie
	E*	Căldură și zgomot Energie musculară pentru echilibrarea carcasei	Energie potențială a bazei pentru echilibrarea carcasei mașinii
	I*	Date privind mărimile de stare ale materialelor rezultate la ieșire (înregistrate în memoria operatorului uman)	
Notatii: M, M* = material; E, E* = energie; I, I* = informație.			

Tab 2.2. Entitățile de intrare și ieșire ale produselor de tip: *storcător de rufe și cric de autoturism* (variante simplificate)

Entități		Produsul	
		STORCĂTOR ELECTRIC DE RUFEE	CRIC DE AUTOTURISM
INTRARE	M	Rufe ude	Șasiu de autoturism
	E	Energie electrică	Energie musculară
	I	Control uman: date privind mărimile de stare ale materialelor la intrare și mărimile de stare dorite la ieșire; date și instrucțiuni referitoare la punerea în funcțiune, semnal de pornire	
IEȘIRE	M*	Rufe stoarse; apă evacuată	Șasiu ridicat la înălțimea necesară
	E*	Căldură, zgomot, energie potențială a bazei pentru echilibrarea carcasei	Căldură, energie potențială a bazei pentru echilibrarea cricului
	I*	Date privind mărimile de stare ale materialelor de ieșire (înregistrate în memoria operatorului uman)	
Notatii: M, M* = material; E, E* = energie; I, I* = informație.			

d) în ultimul exemplu (tab. 2.2), subfuncția principală se referă la *deplasarea unui corp material* (ridicarea șasiului unui autoturism), dintr-o poziție inițială dată într-o poziție necesară.

2.1* Definiții și semnificații ale noțiunilor utilizate (*Definitions and meanings of the used notions*) :

1°. Produs tehnic (technical product): sistem deschis creat de om, în care sunt convertite materiale, energie și/sau informație, pentru satisfacerea unei nevoi sociale.

Proprietăți:

- Orice produs este dependent de *contextul tehnic, economic și cultural* în care este realizat; modificările de context pot conduce la apariția, dezvoltarea, înlocuirea și/sau dispariția produsului.

- *Viața unui produs* cuprinde următoarele faze principale:

a) planificare, b) studiu preliminar, c) dezvoltare, d) fabricare, e) punere în funcțiune, f) exploatare și g) înlocuire.

- Realizarea și desfacerea oricărui produs urmărește obținerea de *profit*.

- Nevoile (cerințele) și condițiile, care determină apariția și/sau dezvoltarea unui produs, sunt modelate cu ajutorul *listei de cerințe*.

2°. Lista de cerințe (requirement list) cuprinde:

- a) nevoile și dorințele clienților convertite în condiții tehnice, estetice și economice;
- b) restricții concurențiale, sociale, ecologice și organizatorice;
- c) date privind posibilitățile de desfacere și volumul de fabricație;
- d) date referitoare la mijloacele și resursele tehnico-economice interne și externe;
- e) condiții referitoare la politica și orientările firmei etc.

Lista de cerințe este un document dinamic, în care se reflectă orice modificare din ciclul de viață al produsului.

3°. Funcția unui produs (product function): corelația sau ansamblul de corelații dintre mărimile de stare ale *entităților de ieșire* și mărimile de stare ale *entităților de intrare*.
Proprietăți:

- Pentru a sesiza ușor *corelația ierarhică* a unei *funcții*, față de alte funcții, se folosesc noțiunile derivate de: *funcție globală*, *subfuncție globală* și *subfuncție*.

- Aceeași funcție poate fi îndeplinită de mai multe produse diferite între ele (de exemplu: *deplasarea verticală a unui material* poate fi realizată cu diverse produse: *cric mecanic, cilindru hidraulic telescopic, lift, macara* etc.).

- În raport cu entitățile cu care operează, într-o *funcție globală* pot să intervină: un *flux de material*, un *flux de energie* și/sau un *flux de informație*.

- Fiecare flux poate fi caracterizat, inițial, printr-o funcție unică, denumită *subfuncția globală a fluxului*; ca urmare, funcția globală a unui produs poate fi divizată, *inițial*, într-un număr de subfuncții (globale) egal cu numărul fluxurilor sale.

- În raport cu destinația produsului, unul dintre fluxurile acestuia este *flux principal*, iar celelalte sunt *secundare*; implicit, subfuncția globală aferentă fluxului principal devine *subfuncție principală*, iar celelalte devin *subfuncții secundare*.

TEMA DE CASĂ 2.1: Se consideră următoarele produse: 1) motor electric, 2) aspirator, 3) frigider, 4) mașină de șlefuit vibratoare, 5) ascensor, 6) sonerie electrică, 7) cântar de bucătărie, 8) cutie de viteze, 9) fierăstrău pendular, 10) moto-reductor.

Se cere să se identifice *entitățile de intrare* și *de ieșire*, să se reprezinte grafic și să se formuleze *funcția globală* pentru fiecare dintre aceste produse; se cere apoi să se reprezinte grafic *fluxurile* și *subfuncțiile globale* aferente.

2.2. STRUCTURA UNUI PRODUS ȘI STRUCTURA FUNCȚIEI GLOBALE A PRODUSULUI

(THE PRODUCT STRUCTURE AND THE STRUCTURE OF THE OVERALL FUNCTION)

Prin identificarea fluxurilor, efectuată în fig. 2.1,b, s-a inițiat procesul de *dezasamblare* (detaliere) a funcției globale.

La început s-a considerat că (sub)funcțiile, care intervin într-un flux, sunt înglobate într-o (sub)funcție unică denumită *subfuncția globală a fluxului* considerat.

În acest fel, fiecare *funcție globală*, identificată în subcap. 2.1 (v. fig. 2.1,a), a devenit un sistem deschis (v. fig. 2.1,b), format din $k = 3$ *subfuncții globale* (k fiind numărul de fluxuri din funcția globală).

Un astfel de sistem este denumit, în continuare, *structură a funcției globale* sau, prescurtat, *structură de funcții*. Având cel mai redus grad de detaliere (fiecare flux conține o singură funcție), o astfel de structură este numită, mai complet, *structură de funcții de ordinul $1M+1E+1I$* (adică dispune de: o funcție în fluxul de **M**aterial + o funcție în fluxul de **E**nergie + o funcție în fluxul de **I**nformație); în acest context, fiecare schemă monobloc, de tipul celei din fig. 2.1,a, poate fi considerată, *la limită*, o structură de funcții de ordinul zero.

În procesul *analizei* (când produsul este *cunoscut*), *structura de funcții* se află într-o corespondență biunivocă cu *structura produsului*; aceasta înseamnă că fiecărei *subfuncții* (din funcția globală) îi corespunde un anumit *modul* din componența produsului și reciproc. Așa de exemplu, rășnița electrică de cafea, ilustrată simplificat în fig. 2.2,a, are în structura sa următoarele module (subsisteme):

- modulul care îndeplinește subfuncția globală FM (fig. 2.1,b) conține (fig. 2.2,a): cuva metalică (în care se

pun boabele de cafea), capacul de închidere, cuțitul rotativ și carcasa;

- motorul electric, întrerupătorul, cablul de conexiune la rețea și carcasa (fig.2.2,a), la care se adaugă (în timpul funcționării) și mâinile operatorului, alcătuiesc modulul care îndeplinește subfuncția globală FE;
- modulul de control, constituit de operatorul uman, asigură îndeplinirea subfuncției FI; deși nu este o parte intrinsecă a produsului, acest modul însoțește întotdeauna produsul în timpul funcționării sale.

Fiecare *modul*, din componența produsului, constituie o *soluție constructivă* pentru subfuncția pe care o îndeplinește; dacă se face abstracție de atributele constructive (prin simplificare și reducere la aspectele de principiu, ca în reprezentarea din fig. 2.2,a), soluția constructivă devine soluție-*concept* sau *soluție de principiu* a (sub)funcției considerate.

În designul conceptual, problemele de analiză ocupă, de regulă, poziții secundare, pozițiile principale revenind, cu precădere, problemelor de sinteză.

În procesul *sintezei* (când produsul este *necunoscut*), orice subfuncție, din funcția globală, poate fi îndeplinită de una sau de mai multe „*soluții de principiu potențiale*“, care pot fi total diferite între ele.

Agregarea acestor subsoluții *potențiale*, în conformitate cu structura de funcții, conduce (pe baza unor prelucrări intermediare) la o clasă de *soluții potențiale ale produsului* căutat, numite *structuri de rezolvare* (sau *structuri de lucru*); dintre acestea pot fi decelate apoi, pe baza unor criterii tehnico-economice specifice, una sau câteva soluții optime, denumite soluții-*concept* sau *soluții de principiu* ale produsului.

Prin urmare, *soluția de principiu* a unui produs desemnează obiectul-*scop* pentru designul conceptual și, implicit, obiectul-*start* pentru designul constructiv.

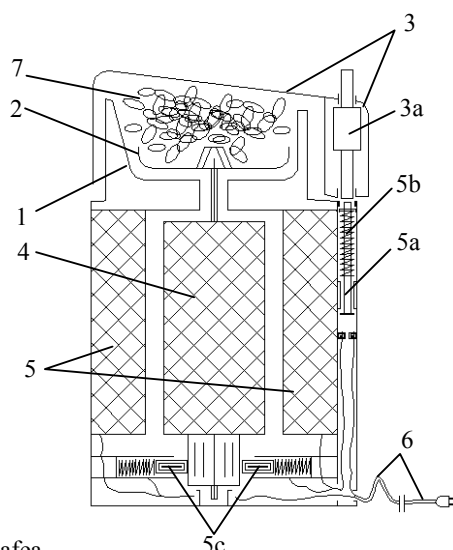


Fig. 2.2,a. Râșniță electrică de cafea (soluție de principiu): 1 - cuvă metalică, 2 - cuțit rotativ, 3 - capac transparent, 3a - buton (montat în capac) pentru pornirea motorului, 4 - rotorul motorului, 5 - statorul motorului, 5a - tija întrerupătorului electric, 5b - resort care menține întrerupătorul electric normal deschis, 5c - perii pentru alimentarea rotorului prin colector, 6 - cablu de alimentare de la rețea, 7 - boabe de cafea.

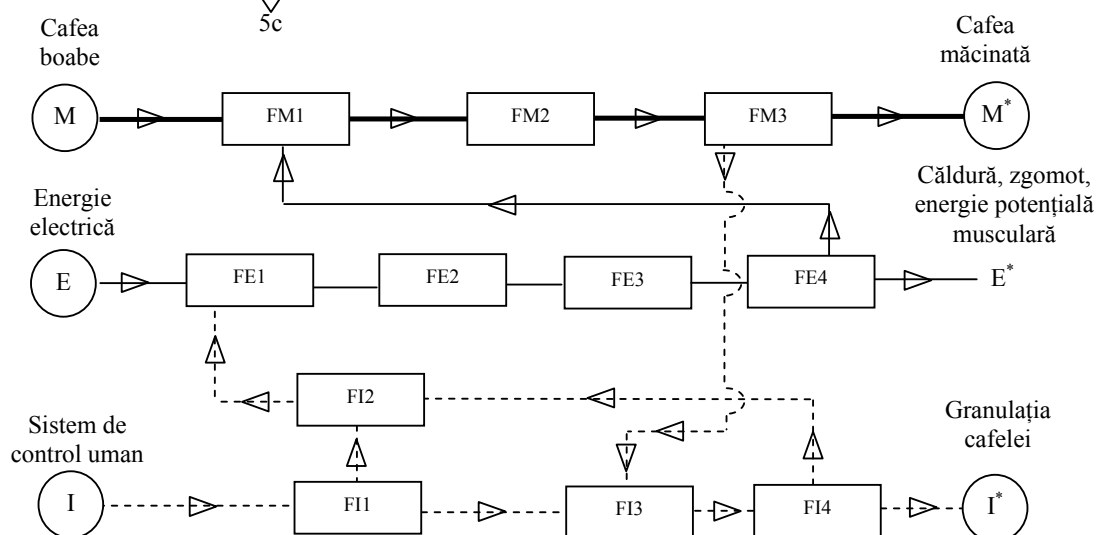


Fig. 2.2,b. Structura de funcții, de ordinul $3M+4E+4I$, derivată din structura de ordinul $1M+1E+1I$ (fig. 2.1,b), prin detalierea (sub)funcțiilor globale FM, FE și FI pe baza schemei din fig. 2.2,a.

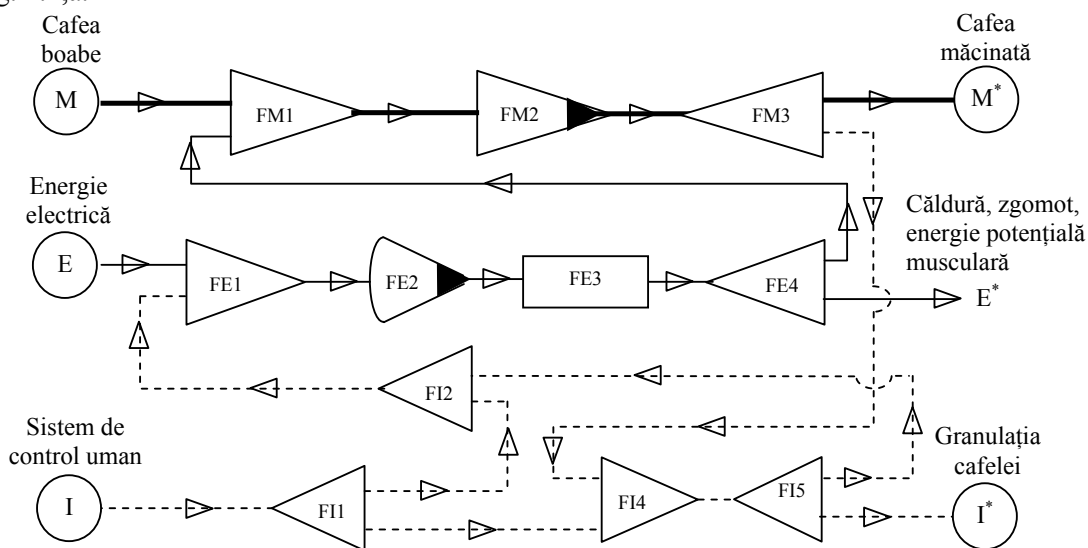


Fig. 2.2,c. Reprezentarea simbolică a structurii de funcții din fig. 2.2,b, pe baza simbolizării VDI[20].

Tab. 2.3. Tabel sinoptic cu simbolizările VDI pentru principalele funcții de bază (prelucrare după VDI 2222).

Funcții (subfuncții) de bază		Mărimi generale	Nr.	Depozitare	Transmitere <i>neramificată</i> de tip:				Transmitere <i>ramificată</i> de tip:					
					Conducere sau <i>transmitere</i> (cu schimbarea poziției)	Modificare (cu schimbarea unor mărimi de stare)	Transformare (cu schimbarea naturii)		Însumare			Distribuire		
									Mărimi de aceeași natură	Mărimi de natură diferită		Mărimi de aceeași natură	Mărimi de natură diferită	
Material	Simbol	Exemplu	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	1.10	
Energie	Simbol	Exemplu	2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	2.10	
Informație	Simbol	Exemplu	3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	3.10	

În concluzie, reprezentările principale din fig. 2.2,a, 2.3,a, 2.4,a și 2.5,a sunt, de fapt, soluții de principiu ale produselor analizate.

2.3. DETALIEREA UNEI FUNCȚII; PRINCIPII DE REZOLVARE SI STRUCTURI DE REZOLVARE (THE FUNCTION DETAILING; SOLVING PRINCIPLES AND SOLVING STRUCTURES)

Conform subcap. 2.2, în *sinteza soluției de principiu* a unui produs (necunoscut), cea mai delicată etapă se referă la stabilirea „*soluțiilor* de principiu *potențiale*“, pentru fiecare subfuncție din structura de (sub)funcții; aceste soluții sunt denumite *principii de rezolvare* (sau *principii de lucru*) ale (sub)funcțiilor considerate.

În stabilirea *principiilor de rezolvare ale (sub)funcțiilor*, o importantă simplificare se obține prin detalierea structurii de funcții: subfuncția globală a fiecărui flux (v. fig.2.1,b) se descompune în (sub)funcții mai simple.

În cazul produselor complexe, se detaliază mai întâi structura de funcții până la un ordin convenabil, după care se izolează fiecare subfuncție componentă și se detaliază, mai departe, separat; evident, fiecare (sub)funcție izolată va desemna un produs distinct, de complexitate mai redusă.

În cazul produselor mai puțin complexe, descompunerea poate continua până când subfuncțiile componente devin:

- fie *funcții simple* (a căror descompunere nu mai este posibilă),
- fie *funcții ale căror structuri de rezolvare sunt deja cunoscute*.

Astfel, în cazul rășniței de cafea (fig. 2.2,a), prin detaliere după procedeul de mai sus, structura de funcții de ordinul $1M+1E+1I$ (fig. 2.1,b) trece în structura de funcții din fig. 2.2,b ; în conformitate cu fig. 2.2,b, subfuncțiile globale ale fluxurilor din fig. 2.1,b se detaliază astfel:

1) Subfuncția globală FM, a fluxului de material (fig. 2.1,b), devine o (sub)structură de funcții formată din următoarele (sub)funcții (v. fig. 2.2,b):

FM1-conectarea material-energie mecanică;

FM2-reducerea granulației materialului;

FM3-înregistrarea granulației curente.

2) Subfuncția globală FE, a fluxului de energie (fig. 2.1,b), devine o (sub)structură de funcții care conține următoarele (sub)funcții (v. fig.2.2,b):

FE1-conectarea/deconectarea tensiunii de la sursa electrică, la comanda de pornire/oprire; această funcție poate fi descrisă cu ajutorul algebrei *Booleene* și este denumită *funcție logică* de tip *AND* (v. punctul 2.3*).

FE2-transformarea energiei electrice în energie mecanică de rotație;

FE3-transmiterea energiei mecanice (de la motor la cuțitul rotativ);

FE4-emiterea de căldură și zgomot (în timpul procesului de transformare și de transmitere a energiei), însoțită de inducerea unui moment reactiv în bază (mâna operatorului).

3) Subfuncția globală FI, aferentă fluxului de informație (fig. 2.1,b), devine o (sub)structură de funcții formată din următoarele (sub)funcții (v. fig. 2.2,b):

FI1-emiterea semnalului de pornire (la îndeplinirea condițiilor din instrucțiunile de utilizare) și transmiterea informației privind granulația dorită către (sub)funcția FI3;

FI2-comandă execuția semnalelor de pornire și oprire; spre deosebire de funcția FE1, funcția FI2 este o *funcție logică* de tip *INHIBITION* (v. punctul 2.3*).

FI3-receptarea informațiilor referitoare la granulația dorită și granulația curentă și compararea acestora;

FI4-emiterea semnalului de oprire, când cele două granulații devin egale, și înregistrarea granulației finale.

Structura de funcții, rezultată prin detaliere (fig. 2.2,b), conține: 3 subfuncții

în fluxul de **Material**, 4 subfuncții în fluxul de **Energie** și 4 subfuncții în fluxul de **Informație**; deci, în forma detaliată din fig. 2.2,b, structura de funcții a produsului analizat are **ordinul** $3\mathbf{M} + 4\mathbf{E} + 4\mathbf{I}$.

Școala germană, a cărei prioritate în acest domeniu este incontestabilă, a propus mai multe variante de simbolizare a funcțiilor simple, în formă *abstractizată* (abstracție făcând de natura concretă a *materialului*, a *energiei* și respectiv a *informației* utilizate); cea mai recentă variantă de simbolizare, normalizată prin VDI 2222, este prezentată și explicitată, cu ajutorul unor exemple intuitive, în tab. 2.3.

Pe baza simbolizării VDI (tab. 2.3), structura de funcții reprezentată în fig. 2.2,b se transformă (prin simbolizarea funcțiilor FM_k, FE_k și FI_k, k = 1,2,...) în structura de funcții ilustrată în fig. 2.2,c; în varianta simbolică (v. fig. 2.2,c), explicitările (sub)funcțiilor componente se deduc direct din semnificațiile simbolurilor utilizate.

Se pot identifica acum *principiile de rezolvare* (în cazul subfuncțiilor simple), respectiv *structurile de rezolvare* (în cazul subfuncțiilor compuse) **utilizate** în produsul dat, pentru îndeplinirea fiecăreia dintre subfuncțiile acestuia; evident, în cazul unui produs cunoscut (dat), *principiul* sau *structura de rezolvare aplicată*, pentru îndeplinirea unei subfuncții, desemnează chiar *soluția de principiu* pentru acea subfuncție.

În conformitate cu fig. 2.2,a și c (care ilustrează *soluția de principiu* a râșniței de cafea și respectiv *structura simbolică de funcții* a acestui produs), în rezolvarea (sub)funcțiilor componente sunt **utilizate** următoarele *principii* și *structuri de rezolvare* (devenite prin **aplicare soluții de principiu**):

FM1: *structura de rezolvare*, pentru conexiunea material-energie mecanică, se bazează pe *contactul* dintre cuțit și granule și se realizează folosind (fig. 2.2,a): cuva metalică 1 + cuțitul rotativ 2 + capacul 3 + materialul granular 7 (cafeaua-boabe);

FM2: *principiul de rezolvare*, pentru sfărâmarea granulelor (de cafea) 7, utilizează *efectul de ciocnire* dintre cuțitul rotativ și granule;

FM3: *structura de rezolvare*, destinată înregistrării granulației curente, se bazează pe *receptarea vizuală a imaginii* granulelor, prin capacul transparent 3, urmată de *prelucrarea mentală* a acesteia; deși aparține fluxului de material, funcția FM3 operează în fluxul de informații; evident, soluția de principiu a acestei funcții nu aparține produsului, ci utilizatorului uman;

FE1: *structura de rezolvare* realizează conectarea (deconectarea) sursei electrice prin închiderea (respectiv deschiderea) unui întrerupător (normal deschis), format dintr-un buton de translație 3a (montat în capacul 3), o tijă de contact 5a și un resort 5b (care menține în poziție ridicată tija 5a și butonul 3a); evident, închiderea întrerupătorului este posibilă numai cu capacul 3 montat (pentru a se evita accidentarea utilizatorului și împrăștierea materialului);

FE2: *structura de rezolvare*, pentru transformarea energiei electrice în energie mecanică de rotație, se bazează pe *efectul inducției electromagnetice* și folosește soluția de principiu a motorului electric asincron;

FE3: *principiul de rezolvare*, destinat transmiterii energiei mecanice de la rotorul motorului 4 la cuțitul rotativ 2, utilizează un arbore rotativ care face legătura între rotor și cuțit;

FE4: fiind o consecință „sine qua non” a funcțiilor FE2 și FE3, funcția FE4 operează pe soluțiile de principiu ale funcțiilor FE2 și FE3, fără să dispună de o soluție de principiu proprie.

Soluțiile de principiu ale funcțiilor FI1,...,FI4 (v. fig. 2.2,c) aparțin utilizatorului uman, și nu produsului analizat; ca urmare, aceste soluții de principiu nu sunt explicitate în acest capitol.

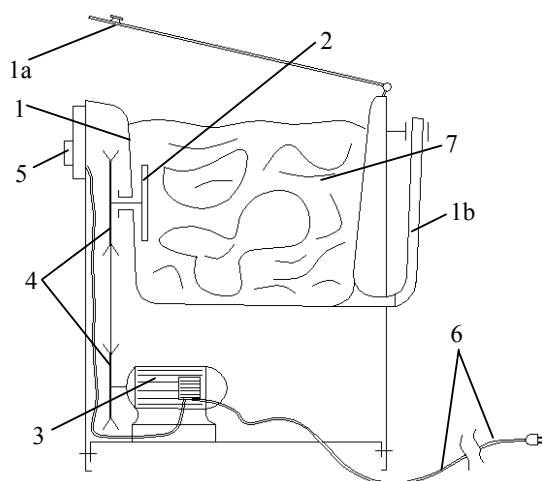


Fig. 2.3,a. Mașină electrică de spălat rufe (soluție de principiu): 1 - cuva mașinii, 1a - capac, 1b - furtun pentru evacuarea apei murdare, 2 - disc cu nervuri pentru barbotarea apei, 3 - motor electric, 4 - transmisie cu curele, 5 - întrerupător electric, 6 - cablu de alimentare, 7 - rufe murdare+apă+detergent.

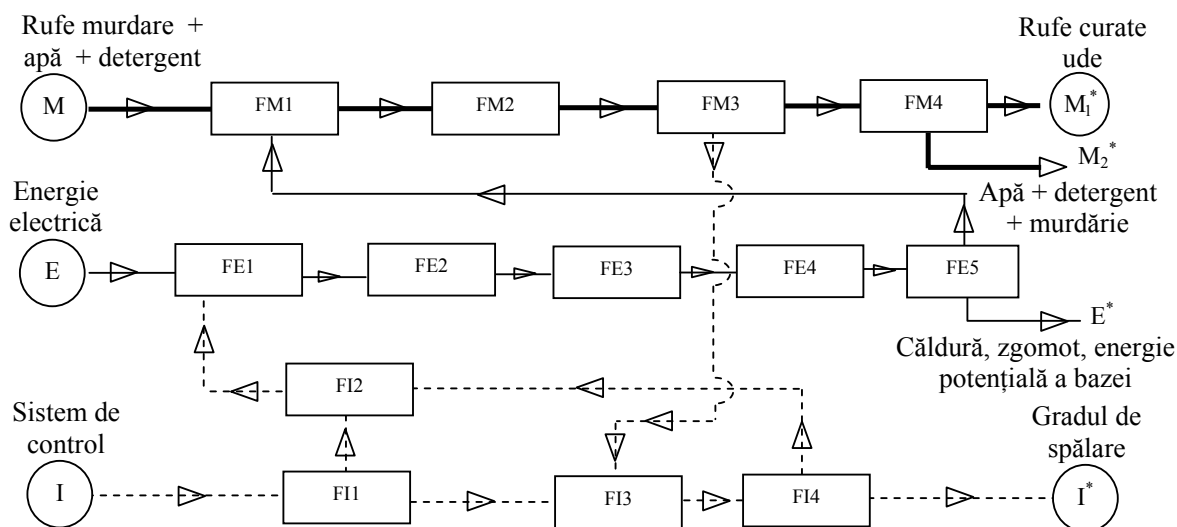


Fig. 2.3,b. Structura de funcții, de ordinul $4M+5E+4I$, derivată din structura de ordinul $1M+1E+1I$ (fig. 2.1,b), prin detalierea (sub)funcțiilor globale FM, FE și FI, pe baza schemei din fig. 2.3,a.

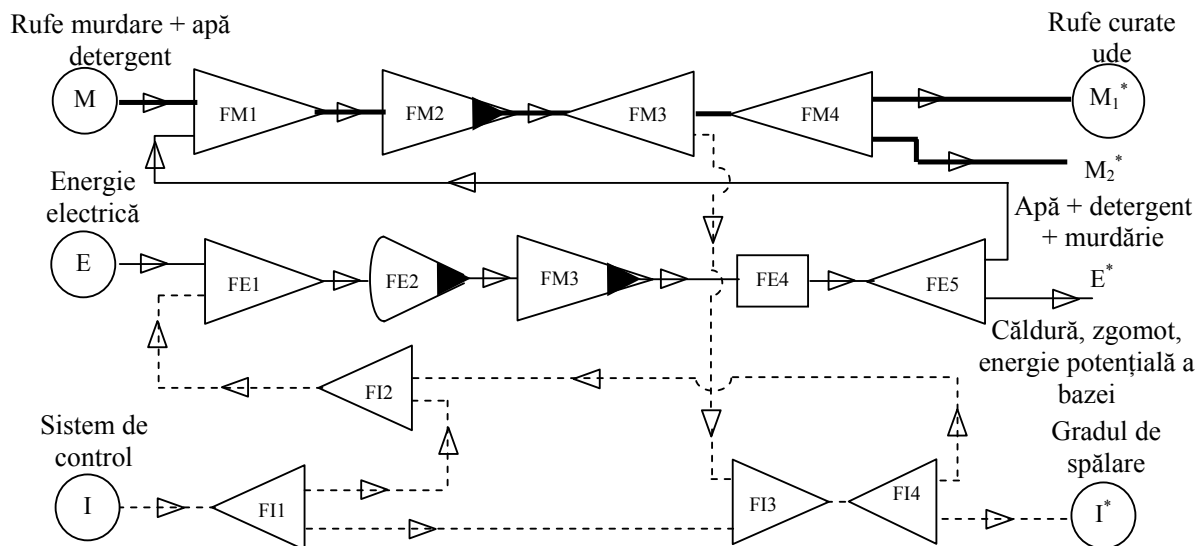


Fig. 2.3,c. Reprezentarea simbolică a structurii de funcții din fig. 2.3,b, pe baza simbolizării VDI [20].

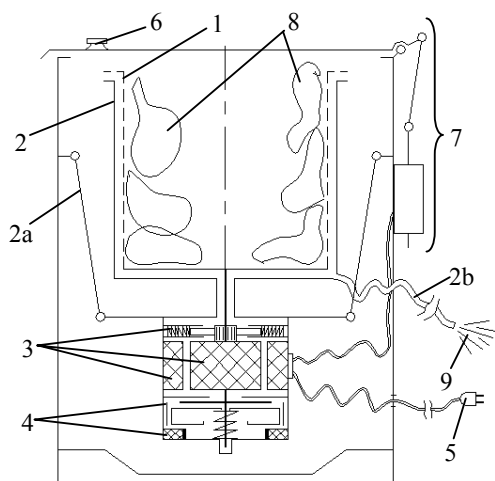


Fig. 2.4,a. Mașină electrică de stors rufe (soluție de principiu): 1 - cuvă rotativă perforată, 2 - cuvă de colectare a apei centrifugate, 2a - curele de suspendare, 2b - furtun gofrat pentru evacuarea apei, 3 - motor electric, 4 - frână cu disc normal-cuplată, cu decuplare electromagnetică, 5 - cablu de alimentare, 6 - capac basculant (la închiderea capacului, mașina pornește, iar la deschiderea acestuia, mașina se oprește), 7 - întrerupător electric (pentru decuplarea frânei și pornirea motorului) acționat de capac printr-un mecanism articulat, 8 - rufe centrifugate, 9 - apă evacuată.

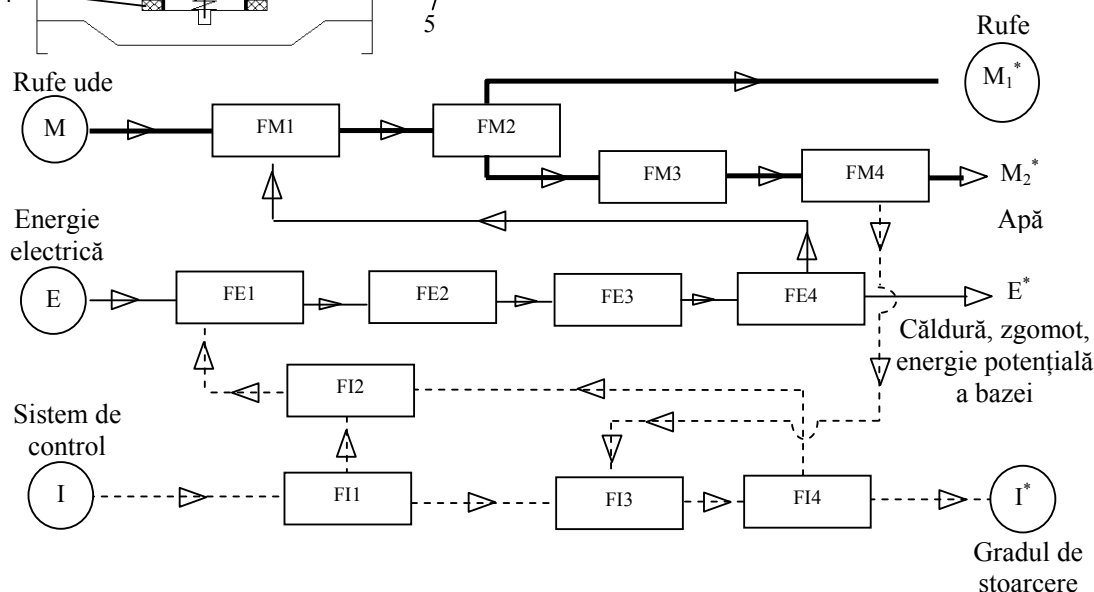


Fig. 2.4,b. Structura de funcții, de ordinul $4M+4E+4I$, derivată din structura de ordinul $1M+1E+1I$ (fig. 2.1,b), prin detalierea (sub)funcțiilor globale FM, FE și FI, pe baza schemei din fig. 2.4,a.

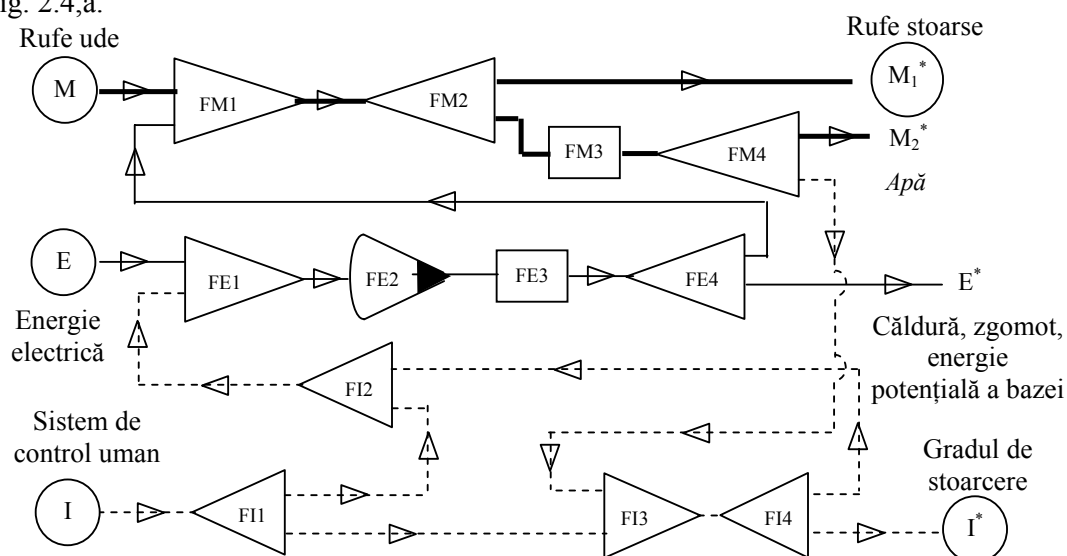


Fig. 2.4,c. Reprezentarea simbolică a structurii de funcții din fig. 2.4,b, pe baza simbolizării VDI [20].

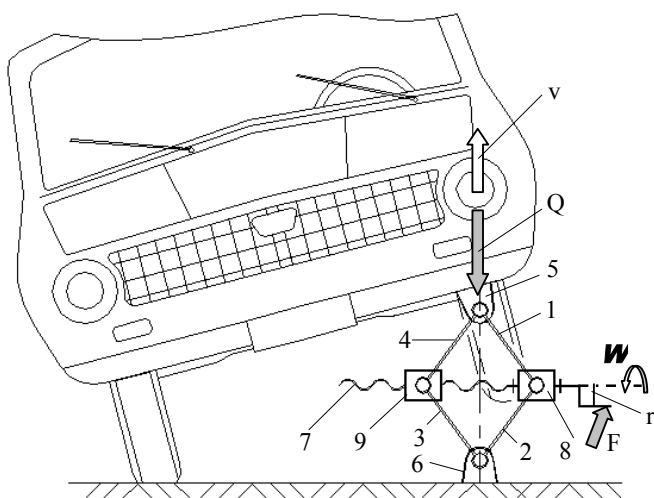


Fig. 2.5,a. Cric de autoturism (soluție de principiu): 1-2-3-4 - lanț cinematic articulat de tip paralelogram; 5;6 - tălpi de contact cu șasiul și respectiv cu solul; 7-8-9 - lanț cinematic de tip R-E (R = cuplă de rotație, E = cuplă elicoidală); F - forță motoare musculară; r - raza manivelei; ω - viteza unghiulară a manivelei; Q - forță rezistentă; v - viteza de ridicare.

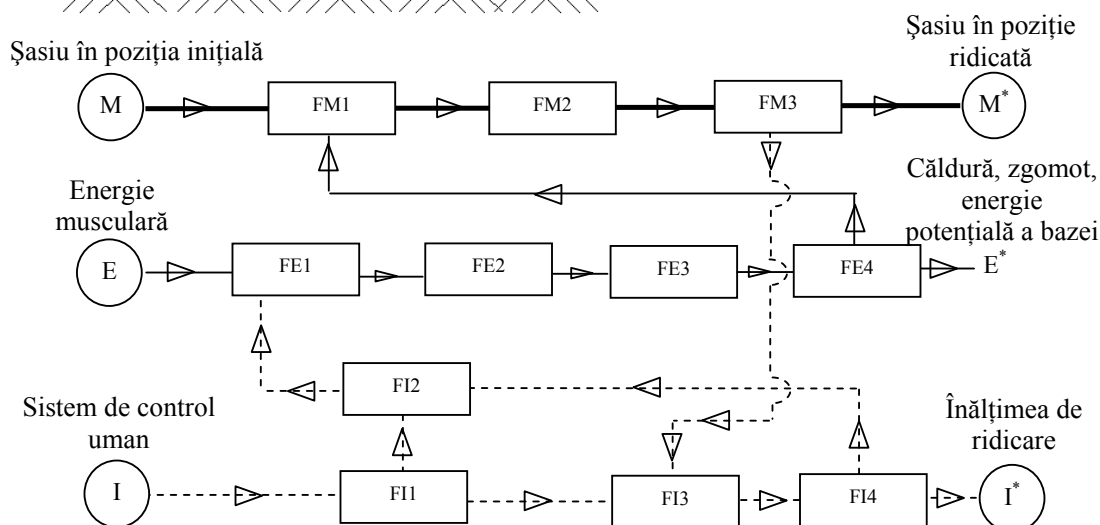


Fig. 2.5,b. Structura de funcții, de ordinul $3M+4E+4I$, derivată din structura de ordinul $1M+1E+1I$ (fig. 2.1,b), prin detalierea (sub)funcțiilor globale FM, FE și FI, pe baza schemei din fig. 2.5,a.

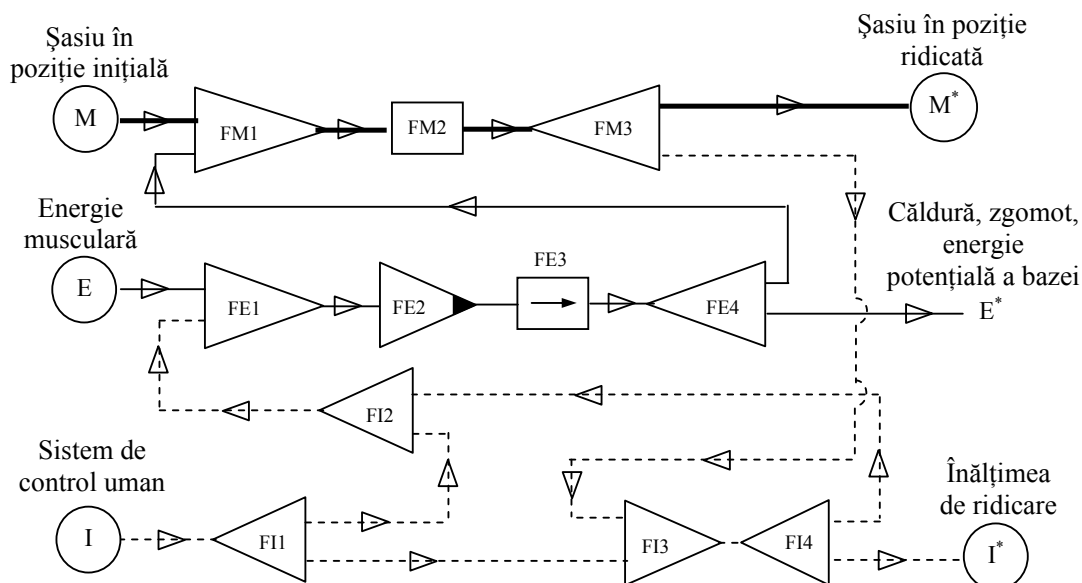


Fig. 2.5,c. Reprezentarea simbolică a structurii de funcții din fig. 2.5,b, pe baza simbolizării VDI [20].

În mod analog, se generează structurile de funcții detaliate și pentru celelalte produse considerate ca exemple (fig. 2.3, 2.4 și 2.5); în plus, se precizează faptul că simbolul subfuncției FE3, din fig. 2.5,c, se referă la *transmiterea (conducerea) ireversibilă a energiei* mecanice. Identificarea efectelor, principiilor și a structurilor de rezolvare, corespunzătoare subfuncțiilor din structurile acestor produse (fig. 2.3–2.5), se propune ca temă de casă.

2.3* Definiții și semnificații ale noțiunilor utilizate (*Definitions and meanings of the used notions*):

1°. Structura funcției globale a unui produs sau mai scurt **structura de funcții** (*the structure of the overall function or shorter the functions structure*): reprezentare grafică *detaliată* a funcției globale, prin care sunt evidențiate (v. fig. 2.1 – 2.5,b și c):

- fluxurile componente (de *materiale*, de *energie* și/sau de *informație*), cu *intrările* și *ieșirile* aferente,
- subfuncțiile fiecărui flux component și
- conexiunile dintre acestea.

Proprietăți:

a) Gradul de detaliere (descompunere), al unei structuri de funcții, este exprimat prin *ordinul* structurii, care crește odată cu numărul subfuncțiilor din fluxurile componente.

Exemple: 1) Structura de funcții, ilustrată în fig. 2.1,b, are cel mai redus grad de detaliere și are ordinul: $1M + 1E + 1I$ (adică are câte o subfuncție în fiecare flux); o astfel de structură de funcții se regăsește la un număr mare de produse.

2) În cazul râșniței de cafea (fig. 2.2,a), prin procesul de detaliere (descompunere) a subfuncțiilor din fig. 2.1,b, se obține structura de funcții din fig. 2.2,b, care are ordinul: $3M + 4E + 4I$ (adică în fluxul de material intervin 3 subfuncții, în fluxul de energie intervin 4 subfuncții și în fluxul de informație intervin 4 subfuncții).

b) În cazul unui produs complex, pentru detalierea (descompunerea) structurii de funcții, se poate proceda astfel: se detaliază (descompune) mai întâi structura funcției globale până la un ordin convenabil; se izolează apoi câte o subfuncție și se continuă detalierea (descompunerea) acesteia, în premisa că subfuncția considerată desemnează un produs distinct, de o complexitate mai redusă.

c) În cazul unui produs de complexitate mai redusă, detalierea (descompunerea) structurii de funcții se poate continua până când subfuncțiile derivate devin:

- fie subfuncții simple (care nu mai pot fi descompuse),
- fie subfuncții a căror rezolvare este deja cunoscută în literatură (cel puțin calitativ).

d) În variantele ilustrate în schemele b, ale fig. 2.2 – 2.5, fiecare structură de funcții devine determinată prin explicitarea în cuvinte (de tip *acțiune-obiect*) a fiecărei subfuncții componente.

O importantă simplificare, în obținerea structurilor de funcții determinate, a fost adusă de școala germană prin (v. tab. 2.3):

- *identificarea funcțiilor de bază* utilizate în produsele tehnice,
- reducerea diversității prin *abstractizarea funcțiilor* (se face *abstracție* de *natura* concretă a materialului, energiei și respectiv informației care intervin în funcțiile utilizate) și prin
- *simbolizarea* funcțiilor de bază; în tab. 2.3 sunt sistematizate, cu exemplificare, funcțiile de bază și simbolizările adoptate de Uniunea Inginerilor Germani, prin norma VDI 2222/1997. Prin utilizarea acestor simboluri, reprezentările structurilor de funcții, din schemele b (fig. 2.2 – 2.5), se convertesc în reprezentările simbolice echivalente ilustrate în schemele c (fig. 2.2 – 2.5); evident, în cazul reprezentărilor simbolice, explicitarea fiecărei subfuncții se deduce din simbolul acesteia.

2°. **Soluția constructivă a unei funcții** (*embodiment solution of a function*):

modulul (subansamblul sau ansamblul) *constructiv*, care îndeplinește (sub)funcția considerată într-un produs *dat*.

Așa de exemplu, în cazul unei râșnițe de cafea *existente*, motorul electric *utilizat* reprezintă soluția constructivă a subfuncției FE2 (v. fig. 2.2,c): transformă energia electrică în energie mecanică de rotație.

Soluția constructivă a unei (sub)funcții se obține prin „întruparea” soluției de principiu a (sub)funcției.

3°. Funcție logică (logical function): funcție în care sunt descrise, cu ajutorul algebrei *Booleene*, stările unor entități de ieșire, în funcție de stările entităților de intrare; în astfel de cazuri, o anumită entitate poate avea două stări posibile, modelate numeric prin cifrele 0 și 1. Se deosebesc următoarele tipuri reprezentative de funcții logice:

a) funcții cu o intrare X și o ieșire A , care pot fi de tip *IDENTITY*, adică $A = X$, sau de tip *NOT*, adică $A = \bar{X}$ (unde $\bar{X} = \text{non}X$);
b) funcții cu două intrări (X, Y) și o ieșire (A). Funcțiile logice cu două intrări și o ieșire sunt sistematizate succint în tabelul 2.4. Prin compunerea de funcții simple pot fi generate funcții logice compuse; astfel, funcția *NAND*, din tab. 2.4, poate fi obținută și prin compunerea funcțiilor *NOT* și *AND*.

În partea inferioară a tab. 2.4 sunt prezentate succint simbolurile funcțiilor logice uzuale, în consens cu norma germană DIN 40700, și ecuațiile logice ale acestora.

Ca exemple de aplicare, în continuare se prezintă modelarea (sub)funcțiilor FE1 și FI2, din fig. 2.2,c:

a°. Intrările X, Y și ieșirea A din funcția FE1 modelează următoarele stări:

$X = 0 \Leftrightarrow$ ștecher neintrodus în priză,

$X = 1 \Leftrightarrow$ ștecher introdus în priză,

$Y = 0 \Leftrightarrow$ comandă de oprire,

$Y = 1 \Leftrightarrow$ comandă de pornire și

$A = 0 \Leftrightarrow$ motor oprit,

$A = 1 \Leftrightarrow$ motor pornit.

Valorile ieșirii A sunt descrise de funcția logică *AND* (tab. 2.4).

b°. Intrările X, Y și ieșirea A din funcția FI2 modelează următoarele stări:

$X = 0 \Leftrightarrow$ fără semnal de pornire la intrare,

$X = 1 \Leftrightarrow$ cu semnal de pornire la intrare,

$Y = 0 \Leftrightarrow$ fără semnal de oprire la intrare,

$Y = 1 \Leftrightarrow$ cu semnal de oprire la intrare,

$A = 0 \Leftrightarrow$ tensiune deconectată,

$A = 1 \Leftrightarrow$ tensiune conectată.

Valorile ieșirii A sunt descrise de funcția logică *INHIBITION 2* (tab. 2.4).

TEMA DE CASĂ 2.2: Considerând soluțiile de principiu (fig. 2.3,a, 2.4,a, și 2.5,a) și structurile de funcții (fig. 2.3,b, c, 2.4,b, c și 2.5,b, c) ale unor produse tehnice, se cer:

- să se identifice fiecare subfuncție din structurile de funcții prezentate;
- să se stabilească *principiile de rezolvare* și *structurile de rezolvare aplicate* în cazul subfuncțiilor identificate.

TEMA DE CASĂ 2.3: Considerând, ca produs tehnic, un moto-reductor a cărei soluție de principiu (schemă structurală) este dată în fig. 2.6, se cer:

- entitățile de intrare și de ieșire;
 - reprezentarea grafică a funcției globale;
 - reprezentarea structurii de funcții de ordinul $1M+1E+1I$;
 - detalierea structurii de funcții, de la punctul c), și prezentarea simbolică a acesteia;
 - soluțiile de principiu ale subfuncțiilor din structura de funcții de la punctul d).
 - să se modeleze, pe baza tab. 2.4, funcția cuplajului cu decuplare electro-magnetică, din fig. 2.6.
-
-

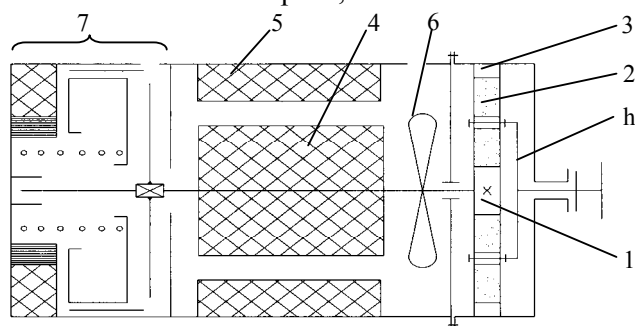


Fig. 2.6. Motoreductor planetar cu frână (*soluție de principiu*):
1-2-3-h = reductor planetar;
4-5 = rotorul și statorul motorului electric; 6 = elice de răcire; 7 = frână cu comandă electromagnetică.

2.4. SINTEZA CONCEPTUALĂ A UNEI FUNCȚII COMPUSE

(CONCEPTUAL SYNTHESIS OF A COMPOUND FUNCTION)

Conform celor expuse anterior, *sinteza conceptuală* a unei *funcții compuse* înseamnă determinarea *soluției de principiu* a acestei funcții și presupune parcurgerea următoarelor etape:

1) stabilirea *soluțiilor de principiu potențiale* ale (sub)funcțiilor componente (adică: *principii* și/sau *structuri de rezolvare*);

2) generarea *structurilor de rezolvare*, ale funcției compuse date, care cuprinde:

2a) generarea *variantelor structurale de rezolvare*, prin *combinarea și compunerea compatibilă* a *soluțiilor potențiale* stabilite în etapa 1);

2b) prestabilirea *caracteristicilor tehnice* ale *variantelor structurale* generate și eliminarea variantelor ale căror caracteristici tehnice nu satisfac cerințele impuse (obiectivele principale din lista de cerințe);

3) identificarea *soluției de principiu* a funcției compuse prin decelarea *structurii optime de rezolvare*.

Ca exemplu, în continuare se prezintă sinteza conceptuală a *funcției compuse* descrisă prin structura simbolică din

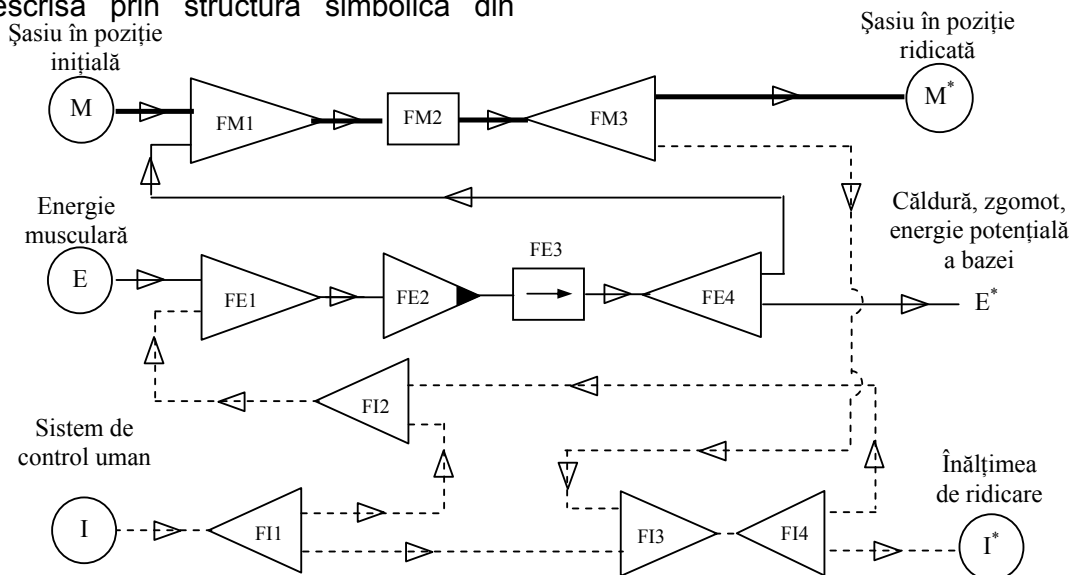


Fig. 2.7. Structura simbolică a funcției compuse privind ridicarea șasiului unui autoturism (v. fig. 2.5).

fig. 2.7 (preluată din fig. 2.5); evident, sinteza se efectuează în premisa că produsul este *necunoscut!* Exemplul este preluat și adaptat din norma germană VDI 2222/1997.

Sinteza conceptuală a funcției compuse date (fig. 2.7) se reduce la sinteza și compunerea subfuncțiilor: FM1, FM2, FE2 și FE3 (celelalte subfuncții nu intervin în sinteză, fiind îndeplinite de operatorul uman).

Sinteza celor 4 subfuncții este prezentată sinoptic în fig. 2.8, sub forma unei “*matrice morfologice*” care (citită de-a lungul unei linii) cuprinde:

- a) *simbolul* subfuncției (coloana 1);
- b) *efectul* fizic specific subfuncției (coloana 2);
- c) schițele de principiu privind *purătorii potențiali ai efectului* specificat mai sus (coloanele 3, 4,...).

Alegând, din *fiecare linie*, câte un *purător de efect* (sau o *combinație* a unora dintre aceștia), prin *compunerea compatibilă* a purătorilor de efecte selectați se obține o *variantă structurală de rezolvare* a funcției compuse; evident, *varianta structurală* obținută constituie o *soluție de principiu potențială* a produsului căutat.

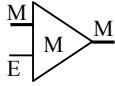
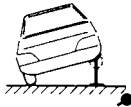
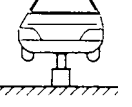
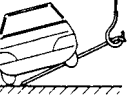
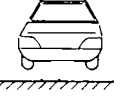
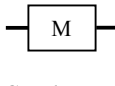
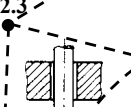
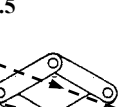
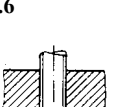
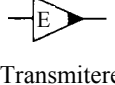
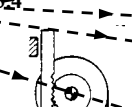
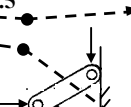
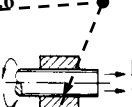
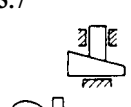
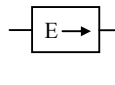
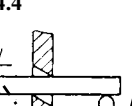
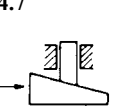
Subfuncții		Efecte fizice	Principii de rezolvare (purători de efecte + config.)				
Nr	Simbol		1.3	1.4	1.5	1.6	1.7
1	1.1  Conectare material-energie	1.2 Efectul de sprijinire					
2	2.1  Conducere material	2.2 Efectul de conducere					
3	3.1  Transmiterea energiei cu amplificarea forței	3.2 Efectul amplificării forței					
4	4.1  Transmiterea ireversibilă a energiei	4.2 Efectul de ireversibilitate					
Variante structurale de rezolvare (exemple): Nr.3 Nr.1 Nr.4 Nr.5 Nr.2 Nr.6							

Fig. 2.8. Exemple de generare a variantelor structurale de rezolvare, pentru funcția compusă din fig. 2.7, cu ajutorul matricei morfologice (adaptare după VDI 2222).

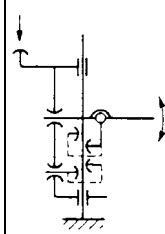
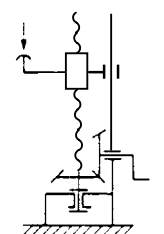
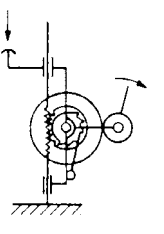
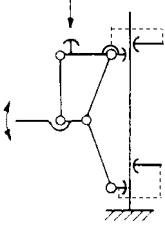
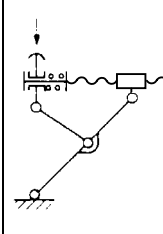
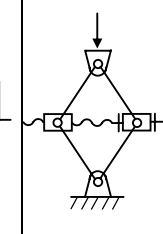
Sub-funcția nr.	Variante structurale de rezolvare generate în fig. 2.8:					
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 4	Nr. 5	Nr. 6
1	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
2	2.3	2.3+2.6	2.3	2.3	2.4+2.6	2.5
3	3.3	3.3+3.6	3.3+3.4	3.3+3.5	3.3+3.5+3.6	3.3+3.5
4	4.4	4.6	4.3	4.4	4.6	4.6
Schema structurală						

Fig. 2.9. Principiile de rezolvare componente și schemele de principiu (schemele structurale) ale variantelor structurale de rezolvare exemplificate în fig. 2.8 (adaptare după VDI 2222).

Pentru exemplificare, în fig. 2.8 sunt ilustrate, cu *linie întreruptă*, șase astfel de *compuneri*, numerotate de la 1 la 6; se remarcă faptul că, în variantele cu numerele de ordine 2,...,6, există și linii în care *purtătorul de efect* considerat este o *combinație* a doi sau chiar trei purtători de pe *aceeași linie*.

Schemele de principiu ale *variantelor structurale* astfel obținute, sunt ilustrate în fig. 2.9. În mod analog, prin efectuarea tuturor compunerilor posibile, pot fi obținute toate *variantele structurale de rezolvare valide* ale funcției compuse, adică toate *soluțiile de principiu potențiale* ale produsului căutat. Sinteza (generarea) *variantelor structurale de rezolvare* este urmată de *prestabilirea caracteristicilor tehnice* pentru fiecare variantă în parte. În urma eliminării variantelor, ale căror caracteristici tehnice nu îndeplinesc cerințele impuse, se obțin *structurile de rezolvare* ale funcției compuse date. Dintre acestea, se stabilește apoi *structura de rezolvare optimă*, pe baza unor *criterii tehnico-economice* adecvate; structura de rezolvare, astfel obținută, desemnează *soluția de principiu* sau *soluția concept* a funcției compuse considerate și, implicit, a produsului căutat.

Observație: În cazul exemplului din fig. 2.5,a, soluția de principiu a cricului coincide cu structura de rezolvare nr. 6, obținută în urma compunerii: $1.3 + 2.5 + (3.3 + 3.5) + 4.5$ (v. fig. 2.8 și 2.9).

2.4*. Definiții și semnificații ale noțiunilor utilizate (*Definitions and meanings of the used notions*):

1°. Soluția de principiu sau *soluția-concept a unei funcții* (*the principle solution or the concept solution of a function*): poate fi derivată, din *soluția constructivă* a subfuncției considerate, prin *simplificare și reducere la aspectele de principiu*. Așa de exemplu, reprezentările de principiu din schemele a, ale fig. 2.2-2.5, constituie *soluții de principiu* pentru funcțiile globale ale produselor

analizate: râșniță de cafea (fig. 2.2), mașină electrică de spălat rufe (fig. 2.3), mașină electrică de stors rufe (fig. 2.4) și, respectiv, cric de autoturism (fig. 2.5).

Proprietăți:

a) Din aceeași *soluție de principiu* pot fi derivate, prin „întrupare”, mai multe *soluții constructive* distincte; reciproc: pot exista soluții constructive distincte care sunt „întrupări” ale aceleiași soluții de principiu.

b) *Soluția de principiu* a unei funcții compuse este *rezultanta* obținută prin *compunerea soluțiilor de principiu* ale subfuncțiilor sale (în conformitate cu structura funcției compuse). *Soluția de principiu* a unei subfuncții poate fi:

- un *principiu de rezolvare aplicat* (în cazul unei funcții simple) sau
- o *structură de rezolvare aplicată* (în cazul unei funcții compuse).

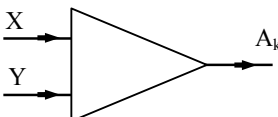
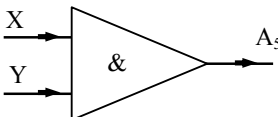
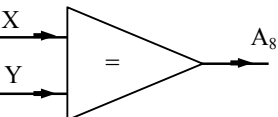
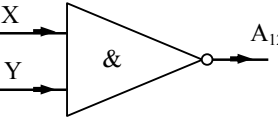
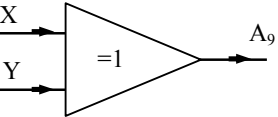
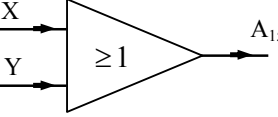
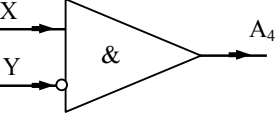
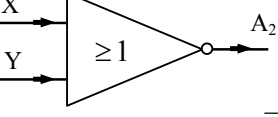
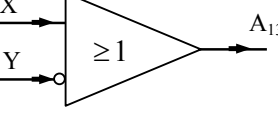
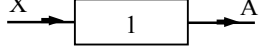
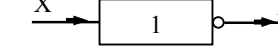
c) *Soluția de principiu* a unui produs constituie:

- rezultatul final al proiectării *conceptuale* și, implicit,
- baza de plecare pentru proiectarea *constructivă*.

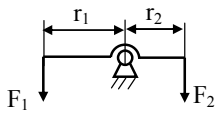
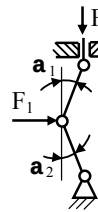
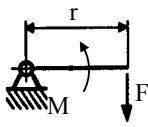
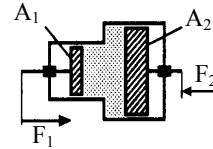
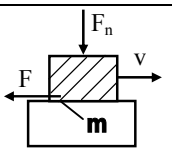
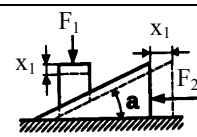
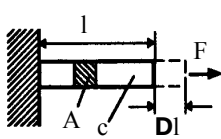
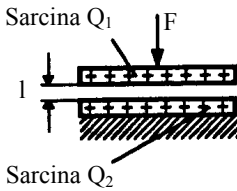
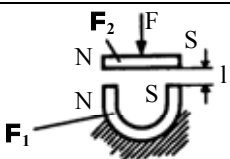
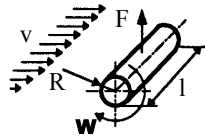
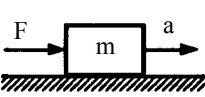
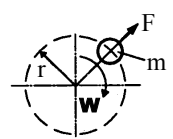
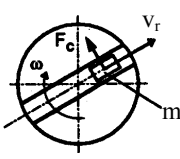
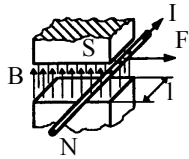
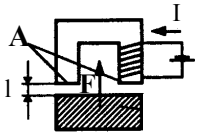
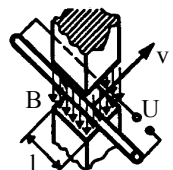
2°. Principiu de rezolvare sau *principiu de lucru al unei funcții simple* (*solving principle or working principle of a simple function*): *soluție de principiu potențială* (posibilă) a funcției *simple*, în faza de *sinteză* a unui produs (nou); în variantă simplificată, un principiu de rezolvare este caracterizat:

- printr-un *efect fizic*, adică o manifestare (fizică, chimică etc.) care poate fi reprodusă și descrisă (cantitativ sau calitativ) printr-o lege sau printr-un principiu natural,
- printr-un sistem *purtător de efect* (capabil să reproducă efectul considerat) și
- printr-o *configurare* a elementelor din componența sistemului purtător de efect, de tipul schemelor structurale, cinematice și/sau dinamice.

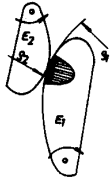
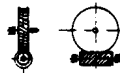
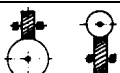
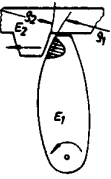
Tab.2.4. Exemple de funcții logice.

						
Input	X	0	0	1	1	Denumire
	Y	0	1	0	1	
Output	A1	0	0	0	0	
	A2	1	0	0	0	NOR
	A3	0	1	0	0	INHIBITION 1
	A4	0	0	1	0	INHIBITION 2
	A5	0	0	0	1	AND
	A6	1	1	0	0	
	A7	1	0	1	0	
	A8	1	0	0	1	EQUIVALENT
	A9	0	1	1	0	EXCLUSIVE – OR
	A10	0	1	0	1	
	A11	0	0	1	1	
	A12	1	1	1	0	NAND
	A13	1	1	0	1	IMPLICATION
	A14	1	0	1	1	
	A15	0	1	1	1	OR
	A16	1	1	1	1	
Exemple de simbolizare DIN						
 AND: $A_5 = X \wedge Y$						
 EQUIVALENT: $A_8 = \overline{X} \wedge \overline{Y} \vee X \wedge Y$						
 NAND: $A_{12} = \overline{X \wedge Y}$						
 EXCLUSIV – OR: $A_9 = \overline{X} \wedge Y \vee X \wedge \overline{Y}$						
 OR: $A_{15} = X \vee Y$						
 INHIBITION 2: $A_4 = X \wedge \overline{Y}$						
 NOR: $A_2 = \overline{X \vee Y}$						
 IMPLICATION: $A_{13} = X \vee \overline{Y}$						
 IDENTITY: $A = X$						
 NOT: $A = \overline{X}$						

Tab. 2.5. Exemple de efecte (principii) fizice utilizate în generarea principiilor de rezolvare (prelucrare după [9]).

Efectul (principiul)			
Schița de principiu	Denumire și ecuație	Schița de principiu	Denumire și ecuație
	Efectul de pârghie $F_2 = \frac{r_1}{r_2} \cdot F_1$		Efectul de genunchi $F_2 = \frac{F_1}{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}$
	Efectul de pârghie $M = F \cdot r$		Efectul de presiune $F_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot F_1$
	Efectul Coulomb $F = \mu \cdot F_n$ μ - coeficient de frecare		Efectul de pană $F_2 = F_1 \cdot \frac{x_1}{x_2}$
	Efectul de elasticitate $F = c \cdot \Delta l$ $\Delta l = E \cdot A \cdot \frac{\Delta l}{l}$		Efectul electrostatic $F = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \epsilon_0 \cdot \epsilon_r} \cdot \frac{Q_1 \cdot Q_2}{l^2}$
	Efectul magnetic $F = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \mu_0 \cdot \mu_r} \cdot \frac{\Phi_1 \cdot \Phi_2}{l^2}$		Efectul Magnus $F = 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \rho \cdot \omega \cdot l \cdot v$
	Efectul inerțial $F = m \cdot a$		Efectul centrifugal $F = m \cdot r \cdot \omega^2$ $a_n = r \cdot \omega^2$
	Efectul Coriolis $F_c = 2 \cdot m \cdot \omega \cdot v_r$ $a_c = 2 \cdot v_r \cdot \omega$		Legea Biot-Savart $F = B \cdot l \cdot I$
	Efectul electromagnetic $F = \frac{\mu \cdot N^2 \cdot A}{l^2} \cdot I^2$ N - nr. de spire		Efectul inducției electromagnetice $U = B \cdot l \cdot v$

Tab.2.6. Principii de rezolvare pentru *modificarea mișcării continue de rotație*, printr-un raport de transmitere constant (extras și prelucrare din VDI 2222/1997).

Forța se transmite	Direcția forței	Efectul fizic	Poziția axelor	Denumire	Exemple	Moment [Nm]	Raport de transmitere	Putere [Kw]	Randament global [%]	Viteza perifeică [ms ⁻¹]	Turație [min ⁻¹]
Nemijlocit	Perpendiculară pe suprafață	Hooke 	Paralele	Angrenaj cilindric		<10 ⁵	$-20 \leq i \leq \frac{1}{20}$	<90 (50000) <3000 (18500)	99...96	<100 (200)	<7000 (100000)
			Concurente sau încrucișate	Angrenaj conic sau hipoid			$1 \leq i \leq 6$	<450 (4000)	96...92	<15 (125)	<10000
			Încrucișate	Angrenaj melcat		$> 1,2 \cdot 10^5$	$10 \leq i \leq 120$	<500 (1000)	80...45 $i \rightarrow$	<25 (70)	<40000
				Angrenaj elicoidal			$1 \leq i \leq 5$	<70 (70)	92...50	<20 (50)	<25000
	Tangentială la suprafață	Coulomb 	Paralele	Mecanism cu roți de fricțiune			$-10 \leq i \leq -1$	<250 (250)	98...95	<20 (25)	<70000 (500000)
			Concurente				$1 \leq i \leq 10$				
Mijlocit	Perpendiculară pe suprafață	Hooke 	Coaxiale	Unitate planetară		<10 ⁵	$-32 \leq i \leq 32$	01...15000 (80000)	98...30 $i \rightarrow$	<15 (100)	<10000
						$> 7 \cdot 10^4$	$5 \leq i \leq 85$	0,1...315	98...86 $i \rightarrow$	<15 (25)	<500
			Paralele	Transmisie cu lanț cu role			$\frac{1}{6} \leq i \leq 6$	<220 (4000)	99...95	<25 (40)	<6000 (10000)
				Transmisie cu lanț dințat			$\frac{1}{6} \leq i \leq 6$	0,1...220 (2200)		<80	<10000
				Transmisie cu curea dințată			$\frac{1}{12} \leq i \leq 12$	0,2...500	0,99	<1	<20000 (50000)
			Paralele sau încrucișate	Transmisie cu lanț cu bile			$\frac{1}{10} \leq i \leq 10$	<0,05	<90	<30 (60)	<100

În literatura de specialitate, cu precădere de proveniență germană, sunt realizate cataloage în care sunt sistematizate principalele efecte fizice utilizate în sistemele mecanice și mecatronice; sunt realizate, de asemenea, cataloage în care sunt sistematizate principalele principii de rezolvare ale unor funcții cu largă utilizare tehnică.

Pentru exemplificare, în tab. 2.5 este prezentat un extras dintr-un catalog de efecte fizice [9], iar în tab. 2.6 este ilustrat un extras dintr-un catalog [20], în care sunt sistematizate principiile de rezolvare ale funcției privind: *modificarea mișcării continue de rotație, printr-un raport de transmitere constant*.

3°. Variantă structurală de rezolvare (sau de lucru) a unei funcții compuse (*solving or working structural variant of a compound function*): soluție de principiu potențială (posibilă) a funcției compuse, generată (în faza de sinteză a unui produs nou) prin compunerea principiilor de rezolvare din oricare combinație de principii compatibile. Ca urmare, orice variantă de rezolvare îndeplinește calitativ cerințele impuse.

4°. Structură de rezolvare sau structură de lucru a unei funcții compuse (*solving structure or working structure of a compound function*): variantă structurală de rezolvare, a unei funcții compuse, ale cărei caracteristici tehnice îndeplinesc și cantitativ cerințele impuse (obiectivele principale din lista de cerințe).

Proprietăți:

a) Structura de rezolvare (specifică unei funcții compuse) reprezintă noțiunea ierarhic superioară *principiului de rezolvare* (caracteristic unei funcții simple). Ambele noțiuni sunt soluții de principiu potențiale și intervin în sinteza produselor (noi); structurile și implicit principiile de rezolvare aplicate, în procesul de sinteză,

desemnează *soluțiile de principiu* (propriu-zise) ale funcțiilor pe care le îndeplinesc.

b) În sinteza unui produs (nou), fiecare sub-funcție componentă poate fi îndeplinită de mai multe principii sau structuri de rezolvare; prin compunerea combinată a acestora se obțin mai multe variante structurale de rezolvare ale funcției globale. Prin eliminarea variantelor ale căror caracteristici tehnice nu îndeplinesc și cantitativ cerințele impuse, se obțin structurile de rezolvare ale funcției globale. Pe baza unor criterii tehnice și economice adecvate, dintre structurile de rezolvare obținute se alege varianta optimă; aceasta desemnează *soluția de principiu* (propriu-zisă) a produsului căutat.

c) Obiectivele, formulate pe baza nevoilor, dorințelor, restricțiilor și condițiilor sintetizate în lista de cerințe (a unui produs nou), se împart în 2 grupe distincte:

c1) obiective principale, sau prescurtat **cerințe**, pe baza cărora sunt decelate structurile de rezolvare, dintre variantele structurale de rezolvare și

c2) obiective secundare; acestea intervin în formularea **criteriilor** tehnice, economice și de siguranță, pe baza cărora este decelată soluția de principiu (conceptul) dintre structurile de rezolvare.

d) O “asamblare” intuitivă și unitară a noțiunilor introduse este propusă în fig. 4.16 (din cap. 4). De asemenea, în anexa A.1 sunt sistematizate definițiile principalelor noțiuni de bază utilizate.

TEMA DE CASĂ 2.4: Considerând funcția compusă stabilită la tema de casă 2.3, se cere să se efectueze sinteza conceptuală a acestei funcții, în premisa că produsul este necunoscut. Conform listei de cerințe, motor-reductorul trebuie să asigure transmiterea ireversibilă a energiei, iar reductorul trebuie să realizeze un raport de transmitere constant $i = 50$, cu un randament minim de 70%.

3. MODELAREA PROCESULUI DE DESIGN AL PRODUSELOR TEHNICE

(MODELLING OF THE TECHNICAL PRODUCTS DESIGN PROCESS)

În acest capitol sunt prezentate succint principalele modele propuse în literatura de specialitate pentru algoritmizarea ciclului de viață și a procesului de design (proiectare), în cazul unui produs tehnic. Pe baza modelelor prezentate, sunt dezvoltate apoi variante noi, integratoare, într-o exprimare grafică simplificată.

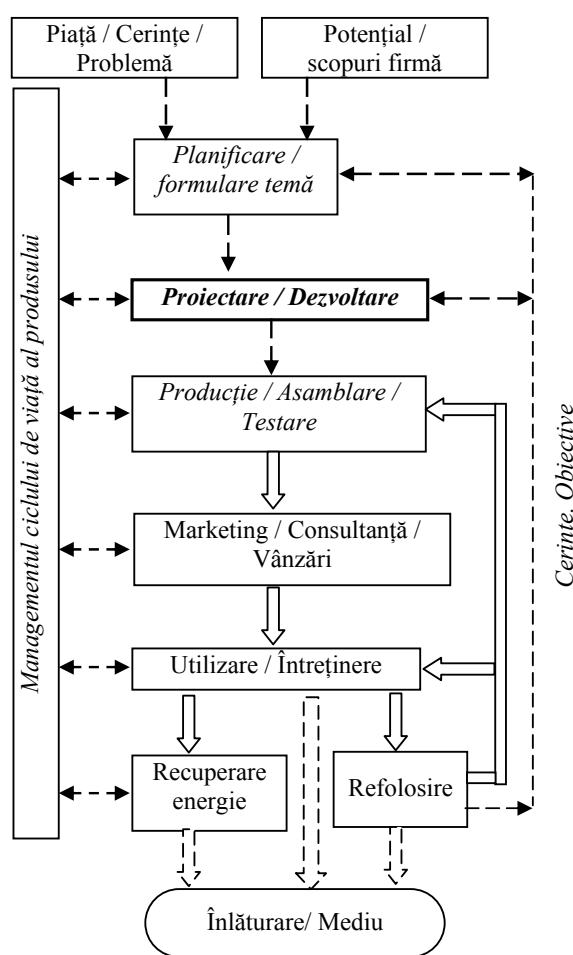


Fig. 3.1. Ciclul de viață al unui produs în concepția germană [16,20].

3.1. MODELAREA CICLULUI DE VIAȚĂ AL UNUI PRODUS TEHNIC

(MODELLING OF THE TECHNICAL PRODUCT LIFE CYCLE)

În fig. 3.1 este detaliat, sub formă de algoritm, modelul ciclului de viață al unui produs tehnic, în concepția școlii germane [16, 20]. Alăturat, în fig. 3.2, este ilustrată o variantă simplificată a aceluiași model [20], pe care sunt precizate normele VDI primare, al căror obiect se referă la etapele surprinse sub „lupă”.

În conformitate cu fig. 3.1 și 3.2, în algoritmul ciclului de viață al unui produs tehnic pot fi identificate șase etape principale:

- 1°. Formularea și planificarea temei;
- 2°. Proiectarea și dezvoltarea produsului;

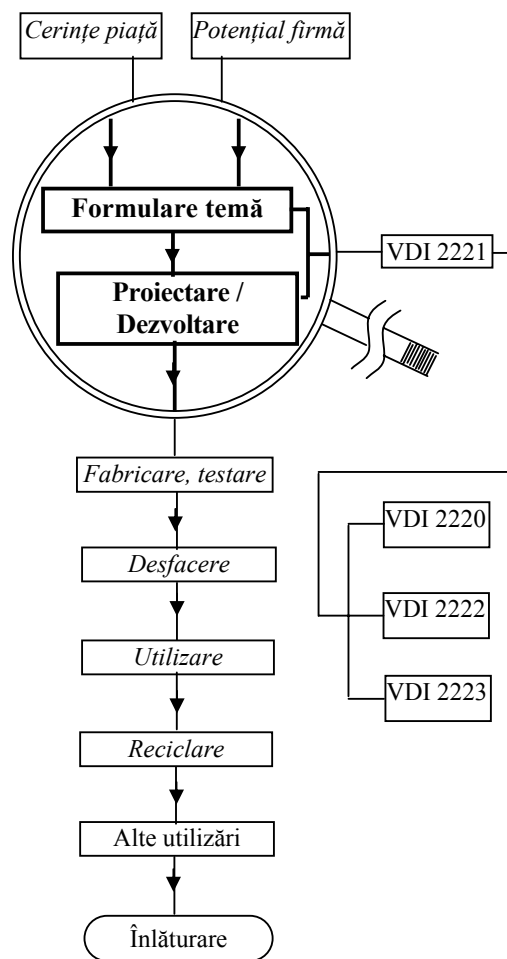


Fig. 3.2. Norme VDI primare dedicate etapelor dispuse sub „lupă” (prelucrare după VDI 2222).

- 3°. Fabricare și testare;
- 4°. Vânzare și instalare;
- 5°. Exploatare și întreținere;
- 6°. Reciclare, reutilizare și înlăturare.

În condițiile designului modern, asistat de calculator, informațiile pot fi stocate și procesate într-o bază comună de date, denumită în continuare *bază de informații*; în acest context, din modelul ilustrat în fig. 3.1 poate fi derivată o nouă variantă de modelare, al cărui algoritm este prezentat în fig. 3.3. Acesta se distinge prin particularitățile următoare (fig. 3.3):

a) cele șase *activități*, care modelează *etapele*, sunt încadrate în *contururi poligonale* (de tip *patrulater*), dispuse într-un *flux circular, orientat* (în sens orar);

b) *rezultatele* activităților sunt ilustrate prin *cercuri*, dispuse intercalat în fluxul circular al etapelor; ca urmare, în fluxul circular

orientat, *cercurile*, adiacente unui *contur poligonal*, desemnează *entitățile de intrare și respectiv de ieșire ale activității* desemnate de *conturul patrulater*;

c) *baza de informații*, care ocupă poziția centrală a algoritmului, asigură:

- stocarea și procesarea informațiilor oferite de sursele externe (piață, știință, tehnologie, legislație, societăți comerciale și bancare etc.) și interne (firma proprie);
- *procesarea și livrarea informațiilor necesare în desfășurarea fiecărei etape*;
- înregistrarea și procesarea informațiilor rezultate din fiecare activitate;
- conexiunea inversă dintre etape;
- procesarea informațiilor acumulate în timp și reluarea ciclului, atunci când evoluția situației o impune;

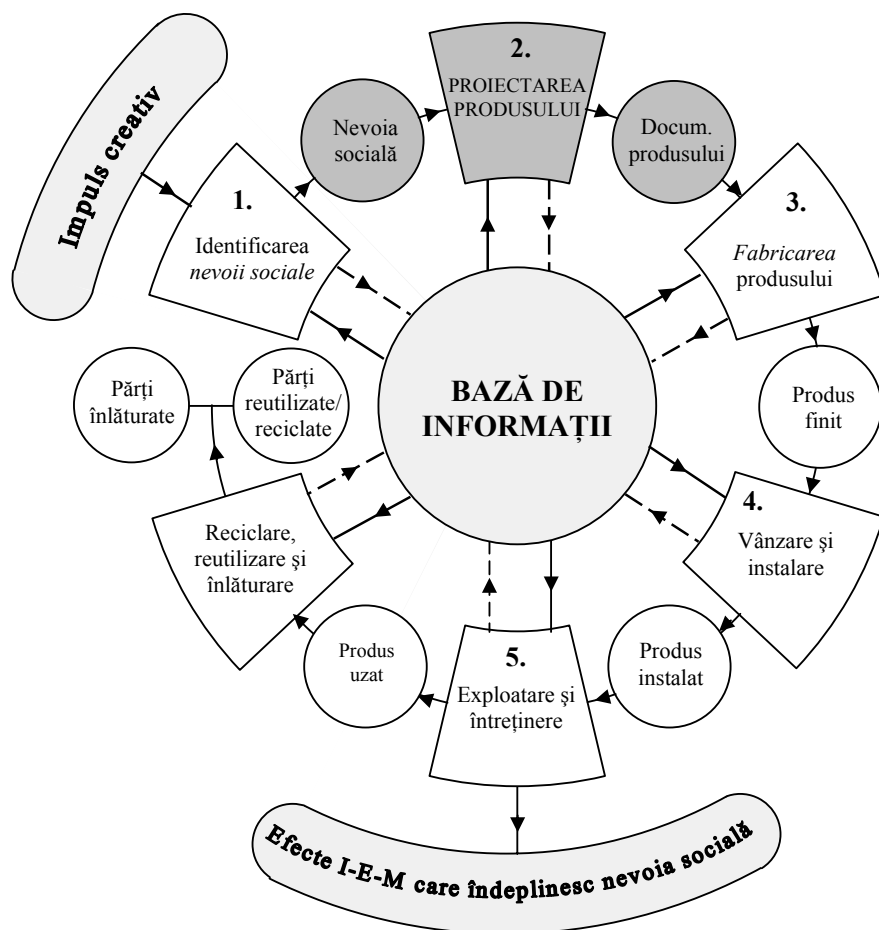


Fig. 3.3. Ciclul de viață al unui produs tehnic într-o nouă variantă de modelare.

d) *intrările* algoritmului sunt desemnate prin:

- *impulsul creativ*, care demarează procesul de creație al produsului, și prin
- *resursele* financiare, umane, materiale și energetice, necesare în desfășurarea fiecărei etape;

pentru a evita încărcarea excesivă a modelului, în fig. 3.3 nu au mai fost figurate *intrările* de tip *resurse*;

e) *ieșirile* algoritmului sunt desemnate prin:

- *efectele* informaționale, energetice și/sau materiale generate de produsul creat pentru satisfacerea nevoii sociale;
- *părțile* de produs destinate *reciclării* și *reutilizării*;
- *părțile* de produs destinate *înlăturării*;
- „*deșeurile*” energetice și materiale apărute în desfășurarea fiecărei etape;

pentru a evita încărcarea excesivă a modelului din fig. 3.3, *ieșirile* de tip „*deșeurile*” nu au mai fost figurate.

În conformitate cu modelul din fig. 3.3, dezvoltarea în timp a produsului este asigurată prin *baza de informații*, care declanșează reluarea ciclului, atunci când contextul informațional o cere.

În conformitate cu titlul prezentului capitol, etapa secundă din fig. 3.3, intitulată *proiectarea produsului*, s-a reprezentat umbrit (împreună cu entitățile de *intrare* și *ieșire* ale acesteia); în continuare, în subcap. 3.2, se trece la detalierea, sub formă de algoritm, a acestei etape, întâlnită uzual sub denumirea de *design de produs*.

3.2. MODELAREA PROIECTARII UNUI PRODUS TEHNIC

(DESIGN MODELLING OF A TECHNICAL PRODUCT)

În acest subcapitol sunt enumerate, mai întâi, cele mai reprezentative caracteristici ale temei de proiectare, în consens cu viziunea școlii germane [16]; sunt prezentate apoi succint cele

mai reprezentative modele, propuse în literatura de limbă germană și engleză [1, 9, 16, 17, 20], pentru algoritmizarea procesului de design (proiectare) al unui produs tehnic. Pe baza acestor modele, este derivată, în final, o nouă variantă de algoritmizare de tipul celei din fig. 3.3.

3.2.1. Caracteristici de bază ale temei de proiectare

(Basic Characteristics of the Design Task)

Pentru a sugera intuitiv diversitatea cazurilor de aplicare a designului de produs, în continuare sunt prezentate succint principalele *caracteristici* ale *temei de proiectare*, în consens cu sistematizarea propusă de *Pahl* și *Beitz* [16]:

a) **Originea temei**, a cărei sursă poate fi:

- planificarea produsului;
- cererea unui client;
- o temă de proiectare ierarhic superioară (în care tema considerată este inclusă);
- fabricarea și/sau testarea produsului.

b) **Noutatea temei**, desemnată prin tipul de proiectare; în concepția germană se disting trei tipuri de proiectare:

- *proiectare originală* (dacă *funcția globală* a produsului conține elemente de noutate);
- *proiectare adaptivă* (dacă *funcția globală* este cunoscută, dar o parte dintre *purtătorii de efecte* ai soluției de principiu sunt *reconfigurați*);
- *proiectare variantă* (dacă soluția de principiu este cunoscută atât în planul *efectelor*, cât și în planul *configurației*).

c) **Producția** produsului, care poate fi de tip: unicat, serie mică, serie mare sau producție de masă.

d) **Ramura tehnică** a produsului, care poate să aparțină:

- ingineriei mecanice;
- ingineriei electro-mecanice;
- ingineriei chimice;
- ingineriei transporturilor;
- ingineriei de precizie;
- informaticii etc.

e) **Complexitatea** produsului, care poate fi de tip:

- uzină,
- mașini, instrumente și accesorii;
- ansamble și părți;
- tipizate etc.

f) **Obiectivele** temei, care pot aparține:

- optimizării funcției;
- minimizării costurilor;
- creșterii performanțelor;
- îmbunătățirii aspectului estetic;
- respectării unor criterii ergonomice, ecologice etc.

Caracteristicile precedente evidențiază clar diversitatea tematică enormă care poate să intervină în proiectarea produselor.

Pe baza numitorului comun al acestei diversități, în continuare se prezintă succint principalele modele, propuse în

literatură, pentru algoritmizarea procesului de proiectare a produselor tehnice.

3.2.2. Modelul lui Archer

(The Archer's Model)

Modelul propus de Archer [1] se bazează pe un algoritm de tipul celui ilustrat în fig. 3.4,a. Conform acestui algoritm, procesul de proiectare are trei entități de *intrare* și o entitate de *ieșire*; entitățile de intrare sunt descrise prin:

- rezumatul *cerințelor*,
 - *instruirea* echipei de proiectare și
 - *experiența* acumulată în domeniu,
- iar entitatea de *ieșire* este reprezentată de: *soluțiile* produsului.

În concepția lui Archer, algoritmul de proiectare este compus din șase etape:

1°. Programarea, prin care se stabilesc punctele esențiale și modul de acțiune.

2°. Colectarea de date, care include colectarea, clasificarea și stocarea de informații.

3°. Analiza, care cuprinde identificarea subproblemelor, pregătirea listei de cerințe, revizuirea și estimarea programului propus.

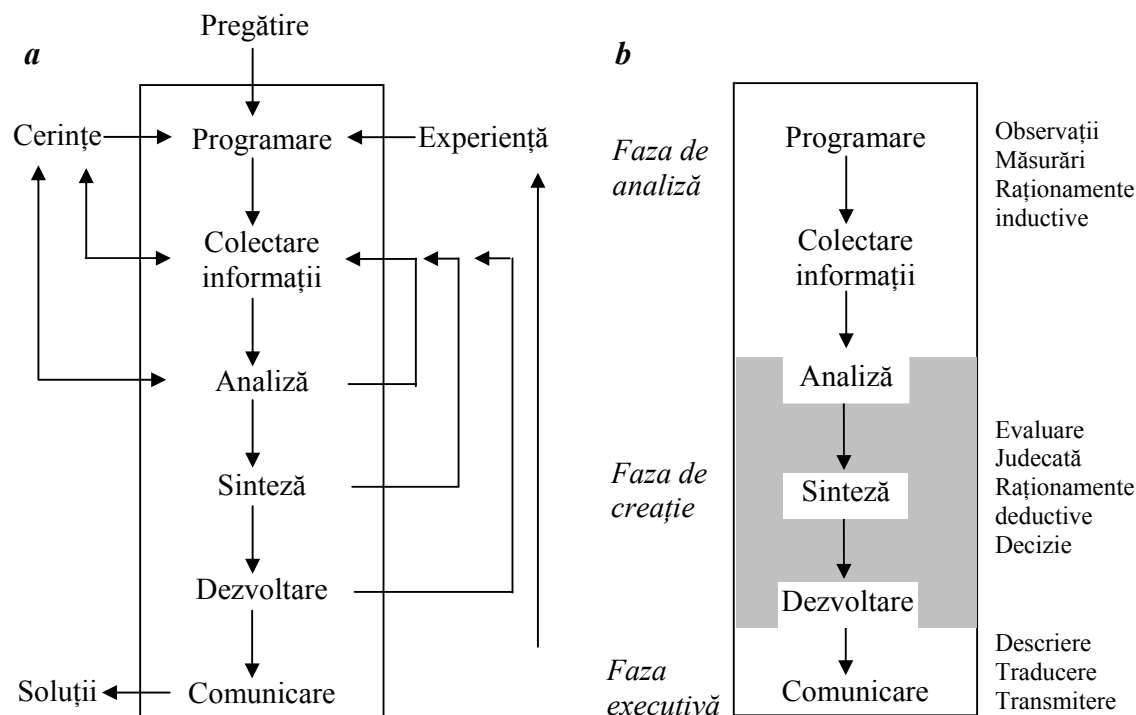


Fig. 3.4. Modelarea procesului de design al unui produs tehnic după Archer [1].

4°. *Sinteza*, prin care se stabilesc schematic soluțiile de proiectare.

5°. *Dezvoltarea*, care cuprinde elaborarea și validarea proiectului prototip, și

6°. *Comunicarea*, care include ca principală activitate: pregătirea documentației de fabricație.

Conexiunile inverse, dintre etapele 2°...5°, permit optimizarea iterativă a produsului, atunci când în una dintre aceste etape este identificat un punct slab.

În conformitate cu fig. 3.4,b, după *Archer* procesul de proiectare se divide în trei faze:

- *faza de analiză*, care include primele două etape și cuprinde activități de observare, măsurare și elaborare de raționamente inductive;
- *faza creativă*, care include etapele 3°, 4° și 5° și conține activități de evaluare, judecată, elaborare de raționamente deductive și decizii;
- *faza executivă*, care se referă la etapa finală și cuprinde activități de descriere, traducere, transmitere etc.

3.2.3. Modelul lui French

(*The French's Model*)

Modelul propus de *French* [1] are la bază algoritmul din fig.3.5. Conform acestui algoritm, procesul de proiectare conține 4 etape sau „activități reprezentative”, ilustrate prin dreptunghiuri; entitățile de intrare și de ieșire ale acestor activități sunt ilustrate prin cercuri.

Prima etapă (activitate), denumită *Analiza problemei*, pornește de la un anumit set de *cerințe* (entitate de intrare) și are ca rezultat *formularea problemei* (entitate de ieșire).

Etapa secundă, intitulată *proiectare conceptuală*, utilizează ca entitate de intrare *formularea problemei* și are ca rezultat (entitate de ieșire): *schema* sau *schemele selectate* ale produsului.

Ultimele două etape, denumite „*întreprinderea schemei*” (proiectare constructivă) și *detaaliere*, pornesc de la *schema selectată* și au ca rezultat: *calcul*, *desene* etc.

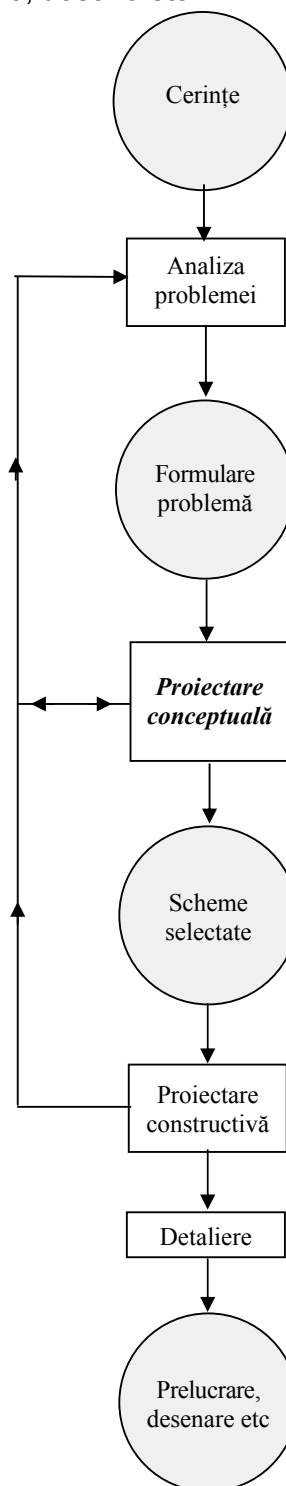


Fig. 3.5. Modelul procesului de design după French [1].

Așadar, în concepția lui *French*, procesul de proiectare pornește de la un anumit set de *cerințe* și se finalizează prin *desenele*, *calculele* etc. care descriu în mod determinat produsul.

Conform fig. 3.4, *French* introduce conexiuni inverse între primele trei etape; prin acestea se asigură optimizarea iterativă a produsului, atunci când în etapa terță sau secundă sunt identificate puncte slabe, care reclamă anumite corecții ale etapelor precedente.

3.2.4. Modelul lui *Pugh* (*The Pugh's Model*)

Modelul propus de *Pugh* [17], pentru procesul de design, se bazează pe algoritmul ilustrat în fig. 3.6.

În concepția lui *Pugh*, conform fig. 3.6, procesul de design pornește de la *nevoia* identificată pe baza informațiilor rezultate din studiul de piață și se încheie cu lansarea produsului pe piață: *vânzare*; între acestea, *Pugh* introduce 4 etape intermediare:

1°. *Formularea listei de cerințe* (denumită uneori și *specificație*); în această etapă, pe baza prelucrării informațiilor rezultate din studiul de piață, precum și a celor obținute din alte surse, sunt formulate și ordonate *cerințele* produsului; acestea sunt simbolizate în fig. 3.6 prin săgețile radiale a, b, c, d,..., care însoțesc atât etapa 1°, cât și etapele ulterioare (2°, 3° și 4°).

2°. *Designul conceptual*; în această etapă sunt generate soluțiile schematice ale produsului, în conformitate cu lista de cerințe, și se stabilește soluția finală, prin evaluarea soluțiilor generate.

3°. *Designul de detaliu*, prin care *Pugh* înțelege de fapt *designul tehnic* propriu-zis, are ca obiective: elaborarea *proiectului constructiv* al produsului, în conformitate cu lista de cerințe, și a documentelor necesare în fabricație.

4°. *Fabricarea produsului*; această etapă cuprinde, mai întâi, fabricarea, verificarea și asamblarea părților și apoi testarea produsului.

În fig. 3.6, prin săgețile axiale îngroșate s-a marcat fluxul principal de parcurgere al algoritmului, iar prin

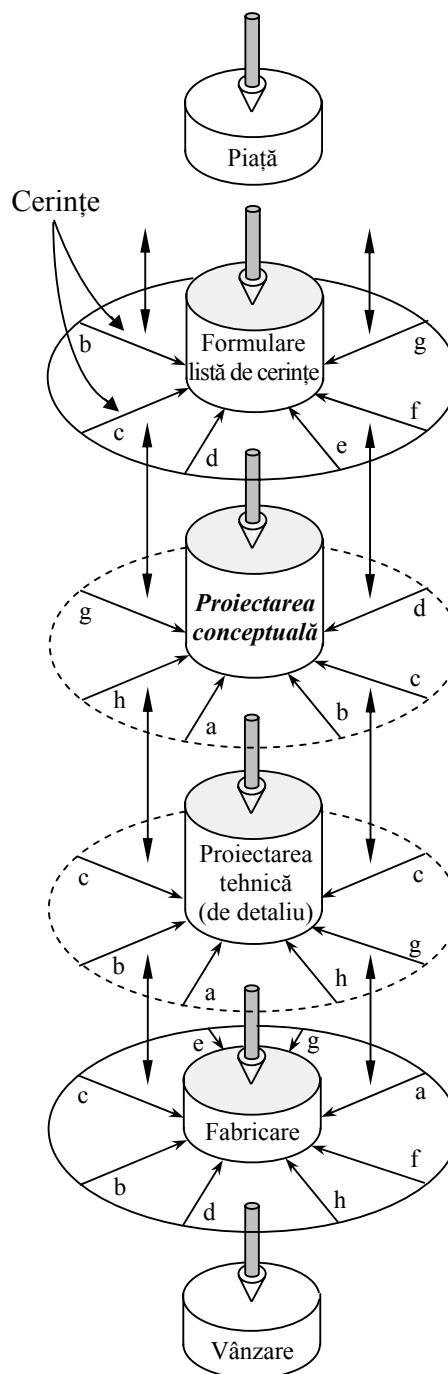


Fig. 3.6. Modelul procesului de design după *Pugh* [17].

săgețile longitudinale dublu-sens, reprezentate cu linie subțire, s-au marcat conexiunile iterative dintre etape, care intervin atunci când în una dintre etape se identifică un punct slab.

3.2.5. Modelul lui Dieter

(The Dieter's Model)

În concepția lui Dieter (SUA) [2], procesul de design se modelează printr-un algoritm, de tipul celui din fig. 3.7, format din 8 etape:

1°. Definirea problemei, care include : formularea temei, elaborarea *listei de cerințe* și planificarea activităților.

2°. Colectarea informației, care folosește ca surse principale: internetul, literatura de specialitate, brevetele de invenție etc.

3°. Generarea soluțiilor conceptuale, care se bazează, în principal, pe detalierea (decompunerea) *funcției*, stabilirea soluțiilor parțiale și compunerea acestora cu ajutorul diagramei (matricei) morfologice.

4°. Evaluarea conceptelor (soluțiilor conceptuale) cu ajutorul matricelor de decizie și selectarea soluției optime.

5°. Elaborarea arhitecturii produsului, pe structura conceptului selectat.

6°. Elaborarea proiectului preliminar, care cuprinde, în principal, stabilirea preliminară a materialelor și dimensionarea părților.

7°. Elaborarea proiectului final, prin care sunt elaborate desenele de ansamblu, sunt stabilite toleranțele, sunt determinate dimensiunile finale etc.

8°. Detalierea proiectului final și elaborarea specificațiilor de fabricație.

Conform fig. 3.7, procesul de design este împărțit de Dieter în trei faze:

Faza I: Proiectarea conceptuală, care cuprinde etapele 1°-4°;

Faza II: Proiectarea constructivă, compusă din etapele 5°, 6° și 7° și

Faza III: Detalierea, care conține ultima etapă.

3.2.6. Modelul Pahl & Beitz

(The Pahl & Beitz's Model)

În concepția profesorilor germani Pahl și Beitz [15, 16], procesul de design al unui produs tehnic se desfășoară după un algoritm de tipul celui ilustrat în fig. 3.8.

Algoritmul cuprinde, conform fig. 3.8, cinci *etape*, ilustrate prin *dreptunghiuri*, și cinci *rezultate*, reprezentate prin contururi de tip *hexagonal* :

1°. Clarificarea sarcinii și elaborarea cerințelor.

Rezultat: *Lista de cerințe* (specificația).

2°. Elaborarea conceptului, care are ca principale activități:

- identificarea problemelor esențiale,
- stabilirea structurilor de funcții,
- căutarea principiilor de rezolvare,
- combinarea principiilor de rezolvare și consolidarea variantelor conceptuale,
- evaluarea variantelor obținute pe baza unor criterii tehnice și economice adecvate.

Rezultat: *Conceptul* (soluția de principiu).

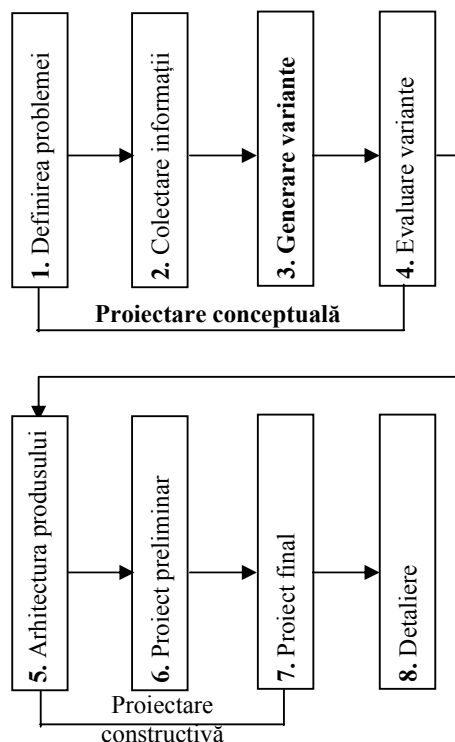


Fig. 3.7. Modelul procesului de design după Dieter [2].

3°. Elaborarea proiectului preliminar, care cuprinde:

- dezvoltarea de proiecte preliminare și elaborarea desenelor aferente,
- selectarea celor mai bune proiecte preliminare,
- rafinarea și evaluarea acestora pe baza unor criterii tehnice și economice adecvate.

Rezultat: *Proiectul preliminar.*

4°. Elaborarea proiectului definitiv, care are ca principale activități:

- optimizarea și finalizarea desenelor,
- verificarea și depistarea erorilor și verificarea eficienței costurilor,
- pregătirea listei preliminare de repere și a documentelor de fabricație.

Rezultat: *Proiectul definitiv.*

5°. Elaborarea documentației, care cuprinde:

- finalizarea detaliilor,
- completarea desenelor de execuție (detaliu) și a documentelor de fabricație,
- verificarea tuturor documentelor.

Rezultat: *Documentația de produs.*

După *Pahl* și *Beitz*, procesul de design cuprinde patru faze distincte (fig.3.8):

Faza I: Clarificarea sarcinii, care conține prima etapă;

Faza II: Proiectarea conceptuală, care conține etapa secundă;

Faza III: Proiectarea constructivă, formată din etapele 3° și 4°;

Faza IV: Proiectarea de detaliu, care conține etapa finală.

Conexiunile inverse dintre etape, necesare în optimizarea iterativă, sunt evidențiate prin modulul dreptunghiular din dreapta (fig. 3.8), intitulat *Revenire și îmbunătățire*, și prin liniile orientate care fac legătura dintre acest modul și etapele algoritmului. Prin linia întreruptă, din partea stângă (fig. 3.8), este evidențiat circuitul informației destinat readaptării listei de cerințe la diversele modificări care intervin în etapele din aval.

Acest model, care are o recunoaștere internațională unanimă, a

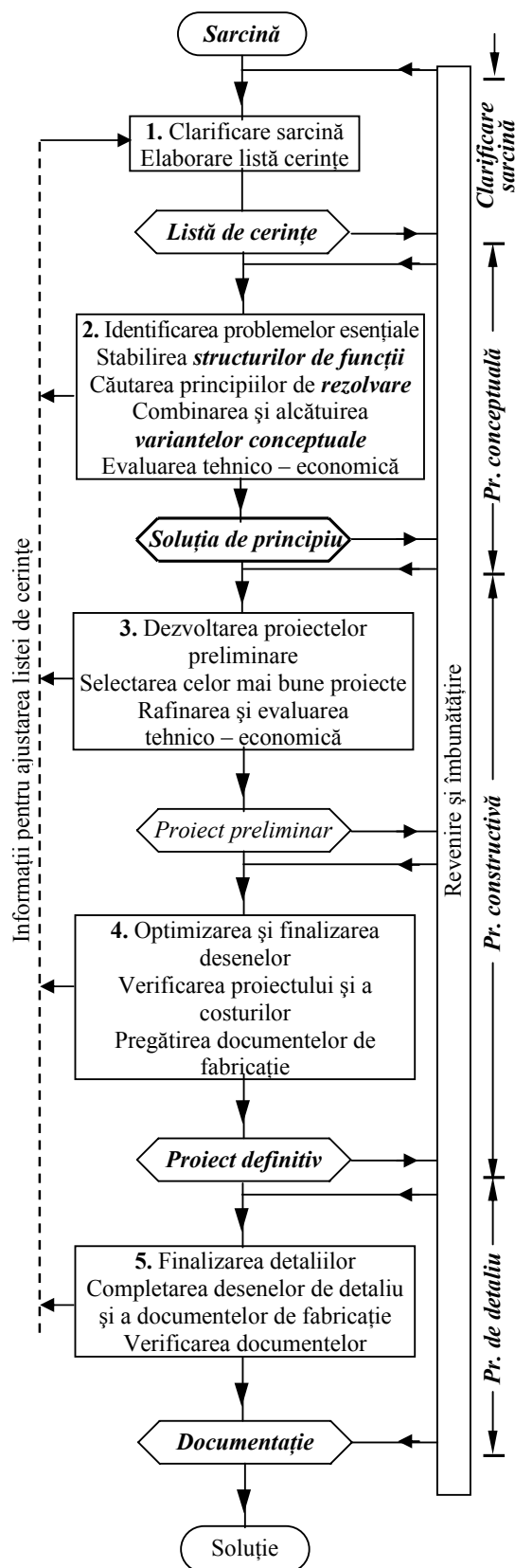


Fig. 3.8. Modelul procesului de design după *Pahl* și *Beitz* [15, 16].

reprezentat una din principalele surse care au stat la baza elaborării modelului german VDI (prezentat în continuare).

3.2.7. Modelul german VDI

(The German Model VDI)

Conform normei *VDI-Richtlinien 2221*, Uniunea Inginerilor Germani (**Verein Deutscher Ingenieure**) modelează procesul de design, al produselor tehnice, printr-un algoritm de tipul celui ilustrat în fig. 3.9.

Acest algoritm reprezintă, evident, o variantă rafinată și dezvoltată a algoritmului din fig. 3.8, propus de *Pahl și Beitz*.

În consens cu fig. 3.9, modelul VDI [20] conține șapte *etape* (activități), reprezentate prin *dreptunghiuri* ordonate

numeric, și prin șapte *rezultate*, ilustrate prin contururi de tip *paralelogram* (v. comparativ și fig. 3.8):

1°. Clarificarea, definirea și planificarea sarcinii.

Rezultat: *Lista de cerințe* (specificația).

2°. Determinarea funcției produsului și a structurii acestei funcții.

Rezultat: *Structura funcției* (structura de subfuncții).

3°. Căutarea principiilor de rezolvare și a combinațiilor acestora.

Rezultat: *Soluția de principiu* (conceptul).

4°. Divizarea soluției de principiu în module fezabile constructiv.

Rezultat: *Structura de module*.

5°. Dezvoltarea de proiecte pentru modulele cheie.

Rezultat: *proiecte preliminare*.

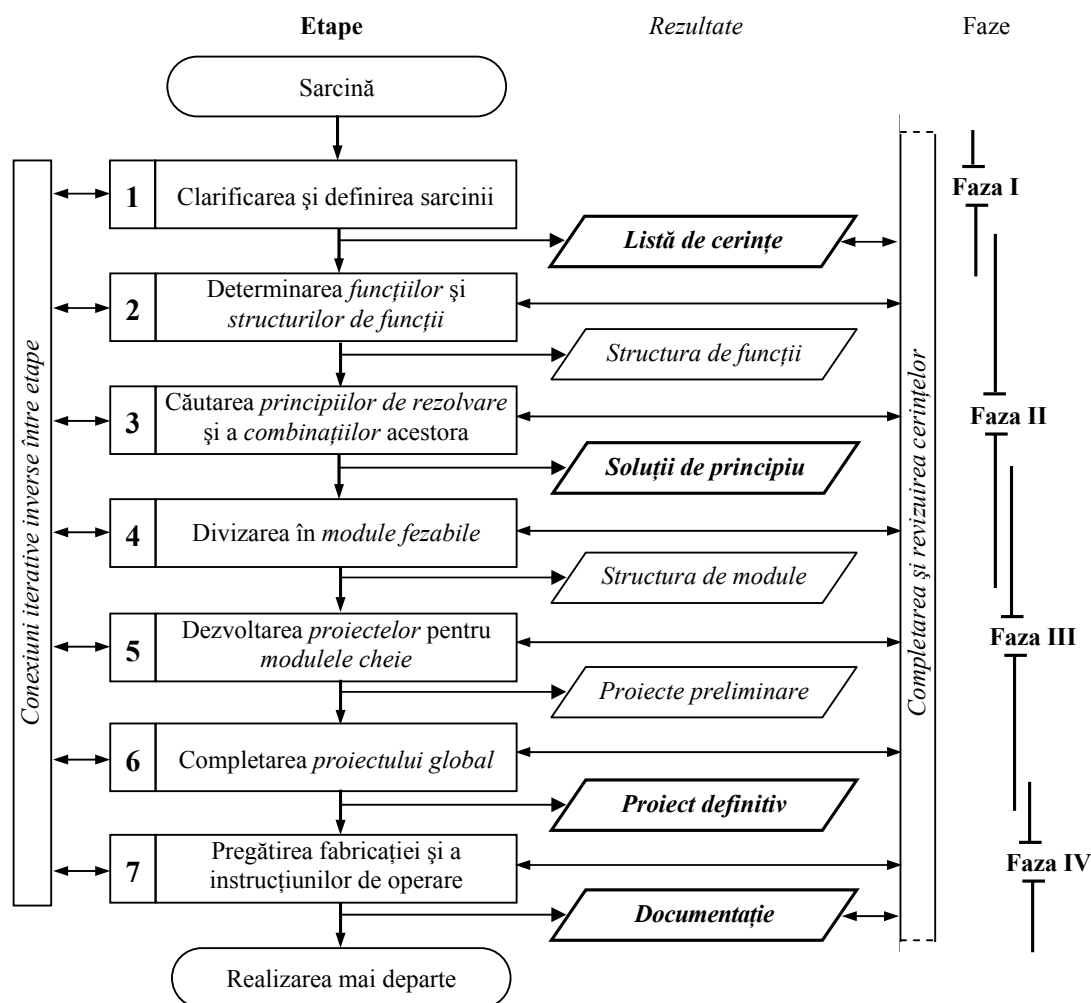


Fig. 3.9. Abordarea generală a designului după VDI 2221 [20].

6°. Definitivarea proiectului global.

Rezultat: *proiectul definitiv*.

7°. Pregătirea fabricației și a instrucțiunilor de operare.

Rezultat: *Documentația produsului*.

Și în acest caz (fig. 3.9), procesul de design cuprinde patru faze relativ distincte:

Faza I: *Clarificarea, definirea și planificarea sarcinii:* pornește de la *nevoia socială* și are ca rezultat *lista de cerințe*, completată cu planificarea termenelor de realizare.

Faza II: *Proiectarea conceptuală:* pornește de la *lista de cerințe* și are ca rezultat final *soluția de principiu* (conceptul produsului).

Faza III: *Proiectarea constructivă:* are ca entitate de intrare *soluția de principiu* și ca entitate de ieșire *proiectul definitiv*.

Faza IV: *Proiectarea de detaliu:* are ca entitate de intrare *proiectul definitiv* și ca entitate de ieșire *documentația de produs*.

În concepția germană (și nu numai), prin aceste faze sunt sintetizate componentele-cheie, relativ autonome, ale procesului de design; fiecare dintre acestea formează obiectul unei discipline distincte.

Conexiunile inverse, indispensabile în optimizarea iterativă și în readaptarea listei de cerințe, sunt similare cu cele din fig. 3.8, dar dispuse diferit.

3.2.8. Concluzii și dezvoltări

(*Conclusions and Developments*)

a) Modelul de referință. Ținând seama că *modelul VDI* integrează și explicitează sintetic modelele precedente, acesta va fi considerat în continuare ca *model de referință* al procesului de design.

Ca exemplu de aplicare, în tab. 3.1 sunt explicitate intuitiv etapele de proiectare din fig. 3.9, în cazul unei *plăci hidraulice de control* (sursă: VDI 2222); conform tab. 3.1, în acest exemplu, se obține o structură de funcții logice, iar etapa 3° (v. fig. 3.9) este divizată în două subetape:

3.1. Căutarea principiilor de rezolvare și a structurilor acestora în *planul efectelor*;

3.2. Căutarea principiilor de rezolvare și a structurilor acestora în *planul configurației* purtătorilor de efecte.

La subetapa 3.1, *efectele* sunt descrise prin relații analitice, iar *soluția de principiu* din planul efectelor este ilustrată printr-o *schemă hidraulică*.

La subetapa 3.2, din structurile de rezolvare, rezultate din matricea morfologică, s-a obținut *soluția de principiu*, din *planul configurației*, reprezentată sub formă de *schemă geometrică* (purtătorii de efecte corespunzători sunt ilustrați în amonte, de asemenea, sub formă de scheme geometrice).

b) Domenii de aplicare. Modelul VDI, în varianta din fig. 3.9, este un model general de proiectare/dezvoltare, destinat cu precădere produselor tehnice, în care componenta mecanică ocupă un loc important; pentru exemplificare, în fig. 3.10 este explicitată extinderea modelului în cazul unui produs mecatronic, din ramura mecanicii fine [20].

Modelul VDI (fig. 3.9) poate fi extins, de asemenea, pentru proiectarea și dezvoltarea de tehnologii și software [20].

c) Dihotomia divergență-convergență.

Această dihotomie însoțește *generarea și selectarea* soluțiilor, din etapele oricărui proces de design. Acest aspect este evidențiat și ilustrat grafic în fig. 3.11 (sursă: VDI 2222/77); conform fig. 3.11, într-o etapă intermediară cu *mai multe variante* de rezolvare (*divergență*), variantele înnegrite sunt *selectate* (prin *evaluare* tehnico-economică) ca entități de plecare pentru etapa următoare (*convergență*).

d) Proiectare serială, proiectare paralelă (sau simultană) și proiectare concurentă.

Aceste tipuri de proiectare se referă la *fluxul cronologic* de rezolvare a fazelor și etapelor dintr-un proces de proiectare.

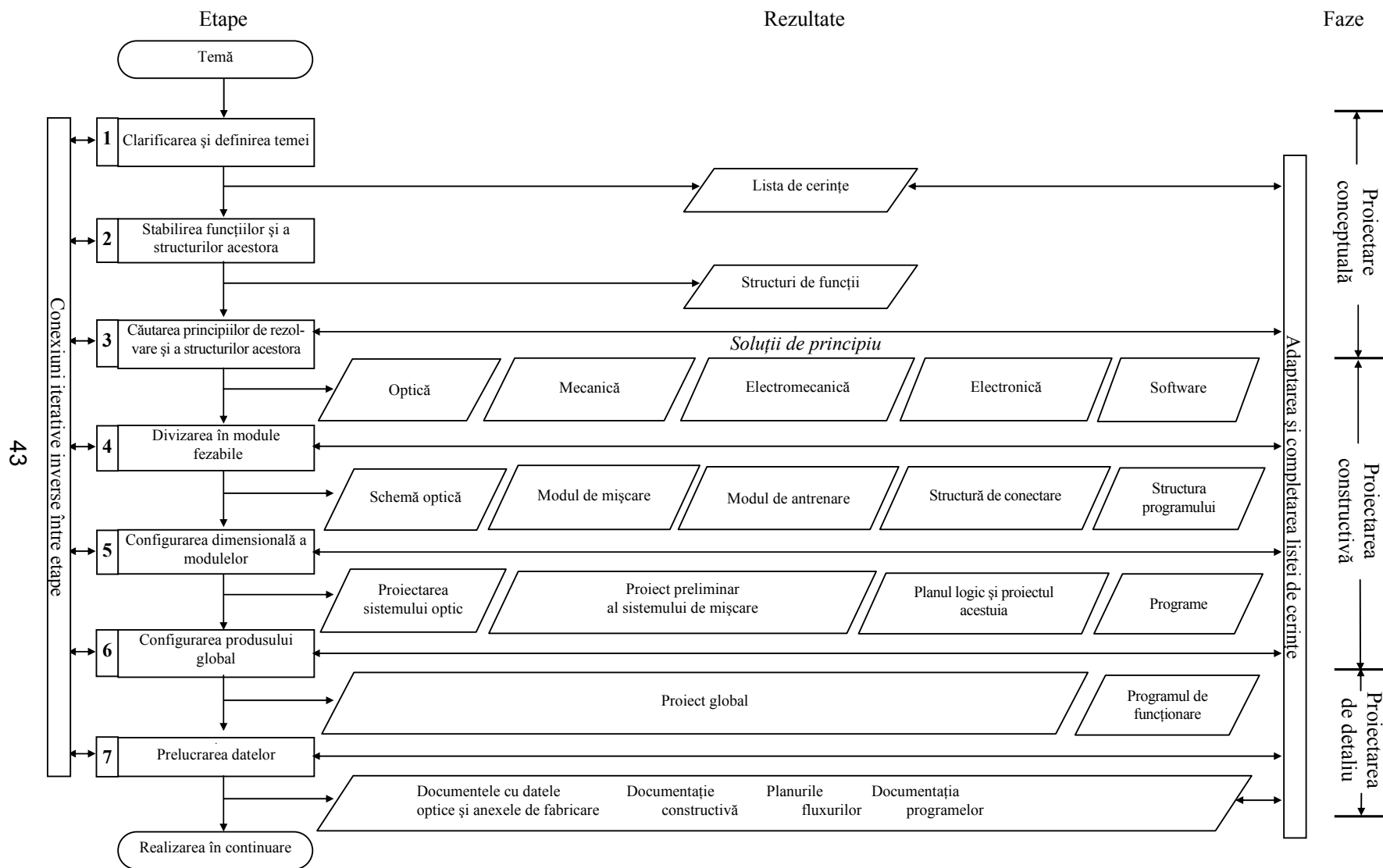


Fig. 3.10. Exemplu de extindere a modelului VDI în cazul unui produs mecatronic, din ramura mecanicii fine (sursă VDI 2221)

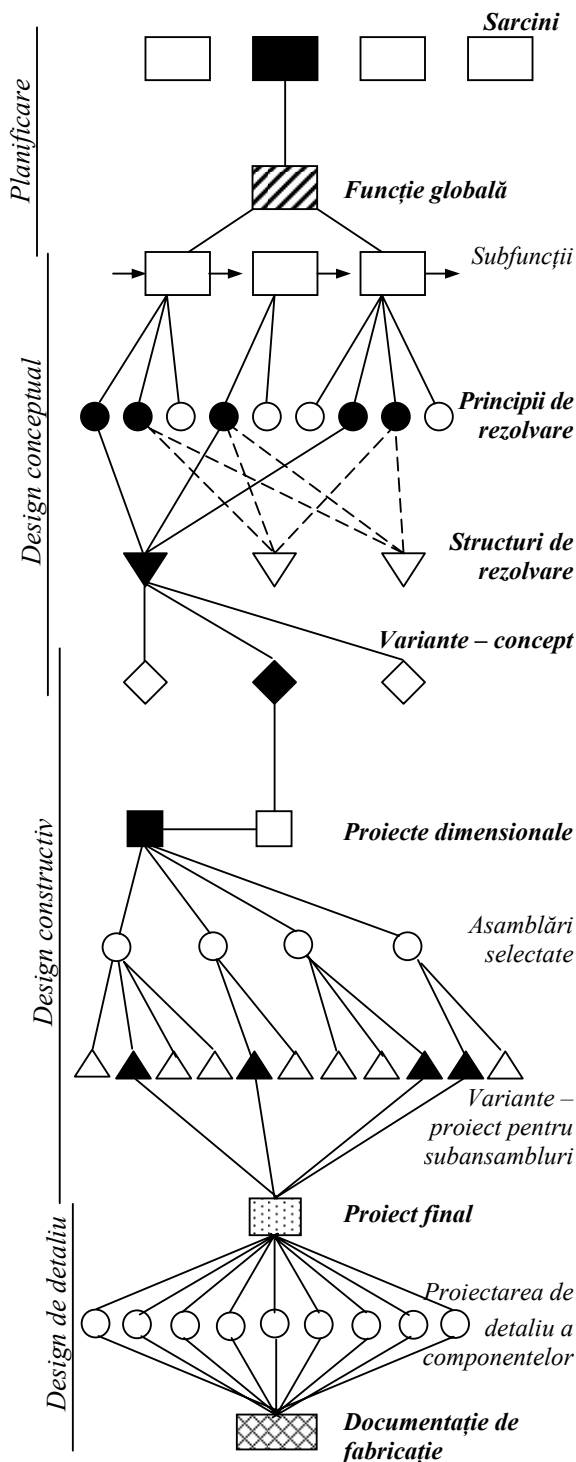


Fig. 3.11. Divergențe și convergențe în procesul de design. Elementele înnegrite indică variantele alese pentru demararea fazei următoare (sursă: VDI 2222).

Proiectarea serială este proiectarea de tip tradițional, în care fluxul principal de rezolvare (abstracție făcând de feedback-urile iterative de optimizare) parcurge pe rând fiecare etapă/fază.

Aceasta înseamnă că rezolvarea unei etape/faze este declanșată numai după finalizarea etapei/fazei precedente.

Aplicată produselor noi și complexe, **proiectarea serială** este caracterizată prin risipă de timp și de resurse; obținerea calității este, de asemenea, costisitoare deoarece corectarea oricărei erori, depistate într-o etapă finală, impune realuarea ciclului în condițiile unor cheltuieli suplimentare ridicate.

Proiectarea paralelă, întâlnită și sub denumirea de *inginerie simultană*, se deosebește de proiectarea serială prin aceea că soluționarea unei etape (sau subetape), nu așteaptă rezolvarea etapei precedente, ci este declanșată în momentul în care s-a acumulat un minimum necesar de informație.

Evident, realizarea acestui deziderat impune o organizare dinamică a echipei de proiectare și, implicit, a comunicării dintre grupele din componența acesteia.

Explicitarea *modelului VDI* (fig. 3.9), în condițiile *proiectării* de tip *paralel*, este ilustrată grafic în fig. 3.12 [20]; conform acestei figuri, prin divizarea etapei 3^o (v. fig. 3.9) în k subetape relativ autonome, intervin k fluxuri în *paralel*, a căror rezolvare poate fi abordată *simultan*.

Proiectarea concurentă se referă la utilizarea unui model de proiectare, în condițiile aplicării *ingineriei concurente*.

Ingineria concurentă este o abordare sistemică care optimizează managementul informației, în faza de proiectare-dezvoltare, prin integrarea adecvată a acestei faze cu toate celelalte faze ale ciclului de viață al produsului. Ca urmare, luarea deciziilor, în faza de proiectare-dezvoltare, are loc prin armonizarea punctelor de vedere din toate componentele ciclului de viață al

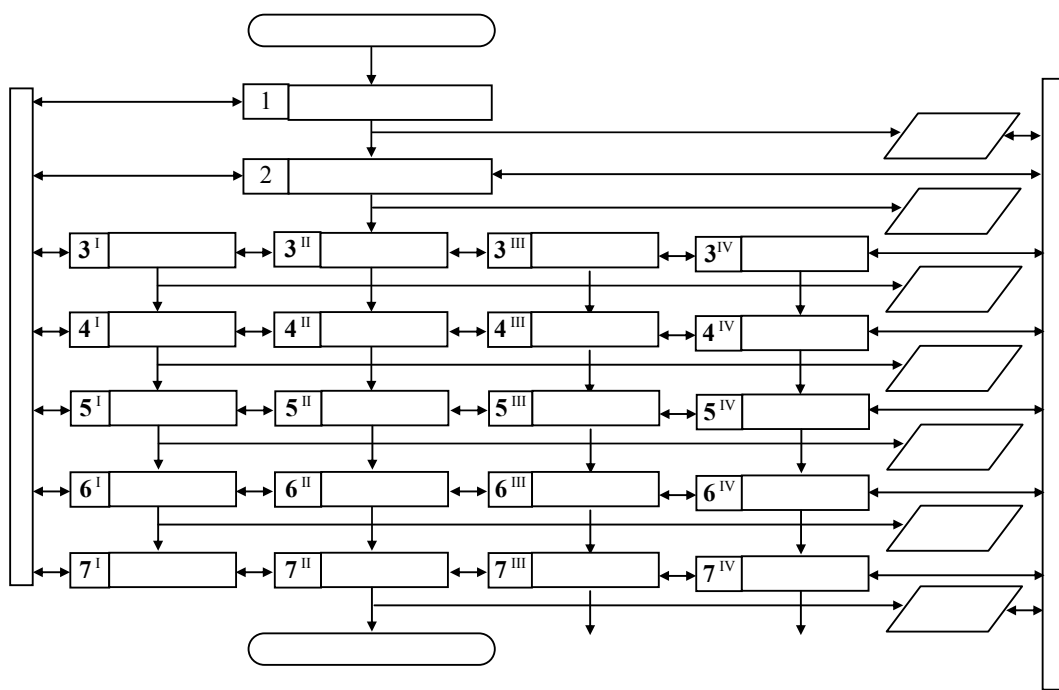


Fig. 3.12. Explicitarea modelului VDI în condițiile proiectării de tip *paralel* (sursă: VDI 2221).

produsului. Ingineria concurentă se distinge prin trei aspecte principale [2]:

- a) utilizarea *echipelor mixte* (d.p.d.v. profesional),
- b) aplicarea *proiectării paralele* și
- c) *parteneriatul vânzătorilor* cu echipele mixte.

Prin utilizarea ingineriei concurente, cu precădere în cazul produselor noi și complexe, se asigură scurtarea timpului de proiectare-dezvoltare, creșterea calității și reducerea costului pe un ciclu de viață al produsului. Acest tip de proiectare și-a dovedit eficiența, mai ales în aviație.

e) Variantă generalizată de modelare a procesului de design.

Pornind de la noua variantă de modelare a ciclului de viață al unui produs, ilustrată în fig. 3.13,a (v. și fig. 3.3), în fig. 3.13,b s-a propus o nouă variantă de modelare care detaliază etapa umbrită din fig. 3.13,a: *proiectarea produsului*.

Modelul din fig. 3.13,b este o variantă derivată din modelul VDI (fig.3.9), prin simplificare și generalizare.

Conform fig. 3.13,b, această variantă de modelare este centrată pe o *bază* de

informații adecvată, pornește de la o *nevoie socială* (anterior identificată) și cuprinde patru *etape* și patru *rezultate*, respectiv:

1°. Elaborarea *listei de cerințe*;

Rezultat: *Lista de cerințe*, însoțită de planificarea termenelor de realizare,

2°. Proiectarea *conceptuală* sau *funcțională*;

Rezultat: *Soluția de principiu* sau *conceptul* produsului,

3°. Proiectarea *constructivă* ;

Rezultat: *Proiectul final* (definitiv) și

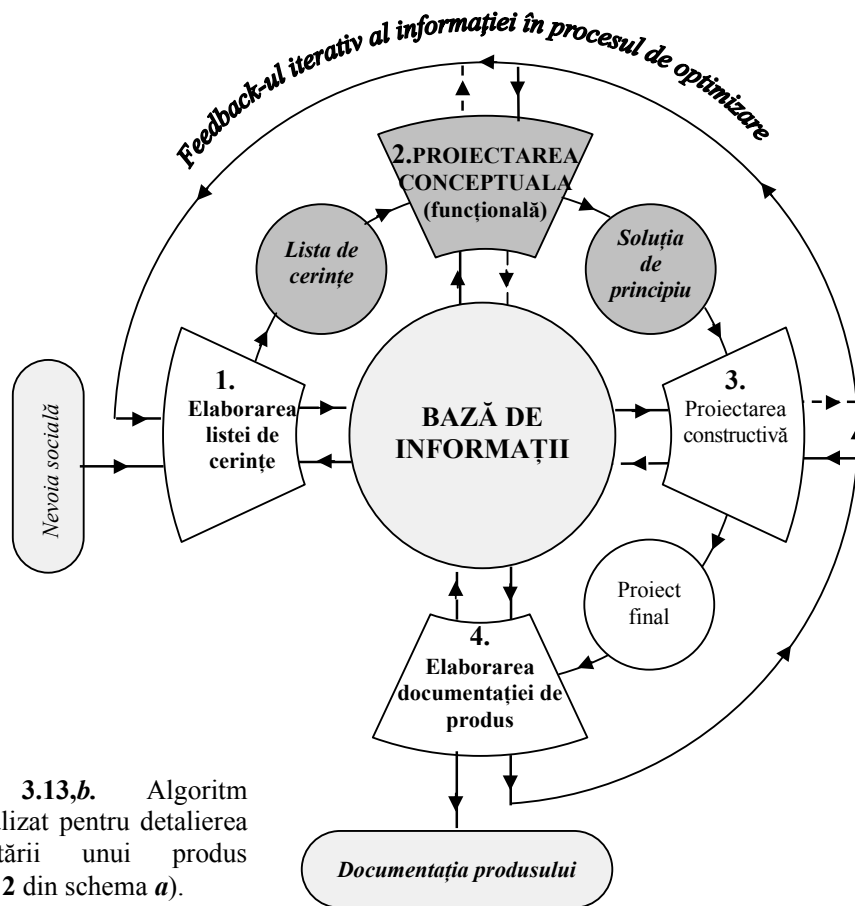
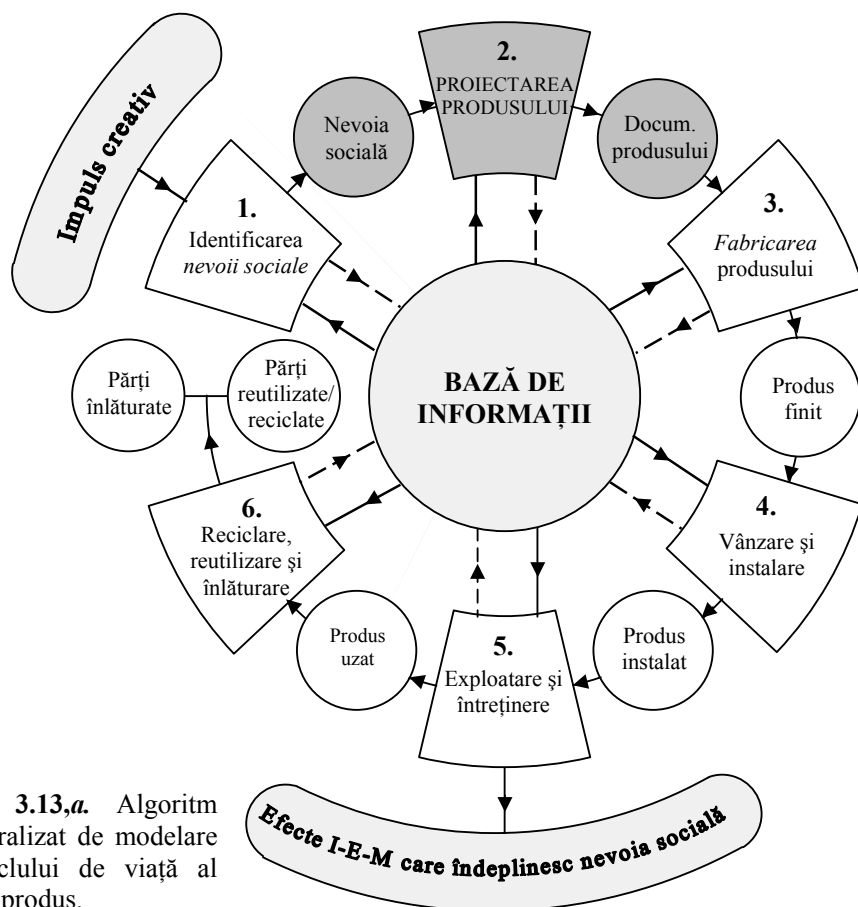
4°. Elaborarea *documentației de produs*;

Rezultat: *Documentația* produsului.

După cum se observă, *etapele* variantei propuse (fig. 3.13,b) coincid cu *fazele* modelului VDI (fig. 3.9), iar *rezultatele* acestei variante coincid cu *rezultatele-cheie* din modelul VDI.

Conexiunile inverse dintre etape (fig. 3.13,b), necesare pentru optimizarea iterativă și pentru readaptarea listei de cerințe, pot fi realizate atât *direct*, prin fluxul periferic de informație, cât și *indirect* prin baza de informații.

În continuare, în cap. 4, urmează să fie detaliată etapa reprezentată umbră în fig. 3.13,b: *proiectarea conceptuală* sau *funcțională* a produselor tehnice.



4. MODELAREA PROIECTARII CONCEPTUALE A PRODUSELOR TEHNICE

(THE CONCEPTUAL DESIGN MODELLING OF THE TECHNICAL PRODUCTS)

Denumirile de *proiectare conceptuală* (în engleză: *conceptual design*) și *proiectare funcțională* (în engleză: *functional design*) sunt sinonime. Prima denumire, mai des întâlnită în literatură, este derivată din mai vechea noțiune, de *concept* al produsului, folosită pentru rezultatul acestei proiectări. Noua terminologie promovează noțiunea de *soluție de principiu* a produsului, în locul noțiunii de *concept*; momentan, în literatură coexistă încă ambele noțiuni.

Denumirea de *proiectare funcțională* este derivată din noțiunea de *funcție* a produsului, care constituie instrumentul de bază cu care operează curent acest proces de proiectare.

În continuare este utilizată, cu precădere, prima denumire, care este comună principalelor școli de design industrial.

Pentru o mai bună înțelegere, modelarea proiectării funcționale este precedată de o succintă prezentare a *elaborării listei de cerințe* (v. fig. 3.13,b).

Sunt prezentați apoi succint cei mai reprezentativi algoritmi propuși în literatură, pentru modelarea *proiectării conceptuale* (funcționale); pe baza acestora, este derivată apoi o nouă variantă de modelare generalizată, descrisă printr-un algoritm de tipul celor din fig.3.13.

În finalul capitolului sunt explicitate etapele noului algoritm de proiectare funcțională, mai puțin abordate în capitolele precedente.

4.1. DESPRE ELABORAREA LISTEI DE CERINȚE

(ON THE REQUIREMENTS LIST ELABORATION)

Elaborarea listei de cerințe, întâlnită în literatura de limbă germană și sub numele de *planificarea produsului*, este prima etapă a oricărui proces de proiectare (fig. 3.13,b).

Această activitate, multidisciplinară și deosebit de laborioasă, pornește de la o anumită *nevoie socială* și se finalizează printr-o *listă de cerințe*, completată cu termene de realizare. În locul *listei de cerințe*, în literatura de limbă engleză este preferată prescurtarea **PDS** (de la **Product Design Specification**), adică *specificația de proiectare a produsului*; în paralel însă, se folosește frecvent și denumirea simplă de *specificație* (*specification*).

În fig. 4.1 este ilustrat algoritmul de elaborare a *listei de cerințe*, după *Pahl* și *Beitz* [15; 16], iar în fig. 4.2, este prezentat un exemplu simplificat de *listă de cerințe*, prelucrat din aceeași sursă [15; 16]; în concepția autorilor *Pahl* și *Beitz* [15; 16], principalele proprietăți, care intervin uzual în formularea tehnică a cerințelor, sunt descrise prin următoarele titluri (însoțite de date calitative și cantitative):

- 1) *Geometrie* (mărime, lungime, lățime, înălțime, diametru, volum, gabarit etc.);
- 2) *Cinematică* (tipul mișcării, poziție inițială și finală, deplasare liniară, deplasare unghiulară, viteză, accelerație etc.);
- 3) *Forțe* (sensul și mărimea forței/cuplului, greutatea, deformarea, rigiditatea, elasticitatea, frecvența, stabilitatea etc.);
- 4) *Energie* (electrică, mecanică, chimică etc., parametrii de stare, intrări, ieșiri, randament etc.);

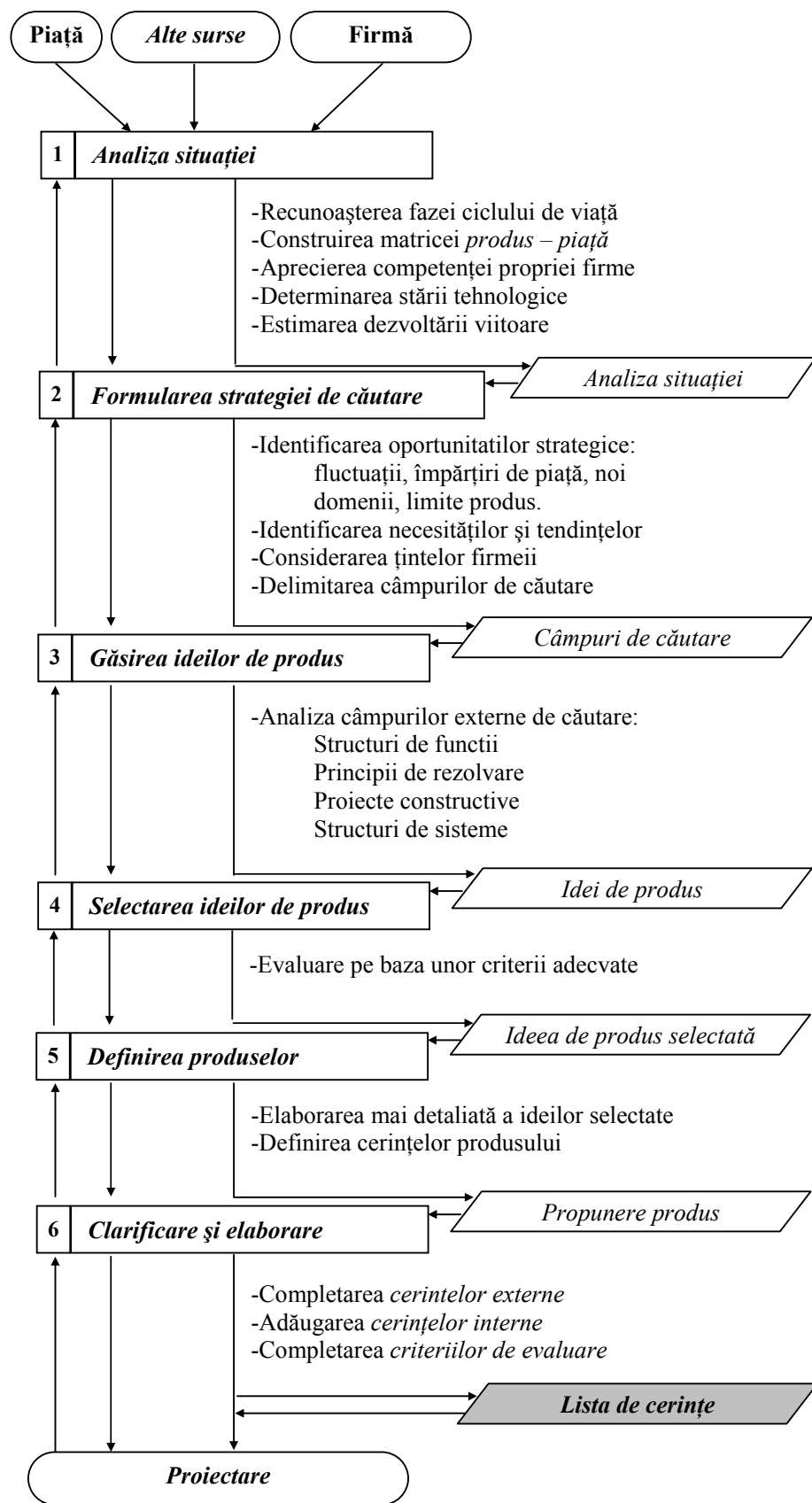


Fig. 4.1. Algoritmul elaborării *listei de cerințe* (planificării produsului) după Pahl și Beitz [15, 16].

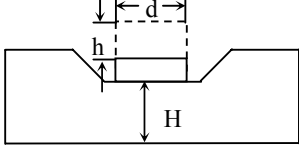
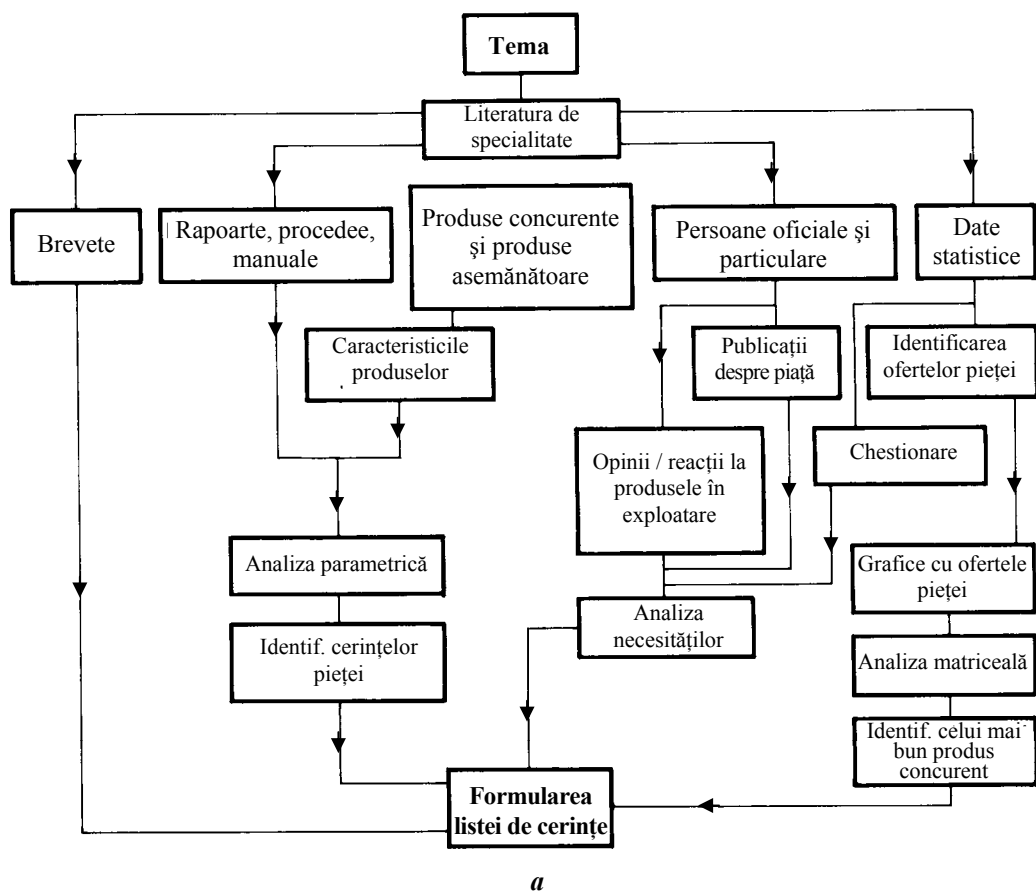
		LISTA DE CERINȚE	Pag 1
		pentru proiectul de produs: <i>NIVELMETRU de COMBUSTIBIL</i>	
Modificări (date)	C (cerință) sau D (dorință)	Cerințe	Răspunde
		1. Recipient, fixare, distanță C Volumul recipientului 20 – 160 l, formă precizată C <i>Material:</i> oțel sau plastic Fixare pe recipient : D Cu flanșă C Pe fața superioară la înălțimea H: $H = 150 - 600 \text{ mm}$ D $d = \varnothing 71 \text{ mm}$, $h = 20 \text{ mm}$ C Distanța de la recipient la instrumentul indicator: 3–4 m D 1–20 m  2. Combustibil, plaja de temperatură C Benzină sau motorină: $-25^{\circ}\text{C} \dots +65^{\circ}\text{C}$ (operare) și $-40^{\circ}\text{C} \dots +100^{\circ}\text{C}$ (mediu ambiant) 3. Semnal, energie D Ieșire nivelmetru: <i>semnal electric</i> C Sursă disponibilă de energie: <i>curent continuu la 6, 12, 24 V cu variație între $-15 \dots +25\%$</i> C Precizia semnalului de ieșire: $\pm 3\%$ C Sensibilitatea de răspuns: <i>1% din semnalul maxim de ieșire</i> C Semnal neafectat de unghiul suprafeței de lichid C Posibilitate de calibrare a semnalului C Conținut minim măsurabil: <i>3% din valoarea maximă</i> 4. Condiții de funcționare C Accelerație orizontală: $\pm 10 \text{ m/s}^2$ C Accelerație ascensională: <i>până la $\pm 30 \text{ m/s}^2$</i> C Înclinare longitudinal 30° și laterală max. 45° C Recipient nepresurizat 5. Cerințe de testare C Teste de stropire cu soluție de sare a componentelor C 6. Durata de viață preconizată: 5 ani D 7. Fabricație: Simplu de adaptat la diferite mărimi de recipient 8. Întreținere C Fără întreținere (se înlocuiește) 9. Cantitate: 5000 buc / zi pentru cel mai solicitat tip 10. Costuri: <i>costuri de fabricare $\leq 1,5 \text{ E / buc}$</i>	

Fig. 4.2. Lista de cerințe pentru proiectul de produs: nivelmetru de combustibil (exemplu simplificat, prelucrat după: Pahl și Beitz [15,16]).

Etapela vieții produsului	Tipul cerințelor	Fizico - tehnice	Referitoare la OM	Economice	Normative	Organizatorice	Diverse
		1	2	3	4	5	6
Planificarea	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Proiectarea	2	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
Fabricarea	3	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
Desfacerea	4	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
Instalare / exploatare	5	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6
Reciclare / înlăturare	6	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5	6.6

Fig. 4.3. Variantă matriceală simplificată de generare a *cerințelor*, în funcție de *fazele de viață* ale produsului (prelucrare după [8, 9, 20]).



Produs.....				
Data.....		Ediția.....		
Performanța:	Parametrii			
	Cel mai bun produs concurent	Modelul nostru curent	Prezentul proiect (intenție)	Poziție în lume (țintă)
Descriere				
Siguranța:				
Descriere				

b

Fig. 4.4.a. Sistematizarea ariei de cercetare și analiză pentru elaborarea listei de cerințe (PDS), după Pugh [17] și **b.** Tip de formular pentru redactarea PDS, după aceeași sursă [17].

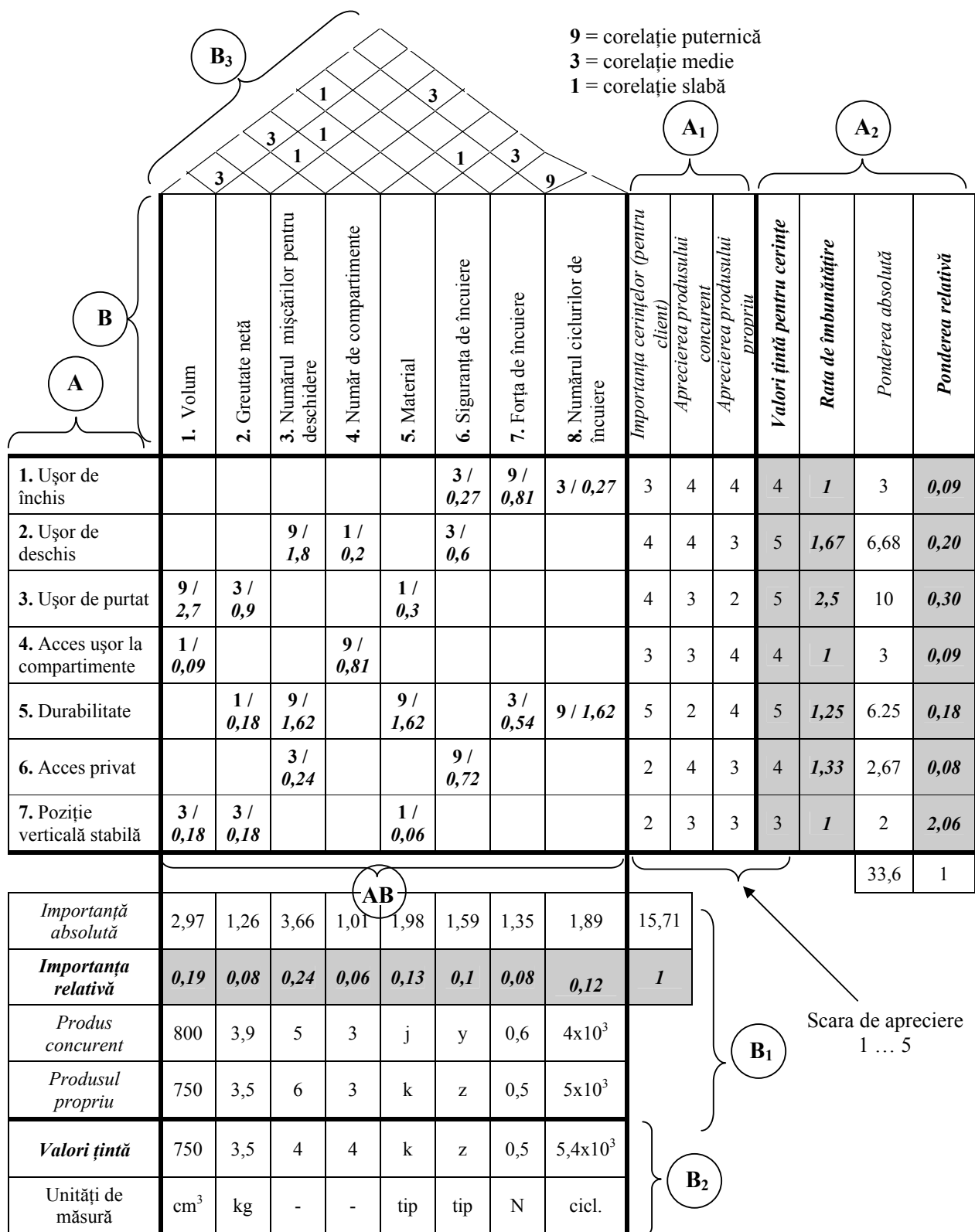


Fig. 4.5. Exemplu de aplicare a metodei QFD în cazul unui produs de tip *geantă de voiaj* (adaptare după [2,18]): **A** = cerințele clientului, **A₁** = importanța cerințelor și aprecierea produselor, **A₂** = obiectivele dezvoltării, **B** = caracteristici tehnice, **AB** = matricea corelației dintre cerințe și caracteristici tehnice, **B₁** = analiza caracteristicilor tehnice, **B₂** = valorile țintă ale caracteristicilor tehnice, **B₃** = matricea corelației dintre caracteristicile tehnice.

- 5) *Material* (proprietăți fizice și chimice, materiale auxiliare, materiale prescrise, reguli de aprovizionare etc.);
- 6) *Semnale* (intrări și ieșiri, formă, afișare, echipament de control etc.);
- 7) *Siguranță* (principiile siguranței directe, sisteme de protecție, siguranța operatorului și a mediului etc.);
- 8) *Ergonomie* (relația om-mașină, tipul operației, iluminare, estetică etc.);
- 9) *Fabricație* (precizia și calitatea de fabricație posibile, metode de fabricație preferate, mijloace de producție, limite de fabricație etc.);
- 10) *Controlul calității* (posibilități și mijloace de testare și măsurare, norme și standarde speciale etc.);
- 11) *Montaj* (reguli speciale de montaj, instalare, fundație etc.);
- 12) *Transport* (restricții de transport, spațiu, mijloace de transport, condiții de manipulare și despachetare etc.);
- 13) *Punere în funcțiune* (silenziozitate, condiții speciale de încărcare etc.);
- 14) *Întreținere* (revizii periodice, completare, schimbare sau reparare, curățire etc.);
- 15) *Reciclare* (reutilizare, reprocesare, depozitare, înlăturare etc.);
- 16) *Costuri* (costuri maxime admise pentru fabricare, costuri de uzinare, investiții, pierderi etc.);
- 17) *Programare* (date de finalizare pentru etapele dezvoltării, data de livrare etc.).

O altă variantă germană de identificare a cerințelor, în funcție de *fazele de viață* ale produsului, este prelucrată calitativ în fig. 4.3, după *Ehrlenspiel* [8, 9, 20]: pe coloane sunt desemnate *tipurile de cerințe* (tehnice, economice, organizatorice, legislative etc.), iar pe linii sunt desemnate *fazele de viață* ale produsului.

Pentru comparație, în fig. 4.4,a este ilustrată, sub formă de algoritm, aria de cercetare și analiză utilizată de *Pugh* [17] în elaborarea listei de cerințe

(PDS); alăturat, în fig. 4.4,b, este reprezentat calitativ, după aceeași sursă [17], formularul listei de cerințe (PDS). Conform fig. 4.4,a și b, în abordarea de tip *Pugh*, un loc important revine analizei celui mai bun produs concurent.

Un instrument relativ recent, promovat de literatura de limbă engleză, pentru a evalua și ordona cerințele, se referă la analiza QFD (*Quality Function Deployment*), care ar putea fi tradusă liber prin: *analiza funcțional-calitativă* a unui produs. Această metodă de analiză, destinată *dezvoltării* produselor, se bazează pe un tabel (v. fig. 4.5), denumit plastic „*casă a calității*” [2; 18]. Pentru a sugera intuitiv modul de operare al acestei metode, în fig. 4.5 s-a ilustrat un exemplu de aplicare (adaptat după [2, 18]), pentru un produs de tip *geantă de voiaj*.

În conformitate cu fig. 4.5, tabelul de analiză (*casa calității*) cuprinde 8 compartimente (A, A₁, A₂, B, AB, B₁, B₂, B₃), cu următoarele semnificații:

A = *cerințele* clientului;

A₁ = *aprecierea importanței cerințelor* (d.p.d.v. al clientului), *aprecierea produsului propriu* și a unui *produs concurent*, privind îndeplinirea acestor cerințe (aprecierea se face pe o scară valorică de la 1 la 5);

A₂ = *obiectivele dezvoltării*, care cuprind:

-*valorile țintă* ale cerințelor (preconizate prin dezvoltarea produsului, pe scara valorică de la 1 la 5);

-*rata de îmbunătățire* (a fiecărei cerințe), dată de raportul dintre *valoarea țintă* a cerinței și *valoarea indicată* (pentru aceeași cerință) de *aprecierea produsului propriu* (existent);

-*ponderea absolută* (a fiecărei cerințe), dată de produsul dintre *importanța cerinței* (d.p.d.v. al clientului) și *rata de îmbunătățire* a cerinței;

-*ponderea relativă* (a fiecărei cerințe), descrisă prin raportul dintre *ponderea absolută* a cerinței și *suma ponderilor absolute*;

B = *caracteristicile tehnice* ale produsului;
 AB = *matricea corelațiilor* dintre *cerințe* și *caracteristici tehnice*; în această matrice, fiecare corelație (dacă există) este apreciată atât prin *nota de la numărător* (**9** = *corelație puternică*, **3** = *corelație medie* și **1** = *corelație slabă*), cât și prin *punctajul de la numitor* (rezultat ca produs dintre *nota de la numărător* și *ponderea relativă a cerinței*);

B₁ = *analiza caracteristicilor tehnice*, care cuprinde:

- stabilirea *importanței absolute* (a fiecărei caracteristici tehnice), prin însumarea punctajelor (de la numitor) situate pe coloana caracteristicii analizate;
- determinarea *importanței relative* (a fiecărei caracteristici), ca raport între *importanța absolută* (a caracteristicii analizate) și *suma importanțelor absolute*;
- valorile și datele *caracteristicilor* unui *produs concurent* competitiv;
- valorile și datele *caracteristicilor* *produsului propriu*;

B₂ = *valorile țintă* ale caracteristicilor tehnice (preconizate prin dezvoltarea produsului) și unitățile de măsură ale acestora;

B₃ = *matricea corelațiilor* dintre *caracteristicile tehnice* ale produsului.

Conform analizei din fig. 4.5, prin dezvoltarea produsului se urmărește *îmbunătățirea îndeplinirii cerințelor* cu o *pondere relativă* de: 30% pentru cerința **3**, 20% pentru cerința **2**, 18% pentru cerința **5** și sub 10% pentru fiecare din celelalte cerințe.

În realizarea acestor îmbunătățiri, *influența* caracteristicilor tehnice este desemnată de *importanța lor relativă* (v. fig. 4.5) : 24% caracteristica nr. **3**, 19% caracteristica nr. **1**, 13% caracteristica nr. **5**, 12% caracteristica nr. **8**, 10% caracteristica nr. **6** și sub 10% celelalte caracteristici.

Rezultatele analizei QFD constituie un suport util pentru elaborarea listei de cerințe (PDS).

Succinta prezentare de mai sus evidențiază următoarele aspecte :

1) Lista de cerințe este un document de importanță majoră, în care sunt stocate informații privind aspectele semnificative ale produsului, din toate fazele vieții sale.

2) Acest document dinamic, *permanent reactualizat*, stă la baza deciziei privind declanșarea ciclului următor de dezvoltare a produsului. Principalele *surse externe* de informație, folosite pentru documentare și reactualizare, se referă la:

- a) literatura de specialitate și de patente (brevete de invenție) din domeniu vizat,
- b) rapoarte și documente elaborate de surse guvernamentale sau private,
- c) legislația în vigoare,
- d) interviuri cu utilizatorii,
- e) chestionare adresate unor eșantioane reprezentative de populație,
- f) investigații privind comportamentul utilizatorilor,
- g) performanțele produselor similare concurente etc.

3) Elaborarea listei de cerințe este o activitate laborioasă, multidisciplinară, în modelarea căreia se resimte nevoia generalizării și unificării strategiei de abordare, prin sinteza experienței acumulate pe plan internațional.

4.2. ALGORITMI DE MODELARE A PROIECTARII CONCEPTUALE

(ALGORITHMS FOR THE CONCEPTUAL DESIGN MODELLING)

În continuare sunt prezentate succint cinci modele reprezentative, propuse în literatură, pentru algoritmizarea procesului de proiectare conceptuală (funcțională). Din acestea este derivată apoi o nouă variantă generalizată de modelare, de tipul celor din fig. 3.13.

4.2.1. Modelul lui Cross

(The Cross' Model)

Modelul propus de Cross [1] este descris printr-un algoritm de tipul celui din fig. 4.6. Comparând acest algoritm (v. fig. 4.6) cu structura germană de rezolvare a unei probleme (v. fig. 4.13) [20], se observă că modelul lui Cross poate fi considerat o dezvoltare a acestei structuri, sub forma unui algoritm, de tip dreptunghiular, al cărui traseu orientat conține 7 etape (fig. 4.6):

- 1°. Clarificarea obiectivelor,
- 2°. Stabilirea funcțiilor,
- 3°. Formularea cerințelor,
- 4°. Determinarea caracteristicilor,
- 5°. Generarea alternativelor,
- 6°. Evaluarea variantelor,
- 7°. Îmbunătățirea detaliilor.

Conform fig. 4.6, cele 4 faze ale modelului lui Cross, din colțurile conturului dreptunghiular, corespund celor 4 subetape extreme ale structurii din fig. 4.13:

- I. Formularea problemei globale,
- II. Descompunerea problemei globale în subprobleme,

III. Stabilirea *subsoluțiilor* prin rezolvarea subproblemelor și

IV. Determinarea *soluției globale* prin compunerea subsoluțiilor.

În fig. 4.6, legăturile dintre faze sunt caracterizate prin următoarele fluxuri și etape:

- între fazele I și II intervine un flux unisens care include etapele 1°-3°,
 - fluxul dintre faza II și faza III este bi-sens și conține etapele 3°-5°,
 - între fazele III și IV intervine un flux unisens care conține etapele 5°-7°, iar
 - fluxul dintre faza III și faza IV este bi-sens și conține etapele 5° și 1°.
- Sensul orar al fluxurilor dintre fazele II-III și IV-I se referă la revenirile iterative necesare pentru corectare și optimizare.

4.2.2. Modelul Ulrich & Eppinger

(The Ulrich & Eppinger's Model)

Algoritmul ilustrat în fig. 4.7 stă la baza modelului propus de Ulrich și Eppinger (SUA) [19]; acest algoritm, intitulat de autori *dezvoltarea conceptului* [19], are 5 etape principale:

- 1°. Identificarea nevoilor resimțite de

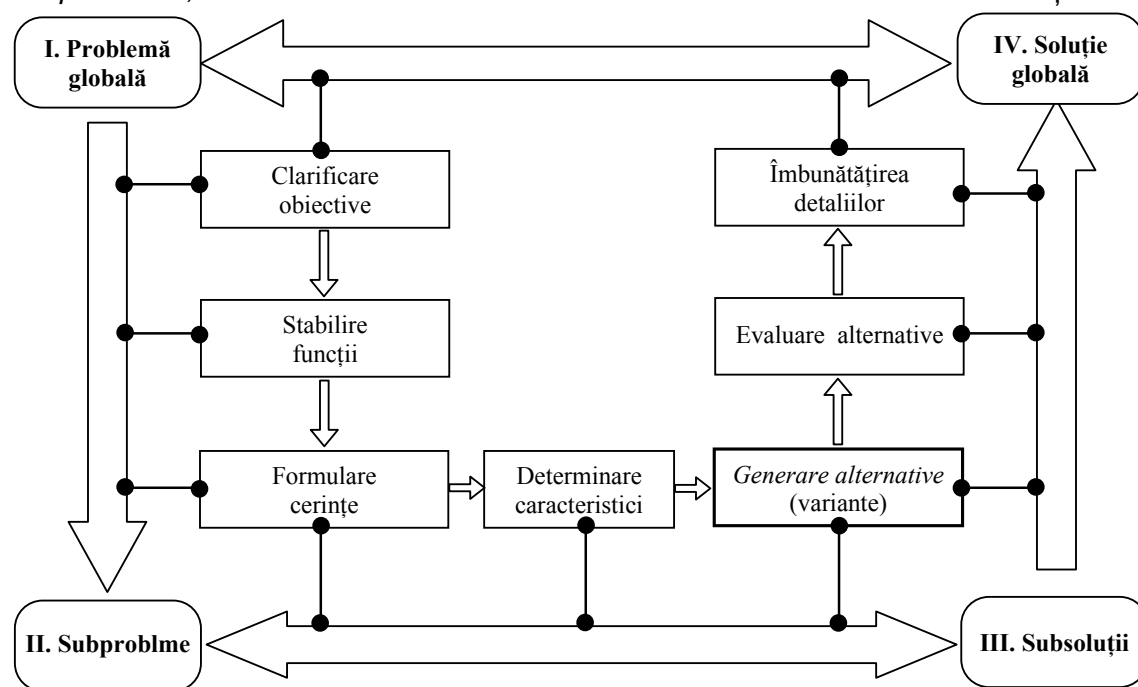


Fig. 4.6. Modelul procesului de design conceptual după Cross [1].

clienți,

2°. *Stabilirea specificațiilor (cerințelor) țintă*, ținând seama și de analiza produselor concurente,

3°. *Generarea variantelor-concept* ale produsului, care reprezintă etapa cheie a modelului,

4°. *Selectarea unui concept* și

5°. *Revizuirea specificațiilor (cerințelor). Dezvoltarea conceptului*, descrisă prin etapele precedente, este urmată apoi de *dezvoltarea proiectului*, bazată pe analiza economică a soluției (v. fig.4.7). Mai departe, prin algoritmul din fig.4.8, este detaliată etapa cheie a modelului *Ulrich & Eppinger* și anume *generarea variantelor-concept*, conform fig.4.8, algoritmul de generare conține cinci subetape:

3.1°. *Clarificarea problemei*, care include:

- a) înțelegerea problemei,
- b) descompunerea problemei în sub-probleme și
- c) focalizarea pe rezolvarea sub-problemelor critice;

3.2°. *Căutarea de surse externe* pentru rezolvarea subproblemelor: reprezentanți ai utilizatorilor, experți, patente, literatură etc.; se obțin astfel *variantele-concept existente* ale subproblemelor analizate;

3.3°. *Căutarea de surse interne* pentru rezolvarea subproblemelor (individual sau în grup), care poate oferi *variante-concept noi* pentru subproblemele abordate;

3.4°. *Explorarea sistematică a variantelor-concept* care, pe baza arborelui de clasificare și a tabelii de combinare, stabilește *soluțiile integrate* ale problemei globale;

3.5°. *Corectarea soluțiilor* în contextul conexiunilor inverse ale întregului proces de proiectare; în această sub-etapă un rol important revine corecțiilor induse de dezvoltarea constructivă a proiectului.

4.2.3. Modelul lui Dieter

(*The Dieter's Model*)

Modelarea proiectării conceptuale, în viziunea lui *Dieter* (SUA)[2], se bazează pe algoritmul format din primele patru etape ale modelului din fig. 3.7 (v. punctul 3.2.5):

1°. *Definirea problemei*, al cărei obiectiv principal este elaborarea *listei de cerințe*;

2°. *Colectarea informației*, care utilizează ca surse de informare: internetul, literatura de specialitate, brevetele de invenție etc.;

3°. *Generarea soluțiilor conceptuale*, care se bazează pe detalierea (descompunerea) *funcției*, stabilirea soluțiilor parțiale și compunerea acestora;

4°. *Evaluarea conceptelor* (soluțiilor conceptuale) și selectarea soluției (soluțiilor) optime.

Pentru *generarea soluțiilor conceptuale*, *Dieter* [2] folosește un algoritm similar cu cel din fig. 4.8, utilizat de *Ulrich* și *Eppinger* [19].

4.2.4. Modelul Pahl & Beitz

(*The Pahl & Beitz's Model*)

În concepția autorilor germani *Pahl* și *Beitz*, modelul proiectării conceptuale, rezultat prin detaliere din fig. 3.8 [15,16], se bazează pe algoritmul ilustrat în fig. 4.9; în acest algoritm se pleacă de la *lista de cerințe* și se ajunge la *soluția de principiu* (*conceptul produsului*) prin intermediul a 7 etape:

1°. Abstractizarea și identificarea problemelor esențiale,

2°. Stabilirea structurilor de funcții prin identificarea funcției globale și a sub-funcțiilor acesteia,

3°. Căutarea *principiilor de rezolvare* care *îndeplinesc subfuncțiile* identificate,

4°. *Combinarea principiilor de rezolvare* în *structuri de rezolvare*,

5°. Selectarea combinațiilor potrivite,

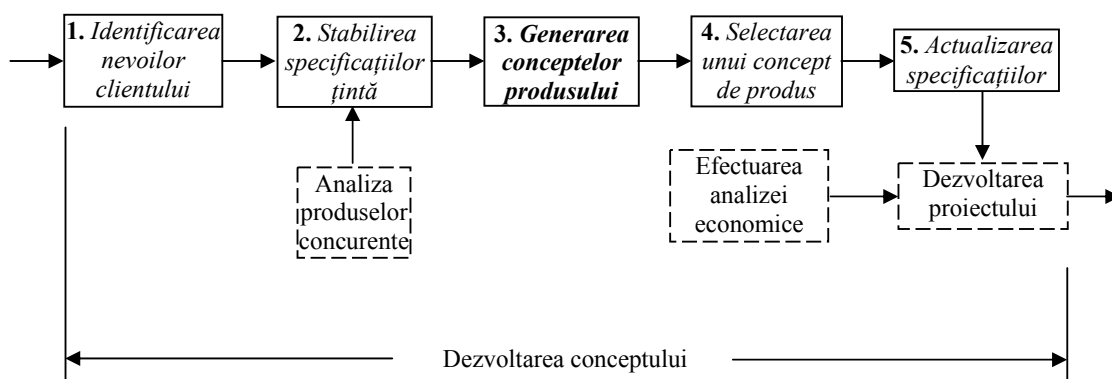


Fig. 4.7. Modelul dezvoltării conceptului după Ulrich și Eppinger [19].

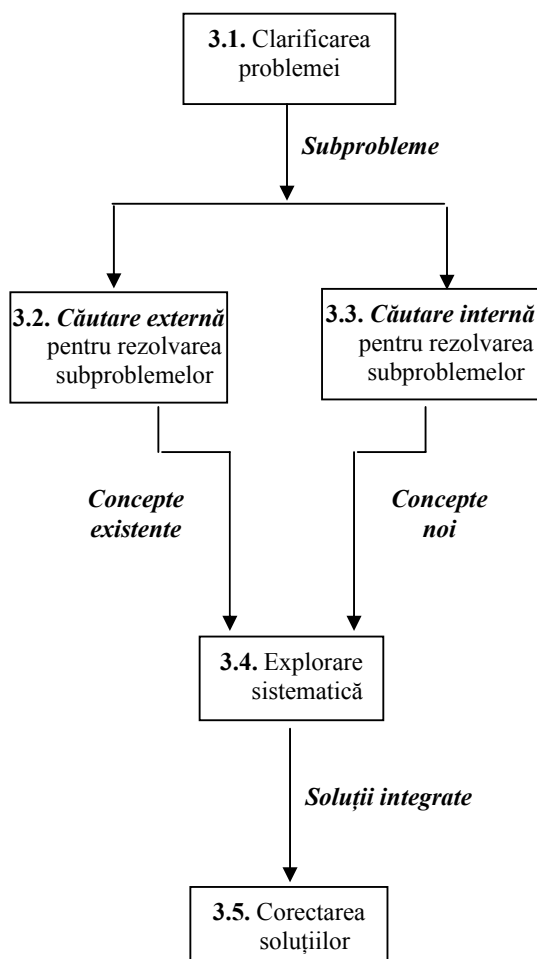


Fig. 4.8. Algoritmul de generare a conceptelor produsului după Ulrich și Eppinger [19].

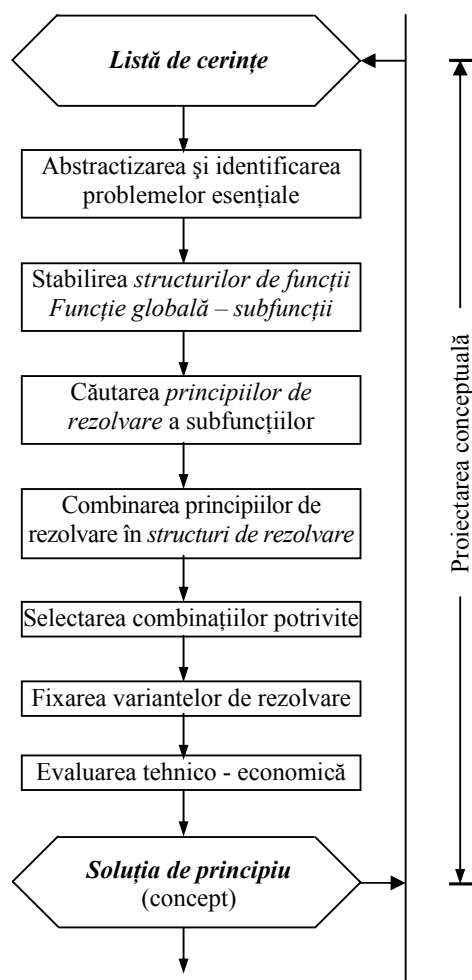


Fig. 4.9. Algoritmul proiectării conceptuale după Pahl și Beitz [15, 16].

6°. Concretizarea variantelor apte să devină concepte (soluții de principiu),
7°. Stabilirea *soluției de principiu* (sau *conceptului*) prin *evaluare tehnică* și *economică*.

4.2.5. Modelul german VDI

(*The German Model VDI*)

În conformitate cu fig. 3.9, modelul VDI al *proiectării conceptuale* (funcționale) poate fi descris prin algoritmul umbrat din fig. 4.10. Pentru explicitare, *norma VDI 2222* [20] detaliază etapele **2** și **3** din fig. 4.10 și obține un algoritm de tipul celui ilustrat în fig. 4.11; conform fig. 4.11, algoritmul proiectării conceptuale (evidențiat prin umbră) pornește de la *lista de cerințe*, conține 2 + 2 subetape cu 2 + 2 rezultate, și folosește patru *baze de date* specializate, stocate în calculator.

În consens cu fig. 4.11, etapa **2** din fig. 4.10, este divizată în subetapele **2.1** și **2.2** :

2.1. Stabilirea *funcției globale*;

Rezultat: *Funcția globală* a produsului;

2.2. Identificarea *subfuncțiilor* și a *structurilor de funcții*;

Rezultat: *Structuri de funcții*.

În mod analog, etapa **3** din fig. 4.10, este divizată în subetapele **3.1** și **3.2** :

3.1. Căutarea *principiilor de rezolvare* în planul *efectelor fizice*;

Rezultat: *Soluții de principiu* descrise în planul *efectelor*;

3.2. Căutarea *principiilor de rezolvare* în planul *configurațiilor purtătorilor de efecte*;

Rezultat: *Soluții de principiu* descrise în planul *efectelor și configurațiilor*;

4.2.6. Concluzii (Conclusions)

Din analiza comparativă a modelelor prezentate pot fi desprinse concluzii utile, pe baza cărora se pot dezvolta apoi noi abordări.

a) *Asupra elaborării listei de cerințe*

Spre deosebire de primele trei modele (*Cross, Ulrich & Eppinger* și *Dieter*), în care elaborarea listei de cerințe este considerată etapă a proiectării conceptuale, în modelele germane (*Pahl & Beitz* și *VDI*) lista de cerințe este adoptată ca entitate de intrare; așadar, în concepția germană, elaborarea listei de cerințe este o activitate distinctă, relativ autonomă, cu obiective și metode de abordare diferite de cele ale proiectării conceptuale propriu-zise.

b) *Despre rigoarea terminologiei*

Din analiza terminologiei utilizate, în modelele prezentate mai sus, se desprind câteva observații interesante:

-Modelul lui *Cross* folosește o terminologie relaxată, în care sunt utilizate noțiuni de tip *general*, precum (v. fig. 4.6): *obiectiv*, *problemă* și *sub-problemă*, *funcție* și *subfuncție*, *cerință*, *caracteristică*, *alternativă* (variantă), *subsoluție* și *soluție* etc.

-Modelele autorilor americani, *Ulrich & Eppinger* și *Dieter*, utilizează o terminologie mai elaborată, în care sunt folosite și noțiuni *specializate*, precum (v. fig. 4.7 și 4.8): *specificație țintă*, *concept al produsului*, *dezvoltarea conceptului*, *conceptul unei subprobleme*, *soluție integrată*, dezvoltarea proiectului etc.

-Modelele germane utilizează cea mai riguroasă terminologie, iar dintre acestea, modelul VDI se remarcă prin forma cea mai finisată. Pe lângă noțiunile generale, sunt folosite noțiuni *strict specializate*; exemple (v. fig. 4.10 și 4.11): *structura de funcții*, *principiu de rezolvare*, *efect fizic*, *purtători de efecte*, *configurația purtătorilor de efecte*, *structură de rezolvare*, *soluție de principiu*, soluție de principiu din *planul efectelor*, soluție de principiu din *planul configurațiilor* etc.

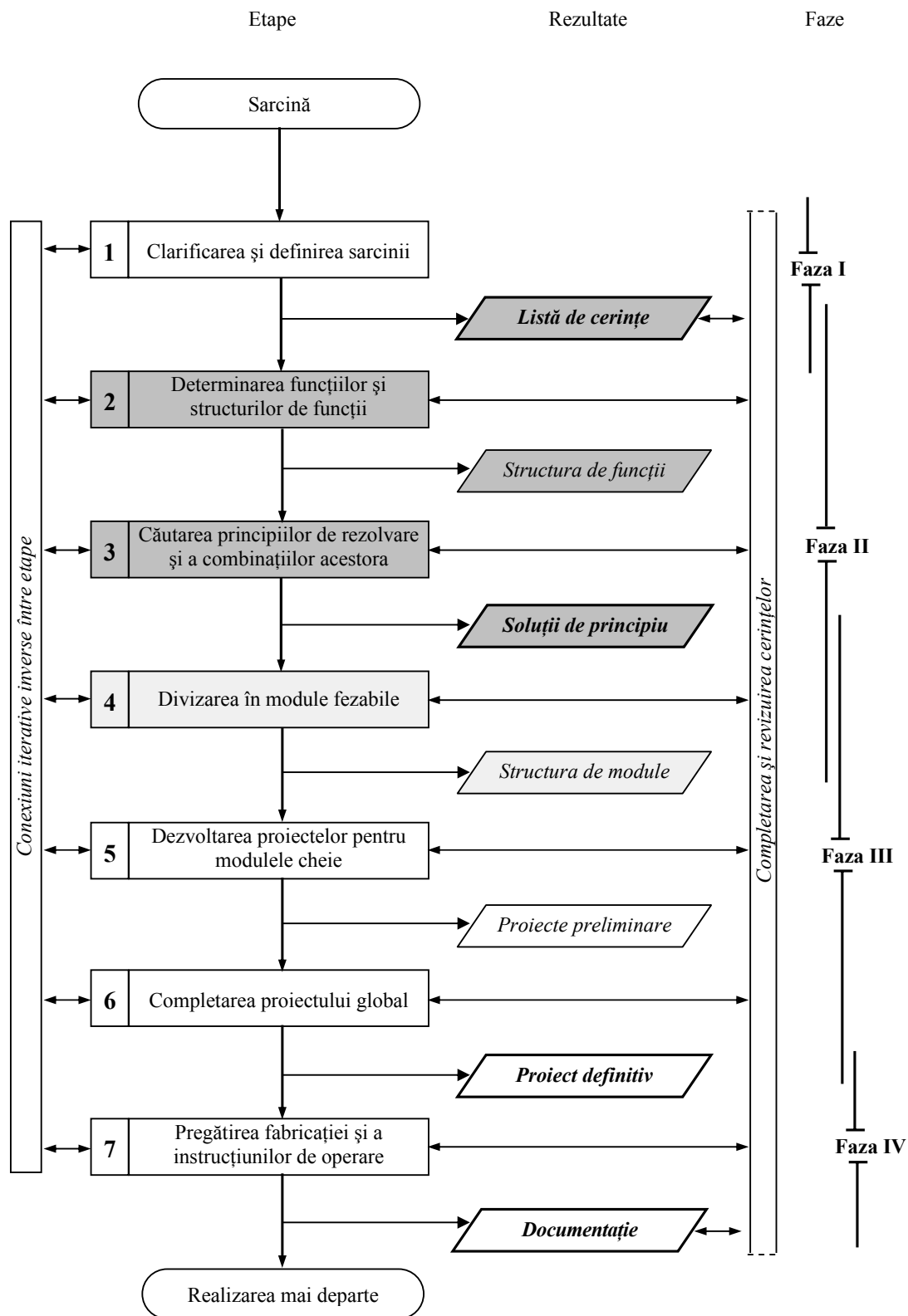


Fig. 4.10. Evidențierea prin umbrire a algoritmului *proiectării conceptuale* (funcționale) din algoritmul de proiectare a unui produs după *metoda VDI*.

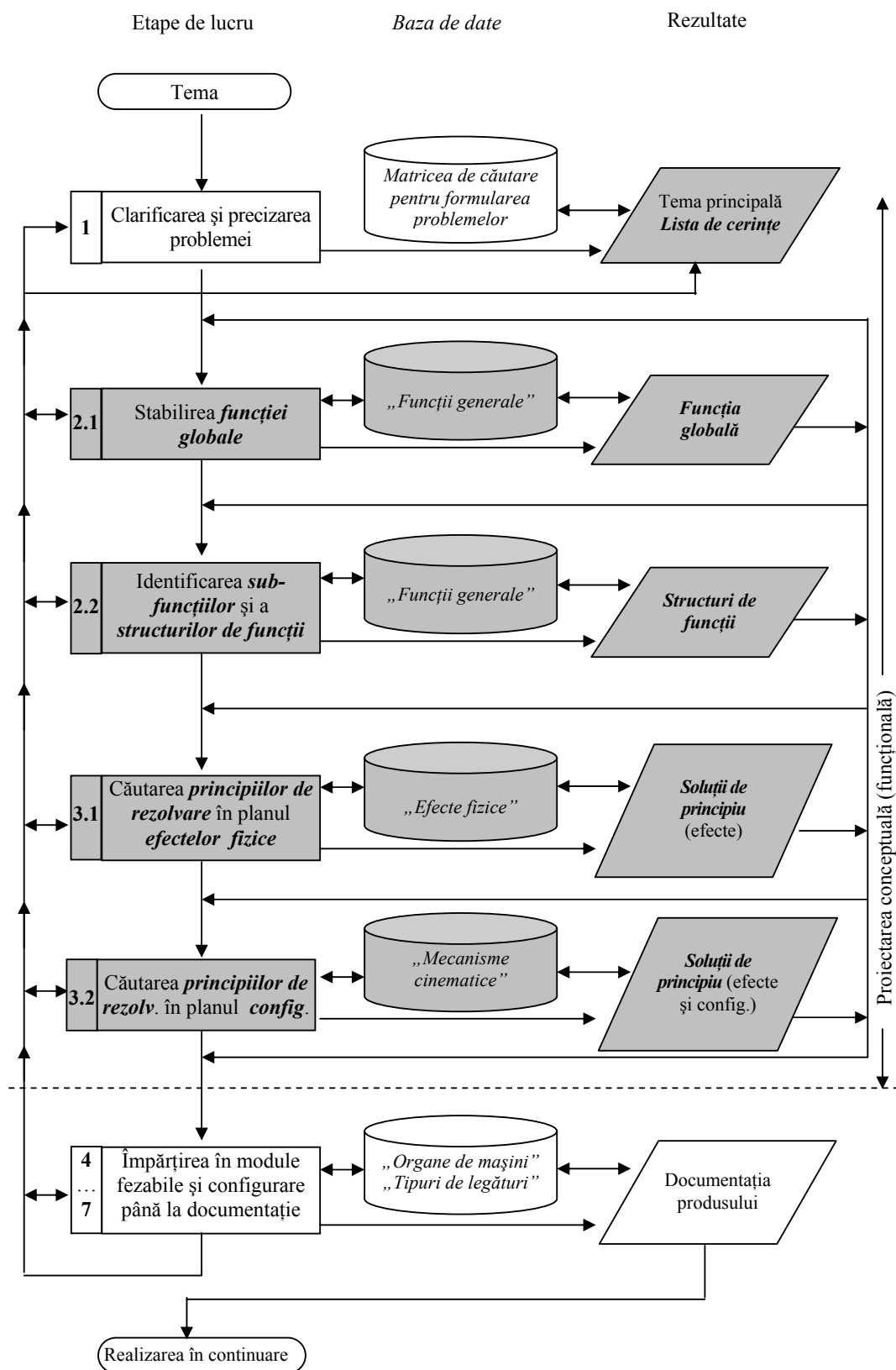


Fig. 4.11. Detalierea algoritmului proiectării conceptuale prin divizarea etapelor 2 și 3 din fig. 4.10 [20].

c) Despre numitorul comun al modelelor

Deși au formulări diferite, toate modelele de design analizate mai sus se reduc, prin *abstractizare* și *simplificare*, la același numitor comun, ilustrat prin algoritmul din fig. 4.12 (adaptare după VDI 2221); acest algoritm desemnează de fapt *ciclul de rezolvare a unei probleme tehnice*, în cinci etape (fig. 4.12):

- 1) *Analiza problemei* (include formularea și detalierea problemei în subprobleme),
- 2) *Sinteza sistemului tehnic* (căutarea și găsirea variantelor de sisteme tehnice, care pot fi soluții ale problemei),
- 3) *Analiza sistemului*, care constă în stabilirea caracteristicilor fiecărei variante,
- 4) *Evaluarea comparativă a variantelor* pe baza unor criterii tehnice și economice adecvate și
- 5) *Decizia* privind selectarea variantei (variantelor) care urmează să fie dezvoltate.

Prin liniile orientate, din fig. 4.12, sunt desemnate fluxurile de informație dintre etape: fluxul principal este reprezentat cu linie groasă, iar fluxurile iterative inverse (necesare în corectare și optimizare) sunt trasate cu linie subțire. Conform concepției germane, în rezolvarea problemelor tehnice, etapa nr. 1 și etapa nr. 2 pot fi structurate după un algoritm de tipul celui din fig. 4.13 (adaptat după VDI 2221), care cuprinde următoarele subetape principale :

- 1.1. Formularea *problemei globale*,
- 1.2. *Detalierea* problemei globale în *probleme parțiale*,
- 1.3. *Detalierea* problemelor parțiale în *probleme singulare*;
- 2.1. Căutarea în *planul soluțiilor* și găsirea combinațiilor *compatibile* de *soluții singulare*, numerotate cu $i = 1; 2; 3; \dots$
- 2.2. Stabilirea *soluției parțiale* nr. i ($i = 1; 2; 3; \dots$) prin compunerea *soluțiilor singulare* din combinația nr. i și

2.3. Determinarea *soluției globale* nr. i , prin compunerea *soluțiilor parțiale* din combinația nr. i ($i = 1; 2; 3; \dots$).

În varianta sa simplificată, de tip: *problemă globală* → *subprobleme* → *subsoluții* → *soluție globală*, acest algoritm se regăsește în structura dezvoltării fiecărui model de design prezentat mai sus.

4.3. VARIANTA GENERALIZATĂ DE MODELARE A PROIECTĂRII CONCEPTUALE

(A GENERALIZED VARIANT OF THE CONCEPTUAL DESIGN)

Pornind de la varianta de modelare a proiectării unui produs, ilustrată în fig. 4.14,a (preluată din fig. 3.13,b), în fig. 4.14,b s-a propus o nouă variantă de modelare care detaliază etapa *umbrită* din fig. 4.14,a: *proiectarea conceptuală* (funcțională) a produsului. Modelul din fig. 4.14,b este o variantă derivată din modelele analizate în subcap. 4.2, prin simplificare și generalizare.

4.3.1. Structura algoritmului generalizat de proiectare conceptuală (The Structure of the Generalized Algorithm for the Conceptual Design)

Conform fig. 4.14,b, noua variantă de modelare este centrată pe o *bază adecvată de informații*, pornește de la o *listă de cerințe* (anterior identificată) și cuprinde patru *etape* și patru *rezultate* principale, respectiv:

- 1°. Identificarea *funcției globale*;
Rezultat: *Funcția globală* a produsului,
- 2°. *Detalierea funcției globale* sub formă de *structuri de subfuncții*, de diverse ordine;
Rezultat: *Structura funcției globale* a produsului,
- 3°. Generarea *structurilor de rezolvare*, care se bazează pe *rezolvarea subfuncțiilor* și *compunerea* combinatorie a *subsoluțiilor* obținute; structurile de

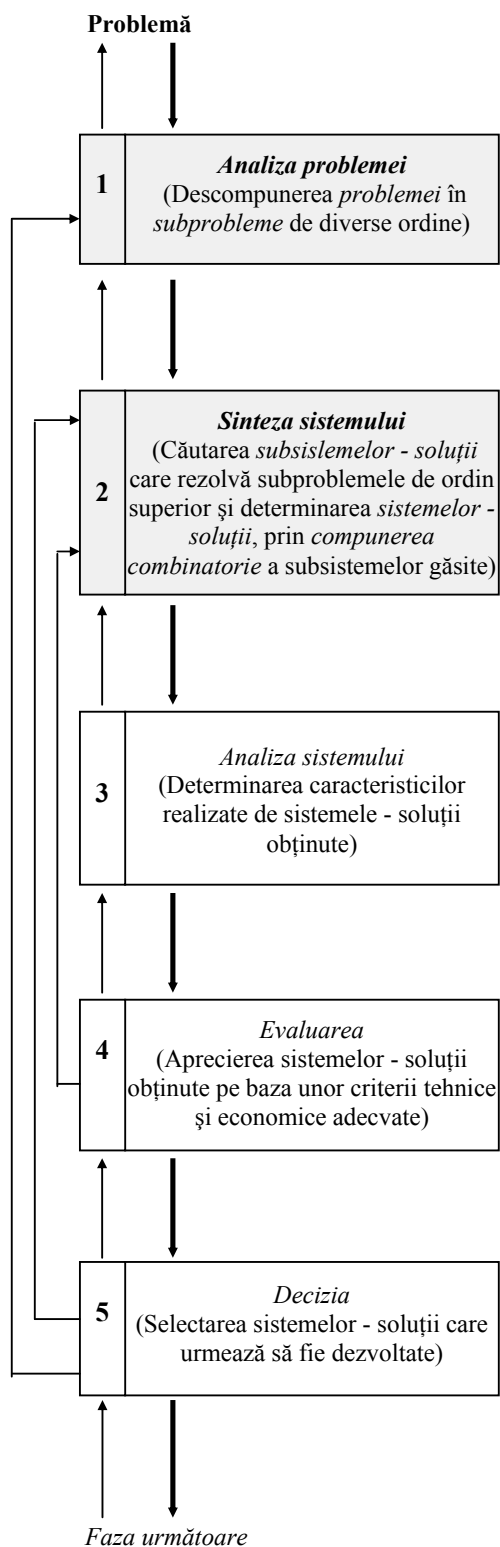


Fig. 4.12. Ciclul de rezolvare a unei probleme tehnice (adaptare după VDI 2221).

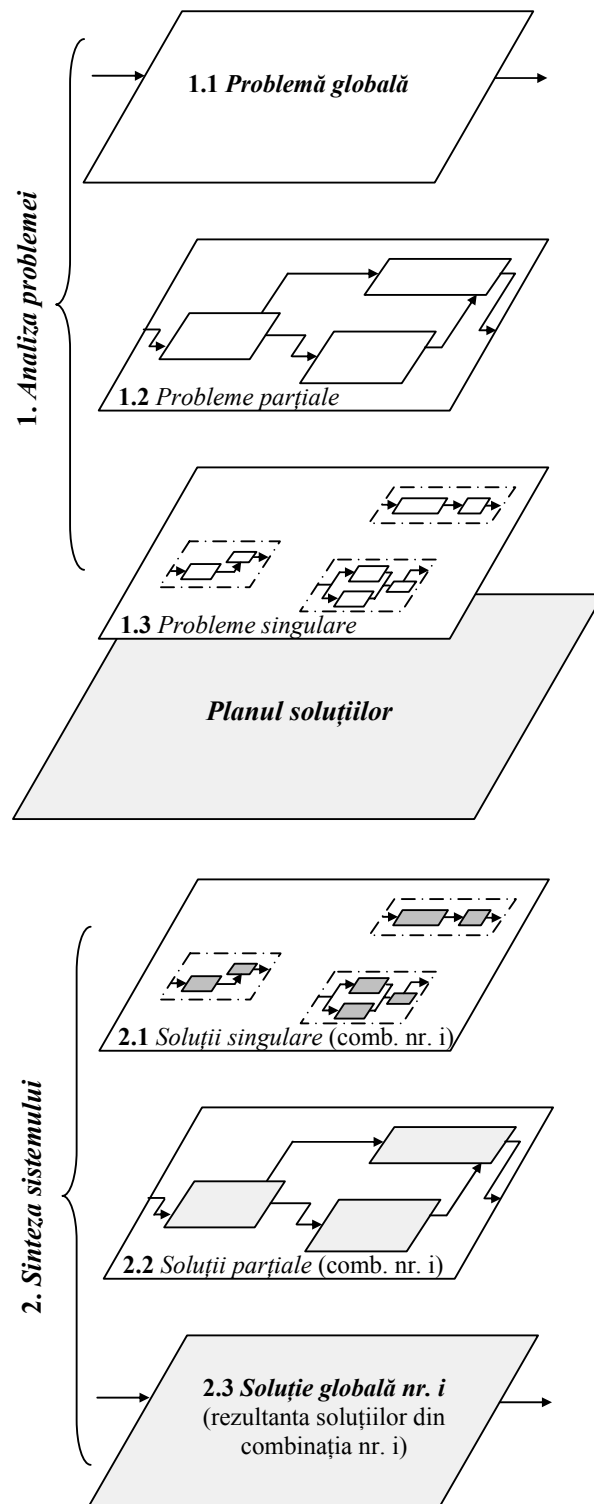


Fig. 4.13. Structura de rezolvare a unei probleme tehnice prin divizare în subprobleme și compunere a subsoluțiilor din fiecare combinație (adaptare după VDI 2221).

rezolvare se stabilesc prin *determinarea* și *analiza caracteristicilor* fiecărei variante obținute, urmată de *eliminarea* variantelor care *nu îndeplinesc cerințele din listă*.

Rezultat: *Structuri de rezolvare*,

4°. Identificarea *structurii (structurilor) optime* prin *evaluarea tehnico-economică*.

Rezultat: *Soluția de principiu* a produsului (*conceptul produsului*).

Conexiunile inverse dintre etape (fig. 4.14,b), necesare pentru optimizarea iterativă și pentru readaptarea listei de cerințe, pot fi realizate atât *direct*, prin fluxul periferic de informație, cât și *indirect* prin baza de informații.

Dintre cele patru etape, ale algoritmului de proiectare conceptuală (funcțională), *generarea structurilor de rezolvare* (etapa **3°**) constituie etapa-cheie; de aceea, etapa **3°** a fost ilustrată umbrat în fig. 4.14,b (împreună cu entitățile de intrare și de ieșire aferente).

Pentru această etapă, în fig. 4.15 s-a detaliat un algoritm general de *sinteză a structurilor de rezolvare*, ținând seama de exemplele și de noțiunile prezentate în cap. 2 (vezi și anexa A.1).

4.3.2. Algoritm de sinteză a structurilor de rezolvare

(*The Algorithm for the Solving Structures Synthesis*)

Algoritm din fig. 4.15, destinat sintezei structurilor de rezolvare (etapa **3°**, din fig. 4.14,b), este derivat din algoritmul omonim propus de *Ulrich* și *Eppinger* (v. fig.4.8), pe baza terminologiei promovată de VDI.

Conform fig. 4.15, algoritmul este centrat pe o *baza adecvată de informații*, pornește de la o *structură de subfuncții* cunoscută și cuprinde *patru etape* (dreptunghiuri) și *cinci rezultate* (cercuri):

1°. Identificarea și gruparea subfuncțiilor componente în:

a) *funcții de tip P.R.N.* (ale căror *Principii de Rezolvare sunt Necunoscute*) și

b) *funcții de tip P.R.C.* (ale căror *Principii de Rezolvare sunt Cunoscute*);
Rezultate: *Funcții de tip P.R.N.* și funcții de tip *P.R.C.*

2°. *Sinteza principiilor de rezolvare* pentru *funcțiile de tip P.R.N.*, la care se adaugă funcțiile de tip *P.R.C.* ale căror soluții existente sunt nesatisfăcătoare pentru produsul proiectat sau dezvoltat. Sinteza principiilor de rezolvare se realizează prin identificarea *efectelor fizice* și prin *configurarea purtătorilor de efecte*, urmată, în cazul subfuncțiilor compuse, de compunerea soluțiilor parțiale.

Rezultat: *Principii și/sau (sub)structuri de rezolvare noi*.

3°. Identificarea și *sistematizarea soluțiilor existente*.

Rezultat: *Clasa soluțiilor existente*,

4°. *Generarea structurilor de rezolvare*, care cuprinde două subetape:

4.1° se generează mai întâi *variantele structurale de rezolvare*, prin compunerea combinatorie a *soluțiilor* compatibile din etapele **2°** și **3°**;

4.2° a) se efectuează o primă *configurare* (sinteză *geometrico-cinematică*) a variantelor obținute;

b) se *prestablesc principalele caracteristici tehnice* ale acestor variante;

c) se elimină apoi variantele structurale ale căror caracteristici tehnice nu satisfac cantitativ *cerințele* (obiectivele principale) din lista de cerințe.

Rezultat: *Clasa structurilor de rezolvare*.

Așadar o *structură de rezolvare* este o variantă structurală care rezolvă funcția globală a produsului, în conformitate cu obiectivele principale din lista de cerințe, atât d.p.d.v. *calitativ*, cât și d.p.d.v. *cantitativ*.

În rezolvarea etapelor **1°... 3°**, baza de informații și experiența echipei de proiectare joacă un rol decisiv.

În cazul *funcțiilor de tip P.R.C.*, identificarea soluțiilor existente se bazează pe două izvoare principale:

a) *analiza literaturii* de specialitate și

b) *analiza sistemelor tehnice existente*.

Sursele curente de informare din literatură se referă la: reviste, buletine și periodice științifice, tehnice și economice din domeniu cercetat; monografii și cursuri universitare, buletine de referințe, dicționare, lexicoane și enciclopedii, memoratoare matematice și tehnice, teze de doctorat, proiecte de cercetare științifică, norme legislative, norme și standarde tehnice, literatura de patente (brevete de invenție), cataloage de proiectare (cataloage de efecte fizice, cataloage pentru soluții de principiu ale unor funcții uzuale, cataloage de soluții constructive etc.), cataloage și prospecte de produse (editate de firme producătoare și/sau de desfacere), rapoarte științifice, tehnice și economice elaborate de diverse instituții și asociații, site-uri existente pe internet în domeniu cercetat etc.

În cazul *funcțiilor de tip P.R.N.*, găsirea *efectelor fizice* și/sau a *configurației purtătorilor de efecte* (din *principiile de rezolvare* căutate) poate fi realizată prin:

- metode *convenționale* [7, 9, 15, 16]; exemple: analiza sistemelor naturale, analogia, testarea și măsurarea modelelor,
- metode *intuitive* [2, 7, 8, 9, 11, 15, 16, 17]; exemple: brainstorming, metoda 635, metoda Gallery, sinectica, metoda Delphi,
- metode *logice* [9, 15, 16]; exemple: modelarea și simularea numerică a proceselor fizice, căutarea sistematică cu ajutorul matricelor și cataloagelor de efecte fizice, variația configurației purtătorilor de efecte ale unor soluții cunoscute.

Generarea *variantelor structurale de rezolvare*, prin combinarea și compunerea soluțiilor parțiale (subetapa 4.1° din fig. 4.15), poate fi realizată cu ajutorul metodelor *matematice de combinare* sau pe baza „*matricelor morfologice*” (v. cap. 2); dintre acestea, alternativa secundă, analizată în cap. 2,

are cea mai largă utilizare, pe plan mondial [1, 2, 7, 9, 15, 16, 17, 20].

4.3.3 Concluzii (Conclusions)

Pe baza algoritmilor din fig. 4.14 și 4.15 pot fi formulate următoarele concluzii:

a. Fiecare etapă a modelului din fig. 4.14,a constituie o activitate distinctă, relativ autonomă, cu noțiuni și metode proprii.

b. Pentru a crea o imagine intuitivă și unitară asupra ierarhiei și corelațiilor dintre noțiunile utilizate, în fig. 4.16 s-a propus o variantă sintetică și simplificată a algoritmilor din fig. 4.14,b și 4.15.

c. În conformitate cu fig. 4.14,b și 4.15, funcția globală a unui produs prezintă elemente de noutate dacă:

c₁) are cel puțin o *subfuncție de tip P.R.N.* (cu principiu de rezolvare necunoscut) și/ sau dacă:

c₂) în structura de subfuncții intervine cel puțin o *conexiune originală*.

d. În funcție de elementele de noutate, din funcția globală a unui produs, se deosebesc mai multe tipuri și variante de proiectare, sistematizate succint în tab. 4.1:

d₁) *Proiectarea originală* (PO), cu șapte variante distincte (PO-I,...,PO-VII),

d₂) *Proiectarea adaptivă* (PA), cu două variante distincte (PA-I și PA-II) și

d₃) *Proiectarea variantă* (PV), cu o singură alternativă.

Din tab. 4.1 decurg următoarele diferențe:

-în *proiectarea originală*, soluția de principiu conține elemente de originalitate cel puțin în *planul efectelor* sau cel puțin în *planul conexiunilor*;

-în *proiectarea adaptivă*, soluția de principiu aduce elemente de noutate doar în privința *configurației purtătorilor de efecte*,

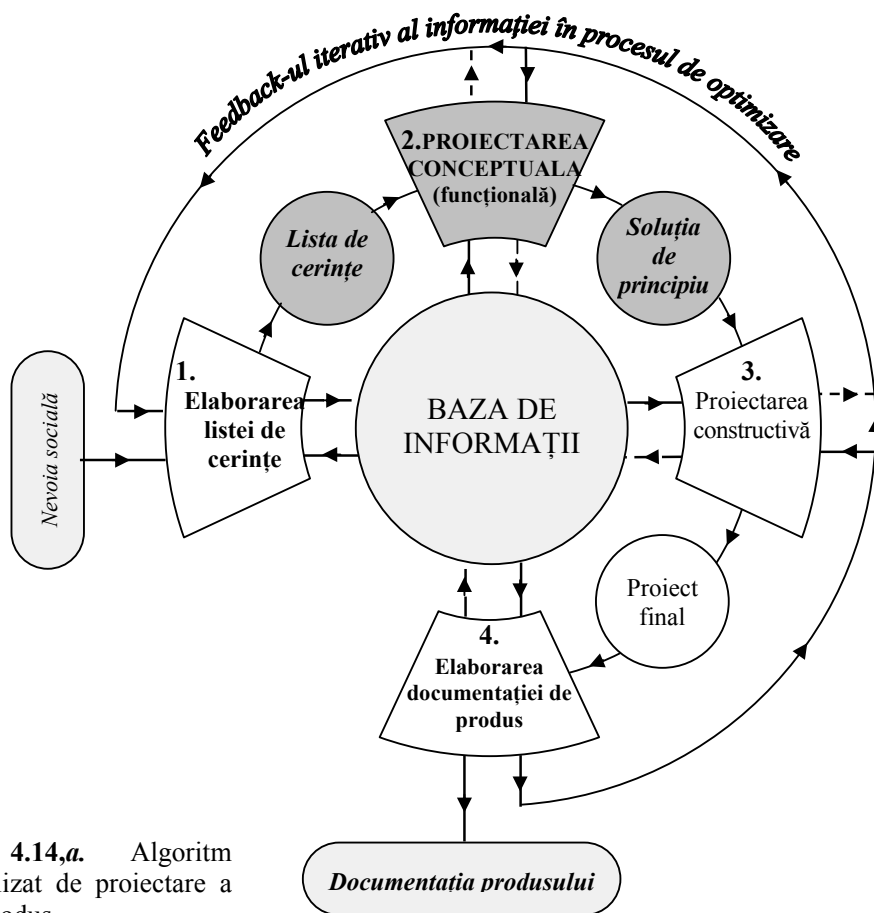


Fig. 4.14,a. Algoritm generalizat de proiectare a unui produs.

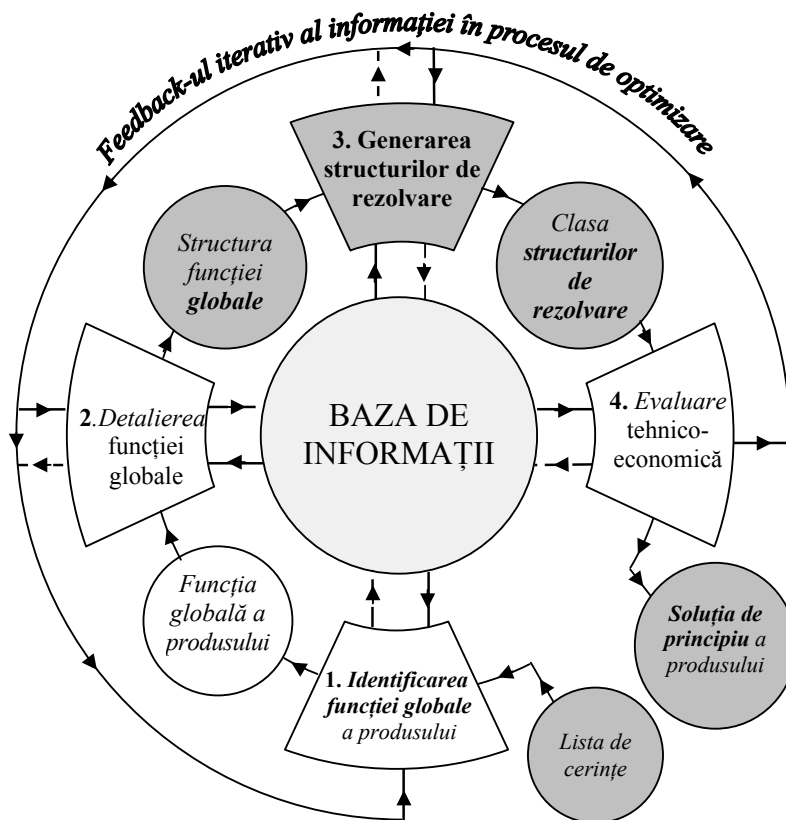


Fig. 4.14,b. Algoritm generalizat pentru detalierea proiectării conceptuale (etapa 2 din fig. 4.14,a).

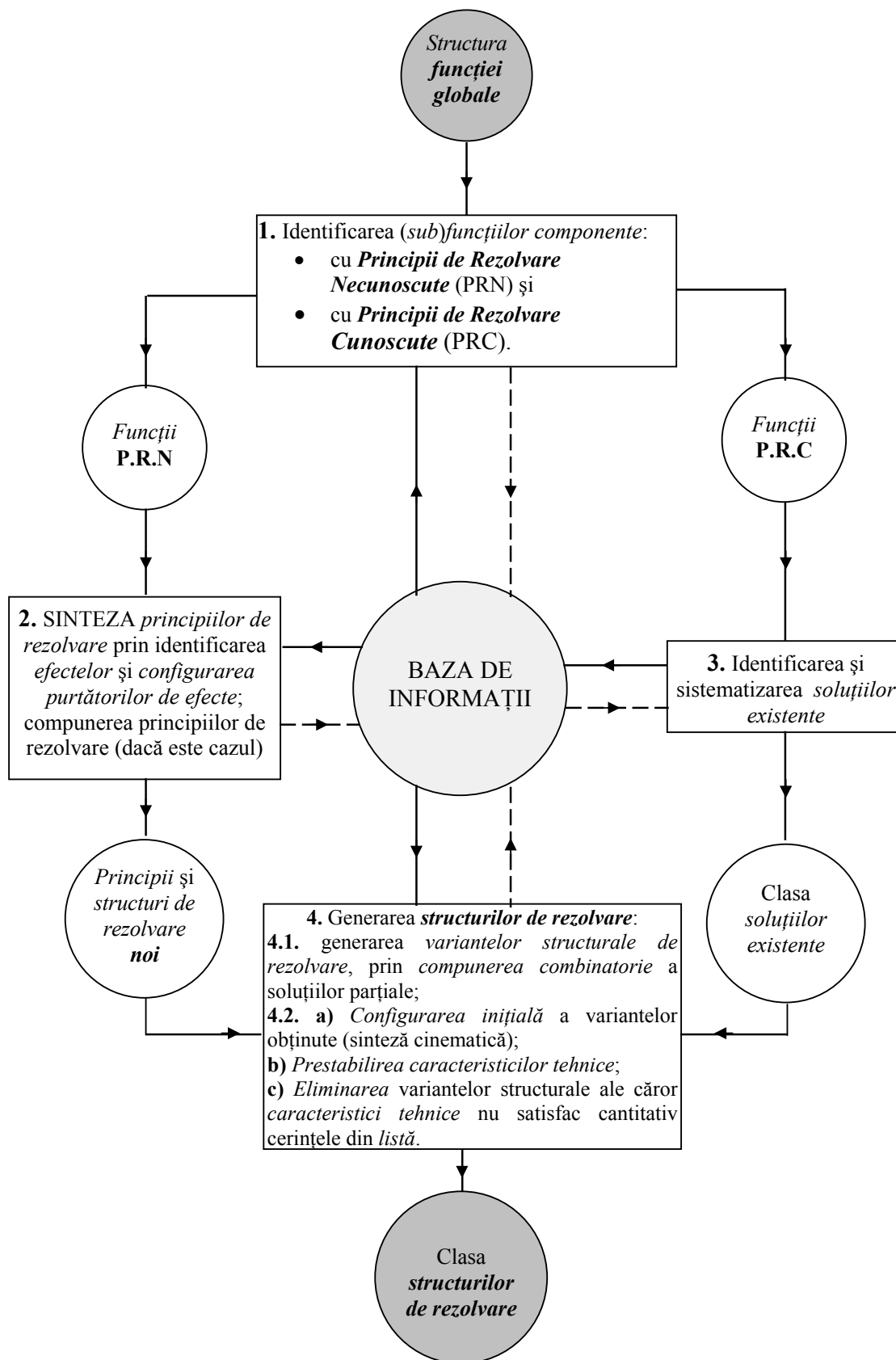


Fig. 4.15. Algoritm pentru detalierea generării structurilor de rezolvare (etapa 3 din fig. 4.14,b).

Tab. 4.1. Tipuri și variante de proiectare.

Structura funcției globale conține	Soluțiile subfuncțiilor componente conțin		Principii de rezolvare	
	noi	cunoscute		
		cu REconfigurare	în configurație existentă	
Conexiuni noi	P.O. tip I	P.O. tip V	P.O. tip VII	
		P.O. tip VI		
		P.O. tip II		
Conexiuni cunoscute	P.O. tip III	P.A. tip I	P.V.	
		P.A. tip II		
	P.O. tip IV			
Legendă: P.O. = Proiectare <i>Originală</i> ; P.A. = Proiectare <i>Adaptivă</i> ; P.V. = Proiectare <i>Variantă</i>				

-în *proiectarea variantă*, soluția de principiu este cunoscută în toate cele trei plane: al *efectelor*, al *configurației* purtătorilor de efecte și al *conexiunilor*; ca urmare, *proiectarea variantă* este o formă de proiectare *constructivă* prin *similitudine* (după „model”).

e. Deoarece în capitolul 2 au fost deja abordate principalele aspecte referitoare la etapele **1°**, **2°** și **3°**, ale modelului din fig. 4.14,b, în subcapitolul următor sunt prezentate succint principalele metode de evaluare tehnico-economică, folosite în etapa **4°** (fig. 4.14,b), pentru stabilirea soluției de principiu.

4.4. STABILIREA SOLUȚIEI DE PRINCIPIU PRIN EVALUAREA STRUCTURILOR DE REZOLVARE

(THE PRINCIPLE SOLUTION ESTABLISHMENT BY THE SOLVING STRUCTURES EVALUATION)

Etapa finală a algoritmului de proiectare *conceptuală* (v. etapa **4°** din fig. 4.14,b), pornește de la structurile de rezolvare, obținute în etapa precedentă,, și se încheie cu identificarea *soluției de principiu* (sau *conceptul* produsului). Identificarea soluției de principiu presupune *evaluarea tehnico-economică* a structurilor obținute și *decelarea* structurii de rezolvare *cele mai bune*. Deoarece informațiile despre produs, în această fază, nu sunt suficient de

precise, pot fi decelate 2 sau chiar 3 variante optime, dacă punctajele de evaluare ale acestora sunt suficient de apropiate.

4.4.1. Criterii de evaluare (Evaluation Criteria)

Evaluarea comparativă a structurilor de rezolvare se efectuează pe baza unor *criterii tehnice, economice și de siguranță* stabilite cu ajutorul listei de cerințe. După cum s-a precizat anterior (v. cap. 3), obiectivele din lista de cerințe se grupează în: *obiective principale* sau prescurtat *cerințe* și în *obiective secundare*. *Cerințele* sunt utilizate în *configurarea* purtătorilor de efecte și în *decelarea structurilor de rezolvare* dintre *variantele structurale* generate anterior. Ca urmare, **cerințele din listă nu pot fi folosite în calitate de criterii de evaluare !**

Exemplu: fie o listă de cerințe, prin care se solicită proiectarea unui reductor de turație care, printre altele, trebuie să realizeze următoarele *obiective principale*: un *raport de transmitere* $i = 40 \pm 5\%$ și un *randament* $\eta \geq 70\%$. Evident, prin definiție, toate structurile de rezolvare ale acestui reductor vor îndeplini *cerințele*: $i = 40 \pm 5\%$ și $\eta \geq 70\%$; ca urmare, aceste restricții nu pot fi, în același timp, și criterii de evaluare!

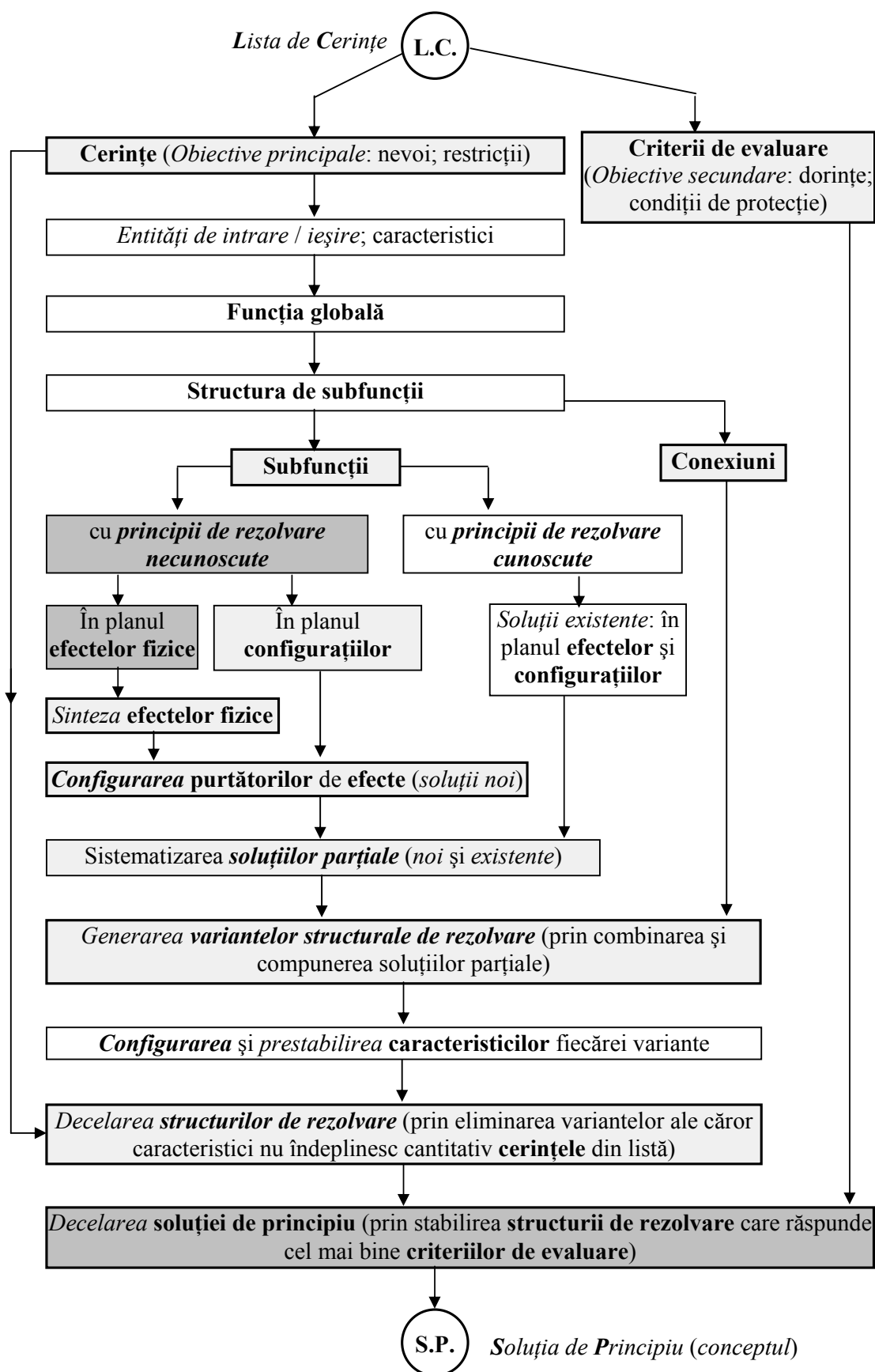


Fig. 4.16. Explicitarea *algoritmului de proiectare conceptuală* din fig. 4.14,b.

Formularea criteriilor de evaluare se bazează pe utilizarea *obiectivelor secundare* (din lista de cerințe), care de obicei sunt conexe obiectivelor principale.

În cazul exemplului considerat, pot fi utilizate, în calitate de *criterii de evaluare*, următoarele *obiective secundare* (conexe cerințelor de mai sus):

-*minimizarea gradului de complexitate* (criteriu tehnico-economic);

-*simplificarea montajului și a întreținerii* (criteriu tehnico-economic);

-*minimizarea costurilor tehnologice* (criteriu economic);

-*minimizarea gabaritului radial și axial* (criteriu tehnico-economic);

-*minimizarea riscului de accidentare* (criteriu de siguranță);

-*minimizarea pierderilor prin frecare* (criteriu tehnico-economic) etc.

Pentru orientare, în literatura germană [15, 16] sunt sistematizate, cu exemplificare, *sursele* uzuale ale *obiectivelor secundare*, din care pot fi selectate *criteriile de evaluare*; iată cele mai importante surse, cu exemple de obiective secundare:

a) *Funcția produsului*: optimizarea caracteristicilor purtătorilor de efecte ale subfuncțiilor *secundare* importante.

b) *Structura produsului*: reducerea numărului de componente, reducerea complexității, reducerea gabaritului etc.

c) *Siguranța omului și a mediului*: utilizarea preferențială a tehnicilor directe de siguranță, protejarea mediului.

d) *Ergonomia produsului*: îmbunătățirea corelației om-mașină, îmbunătățirea aspectului estetic.

e) *Fabricație*: simplificarea metodelor și procedeele de fabricație; evitarea echipamentelor scumpe.

f) *Control calitate*: simplificarea procedeele de testare și verificare.

g) *Montaj*: simplificarea și reducerea timpului de montaj, evitarea mijloacelor speciale.

h) *Transport*: evitarea mijloace speciale de transport, eliminarea riscurilor.

i) *Instalare și întreținere*: simplificarea operațiilor de instalare și utilizare, simplificarea și reducerea operațiilor de întreținere.

j) *Reciclare/înlăturare*: recuperarea ușoară a componentelor, înlăturarea în condiții de siguranță.

k) *Costuri*: eliminarea costurilor curente speciale și costurilor asociate, eliminarea riscurilor de depășire a termenelor.

În urma stabilirii criteriilor de apreciere comparativă, se poate trece la evaluarea propriu-zisă. În cazurile produselor cu structuri de rezolvare numeroase, evaluarea se desfășoară, de regulă, în două faze succesive:

A. Se efectuează mai întâi o *evaluare grosieră*, denumită și „*cernere*“, în care *criteriile de evaluare sunt considerate egale ca importanță*. Prin *cernere* se obține o reducere semnificativă a numărului inițial de soluții (structuri).

B. Pentru structurile rămase (în urma *cernerii*), se efectuează apoi o *evaluare fină*, numită și „*notare ponderată*“, în care *criteriile de evaluare sunt diferențiate prin coeficienți de pondere (importanță)*, care au valori diferite. Prin aplicarea *notării ponderate* se ajunge la *soluția de principiu*, desemnată de soluția (structura) cu punctajul maxim; dacă diferența de punctaj dintre primele soluții clasate este mică, atunci soluția de principiu poate fi formată din două sau chiar trei soluții (structuri) considerate optime.

În continuare sunt prezentate succint aceste tipuri de evaluare, în cele două variante de abordare existente în literatură: abordarea germană și abordarea promovată cu precădere în literatura de limbă engleză.

4.4.2 Evaluarea soluțiilor în literatura de limbă germană

(*The Solutions Evaluation in the German Literature*)

Se exemplifică evaluarea soluțiilor unui *excitator axial* (dintr-un stand cu circuit închis de putere), destinat să genereze forțe axiale într-un *cuplaj dințat* (încărcat cu moment de torsiune variabil).

Exemplul de evaluare, prelucrat după *Pahl* și *Beitz* [15, 16], pornește de la un număr inițial de 5 soluții (structuri de rezolvare), ale excitatorului axial, notate prin: I,...,V.

Se efectuează mai întâi o *evaluare grosieră* a celor 5 soluții, în conformitate cu *norma VDI 2225*. Această evaluare cuprinde două etape: o *evaluare tehnică* și, separat, o *evaluare economică*. Cu acest scop s-au propus, pe baza listei de cerințe, 5 *criterii tehnice* de evaluare (v. fig. 4.17,a) și respectiv 4 *criterii economice* (v. fig. 4.17,b); criteriile din fiecare grupă sunt considerate *egale ca importanță*.

Pe baza unei scări de apreciere de la 0 la 4 (adoptată de VDI 2225), se acordă fiecărei variante un număr de note, egal cu numărul criteriilor de evaluare (v. fig.4.17,a și b). Pentru fiecare soluție, se determină apoi *punctajul total* (prin însumarea notelor obținute) și se calculează *rata de evaluare tehnică* R_t (v. fig. 4.17,a) și *rata de evaluare economică* R_e (v. fig. 4.17,b).

Rata de evaluare se obține ca raport între *punctajul total realizat* și *punctajul obținut în condiții ideale* (nota max. 4 x 5 criterii = 20 puncte, în cazul *evaluării tehnice*, și nota max. 4 x 4 criterii = 16 puncte, în cazul *evaluării economice*).

Conform fig. 4.17,a și b, soluțiile III și IV sunt cele mai bune soluții (la „egalitate”), urmate îndeaproape de soluția II. În premisa că ratele R_t și R_e au importanță egală, analiza numerică poate fi simplificată prin utilizarea unei *rate medii* R_m , calculată fie ca *medie aritmetică*: $R_m = (R_t + R_e)/2$, fie ca *medie geometrică*: $R_m^2 = R_t \cdot R_e$; în ambele cazuri se obține o

valoare cuprinsă între 0 și 1.

Pentru cele trei soluții reținute (IV, III și II, v. fig. 4.17,a și b), în continuare se efectuează o *evaluare fină*, bazată pe *analiza valorii* [8, 9, 15, 16].

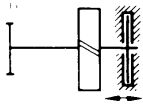
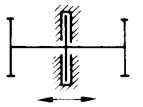
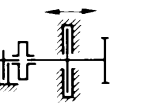
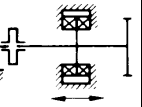
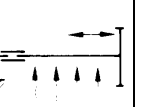
În această evaluare, obiectivele secundare de natură tehnică (formulate cu ajutorul listei de cerințe) sunt diferențiate, pe diverse *nivele*, cu ajutorul unei scheme denumită *arborele obiectivelor*.

În cazul *excitatorului axial* (considerat ca exemplu), din lista de cerințe se obține arborele cu *patru nivele* din fig. 4.17,c (prelucrare după *Pahl* și *Beitz* [15, 16]); din aceste obiective, numai cele de nivel maxim devin apoi criterii de evaluare. Cu ajutorul acestui arbore, se determină, mai departe, coeficienții de pondere (importanță) ai criteriilor de evaluare.

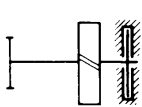
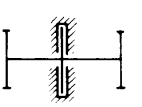
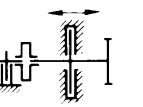
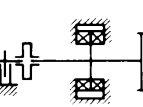
Conform fig. 4.17,c, fiecărui obiectiv i se asociază doi coeficienți de pondere:

- primul coeficient (notat $W_1, \dots, W_{1422}$) se referă la *ponderea obiectivului*, în raport cu obiectivele din *aceeași filiație* (de același nivel și cu același obiectiv-părinte); evident, suma coeficienților primari, ai obiectivelor de *aceeași filiație*, este egală cu unitatea;
- coeficientul secund (notat $W_{k1}, \dots, W_{k1422}$) se referă la *ponderea obiectivului*, în raport cu obiectivele de pe *același nivel*; aceasta înseamnă că, pe orice nivel, suma coeficienților secundari este egală cu unitatea.

Primul coeficient de pondere (al oricărui obiectiv) este desemnat de echipa de proiectare, prin comparație cu celelalte obiective din aceeași filiație. *Coeficientul secund* modelează importanța globală a obiectivului și se calculează ca *produs* dintre *primul coeficient* al obiectivului considerat și *coeficientul secund al obiectivului-părinte*. Liniile întrerupte din fig. 4.17,c indică faptul că obiectivele *fără filiație* (fără obiective-fii) se regăsesc neschimbate în toate nivelele de ordin superior, implicit și în cel de nivel maxim.

Soluția Criterii tehnice	I.	II.	III.	IV.	V.
					
1. Perturbații mici ale cinematicii de cuplare	3	4	4	4	3
2. Punere simplă în funcțiune	3	4	4	4	3
3. Schimbarea ușoară a cuplajului	4	3	4	4	4
4. Siguranța funcțională	2	4	3	3	3
5. Construcție simplă	2	2	2	2	3
Total	14	17	17	17	16
$R_t = \frac{Total}{20}$	$\frac{14}{20} = 0,7$	$\frac{17}{20} = 0,85$	$\frac{17}{20} = 0,85$	$\frac{17}{20} = 0,85$	$\frac{16}{20} = 0,8$

a

Soluția Criterii economice	I.	II.	III.	IV.	V.
					
1. Costuri reduse de materiale	2	3	4	4	2
2. Costuri reduse de reasamblare	2	1	3	3	3
3. Timp scurt de testare	2	4	3	3	2
4. Posibilitate de realizare în atelierul propriu	3	3	3	3	2
Total	9	11	13	13	9
$R_e = \frac{Total}{16}$	$\frac{9}{16} = 0,56$	$\frac{11}{16} = 0,69$	$\frac{13}{16} = 0,81$	$\frac{13}{16} = 0,81$	$\frac{9}{16} = 0,56$

b

Fig. 4.17,a și b. Exemplu de evaluare grosieră, aplicată unui număr de cinci soluții (structuri de rezolvare) ale unui *excitator axial* (prelucrare după *Pahl și Beitz* [15,16]: **a)** Matricea de evaluare tehnică și **b)** Matricea de evaluare economică)

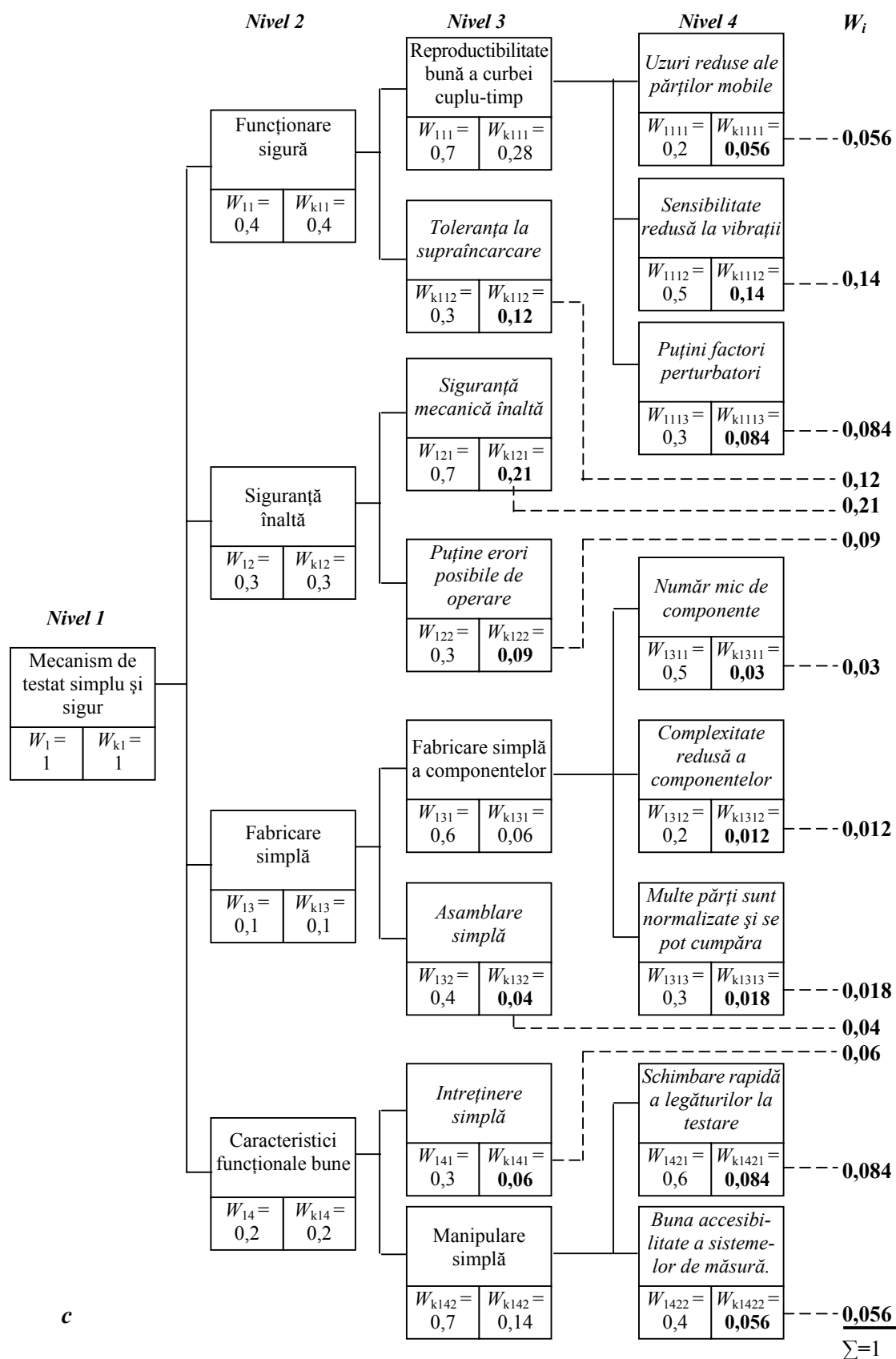


Fig. 4.17,c. Arborele obiectivelor (secundare) pentru produsul de tip excitator axial (prelucrare după Pahl și Beitz [15, 16]).

Obiectivele de pe nivelul maxim sunt considerate, mai departe, *criterii de evaluare* și pentru a fi mai ușor de recunoscut sunt scrise italic; coeficienți de pondere W_i ai acestor criterii sunt descriși prin *coeficienții secunzi* (stabiliți anterior) care, pentru a fi ușor de recunoscut s-au scris cu litere groase (bold).

Pe baza criteriilor și coeficienților de pondere stabiliți cu ajutorul fig. 4.17,c, în fig. 4.18 sunt evaluate mai departe soluțiile II, III și IV, selectate în faza anterioară (fig. 4.17, a și b). Conform fig. 4.18 (prelucrată după *Pahl și Beitz* [15, 16]), în prima coloană sunt ordonate criteriile de evaluare și coeficienții de pondere ai acestora W_i ; în coloana alăturată sunt precizați parametrii caracteristici ai criteriilor utilizate și unitățile de măsură aferente. Coloana fiecăreia dintre soluțiile analizate (II, III și IV) este divizată în trei subcoloane :

- în prima subcoloană sunt înscrise datele cantitative și/sau calitative ale parametrilor caracteristici realizați de soluția considerată;
- în subcoloana secundă se apreciază modul în care soluția analizată îndeplinește fiecare criteriu, pe baza unei note N_i , pe o scară de la 1 la 10;
- în subcoloana terță este calculată *nota ponderată*, ca produs dintre nota din subcoloana secundă N_i și coeficientul de pondere W_i .

Cu suma notelor obținute, de fiecare soluție, se calculează *rata de evaluare* a soluției R_k , specifică *evaluării* de tip *grosier* (v. și fig. 4.17,a și b):

$$R_k = (\sum N_i) / (10 \cdot n), \quad k = \text{II, III, IV}, \\ n = 13 \text{ criterii.}$$

Pentru evaluarea fină, se însumează notele ponderate și se determină *rata ponderată* a soluției (fig. 4.18):

$$WR_k = (\sum W_i N_i) / 10, \quad k = \text{II, III, IV.}$$

Comparația dintre mărimile R_k și WR_k evidențiază efectul diferențierii dintre

criterii, prin intermediul coeficienților de pondere.

Deși în evaluarea grosieră, din fig. 4.16, soluțiile IV și III se aflau la „egalitate” pe primul loc, în evaluarea fină, primul loc este ocupat de soluția II, urmată la mică diferență de soluția III. Această fluctuație de locuri scoate în evidență importanța care trebuie acordată în elaborarea criteriilor de evaluare. Deoarece soluțiile II și III au rate ponderate de valori apropiate, ambele pot fi declarate ca *soluții de principiu*.

4.4.3. Evaluarea soluțiilor în literatura de limbă engleză

(*The Solutions Evaluation in the English Literature*)

În literatura de limbă engleză, cea mai larg utilizată metodă de evaluare grosieră, cunoscută și sub denumirea de *cernere*, se referă la *matricea de evaluare* de tip *Pugh* [17].

Pentru exemplificare, în fig. 4.19 este ilustrată o astfel de matrice (adaptată după *Pugh* [17]), destinată selectării celor mai potrivite profile, în raport cu șase criterii: A,...,F. Selectarea pornește de la 10 soluții de profile, care sunt comparate cu un *profil de referință*.

Dacă un profil satisface un anumit criteriu mai bine decât profilul de referință, acel profil primește nota plus (+) pentru criteriu considerat (fig. 4.19); în caz contrar, primește nota minus (-); dacă profilul îndeplinește criteriul considerat la fel ca profilul de referință, atunci profilul analizat primește nota I (idem).

Pe baza acestor note, se determină apoi sumele obținute de fiecare variantă: $\Sigma +$, $\Sigma -$ și ΣI ; cu ajutorul acestor sume, se poate efectua ordonarea soluțiilor.

Conform rezultatelor din fig. 4.19, pot fi selectate soluțiile: nr. 3 (locul 1), nr. 8 la „egalitate” cu nr. 10 (locul 2), nr. 5 (locul 3) și nr.11 la „egalitate” cu nr.1 (locul 4). Dacă se consideră că $I = 0$ și $(+)+(-)=0$, calculul se poate simplifica, prin obținerea unei sume globale/soluție.

Criteriul de evaluare			Parametri		Soluția II			Soluția III			Soluția IV		
Nr		W_i		U M	Mărime	Notă N_i	Notă ponderată $W_i N_i$	Mărime	Notă N_i	Notă ponderată $W_i N_i$	Mărime	Notă N_i	Notă ponderată $W_i N_i$
1	Uzuri reduse ale părților mobile	0,056	Uzură	-	redușă	6	0,336	medie	4	0,224	redușă	6	0,336
2	Sensibilitate redusă la vibrații	0,14	Frecvența naturală	s ⁻¹	2370	7	0,980	2370	7	0,980	< 410	2	0,280
3	Puțini factori perturbatori	0,084	Perturbații	-	redușă	7	0,588	redușă	6	0,504	(medie)	4	0,336
4	Toleranța la supraîncărcare	0,12	Rezervă suprasarcină	%	10	7	0,840	10	7	0,840	20	8	0,960
5	Siguranță mecanică înaltă	0,21	Siguranța mecanică așteptată	-	ridicată	7	1,470	ridicată	7	1,470	foarte ridicată	8	1,680
6	Puține erori posibile de operare	0,09	Operare cu posibile erori	-	redușă	7	0,630	redușă	6	0,540	medie	4	0,360
7	Număr mic de componente	0,03	Nr. de componente	-	medie	4	0,120	medie	4	0,120	redușă	6	0,180
8	Complexitate redusă a componentelor	0,012	Complexitatea componentelor	-	redușă	7	0,084	medie	5	0,060	ridicată	3	0,036
9	Multe părți sunt normalizate și se pot cumpăra	0,018	Proporția comp. tipizate și cumpărate	-	medie	6	0,108	medie	6	0,108	ridicată	8	0,144
10	Asamblare simplă	0,04	Simplitatea montării	-	medie	5	0,200	medie	5	0,200	ridicată	7	0,280
11	Întreținere simplă	0,06	Timpul și costul întreținerii	-	redușă	8	0,480	redușă	7	0,420	ridicată	3	0,180
12	Schimbare rapidă a legăturilor la testare	0,084	Timpul estimat pentru schimbarea conexiunilor la testare	min	120	7	0,588	120	7	0,588	180	4	0,336
13	Buna accesibilitate a sistemelor de măsură	0,056	Accesibilitatea sist. de măsurare	-	bună	7	0,392	bună	7	0,392	medie	5	0,280
n = 13			$\Sigma = 1$		Total	85	6,816	Total	78	6,446	Total	68	5,388
						R₂= 0,65	WR₂=0,68		R₃= 0,60	WR₃=0,64		R ₄ = 0,52	WR ₄ =0,54

$$N_{imax} = 10; R_k = (\Sigma N_i)/(10n); WR = (\Sigma W_i N_i)/10$$

Fig. 4.18. Evaluarea fină (prin notare ponderată) a soluțiilor II, III și IV (din 4.17,a și b), pe baza criteriilor și coeficienților de pondere W_i rezultați din fig. 4.17,c (prelucrare după Pahl și Beitz [15, 16]).

Soluții											
Criterii	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
A	+	-	+	-	+	-	R E F E R I N Ț Ă	-	+	-	+
B	+	I	+	I	-	-		+	-	+	-
C	-	+	-	-	I	I		+	I	-	-
D	-	+	+	-	I	+		I	-	-	I
E	+	-	+	-	I	+		I	+	+	+
F	-	-	I	+	+	-		+	-	+	I
$\Sigma +$	3	2	4	1	2	2		3	2	4	2
$\Sigma -$	3	3	1	4	1	3		1	3	2	2
ΣI	0	1	1	1	3	1		2	1	0	2

Fig. 4.19. Exemplu de evaluare grosieră (*cernere*), cu ajutorul matricei de evaluare de tip *Pugh* (prelucrare după *Pugh* [17]).

Un alt exemplu intuitiv (prelucrat după *Ulrich* și *Eppinger* [19]) este reprezentat în fig. 4.20 și se referă la un număr inițial de 7 soluții (structuri) de *seringi medicale*: **A**,...,**G** și la 7 *criterii de evaluare*. În schema a, din fig. 4.20, sunt evidențiate grafic efectele celor două faze de evaluare: *cernerea* (evaluarea grosieră) și *notarea ponderată* (evaluarea fină).

Cernerea (în varianta de tip *Pugh*) este detaliată în fig. 4.20,b, iar *notarea ponderată*, în fig. 4.20,c (în premisa cunoașterii coeficienților de pondere).

În *cernerea* din fig. 4.20,b, ordonarea soluțiilor (în care este inclusă și varianta de referință) s-a efectuat pe baza sumei globale; din rezultatele obținute a decurs următoarea decizie:

continuă mai departe soluțiile **A** și **E** (situate pe locurile 1 și respectiv 2), se combină soluțiile **D** și **F** (aflate pe locul 3) și se revizuieste soluția **G** (aflată, de asemenea, pe locul 3).

Cele patru soluții selectate în urma *cernerii* (**A**, **DF**, **E** și **G+**) sunt evaluate, mai departe, pe baza *notării ponderate*; procedeul de lucru este analog cu cel aplicat în fig. 4.18, cu diferența că scara de notare are valori între 1 și 5.

Din ordonarea soluțiilor, pe baza *simei notelor ponderate* (fig. 4.20,c), rezultă că soluția (structura) **DF** desemnează *soluția de principiu* căutată.

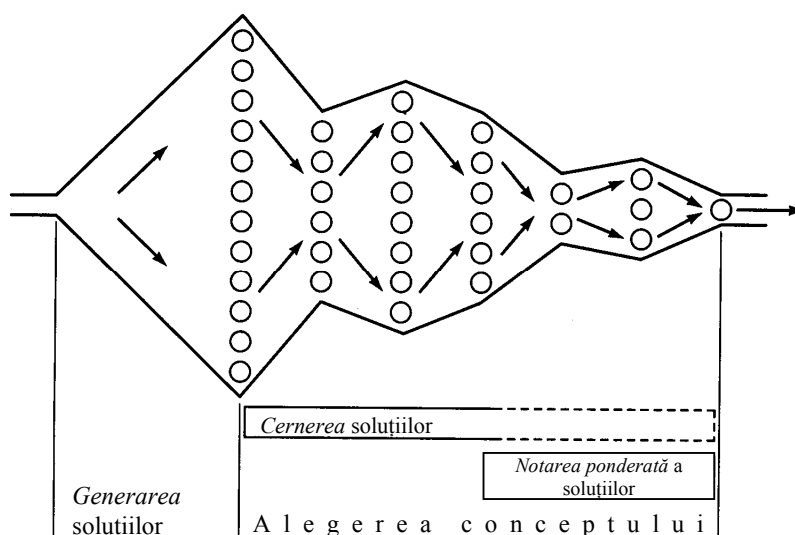
4.4.4. Despre cele două variante de evaluare fină. Formula FRISCO

(On the two fine evaluation variants. The FRISCO formula)

Comparația dintre cele 2 modalități de *evaluare fină*, prezentate anterior, (vezi fig. 4.17, fig. 4.18 și fig. 4.20,c) arată că acestea sunt în principiu asemănătoare; în ambele abordări se disting trei faze:

- Se stabilesc criteriile de evaluare și coeficienții de pondere ai acestora;
- La fiecare soluție (structură de rezolvare), se apreciază, printr-o *notă* (pe o scară convenabilă), modul în care sunt îndeplinite fiecare dintre criteriile de evaluare; se calculează apoi *notele ponderate*, ca produs între fiecare *notă acordată* și *coeficientul de pondere* al criteriului aferent.
- Se *însușește* *notele ponderate* ale fiecărei soluții și se *ordonează* valoric soluțiile analizate, pe baza *sumelor* (punctajelor) obținute.

Diferențele semnificative dintre cele două abordări se referă, cu precădere, la prima fază. Rezolvarea acestei faze, prin metoda germană (bazată pe *arborele de obiective*) este precisă, dar laborioasă (incumbă un volum relativ mare de lucru).



a

Criterii	Soluții (Structuri de rezolvare)						
	A	B	C	D (referință)	E	F	G
1. Ușurința manevrării	0	0	-	0	0	-	-
2. Ușurința utilizării	0	-	-	0	0	+	0
3. Ușurința citirii	0	0	+	0	+	0	+
4. Precizia dozajului	0	0	0	0	-	0	0
5. Durabilitate	0	0	0	0	0	+	0
6. Ușurința fabricării	+	-	-	0	0	-	0
7. Portabilitate	+	+	0	0	+	0	0
Sumă de +	2	1	1	0	2	2	1
Sumă de 0	5	4	3	7	4	3	5
Sumă de -	0	2	3	0	1	2	1
Suma globală	2	-1	-2	0	1	0	0
Locul	1	6	7	3	2	3	3
Continuă?	Da	Nu	Nu	Combinare	Da	Combinare	Revizuire

b

Criterii	Coef. de pondere	Soluții selectate prin cernere							
		A		DF		E		G +	
		Notă	Notă ponderată	Notă	Notă ponderată	Notă	Notă ponderată	Notă	Notă ponderată
1.	5%	3	0.15	3	0.15	4	0.2	4	0.2
2.	15%	3	0.45	4	0.6	4	0.6	3	0.45
3.	10%	3	0.3	3	0.3	5	0.5	5	0.5
4.	25%	3	0.75	3	0.75	2	0.5	3	0.75
5.	15%	3	0.45	5	0.75	4	0.6	3	0.45
6.	20%	3	0.6	3	0.6	2	0.4	2	0.4
7.	10%	3	0.3	3	0.3	3	0.3	3	0.3
TOTAL:		3.00		TOTAL:	3.45	TOTAL:	3.10	TOTAL:	3.05
Locul		4		1		2		3	
Continuă?		Nu		(DA) Dezvoltare		Nu		Nu	

c

Fig. 4.20. Exemplu de evaluare grosieră (*cernere*) și evaluare fină (*notare ponderată*) aplicate unor soluții (structuri de rezolvare) ale unei *seringi medicale* (adaptare după Ulrich și Eppinger [19]).

La celălalt tip de abordare (v. fig. 4.20), rezolvarea primei faze este, de regulă, intuitivă și sumară; se presupune, probabil, că pentru determinarea coeficienților de pondere există metode matematice de calcul.

Dintre procedeele matematice, existente în literatură, pentru calculul simplificat al coeficienților de pondere, în continuare se prezintă o variantă empirică, bazată pe formula FRISCO. Pentru intuitivitate, prezentarea este efectuată pe un exemplu (fig. 4.21):

Sunt date trei structuri de rezolvare ale unui produs (I, II și III) și $n = 4$ criterii de evaluare: $a > b > c > d$ (notația $>$ înseamnă: mai important decât).

Se cere să se determine coeficienții de pondere ai criteriilor a , b , c și d și să se

ordoneze valoric variantele I, II și III.

Rezolvare: Cu ajutorul matricei $n \times n = 4 \times 4$ din fig. 4.21,a, se determină mai întâi *punctajul* P_k și apoi *locul* L_k al fiecărui criteriu „ k ” ($k = 1, 2, 3, 4$).

În matricea din fig. 4.21,a se operează *pe linie*, după următoarele reguli :

1°. Criteriul de pe linia „ k ” ($k = 1, 2, 3, 4$) se compară, cu fiecare dintre criteriile date, primind următoarele note:

0 – dacă este *mai puțin important* (decât criteriul cu care este comparat),

0,5 – dacă este *tot atât de important* și
1 – dacă este *mai important* (decât criteriul cu care este comparat).

2°. Se calculează *punctajul* criteriului de pe linia „ k ” (P_k) prin însumarea notelor de pe acea linie ($k = 1, 2, 3, 4$).

k	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	5	0,59
2	b	0	0,5	1	1	2,5	2	2	2,33	0,27
3	c	0	0,5	0,5	1	1,5	3	1	1	0,12
4	d	0	0,5	0,5	0,5	0,5	4	0	0,2	0,02
Suma:									8,53	1

$a > b > c > d$ (semnul $>$ semnifică: mai important decât)
 $k = 1, \dots, n$ – numărul de ordine al criteriului curent;
 P_k = nota globală a criteriului k = suma notelor din linia k a matricei $n \times n = 4 \times 4$;
 L_k = locul de ordine valorică al criteriului curent k ;
 S_k = nr. criteriilor ale căror note globale sunt inferioare notei globale a criteriului curent k ;
 W_k = coeficientul absolut de pondere al criteriului curent k , calculat cu formula FRISCO:

$$W_k = \frac{2 \cdot P_k - P_{\min} + S_k + 0,5}{0,5 \cdot n + P_{\max} - P_k};$$

w_k = coeficientul relativ de pondere al criteriului curent k :

$$w_k = \frac{W_k}{\left(\sum_{i=1}^n W_i \right)}.$$

a

		Structura I		Structura II		Structura III	
Criteriul	w_k	N_k	$w_k \cdot N_k$	N_k	$w_k \cdot N_k$	N_k	$w_k \cdot N_k$
a	0,59	8	4,72	8	4,72	7	4,13
b	0,27	6	1,62	9	2,43	9	2,43
c	0,12	7	0,84	6	0,72	8	0,96
d	0,02	9	0,18	7	0,14	6	0,12
Suma:		30	7,36	30	8,01	30	7,64
Locul:			3		1		2

b

Fig. 4.21,a. Determinarea coeficienților relativi de pondere ai criteriilor a , b , c și d ;
b. Ordonarea a trei soluții (I, II și III) pe baza sumei notelor ponderate ($\sum w_k \cdot N_k$).

3°. Se stabilesc *locurile* de ordine ale celor $n = 4$ criterii ($L_k = 1, 2, 3, 4$), prin compararea punctajelor obținute; pe baza acestei ordonări, se determină apoi mărimea S_k , care desemnează numărul criteriilor ale căror punctaje sunt inferioare criteriului curent k .

Se pot determina acum, cu ajutorul *formulei FRISCO*, atât valorile *absolute* (W_k) ale *coeficienților de pondere* (v. fig.4.21,a):

$$W_k = (2P_k - P_{\min} + S_k + 0,5) / (0,5n + P_{\max} - P_k);$$

$$P_{\max} = \max(P_k, k = 1 \dots n);$$

$$P_{\min} = \min(P_k, k = 1 \dots n);$$

cât și valorile *relative* (w_k) ale acestora:

$$w_k = W_k / (\sum W_k), k = 1, \dots, n.$$

Conform matricei din fig. 4.21,b, pe baza rezultatelor obținute anterior, se efectuează următoarele operații:

-se apreciază, mai întâi, *cu note* N_k (de la 1 la 10), modul în care este îndeplinit fiecare criteriu, de către fiecare structură de rezolvare (I, II și III);

-se calculează apoi *notele ponderate*, ca produs între *nota* N_k și *coeficientul relativ de pondere* w_k aferent;

-se determină *punctajul* fiecărei structuri, prin *însurarea notelor ponderate* proprii;

-se stabilesc *locurile de ordine* ale structurilor *de rezolvare*, comparând punctajele obținute.

Comparativ cu abordarea germană (v. fig. 4.17 și 4.18), abordările de tipul celei din fig. 4.21 sunt relativ mai simple, dar și mai puțin precise.

Datorită simplității, metodele de acest tip (v. fig. 4.21) pot fi direct aplicate, chiar și în cazurile în care numărul soluțiilor (structurilor de rezolvare) este relativ mare.

5. EXEMPLU DE PROIECTARE CONCEPTUALĂ A UNUI PRODUS TEHNIC

(CONCEPTUAL DESIGN EXAMPLE OF A TECHNICAL PRODUCT)

În acest capitol este exemplificată aplicarea algoritmului de *proiectare conceptuală* (v. fig. 4.14 și fig. 4.15), în cazul unui produs tehnic de tip: *motoreductor*.

Acest motoreductor este destinat să echipeze o *platformă rotativă*, pe care este montată o antenă de tip parabolic; motoreductorul trebuie să aducă platforma în diverse *poziții unghiulare*, în condiții de *precizie și stabilitate* impuse.

Pentru ca numerele de ordine, ale etapelor din fig. 4.14,b, să coincidă cu cele ale subcapitolelor care urmează, primul subcapitol, destinat listei de cerințe, s-a notat cu 5.0.

5.0. DESPRE LISTA DE CERINȚE

(ON THE REQUIREMENTS LIST)

Din lista de cerințe a produsului global, format de ansamblul antenei parabolice, se desprind următoarele *cerințe* (obiective principale) referitoare la platforma rotativă și la motoreductor:

- 1) Diametrul *maxim* al coroanei dințate, solidară cu platforma: $\approx 5\text{ m}$.
- 2) Diametrul *maxim* al pinionului de antrenare al coroanei dințate: $\approx 100\text{ mm}$.
- 3) Masa totală *maximă* a platformei: $\approx 31,2\text{ t}$.
- 4) Momentul mecanic de inerție *maxim* al platformei, în raport cu axa fixă de rotație: $\approx 9,75 \cdot 10^4\text{ kgm}^2$.
- 5) Rezemarea axială și radială a platformei: prin intermediul unor *role periferice cu axe fixe*.
- 6) Turația *maximă* a platformei în timpul deplasării unghiulare: $0,6\text{ rot/min}$.
- 7) Precizia de poziționare: $\pm 5^\circ$.
- 8) Menținerea stabilă a poziției unghiulare a platformei: prin (*auto*)frânarea reductorului, în paralel cu blocarea platformei.

9) Sursa de energie: *electrică*.

10) *Raportul cinematic de transmitere* al reductorului: $|i| = 100 \pm 1,5\%$ (prin urmare, reductorul trebuie să reducă turația motorului de 100 de ori).

11) *Randamentul minim* admis pentru reductor: $\eta_{\min} = 0,5$ (deci, reductorul trebuie să amplifice momentul motorului de cel puțin $\eta_{\min} \cdot |i| = 50$ de ori).

Acestor cerințe le sunt asociate următoarele 5 *obiective de optimizare*, enumerate în *ordinea importanței* relative:

- A. Minimizarea *costurilor de fabricație*,
- B. Reducerea *pierderilor prin frecare*,
- C. Minimizarea *gradului de complexitate*,
- D. Minimizarea *gabaritului radial* și
- E. Minimizarea *gabaritului axial*.

Aceste obiective (secundare) sunt folosite ulterior, în calitate de *criterii de evaluare* tehnico-economică, pentru identificarea soluției de principiu (dintre structurile de rezolvare generate).

5.1. IDENTIFICAREA FUNCȚIEI MOTOREDUCTORULUI

(THE IDENTIFICATION OF THE MOTOR-REDUCER FUNCTION)

Funcția globală a motoreductorului este o subfuncție a platformei rotative. Pentru identificarea acesteia, în fig.5.1 s-au reprezentat succesiv :

- *funcția globală* a platformei (fig. 5.1,a),
- *structura acesteia* de ordinul **1M+1E+1I** (fig. 5.1,b) și
- *structura* de ordinul **3M+4E+4I** (fig. 5.1,c și d) , derivată din structura anterioară.

Ultima structură, ilustrată atât în variantă *descriptivă* (fig. 5.1,c) cât și în variantă *simbolică* (fig. 5.1,d), are următoarele subfuncții componente:

FM1: conectarea material (platformă)-energie mecanică;
FM2: deplasarea unghiulară (rotirea) a materialului (platformei);
FM3: Înregistrarea poziției unghiulare a materialului (platformei);
FE1: Conectarea/deconectarea tensiunii de la rețeaua electrică;

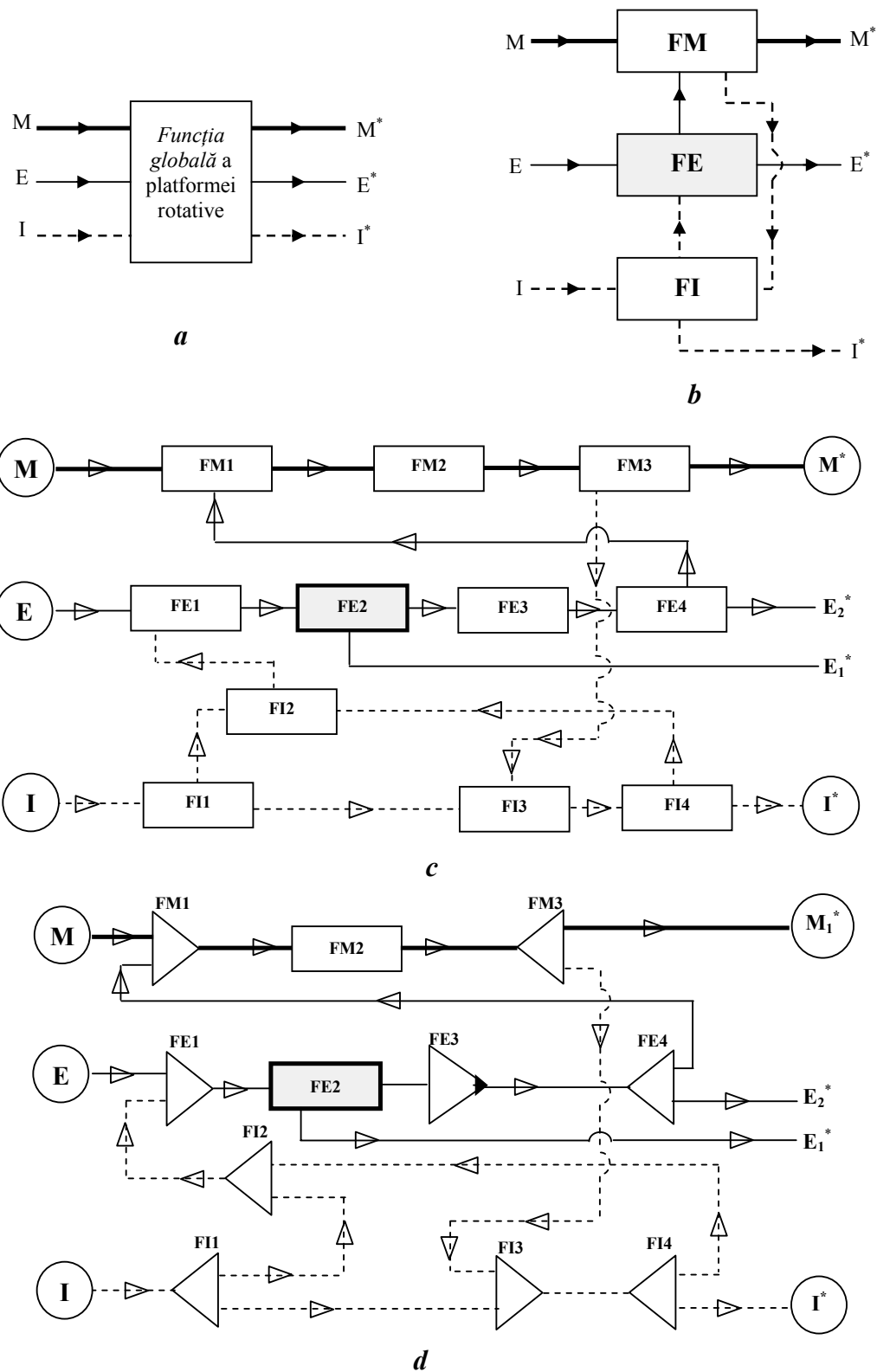


Fig. 5.1. *a. Funcția globală a platformei rotative; b. Structura de funcții de ordinul $1M+1E+1I$, derivată din funcția globală; c și d. Structura de funcții de ordinul $3M+4E+4I$, în varianta descriptivă (c) și în varianta simbolică (d); subfuncția FE2 desemnează funcția globală a motoreductorului.*

FE2: Transformarea energiei electrice în energie mecanică + *blocarea* transmisiei în timpul staționării motorului + *reducerea primară* a turației;

FE3: Transmiterea energiei mecanice cu *reducerea secundară* a turației (folosind coroana dințată solidară cu platforma);

FE4: *Ramificarea* energiei mecanice în două ramuri: *energie utilă* și *energie pierdută* (în principal prin frecare);

FI1: *Ramificarea* informației de intrare în două ramuri: *emiterea semnalului de pornire* (după îndeplinirea instrucțiunilor de exploatare și de siguranță) și *transmiterea informației* privind poziția unghiulară dorită către (sub)funcția FI3;

FI2: Comandă execuția semnalelor de pornire și oprire; spre deosebire de funcția logică FE1 (de tip *AND*), funcția FI2 este o *funcție logică* de tip *INHIBITION* (v. pct. 2.3*).

FI3: Receptarea informațiilor privind pozițiile unghiulare: *dorită* și *curentă* și compararea acestora;

FI4: Emiterea semnalului de oprire, când cele două poziții devin egale, și înregistrarea poziției unghiulare finale.

În concluzie, funcția globală a motoreductorului este reprezentată de subfuncția **FE2**, din componența structurii de ordinul **3M+ 4E+ 4I** (fig. 5.1,c și d).

5.2. DETALIEREA FUNCȚIEI MOTOREDUCȚORULUI

(THE DETAILING OF THE MOTOR-REDUCER FUNCTION)

Se extrage mai întâi, din fig. 5.1,d, funcția motoreductorului (v. fig. 5.2,a). Prin detalierea acestei funcții globale rezultă structura de funcții, în variantă simbolică, din fig. 5.2,b.

Cele patru subfuncții, ale acestei structuri, au următoarele semnificații:

FE21: Transformarea energiei electrice în energie mecanică (subfuncție principală);

FE22: Transmiterea energiei mecanice, cu *blocarea* reductorului în timpul

staționării motorului (subfuncție, de asemenea, principală);

FE23: Modificarea parametrilor energiei mecanice: *reducerea turației* și, implicit, *amplificarea momentului de torsiune* (subfuncție principală);

FE24: *Maximizarea* raportului de *amplificare a momentului*, prin *reducerea pierderilor* datorate *frecării* (subfuncție secundară).

Pe baza structurii de funcții din fig. 5.2,b, în continuare se trece la generarea structurilor de rezolvare ale motoreductorului.

5.3. GENERAREA STRUCTURILOR DE REZOLVARE

(THE GENERATION OF THE SOLVING STRUCTURES)

Acest subcapitol cuprinde două părți relativ distincte:

5.3.1. *Generarea* (sinteza) *variantelor structurale de rezolvare* și

5.3.2. *Stabilirea structurilor de rezolvare*, prin *configurarea* (sinteza) *cinematică* a variantelor obținute și prin *eliminarea variantelor ale căror caracteristici tehnice* nu îndeplinesc *cantitativ* cerințele din listă.

5.3.1. Generarea (sinteza) variantelor structurale de rezolvare

(The generation of the solving structural variants)

Din cercetarea surselor de soluții existente (cataloage de efecte fizice, cataloage de soluții pentru funcții cu largă utilizare, prospecte, brevete de invenție, oferte etc.), rezultă următoarele concluzii privind rezolvarea subfuncțiilor FE21,...,FE24 din fig.5.2,b:

- toate aceste sub-funcții sunt de tip **PRC** (v. fig. 4.15);
- *soluțiile potențiale de principiu* ale acestor subfuncții (*principiile* și *structurile de rezolvare*) sunt complet cunoscute în planul *efectelor* și sunt parțial cunoscute în planul

configurației purtătorilor de efecte (o parte dintre configurațiile găsite vor fi reconfigurate).

Pentru exemplificare, rezultatele găsite au fost sistematizate în matricea morfologică simplificată din fig. 5.2,c. Cu ajutorul acestei matrice, pot fi generate mai multe *variante* structurale de rezolvare, prin *combinarea* și prin *compunerea compatibilă* a *soluțiilor potențiale* din fig.5.2,c; evident, dintre variantele obținute, vor fi considerate *structuri de rezolvare* (pentru funcția FE2 a motoreductorului) numai cele ale căror caracteristici tehnice îndeplinesc nu numai *calitativ*, ci și *cantitativ* cerințele din listă.

Precizare: Conform tab. 4.1, în premiza că în *structura de funcții* (fig. 5.1,c și d) intervin și *conexiuni noi*, rezultă că proiectarea motoreductorului este o *proiectare originală* (P.O.) de tip VI (v. tab. 4.1); în premiza că toate conexiunile sunt cunoscute, proiectarea motoreductorului devine o *proiectare adaptivă* (P.A.) de tip II (v. tab. 4.1).

Pentru continuarea aplicației, în fig. 5.2,d s-au sistematizat șase variante structurale distincte: SR1, ..., SR6; exemplu: varianta SR1 (din fig. 5.2,d) reprezintă *rezultanta* soluțiilor potențiale: 1.2, 2.3, 3.2 și 4.1 combinată cu 4.2 (fig. 5.2, c):

$$SR1 = 1.2 + 2.3 + 3.2 + (4.1+4.2).$$

Schemele calitative ale acestor șase variante sunt ilustrate simplificat (fără reprezentarea motorului) în fig. 5.3,a,...,f. În continuare, pentru aceste scheme se stabilesc numerele de dinți (din condiția $|i| = 100 \pm 1,5 \%$) și apoi se calculează randamentul și implicit raportul de amplificarea a momentului, realizate de fiecare variantă. Evident, structurile de rezolvare ale funcției FE2 vor fi nominalizate de variantele care realizează: $|i| = 100 \pm 1,5 \%$, $\eta \geq 0,5$ și transmiterea ireversibilă a energiei mecanice.

5.3.2. Stabilirea structurilor de rezolvare

(The establishment of the solving structures)

Pentru stabilirea structurilor de rezolvare (din variantele obținute), se efectuează, mai întâi, *sinteza numerelor de dinți*, din condiția: $|i| = 100 \pm 1,5 \%$. Apoi, pe baza randamentelor cunoscute ale *angrenajelor cu axe fixe*, se calculează randamentele reductoarelor propuse, în cele două cazuri posibile de acționare (directă și inversă) și se determină raportul de amplificarea al momentului de intrare, în *premise acționării directe*.

Dacă randamentul, *la acționarea inversă*, este *nul sau negativ*, atunci reductorul analizat transmite puterea *ireversibil* și, ca urmare, blocarea transmisiei, când motorul stăpânește, devine superfluă.

Cazul variantei SR1. În conformitate cu fig. 5.3,a, pentru angrenajul melcat cu axe fixe, condiția realizării raportului cinematic de transmitere poate fi scrisă sub forma :

$$i = i_{1,2}^h = i_{1,2} = \omega_1/\omega_2 = +z_2/z_1 = +100. \quad (5.1)$$

Adoptând $z_1 = 1$ (din cauza gabariturii radial), din rel. (5.1) se obține $z_2 = 100$ dinți. În premisa că unghiul de pantă al melcului 1 este mai mic decât unghiul de frecare ($\gamma_1 < \text{tg} \mu$), pentru acest angrenaj cu axe fixe, randamentele au următoarele valori:

$$\eta = \eta_{1,2} \cong 0,65 \text{ și } \eta_{\text{inv}} = \eta_{2,1} = 0;$$

prin urmare, angrenajul melcat cu axe fixe este *ireversibil*.

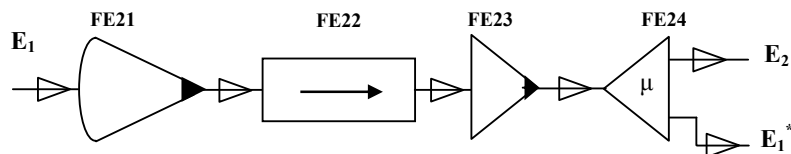
În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR1 are următoarele proprietăți:

-reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_2 = \omega_1/100$),

-amplifică momentul de intrare de 65 de ori ($T_2 = -i \cdot \eta \cdot T_1 = -65 \cdot T_1$),



a



b

<i>Subfuncția</i>		<i>Efectul fizic</i>	<i>Soluții potențiale de principiu</i>		
FE21	Transformarea energiei electrice în energie mecanică	Efectul forței electro-magnetice	1.1 Motor de curent continuu	1.2 Motor electric asincron	1.3 Motor electric sincron
FE22	Transmiterea ireversibilă a energiei mecanice	Efectul frecării coulombiene	2.1 Cuplaj normal cuplat cu decuplare electromagn.	2.2 Cuplaj unisens	2.3 Angrenaj ireversibil
FE23	Reducerea turației (amplificarea momentului)	Efectul de pârghie	3.1 Angrenaj cilindric cu axe fixe	3.2 Angrenaj melcat cu axe fixe	3.3 Unitate planetară
FE24	Minimizarea pierderilor prin frecare	Efectul frecării coulombiene	4.1 Calitate superioară de fabricație	4.2 Ungere forțată	4.3 Angrenaj cicloidal cu bolțuri

c

<i>Subfuncția</i>	<i>FE21</i>	<i>FE22</i>	<i>FE23</i>	<i>FE24</i>
SR1	1.2	2.3	3.2	4.1+4.2
SR2	1.2	2.1	3.1+3.1+3.1	4.1
SR3	1.2	2.2	3.1+3.3	4.1
SR4	1.2	2.2	3.3	4.1
SR5	1.2	2.2	3.3	4.1+4.3
SR6	1.2	2.2	3.3	4.1
Exemplu: varianta SR1 = 1.2+2.3+3.2+(4.1+4.2)				

d

Fig. 5.2. *a. Funcția globală a motoreductorului; b. Structura de funcții în variantă simbolică; c. Matricea morfologică de generare a variantelor structurale de rezolvare; d. Exemple de variante structurale de rezolvare.*

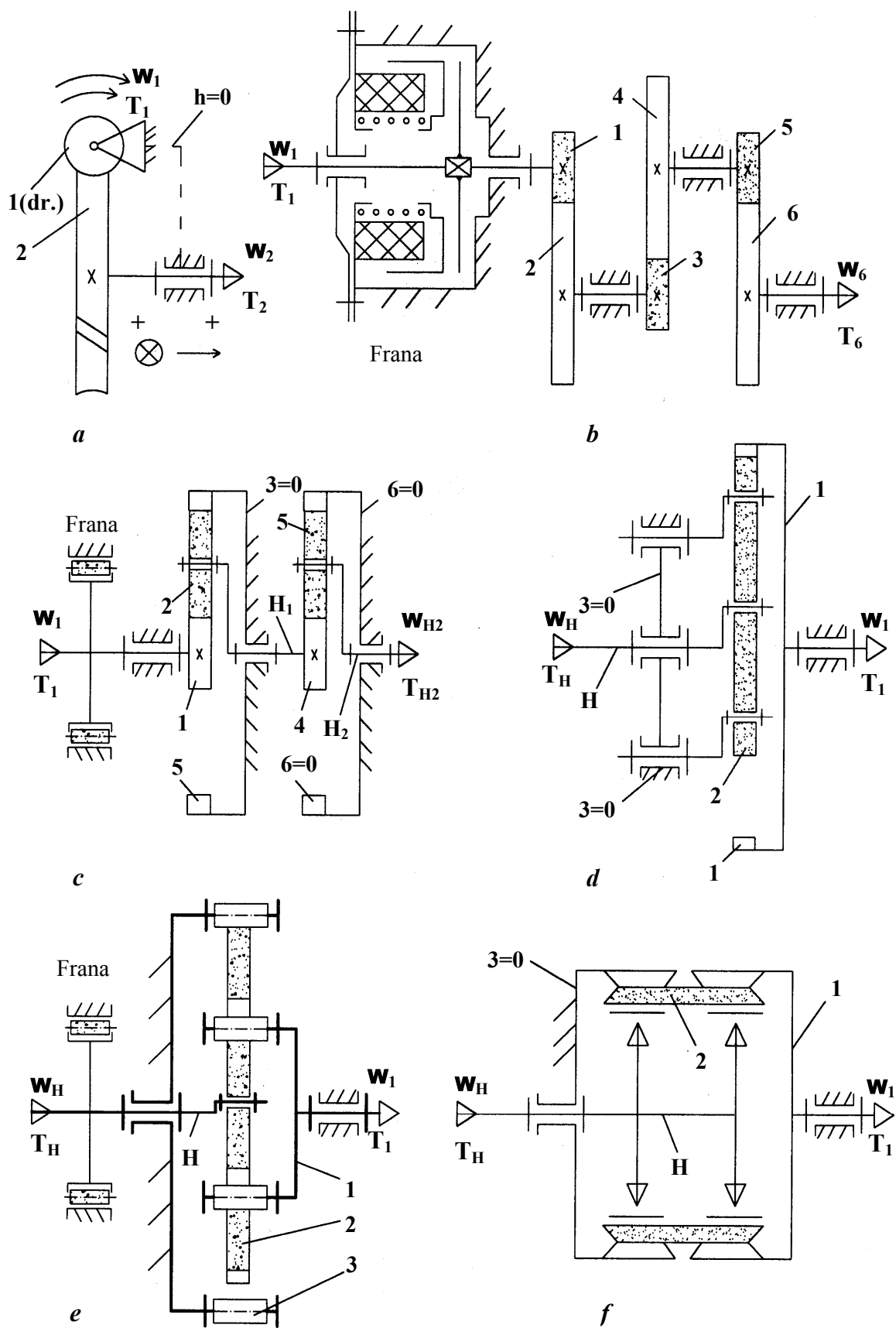


Fig. 5.3. Schemele simplificate (fără motor) ale variantelor structurale din fig. 5.2,d.

- reductorul, fiind *ireversibil*, se blochează în timpul staționării motorului.
- are un grad de complexitate redus,
- realizează un gabarit axial redus,
- necesită materiale speciale (pentru dantura rotii) și o tehnologie de fabricație mai pretențioasă.

Primele trei proprietăți de mai sus certifică satisfacerea atât calitativă, cât și cantitativă a cerințelor din listă ($|i| = 100 \pm 1,5\%$, $\eta \geq 0,5$ și blocarea transmisiei în timpul staționării motorului); ca urmare, varianta SR1 constituie o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

Cazul variantei SR2. Pentru reductorul cilindric, cu axe fixe, în trei trepte, din fig. 5.3,b, condiția realizării raportului de transmitere are expresia :

$$i = i_{1,6} = i_{1,2} \cdot i_{3,4} \cdot i_{5,6} = \omega_1 / \omega_6 = -(z_2 z_4 z_6) / (z_1 z_3 z_5) = -100. \quad (5.2)$$

Pentru simplificare, s-au adoptat: $i_{1,2} = 5$, $i_{3,4} = 5$, $i_{5,6} = 4$, $z_1 = z_3 = 20$ și $z_5 = 25$; ca urmare, din relația (5.2) rezultă numerele de dinți: $z_2 = z_4 = z_6 = 100$.

În premisa că fiecare angrenaj cilindric evolventic cu axe fixe are randamentul 0,98, pentru reductorul din fig. 5.3, b se obțin randamentele:

$$\eta = \eta_{1,6} = (0,98)^3 = 0,941 \text{ și } \eta_{inv} = \eta_{6,1} \cong 0,941.$$

Deoarece $\eta_{inv} > 0$, rezultă că reductorul cilindric din fig. 5.3,b trebuie dotat cu un cuplaj de blocare (frana).

În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR2 are următoarele proprietăți:

- reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_6 = -\omega_1/100$),
- amplifică momentul de intrare de 94,1 ori ($T_6 = -i \cdot \eta \cdot T_1 = +94,1 \cdot T_1$),
- pentru blocarea transmisiei, în timpul staționării motorului, se utilizează o frana (materializată printr-un cuplaj normal-cuplat, cu decuplare electromagnetică),

- are un grad de complexitate ridicat,
- gabaritul axial și cel radial sunt mari,
- necesită o tehnologie de fabricație mai puțin pretențioasă.

Primele trei proprietăți de mai sus certifică îndeplinirea cerințelor din lista de cerințe ($|i| = 100 \pm 1,5\%$, $\eta \geq 0,5$ și blocarea transmisiei în timpul staționării motorului); ca urmare, varianta SR2 constituie, de asemenea, o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

Cazul variantei SR3. În conformitate cu fig.5.3,c, condiția realizării raportului de transmitere (pentru reductorul planetar în două trepte) poate fi scrisă sub forma:

$$i = i_{1,H2} = \omega_1 / \omega_{H2} = i_{1,H1}^3 \cdot i_{4,H2}^6 = (1-i_{01})(1-i_{02}) = +100; \quad (5.3)$$

prin i_{01} și i_{02} s-au notat *rapoartele cinematice interioare* ale celor două *unități planetare* înseriate:

$$i_{01} = i_{1,3}^{H1} = -z_3/z_1; \quad i_{02} = i_{4,6}^{H2} = -z_6/z_4. \quad (5.4)$$

Admițând, pentru simplitate, că $i_{01} = i_{02}$, $z_1 = 18$ și $z_4 = 15$, din rel. (5.3) și (5.4) se obțin valorile (v. și fig. 5.4):

$$i_{01} = i_{02} = -9, \quad z_3 = 162 \text{ și } z_6 = 135.$$

În premisa că cele două *unități planetare* sunt formate din angrenaje cilindrice evolventice, pentru *randamentele interioare* ale acestor unități se consideră următoarele valori (vezi anexa A.2.):

$$\eta_{01} = \eta_{1,3}^{H1} = (0,985)^2 = 0,97 \text{ și } \eta_{02} = \eta_{4,6}^{H2} = (0,985)^2 = 0,97.$$

Ca urmare, pentru reductorul planetar din fig. 5.3,c se obțin următoarele randamente (v. anexa A.2):

$$\eta = \eta_{1,H2} = \eta_{1,H1}^3 \cdot \eta_{4,H2}^6 = (0,9730)^2 = 0,9467,$$

$$\eta_{inv} = \eta_{H2,1} = \eta_{H2,4}^6 \cdot \eta_{H1,1}^3 = (0,9729)^2 = 0,9465,$$

în care:

$$\begin{aligned}\eta_{1,H1}^3 &= (-\omega_{H1,3} \cdot T_{H1}) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = \\ &= (-T_{H1}/T_1) / i_{1,H1}^3 = \\ &= [1 - i_{01} \cdot (\eta_{01})^{w_1}] / (1 - i_{01}) = \\ &= [1 + 9 \cdot (0,97)^{-1}] / (1 + 9) = 0,9730, \\ w_1 &= \text{sgn}(\omega_{1,H1} \cdot T_1) = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H1} \cdot T_1) / (\omega_{1,3} \cdot T_1)] = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H1}) / (\omega_{1,H1} - \omega_{3,H1})] = \\ &= \text{sgn}[i_{01} / (i_{01} - 1)] = \text{sgn}[-9 / (-9 - 1)] = \\ &+1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{4,H2}^6 &= (-\omega_{H2,6} \cdot T_{H2}) / (\omega_{4,6} \cdot T_4) = \\ &= (-T_{H2}/T_4) / i_{4,H2}^6 = \\ &= [1 - i_{02} \cdot (\eta_{02})^{w_2}] / (1 - i_{02}) = \\ &= [1 + 9 \cdot (0,97)^{-1}] / (1 + 9) = 0,9730, \\ w_2 &= \text{sgn}(\omega_{4,H2} \cdot T_4) = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{4,H2} \cdot T_4) / (\omega_{4,6} \cdot T_4)] = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{4,H2}) / (\omega_{4,H2} - \omega_{6,H2})] = \\ &= \text{sgn}[i_{02} / (i_{02} - 1)] = \\ &= \text{sgn}[-9 / (-9 - 1)] = +1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{H2,4}^6 &= (-\omega_{4,6} \cdot T_4) / (\omega_{H2,6} \cdot T_{H2}) = \\ &= (-T_4/T_{H2}) / i_{H2,4}^6 = \\ &= (1 - i_{02}) / [1 - i_{02} \cdot (\eta_{02})^{x_2}] = \\ &= (1 + 9) / [1 + 9 \cdot (0,97)^{-1}] = 0,9729, \\ x_2 &= -w_2 = -1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{H1,1}^3 &= (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H1,3} \cdot T_{H1}) = \\ &= (-T_1/T_{H1}) / i_{H1,1}^3 = \\ &= (1 - i_{01}) / [1 - i_{01} \cdot (\eta_{01})^{x_1}] = \\ &= (1 + 9) / [1 + 9 \cdot (0,97)^{-1}] = 0,9729, \\ x_1 &= -w_1 = -1.\end{aligned}$$

Deoarece $\eta_{inv} > 0$, reductorul planetar din fig. 5.3,c necesită o frana pentru blocarea reductorului în timpul staționării motorului.

În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR3 are următoarele proprietăți:
-reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_{H2} = +\omega_1/100$),
-amplifică momentul de intrare de 94, 67 ori ($T_{H2} = -i \cdot \eta \cdot T_1 = -94,67 \cdot T_1$),
-asigura blocarea reductorului, în timpul staționării motorului, cu o frana montată pe arborele de intrare,
-gradul de complexitate este relativ ridicat,

-gabaritul axial și cel radial sunt relativ reduse (în premisa că sunt montați cel puțin câte 3 sateliți în paralel),
-necesită o tehnologie de fabricație destul de pretențioasă.

Deoarece primele trei proprietăți atestă îndeplinirea cerințelor din listă ($|i| = 100 \pm 1,5\%$, $\eta \geq 0,5$ și blochează transmisia în timpul staționării motorului), rezultă că varianta SR3 constituie, de asemenea, o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

Cazul variantei SR4. Pentru *reductorul planetar cu o roată centrală* din fig. 5.3,d (format din angrenajul cilindric interior evolventic 1-2 și din semicuplajul de tip *Schmidt* 2-3), condiția de realizare a raportului de transmitere poate fi scrisă sub următoarea formă:

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{1,3} = 1 / (1 - i_0) = +100; \quad (5.5)$$

în relația (5.5), prin i_0 s-a notat *raportul cinematic interior al unității planetare* cu o roată centrală din fig. 5.3,d:

$$\begin{aligned}i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = i_{1,2}^H \cdot i_{2,3}^H = \\ &= (+z_2/z_1) \cdot (+1) = +z_2/z_1.\end{aligned} \quad (5.6)$$

Admitând, la limită (pentru angrenajele evolventice interioare), că $z_1 = z_2 + 4$, din relațiile (5.5) și (5.6) se obțin valorile (v. și fig. 5.4): $z_1 = 400$, $z_2 = 396$ și $i_0 = +0,99$.

În premisa că *unitatea planetară* din fig. 5.3,d are *randamentul interior*:

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \cdot \eta_{2,3}^H = (0,995)^2 = 0,99,$$

se obțin următoarele valori pentru randamentele reductorului planetar:

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (-T_1/T_H) / i_{H,1}^3 = (1 - i_0) / [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1 - 0,99) / [1 - 0,99 \cdot (0,99)^{+1}] = 0,5025, \\ w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} \cdot T_1) = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H} \cdot T_1) / (-\omega_{1,3} \cdot T_1)] = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H}) / (-\omega_{1,H} + \omega_{3,H})] = \\ &= \text{sgn}[i_0 / (-i_0 + 1)] = \\ &= \text{sgn}[+0,99 / (-0,99 + 1)] = +1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{inv} &= \eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = \\ &= (-T_H / T_1) / i_{1,H}^3 = \\ &= [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^x] / (1 - i_0) = \\ &= [1 - 0,99 \cdot (0,99)^{-1}] / (1 - 0,99) = 0, \\ x &= -w = -1.\end{aligned}$$

Deoarece $\eta_{inv} = 0$, reductorul planetar din fig. 5.3,d nu necesită frana de blocare, în timpul staționării motorului.

În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR4 are următoarele proprietăți:

- reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_1 = +\omega_H/100$),
- amplifică momentul de intrare de 50,3 ori ($T_1 = -i \cdot \eta \cdot T_H = -50,25 \cdot T_1$),
- reductorul, fiind ireversibil, se blochează în timpul staționării motorului,
- are un grad redus de complexitate,
- are un gabarit axial redus,
- gabaritul radial este relativ mare (fiind dificilă montarea de sateliți în paralel),
- tehnologia de fabricație este relativ simplă, dar necesită precizii ridicate. Primele trei proprietăți de mai sus arată că cerințele din listă ($|i| = 100 \pm 1,5 \%$, $\eta \geq 0,5$ și asigură blocarea în timpul staționării motorului) sunt îndeplinite; ca urmare, și varianta SR4 este o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

Cazul variantei SR5. Pentru reductorul planetar cu o roată centrală din fig.5.3,e (format din cuplajul cu bolțuri 1-2 și din angrenajul *cicloid* cu role 2-3), condiția de realizare a raportului de transmitere poate fi scrisă sub următoarea formă:

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{1,3} = 1 / (1 - i_0) = -100; \quad (5.7)$$

În relația (5.7), prin i_0 s-a notat *raportul cinematic interior* al unității planetare cu o roată centrală (fig. 5.3,e):

$$\begin{aligned}i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = i_{1,2}^H \cdot i_{2,3}^H = \\ &= (+1) \cdot (+z_3 / z_2) = +z_3 / z_2.\end{aligned} \quad (5.8)$$

Considerând $z_3 = z_2 + 1$ (proprietate caracteristică angrenajelor cicloidale cu role), din relațiile (5.7) și (5.8) se obțin valorile (v. și fig. 5.4): $z_2 = 100$, $z_3 = 101$ și $i_0 = +1,01$.

În premisa că *unitatea planetară* din fig. 5.3,e are *randamentul interior* (v. anexa A.2):

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \cdot \eta_{2,3}^H = (0,999)^2 = 0,998,$$

se obțin următoarele valori pentru randamentele reductorului planetar:

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (-T_1 / T_H) / i_{H,1}^3 = (1 - i_0) / [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1 - 1,01) / [1 - 1,01 \cdot (0,998)^{-1}] = 0,831, \\ w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} \cdot T_1) = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H} \cdot T_1) / (-\omega_{1,3} \cdot T_1)] = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H}) / (-\omega_{1,H} + \omega_{3,H})] = \\ &= \text{sgn}[i_0 / (-i_0 + 1)] = \\ &= \text{sgn}[+1,01 / (-1,01 + 1)] = -1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{inv} &= \eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = \\ &= (-T_H / T_1) / i_{1,H}^3 = \\ &= [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^x] / (1 - i_0) = \\ &= [1 - 1,01 \cdot (0,998)^{+1}] / (1 - 1,01) = 0,798, \\ x &= -w = +1.\end{aligned}$$

Deoarece $\eta_{inv} > 0$, reductorul planetar din fig. 5.3,e necesită o frana de blocare în timpul staționării motorului.

În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR5 are următoarele proprietăți:

- reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_1 = -\omega_H/100$),
- amplifică momentul de intrare de 83,1 ori ($T_1 = -i \cdot \eta \cdot T_H = +83,1 \cdot T_1$),
- realizează blocarea, în timpul staționării motorului, cu o frana montată pe arborele de intrare,
- gradul de complexitate este relativ redus,
- gabaritul radial este relativ redus (prin montarea de sateliți în paralel),
- are un gabarit axial redus,
- tehnologia de fabricație este relativ simplă, dar necesită precizii ridicate.

Primele trei proprietăți de mai sus arată că cerințele din listă ($|i| = 100 \pm 1,5 \%$, $\eta \geq 0,5$ și asigură blocarea în timpul staționării motorului) sunt îndeplinite; prin urmare, varianta SR5 este, de asemenea, o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

<i>Structura de rezolvare</i>	SR1	SR2	SR3	SR4	SR5	SR6
Figura 5.3	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>
CARACTERISTICI TEHNICE						
1. Numerele de dinți ale roților	$z_1 = 1$ $z_2 = 100$	$z_1 = 20$ $z_2 = 100$ $z_3 = 20$ $z_4 = 100$ $z_5 = 25$ $z_6 = 100$	$z_1 = 18$ $z_2 = 162$ $z_3 = 15$ $z_5 = 135$	$z_1 = 400$ $z_2 = 396$	$z_2 = 100$ $z_3 = 101$	$z_1 = 200$ $z_2 = 198$ $z_3 = 198$
2. Raportul de reducere al turației de intrare	100	-100	100	100	-100	100
3. Randamentul unui angrenaj cu axe fixe	0,65	0,98	0,985	0,995	0,999	0,995
4. Randamentul reductorului (acționare directă) η	$\eta_{12} = 0,65$	$\eta_{16} = 0,941$	$\eta_{1H} = 0,9467$	$\eta_{H1} = 0,5025$	$\eta_{H1} = 0,831$	$\eta_{H1} = 0,5025$
5. Randamentul reductorului în premiza acționării inverse η_{inv}	$\eta_{21} = 0$	$\eta_{61} = 0,941$	$\eta_{H1} = 0,9465$	$\eta_{1H} = 0$	$\eta_{1H} = 0,79$	$\eta_{1H} = 0$
6. Raportul de amplificare a momentului de intrare	-65	94,1	-94,67	-50,25	83,1	-50,25
CRITERII DE EVALUARE / Note						
A. Minimizarea costurilor de fabricație	9	5	6	9	8	8
B. Reducerea pierderilor prin frecare	6	9	9	5	8	5
C. Minimizarea gradului de complexitate	8	6	7	8	9	6
D. Minimizarea gabaritului radial	8	6	7	4	9	8
E. Minimizarea gabaritului axial	9	5	6	9	8	9
$\Sigma =$	40	31	35	35	42	36
$R = \Sigma / (5 \times 10) =$	0,80	0,62	0,7	0,7	0,84	0,72
Locul	2	5	4	4	1	3

Fig 5.4. Caracteristicile tehnice ale structurilor de rezolvare; aprecierea satisfacerii criteriilor de evaluare cu ajutorul notelor (pe o scară de la 1 la 10) și ordonarea structurilor de rezolvare prin cernere.

Cazul variantei SR6. Pentru *reductorul armonic* din fig. 5.3,f (format din angrenajul evolventic de tip *armonic* 1-2 și din cuplajul dințat de tip *armonic* 2-3), condiția de realizare a raportului de transmitere poate fi scrisă sub forma:

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = 1/(1-i_0) = +100; \quad (5.9)$$

în relația (5.9), prin i_0 s-a notat *raportul cinematic interior* al *unității planetare* de tip *armonic* din fig. 5.3,d:

$$i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+z_2/z_1) \cdot (+1) = +z_2/z_1. \quad (5.10)$$

Considerând $z_1 = z_2 + 2$ (relație specifică angrenajelor de tip armonic), din relațiile (5.9) și (5.10) se obțin valorile (v. și fig. 5.4): $z_1 = 200$, $z_2 = z_3 = 198$ și $i_0 = +0,99$. În premisa că *unitatea planetară* de tip armonic (fig. 5.3,f) are *randamentul interior*

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \cdot \eta_{2,3}^H = (0,995)^2 = 0,99,$$

se obțin următoarele valori pentru randamentele reductorului armonic (v. anexa A.2):

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (-T_1/T_H) / i_{H,1}^3 = (1-i_0) / [1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1-0,99) / [1-0,99 \cdot (0,99)^{+1}] = 0,5025, \\ w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} \cdot T_1) = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H} \cdot T_1) / (-\omega_{1,3} \cdot T_1)] = \\ &= \text{sgn}[(\omega_{1,H}) / (-\omega_{1,H} + \omega_{3,H})] = \\ &= \text{sgn}[i_0 / (-i_0 + 1)] = \\ &= \text{sgn}[+0,99 / (-0,99 + 1)] = +1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{inv}} &= \eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = \\ &= (-T_H/T_1) / i_{1,H}^3 = \\ &= [1-i_0 \cdot (\eta_0)^x] / (1-i_0) = \\ &= [1-0,99 \cdot (0,99)^{-1}] / (1-0,99) = 0, \\ x &= -w = -1. \end{aligned}$$

Fiind ireversibil $\eta_{\text{inv}} = 0$, reductorul armonic din fig. 5.3,f nu necesită frana de blocare în timpul staționării motorului.

În concluzie (v. și fig. 5.4), varianta SR6 are următoarele proprietăți:

- reduce viteza unghiulară de intrare de 100 de ori ($\omega_1 = +\omega_H/100$),

- amplifică momentul de intrare de 50,25 ori ($T_1 = -i \cdot \eta \cdot T_H = -50,25 \cdot T_1$),
- se blochează prin ireversibilitate, în timpul staționării motorului,
- are un grad redus de complexitate,
- are gabaritul axial și -radial reduse,
- tehnologia de fabricație este deosebit de pretențioasă.

Conform primelor 3 proprietăți, cerințele din listă ($|i| = 100 \pm 1,5\%$, $\eta \geq 0,5$ și se blochează în timpul staționării motorului) sunt îndeplinite; ca urmare, varianta SR6 constituie, de asemenea, o *structură de rezolvare* a funcției FE2.

Dintre cele 6 structuri de rezolvare obținute mai sus (v. fig. 5.4), urmează să se identifice *soluția de principiu* sau conceptul *motoreductorului*. Cu acest scop, structurile generate sunt ordonate, în continuare, prin evaluare tehnico-economică.

5.4. EVALUAREA STRUCTURILOR DE REZOLVARE

(THE EVALUATION OF THE SOLVING STRUCTURES)

Structurile de rezolvare, generate mai sus, sunt sistematizate în fig. 5.4: alături de cele 6 *caracteristici tehnice*, sunt prezentate și cele cinci *obiective* de optimizare (formulate în subcap. 5.0). Aceste obiective (secundare) sunt folosite în continuare în calitate de *criterii tehnico-economice* de evaluare. Îndeplinirea acestor criterii, de fiecare structură în parte, este apreciată cu note pe o scară de la 1 la 10, desi uzual scara folosita in evaluarea *grosiera* (cernere) este mai mica; utilizand in ambele evaluari (grosiera si fina) aceeasi scara (si implicit aceleasi note), devine posibila analiza comparativa directa a rezultatelor din cele doua evaluari.

Pe baza acestor note (sistematizate de asemenea în fig. 5.4), s-a efectuat o primă ordonare a celor 6 structuri, în

k	<i>Criteriul</i>	A	B	C	D	E	P _k	L _k	S _k	W _k	w _k
1	A	0,5	1	1	1	1	4,5	1	4	5,2	0,5
2	B	0	0,5	1	1	1	3,5	2	3	2,85	0,27
3	C	0	0	0,5	1	1	2,5	3	2	1,55	0,15
4	D	0	0	0	0,5	1	1,5	4	1	0,73	0,07
5	E	0	0	0	0	0,5	0,5	5	0	0,15	0,01
Suma:										10,48	1,00
Formula FRISCO: $W_k = \frac{2 \cdot P_k - P_{\min} + S_k + 0,5}{0,5 \cdot n + P_{\max} - P_k}; \quad w_k = \frac{W_k}{\sum W_k}$											

a

<i>Criteriul</i>	w _k	SR1		SR3		SR4		SR5		SR6	
		N _k	w _k ·N _k	N _k	w _k ·N _k	N _k	w _k ·N _k	N _k	w _k ·N _k	N _k	w _k ·N _k
A	0,5	8	4	7	3,5	8	4	9	4,5	6	3
B	0,27	6	1,62	9	2,43	5	1,35	8	2,16	5	1,35
C	0,15	9	1,35	6	0,9	9	1,35	8	1,2	8	1,2
D	0,07	8	0,56	7	0,49	4	0,28	9	0,63	8	0,56
E	0,01	9	0,09	6	0,06	9	0,09	8	0,08	9	0,09
Suma:		40	7,62	35	7,38	35	7,07	42	8,57	36	6,2
Locul:		×	2	×	3	×	4	×	1	×	5

b

Fig. 5.5,a. Stabilirea coeficienților de pondere relativă w_k , cu ajutorul formulei FRISCO și **b.** Reordonarea structurilor de rezolvare situate pe primele patru locuri în faza de cernere (fig. 5.4).

premise că cele 5 criterii au importanță egală (evaluare *grosiera* sau *cernere*). În conformitate cu *rata de evaluare R*, rezultată prin *cernere* (v. fig. 5.4), se obține următoarea ordonare a structurilor de rezolvare: SR5 (locul 1), SR1 (locul 2), SR6 (locul 3), la egalitate SR3 și SR4 (locul 4), SR2 (locul 5).

În continuare, structurile de rezolvare de pe primele patru locuri (v. fig. 5.4), sunt reordonate în fig. 5.5 printr-o nouă evaluare, în premisa că cele 5 criterii au ponderi diferite (evaluare *fină*).

Cu acest scop, s-au determinat mai întâi coeficienții de *pondere absolută* (W_k) și apoi coeficienții de *pondere relativă* (w_k), cu ajutorul *formulei FRISCO* (fig. 5.5,a).

Cu notele din fig. 5.4, în fig. 5.5,b s-au reordonat structurile rămase, pe baza *notelor ponderate*. Se observă că noua ordonare (din fig. 5.5,b) diferă semnificativ de cea anterioară (din fig. 5.4): SR5 (locul 1), SR1 (locul 2), SR3 (locul 3), SR4 (locul 4) și SR6 (locul 5).

Din evaluările efectuate, pe baza fig. 5.4 și 5.5, reiese în mod evident că *soluția de principiu a motoreductorului* este desemnată

de structura SR5 (a cărei schemă este ilustrată în fig. 5.3,e).

Această soluție de principiu, conține trei module fezabile (*motor, reductor, frana*) și reprezintă entitatea de intrare pentru faza proiectării constructive (fig. 4.14,a).

6. EXEMPLE DE SOLUȚII ALE UNOR FUNCȚII CU UTILIZARE TEHNICĂ UZUALĂ

(SOLVING EXAMPLES FOR FUNCTIONS WITH USUAL TECHNICAL USE)

În acest capitol sunt prezentate succint cele mai semnificative soluții folosite în tehnică pentru rezolvarea unor funcții uzuale, precum:

1°. „Însumarea” a 2 mișcări, împreună cu funcția sa „inversă”: „distribuirea nedeterminată” a unei mișcări în alte 2 mișcări (subcap. 6.1);

2°. „Însumarea” a 2 momente, împreună cu funcția sa „inversă”: „distribuirea nedeterminată” a unui moment în alte 2 momente (subcap. 6.2);

3°. Transmiterea energiei mecanice, cu reducerea turației sub un raport de transmitere constant (subcap. 6.3);

4°. Transmiterea energiei mecanice, fără modificarea turației (subcap. 6.4);

5°. Soluții de propulsie în medii fluide (subcap. 6.5).

6°. Soluții bionice și soluții tehnice echivalente (subcap. 6.6).

6.1. ÎNSUMAREA A M = 2 MIȘCĂRI; DISTRIBUIREA NEDETERMINATĂ A UNEI MIȘCĂRI ÎN ALTE M = 2 MIȘCĂRI (SUMMATION OF TWO MOTIONS; DISTRIBUTION OF A MOTION INTO OTHER 2 MOTIONS)

În acest subcapitol sunt prezentate mai întâi câteva exemple reprezentative de utilizare a acestor funcții, iar apoi sunt stabilite, în condiții simplificate, proprietățile caracteristice unităților planetare diferențiale (referitoare la mișcări și momente).

6.1.1. Exemple de utilizare (Use Examples)

Pentru intuitivitate, sunt prezentate 2 genuri distincte de exemple tehnice:

primul gen pune în evidență necesitatea *însurării* a 2 mișcări, iar al doilea gen pune în evidență necesitatea *distribuirii nedeterminate* a unei mișcări, în alte 2 mișcări.

Primul exemplu, ilustrat în fig. 6.1 și 6.2, aparține primului gen și se referă la cinematica generării unei roți *cilindrice* cu dinți *înclinați* 1 (cu $z = 20$ și $p_z = 500$ mm / dreapta), cu ajutorul unei scule 2, de tip *freză-melc* (care are $z_s = 1$ / dreapta).

În premisa că melcul 2 are turația $n_{2h} = +100$ rot/min, conform fig. 6.1,a și a₁, pe circumferința roții vor fi generați $z = 20$ dinți, dacă roata 1 are turația:

$$n_{10}(3 \equiv 0) = n'_{10} = (+z_s / z) \cdot n_{2h} = (+1 / 20) \cdot (+100) = +5 \text{ rot/min.}$$

Conform fig. 6.1,b și b₁, în premisa că șurubul de avans 3 are turația $n_{30} = +5$ rot/min și pasul $p = 10$ mm / dreapta, se generează o dantură cu elice de pas $p_z = +500$ mm (dreapta), dacă roata 1 are turația:

$$n_{10}(2 \equiv h) = n''_{10} = (p / p_z) \cdot n_{30} = (+10 / 500) \cdot (+5) = +0,1 \text{ rot/min.}$$

În concluzie, numărul de dinți ai roții (z) și elicea danturii (p_z) pot fi generate simultan dacă semifabricatul 1 (fig. 6.1,c și c₁) efectuează *turația-sumă*:

$$n_{10} = n'_{10} + n''_{10} = (+z_s / z) \cdot n_{2h} + (p / p_z) \cdot n_{30} = +5 + 0,1 = +5,1 \text{ rot/min.}$$

Turația-sumă poate fi scrisă sub forma generalizată:

$$A \cdot n_{2h} + B \cdot n_{30} = n'_{10} + n''_{10} = n_{10} \Rightarrow A \cdot n_{2h} + B \cdot n_{30} = n_{10}, \quad (6.1)$$

în care A și B sunt coeficienți constanți. Această egalitate poate fi interpretată ca o relație de „însurare”.

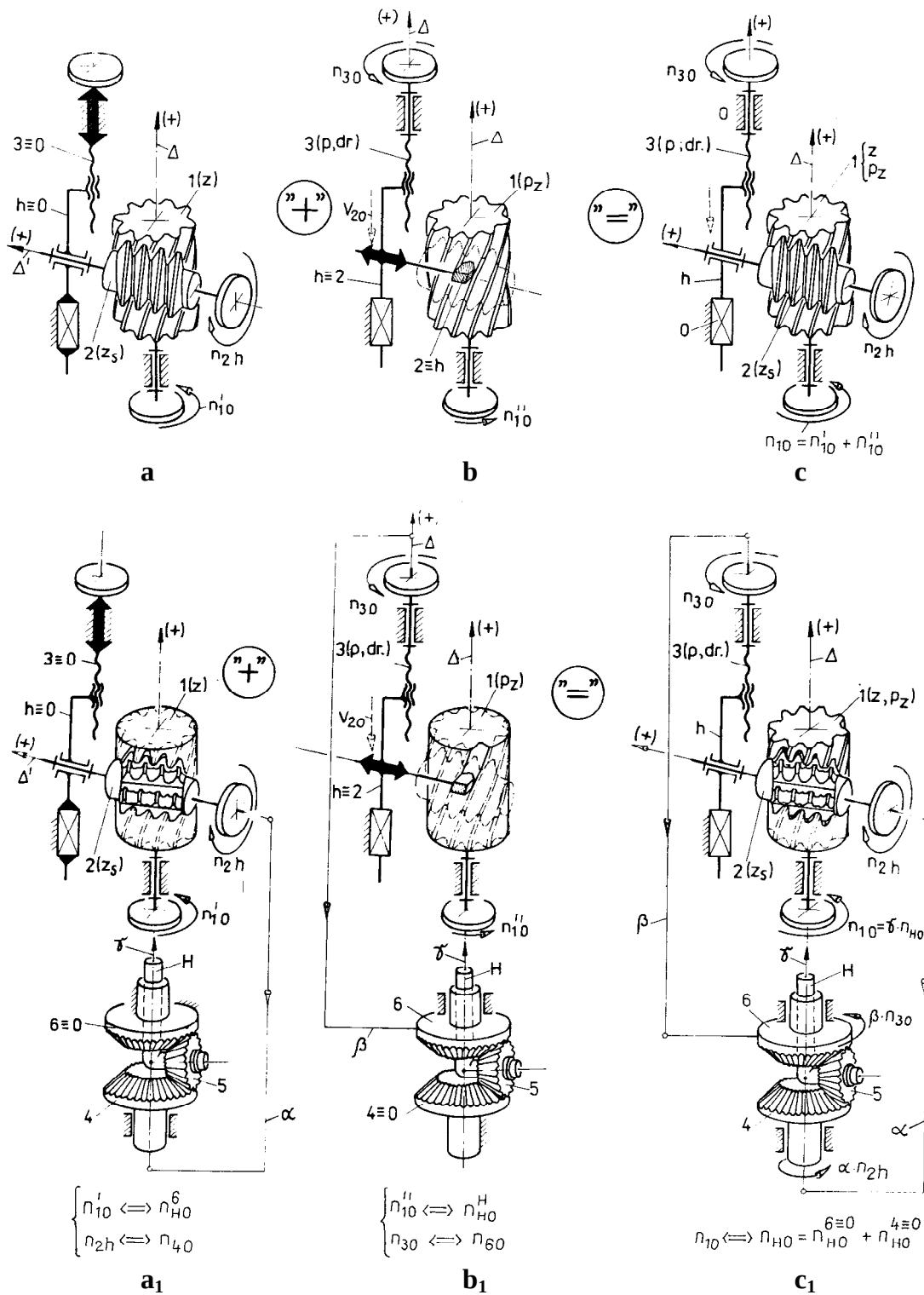


Fig. 6.1,a,b și c. Modelul cinematic al însumării mișcărilor n'_{10} (pentru realizarea numărului de dinți z) și n''_{10} (pentru realizarea elicei danturii, de pas p_z), în cazul generării unei roți cilindrice cu dantură înclinată (1), cu o sculă de tip freză-melc (2).

a₁,b₁,c₁. Exemplu simplificat de rezolvare a însumării mișcărilor cu ajutorul unei unități planetare diferențiale (bimobile): 4-5-6-H.

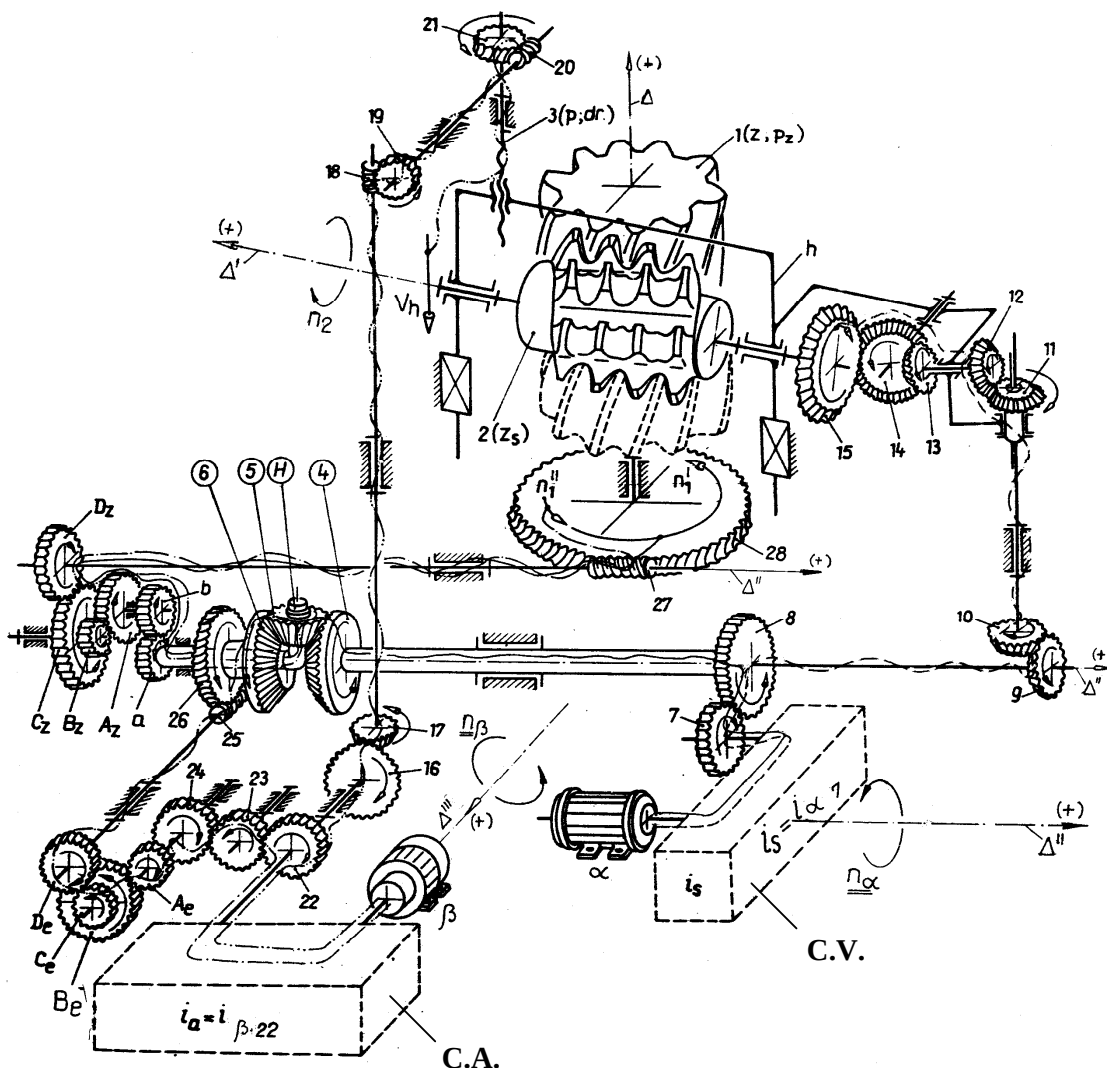


Fig. 6.2. Variantă detaliată a exemplului de rezolvare din fig. 6.1, c₁ (C.V. = cutie de viteze; C.A. = cutie de avansuri).

Fiind cunoscute turațiile n_{2h} și n_{30} , prin „însurarea” lor, după regula (6.1), se obține *turația-sumă* n_{10} . Turațiile n_{2h} și n_{30} fiind *independente*, rezultă că relația (6.1) reprezintă funcția de transmitere a unui mecanism *bimobil* (cu $M=2$ mișcări independente), care are trei mișcări exterioare ($L=3$): două mișcări de intrare independente (n_{2h} și n_{30}) și o mișcare de ieșire dependentă: *mișcarea-sumă* n_{10} . Acest mecanism, ilustrat simplificat în fig. 6.1, c₁, conține: o unitate planetară diferențială 4-5-6-H și trei trenuri de angrenaje cu axe fixe, α , β și γ , ilustrate simplificat prin linii de legătură; aceste

trenuri de angrenaje leagă unitatea planetară diferențială (bimobilă) cu freza-melc 2, cu șurubul de avans 3 și respectiv cu semifabricatul 1.

În fig. 6.2 este detaliată schema de principiu a unui astfel de mecanism; în plus, față de fig. 6.1, c₁, s-au figurat: motorul α (destinat antrenării frezei 2), motorul β (destinat antrenării șurubului de avans 3) și angrenajele de legătură aferente. În schema din fig. 6.2, i_s este notația raportului de transmitere al *cutiei de viteze*, iar i_a este notația raportului de transmitere al *cutiei de avansuri*; cele 2 cutii sunt ilustrate simplificat prin câte un paralelipiped trasat cu linie întreruptă.

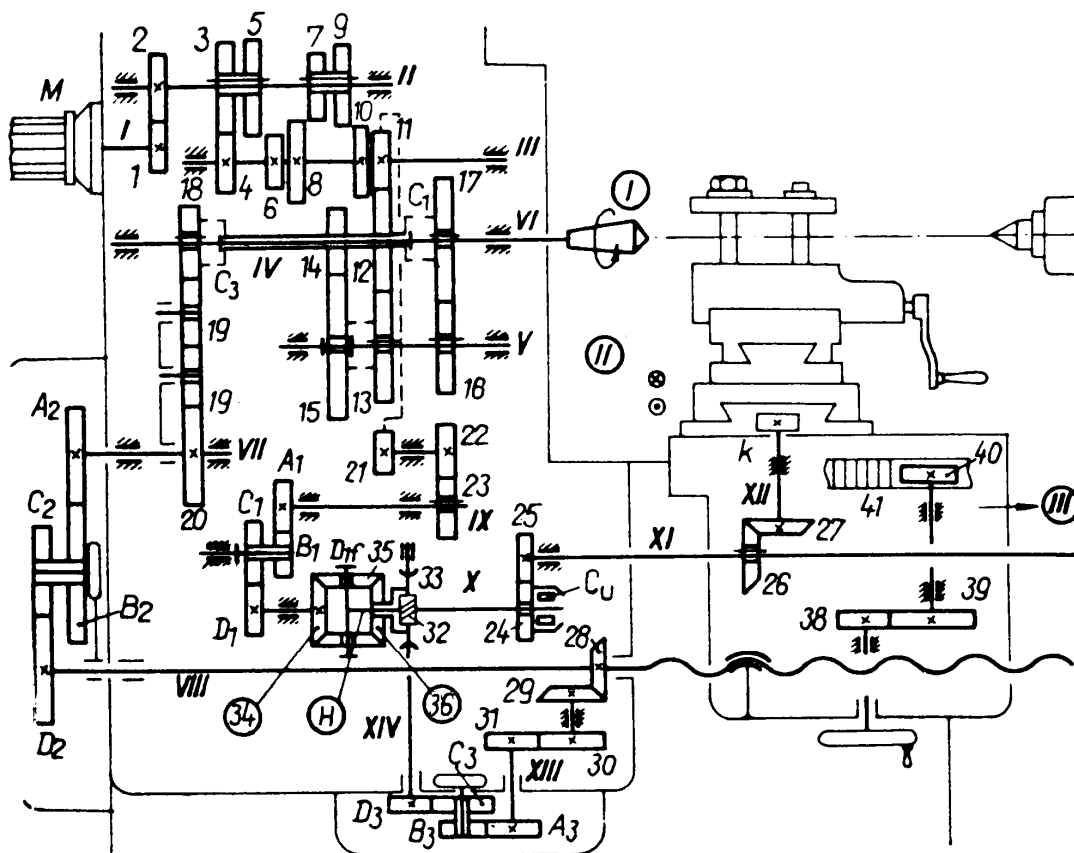


Fig. 6.3. Exemplu de însumare a două mișcări, cu ajutorul unei unități planetare diferențiale (34-35-36-H), folosit în transmisia unui *strung de detalonat*, pentru *detalonarea* frezelor cu dinți înclinați.

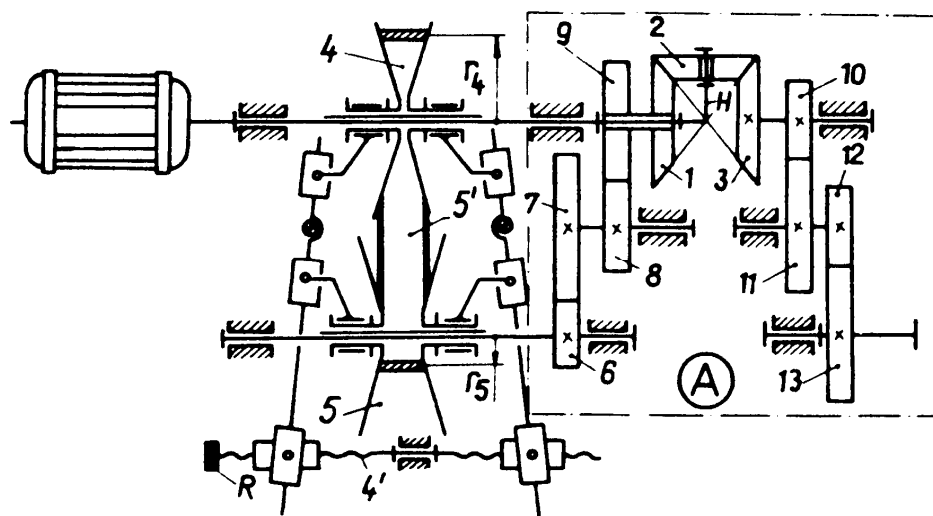


Fig. 6.4. Exemplu de însumare a două mișcări, cu ajutorul unei unități planetare diferențiale (1-2-3-H), folosit în transmisia unui *variator de turație*.

În ambele figuri (6.1 și 6.2), *însurarea mișcărilor* este realizată de *unitatea planetară bimobilă* (diferențială) 4-5-6-H; în aceste cazuri, turațiile roților centrale 4 și 6 desemnează mișcările de intrare, iar turația brațului H, mișcarea de ieșire (adică *mișcare-sumă*):

$$A_4 \cdot n_4 + B_6 \cdot n_6 = n'_H + n''_H = n_H. \quad (6.2)$$

O aplicație similară se regăsește la *detalonarea pe elice* a frezelor cu dinți înclinați; ca exemplu, în fig.6.3 este ilustrată schema transmisiei unui *strung de detalonat*, pe care se realizează o astfel de prelucrare. În acest caz, *însurarea* se realizează cu ajutorul *unității planetare bimobile* 34-35-36-H.

Un alt tip de aplicație, bazat pe *însurarea* a 2 mișcări, se referă la sinteza unor *variatoare de turație*, care pot transmite puteri medii și mari.

În acest gen de aplicații, una dintre cele două mișcări *însurate* este reglabilă; ca urmare, rezultă o *mișcare-sumă* de asemenea *reglabilă*.

Ca exemplu, în fig. 6.4 este reprezentat un astfel de *variator monomobil* ($M = 1$), format dintr-o *unitate planetară bimobilă* 1-2-3-H (care asigură *însurarea*) și un „lanț cinematic de închidere“ (4-...-9), care conține un *variator cu lanț* (4-5) pentru *reglare*.

În conformitate cu fig. 6.4, unitatea planetară bimobilă *însurază* turația motorului n_H cu turația reglabilă n_1 și se obține *turația-sumă* n_3 , de asemenea reglabilă.

Exemplele ilustrate în fig. 6.5, fig. 6.6 și fig. 6.7 aparțin celui de-al doilea gen, care pune în evidență necesitatea *distribuirii nedeterminate* a unei mișcări, în alte 2 mișcări.

Exemplul din fig. 6.5 se referă la cinematica *rulării fără alunecare* a roților unei punți motoare, în timpul virării automobilului (R = rază *aleatoare* de virare; b = ecartament *constant*; r = raza celor 2 roți motoare ale punții; ω' și ω'' = vitezele unghiulare ale roților motoare în

virare; Ω = viteza unghiulară de virare a automobilului, în jurul centrului O).

Conform fig. 6.5,a, roțile unei punți motoare *rulează* (se rostogolesc) *fără alunecare* pe drum, dacă viteza de antrenare a punții (ω_H din fig. 6.5,b) se distribuie pe cele două roți astfel încât:

$$\begin{aligned} v_A / v_C &= [\Omega \cdot (R-0,5b)] / [\Omega \cdot (R+0,5b)] = \\ &= (R-0,5b) / (R+0,5b); \\ v_A / v_C &= (\omega' \cdot r) / (\omega'' \cdot r) \Rightarrow \\ \omega' / \omega'' &= (R-0,5b) / (R+0,5b); \end{aligned} \quad (6.3)$$

în cazul general, R fiind o mărime *aleatoare*, rezultă că raportul (6.3) este *nedeterminat*! Cu alte cuvinte, *în virare* (v. fig. 6.5,a și b), roțile unei punți motoare pot *rula fără alunecare* pe drum, dacă mișcarea de antrenare (ω_H din fig. 6.5,b) este *distribuită* în mod *nedeterminat*, printr-un mecanism adecvat, pe roțile punții (ω' și ω''); această proprietate poate fi modelată matematic printr-o ecuație liniară cu coeficienți constanți, ale cărei soluții, ω' și ω'' , sunt nedeterminate:

$$\omega_H = A \cdot \omega' + B \cdot \omega'' . \quad (6.4)$$

Se observă ușor că ecuația (6.4) este similară cu rel. (6.2), dar citită în sens invers!

Aceasta înseamnă că funcția de mai sus poate fi realizată cu ajutorul unui *unități planetare diferențiale* (v. fig. 6.5,b), în care viteza ω_H este mișcare de intrare, iar vitezele ω' și ω'' sunt mișcări de ieșire. Fiind dispus între roțile punții motoare, acest mecanism este denumit *mechanism diferențial inter-roți*; deoarece roțile unei punți motoare sunt încărcate, de obicei, cu sarcini egale, un astfel de mecanism conține o *unitate planetară simetrică* (în care $i_0 = i^H = -1$).

Uzual, într-o punte motoare, elementul H al unității planetare diferențiale (v. fig. 6.5,b) este antrenat printr-un reductor cu axe fixe denumit *reductor central* (R.C.).

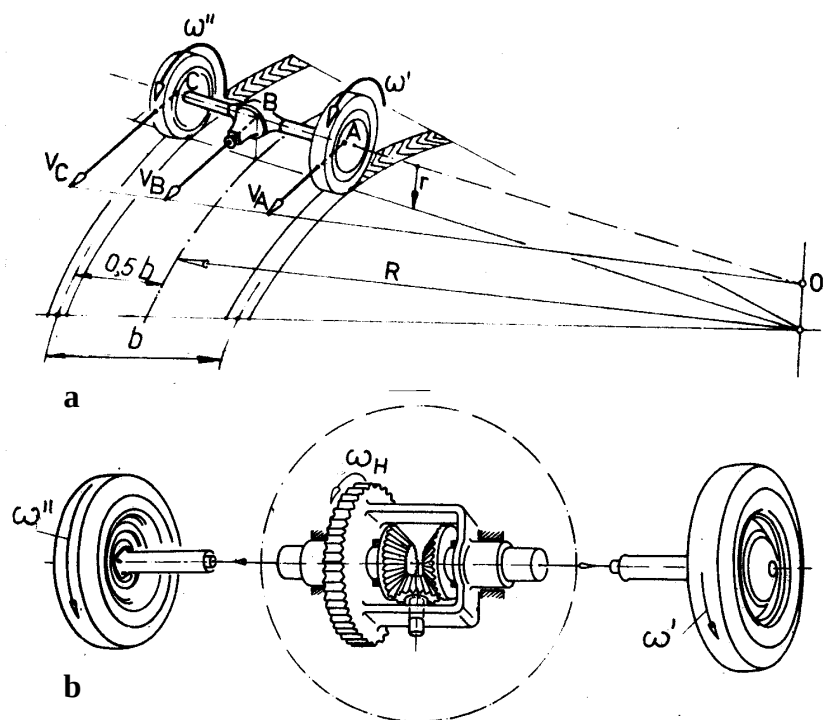


Fig. 6.5,a. Modelul cinematic al rulării roți-drum, în cazul unei punți motoare, la deplasarea în curbe (R = rază de virare aleatoare): mișcarea de antrenare a punții se distribuie nedeterminat pe roțile acesteia; **b.** Exemplu de distribuie nedeterminată a mișcării ω_H , în mișcările ω' și ω'' , cu ajutorul unei unități planetare diferențiale simetrice ($i_0 = -1$) inter-roți.

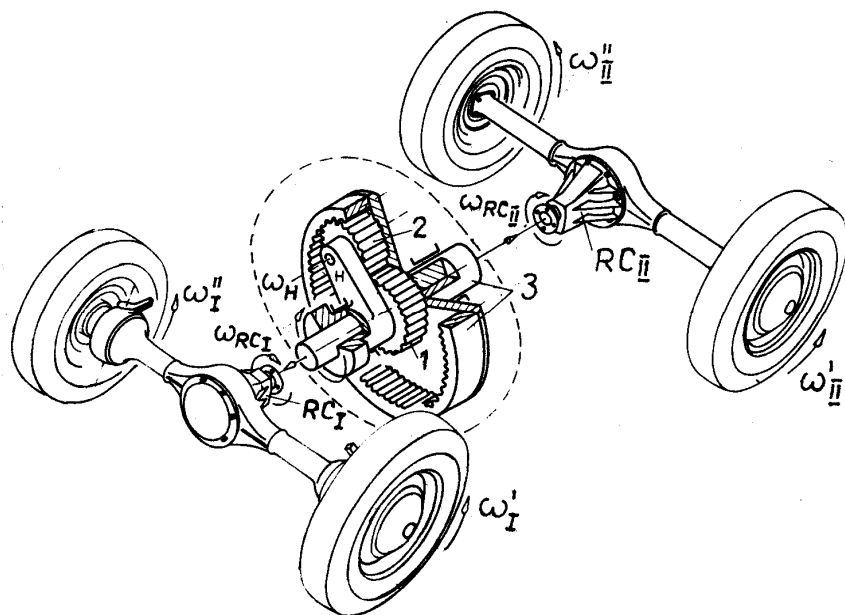


Fig. 6.6. Exemplu de distribuie nedeterminată a mișcării ω_H , în mișcările $\omega_1 = \omega_{RCI}$ și $\omega_3 = \omega_{RCII}$ (pentru antrenarea punților motoare I și II ale unui automobil 4x4), cu ajutorul unei unități planetare diferențiale asimetrice ($i_0 \neq -1$) inter-punți (prin RC I și RC II s-au notat reductoarele centrale, în carcasele cărora sunt incluse și unitățile diferențiale simetrice inter-roți).

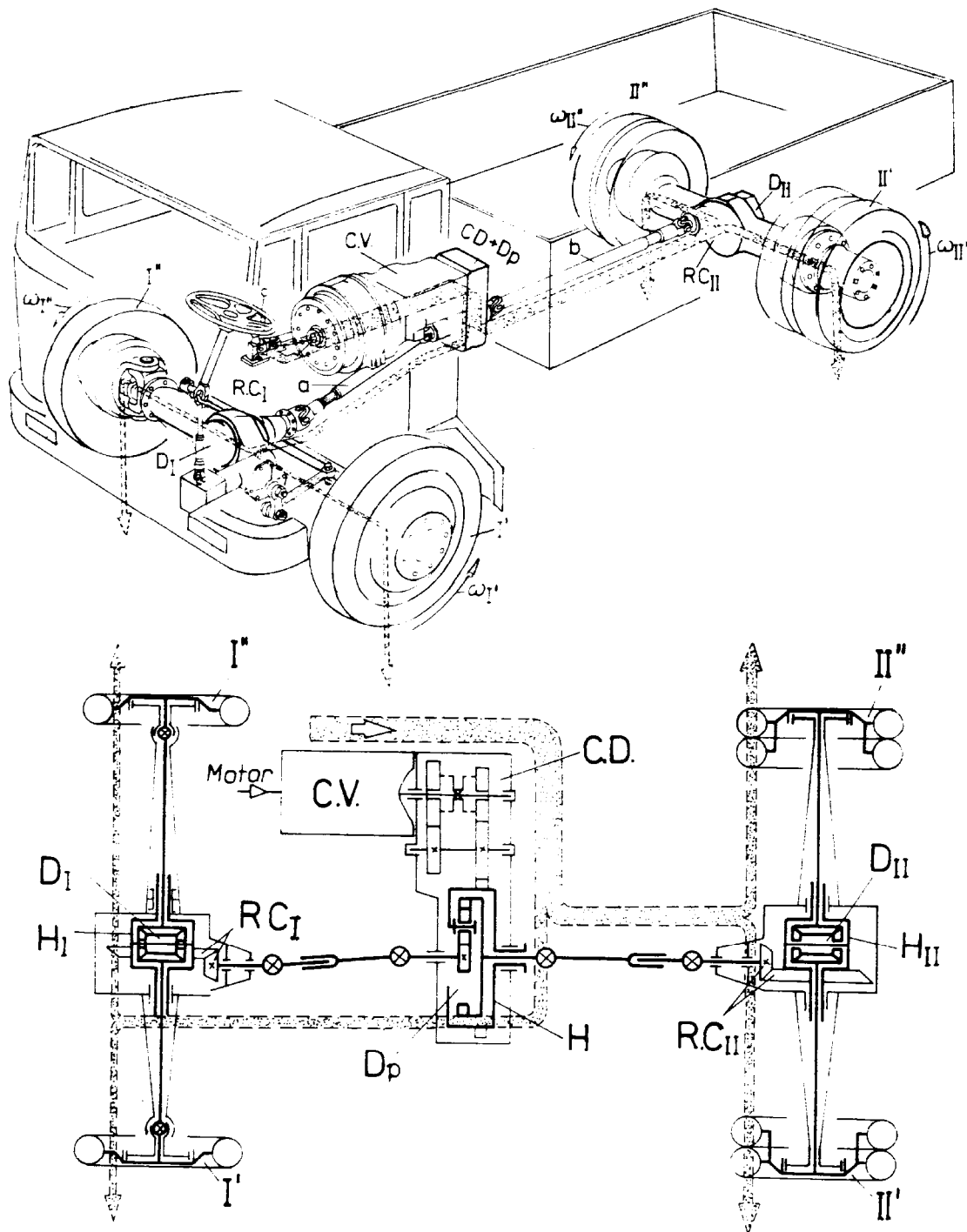


Fig. 6.7. Exemplu detaliat de *distribuire nedeterminată* a mișcării (*inter-punți și inter-roți*) în cazul unui autocamion cu 2 punți motoare (4x4): C.V. = cutie de viteze, C.D. = cutie de distribuție, Dp = unitate planetară diferențială inter-punți (asimetrică), RC I și RC II = reductor central al punții I și respectiv II, D I și D II = unitate planetară diferențială inter-roți (simetrică) aferentă punții I și respectiv II.

Tab. 6.1. Exemple uzuale de unități planetare diferențiale (bimobile) și de unități monomobile, derivate din cele diferențiale prin blocarea unui element central.

		Mecanisme planetare bimobile ($M=2$)		Mecanisme monomobile ($M=1$)	
				-planetare	-cu axe fixe
UNITĂȚI PLANETARE SIMETRICE ($i_0 = -1$)	-cu cremaliere - sateliți				
	-cu roți conice				
	-cu roți cilindrice				
UNITĂȚI PLANETARE ASIMETRICE ($i_0 \neq -1$)	-cu sateliți simpli				
	-cu sateliți dubli				

În conformitate cu fig. 6.6, o situație similară, cu cea precedentă, intervine la antrenarea a *două punți motoare*, în timpul deplasării automobilului pe un *teren denivelat*. În acest caz, mișcarea de intrare (ω_H) este *distribuită* în mod *nedeterminat* pe punțile motoare I și II ($\omega_1 = \omega_{RCI}$ și $\omega_3 = \omega_{RCII}$), prin intermediul unui *mecanism diferențial inter-punți*; dacă sarcinile pe punțile I și II sunt inegale (fig. 6.6), atunci mecanismul diferențial inter-punți conține o unitate planetară *asimetrică* (în care $i_0 = i^H \neq -1$). Pentru detalierea exemplificării, în fig. 6.7 s-a ilustrat transmisia unui camion 4x4 (cu 2 punți motoare: I și II), pe care s-a marcat cu gri circulația fluxului energetic; notațiile utilizate au următoarele semnificații:

C.V. = cutie de viteze; C.D. = cutie de distribuție; Dp = mecanismul *diferențial inter-punți*; RC_I , RC_{II} = reductoarele centrale ale punților I și respectiv II; D_I , D_{II} = mecanismele *diferențiale inter-roți* ale punților I și respectiv II.

În concluzie, ambele funcții analizate (atât *însurarea a 2 mișcări*, cât și *distribuția nedeterminată a unei mișcări*, în alte 2 mișcări) pot fi rezolvate cu ajutorul *unității planetare diferențiale*.

În continuare se stabilesc proprietățile caracteristice unui astfel de mecanism.

6.1.2. Proprietăți caracteristice unităților planetare diferențiale

(Characteristic properties of a differential planetary unit)

Pentru intuitivitate, în tab. 6.1 s-au sistematizat schemele unităților planetare diferențiale uzuale, cu 2 roți centrale, și schemele mecanismelor monomobile derivate din acestea, prin anularea unui grad de mobilitate (adică prin blocarea unei roți centrale sau a brațului port-sateți H).

În continuare, se stabilesc proprietățile caracteristice unităților planetare diferențiale (bimobile: $M = 2$), folosind ca exemplu unitatea planetară cu 2 roți

centrale (1 și 3) și satelit simplu (2) din tab. 6.1,d și d₁.

Pentru această unitate planetară, în fig. 6.8,a și b s-au reprezentat schema structurală și schema bloc, pe care s-au precizat parametrii exteriori ai celor $L = 3$ legături exterioare (intrări și ieșiri ale puterii mecanice); fiind posibile mai multe combinații de intrări și ieșiri, s-a preferat ca natura legăturilor exterioare din fig. 6.8,a și b să rămână neprecizată.

Alăturat, în fig. 6.8,c și d, s-au ilustrat schema structurală și schema bloc ale unității cu axe fixe, care s-a obținut din unitatea planetară dată (fig. 6.8,a și b), *inversând mișcarea* în raport cu *brațul H* (adică imprimând, întregii unități planetare, o mișcare egală și de sens invers cu mișcarea elementului H).

Evident, în urma inversiunii mișcării, se modifică mișcările absolute (datorită schimbării bazei), dar rămân aceleași mișcările relative și momentele (în premisa neglijării efectelor inerțiale).

1°. Caracterizare structurală

Pe baza interpretării cinematice și statice a gradului de mobilitate M , se identifică funcțiile de transmitere ale unității planetare bimobile, în exprimare calitativă (v. fig. 6.8,a și b).

Interpretare cinematică: dintre cele $L = 3$ mișcări exterioare (fig. 6.8,b), $M = 2$ sunt *independente* (de exemplu: ω_1 și ω_3).

Așadar, mișcarea rămasă ω_H ($L - M = 3 - 2 = 1$) este *dependentă* și desemnează calitativ funcția de transmitere a mișcărilor, realizată de mecanism:

$$\omega_H = \omega_H(\omega_1, \omega_3) = ? \quad (6.5)$$

Interpretare statică: dintre cele $L = 3$ momente exterioare (fig. 6.8,b), $M = 2$ sunt *dependente* (de exemplu: T_1 și T_3) și desemnează calitativ funcțiile de transmitere ale momentelor. Momentul rămas T_H ($L - M = 3 - 2 = 1$) este independent și intervine ca argument în funcțiile de transmitere ale momentelor:

$$T_1 = T_1(T_H) = ? ; T_3 = T_3(T_H) = ? \quad (6.5')$$

Pentru a fi ușor identificate, mărimile independente din fig. 6.8,b s-au reprezentat încadrat, iar mărimile dependente s-au notat cu semn de întrebare. În continuare se stabilesc expresiile cantitative ale funcțiilor de transmitere identificate calitativ.

2°. Funcția de transmitere a vitezelor

Stabilirea acestei funcții cuprinde două etape:

a) Se stabilește mai întâi *raportul cinematic interior* i_0 al *unității planetare* din fig. 6.8,a și b; acest raport coincide cu raportul de transmitere al vitezelor unității cu axe fixe din fig. 6.8,c și d:

$$i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1H}/\omega_{3H} = i_{1,2}^H \cdot i_{2,3}^H = (-z_2/z_1)(+z_3/z_2) = -z_3/z_1 = -90/30 = -3/1;$$

aceasta înseamnă că la 3 rotații ale roții 1 (față de H), roata 3 efectuează o singură rotație, în sens invers.

b) Pe baza *raportului interior* i_0 se stabilește *ecuația vitezelor unității planetare bimobile* (6.6') și apoi, din această ecuație, se explicitează funcția de transmitere căutată (6.7'):

$$i_0 = \omega_{1H}/\omega_{3H} = (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) \Rightarrow \omega_1 - i_0 \cdot \omega_3 - (1 - i_0) \cdot \omega_H = 0 \Leftrightarrow \quad (6.6)$$

$$\omega_1 + 3\omega_3 - 4\omega_H = 0 \Rightarrow \quad (6.6')$$

$$\omega_H = \omega_1/(1 - i_0) - \omega_3 i_0/(1 - i_0) \Leftrightarrow \quad (6.7)$$

$$\omega_H = 0,25\omega_1 + 0,75\omega_3. \quad (6.7')$$

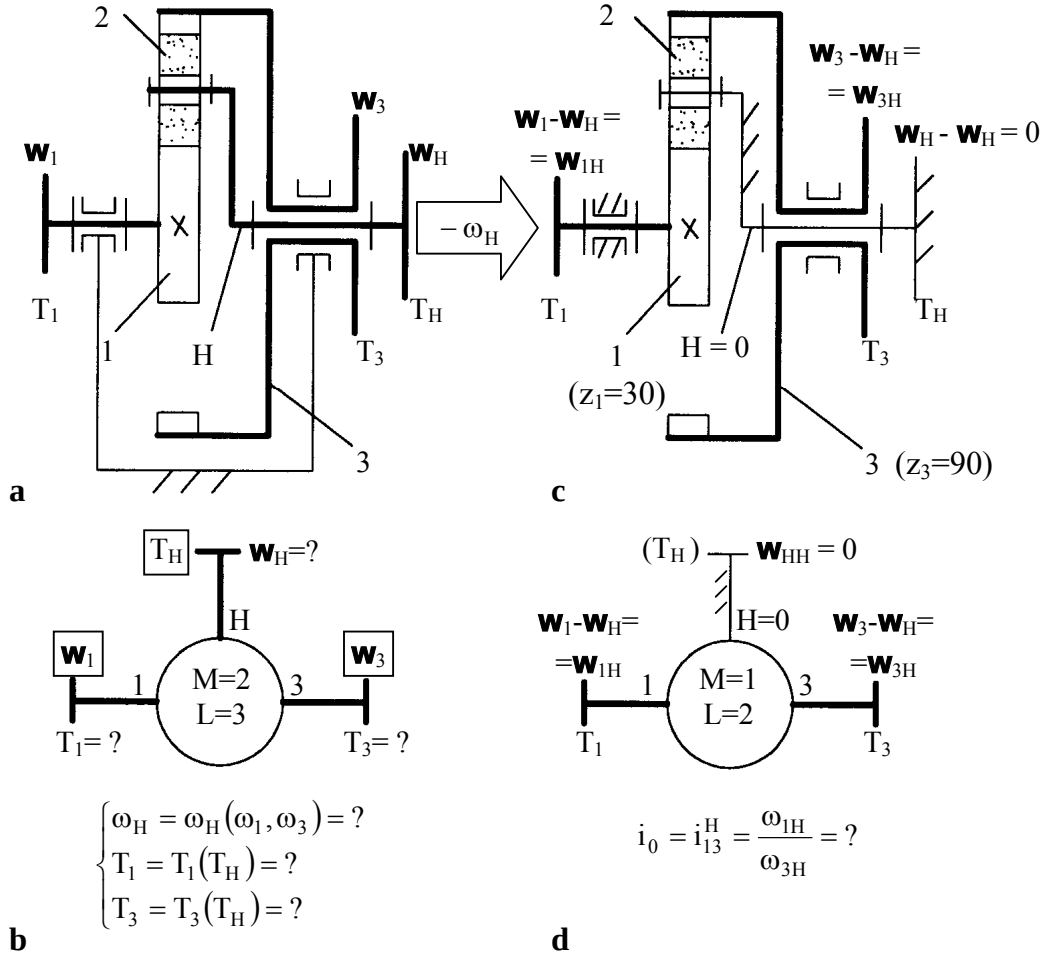


Fig. 6.8,a și b. Exemplu de unitate planetară diferențială (bimobilă: $M = 2$), cu 2 roți centrale (1 și 3) și satelit simplu (2): schemă structurală (a) și schemă bloc (b); **c și d.** Unitatea cu axe fixe derivată din unitatea planetară prin inversiunea mișcării față de brațul H: schemă structurală (c) și schemă bloc (d).

3°. Funcțiile de transmitere ale momentelor

În premisa *neglijării frecării* și a *efectelor inerțiale*, suma puterilor de intrare și de ieșire ale unității planetare bimobile este nulă (fig.6.8,b):

$$\omega_1 \cdot T_1 + \omega_3 \cdot T_3 + \omega_H \cdot T_H = 0. \quad (6.8)$$

Ținând seama de relația (6.7), expresia (6.8) devine:

$$\omega_1 [T_1 + T_H / (1 - i_0)] + \omega_3 [T_3 - T_H i_0 / (1 - i_0)] = 0.$$

Vitezele ω_1 și ω_3 fiind independente, egalitatea precedentă poate fi adevărată numai dacă parantezele devin nule; din condiția anulării celor 2 paranteze se obțin funcțiile de transmitere căutate:

$$\begin{aligned} T_1 &= -T_H / (1 - i_0) = -0,25 \cdot T_H; \\ T_3 &= T_H \cdot i_0 / (1 - i_0) = -0,75 \cdot T_H. \end{aligned} \quad (6.9)$$

Pentru verificare, se testează veridicitatea ecuației de echilibru a momentelor unității planetare (fig. 6.8,a):

$$T_1 + T_3 + T_H = 0 \Rightarrow -0,25T_H - 0,75T_H + T_H = 0!$$

4°. Proprietățile unității planetare diferențiale

Proprietățile cinematice și statice, caracteristice unității planetare diferențiale date, se obțin interpretând funcțiile de transmitere (6.7') și (6.9).

a) Din relația (6.7'), citită de la dreapta la stânga:

$$0,25\omega_1 + 0,75\omega_3 = \omega_H, \quad (6.7'')$$

rezultă prima proprietate cinematică: *unitatea planetară diferențială dată* (fig. 6.8,a și b) *are două mișcări exterioare independente*, ω_1 și ω_3 , *pe care le poate însuma, după regula* (6.7''), *rezultând o mișcare exterioară-sumă* ω_H .

Această proprietate a fost aplicată în cazul exemplilor din fig. 6.1-6.4.

b) Din relația (6.7'), citită de la stânga la dreapta, se obține a doua proprietate cinematică („inversă“ față de prima):

unitatea planetară diferențială dată (fig. 6.8,a și b) *poate distribui nedeterminat mișcarea exterioară* ω_H , *în alte două mișcări exterioare*: ω_1 și ω_3 .

Această proprietate a fost aplicată în cazul exemplilor din fig. 6.5-6.7.

c) Din interpretarea relațiilor (6.9) se obține următoarea proprietate statică:

unitatea planetară diferențială dată (fig. 6.8,a și b) *are un moment exterior independent* T_H *pe care-l distribuie determinat, în alte două momente exterioare*: T_1 și T_3 .

În cazul exemplilor din fig. 6.5-6.7, la deplasarea automobilului pe un *teren alunecos*, această proprietate poate cauza patinarea unei roți motoare sau, mai rar, patinarea unei punți motoare (la automobilele cu $p \geq 2$ punți motoare); patinarea intervine la anularea aderenței roata-drum sau punte-drum.

În timpul patinării, motorul funcționează *în gol* și, implicit, automobilul nu se mai poate deplasa. În cazul automobilelor cu destinație specială, ieșirea din astfel de situații se realizează prin blocarea temporară a mecanismului diferențial aferent roții sau punții care patinează.

În concluzie, o *unitate planetară diferențială* poate fi utilizată ca *soluție de principiu* pentru următoarele trei *funcții*, ale unor *produse tehnice*:

- a) *însurarea a 2 mișcări*;
- b) *distribuirea nedeterminată a unei mișcări*, în alte 2 mișcări;
- c) *distribuirea determinată a unui moment*, în alte 2 momente.

Generalizare: funcția privind *însurarea a k mișcări* și „inversa“ acesteia (privind *distribuirea nedeterminată a unei mișcări*, în alte k mișcări) pot fi rezolvate cu ajutorul unui mecanism care are gradul de mobilitate $M = k$ și $L = k + 1$ intrări și ieșiri (legături exterioare).

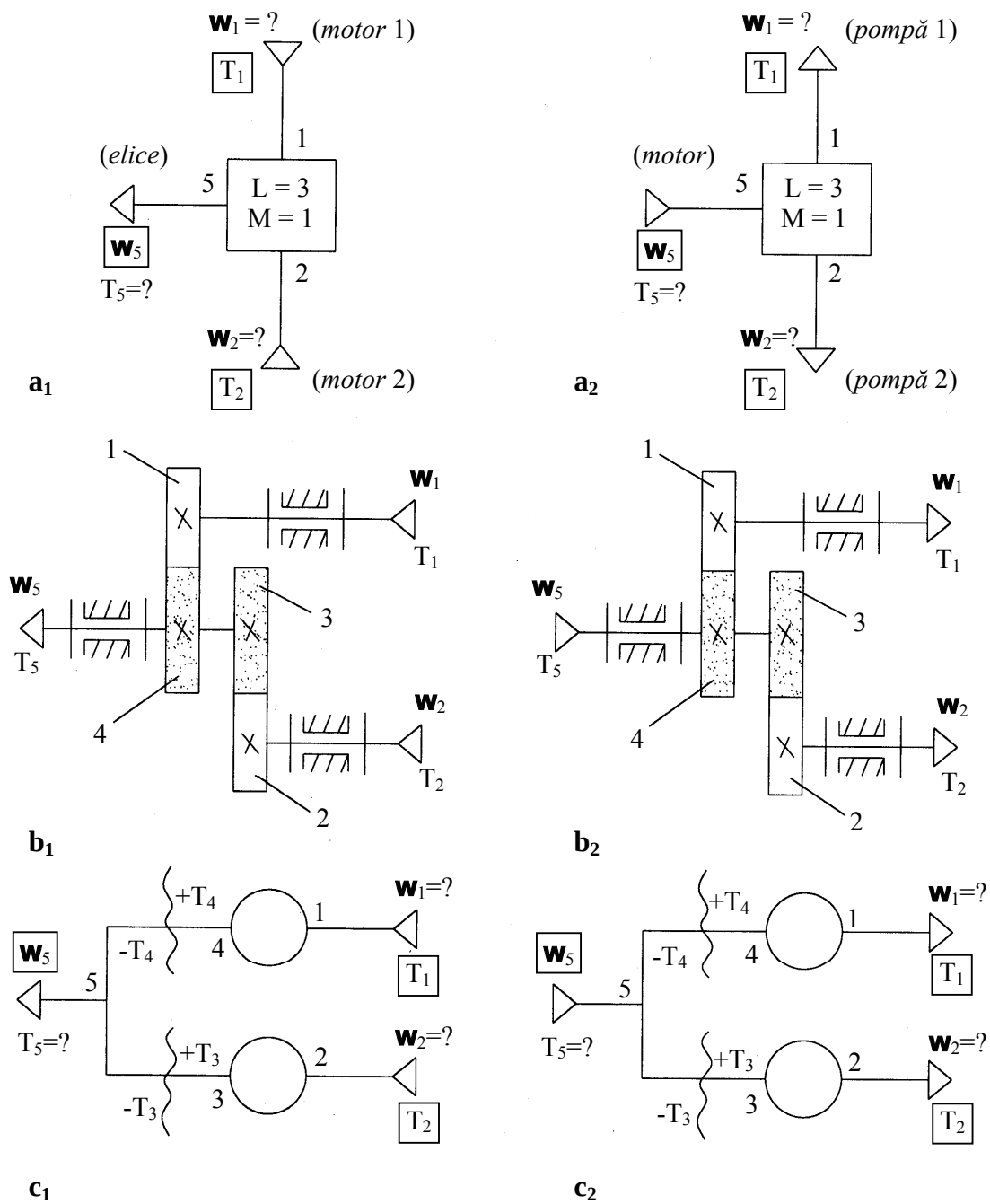


Fig. 6.9. Exemple pentru evidențierea funcției de însumare a 2 momente (**a1**, **b1**, **c1**) și de distribuire nedeterminată a unui moment în alte 2 momente (**a2**, **b2**, **c2**).

6.2. ÎNSUMAREA A 2 MOMENTE; DISTRIBUIREA NEDETERMINATĂ A UNUI MOMENT ÎN ALTE 2 MOMENTE

(SUMMATION OF TWO TORQUES;
DISTRIBUTION OF A TORQUE INTO
OTHER 2 TORQUES)

În acest subcapitol sunt prezentate mai întâi 2 exemple de utilizare tehnică a acestor funcții, iar apoi sunt stabilite, în condiții simplificate, proprietățile specifice mecanismelor monomobile ($M = 1$) cu trei legături exterioare ($L = 3$ intrări și ieșiri ale puterii mecanice).

6.2.1 Exemple de utilizare

(Use examples)

Pentru intuitivitate, sunt prezentate mai întâi 2 exemple tehnice: un exemplu care pune în evidență necesitatea *însurării* a două momente de torsiune și un al doilea exemplu, care pune în evidență necesitatea *distribuirii nedeterminate* a unui moment, în alte 2 momente.

Primul exemplu, ilustrat în fig. 6.9,a₁, b₁, c₁ și fig.6.10 se referă la *antrenarea elicei* unei nave maritime, de mare tonaj, cu ajutorul a *două motoare*. Conform fig. 6.9,a₁, mecanismul dintre elice și cele 2 motoare este caracterizat prin:

a) Trei legături exterioare ($L = 3$): două *intrări* (legăturile cu cele două motoare) și o *ieșire* (legătura cu elicea);

b) Trei momente exterioare: două *independente* (momentele de la cele 2 motoare: T_1 și T_2) și *unul dependent*: *momentul-sumă* al elicei: T_5 .

Știind că *gradul de mobilitate* al unui mecanism (M) desemnează (d.p.d.v. static) *numărul momentelor exterioare dependente* [3], rezultă că mecanismul căutat are $M = 1$ și $L = 3$.

Un astfel de mecanism s-a exemplificat în fig. 6.9,b₁ și c₁; din schema structurală (fig. 6.9,b₁) și din schema bloc aferentă (fig. 6.9,c₁) se obține relația:

$$\begin{aligned} A \cdot T_1 + B \cdot T_2 &= T_3 + T_4 = T_5 \Rightarrow \\ A \cdot T_1 + B \cdot T_2 &= T_5. \end{aligned} \quad (6.10)$$

Această egalitate poate fi citită ca o relație de „*însurare*”: considerând cunoscute momentele motoarelor (T_1 și T_2), prin „*însurarea*” acestora, după regula (6.10), se obține *momentul-sumă* al elicei (T_5).

O variantă aplicată, a unui astfel de produs, este exemplificată în fig. 6.10; în acest caz, cele 2 motoare sunt identice, pinionul 1 este identic cu pinionul 2, iar roțile 3 și 4 sunt identice și suprapuse. Ambreiajele hidrodinamice (notate cu AH în fig. 6.10) sunt introduse pentru protecția motoarelor; în acest fel, se evită ca unul dintre motoare să se transforme în compresor (efector).

Al doilea exemplu, ilustrat în fig. 6.9,a₂, b₂, c₂, este derivat din primul (fig. 6.9,a₁, b₁, c₁ și fig. 6.10), înlocuind elicea, cu un motor, și cele două motoare, cu două pompe. Din fig. 6.9,b₂ și c₂ se obține, de asemenea, relația (6.10), dar citită ca o ecuație cu 2 necunoscute (T_1 și T_2):

$$\begin{aligned} T_5 &= T_3 + T_4 = A \cdot T_1 + B \cdot T_2 \Rightarrow \\ T_5 &= A \cdot T_1 + B \cdot T_2. \end{aligned} \quad (6.11)$$

Deoarece ecuația (6.11) are o infinitate de soluții (T_1 și T_2), rezultă că, în cazul general, momentul dat de motor (T_5) este *distribuit în mod nedeterminat* pe cele două pompe (T_1 și T_2).

În ambele exemple prezentate (v. fig.6.9), soluționarea celor două funcții analizate s-a realizat cu ajutorul unui mecanism cu $M = 1$ și $L = 3$ intrări și ieșiri; în continuare se stabilesc proprietățile cinematice și statice ale unui astfel de mecanism.

6.2.2. Proprietăți caracteristice unui mecanism cu $M = 1$ și $L = 3$

(Characteristic properties of a gear mechanism with $M = 1$ and $L = 3$)

Pentru exemplificare, în continuare se stabilesc proprietățile caracteristice pentru mecanismul monomobil ($M = 1$) cu trei ($L = 3$) legături exterioare (1, 2 și 5), ilustrat în fig.6.11; fiind posibile diverse combinații de intrări și ieșiri, s-a preferat ca natura legăturilor exterioare să rămână neprecizată.

1°. Caracterizare structurală

Conform schemelor din fig.6.11, a și b, mecanismul considerat conține două angrenaje cu axe fixe (angrenajul 1-3 cu $M_I = 1$ și angrenajul 2-4 cu $M_{II} = 1$), care sunt agregate în paralel prin cuplarea $4 \equiv 3$ ($L_C = 1$), de ecuații:

$$\omega_3 = \omega_4 = \omega_5 \text{ și } T_5 - T_3 - T_4 = 0 \quad (6.12)$$

Ca urmare, mecanismul global din fig. 6.11 este monomobil [3]:

$M = M_I + M_{II} - L_C = 1 + 1 - 1 = 1 \Rightarrow$ o mișcare exterioară independentă ω_5 / un moment exterior dependent T_5 .

Implicit, mecanismul are $L - M = 3 - 1 = 2$ mișcări exterioare dependente, ω_1 și ω_2 , și de asemenea $L - M = 3 - 1 = 2$ momente exterioare independente: T_1 și T_2 . Pentru identificare, în schemele bloc din fig. 6.11, b și c, mărimile independente sunt încadrate, iar cele dependente sunt marcate cu semne de întrebare. În consecință, funcțiile de transmitere, realizate de mecanismul considerat (fig. 6.11), au următoarele expresii calitative:

$$\omega_1 = \omega_1(\omega_5) = ? ; \omega_2 = \omega_2(\omega_5) = ? \quad (6.13)$$

$$T_5 = T_5(T_1, T_2) = ? \quad (6.14)$$

În continuare se stabilesc expresiile cantitative ale funcțiilor de transmitere identificate calitativ.

2°. Funcțiile de transmitere ale vitezelor

Pe baza schemelor din fig. 6.11, a și b, se pot scrie relațiile:

$$I: i_{1,3} = \omega_1/\omega_3 = -z_3/z_1 = -40/20 = -2 \Rightarrow$$

$$\omega_1 = \omega_3 \cdot i_{1,3} = -2 \cdot \omega_3 ;$$

$$II: i_{2,4} = \omega_2/\omega_4 = -z_4/z_2 = -45/30 = -1,5 \Rightarrow$$

$$\omega_2 = \omega_4 \cdot i_{2,4} = -1,5 \cdot \omega_4 ;$$

$$3 \equiv 4 \equiv 5 : \omega_3 = \omega_4 = \omega_5 . \quad (6.15)$$

Din sistemul de ecuații (6.15) rezultă:

$$\omega_1 = -2 \cdot \omega_5 ; \omega_2 = -1,5 \cdot \omega_5 . \quad (6.16)$$

3°. Funcția de transmitere a momentelor

În premisa *neglijării frecării și a efectelor inerțiale* ale maselor, din schemele bloc (fig. 6.11, b și c) rezultă ecuația :

$$\omega_1 \cdot T_1 + \omega_2 \cdot T_2 + \omega_5 \cdot T_5 = 0 . \quad (6.17)$$

Ținând seama de (6.16), din ecuația (6.17) se obține următoare funcție de transmitere a momentelor :

$$\omega_5 (-2 \cdot T_1 - 1,5 \cdot T_2 + T_5) = 0 \Rightarrow T_5 = 2 \cdot T_1 + 1,5 \cdot T_2 . \quad (6.18)$$

4°. Proprietățile mecanismului monomobil cu 3 legături exterioare

Proprietățile cinematice și statice, caracteristice mecanismului cu $M = 1$ și $L = 3$, din fig. 6.11, se obțin interpretând funcțiile de transmitere (6.16) și (6.18).

a) Din interpretarea relațiilor (6.16) se obține următoarea *proprietate cinematică* (omoloagă cu *proprietatea statică* a unității planetare diferențiale): *mechanismul cu $M = 1$ și $L = 3$ (v. fig.6.11) are o mișcare exterioară independentă ω_5 pe care o distribuie determinat, în alte două mișcări exterioare: ω_1 și ω_3 .*

b) Din relația (6.18), citită de la dreapta la stânga:

$$2 \cdot T_1 + 1,5 \cdot T_2 = T_5, \quad (6.18')$$

se obține *prima proprietate statică* (omoloagă cu *prima proprietate cinematică* a unității planetare diferențiale): *mechanismul cu $M = 1$ și $L = 3$ (fig.6.11) are 2 momente exterioare independente, T_1 și T_2 , pe care le poate însuma, după regula (6.18'), rezultând un moment exterior-sumă T_5 .*

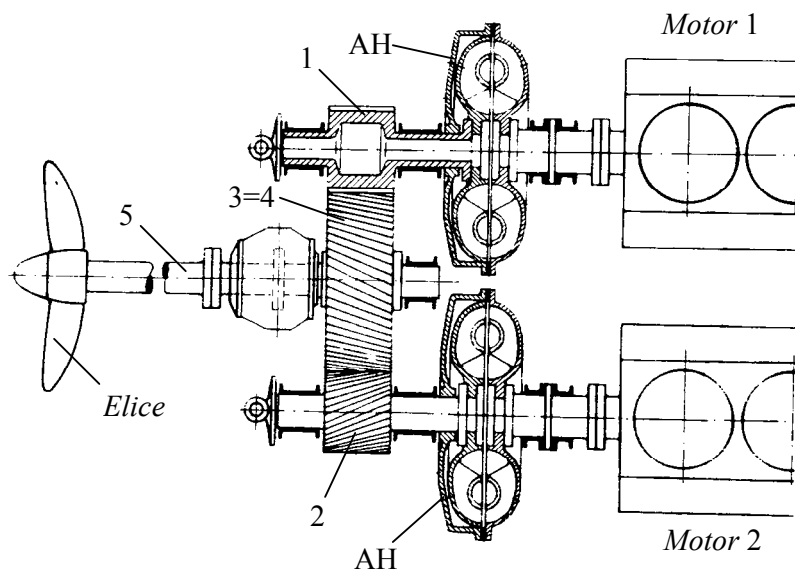


Fig. 6.10. Variantă de aplicare a exemplului din **fig. 6.9, a₁, b₁, c₁**, în cazul antrenării, cu două motoare, a elicei unei nave maritime.

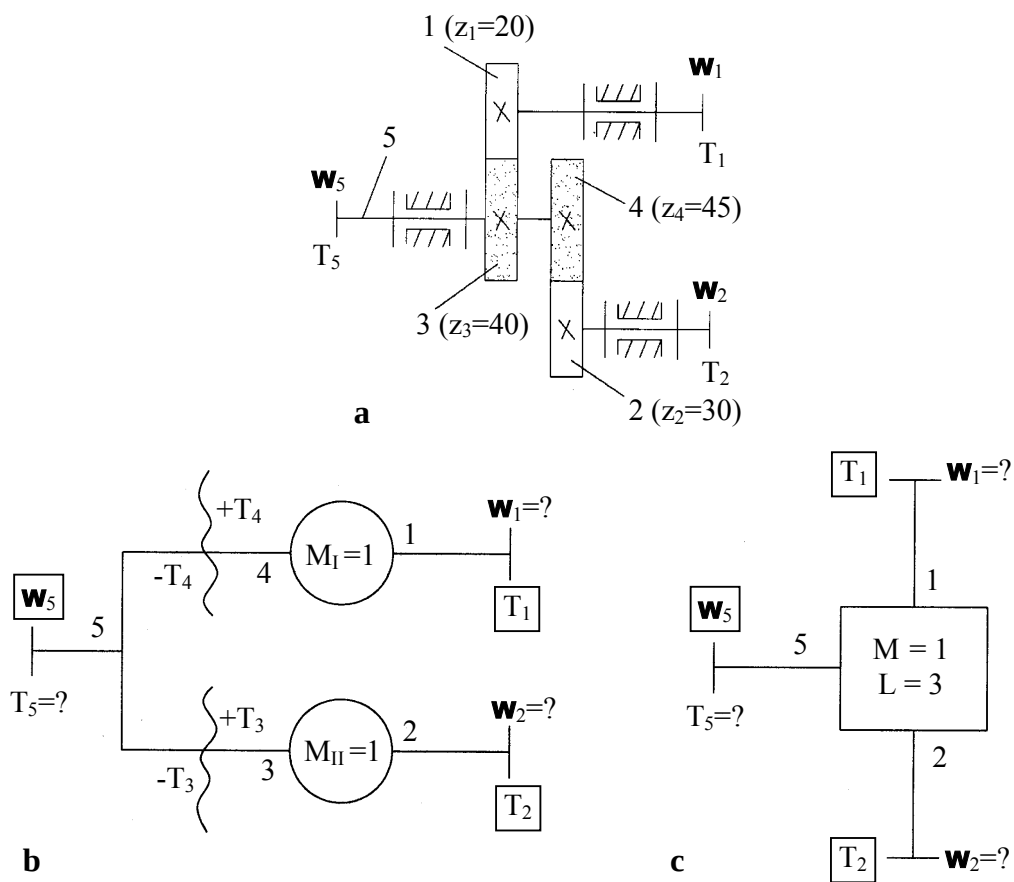


Fig. 6.11. Exemplu simplificat pentru analiza proprietăților statice și cinematice ale unui mecanism cu roți dințate *monomobil* ($M = 1$), cu 3 *legături exterioare* ($L = 3$ *intrări și ieșiri*).

Această proprietate a fost aplicată în cazul exemplurilor din fig. 6.9,a₁,b₁,c₁ și 6.10.

c) Din relația (6.18), citită de la stânga la dreapta, se obține a *doua proprietate statică* (omoloagă cu a *doua proprietate cinematică* a unității planetare bimobile): *mecanismul cu $M = 1$ și $L = 3$ (din fig. 6.11) poate distribui nedeterminat momentul exterior T_5 , în alte două momente exterioare: T_1 și T_2 .*

Această proprietate a fost aplicată în cazul exemplului din fig. 6.9,a₂,b₂,c₂.

În concluzie, un *mecanism cu roți dințate, cu $M = 1$ și $L = 3$* , poate fi utilizat ca *soluție de principiu* pentru următoarele trei *funcții*, ale unor *produse tehnice*:

- a) *distribuirea determinată a unei mișcări, în alte 2 mișcări;*
- b) *însurarea a 2 momente;*
- c) *distribuirea nedeterminată a unui moment, în alte 2 momente.*

Generalizare: funcția privind *însurarea a k momente* și „*inversa*” acesteia (privind *distribuirea nedeterminată a unui moment, în alte k momente*) pot fi rezolvate cu ajutorul unui mecanism care are gradul de mobilitate $M = 1$ și $L = k+1$ intrări și ieșiri.

6.3. TRANSMITEREA PUTERII CU REDUCEREA TURATIEI SUB UN RAPORT CONSTANT

(POWER TRANSMISSION WITH ROTATIVE SPEED REDUCTION UNDER A CONSTANT RATIO)

Transmiterea puterii mecanice, cu *reducerea turației* sub un *raport de transmitere constant*, reprezintă *funcția* unei largi clase de produse, cunoscute sub denumirea de *reductoare de turație*. Utilizarea acestor produse este impusă, în primul rând, de neconcordanța uzuală dintre turațiile ridicate ale motoarelor și turațiile relativ joase ale efectoarelor.

Un parametru principal, care intervine în cerințele unui astfel de produs, se referă la valoarea *raportului de transmitere* a turațiilor: $i = \text{turația de intrare} / \text{turația de ieșire}$. În general, creșterea raportului i este însoțită de coroborarea, în diverse combinații, a următoarelor dezavantaje:

- a) reducerea randamentului,
- b) creșterea gabaritului radial / axial,
- c) creșterea gradului de complexitate,
- d) creșterea costurilor tehnologice etc.

Prin dezvoltarea continuă a acestui tip de produs se urmărește minimizarea unora dintre aceste dezavantaje, în condițiile utilizării cât mai eficiente a resurselor informaționale, materiale și energetice existente.

Având în vedere aceste aspecte, în acest subcapitol sunt prezentate succint principalele soluții de reductoare cu roți dințate, cunoscute în tehnică, cu avantajele și dezavantajele aferente. Principiile de rezolvare, folosite uzual în sinteza acestei categorii de produse, pot fi divizate în 3 grupe reprezentative:

- 1° angrenaje cu axe fixe;
 - 2° unități planetare cu 2 roți centrale;
 - 3° unități planetare cu o roată centrală.
- Prezentarea care urmează, se bazează pe această divizare.

6.3.1. Reductoare cu axe fixe

(Gear reducers with fixed axes)

Uzual, în sinteza reductoarelor cu axe fixe sunt folosite angrenaje cu dantură *evolventică* (fig. 6.12); dintre acestea, sunt utilizate cu precădere angrenajele :

- *cilindrice exterioare* cu dinți drepți, înclinați sau în V (fig. 6.12,a,b și c);
 - *cilindrice interioare* cu dinți drepți (fig. 6.12,d), înclinați sau în V;
 - *conice* cu dinți drepți (fig. 6.12,e), înclinați sau curbi (fig. 6.12,f);
- hiperboloide*, de tip *melcat* (fig. 6.12,g) și de tip *hipoid* (tip folosit, de regulă, în punțile motoare ale unor automobile, fig. 6.12,h).

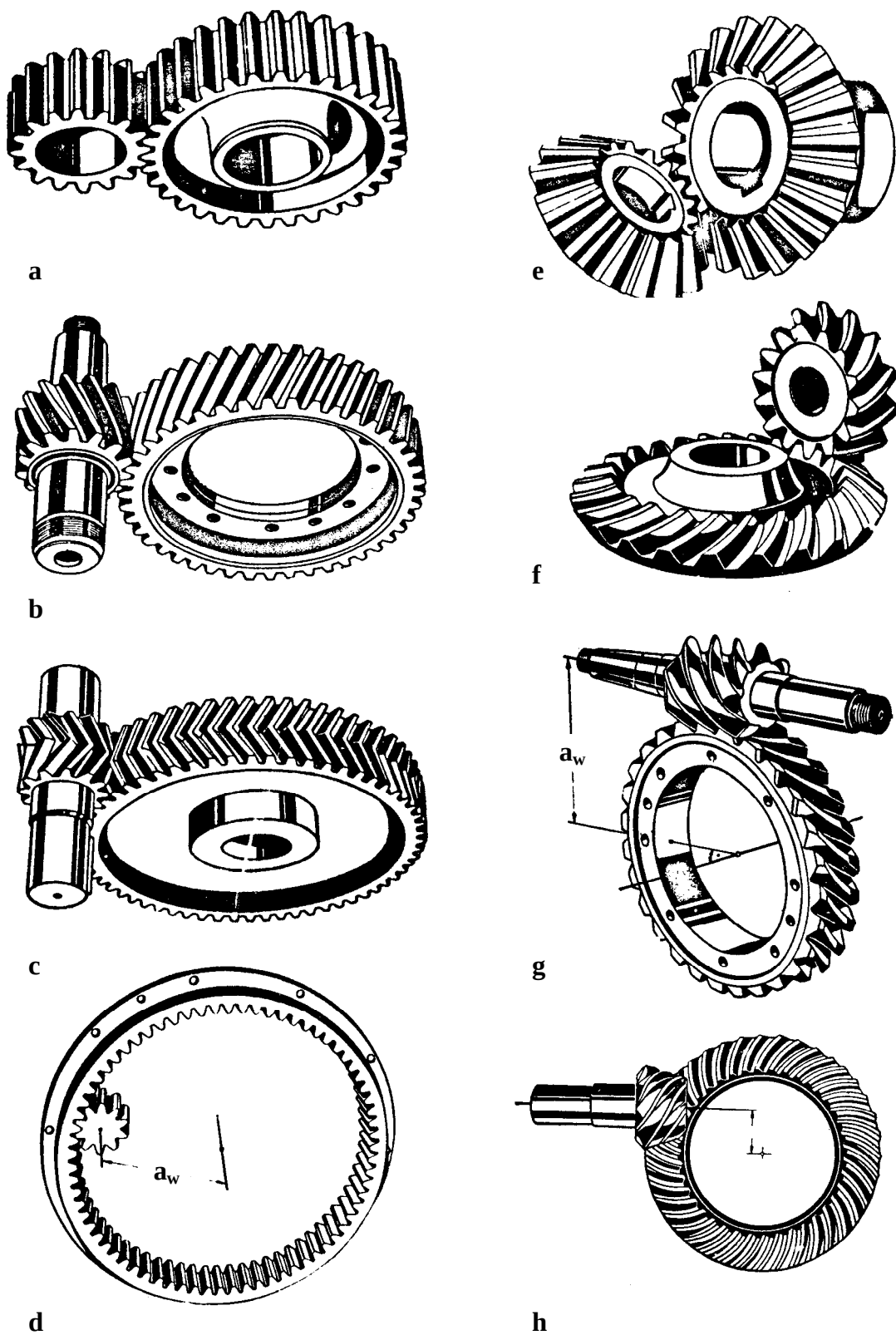


Fig. 6.12. Angrenaje evolventice utilizate frecvent în sinteza reductoarelor de turație cu axe fixe: angrenaje cilindrice exterioare (a, b și c); angrenaj cilindric interior (d); angrenaje conice (e și f); angrenaj melcat (g); angrenaj hipoid (h).

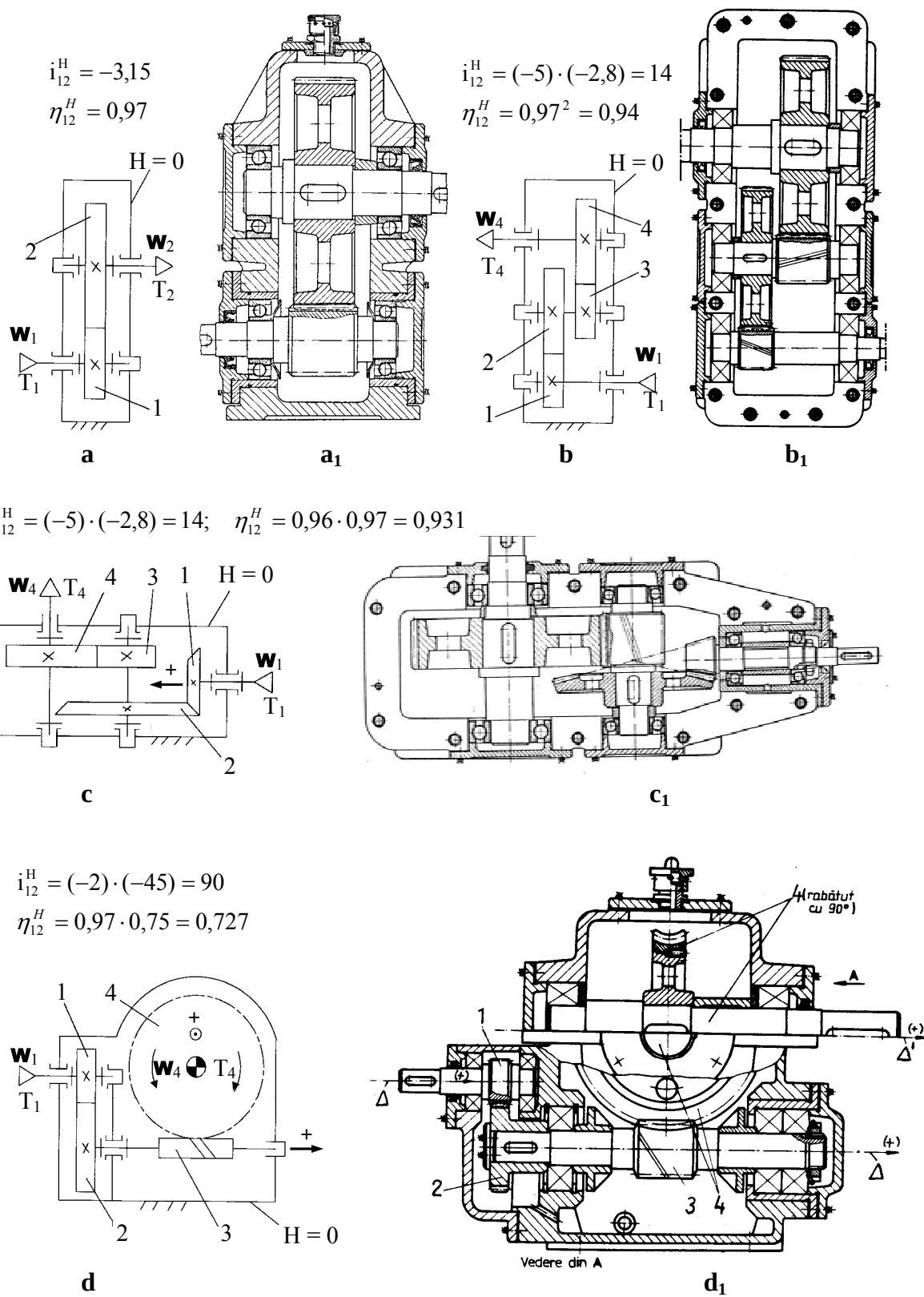


Fig. 6.13. Exemple de rezolvare a funcției privind *reducerea turației*, folosind, ca *principii de rezolvare*, angrenajele evolventice cu axe fixe: **a, a₁**) reductor cilindric într-o treaptă, **b, b₁**) reductor cilindric în 2 trepte, **c, c₁**) reductor conico-cilindric, **d, d₁**) reductor cilindro-melcat.

Din bogata diversitate existentă, în fig. 6.13 s-au exemplificat patru variante de reductoare cu axe fixe:

- 1) *cilindric*, într-o treaptă (fig. 6.13,a,a₁),
- 2) *cilindric*, în două trepte (fig. 6.13,b,b₁),
- 3) *conico-cilindric*, în două trepte (cu prima treaptă conică și treapta secundă cilindrică, fig. 6.13,c,c₁) și
- 4) *cilindro-melcat*, în două trepte (cu prima treaptă cilindrică și treapta secundă melcată, fig. 6.13,d,d₁).

Din analiza exemplurilor din fig. 6.12 și 6.13, decurg următoarele concluzii utile în sinteza de reductoare cu *rapoarte mari de transmitere*:

a) Utilizarea unui singur angrenaj, cilindric sau conic, poate fi acceptată numai în cazurile speciale, în care se pot admite gabarite radiale foarte mari; un astfel de reductor prezintă două avantaje importante: realizează un randament ridicat și are un grad de complexitate relativ redus.

b) O importantă reducere a gabaritului radial se obține folosind un angrenaj melcat, în care melcul are un singur dinte (început); în schimb, acest avantaj este însoțit de o semnificativă reducere a randamentului și de necesitatea folosirii unor materiale deficitare.

c) O altă cale de reducere a gabaritului radial, se referă la înserierea a două sau mai multe angrenaje. Prin creșterea numărului de angrenaje legate în serie, scade gabaritul radial, în defavoarea celui axial, a randamentului global și a gradului de complexitate structurală. Deci, numărul maxim de angrenaje este limitat atât de restricțiile de gabarit axial, cât și de cele ale randamentului global.

O altă direcție pentru ameliorarea compromisului dintre influențele de tip divergent, evidențiate mai sus, se referă la folosirea de unități planetare în sinteza reductoarelor de turație.

6.3.2. Reductoare planetare cu două roți centrale

(Gear planetary reducers with two center wheels)

În fig. 6.14 sunt exemplificate cele mai semnificative soluții de reductoare formate dintr-o *unitate planetară cu 2 roți centrale*. În primele soluții (fig. 6.14, a-e₁), una dintre cele 2 roți centrale este fixă; ca urmare, reductorul se reduce la o *unitate planetară monomobilă* ($M = 1$). În soluțiile finale (fig. 6.14,h,h₁), cele 2 roți centrale, ale *unității planetare diferențiale* 1-2-3-H, sunt legate mobil între ele, printr-un tren de 2 angrenaje cu axe fixe denumit *lanț cinematic de închidere*; se obține astfel reductorul de turație de tip: *mecanism planetar complex monomobil* ($M = 1$), cu „lanț de închidere”.

În continuare, soluțiile exemplificate sunt analizate comparativ, prin prisma obiectivelor anterior precizate (raport de transmitere, randament, complexitate, gabarit radial/axial). Calculul *randamentului* este explicat în anexa A.2.

Reductorul din fig. 6.14,a,a₁ folosește unitatea planetară *cilindrică* cu cea mai largă utilizare tehnică; aceasta are două angrenaje *evolventice* (1-2 și 2-3), două roți centrale (1 și 3 $\equiv 0$) și satelit simplu (2). Prin utilizarea a S sateliți simpli, dispuși în *paralel* și *echiunghiular* (în fig. 6.14,a: $S = 3$), se asigură o reducere semnificativă a gabaritului radial, concomitent cu echilibrarea statică a reductorului.

Conform fig. 6.14,a,a₁, în premisa că *unitatea cu axe fixe* asociată (care se obține din unitatea planetară, în urma inversiunii mișcării față de brațul H) are mărimile:

$$\begin{aligned} \eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \cdot \eta_{2,3}^H = 0,97^2 = 0,94, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = -Z_3 / Z_1 = -80 / 20 = -4 \\ \text{și} \\ w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1) / (\omega_{1,3} T_1)] = \\ &= \text{sgn}[\omega_{1,H} / (\omega_{1,H} - \omega_{3,H})] = \text{sgn}[i_0 / (i_0 - 1)] = \\ &= \text{sgn}[-4 / (-4 - 1)] = +1, \end{aligned} \quad (6.19)$$

pentru reductorul planetar analizat se obțin următoarele mărimi (v. anexa A.2):

$$i = i_{1,H}^3 = \omega_{1,3}/\omega_{H,3} = (\omega_{1,H}-\omega_{3,H})/(\omega_{H,H}-\omega_{3,H}) = 1 - (\omega_{1,H}/\omega_{3,H}) = 1 - i_0 = 1 - (-4) = +5 \Rightarrow \omega_{H,3} = \omega_{1,3}/i = \omega_{1,3}/5; \quad (6.20)$$

$$\eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H)/(\omega_{1,3} \cdot T_1) = (-T_H/T_1)/i_{1,H}^3 = [1-i_0 \cdot (\eta_0)^w]/(1-i_0) = [1+4 \cdot (0,94)^{+1}]/(1+4) = 0,952 \Rightarrow T_H = -i_{1,H}^3 \cdot \eta_{1,H}^3 \cdot T_1 = -5,0,952 \cdot T_1 = -4,76 \cdot T_1. \quad (6.21)$$

Aceasta înseamnă că reductorul planetar considerat (fig. 6.14,a,a1) *reduce* de 5 ori turația de intrare și, implicit, *amplifică* de 4,76 ori momentul de intrare.

Din rezultatele obținute rezultă că un reductor de acest tip are randamente excelente ($\eta_{1,H}^3 = 0,952 > \eta_0 = 0,94$) și o structură relativ simplă, dar nu poate realiza rapoarte $i = i_{1,H}^3$ mari, datorită creșterii excesive a raportului interior i_0 și implicit a gabaritului radial.

Din analiza raportului (6.20), reiese că rapoartele mari de transmitere pot fi realizate prin utilizarea unei unități planetare cu $i_0 \approx +1$, în care H este element de intrare:

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = 1/(1-i_0). \quad (6.22)$$

Aplicarea acestei idei este exemplificată în reductoarele din fig. 6.14,b,b₁,...,e,e₁.

Astfel, în premisa că *unitatea cu axe fixe*, asociată unității planetare din fig.4.16,b (prin *inversiunea mișcării* față de H), este caracterizată prin mărimile:

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,97^2 = 0,94, \\ i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = +(Z_2 Z_3)/(Z_1 Z_2') = (80,64)/(84,60) = +1,015873 \text{ și} \\ w = \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1)/(-\omega_{1,3} T_1)] = \text{sgn}[\omega_{1,H}/(\omega_{3,H}-\omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0/(1-i_0)] = \text{sgn}[1,0158/(1-1,0158)] = -1, \quad (6.23)$$

pentru reductorul planetar, *cu satelit dublu*, din fig. 4.16,b rezultă (v. anexa A.2):

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = (\omega_{H,H}-\omega_{3,H})/(\omega_{1,H}-\omega_{3,H}) = 1/[1-(\omega_{1,H}/\omega_{3,H})] = 1/(1-i_0) = 1/(1-1,015873) = -63 \Rightarrow \omega_{1,3} = \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-63); \quad (6.24)$$

$$\eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1)/(\omega_{H,3} \cdot T_H) = (-T_1/T_H)/i_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = (1-1,015873)/[1-1,015873 \cdot (0,94)^{-1}] = 0,1966 < \eta_0 \Rightarrow T_1 = -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = 63 \cdot 0,1966 \cdot T_H = +12,389 \cdot T_H. \quad (6.25)$$

Așadar, reductorul planetar din fig. 6.14,b,b₁ inversează și *reduce* de 63 ori turația de intrare și *amplifică* de numai 12,389 ori momentul de intrare.

În mod analog, în premisa că (vezi fig. 6.14,c,c₁):

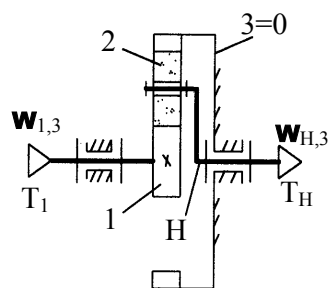
$$\eta_0 = \eta_{1,4}^H = 0,97^3 = 0,9127, \\ i_0 = i_{1,4}^H = \omega_{1,H}/\omega_{4,H} = +(Z_2 Z_3 Z_4)/(Z_1 Z_2' Z_3') = (80,90,80)/(84,81,84) = +1,00781 \text{ și} \\ w = \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1)/(\omega_{1,3} T_1)] = \text{sgn}[\omega_{1,H}/(\omega_{3,H}-\omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0/(1-i_0)] = \text{sgn}[1,0078/(1-1,0078)] = -1, \quad (6.26)$$

pentru reductorul planetar, *cu 2 sateliți dubli inseriați*, din fig. 4.16,c rezultă (v. Anexa A.2):

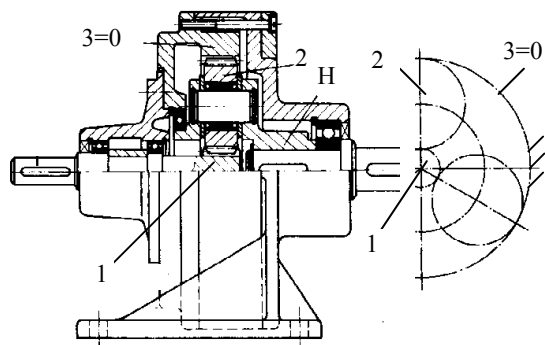
$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = (\omega_{H,H}-\omega_{3,H})/(\omega_{1,H}-\omega_{3,H}) = 1/[1-(\omega_{1,H}/\omega_{3,H})] = 1/(1-i_0) = 1/(1-1,0078) = -128,033 \Rightarrow \omega_{1,3} = \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-128,033); \quad (6.27)$$

$$\eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1)/(\omega_{H,3} \cdot T_H) = (-T_1/T_H)/i_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = (1-1,00781)/[1-1,00781 \cdot (0,9127)^{-1}] = 0,0749 < \eta_0 \Rightarrow T_1 = -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = 128,033 \cdot 0,0749 \cdot T_H = +9,5897 \cdot T_H. \quad (6.28)$$

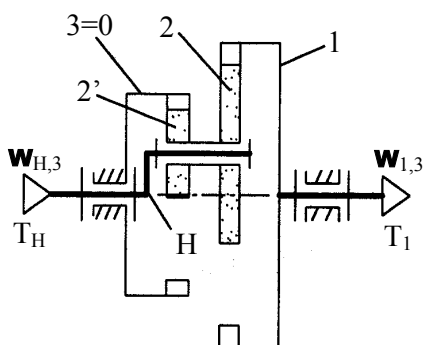
Deci, reductorul planetar considerat (fig. 6.14,c,c₁) inversează și *reduce* de 128,033 ori turația de intrare, cu o *amplificare* de numai 9,5897 ori a momentul motor.



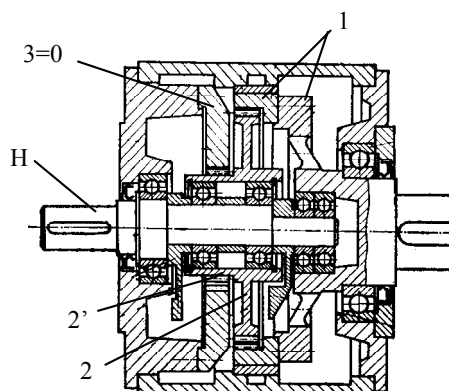
a



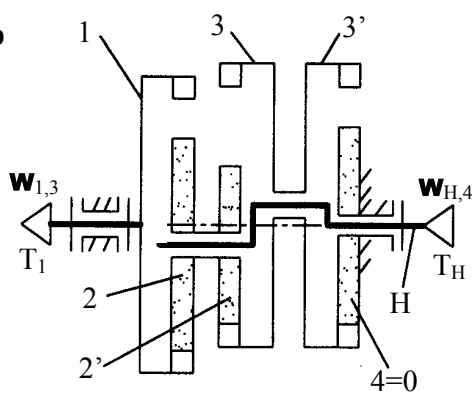
a₁



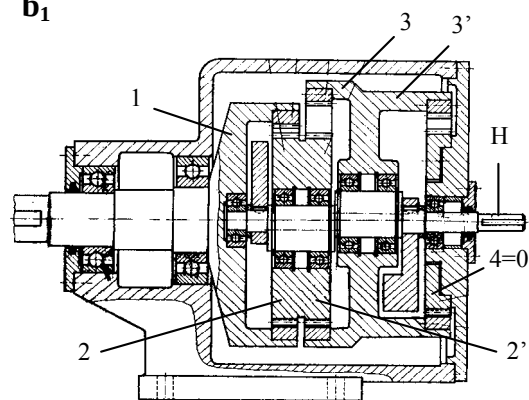
b



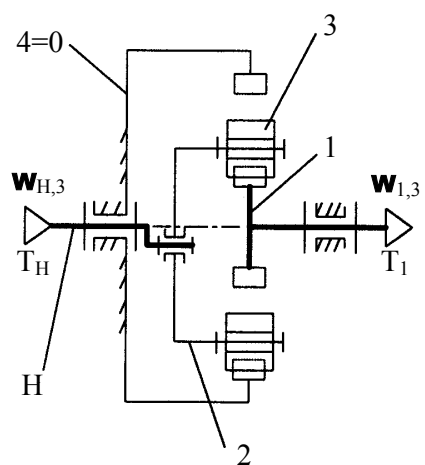
b₁



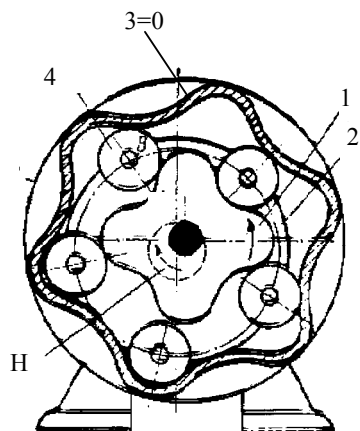
c



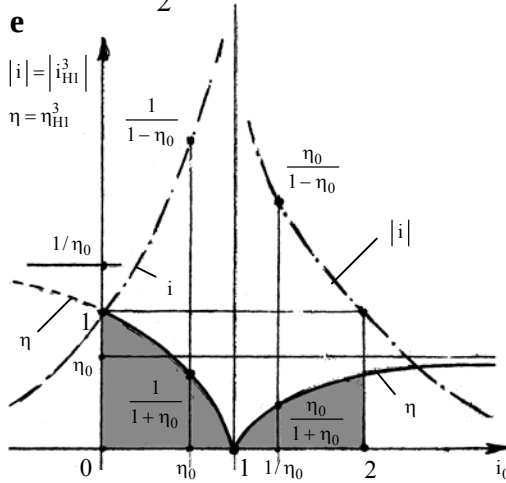
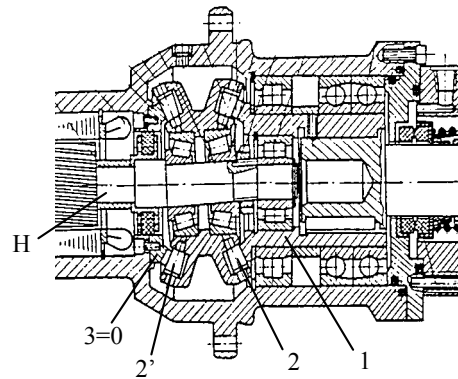
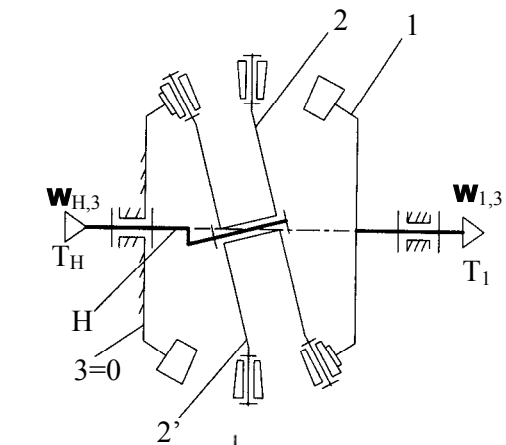
c₁



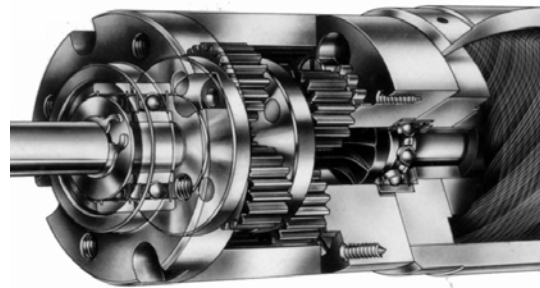
d



d₁

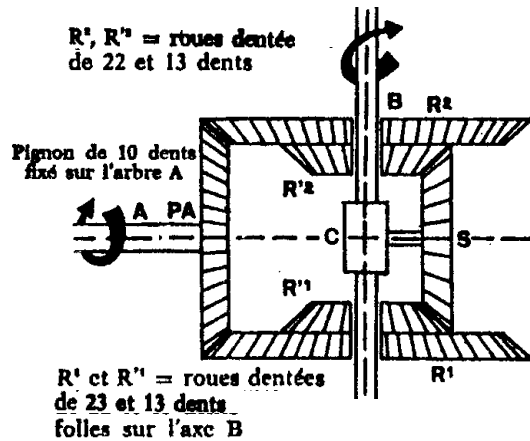
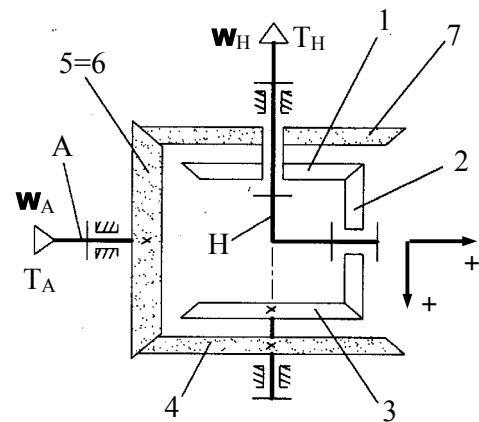


e₁



g

f



h

h₁

Fig. 6.14. Exemple reprezentative de reductoare formate din unități planetare cu 2 roți centrale: **a ... e**), reductoare de tip unitate planetară monomobilă; **f**) diagramele de variație ale raportului de transmitere ($i = i_{HH}^3$) și randamentului ($\eta = \eta_{HH}^3$) în cazul unităților planetare monomobile cu $i_0 \approx +1$, **g**) motoreductor Maxon format prin înserierea a 2 unități planetare de tipul celor din fig. 6.14, a și a₁, **h**, **h**₁), reductor de tip unitate planetară bimobilă cu “lanț de închidere” monomobil.

Comentarii:

1) Un angrenaj cilindric *evolventic interior* (1-2) are de regulă: $\min |z_1 - z_2| \geq 4$. Ca urmare, prin creșterea numărului de angrenaje înseriate se obține un control mai fin al raportului interior i_0 și implicit al raportului $i_{H,1}^3$; în schimb, prin această creștere se mărește gabaritul axial și se reduce în mod semnificativ randamentul $\eta_{H,1}^3$: de la 19,66%, pentru 2 angrenaje (fig. 6.14,b), se ajunge la 7,48%, pentru 3 angrenaje (fig. 6.14,c).

2) La un reductor planetar cu raportul interior $i_0 \approx +1$, *variantea cu $i_0 < +1$ obține performanțe mai bune decât varianta cu $i_0 > +1$* , „simetrică” față de 1. Astfel, în cazul reductorului planetar din fig. 6.14,b, în urma inversării numerelor de dinți, considerate mai sus, rezultă:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,97^2 = 0,94, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = \\ &= +(z_2 z_3) / (z_1 z_2) = (84 \cdot 60) / (80 \cdot 64) \\ &= +0,984375 = 1/1,015873, \\ w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1) / (-\omega_{1,3} T_1)] = \\ &= \text{sgn}[\omega_{1,H} / (\omega_{3,H} - \omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0 / (1 - i_0)] = \\ &= \text{sgn}[0,984 / (1 - 0,984)] = +1 \quad (6.23')\end{aligned}$$

și implicit:

$$\begin{aligned}i &= i_{H,1}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{1,3} = 1 / (1 - i_0) = \\ &= 1 / (1 - 0,984375) = +64 > |-63| \Rightarrow \\ \omega_{1,3} &= \omega_{H,3} / i = \omega_{H,3} / (+64); \quad (6.24') \\ \eta_{H,1}^3 &= (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (1 - i_0) / [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1 - 0,984375) / [1 - 0,984375 \cdot (0,94)^{+1}] \\ &= 0,2092 > 0,1966 \Rightarrow \\ T_1 &= -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = -64 \cdot 0,2092 \cdot T_H = \\ &= +13,389 \cdot T_H. \quad (6.25')\end{aligned}$$

În cazul general, această proprietate poate fi pusă ușor în evidență cu ajutorul diagramelor din fig. 6.14,f: considerând o entitate foarte mică δ , pentru $i_0 = 1 - \delta$ se obțin valori, ale mărimilor $|i|$ și η , mai mari decât cele obținute în cazul raportului $i_0 = 1 + \delta$.

Diagramele din fig. 6.14,f sunt valabile atât pentru reductoarele planetare cu 2 roți centrale, cât și pentru cele cu o roată centrală.

3) La reductoarele de tipul celor din fig. 6.14,b și c, de obicei nu pot fi montați sateliți în paralel; ca urmare, gabaritul radial se mărește, iar echilibrarea se realizează prin contragreutăți.

4) Prin *creșterea preciziei tehnologice* poate fi obținută o creștere sensibilă atât pentru randamentul interior, cât mai ales pentru cel al reductorului planetar; astfel, dacă prin creșterea adecvată a preciziei de fabricație, randamentul interior al unității planetare din fig. 6.14,b devine:

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,99^2 = 0,98,$$

pentru randamentul reductorului se obține o valoare de 2,2 ori mai mare decât cea precedentă (când $\eta_0 = 0,94$):

$$\begin{aligned}\eta_{H,1}^3 &= (1 - i_0) / [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1 - 0,984375) / [1 - 0,984375 \cdot (0,98)^{-1}] \\ &= 0,4336 > 0,1966. \quad (6.25'')\end{aligned}$$

5) O altă cale, pentru îmbunătățirea randamentului, se referă la utilizarea angrenajelor *interioare cicloidale cu role* sau *bolțuri* (fig. 6.14,d,d₁), ale căror randamente sunt superioare celor evolventice. Spre deosebire de soluția cu angrenaje *evolventice* și *satelit dublu* (fig. 6.14,b,b₁), în varianta omoloagă cu angrenaje *cicloidale* (fig. 6.14,d,d₁), satelitul cu dinți-role devine un *satelit simplu*. În *variantea conică* a reductorului *cicloidal* (fig. 6.14,e,e₁), propusă de prof. *Bostan* de la Universitatea Tehnică din *Chișinău*, satelitul cu dinți-role rămâne *satelit dublu*.

Spre deosebire de un angrenaj *interior evolventic* (fig. 6.14,b), într-un angrenaj *cicloidal interior cu role/bolțuri* (fig. 6.14,d,d₁), diferența dintre numerele

de dinți poate fi egală cu 1, fără risc de apariție a interferenței.

În premisa că *unitatea cu axe fixe*, asociată unității planetare din fig. 6.14,d, are:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,995^2 = 0,99, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = +z_3/z_1 = \\ &= 128/126 = +1,015873, \quad (6.29)\end{aligned}$$

pentru reductorul planetar, *cu satelit simplu*, se obține (în mod similar cu exemplele precedente):

$$\begin{aligned}i &= i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = 1/(1-i_0) = \\ &= 1/(1-1,015873) = -63 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} &= \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-63); \quad (6.30) \\ \eta_{H,1}^3 &= (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1-1,015873)/[1-1,015873 \cdot (0,99)^{-1}] = \\ &= 0,6073 \Rightarrow \\ T_1 &= -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = 63 \cdot 0,6073 \cdot T_H = \\ &= +38,264 \cdot T_H. \quad (6.31)\end{aligned}$$

În concluzie, reductorul planetar din fig. 6.14,d, inversează și *reduce* de 63 ori turația de intrare (ca și reductorul din fig. 6.14,b) și *amplifică* de 38,264 ori momentul motor (spre deosebire de reductorul din fig. 6.14,b, care amplifică momentul motor numai de 12,389 ori).

6) Generarea de reductoare planetare, cu rapoarte mari de transmitere $|i|$, poate fi realizată, de asemenea, prin înserierea $k \geq 2$ unități planetare de tipul celor ilustrate mai sus. Această soluție poate fi recomandată, cu precădere, în cazul unităților de tipul celei din fig. 6.14,a, care au randamente superioare. Un exemplu de acest tip este ilustrat în fig. 6.14,g, în care se prezintă, secționat, un motoreductor *Maxon* format prin legarea în serie a două unități planetare (de tipul celei din fig. 6.14,a).

7) O altă idee, pentru obținerea unui raport mare de transmitere $|i|$, a fost propusă de celebrul inventator francez *J. Vaucanson* (1709-1782) și se găsește aplicată în reductorul omonim ilustrat în

fig. 6.14,h₁. Conform fig. 6.14,h și h₁, reductorul *Vaucanson* este alcătuit dintr-o *unitate planetară simetrică bimobilă* (1-2-3-H, cu $i_0 = i_{1,3}^H = -1$) și dintr-un „lanț cinematic de închidere”, care conține 2 angrenaje conice cu axe fixe: 4-5 $\equiv$ 6-7; arborele roților 5 $\equiv$ 6 (roți identice și suprapuse) este arbore de intrare (A), iar arborele brațului H este arbore de ieșire. Dacă se aleg egale numerele de dinți z_4 și z_7 , atunci, în timpul unei rotații a arborelui motor A, roțile centrale 1 și 3 se rotesc cu deplasări egale și de sens contrar și, implicit, arborele H se rotește cu $\delta = 0$ rotații (rămâne în repaus!); ca urmare, în acest caz limită, raportul de transmitere devine *infinit*: $|i_{AH}| = 1/0$! Dacă numerele de dinți z_4 și z_7 se aleg apropiate (în fig. 6.14,h₁: $z_4 = 23$ și $z_7 = 22$), atunci, la o rotație a arborelui motor A, roțile 1 și 3 se rotesc cu deplasări unghiulare aproape egale, în sensuri opuse. Implicit, arborele de ieșire H va efectua o deplasare unghiulară mică, notată prin: $\delta = -1/50,6$ rotații; rezultă deci un raport de transmitere de modul mare: $i_{A,H} = 1/\delta = -50,6$.

Reductoarele de tip *Vaucanson* (v. fig. 6.14,h,h₁) pot realiza rapoarte mari de transmitere $|i_{A,H}|$, care, de regulă, sunt însoțite de randamente reduse; valorile reduse ale randamentului sunt datorite, pe de o parte, numărului relativ mare de angrenaje și, pe de altă parte, circulației fluxului energetic în circuit închis. În anexa A.3 este prezentată o analiză succintă a reductorului *Vaucanson*.

6.3.3. Reductoare planetare cu o roată centrală

(*Gear planetary reducers with a single center wheel*)

D.p.d.v. filogenetic, reductoarele cu o *roată centrală* sunt dezvoltări relativ mai recente ale reductoarelor planetare cu *două roți centrale*.

Aceste dezvoltări au ca obiectiv prioritar *mărirea randamentului*, iar rezolvarea se reduce la înlocuirea unuia dintre cele 2 angrenaje, *printr-un cuplaj homocinetic cu randament superior*, precum: cuplajul *Green* (cuplaj de tip *Oldham*, cu role), semicuplajul de tip *Schmidt* în varianta *articulată* sau în varianta cu *bolțuri* sau *role* (folosită în cazul distanțelor reduse dintre axele angrenajului), cuplajul cu bile de tip *Rzeppa* (utilizat în reductoare *conice*), cuplajul *bicardanic*, cuplajul *dințat*, cuplajul tubular *elastic* etc. Pentru exemplificare, în fig. 6.15,...,6.17 s-au sistematizat cele mai semnificative soluții de reductoare cu o roată centrală. În reductoarele din fig. 6.15, toate roțile sunt *rigide*, în timp ce în reductoarele din fig. 6.16 și 6.17, intervine și o roată *deformabilă elastică*; deformarea elastică a roții-„satelit” justifică denumirea uzuală de *transmisie armonică*, pentru toate reductoarele din fig. 6.16 și 6.17.

1°. Reductoare cu roți rigide (*Reducers with rigid gears*). În fig. 6.15 sunt ilustrate câteva soluții reprezentative de reductoare planetare cu o roată centrală rigidă și satelit rigid.

În continuare sunt caracterizate succint aceste soluții.

a) Reductorul planetar *Strateline*, ilustrat în fig. 6.15,a,a₁, are un angrenaj cilindric interior (2-3), cu dinți *evolventici*, și un cuplaj radial *homocinetic*, de tip *Green* (*Oldham* cu role); cuplajul transmite mișcarea de rotație a roții-satelit 2, *fără modificare* (homocinetic), la arborele de ieșire 1.

În premisa că *unitatea cu axe fixe, asociată* unității planetare din fig. 6.15,a, are:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \cdot \eta_{2,3}^H = 0,995^2 = 0,99, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+1)(+z_3/z_2) = \\ &= 116/112 = +1,0357 \quad (6.32)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w &= \text{sgn}(\omega_{1,H}T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H}T_1)/(-\omega_{1,3}T_1)] = \\ &= \text{sgn}[\omega_{1,H}/(\omega_{3,H}-\omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0/(1-i_0)] = \\ &= \text{sgn}[1,0357/(1-1,0357)] = -1, \quad (6.33)\end{aligned}$$

pentru reductorul planetar rezultă (v. anexa A.2):

$$\begin{aligned}i &= i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = (\omega_{H,H}-\omega_{3,H})/(\omega_{1,H}-\omega_{3,H}) = \\ &= 1/[1-(\omega_{1,H}/\omega_{3,H})] = 1/(1-i_0) = \\ &= 1/(1-1,0357) = -28 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} &= \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-28); \quad (6.34)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\eta_{H,1}^3 &= (-\omega_{1,3} \cdot T_1)/(\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (-T_1/T_H)/i_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1-1,0357)/[1-1,0357 \cdot (0,99)^{-1}] = \\ &= 0,773 < \eta_0 \Rightarrow \\ T_1 &= -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = 28 \cdot 0,773 \cdot T_H = \\ &= +21,65 \cdot T_H. \quad (6.35)\end{aligned}$$

Deci, reductorul planetar considerat (fig. 6.15,a,a₁) inversează și *reduce* de 28 ori turația de intrare, cu o *amplificare* de 21,65 ori a momentului motor. Pentru echilibrarea satelitului 2 (fig. 6.15,a,a₁), reductorul folosește o contragreutate 4.

b) Spre deosebire de soluția anterioară, în reductorul planetar din fig. 6.15,b,b₁ intervin următoarele modificări:

- este folosit un semicuplaj radial de tip *Schmidt* articulat, homocinetic, cu trei manivele (4) dispuse în paralel și echiunghiular (la 120°);

- s-a anulat mișcarea de rotație a roții-satelit 2 (care efectuează o mișcare de translație rotativă) și, implicit, roata centrală 1 a devenit element de ieșire.

În premisa că *unitatea cu axe fixe, asociată* unității planetare din fig. 6.15,b, are:

$$\begin{aligned}\eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,995^2 = 0,99, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+z_2/z_1)(+1) = \\ &= 112/116 = +0,9655 \text{ și} \quad (6.35)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}w &= \text{sgn}(\omega_{1,H}T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H}T_1)/(-\omega_{1,3}T_1)] = \\ &= \text{sgn}[\omega_{1,H}/(\omega_{3,H}-\omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0/(1-i_0)] = \\ &= \text{sgn}[0,9655/(1-0,9655)] = +1, \quad (6.36)\end{aligned}$$

pentru reductorul planetar rezultă (v. anexa A.2):

$$\begin{aligned}i &= i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = (\omega_{H,H}-\omega_{3,H})/(\omega_{1,H}-\omega_{3,H}) = \\ &= 1/[1-(\omega_{1,H}/\omega_{3,H})] = 1/(1-i_0) =\end{aligned}$$

$$= 1/(1-0,9655) = +29 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} = \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(29); \quad (6.37)$$

$$\eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1)/(\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ = (-T_1/T_H)/i_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ = (1-0,9655)/[1-0,9655 \cdot (0,99)^{+1}] = \\ = 0,781 < \eta_0 \Rightarrow \\ T_1 = -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = -29 \cdot 0,781 \cdot T_H = \\ = -22,659 \cdot T_H. \quad (6.38)$$

Aceasta înseamnă că reductorul din fig. 6.15,b,b₁ reduce de 29 ori turația de intrare, cu o amplificare de 22,659 ori a momentului motor. Deci, în raport cu soluția precedentă (fig. 6.15,a), acest reductor realizează un raport de transmitere mai mare (în modul) și un randament mai bun.

Ca și în cazul reductorului din fig. 6.15,a, a₁, echilibrarea satelitelui 2 s-a realizat prin montarea unei contragreutăți pe brațul H (fig. 6.15,b,b₁).

c) În fig. 6.15,c,c₁ este ilustrată o replică conică a reductorului cilindric din fig. 6.15,a,a₁. Spre deosebire de varianta cilindrică, în reductorul conic :

1) poate fi utilizată o diferență $|z_3 - z_2|$ mai mică și, implicit, poate fi realizat un raport de transmitere $|i_{H,1}^3|$ mai mare;

2) se folosește un cuplaj homocinetic unghiular, care, în soluția din fig. 6.15,c₁, este un cuplaj cu bile de tip Rzeppa.

Calculul raportului de transmitere $i_{H,1}^3$ și al randamentului $\eta_{H,1}^3$ este similar cu cel al reductorului cilindric din fig. 6.15,a,a₁.

d) Reductorul din fig. 6.15,d,d₁ este derivat din reductorul planetar ilustrat în fig. 6.15,b,b₁, prin utilizarea unui semicuplaj Schmidt cu bolțuri, în locul celui articulat. În rest, cele două soluții sunt similare. Folosirea semicuplajului de tip Schmidt cu bolțuri sau role devine utilă, cu precădere, în cazul distanțelor mici dintre axele angrenajului.

e) Reductorul planetar din fig. 6.15,e,e₁ este derivat din primul reductor (fig. 6.15,a,a₁), pe baza înlocuirii

angrenajului evolventic, printr-un angrenaj cicloidal cu role, precum și a cuplajului radial de tip Green, printr-un semicuplaj Schmidt cu bolțuri. Prin utilizarea angrenajului cicloidal cu role (care are un randament mai bun decât cel evolventic și permite o diferență $|z_3 - z_2| \geq 1$), reductorul derivat poate realiza fie rapoarte de transmitere $|i_{H,1}^3|$ mai mari, fie randamente mai bune.

Astfel, în premisa că unitatea cu axe fixe, asociată unității planetare din fig. 6.15,e, are:

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,998^2 = 0,996, \\ i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+1)(+z_3/z_2) = \\ = 116/115 = +1,0087, \quad (6.39)$$

pentru reductorul planetar rezultă (v. anexa A.2):

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = 1/(1-i_0) = \\ = 1/(1-1,0087) = -115 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} = \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-115); \quad (6.40)$$

$$\eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1)/(\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ = (-T_1/T_H)/i_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ = (1-1,0087)/[1-1,0087 \cdot (0,996)^{-1}] = \\ = 0,682 < \eta_0 \Rightarrow \\ T_1 = -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = +78,46 \cdot T_H; \quad (6.41)$$

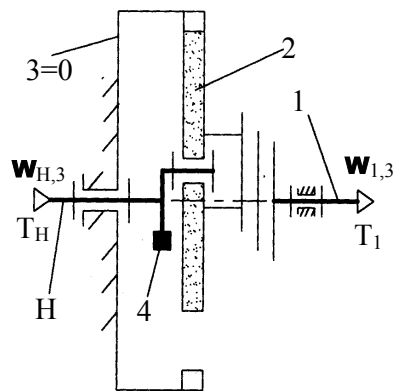
iar în premisa că:

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,998^2 = 0,996, \\ i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+1)(+z_3/z_2) = \\ = 29/28 = +1,0357, \quad (6.42)$$

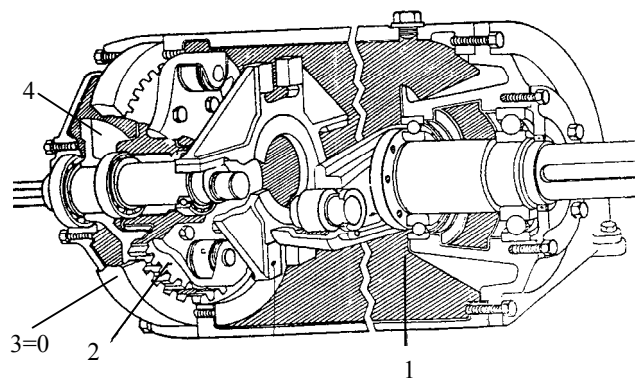
pentru reductorul planetar se obțin:

$$i = i_{H,1}^3 = \omega_{H,3}/\omega_{1,3} = 1/(1-i_0) = \\ = 1/(1-1,0357) = -28 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} = \omega_{H,3}/i = \omega_{H,3}/(-28); \quad (6.43)$$

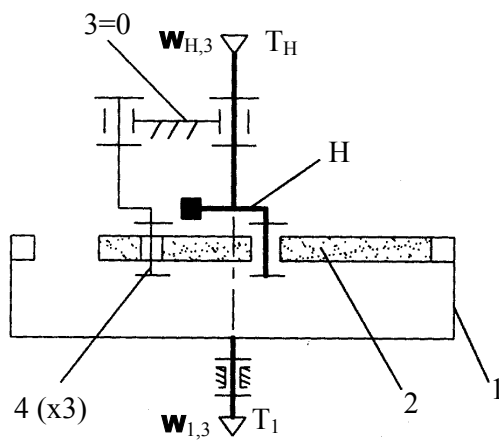
$$\eta_{H,1}^3 = (1-i_0)/[1-i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ = (1-1,0357)/[1-1,0357 \cdot (0,996)^{-1}] = \\ = 0,895 < \eta_0 \Rightarrow \\ T_1 = -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = +25,08 \cdot T_H. \quad (6.44)$$



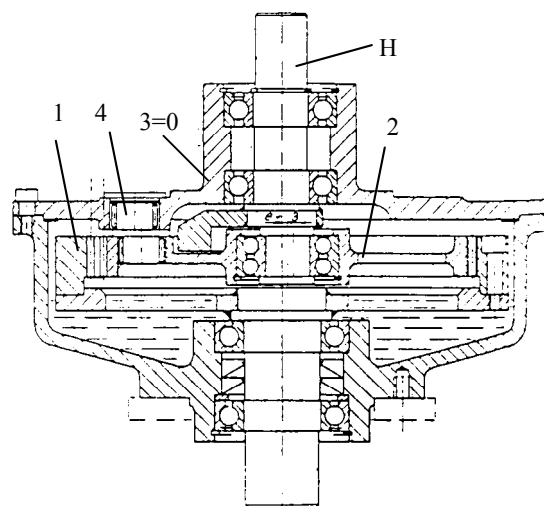
a



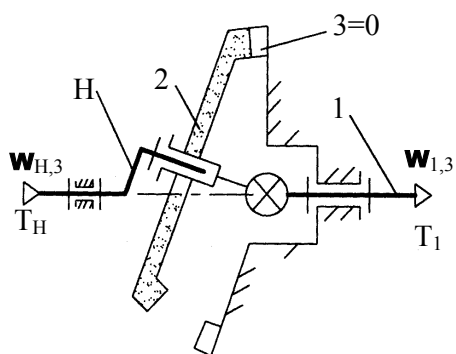
a₁



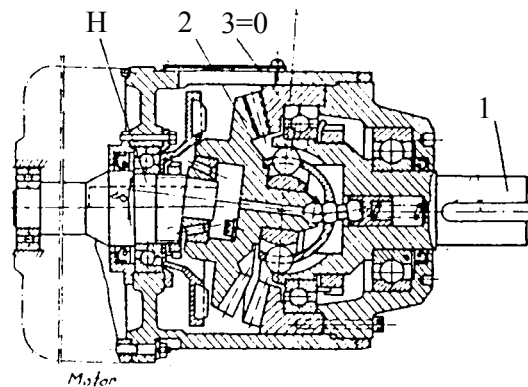
b



b₁



c



c₁

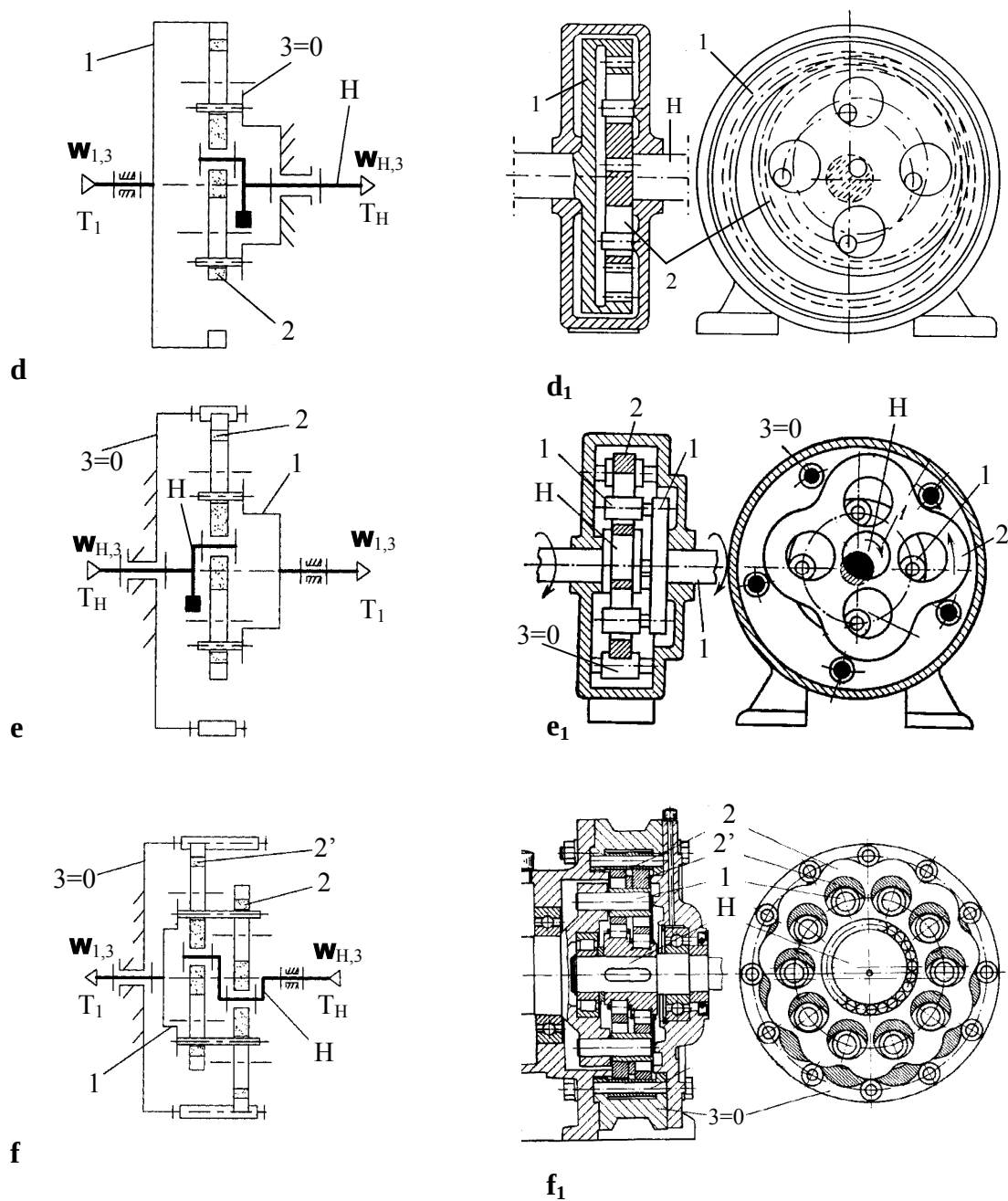


Fig. 6.15. Exemple reprezentative de reductoare planetare cu o roată centrală: **a, a₁**. cu angrenaj evolventic și cuplaj radial de tip Oldham – Green (reductor Strateline); **b, b₁**. cu angrenaj evolventic și semicuplaj Schmidt; **c, c₁**. cu angrenaj octoidal și cuplaj Rzeppa; **d, d₁**. cu angrenaj evolventic și semicuplaj de tip Schmidt cu bolțuri; **e, e₁**. cu angrenaj cicloidal cu bolțuri și semicuplaj de tip Schmidt cu role; **f, f₁**. cu angrenaj cicloidal și semicuplaj de tip Schmidt cu bolțuri și 2 sateliți în paralel.

Așadar, când reductorul din fig. 6.15, e reduce de 115 ori turația de intrare, se obține un randament de 68,2%, în timp ce pentru un raport de transmitere egal cu cel din primul exemplu ($i_{H,1}^3 = -28$), rezultă un randament de 89,5% !

f) Se prezintă și de celelalte soluții, utilizând rolul ajutorului Schmidt cu role sau utilizând tehnica de montare în paralel. Fig. 6.15 este exemplificată montajul a 2 sau chiar 3 sateliți. Fig. 6.16 este exemplificată montajul a 2 sateliți, iar în tab. 6.2 sunt prezentate trei variante cu 3 sateliți. Fig. 6.17 prezintă seriile „FA“, „FAB“ și „FAD“ și câteva caracteristici tehnice, prelucrate din Prospectul 38C-5-0892 al firmei CYCLO/ Germania.

2°. Reductoare armonice (Harmonic drives). În fig. 6.16 și 6.17 sunt ilustrate trei soluții reprezentative de reductoare armonice (cu roată deformabilă elastic)

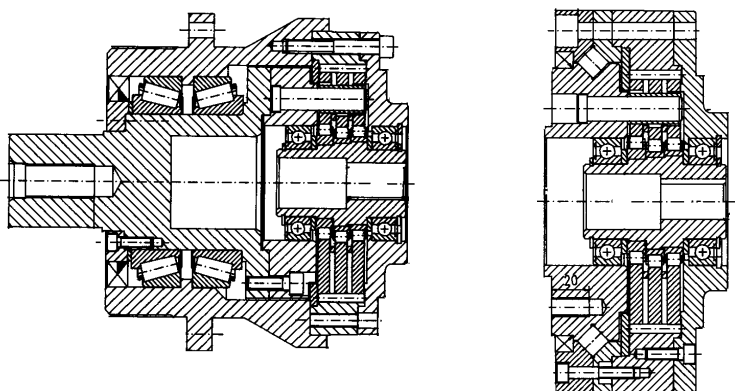
cunoscute în tehnică: două soluții de tip *cilindric* (fig. 6.16 și 6.17,a-c₁) și o soluție de tip *conic* (fig. 6.17,d,d₁).

Prin folosirea roții *deformabile elastic* se induc următoarele *avantaje*:

- se obțin $S \geq 2$ contacte (cu roata centrală rigidă), care sunt echivalente cu același număr S de sateliți rigizi dispuși în paralel și echiunghiular;
 - se realizează jocuri foarte mici,
 - se reduce gabaritul radial;
 - roata elastică devine simetrică față de axa centrală și
 - se elimină dezechilibrarea statică;
- principalele *dezavantaje* ale roții elastice se referă la:

- calitatea specială a materialului;
- tehnologia foarte pretențioasă și
- limitarea momentului maxim transmis datorită solicitărilor dinamice severe și a grosimii reduse a roții deformabile.

Tab. 6.2. Exemple de caracteristici tehnice ale unor reductoare *cicloidale* produse de firma CYCLO (prelucrare după Prospect nr. 38C-5-0892).

Tipul de reductor					
FA	FAB			FAD	
					
Mărimea reductorului					
15	25	35	45	65	75
Raportul de transmitere					
-	29	29	29	29	29
59	59	59	59	59	59
89	89	89	89	89	89
-	119	119	119	119	119
-	-	-	179	179	-
Cuplul nominal la ieșire [N·m] (pentru n = 1500 rot / min la intrare):					
≤ 149	≤ 349	≤ 668	≤ 1390	≤ 2570	≤ 3900

Grație danturii speciale (se folosesc, de obicei, danturi *evolventice scurte* cu deplasări mari), diferența minimă $|z_3 - z_2|$ este uzual egală cu 2.

Deformația roții elastice este controlată, frecvent, cu ajutorul unui *rulment eliptic* (al cărui inel exterior este deformabil elastic), denumit *deformator*. În orice reductor armonic, acest deformator este *element motor* și reprezintă echivalentul brațului H, din reductoarele planetare cu o roată centrală și satelit rigid.

Exemplele de reductoare armonice *cilindrice*, prezentate în continuare, sunt preluate și prelucrate din prospecte ale renumitei firme *Harmonic Drive*, fondată în 1970 în R.F.G și în Japonia și extinsă mai târziu în SUA și Anglia.

În fig. 6.16 este ilustrată prima soluție aplicată de reductor armonic, care folosește o roată elastică de tip „oală” (seria HDUC/HDUS). Dimensiunea axială relativ mare a roții elastice (fig. 6.16,d,e) este impusă de necesitatea trecerii „line” de la forma variabilă-*eliptic* la cea *circulară*; așadar, corpul roții deformabile de tip „oală” are rolul de cuplaj elastic homocinetic. Cu alte cuvinte, reductorul armonic constituie o variantă dezvoltată a reductorului cu o roată centrală, care are S sateliți rigizi în paralel (în acest caz, $S = 2$).

În schemele a, b și c, din fig. 6.16, este explicitată funcționarea reductorului armonic, în cazul în care roata centrală rigidă 3 este *fixă*, deformatorul H este *elementul motor*, iar roata deformabilă elastică 2, care are $z_2 = z_3 - 2$, constituie *elementul de ieșire*. În poziția inițială (fig. 6.16,a) s-au marcat prin săgeți: un plin „0” al roții 3 și un gol „0” al roții 2, care se suprapun. Rotind în sens orar deformatorul H, fiecare gol „k (k = 1, 2, 3, ...)” al roții 2 se suprapune succesiv cu plinul conjugat „k” al roții 3 (fig. 6.16,b). După o rotație completă a elementului-deformator H (fig. 6.16,c), plinul „0” (al roții 3) se suprapune cu golul $k = z_3 = z_2 + 2$ al roții 2; așadar, la fiecare deplasare unghiulară cu 360° a

deformatorului H, în sens orar, roata elastică 2 se rotește cu doi pași unghiulari ($2 \cdot 360^\circ / z_2$) în sens antiorar! Cu alte cuvinte, se obține raportul:

$$i = i_{H,2}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{2,3} = -360^\circ / (2 \cdot 360^\circ / z_2) = -z_2 / 2. \quad (6.45)$$

Același rezultat se obține analitic, prin modelarea reductorului armonic, ca un reductor planetar cu o roată centrală.

Ca exemplu, în continuare se determină raportul $i = i_{H,1}^3$ și randamentul $\eta = \eta_{H,1}^3$, în cazul reductorului armonic ilustrat în fig. 6.16,f,f₁. În premisa că mecanismul *cu axe fixe asociat* (unității planetare din fig. 6.16,f) are:

$$\begin{aligned} \eta_0 &= \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,996^2 = 0,992, \\ i_0 &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = i_{1,2}^H i_{2,3}^H = (+1)(+z_3 / z_2) = \\ &= 102 / 100 = +1,02 \text{ și} \end{aligned} \quad (6.46)$$

$$\begin{aligned} w &= \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1) / (-\omega_{1,3} T_1)] = \\ &= \text{sgn}[\omega_{1,H} / (\omega_{3,H} - \omega_{1,H})] = \text{sgn}[i_0 / (1 - i_0)] = \\ &= \text{sgn}[1,02 / (1 - 1,02)] = -1, \end{aligned} \quad (6.47)$$

pentru reductorul armonic dat rezultă:

$$\begin{aligned} i &= i_{H,1}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{1,3} = (\omega_{H,H} - \omega_{3,H}) / (\omega_{1,H} - \omega_{3,H}) = \\ &= 1 / [1 - (\omega_{1,H} / \omega_{3,H})] = 1 / (1 - i_0) = \\ &= 1 / (1 - 1,02) = -50 \Rightarrow \\ \omega_{1,3} &= \omega_{H,3} / i = \omega_{H,3} / (-50); \end{aligned} \quad (6.48)$$

$$\begin{aligned} \eta_{H,1}^3 &= (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = \\ &= (-T_1 / T_H) / i_{H,1}^3 = (1 - i_0) / [1 - i_0 \cdot (\eta_0)^w] = \\ &= (1 - 1,02) / [1 - 1,02 \cdot (0,992)^{-1}] = \\ &= 0,708 < \eta_0 \Rightarrow \\ T_1 &= -i_{H,1}^3 \cdot \eta_{H,1}^3 \cdot T_H = 50 \cdot 0,708 \cdot T_H = \\ &= +35,428 \cdot T_H. \end{aligned} \quad (6.49)$$

Deci, reductorul armonic considerat (fig. 6.16,f,f₁) inversează și *reduce* de 50 ori turația de intrare, cu o *amplificare* de 35,428 ori a momentului motor.

Precizare: Pentru compensarea abaterilor de coaxialitate, firma *Harmonic Drive* montează deformatorul pe arborele de intrare prin intermediul unui cuplaj de tip *Oldham* (c.O. – fig. 6.16,d și f).

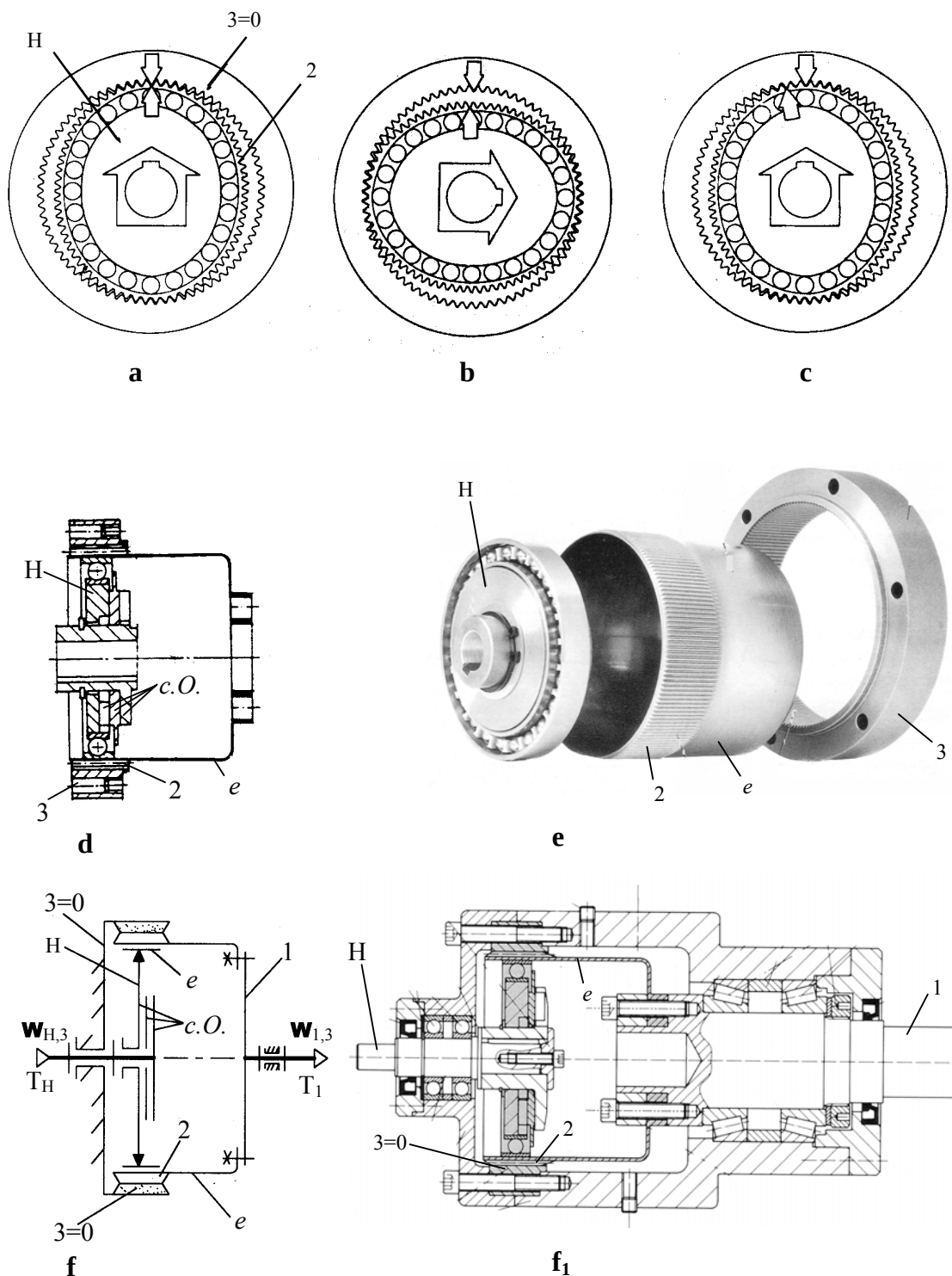


Fig. 6.16. Reductor *armonic cilindric* cu roată deformabilă de tip „oală”: **a, b, c**) scheme pentru explicarea funcționării; **d, e**) părți componente; **f, f₁**) exemplu de utilizare (prelucrare după un prospect al firmei *Harmonic Drive*).

Notații: *c.O.* = cuplaj de tip *Oldham*; *e* = element *elastic*.

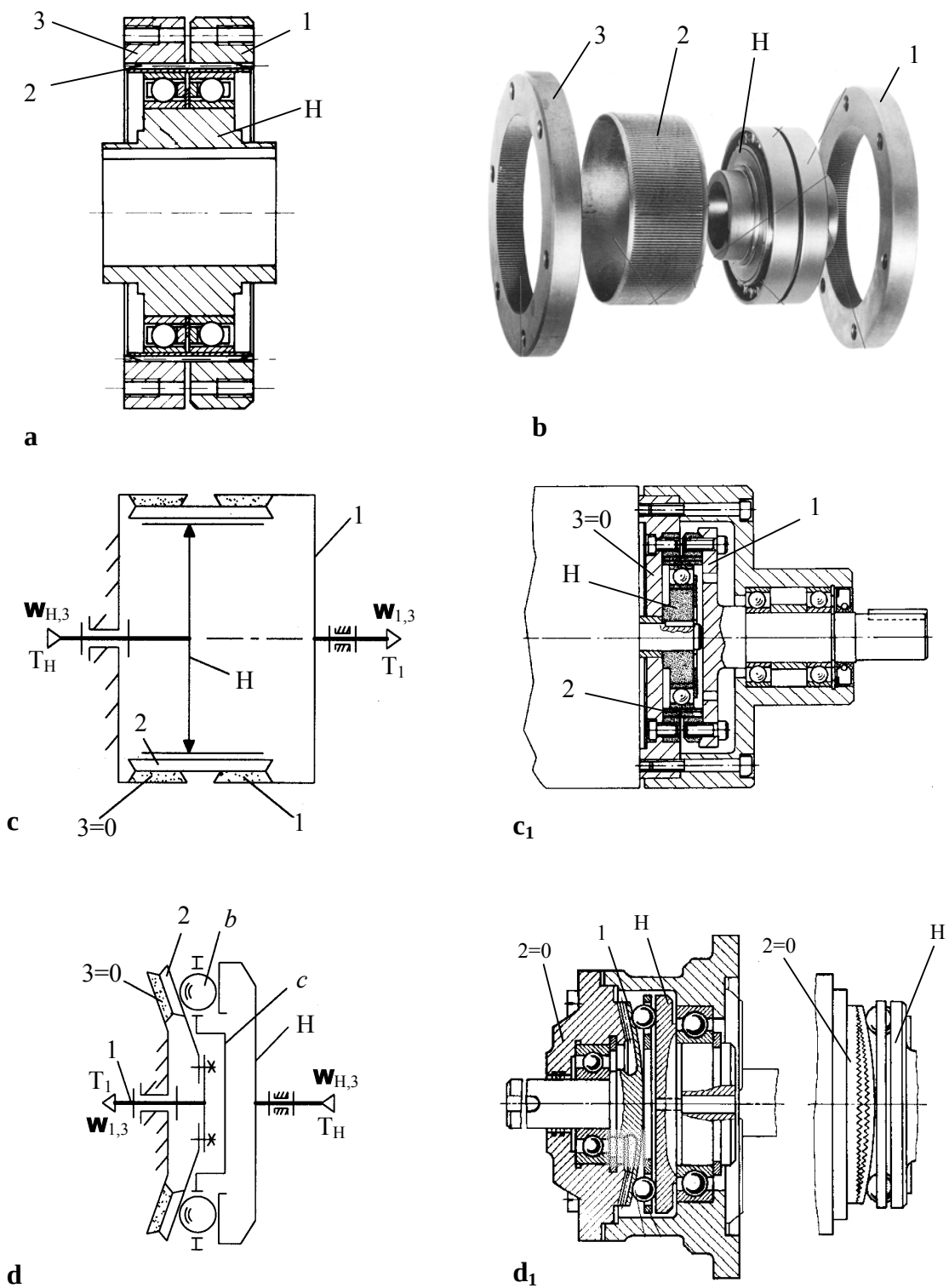


Fig. 6.17,a – c₁. Reductor armonic cilindric cu roată deformabilă de tip “manșon”: **a, b**) părți componente, **c, c₁**) exemplu de utilizare (prelucrare după un prospect al firmei *Harmonic Drive*); **d, d₁**) variantă conică derivată din reductorul armonic cilindric ilustrat în fig. 6.16 (*c* = colivie; *b* = bilă).

Următoarea etapă de dezvoltare a reductorului armonic a avut ca principale obiective reducerea gabaritului axial și creșterea capacității portante; soluția găsită, ilustrată în fig. 6.17,a,b,c, și c_1 , constă în folosirea unei roți elastice de tip „manșon“, danturată pe întreaga lungime, și a unui cuplaj homocinetic dințat 1-2 (în care $z_1 = z_2 \Rightarrow i_{1,2}^3 = +1$). Spre deosebire de prima variantă (fig. 6.17,a, b), care folosește un deformator cu doi rulmenți eliptici (seria HDUR/HDUA), în motoreductorul din fig. 6.17,c, c_1 este utilizat un deformator cu un singur rulment eliptic (seria HDUF). Și pentru aceste variante, stabilirea raportului de transmitere și a randamentului este similară cu cea precedentă.

În fig. 6.17,d, d_1 este ilustrată o replică conică a soluției cilindrice din fig. 6.16; deși interesantă, această soluție are deocamdată numai valoare teoretică.

6.4. TRANSMITEREA ENERGIEI MECANICE, FĂRĂ MODIFICAREA TURAȚIEI

(MECHANICAL ENERGY TRANSMISSION WITHOUT ROTATORY SPEED MODIFICATION)

Transmiterea energiei mecanice *fără modificarea turației*, între doi arbori (un arbore *motor* și un arbore *receptor*), este o *funcție generală* cu o multitudine de variante aplicative, dependente de *restricțiile suplimentare* impuse și de *poziția relativă a celor doi arbori*.

Din larga diversitate de situații practice, în continuare sunt prezentate succint câteva dintre cele mai des întâlnite:

a) În cel mai simplu caz, în care axele celor doi arbori sunt *fixe și coaxiale* (fără alte restricții), *funcția generală* poate fi rezolvată simplu cu ajutorul unui *arbore de legătură* sau a unui *cuplaj rigid*.

Un astfel de cuplaj, format din 2 flanșe asamblate și centrate prin șuruburi, este ilustrat în fig. 6.18,a.

b) În transmiterea energiei mecanice, se *impune întreruperea intermitentă a fluxului energetic, fără oprirea motorului*; rezolvarea funcției generale, în aceste condiții, se realizează cu ajutorul unui *cuplaj intermitent comandat*. În fig. 6.18,b și b_1 sunt prezentate două soluții de cuplaje intermitente cu comandă mecanică. *Ambreiajul* de automobil (fig. 6.18, b_1) reprezintă cel mai întâlnit exemplu de acest tip.

c) Transmiterea *ireversibilă* a energiei mecanice; uzual, rezolvarea funcției generale, în condițiile acestei restricții, este realizată cu ajutorul unui *cuplaj unisens*. O soluție de cuplaj unisens, cu role cilindrice, este ilustrată în fig. 6.18,c. Un exemplu clasic de folosire, a unui astfel de cuplaj, este roata motrice de la bicicletă.

d) Transmiterea energiei mecanice *cu limitarea momentului maxim transmis*; în astfel de cazuri, rezolvarea funcției generale impune folosirea unui cuplaj, cu decuplare autonomă la depășirea cuplului maxim, denumit *cuplaj de siguranță*. Un exemplu clasic de cuplaj de siguranță cu bile este prezentat în fig. 6.18,d. Evident, un astfel de cuplaj are rolul de a proteja transmisia de suprasarcini.

e) Între arborele motor și cel receptor intervin *abateri* de poziție *axiale, radiale* și/sau *unghiulare*. În astfel de cazuri, rezolvarea *funcției generale*, în condițiile *compensării acestor abateri*, constă în utilizarea de cuplaje cu elemente intermediare *deformabile elastic* (metalice sau nemetalice). În fig. 6.18, e și e_1 sunt ilustrate două soluții de cuplaje elastice cu elemente intermediare din cauciuc. Cel mai cunoscut cuplaj, de acest gen, este cuplajul cu *bolțuri* și *manșon de cauciuc* (fig. 6.18,e).

Tipurile cuplajelor de mai sus ($a, \dots, e_1$), existente în diverse îndrumări de proiectare, cataloage și prospecte de firmă, sunt uzual modelate cu mijloacele specifice disciplinei de *organe de mașini*.

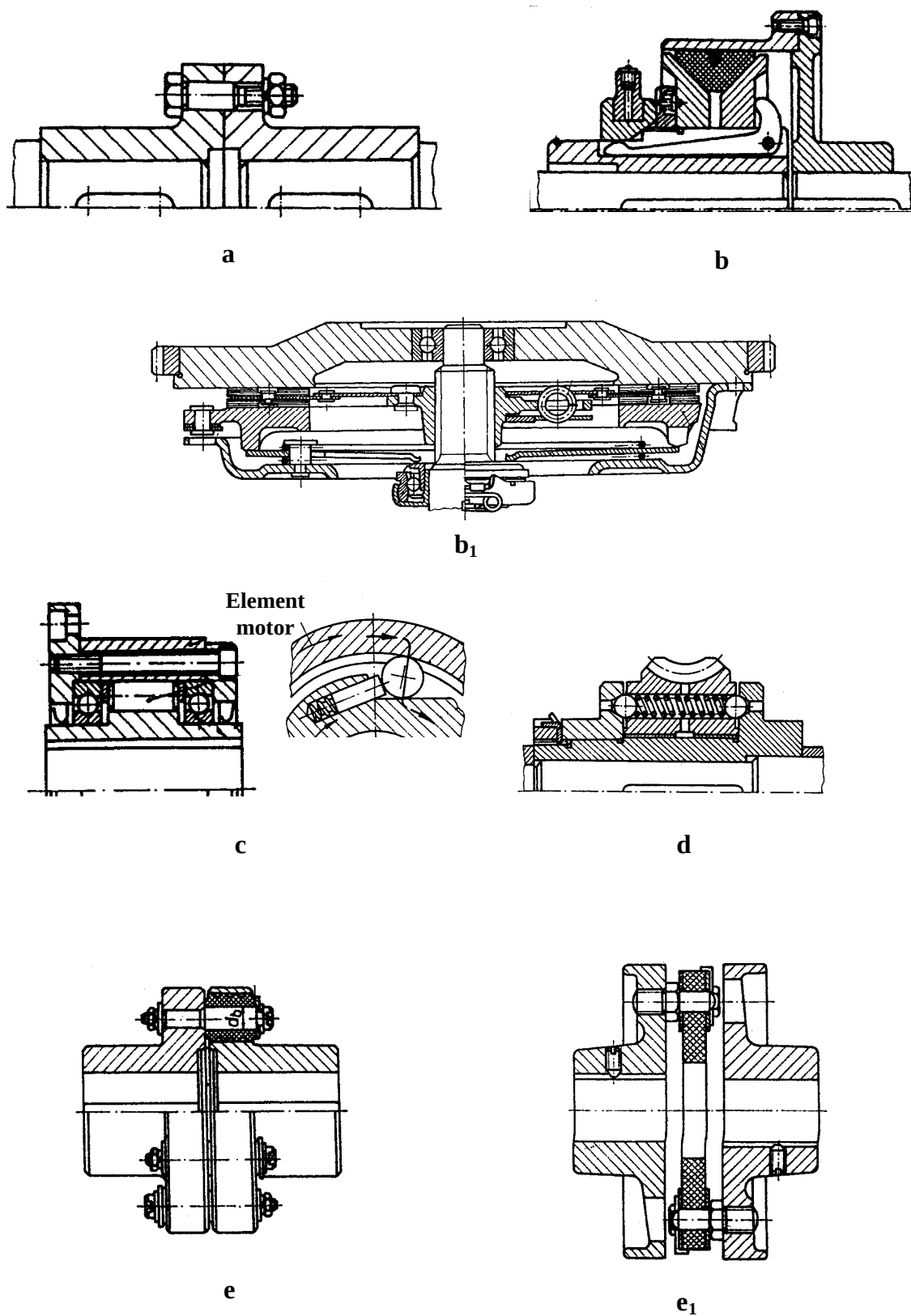


Fig. 6.18. Exemple uzuale de cuplaje: **a)** cuplaj *rigid* cu flanșe, **b, b₁)** cuplaje *intermitente* cu comandă mecanică, **c)** cuplaj *unisens* cu role cilindrice, **d)** cuplaje de *siguranță* cu bile, **e, e₁)** cuplaje *elastice* cu elemente intermediare din cauciuc.

f) Între arborele motor și cel receptor intervin **deplasări axiale, radiale și/sau unghiulare** constante și/sau variabile.

În astfel de situații, rezolvarea *funcției generale*, care trebuie să fie *compatibilă* cu aceste deplasări, constă în utilizarea de *cuplaje mobile*. În literatură, aceste cuplaje sunt modelate cu mijloacele disciplinei de *teoria mecanismelor*.

În continuare, sunt prezentate succint principalele proprietăți specifice cuplajelor mobile, cu exemplificare pe câteva dintre cele mai utilizate soluții tehnice.

6.4.1. Funcțiile cuplajelor mobile

(*Functions of the mobile joints*)

Prin *cuplaj mobil* se înțelege o *poli-cuplă cinematică*, adică un *sistem* format din *doi arbori* (1 și n) legați mobil printr-un lanț cinematic, care îndeplinește două funcții principale:

1) Permite anumite deplasări relative *independente* între cei 2 arbori (fig. 6.19); numărul deplasărilor independente, ale unui arbore (n) față de celălalt arbore (1), este numit *grad de mobilitate* al cuplajului și este notat cu f_{1n} .

2) În mecanismul asociat, obținut prin legarea mobilă a arborilor 1 și n la bază, cuplul și mișcarea de rotație se transmit, prin cuplaj, de la un arbore la celălalt, *fără modificare* (adică, la o *rotație completă* a unui arbore, celălalt efectuează, de asemenea, o *rotație completă*).

6.4.2. Tipurile cuplajelor mobile, după mișcările relative ale arborilor

(*Types of the mobile joints considering the relative movements of the shafts*)

În funcție de mișcările relative *independente* dintre arbori, în tehnică sunt uzual întâlnite următoarele tipuri de cuplaje mobile (fig. 6.19):

1°. *Cuplaje axiale* (fig. 6.19,a), în care arborii sunt coaxiali și pot efectua o translație relativă independentă *axială*: $S_z \equiv S_\Delta$ ($f_{1n} = 1$). Uzual, un astfel de cuplaj este întâlnit sub forma unei îmbinări canelate telescopice.

2°. *Cuplaje transversale sau radiale* (fig. 6.19,b), în care arborii sunt paraleli și pot efectua două translații relative independente *transversale* (radiale): S_x și S_y ($f_{1n} = 2$). Dintre numeroasele soluții de cuplaje radiale cunoscute, cuplajele de tip *Oldham* și cele de tip *Schmidt* (fig. 6.21) sunt soluțiile cele mai larg folosite.

3°. *Cuplaje unghiulare* (fig. 6.19,c), în care arborii sunt (de regulă) *concurenți* și pot efectua două rotații relative radiale independente: φ_x și φ_y ($f_{1n} = 2$). Dintre soluțiile cuplajelor unghiulare existente, cele mai utilizate sunt: cuplajele *cardanice*, cuplajele *bicardanice* (centrate), cuplajele cu bile de tip *Rzeppa* și, într-o măsură mai redusă, cuplajele *tripode* (fig. 6.22-6.26).

4°. *Cuplaje unghiular-axiale* (fig. 6.19,d), în care arborii sunt (de regulă) *concurenți* și pot efectua trei deplasări relative independente: o translație *axială* și două rotații *transversale*: S_Δ , φ_x și φ_y ($f_{1n} = 3$). Azi, cele mai utilizate soluții de cuplaje unghiular-axiale sunt cuplajele *tripode* și cele de tip *Rzeppa* (fig. 6.25 și fig. 6.26).

5°. *Cuplaje transversal-unghiular-axiale sau universale* (fig. 6.19,e), în care arborii pot efectua cinci deplasări relative independente: S_x , S_y , S_Δ , φ_x și φ_y ($f_{1n} = 5$). În tehnică, de regulă, în locul *cuplajelor universale* sunt folosite *transmisiile universale*, care se obțin uzual prin legarea în serie a unui cuplaj *unghiular* cu un cuplaj *unghiular-axial*. Ca exemplu, în fig. 6.20 s-a ilustrat o *transmisie universală* pentru antrenarea roții motoare și directoare a unui autoturism; aceasta este obținută prin înserierea unui cuplaj *unghiular-axial tripod A* cu un cuplaj *unghiular bicardanic centrat B*.

6.4.3. Tipurile cuplajelor mobile, după uniformitatea transmiterii mișcării

(*Types of the mobile joints considering the movement transmission uniformity*)

Prin legarea mobilă la bază a arborilor unui cuplaj (sau a unei transmisii

universale), se obține un mecanism denumit *mechanism asociat cuplajului* sau transmisiei.

În cazul *mechanismelor asociate* cuplajelor *unghiulare* și *unghiular-axiale*, axele arborilor de intrare și ieșire sunt, de regulă, concurente și formează un unghi ascuțit α ; valoarea maximă a acestui unghi este denumită *capacitate unghiulară a cuplajului* și constituie un parametru important în caracterizarea performanțelor acestuia. În mod analog, se definește noțiunea de *capacitate radială*, pentru cuplajele transversale (descrisă prin valoarea maximă a deplasării radiale dintre arbori), și de *capacitate axială*, pentru cuplajele axiale.

Transmiterea fără modificare a mișcării de rotație (și implicit a cuplului), de la un arbore la celălalt, reprezintă funcția de bază a mecanismului asociat și, implicit, a cuplajului mobil considerat; aceasta înseamnă că la o rotație completă a unui arbore, celălalt arbore efectuează, de asemenea, o rotație completă.

Dacă în timpul funcționării, poziția relativă a arborilor (descrisă prin unghiul dintre axe, distanța radială și/sau distanța axială) rămâne *constantă* (fig. 6.19,c,d și e), atunci mecanismul asociat este *monomobil*, adică are gradul de mobilitate $M = 1$; în caz contrar, mecanismul asociat este *multimobil*, putând avea *gradul de mobilitate* $M = 2, \dots, 6$.

Pentru a caracteriza *neuniformitatea transmiterii mișcării* prin mecanismul asociat, în timpul unei rotații, se folosește o mărime specifică numită *abatere de la homocinetism*. Uzual, *abaterea de la homocinetism* se definește prin diferența dintre unghiurile de rotație ale arborilor de ieșire și intrare, $\Delta\varphi = \varphi_n - \varphi_1$, sau prin raportul dintre diferența vitezelor unghiulare ale arborilor de intrare și ieșire și viteza arborelui de intrare:

$$(\omega_n - \omega_1) / \omega_1 = \omega_n / \omega_1 - 1. \quad (6.50)$$

În continuare, abaterea de la homocinetism va fi descrisă prin diferența unghiulară: $\Delta\varphi = \varphi_n - \varphi_1$. În funcție de variația în timp a diferenței $\Delta\varphi$, se deosebesc trei tipuri de mecanisme și, implicit, trei tipuri de cuplaje mobile:

1) *mechanism homocinetic* (și, implicit, *cuplaj homocinetic*), când diferența $\Delta\varphi$ este constantă în timp ($\Delta\varphi = \varphi_n - \varphi_1 = \text{const.} \Rightarrow \omega_n = \omega_1$); cuplajele *unghiulare* și *unghiular-axiale* sunt întotdeauna *homocinetice* dacă sunt *simetrice* față de planul bisector al unghiului obtuz dintre arbori !

2) *mechanism heterocinetic* (și, implicit, *cuplaj heterocinetic*), când diferența $\Delta\varphi$ este variabilă în timp ($\Delta\varphi = \varphi_n - \varphi_1 = \text{variabil} \Rightarrow \omega_n \neq \omega_1$);

3) *mechanism cvasihomocinetic* (și, implicit, *cuplaj cvasihomocinetic*), când $\Delta\varphi$ rămâne *aproximativ* constantă în timp ($\Delta\varphi = \varphi_n - \varphi_1 \cong \text{constant} \Rightarrow \omega_n \cong \omega_1$). Din motive dinamice, în transmiterea puterii sunt preferate transmisiile (mecanisme) *homocinetice*; sunt însă acceptate și cele *cvasihomocinetice*, deoarece acestea sunt, în multe cazuri, mai simple și, implicit, mai economice.

În cazurile în care se dorește obținerea unor momente de torsiune variabile, ca de exemplu pe standurile de încercare, devine utilă folosirea transmisiilor de tip *heterocinetic*.

6.4.4. Tipurile cuplajelor mobile, după particularitățile lor morfologice

(Types of the mobile joints considering their morphological features)

În funcție de particularitățile morfologice, se deosebesc principial 3 tipuri distincte de cuplaje:

1°. Cuplaje mobile articulate, care pot fi *plane* sau *spațiale*; de obicei, cuplajele *articulate plane* sunt cuplaje *radiale* (sau transversale), iar cele spațiale sunt cuplaje și transmisi de *tip cardanic* (exemple: cuplaje *monocardanice*, cuplaje *bicardanice*, transmisi cu două sau mai multe cuplaje cardanice etc.).

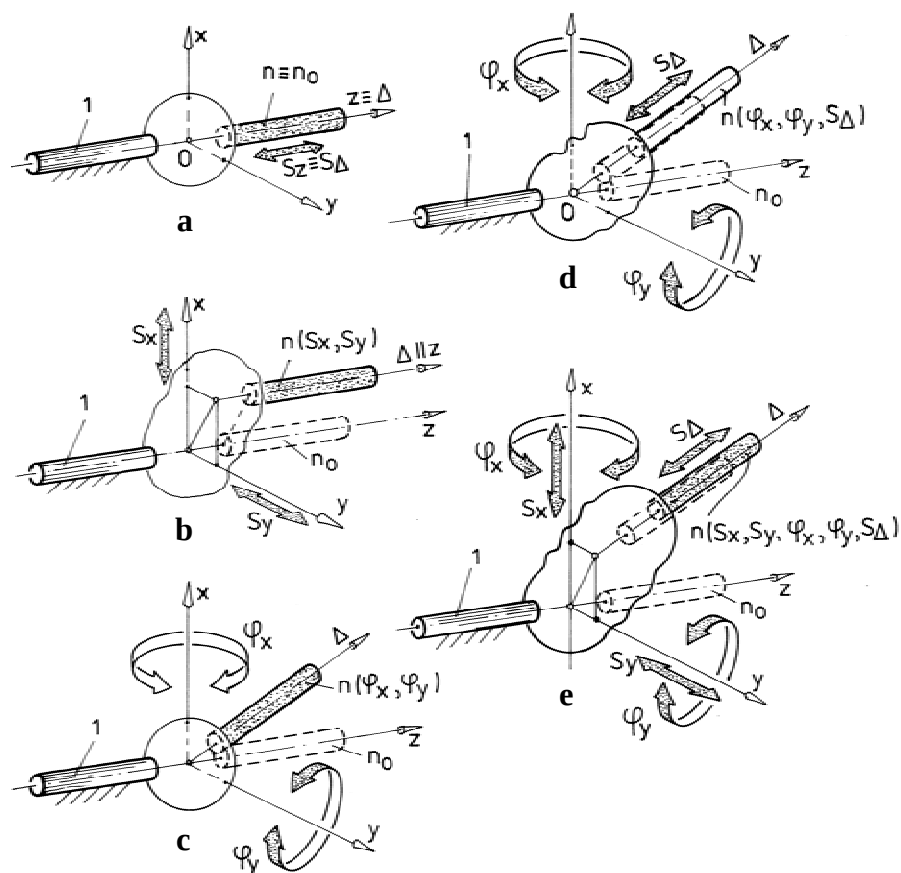


Fig. 6.19. Tipurile cuplajelor mobile după mișcările relative ale arborilor: **a)** cuplaj *axial*, **b)** cuplaj *radial* sau *transversal*, **c)** cuplaj *unghiular*, **d)** cuplaj *unghiular-axial* și **e)** cuplaj *universal* (radial-unghiular-axial).

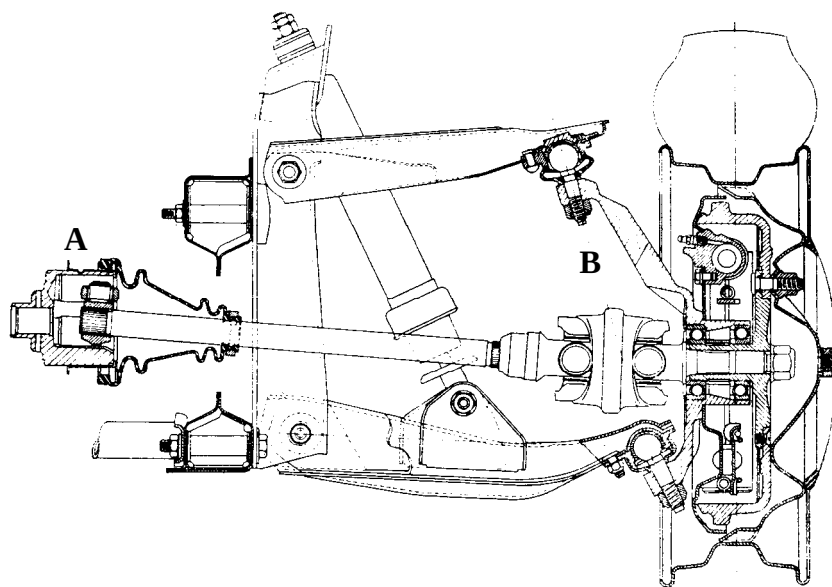


Fig. 6.20. Exemplu de transmisie *universală* utilizată pentru antrenarea roților directoare ale unui autoturism.

Pentru exemplificarea cuplajelor *radiale* homocinetice, în fig. 6.21 s-au ilustrat 4 soluții ale cuplajului *Oldham* (fig. 6.21,a-a₃) și o soluție (în 2 variante) a cuplajului *Schmidt* (fig. 6.21,b,b₁).

Cuplajele și transmisiile de tip *cardanic* sunt exemplificate în fig. 6.22-6.24. În fig. 6.22 sunt ilustrate două soluții de bază ale cuplajului *cardanic*: cuplajul *cu cruce* de tip *unghiular* (fig. 6.22,a,a₁) și cuplajul *bipod* de tip *unghiular-axial* (fig. 6.22,b,b₁); alăturat, în fig. 6.22,c și c₁, sunt ilustrate: schema cuplajului *cardanic* cu notațiile aferente (fig. 6.22,c) și variațiile abaterii de la homocinetism, pentru diverse valori ale unghiului dintre arbori α (fig. 6.22,c₁).

Din analiza fig.6.22 rezultă că soluțiile cuplajelor *monocardanice* sunt simple și robuste, dar au dezavantajul că nu sunt *homocinetice*. Deși cuplajele *cardanice* simple sunt *heterocinetice*, prin legarea în serie a $n \geq 2$ cuplaje, după anumite reguli, pot fi generate *transmisii n-cardanice homocinetice*. În fig. 6.23 s-a ilustrat generarea *transmisiilor bicardanice homocinetice*, cu ajutorul operatorilor de *simetrie directă* (oglundire) și *simetrie rotită* (cu un unghi β):

1a) Prin *simetrie directă* ($\beta = 0$), în raport cu un plan $\perp$ pe arborele intermediar, se obține transmisia *bicardanică homocinetică* în *configurație plană de tip A* (axele celor 3 arbori *cardanici* sunt coplanare și dispuse sub forma literei A). Din acest tip de transmisie s-au derivat mai târziu cuplajele *bicardanice* de tip *centrat*; cele mai semnificative soluții de cuplaje *bicardanice* centrate sunt ilustrate în fig. 6. 24.

1b) Prin *simetrie rotită*, cu $\beta \neq k \cdot 180^\circ$ ($k \in \mathbb{N}$), se obțin transmisiile *bicardanice homocinetice* în *configurație spațială* (cu arbori *cardanici* necoplanari);

1c) Prin *simetrie rotită*, cu $\beta = 180^\circ$, se obține transmisia *bicardanică homocinetică* în *configurație plană de tip Z* (axele celor 3 arbori *cardanici* sunt coplanare și dispuse sub forma literei Z).

Dintre transmisiile *bicardanice homocinetice* obținute în fig. 6.23, cele de tip Z au cea mai largă utilizare în tehnică.

Conform fig. 6.23, în toate cazurile, se obțin transmisiile *homocinetice* dacă sunt îndeplinite următoarele două condiții:

- unghiurile α_1 și α_2 , dintre arborii *cardanici* ai celor două cuplaje, sunt egale;
- unghiul dintre planele furcilor G_{12} și G_{21} , ale arborelui intermediar, coincide cu unghiul β , dintre planele E_1 și E_2 (formate de axele arborilor celor două cuplaje).

2°. Cuplaje mobile cu elemente de rostogolire (cu *bile* sau mai rar cu *role*) sunt cuplaje *simetrice* (v. fig. 6.25,a), în care se disting două tipuri de soluții : cuplaje cu bile de tip *Weiss* și cuplaje cu bile de tip *Rzeppa*. Într-un cuplaj *Weiss* (fig. 6.25,b), jumătate dintre bile transmit cuplul pentru un sens de rotație, iar cealaltă jumătate pentru celălalt sens; într-un cuplaj *Rzeppa* (fig. 6.25,c), toate bilele participă la transmiterea cuplului, indiferent de sensul de rotație. Dintre acestea, cuplajele *Rzeppa*, în variantele *unghiulară* și *unghiular-axială*, au cea mai largă aplicabilitate și sunt utilizate cu precădere în automobile; pentru exemplificare, în fig. 6.25,b₁ și b₂ s-au ilustrat 2 soluții de tip *Weiss* (o variantă *unghiulară* b₁ și alta *unghiular-axială* b₂) și 2 soluții de tip *Rzeppa* (o variantă *unghiulară* c₁ și alta *unghiular-axială* c₂).

3°. Cuplaje mobile podomorfe, care pot fi *bipode*, *tripode*, *tetrapode*, *hexapode* etc; dintre aceste cuplaje, cea mai largă utilizare o au cele *tripode* (*unghiular-axiale* și *unghiulare*) și apoi cele *bipode* (*unghiular-axiale*). Cuplajele *bipode*, fiind derivate din cuplajul *cardanic*, sunt denumite și cuplaje *cardanice-bipode*.

Ca exemple, în fig. 6.26 s-au ilustrat două soluții moderne de cuplaje *tripode*, unul *unghiular-axial* (fig. 6.26,a,a₃) și celălalt *unghiular* (fig. 6.26,b,b₁), iar în fig. 6.22,b,b₁ s-a reprezentat o variantă clasică de cuplaj *unghiular-axial bipod*.

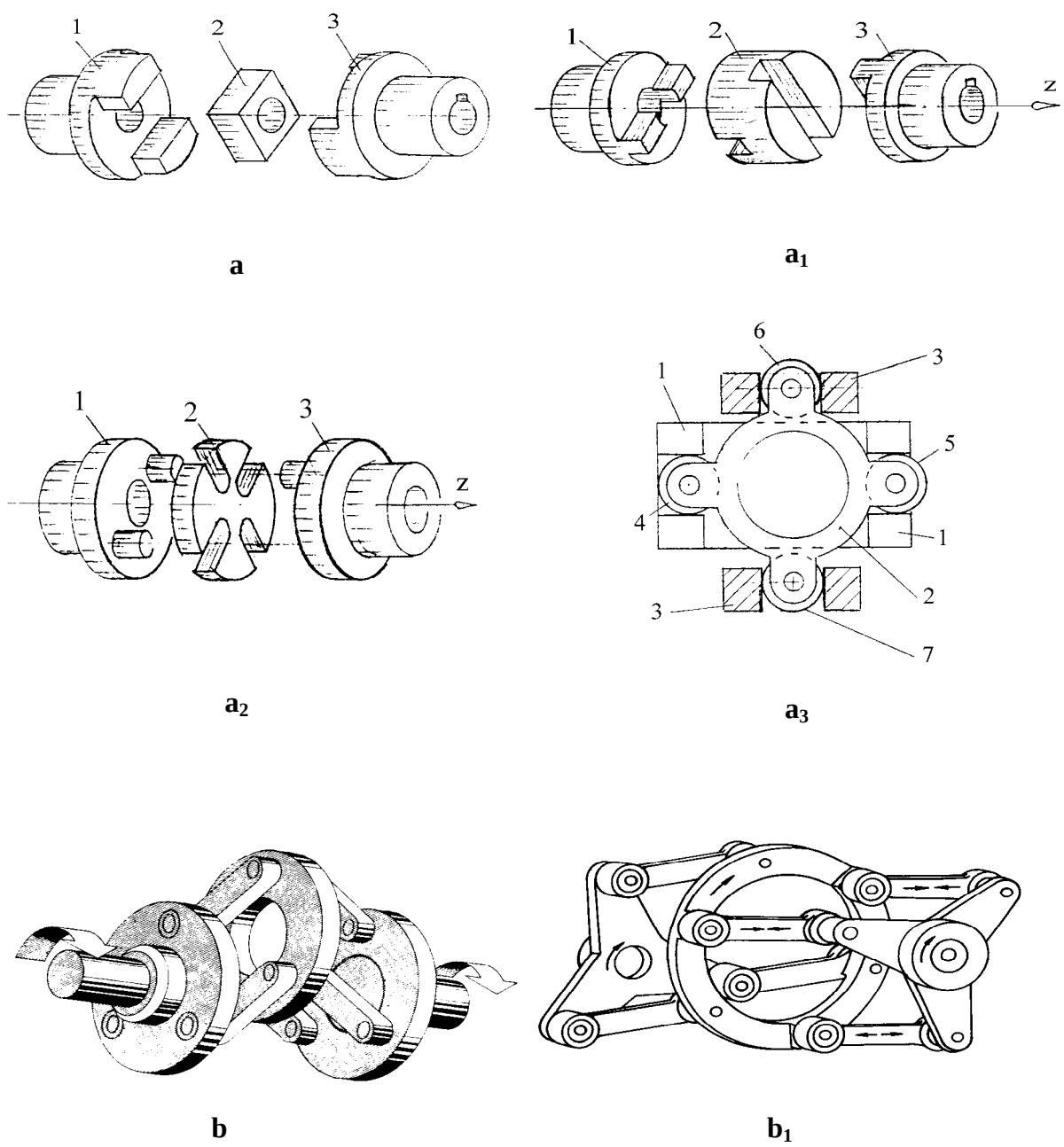


Fig. 6.21. Exemple de cuplaje *radiale*: **a – a₃**) de tip *Oldham* și **b, b₁**) de tip *Schmidt*.

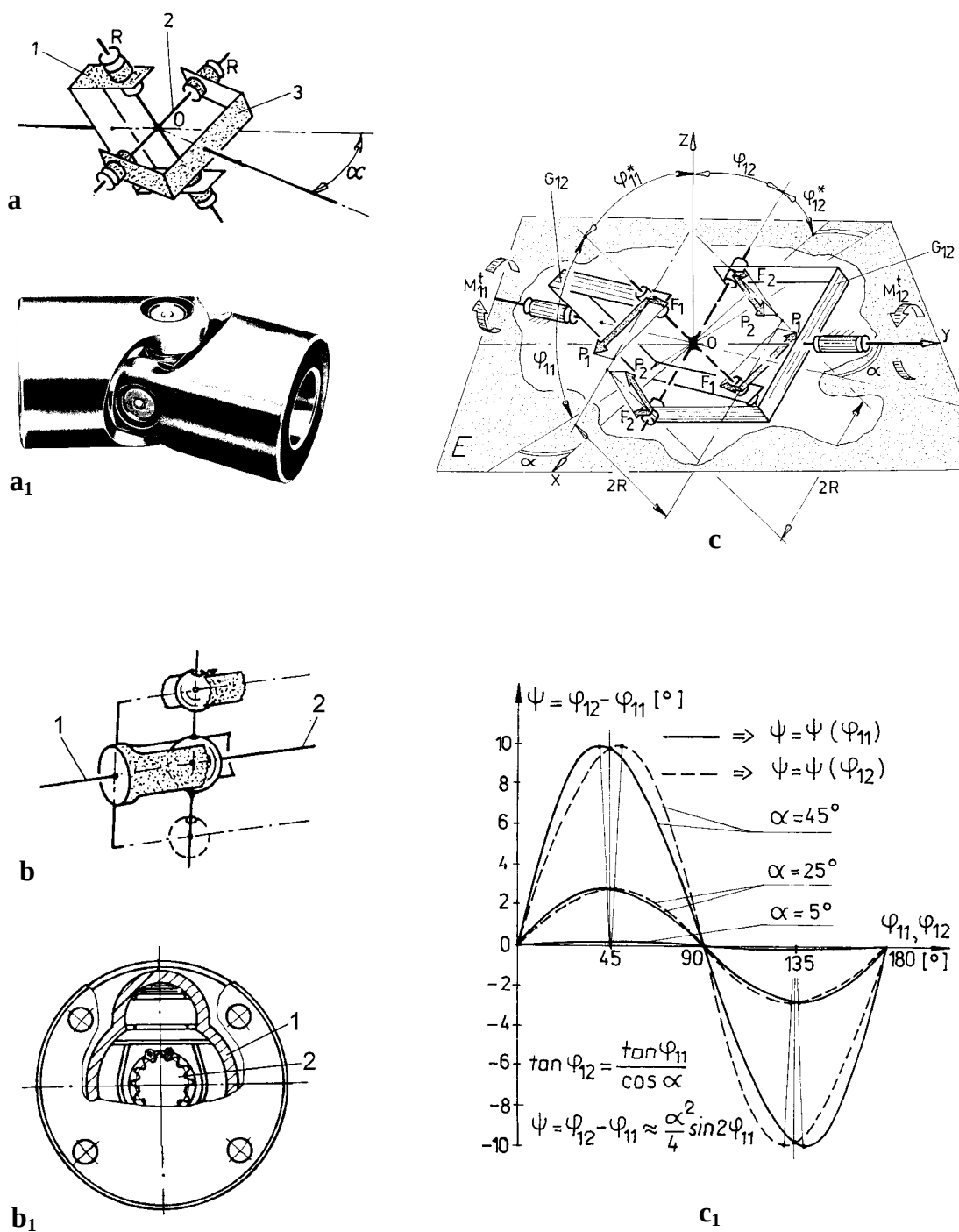


Fig. 6.22. Exemple de cuplaje cardanice: **a, a₁**) cuplaj unghiular cu cruce, **b, b₁**) cuplaj unghiular-axial de tip bipod, **c**) mărimi și notații specifice, **c₁**) variația abaterii de la homocinetism.

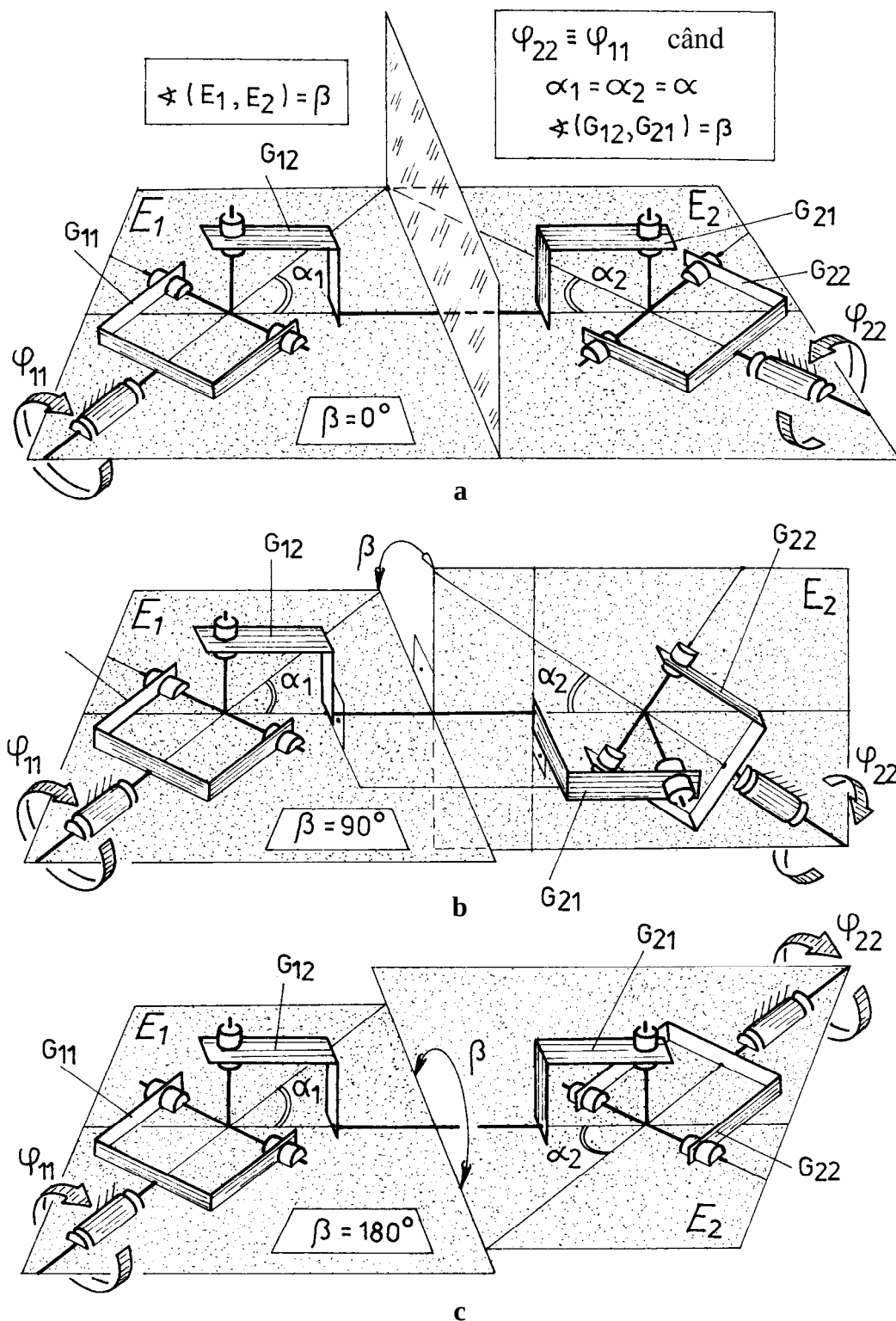


Fig. 6.23. Generarea transmisiilor bicardanice *homocinetice* pe baza operatorilor de *simetrie directă* (ogindire) și *rotită* cu un unghi β : **a)** transmisie bicardanică în *configurație plană de tip A*, **b)** transmisie bicardanică în *configurație spațială* și **c)** transmisie bicardanică în *configurație plană de tip Z*.

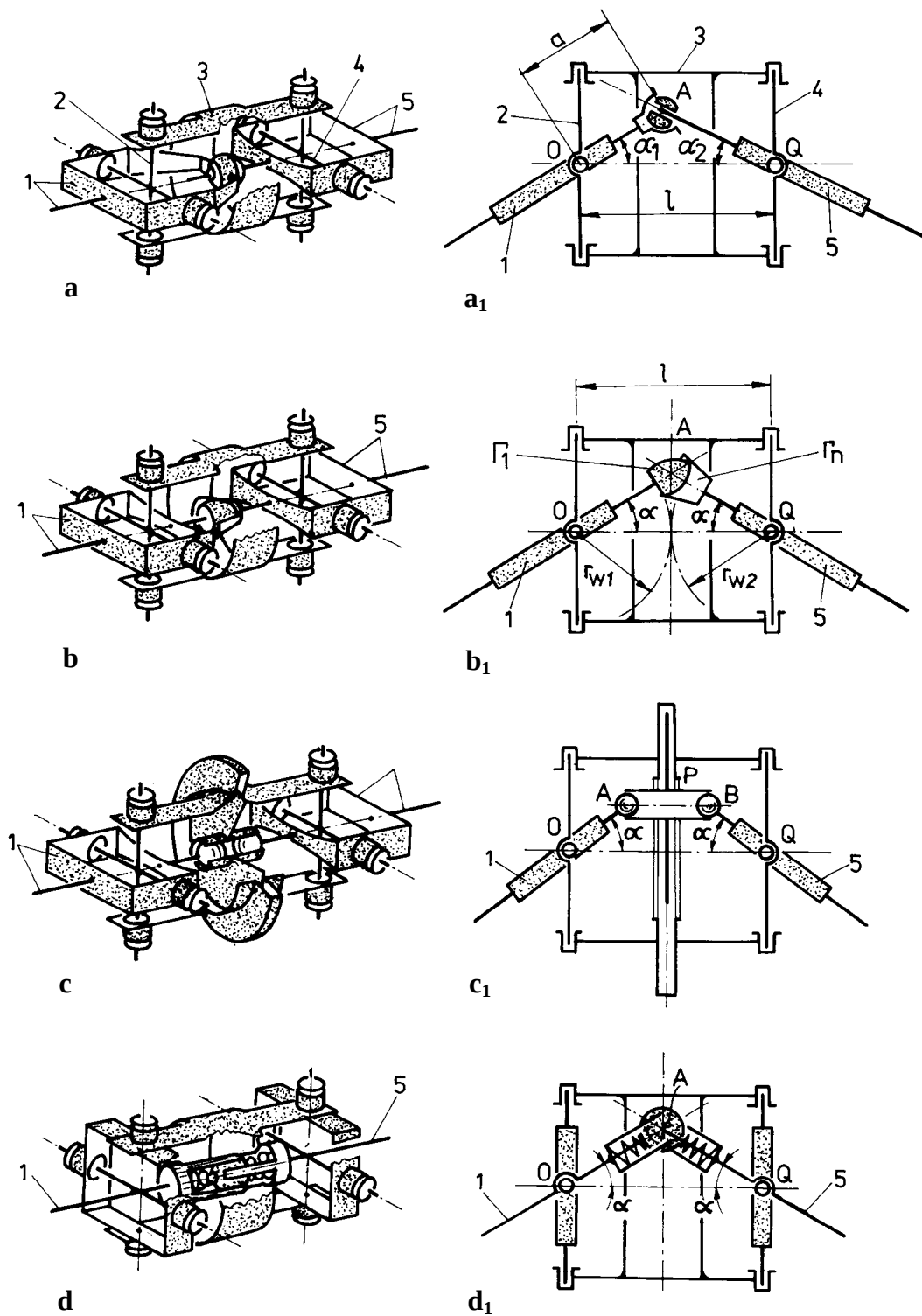


Fig. 6.24. Exemple de cuplaje bicardanice cu diverse soluții de centrare (de realizare a simetriei): **a, a₁**) centrare printr-o policuplă de tip sferă în cilindru (cu simetrie aproximativă), **b, b₁**) centrare printr-un angrenaj sferic (Γ_1, Γ_n = suprafețe conjugate în angrenare) de tip Borg-Warner (cu simetrie exactă), **c, c₁**) centrare cu disc intermediar flotant de tip Walterscheid (cu simetrie exactă), **d, d₁**) centrare printr-o policuplă de tip cilindru-sferă-cilindru (cu simetrie exactă).

Tab. 6.3 Analiza comparativă a cuplajelor unghiulare de tip *cardanic*, *Rzeppa* și *tripod*.

CRITERIUL	LOCUL I	LOCUL II	LOCUL III
1°	<i>Rzeppa</i>	Tripod	Cardanic
2°	Tripod	Cardanic	<i>Rzeppa</i>
3°	Cardanic	<i>Rzeppa</i>	Tripod
4°	Cardanic	<i>Rzeppa</i>	Tripod
5°	Cardanic	Tripod	<i>Rzeppa</i>

6.4.5. Despre funcțiile și performanțele cuplajelor mobile

(On the functions and performances of the mobile joints)

În consens cu cele precedente, *cuplajele mobile*, și implicit transmisiile care le conțin, au două *funcții specifice*:

1) să transmită, *fără modificare*, cuplul și mișcarea de rotație de la un arbore de intrare la un arbore de ieșire și

2) să asigure, între cei doi arbori, anumite mișcări relative independente.

Performanțele cuplajelor mobile au în vedere nivelul calitativ de realizare a funcțiilor specifice și sunt modelabile printr-un set de condiții, care devin *criterii de performanță*; cele mai semnificative dintre acestea se referă la:

- 1°. minimizarea heterocinetismului;
- 2°. maximizarea capacității unghiulare, radiale și/sau axiale;
- 3°. maximizarea capacității portante (cuplului), pe o durată impusă;
- 4°. minimizarea pierderilor prin frecare;
- 5°. minimizarea gradului de complexitate structural–constructivă;
- 6°. minimizarea gabaritului radial/axial;
- 7°. maximizarea nivelului calitativ privind forma și aspectul produsului;
- 8°. minimizarea resurselor tehnico–economice de realizare a produsului;
- 9°. maximizarea gradului de reciclare etc.

În alegerea soluției pentru un anumit cuplaj (unghiular sau unghiular–axial), stabilirea *tipului morfologic* optim nu este întotdeauna o problemă simplă; pentru a evidenția acest aspect, se analizează comparativ, pe baza primelor 5 criterii de performanță (de mai sus), trei cuplaje

unghiulare de tip: *cardanic* (fig. 6.22,a,a₁), *Rzeppa* (fig. 6.25,c₁) și *tripod* (fig. 6.26,b,b₁). Pe baza acestor criterii, se obține ordonarea cuplajelor prezentată în tabelul 6.3. Ca urmare, pot fi formulate următoarele concluzii:

a) Cuplajul *cardanic* (fig. 6.22,a,a₁) are calități tehnico–economice deosebite, dar este *heterocinetic* (*transmite neuniform mișcarea*)!

b) Cuplajul *Rzeppa* (fig. 6.25,c₁) este *homocinetic*, are valori ridicate pentru randament și capacitate portantă, dar prezintă un *înalt grad de complexitate constructivă și tehnologică* !

c) Cuplajul *tripod* (fig. 6.26,c₁) asigură un compromis rezonabil, între cerințele considerate: este *cvasi-homocinetic*, poate realiza valori rezonabile pentru randament și capacitate portantă, poate avea valori ridicate pentru capacitatea unghiulară și prezintă un *grad de complexitate relativ redus*.

În consecință, stabilirea optimală a *tipului morfologic* de cuplaj mobil devine posibilă numai pe baza unor informații suplimentare, referitoare atât la particularitățile concrete de funcționare, cât și la resursele tehnico-economice de realizare.

6.5. SOLUȚII DE PROPULSIE ÎN MEDII FLUIDE

(PROPELLING SOLUTIONS IN THE FLUID MEDIUMS)

Prezentul subcapitol își propune ca obiectiv realizarea unei priviri filogenetice comparative asupra sistemelor mecanice folosite la propulsia mijloacelor de transport, care se deplasează în medii

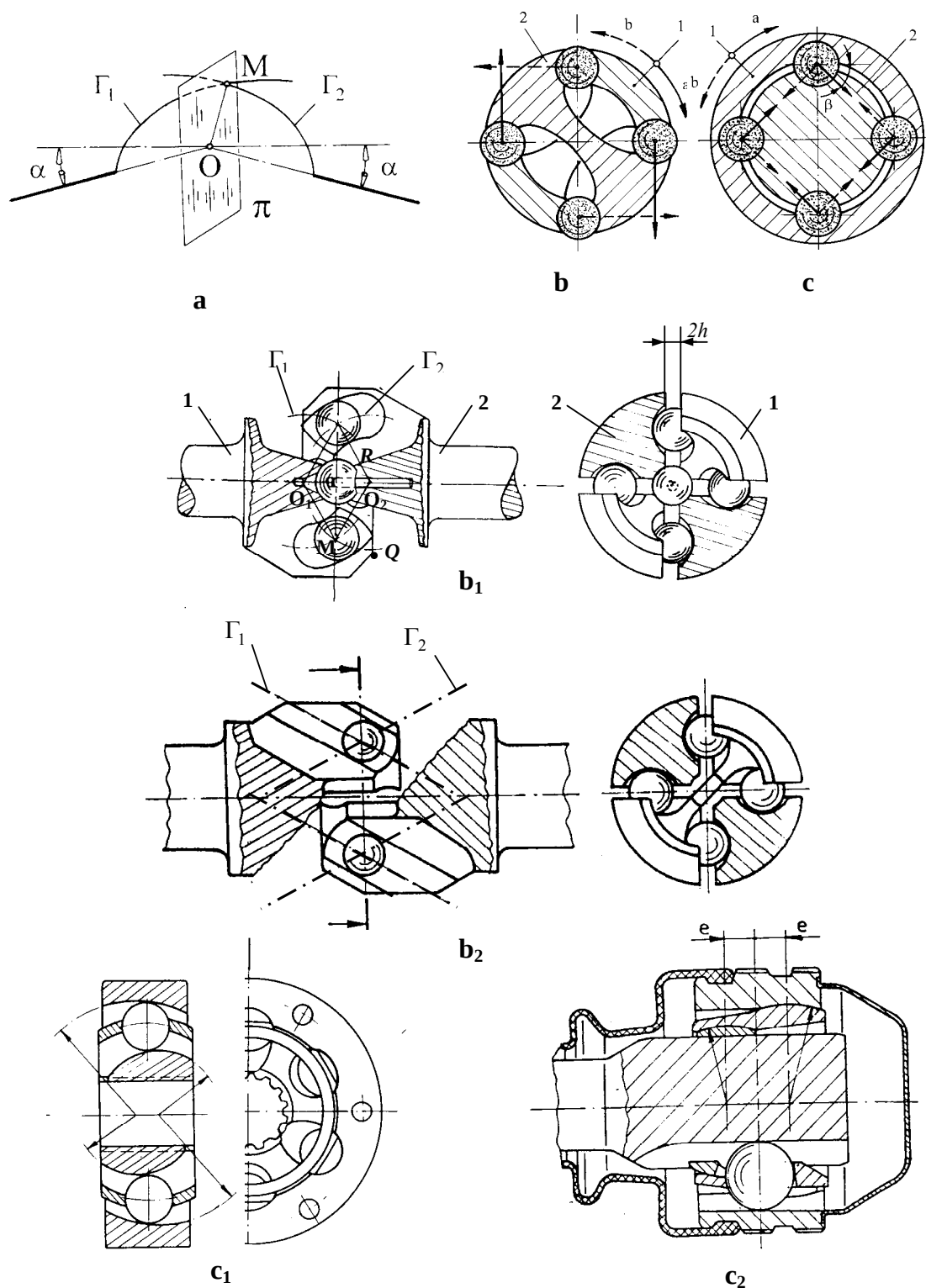


Fig. 6.25. Exemple de cuplaje cu bile: **a**) schemă cinematică de principiu, în care liniile mediane ale canalelor, Γ_1 și Γ_2 , sunt *simetrice* față de planul bisector π al unghiului obtuz dintre arbori ($180^\circ - \alpha$); **b**, **c**) scheme pentru explicitarea particularităților de funcționare ale cuplajelor de tip Weiss (**b**) și respectiv Rzeppa (**c**); **b**₁, **b**₂) cuplaje Weiss de tip unghiular (**b**₁) și unghiular-axial (**b**₂); **c**₁, **c**₂) cuplaje Rzeppa de tip unghiular (**c**₁) și respectiv unghiular-axial (**c**₂).

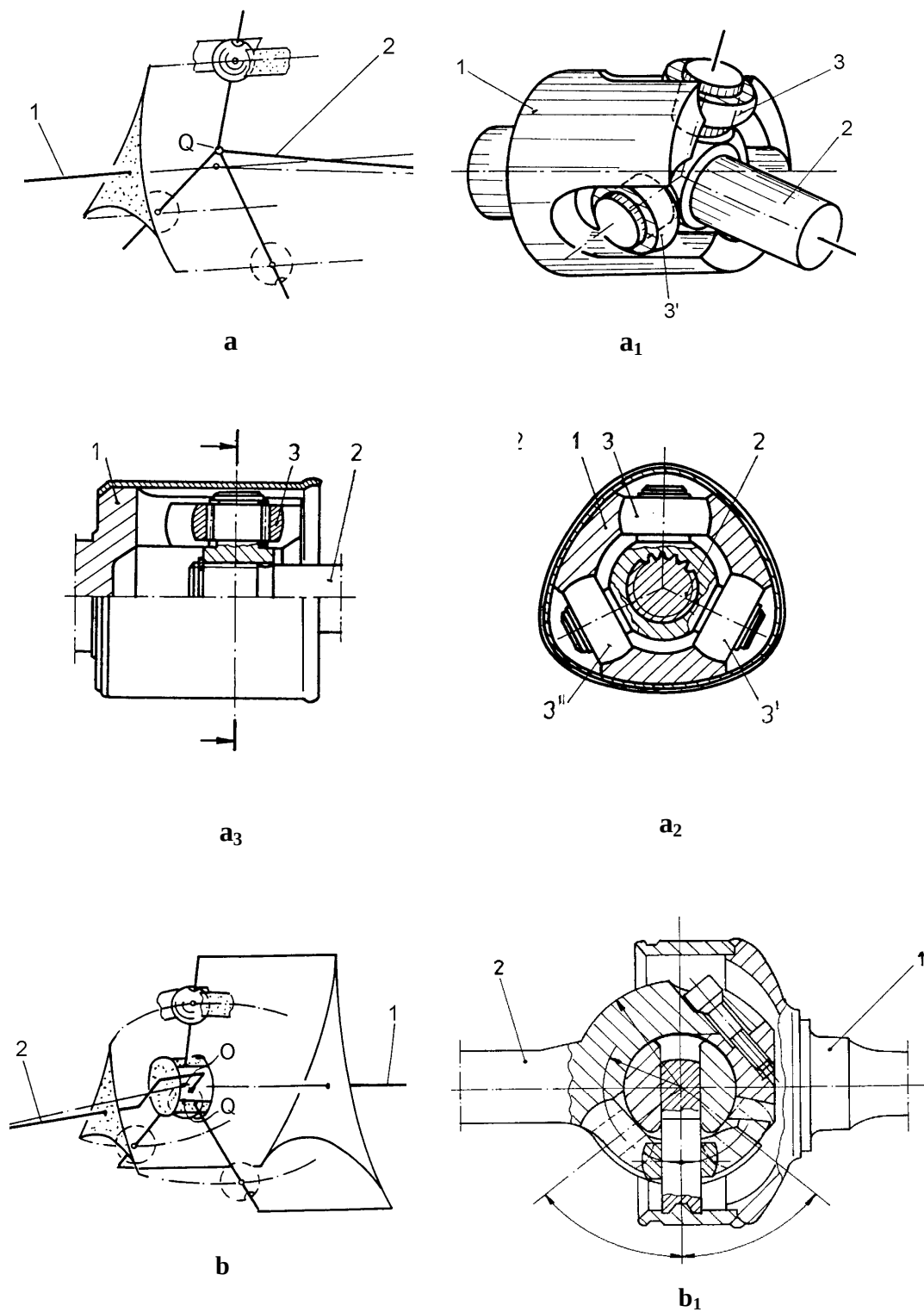


Fig. 6.26. Exemple de cuplaje tripode: **a – a₃**) cuplaj *unghiular-axial*, **b, b₁**) cuplaj *unghiular*.

fluide (apă sau aer); sunt luate în considerație numai cazurile mijloacelor de transport dotate cu surse proprii de energie.

O astfel de privire filogenetică poate constitui o fertilă sursă de idei în optimizarea sistemelor existente, precum și în dezvoltarea unor noi sisteme de propulsie.

6.5.1. Privire filogenetică cu ajutorul unor exemple reprezentative

(Phylogenetic sight by means of some representative examples)

Pentru realizarea unei priviri filogenetice comparative pertinente, în figurile care urmează s-au sistematizat câteva exemple reprezentative de soluții tehnice pentru propulsia, în medii fluide (apa sau aer), a unor mijloace de transport cu surse proprii de energie. Prima observație, care decurge din parcurgerea acestei sistematizări, evidențiază faptul că înotătoarele vertebratelor acvatice și aripile zburătoarelor constituie modele permanente actuale în dezvoltarea și perfecționarea tehnică a acestor sisteme de propulsie.

Cea mai veche soluție, de propulsie pe apă, este cea în care înotătoarele viețuitoarelor acvatice sunt modelate tehnic prin vâsle. În vechime, vâslele erau așezate, la început, pe un singur rând; mai târziu, pentru amplificarea forței de propulsie, grecii antici au așezat vâslele în două și chiar trei rânduri suprapuse (fig. 6.27).

Pornind de la modelul vâslei, J. Fitch brevetează în 1790 o soluție de propulsie, în care vâsla devine biela unui mecanism patruleter plan (fig. 6.28); continuitatea propulsiei este asigurată prin dispunerea în paralel a mai multor mecanisme defazate uniform.

Următorul pas, în dezvoltarea propulsiei pe apă, îl reprezintă transformarea vâslelor în lopeți (palete) dispuse radial pe un arbore transversal,

antrenat în mișcare de rotație (fig. 6.29); în această construcție, *planele lopeților formează un unghi nul cu axa arborelui*. Se regăsește astfel turbina, cunoscută încă din antichitate pentru acționarea morilor de apă, dar cu rol inversat: din „motor hidraulic” (pentru moară), turbina devine „organ de propulsie pe apă” (pentru mijlocul de transport acvatic). Soluția, cunoscută și sub numele de *roată cu zbaturi*, a fost experimentată pentru prima oară în 1807 la Paris (fig. 6.29) și aplicată în 1808 în SUA, de irlandezul R. Fulton. Deși aparent nouă pentru secolul XIX, această idee de propulsie era bine cunoscută de Leonardo da Vinci, la sfârșitul sec. XV; prin schițele sale (fig. 6.30), din *Codex Atlanticus* (care datează din perioada 1495-1500), marele inventator italian perfecționează variantele acestei soluții, propuse anterior de Taccola, Valturio, Francesco di Giorgio și alții, pentru propulsia unor ambarcațiuni cu destinație militară.

O idee interesantă, al cărei embrion gastează în exemplele din figurile 6.29 și 6.30, se referă la posibilitatea cumulării funcției de propulsie cu cea de direcție, prin antrenarea distinctă, cu turații independente, a celor două turbine; în acest caz, deplasarea rectilinie ar fi fost posibilă prin antrenarea turbinelor cu turații egale, iar virarea, prin antrenarea turbinelor cu turații diferite.

Un moment de cotitură în dezvoltarea acestor sisteme mecanice de propulsie îl constituie trecerea de la roata cu zbaturi (fig. 6.29 și 6.30) la elice (figurile 6.31, 6.32 și 6.33); această trecere constă, d.p.d.v. geometric, în modificarea formei și dispunerii palelor: palele plane (fig. 6.29 și 6.30) devin pale profilate, dispuse înclinat față de axa arborelui pe care sunt montate (fig. 6.31-6.33). Bazele teoretice ale utilizării elicei au fost modelate de L. Euler și D. Bernoulli. Un impuls important la implementarea elicei în propulsia nevelor maritime (fig. 6.32) l-a

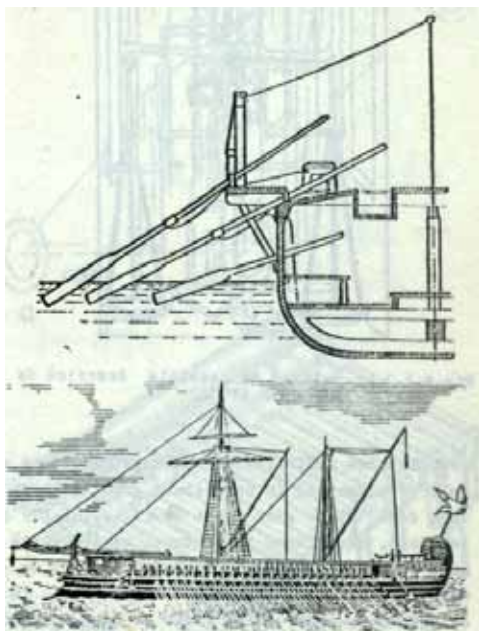


Fig. 6.27. Propulsie cu vâsle în rânduri suprapuse.

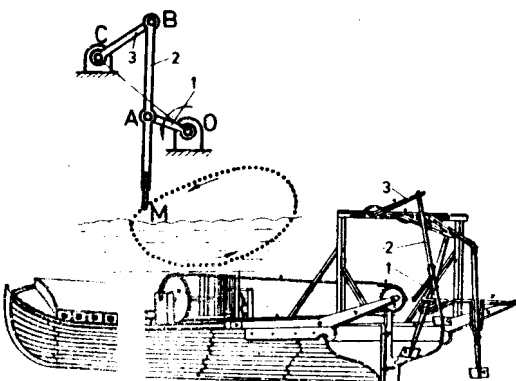


Fig. 6.28. Propulsie cu vâsle-biele brevetată de J.Fitch (1790).

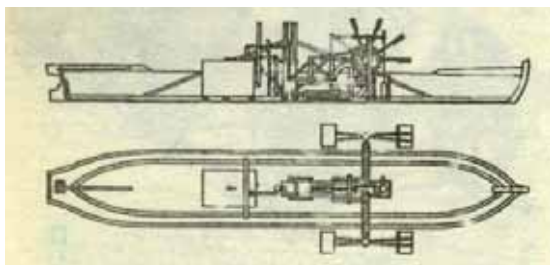


Fig. 6.29. Propulsie cu zbatouri experimentată de R.Fulton (Paris 1807).



Fig. 6.30. Propulsie cu zbatouri perfecționată de Leonardo da Vinci (~1500).

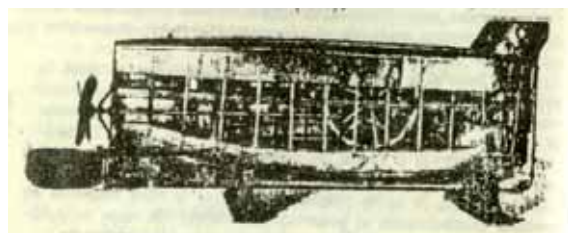


Fig. 6.31. Submarin cu elice construit de W. Bauer (1850).

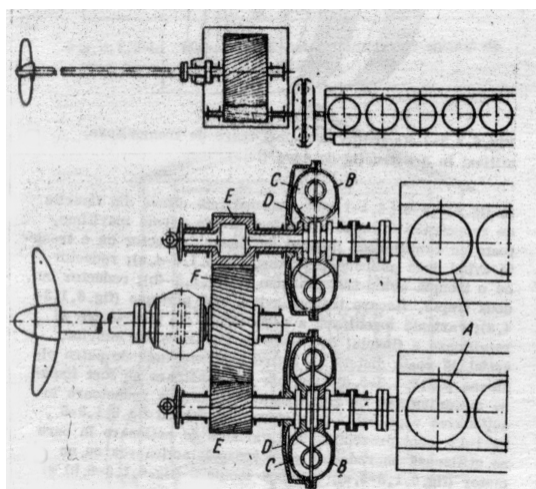


Fig. 6.32. Propulsie cu o elice antrenată de unul sau două motoare.

reprezentat utilizarea și experimentarea sistemelor de propulsie cu elice în aplicații militare; primul submarin cu elice construit în 1850 de *W. Bauer* (fig. 6.31) reprezintă un exemplu elocvent în acest sens.

Cumularea funcțiilor de propulsie și de direcție, cu ajutorul elicei, a devenit aplicabilă cu succes în ambarcațiunile ușoare, prin transformarea axei fixe de rotație a elicei (fig. 6.31 și 6.32) în axă oscilantă (fig. 6.33).

Un impact mai incitant l-a avut însă aplicarea elicei în propulsia avioanelor. Spre deosebire de mijloacele de transport acvatice și a celor aeriene de tip *balon* (a căror sustentare este asigurată pe baza legii lui *Arhimede*), în aviație, elicea trebuie să asigure (împreună cu aripile) atât propulsia cât și sustentarea navei. Primul zbor cu elice a fost realizat în 1903, de frații americani *Wright*, în condițiile decolării avionului prin catapultare. Primul zbor cu elice autonom (cu decolare de la sol) a fost realizat la *Montesson* (lângă *Paris*), în 1906, de pionierul aviației românești *Traian Vuia*. Acesta a pilotat un avion propriu, pe care l-a brevetat în 1903 și l-a finalizat practic în 1905.

Un alt pionier remarcabil al aviației românești, *Aurel Vlaicu* (1882-1913), proiectează și construiește avioanele *Vlaicu I* și *Vlaicu II*, în care utilizează pentru prima dată *elice duble coaxiale și contrarotative*.

Următorul pas în dezvoltarea propulsiei cu elice are loc tot în aviație, și-l reprezintă trecerea la *elicea cu pas variabil*, în care unghiul de înclinare, al palelor față de axa arborelui, este reglabil; pentru exemplificare, în fig. 6.34 este ilustrat mecanismul planetar folosit la reglarea pasului elicei în avionul *K14*.

Un nou salt remarcabil are loc prin trecerea de la elicea cu pas variabil, folosită în avioane, la *elicea de sustentare, propulsie și direcție* a elicopterului. Spre deosebire de elicea unui avion clasic, a cărei axă este

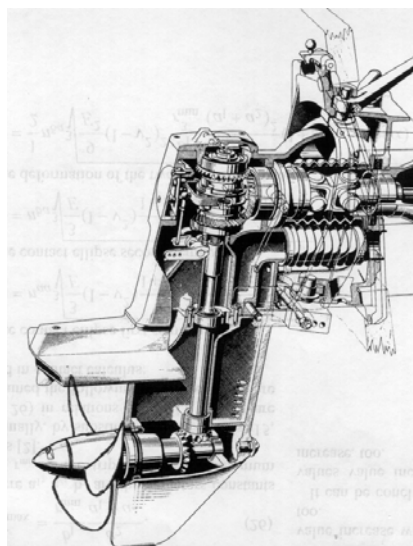


Fig. 6.33. Elice - „cârmă” (elice cu axă oscilantă) pentru ambarcațiuni ușoare.

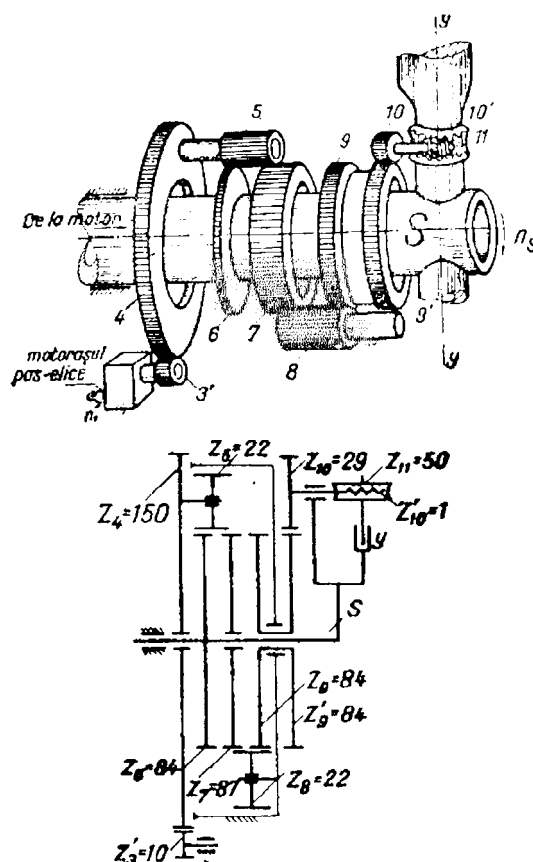


Fig. 6.34. Mecanism planetar pentru reglarea pasului elicei la avionul K14.

orizontală, elicea elicopterului are o dispunere *aproximativ* verticală, cu o ușoară înclinare spre față, care facilitează deplasarea înainte. Trecerea de la o funcție la alta, în cazul elicei de elicopter, se realizează prin reglarea corespunzătoare a pasului elicei (care este descris prin poziția unghiulară a fiecărei pale față de axa longitudinală proprie – fig. 6.35,c). Cu acest scop se utilizează un mecanism complex „de direcție”, cu bare articulate; un exemplu reprezentativ al unui astfel de mecanism este ilustrat în fig. 6.35 și 6.36.

Problema cheie într-un astfel de mecanism este *decuplarea mișcărilor* de reglare a pasului, față de mișcarea de rotație a arborelui elicei. În fig. 6.36 este ilustrat un exemplu de sistem articulat, care realizează această decuplare. În consens cu fig. 6.35 și 6.36, ideea decuplării se bazează pe două platouri transversale, *b* și *c*, prevăzute cu următoarele legături:

a) unul dintre platouri (*b*) este articulat sferic cu arborele de antrenare *a* (fig. 6.35,a și 6.36,b), iar platourile sunt articulate între ele printr-un rulment radial; ca urmare, platourile se pot roti unul față de altul, în raport cu axa arborelui *a*, și efectuează mișcări identice, după orice axă perpendiculară pe *a*;

b) platoul inferior (*c*) este legat la bază printr-un *compas f* (fig. 6.36), iar cel superior (*b*) este legat la arborele de antrenare *a* printr-un *compas e*; în acest fel, se anulează mișcarea platoului *c*, în raport cu axa arborelui *a*, iar turația platoului *b*, față de aceeași axă, devine egală cu cea a arborelui *a*;

c) poziția unghiulară a platoului inferior *c* este reglată prin trei *biele*, care aparțin unui mecanism de „*direcție*” cu bare articulate (fig. 6.35,a); platoul superior *b*, care preia aceeași poziție unghiulară, reglează, la rândul său, unghiul palelor, prin trei *biele d* (fig. 6.35 și 6.36).

Devine astfel posibilă reglarea pasului elicei (unghiului palelor) *concomitent* și *independent* de antrenarea arborelui *a*.

Prin reglarea sectorială (prin cele trei biele) a pasului, de către pilot, se realizează staționarea în aer a elicopterului, deplasarea înainte și respectiv virarea dreapta/stânga.

Un sistem similar de propulsie și direcție, pentru vapoare, a fost inventat în 1926 de ing. austriac *Ernst Schneider* și este fabricat de firma *Voith*, sub denumirea de *Voith – Schneider – Propeller*. Un exemplu reprezentativ al acestui sistem de propulsie este prezentat în fig. 6.37; turbina, fabricată de firma *Voith*, conține două subsisteme principale (fig. 6.37,c):

1) turbina propriu-zisă, formată din roata 1 (antrenată printr-un angrenaj conic 2-3) prevăzută cu 4 *pale oscilante* (4), dispuse *paralel* cu axa roții și

2) mecanismul de „direcție”, cu bare articulate, pentru reglarea poziției unghiulare a palelor; acest mecanism conține un *levier central* 5 cu trei articulații: a) o articulație sferică *mediană* (cu centru fix), b) o articulație superioară (de tip sferă în cilindru), prin care levierul este acționat de doi cilindri hidraulici 6, dispuși perpendicular unul pe celălalt, și c) o articulație inferioară (de tip sferă în cilindru), prin care levierul reglează unghiurile palelor, cu ajutorul unui mecanism plan articulat 7 (fig. 6.37,a,b,c). Levierul central 5 (fig. 6.37,c), care joacă rolul platourilor *b* și *c* din fig. 6.36, asigură decuplarea celor două mișcări (de reglare a unghiului palelor și de antrenare a roții); prin manevrarea corespunzătoare a acestui levier (fig. 6.37,c), se realizează staționarea navei, deplasarea rectilinie înainte/înapoi și virarea stânga/dreapta (fig. 6.37,a și b). Prin utilizarea a două turbine se poate realiza în plus deplasarea rectilinie laterală a navei (fig. 6.37,b, poz. 6) și virarea pe loc (când o turbină este dispusă la un capăt al navei și a doua turbină la celălalt capăt).

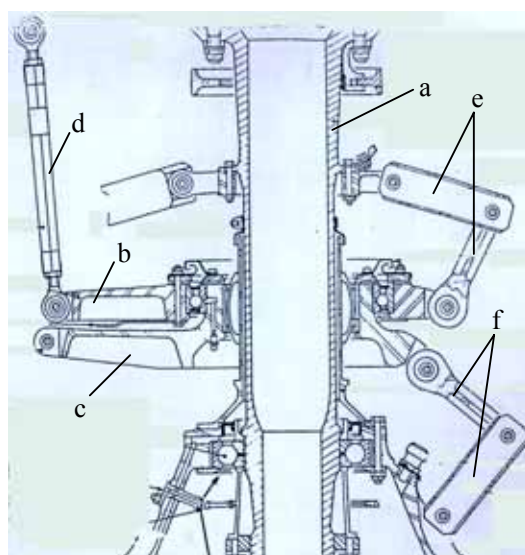
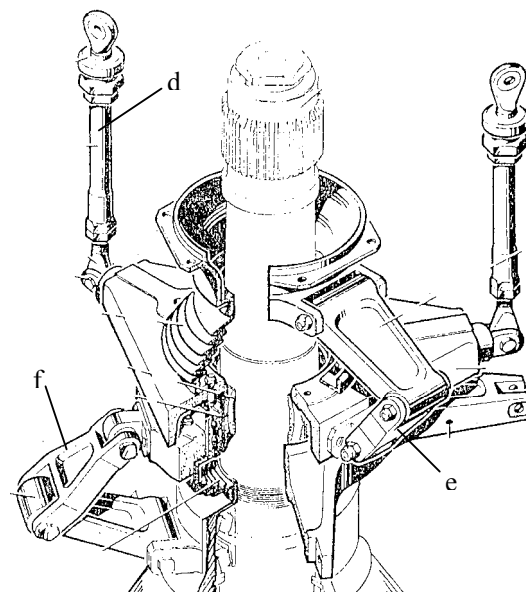
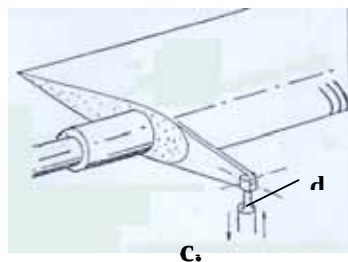
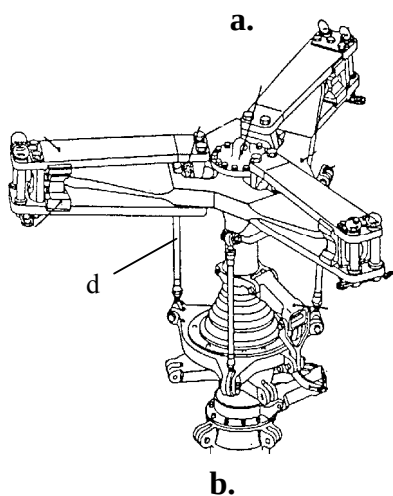
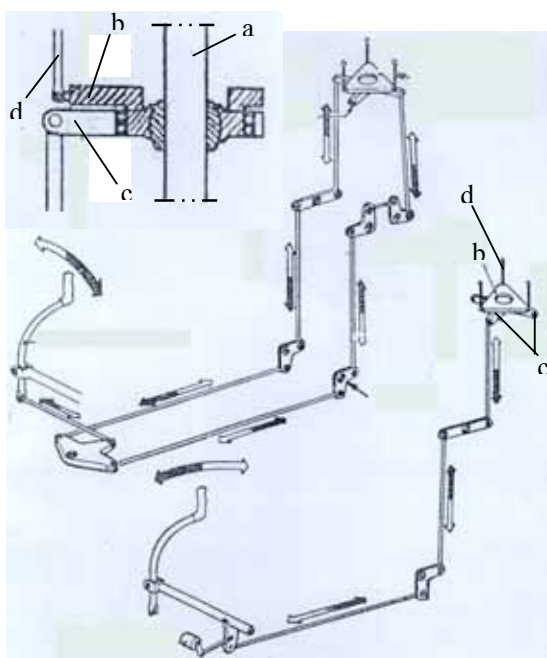


Fig. 6.36. *Sisteme-compas* pentru decuplarea mișcărilor de reglare a pasului, față de mișcarea de rotație a arborelui elicei unui elicopter.

Fig. 6.35. Mecanism de „*direcție*” cu bare pentru reglarea pasului elicei la elicoptere.

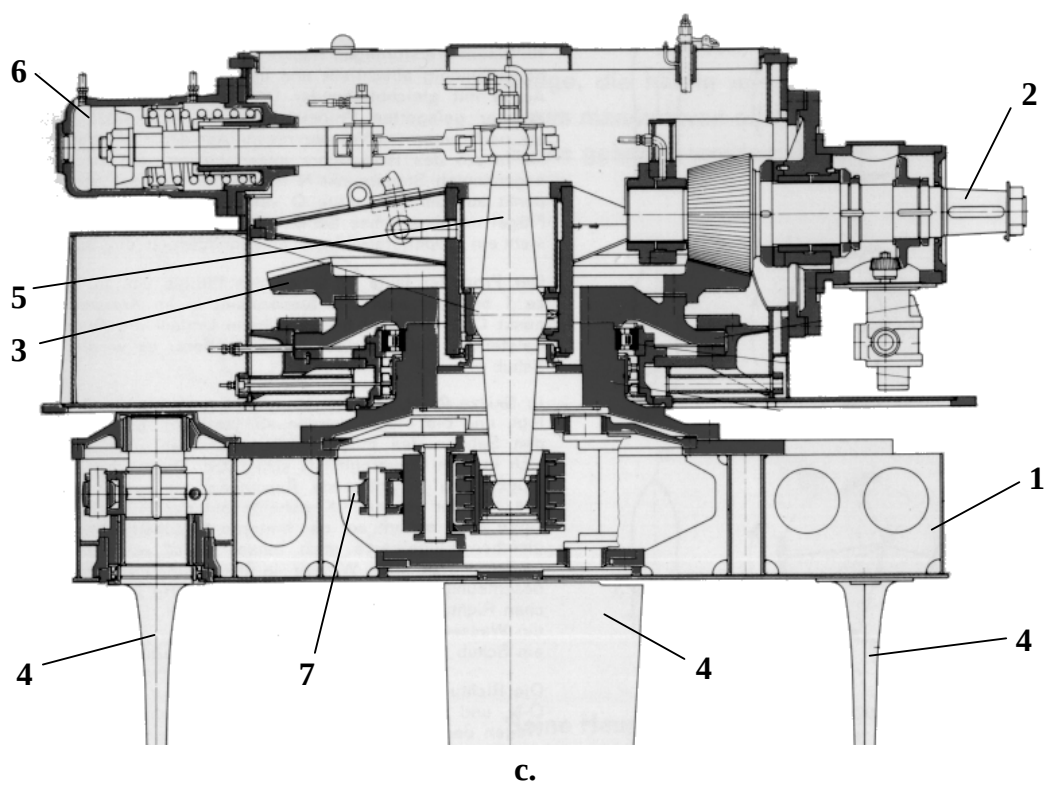
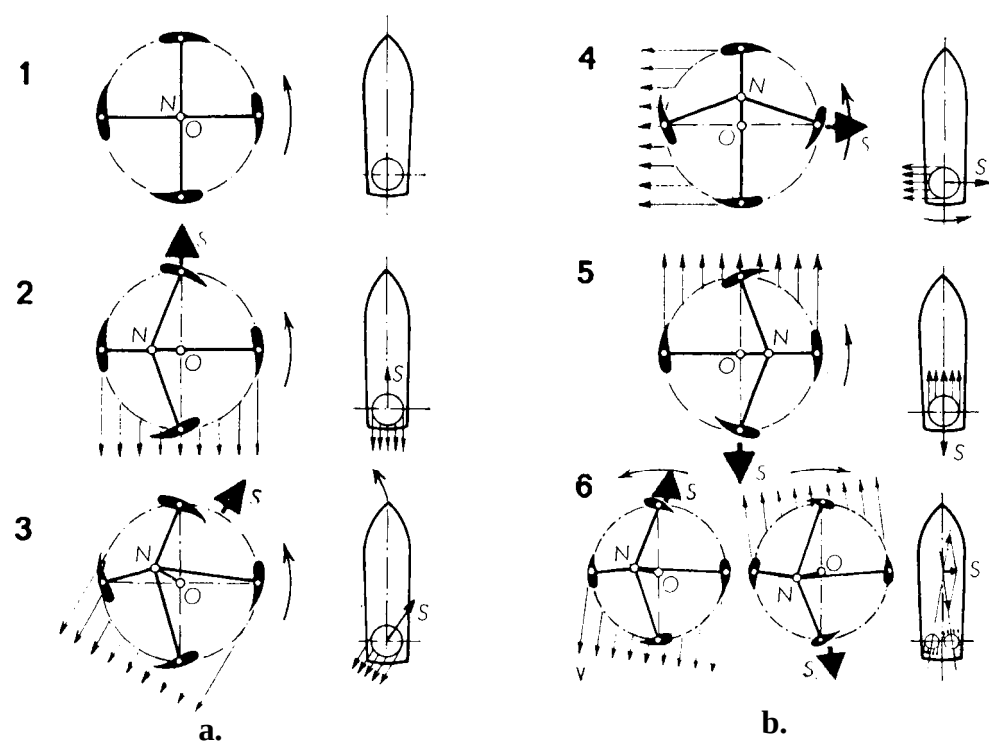


Fig. 6.37. Turbină de apă *Voith* pentru propulsia și direcția navelor.

6.5.2. Concluzie (Conclusion)

Din privirea filogenetică efectuată se desprinde următoarea concluzie: pornind de la sistemele *biomecanice* reprezentative de propulsie în medii fluide, *înotătoare* și *aripi*, în timp s-au dezvoltat următoarele *modele tehnice* mai importante: *vâsle* (fig. 6.27 și 6.28), *roți cu zbaturi* (fig. 6.29 și 6.30), *elice de propulsie* în apă (fig. 6.31 și 6.32), *elice-cârmă* pentru ambarcațiuni ușoare (fig. 6.33), *elice simple* și *elice duble contrarotative* pentru avioane, *elice cu pas variabil* pentru avioane (fig. 6.34), *elice cu pas variabil* pentru propulsia și direcția *elicopterelor* (fig. 6.35 și 6.36) și *turbine Voith* cu *pas variabil* (fig. 6.37), destinate atât propulsiei, cât și direcției *vapoarelor*.

6.6. SOLUȚII BIONICE SI SOLUȚII TEHNICE ECHIVALENTE (BIONIC SOLUTIONS AND EQUIVALENT TECHNICAL SOLUTIONS)

În acest subcapitol sunt prezentate, în paralel, mai multe soluții „*bionice*”, selectate din lumea *insectelor*, alături de cunoscute soluții tehnice echivalente acestora. Analiza comparativă realizată scoate în evidență faptul că *bionica* constituie o sursă inepuizabilă de soluții „*naturale*”, care pot servi ca *principii* și *structuri de rezolvare*, pentru cele mai diverse *funcții* din tehnica modernă.

Exemplele utilizate sunt prelucrate din lucrarea [14], elaborată de naturalistul și fizicianul german *W. Nachtigall*.

În fig. 6.38 sunt ilustrate, în paralel, 3 soluții bionice și tot atâtea soluții tehnice echivalente, destinate rezolvării *funcției* de tip „*prindere*”:

- în fig. 6.38,a este ilustrat piciorul din față al unui *purece de câine* (*Clenocephalides canis*) care se *prinde*, de firul de păr din blana câinelui, cu ajutorul unor „*cârlige*” și a unor „*pintenii*”, cu înclinare opusă; în mod similar, în tehnică (fig. 6.38,a₁), se *prinde* un cablu

electric de perete, cu ajutorul unui *diblu* cu *cap-cârlig*;

- „*mandibulele*” ilustrate în fig. 6.38,b, cu care larva, numită *leul furnicilor* (*Myrmeleon formicarius*), *prinde* o furnică-victimă, au ca echivalent tehnic un *clește-patent* (fig. 6.38,b₁) pentru *prinderea* unor obiecte diverse;

- „*cleștele-pensetă*” din fig.6.38,c, situat pe picioarele din față ale femelelor unei specii de viespe (*Dryinide*), permite acestora să se *prindă* de blana unui animal gazdă, pentru a-și depune ouăle în pielea acestuia; în mod similar, produsul tehnic, denumit *port-pantaloni cu clip* (fig.6.38,c₁), *prinde* o pereche de pantaloni.

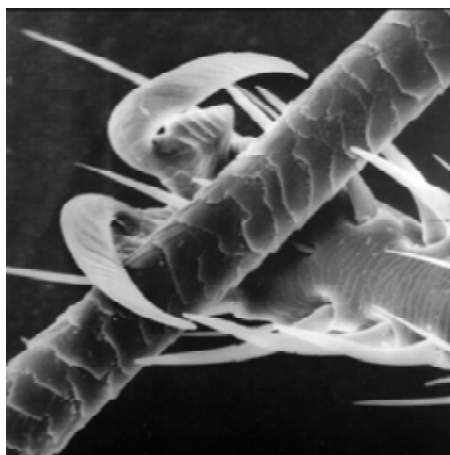
Pentru rezolvarea *funcției* de tip „*îmbinare nepermanentă*”, în fig. 6.39 sunt ilustrate, în paralel, o soluție bionică și o soluție tehnică echivalentă:

- în fig. 6.39,a este ilustrat un sistem de tip „*fermoar*” etanș, care permite *îmbinarea* aripilor unei ploșnițe de apă (*Plea leachi*), iar în fig. 6.39,a₁ este exemplificată o variantă tehnică a unui *fermoar* modern;

- în schemele b și c, din fig. 6.39, sunt detaliate *naturile* și *golurile conjugate* ale fermoarului bionic (de pe aripile ploșniței de apă), iar în schemele b₁ și c₁ sunt ilustrate detaliat *naturile* și *golurile* variantei tehnice de fermoar.

În fig. 3.40 sunt exemplificate 3 soluții bionice, alături de 3 soluții tehnice echivalente, pentru rezolvarea *funcției* de tip „*legătură mobilă*”:

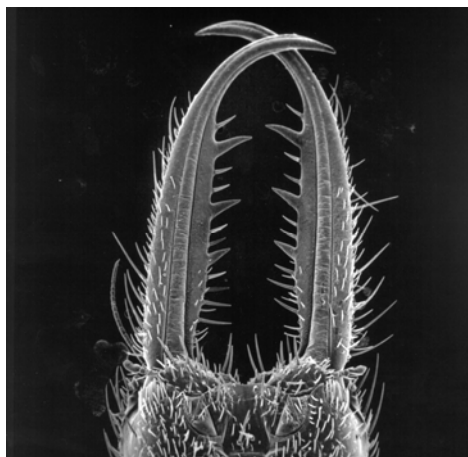
- „*policupla de translație*” de tip „*coadă de rândunică*”, din fig. 6.40,a, ghidează mișcarea alternativă de translație a unor elemente de penetrare (de tip sabie), cu care femelele unei specii de lăcuste (*Enisfera*) găuresc solul pentru a-și depune ouăle; o *legătură mobilă* similară (fig. 6.40,a₁) este folosită în tehnică pentru reglarea poziției condensatorului unui microscop;



a



a₁



b



b₁

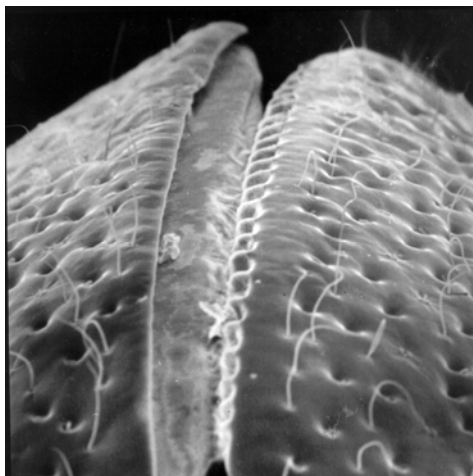


c



c₁

Fig. 6.38. Soluții *bionice* (**a**, **b**, **c**) și soluții *tehnice* echivalente (**a₁**, **b₁**, **c₁**) pentru rezolvarea funcției de tip “prindere” (prelucrare după *W. Nachtigall* [14]).



a



a₁



b



b₁

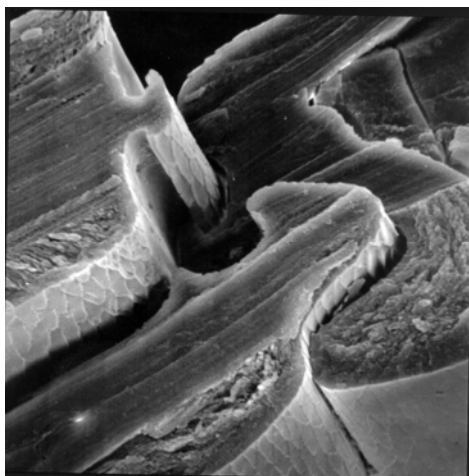


c



c₁

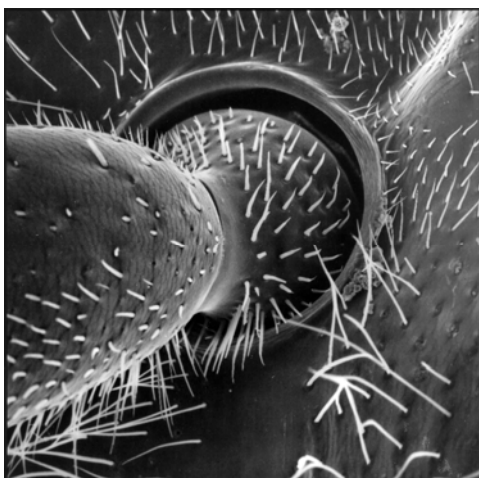
Fig. 6.39. Exemplu de soluție *bionică* (**a**, **b**, **c**) și de soluție *tehnică* echivalentă (**a₁**, **b₁**, **c₁**) pentru rezolvarea funcției de tip “îmbinare nepermanentă” (prelucrare după *W. Nachtigall* [14]).



a



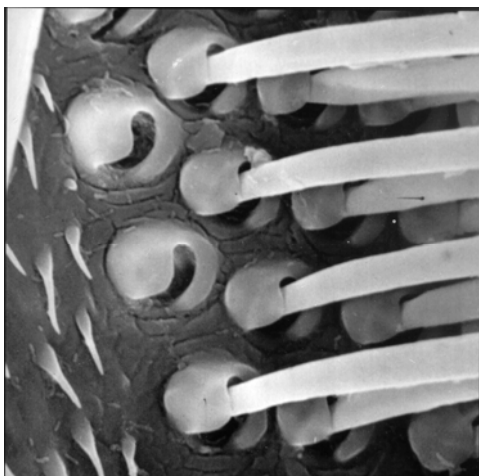
a₁



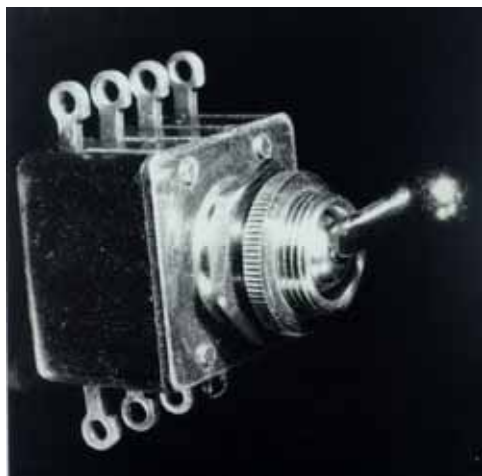
b



b₁

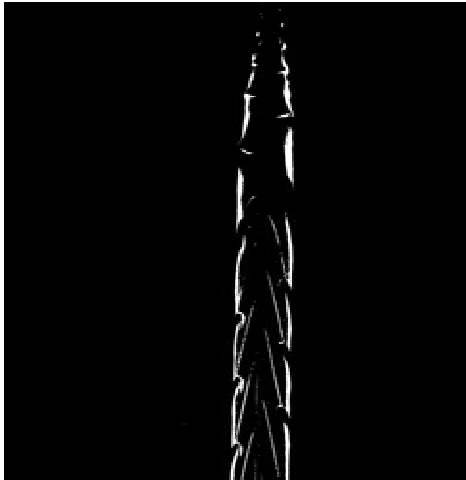


c



c₁

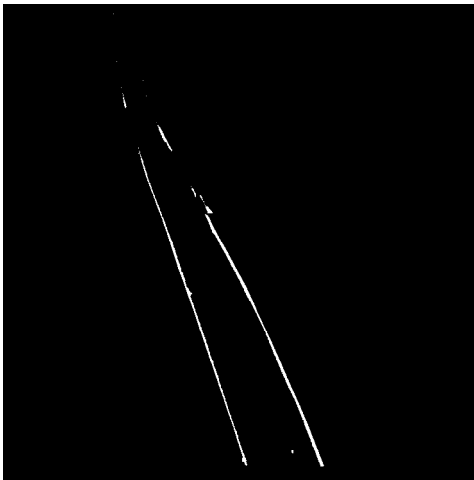
Fig. 6.40. Soluții *bionice* (**a**, **b**, **c**) și soluții *tehnice* echivalente (**a₁**, **b₁**, **c₁**) pentru rezolvarea funcției de tip “legătură mobilă” (prelucrare după W. Nachtigall [14]).



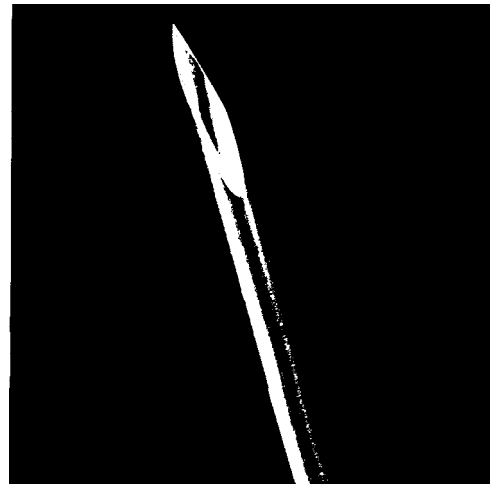
a



a₁



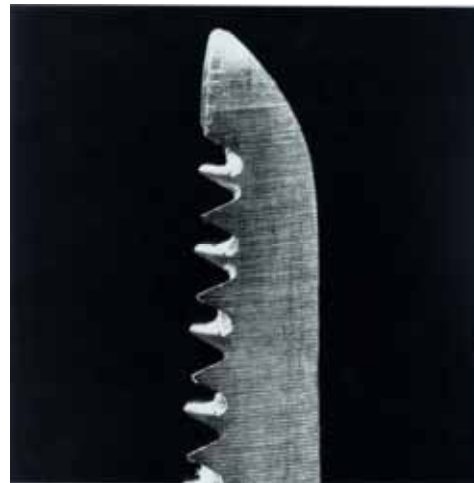
b



b₁



c



c₁

Fig. 6.41. Soluții *bionice* (**a**, **b**, **c**) și soluții *tehnice* echivalente (**a₁**, **b₁**, **c₁**) pentru rezolvarea funcției de tip “*pătrundere*” (prelucrare după *W. Nachtigall* [14]).

- *legătura sferică*, din fig. 6.40,b, cu care viespea *lupul albinelor* (*Philanthus triangulus*) își orientează organul senzorial (cu o precizie micrometrică), este similară legăturii sferice, din fig. 6.40,b₁, cu care se reglează poziția unghiulară a suportului unui aparat de fotografiat;

- "*perii basculanți*" de pe picioarele unor ploșnițe de apă (*Corixidae*), ilustrați în fig. 6.40,c, se ridică în faza de propulsie a piciorului în apă și coboară în faza de revenire a acestuia; în mod analog funcționează un *comutator basculant* (fig. 6.40,c₁) la închiderea și deschiderea unui circuit electric.

Soluțiile bionice și soluțiile tehnice echivalente, reprezentate în fig. 6.41, se referă la rezolvarea funcției de tip "*pătrundere*":

- "*perforatorul*" din fig. 6.41,a, cu care femela din specia denumită *viespe a*

lemnului (*Sirex spec.*) găurește lemnul pentru a-și depune ouăle, este analog cu arhaicul *rașpel* (fig. 6.41,a₁) utilizat la găurirea lemnului; perforatorul de viespe lucrează numai prin translație, spre deosebire de rașpel, care lucrează combinând mișcarea de rotație cu cea de translație;

- "*acul*" de albină, ilustrat în fig. 6.41,b, și acul de seringă din fig. 6.41,b₁ funcționează în mod similar;

- "*fierăstrăul*" dorsal (fig. 6.41,c), întâlnit la viespea de plante *Symphyta*, și fierăstrăul multifuncțional al unui briceag (fig. 6.41,c₁) funcționează în mod asemănător.

Prin aceste exemple devine evidentă necesitatea includerii *bionicii* ca o sursă primară de informații, în găsirea de noi principii de rezolvare pentru funcțiile produselor tehnice moderne.

ANEXE

A. ANEXE (ANNEXES)

Această parte finală cuprinde trei anexe care privesc: definirea principalelor noțiuni de bază (A.1), modelarea randamentului unității planetare monomobile (A.2), aplicată în capitolele 5 și 6, și modelarea reductorului planetar *Vaucanson* (A.3), la care se face referire în capitolul 6.

A.1. DEFINIREA PRINCIPALELOR NOȚIUNI DE BAZĂ (DEFINING OF THE MAIN BASIC NOTIONS)

În definirea principalelor noțiuni de bază prezentate în continuare s-a ținut seama de literatura citată la bibliografie și de definițiile existente în următoarele surse:

- **Dicționarul politehnic**, Editura Tehnică, București;
- **Mic dicționar enciclopedic**, Editura Științifică și Enciclopedică, București;
- **Lexiconul tehnic român**, Editura Tehnică, București;
- **Lexikon Maschinenbau**, VDI Verlag, Düsseldorf;
- **Bertelsmann Universal Lexikon**, Bertelsmann Lexikon Verlag, Gütersloh.

1°. **Produs** (*product*): creație umană, destinată satisfacerii unei *nevoi sociale*, care poate fi modelată printr-un *sistem deschis* în care sunt "*manipulate și/sau prelucrate*" entități de tip: *material, energetic și/sau informațional*.

2°. **Lista de cerințe** (*Requirements list* or *Specifications*): document prin care *nevoile și dorințele clienților*, coroborate cu restricțiile privind mijloacele și resursele tehnice interne și externe, restricțiile sociale, concurențiale, organizatorice și legislative, restricțiile legate de politica și orientările firmei etc., sunt transpuse în condiții tehnice, economice, de siguranță și estetice, sub formă unor obiective de tip: *cerințe* (obiective principale) și *criterii de evaluare* (obiective secundare destinate optimizării obiectivelor principale).

3°. **Funcție** (*Function*): corelație (operație) realizată de un produs între *caracteristicile*

entităților sale de *intrare* și cele de *ieșire* (aceeași funcție poate fi îndeplinită de produse diferite). Exemple de funcții:
a) *stocare* sau *depozitare* = păstrarea nemodificată a *locului* (poziției), *naturii* și *mărimilor de stare* ale unei entități materiale, energetice sau informaționale;
b) *modificare* = păstrarea invariantă a *naturii* cu schimbarea unor *mărimi de stare*;
c) *transformare* = schimbarea *naturii* și implicit a *mărimilor de stare* etc. (v. tabelul 2.3).

4°. **Subfuncție** (*Subfunction*): funcție din componenta unei funcții compuse (complexe); poate fi *principală* sau *secundară*.

5°. **Structura unei funcții compuse** (*Structure of an overall function*): reprezentare abstractă (de tip descriptiv sau simbolic) care evidențiază subfuncțiile componente și conexiunile dintre acestea, cu precizarea intrărilor și ieșirilor funcției compuse.

6°. **Efect** (*Effect*): manifestare (fizică, chimică etc.) care poate fi reprodusă și descrisă (cantitativ sau calitativ) printr-o lege sau printr-un principiu natural (ex.: efectul de pârghe, efectul de pană etc.).

7°. **Purtător de efect** (*Effect carrier*): sistem material care, pentru o anumită *configurație* geometrico-cinematică, poate produce *efectul* considerat.

8°. **Principiu de rezolvare** sau principiu de lucru (*Solving principle* or *working principle*): purtătorul unui efect care, printr-o configurare adecvată, poate rezolva o anumită subfuncție.

9°. **Matrice morfologică** (*Morphological matrix*): ordonare tabelară, a subfuncțiilor și principiilor de rezolvare aferente, care permite compunerea combinatorie a soluțiilor parțiale, în conformitate cu structura de subfuncții a funcției compuse.

9°. **Variantă de rezolvare** sau variantă de lucru (*Solving variant* or *working variant*): rezultatul compunerii compatibile a unei combinații de soluții parțiale, din matricea morfologică.

10°. **Structură de rezolvare** sau structură de lucru (*Solving structure* or *working structure*): variantă de rezolvare care îndeplinește toate *cerințele* din listă, atât calitativ cât și *cantitativ*.

11°. **Evaluarea structurilor de rezolvare** (*Evaluation of the solving structures*): atribuirea de puncte fiecărei structuri de rezolvare, pentru gradul de îndeplinire al fiecărui *criteriu de evaluare* în parte, și ordonarea tuturor structurilor de rezolvare, pe baza punctajului total obținut de fiecare dintre acestea. Se deosebesc două tipuri de evaluare: *grosieră* (când criteriile de evaluare sunt considerate de egală importanță) și *fină* (când criteriile de evaluare sunt diferențiate între ele prin coeficienți de importanță inegali).

12°. **Soluție de principiu** sau concept (*Principle solution* or *concept*): structură de rezolvare situată pe primul loc, în ordonarea structurilor de rezolvare obținută prin *evaluare*.

13°. **Mașină** (*Machine*): sistem tehnic a cărei structură cuprinde, de regulă:

- cel puțin un *motor* (mașină de forță de tip motor), care transformă o formă *oarecare de energie* în *energie mecanică*;
- cel puțin un *efector*, care transformă energia mecanică primită în lucru mecanic util, specific procesului tehnologic (un *efector* poate să fie o *mașină de lucru* sau o *mașină de forță* de tip *generator*);
- un *mechanism* (o *transmisie*) care transmite *energia mecanică* de la motoare la efectoare, cu sau fără modificarea parametrilor de stare.

14°. **Mașină de forță** (*Prime mover*): sistem tehnic care transformă *natura energiei*, dintr-o formă în alta, dintre care, în mod obligatoriu, una este de natură *mecanică* :

- dacă energia *mecanică* este energie de *ieșire*, mașina de forță este denumită **motor**, în funcție de energia de intrare, *motorul* poate fi: *electric*, *hidraulic*, *pneumatic*, *eolian*, *termic* sau *nuclear*;
- dacă energia *mecanică* este energie de *intrare*, mașina de forță este denumită **generator**, în funcție de energia de ieșire, *generatorul* poate fi: *electric*, *hidraulic* etc.

15°. **Mașină de lucru** (*Producer*): sistem tehnic care transformă *energia mecanică* primită în *lucru mecanic util*, specific unui anumit proces tehnologic (care poate fi de *prelucrare* sau de *transport / deplasare*).

16°. **Mecanism** (*Mechanism*): sistem tehnic *deschis* (cu cel puțin o *intrare* și cel puțin o *ieșire*), format din corpuri rezistente cu legături mobile, care transmite *determinat* (desmodrom) energia mecanică de la intrări la ieșiri, cu sau fără modificarea mărimilor de stare: *turație-moment* și/sau *viteză liniară-forță* (corp rezistent = corp solid sau fluid capabil să transmită forță).

Se deosebesc:

- mecanisme *de forță* sau *transmisii mecanice*: mecanisme al căror obiectiv principal este realizarea unor corelații impuse între *mărimile de stare* ale fluxurilor energetice de *intrare* și de *ieșire*;
- mecanisme *cinematice*: mecanisme în care *forțele sunt neglijabile*;
- mecanisme de *ghidare*: mecanisme al căror obiectiv principal este realizarea unor dependențe impuse între *mărimile de stare* ale fluxurilor energetice de *intrare* și *ghidarea* (poziționarea și orientarea) unui anumit *element*; uneori, *ghidarea* elementului se reduce la *poziționarea unui punct*;
- mecanisme de *prindere-strângere* (mecanisme-*dispozitiv*): mecanisme care în faza de *prindere* au *forțe neglijabile*, iar în faza de *strângere* au *mișcări relative reduse*, care *devin nule* după atingerea forței necesare de strângere.

17°. **Dispozitiv** (*Device*): sistem tehnic format din corpuri rezistențe cu legături mobile, caracterizat prin mișcări relative determinate (în general, limitate) care devin nule în timpul serviciului (îndeplinirii funcției); se deosebesc dispozitive de: *centrare*, *prelucrare*, *fixare*, *amortizare*, *remorcare* etc.

18°. **Aparat** (*Apparatus*): sistem tehnic a cărui *funcție principală* se referă la „manipularea și/sau prelucrarea” de *energie*, *materie* sau *informație*, dar *fără mijlocirea lucrului* (*stereo*)*mechanic*, care este specific sistemelor tehnice de tip *mechanism* și respectiv *mașină de forță* și *-de lucru* (*stereo* = prefix cu semnificația:

„de volum“, „în relief“, „solid“). Ca urmare, aparatele pot fi grupate în:

- *Aparate pentru energie* (exemple: întrerupătorul electric, transformatorul electric, cazanul cu aburi, paratrăsnetul, arzătorul, gazogenul, reșoul etc.);
- *Aparate pentru materiale* (exemple: filtrele, carburatoarele, distilatoarele, condensoare etc.);
- *Aparate pentru informație* (exemple: microfonul, radioreceptorul, semnalizatoarele, ampermetru, voltmetru, telefonul, antenele etc.).

19°. **Instrument tehnic** (*Technical instrument*): sistem tehnic, de tip aparat de prelucrare a informației, destinat observării,

măsurării și/sau controlului unor mărimi; se deosebesc instrumente: optice, termice, acustice, magnetice, electrice, mecanice etc.

21°. **Instrument muzical** (*Musical instrument*): aparat de prelucrare a informației destinat conversiei notelor muzicale în sunete muzicale.

22°. **Unealtă** (*Tool*): Obiect (de tip piesă sau de tip dispozitiv) destinat prelucrării și/sau manipulării unui *material solid*, prin *contact direct*; partea activă a unei unelte, care vine în contact direct cu materialul de prelucrat sau manipulat, este numită *sculă*.

A.2. MODELAREA RANDAMENTULUI UNITĂȚII PLANETARE MONOMOBILE (EFFICIENCY MODELLING OF THE MONOMOBILE PLANETARY GEARSET)

În această anexă sunt stabilite relațiile de calcul utilizate în capitolele 5 și 6 pentru determinarea randamentului reductoarelor planetare, formate dintr-o unitate planetară monomobilă ($M = 1$). Aceste relații se stabilesc cu ajutorul exemplului ilustrat în fig. A.2.1, în care sunt reprezentate:

-schema structurală și schema bloc ale unei unități planetare monomobile (fig. A.2.1, a și b) și
-schemele mecanismului cu axe fixe (fig. A.2.1, c și d), rezultat din unitatea planetară prin inversiunea mișcării față de brațul H (care constă în aplicarea unei viteze unghiulare $-\omega_H$, întregii unități planetare).

Formularea problemei: Cunoscând randamentul interior și raportul cinematic interior ale unității planetare (adică randamentul și raportul mecanismului cu axe fixe asociat prin inversiunea mișcării):

$$\eta_0 = \eta_{1,3}^H = \eta_{1,2}^H \eta_{2,3}^H = 0,97^2 = 0,94,$$

$$i_0 = i_{1,3}^H = \omega_{1,H} / \omega_{3,H} = -z_3 / z_1 = -80 / 20 = -4, \quad (A.2.1)$$

se cere să se stabilească randamentele unității planetare, în cele două situații posibile de funcționare: $\eta_{1,H}^3 = ?$ și $\eta_{H,1}^3 = ?$

Stabilirea acestor randamente se efectuează în următoarele *premise*:

a) se consideră numai pierderile prin frecare din angrenaje, neglijându-se frecările din cuplele de rotație (care uzual sunt realizate prin rulmenți);

b) se neglijează efectele inerțiale (unitatea planetară funcționează în regim staționar și are $S \geq 2$ sateliți în paralel, care se echilibrează reciproc); ca urmare, prin

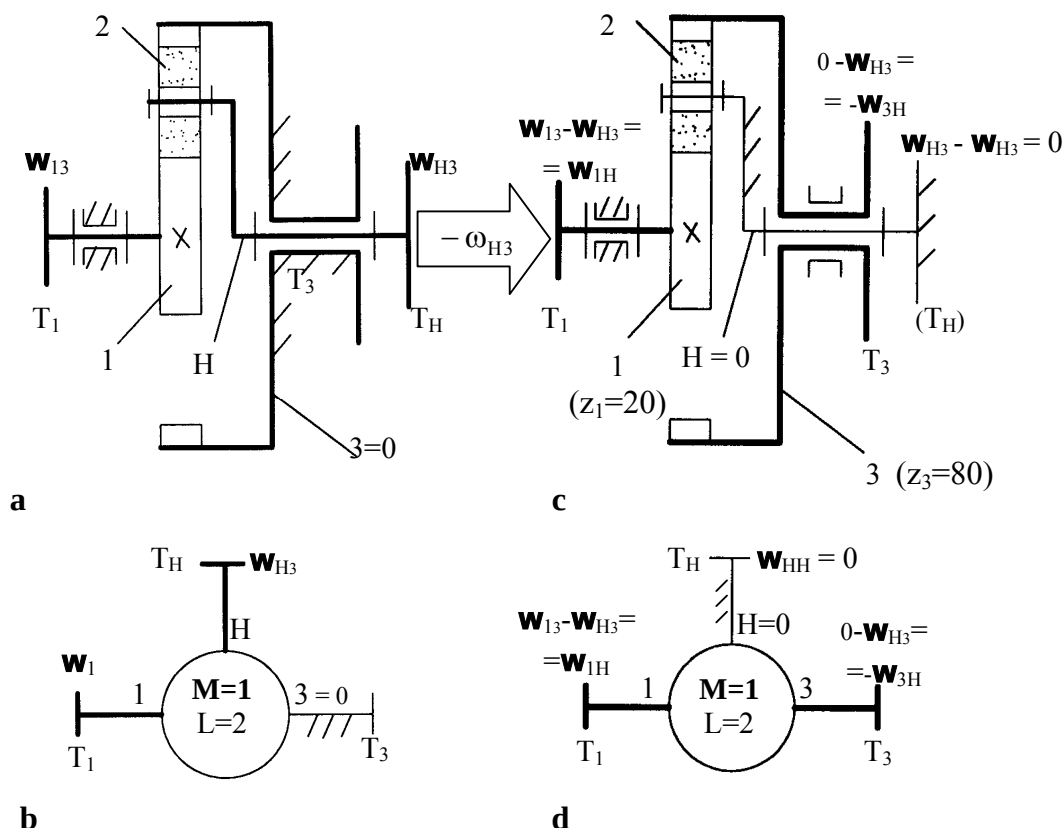


Fig. A.2.1, a și b. Exemplu de unitate planetară monomobilă, cu 2 roți centrale (1 și 3) și satelit simplu (2): schemă structurală (a) și schemă bloc (b);
c și d. Unitatea cu axe fixe derivată din unitatea planetară prin inversiunea mișcării față de brațul H: schemă structurală (c) și schemă bloc (d).

inversiunea mișcării, momentele rămân nemodificate (deci, unitatea planetară și unitatea cu axe fixe asociată au aceleași momente);

c) puterile de intrare se consideră pozitive, iar cele de ieșire se consideră negative.

În cazul în care puterea intră prin roata 1 ($\omega_{1,3} \cdot T_1 > 0$) și iese prin elementul H ($\omega_{H,3} \cdot T_H < 0$), randamentul unității planetare are următoarea expresie (v. fig. A.2.1, a și b):

$$\eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = (-T_H / T_1) / (\omega_{1,3} / \omega_{H,3}) = (-T_H / T_1) / i_{1,H}^3 = ? \quad (A.2.2)$$

Prin urmare, calculul randamentului constă în stabilirea rapoartelor: $i_{1,H}^3$ și $(-T_H / T_1)$.

Ținând seama de relația vitezei relative:

$$\omega_{X,Y} = \omega_X - \omega_Y = \omega_{X,H} - \omega_{Y,H},$$

pentru raportul de transmitere al vitezelor se obține următoarea expresie:

$$i_{1,H}^3 = \omega_{1,3} / \omega_{H,3} = (\omega_{1,H} - \omega_{3,H}) / (\omega_{H,H} - \omega_{3,H}) = 1 - (\omega_{1,H} / \omega_{3,H}) = 1 - i_0 = 1 - (-4) = +5. \quad (A.2.3)$$

Raportul momentelor $(-T_H / T_1)$ se determină cu ajutorul ecuației de echilibru a momentelor colineare T_1 , T_3 și T_H , care încarcă unitatea cu axe fixe (fig. A.2.1, c și d):

$$T_1 + T_3 + T_H = 0 \quad (A.2.4)$$

și din ecuația randamentului unității cu axe fixe, scrisă în cazul general, când nu se cunoaște sensul de circulație al puterii (fig. A.2.1, c și d):

$$(\eta_0)^W = (\eta_{1,3}^H)^W = (-\omega_{3,H} \cdot T_3) / (\omega_{1,H} \cdot T_1) = -T_3 / (i_0 T_1), \\ w = \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \pm 1. \quad (A.2.5)$$

Știind că $\omega_{1,H} / \omega_{3,H} = i_{1,3}^H = i_0$ și că $\omega_{1,3} T_1 > 0$, relațiile precedente pot fi scrise sub forma:

$$\omega_{1,H} \cdot T_1 \cdot (\eta_0)^W + \omega_{3,H} \cdot T_3 = 0 \Rightarrow T_1 \cdot i_0 \cdot (\eta_0)^W + T_3 = 0, \\ w = \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1) / (\omega_{1,3} T_1)] = \\ = \text{sgn}[\omega_{1,H} / (\omega_{1,H} - \omega_{3,H})] = \text{sgn}[i_0 / (i_0 - 1)] = \\ = \text{sgn}[-4 / (-4 - 1)] = +1. \quad (A.2.6)$$

Din relațiile (A.2.4) și (A.2.6) se determină raportul momentelor:

$$(-T_H / T_1) = 1 - i_0 (\eta_0)^W = 1 - (-4) \cdot 0,94^{+1} = +4,76. \quad (A.2.7)$$

Prin înlocuire în relația (A.2.2), se obține valoarea randamentului căutat:

$$\eta_{1,H}^3 = (-\omega_{H,3} \cdot T_H) / (\omega_{1,3} \cdot T_1) = (-T_H / T_1) / (\omega_{1,3} / \omega_{H,3}) = [1 - i_0 (\eta_0)^W] / (1 - i_0) = 0,952. \quad (A.2.8)$$

Din comparația relațiilor (A.2.3) și (A.2.7) se observă că raportul vitezelor ($\omega_{1,3} / \omega_{H,3}$) și raportul momentelor $(-T_H / T_1)$ au aceeași funcție, $1-x$, dar de argumente diferite: în raportul vitezelor $x = i_0$, iar în raportul momentelor $x = i_0 (\eta_0)^W$.

Ca urmare a acestei proprietăți, *raportul momentelor poate fi determinat direct din expresia raportului vitezelor, prin înlocuirea argumentul i_0 cu $i_0 (\eta_0)^W$.*

Aplicând această proprietate în cazul secund, în care puterea intră prin elementul H ($\omega_{H,3} \cdot T_H > 0$) și iese prin roata 1 ($\omega_{1,3} \cdot T_1 < 0$), randamentul unității planetare se determină în următoarea succesiune:

$$\eta_{H,1}^3 = (-\omega_{1,3} \cdot T_1) / (\omega_{H,3} \cdot T_H) = (-T_1 / T_H) / (\omega_{1,3} / \omega_{H,3}) = (-T_1 / T_H) / i_{H,1}^3 = ? \quad (A.2.9)$$

$$i_{H,1}^3 = \omega_{H,3} / \omega_{1,3} = 1 / i_{1,H}^3 = 1 / (1 - i_0) = 1 / [1 - (-4)] = +1/5; \quad (A.2.10)$$

$$w = \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_{1,H} T_1) / (-\omega_{1,3} T_1)] = \\ = \text{sgn}[-\omega_{1,H} / (\omega_{1,H} - \omega_{3,H})] = \text{sgn}[-i_0 / (i_0 - 1)] = \\ = \text{sgn}[-(-4) / (-4 - 1)] = -1; \quad (A.2.11)$$

$$(-T_1 / T_H) = 1 / [1 - i_0 (\eta_0)^W] = 1 / [1 - (-4) \cdot 0,94^{-1}] = 1/5,255; \quad (A.2.12)$$

$$\eta_{1,H}^3 = (-T_H / T_1) / i_{1,H}^3 = 5/5,225 = 0,957. \quad (A.2.13)$$

Spre deosebire de mecanismul cu axe fixe (în care sensul puterii nu influențează randamentul: $\eta_{1,3}^H = \eta_{3,1}^H = \eta_0 = 0,94$), randamentul unității planetare este dependent de sensul de circulație a puterii: $\eta_{1,H}^3 = 0,952 \neq \eta_{H,1}^3 = 0,957$.

A.3. MODELAREA REDUCTORULUI PLANETAR VAUCANSON (MODELLING OF THE VAUCANSON PLANETARY REDUCER)

Reductoarele de turație, de tip „ideal”, ar trebui să realizeze rapoarte de transmitere și randamente maxime, în condițiile unor gabarite și grade de complexitate cât mai reduse.

Celebru inventator francez *J. Vaucanson* (1709-1782), membru al Academiei franceze, a propus un reductor planetar cu roți dințate conice (fig. A.3.1), care aspiră și astăzi la acest titlu.

În continuare se modelează și se interpretează principalele proprietăți ale acestui reductor; pe baza acestora se formulează concluzii utile pentru optimizarea soluțiilor de principiu ale acestui tip de produs tehnic.

A.3.1. Caracterizare structurală (Structural characterisation)

În fig. A.3.1,a este ilustrată schema *reductorului planetar Vaucanson* (reprodusă după *Doyon și Liaigre*), iar în fig. A.3.1,b și c sunt reprezentate schema structurală (fig. A.3.1,b) și schema bloc (fig. A.3.1,c), în conformitate cu exigențele teoriei mecanismelor. Pe schema structurală (fig. A.3.1,b) sunt precizate orientările pozitive ale axelor, iar pe schema bloc (fig. A.3.1,c) sunt precizate: *gradele de mobilitate și rapoartele cinematice interioare* ale unităților componente, *legăturile dintre unități și legăturile exterioare* ale reductorului (intrarea *a* și ieșirea *H*); alăturat, pe schema bloc din fig. A.3.1,d sunt reprezentate *semnele momentelor* care încarcă roțile dințate și arborii de legătură.

Conform fig. A.3.1,b și c, reductorul conține o *unitate planetară diferențială* (cu gradul de mobilitate $M_1 = 2$), cu roți conice, de tip *simetric* (cu raportul cinematic interior $i_{01} = i_{1,3}^H = -1$): 1-2-3-H.

Între roțile centrale 1 și 3, ale acestei unități, este introdus un *lanț cinematic de închidere*, format din două angrenaje conice cu axe fixe: 4-5 (cu gradul de mobilitate $M_2 = 1$) și 6-7 (cu $M_3 = 1$). Deoarece intrarea puterii are loc prin arborele *a* (fig. A.3.1,b și

c), solidar cu roțile 5 și 6, iar ieșirea are loc prin arborele brațului *H*, reductorul are parametrii exteriori: ω_a, T_a și ω_H, T_H .

Între cele trei unități componente (fig. A.3.1,b și c), intervin $L_c = 3$ cuplări: $5 \equiv 6 \equiv a$, $3 \equiv 4$ și $7 \equiv 1$; ca urmare, reductorul are gradul de mobilitate [3]:

$$M = M_1 + M_2 + M_3 - L_c = 2 + 1 + 1 - 3 = 1; \quad (\text{A.3.1})$$

aceasta înseamnă că reductorul are o *mișcare exterioară independentă* (de exemplu, viteza ω_a) și, implicit, *un moment exterior dependent* (de exemplu, $T_H = T_H(\)$); deci mișcarea exterioară rămasă este *dependentă* ($\omega_H = \omega_a / i_{a,H}$), iar momentul exterior rămas (T_a) este *independent*.

Pentru simplitate, se va considera că mărimile *exterioare independente* sunt egale cu *unitatea*: $\omega_a = 1$ și $T_a = 1$; vitezele unghiulare și momentele, determinate în aceste condiții, sunt denumite în continuare *viteze unghiulare reduse* și respectiv *momente reduse*.

A.3.2. Modelarea vitezelor reduse (Modelling of the reduced velocities)

Se explicitează mai întâi ideea de bază folosită de *Vaucanson* și apoi se modelează analitic și numeric *vitezele unghiulare reduse* ale reductorului.

Ideea centrală, care stă la baza reductorului *Vaucanson* (fig. A.3.1,a și b), poate fi explicată intuitiv astfel:

1°. Dacă în unitatea planetară diferențială 1-2-3-H (fig. A.3.1,b), considerată separat (*izolată*), se blochează brațul *H*, atunci turațiile roților 1 și 3 sunt egale și de sensuri contrare; *reciproc*, dacă în unitatea planetară diferențială se antrenează roțile 1 și 3 cu turații egale și de sensuri contrare, atunci brațul *H* rămâne nemișcat, deși nu este fixat. Fizic, acest deziderat poate fi realizat prin introducerea *lanțului de închidere* $3 \equiv 4-5 \equiv 6-7 \equiv 1$ (fig. A.3.1,b), în care roțile au numerele de dinți:

$Z_4 = Z_7$ și $Z_5 = Z_6$; în mecanismul astfel realizat, raportul de transmitere este infinit, deoarece la o rotație a arborelui de intrare $a \equiv 5 \equiv 6$ (fig. A.3.1,b), arborele de ieșire *H* rămâne în repaus și deci:

$$i_{a,H} = \omega_a / \omega_H = 1/0 = \infty !$$

2°. Dacă numerele de dinți z_4 și z_7 (fig. A.3.1,b) sunt diferite, dar foarte apropiate, atunci roțile 1 și 3 se rotesc cu turații *aproape egale* și de sensuri contrare, iar brațul H se rotește *foarte lent*; în condițiile exemplului numeric considerat de Vaucanson ($z_4 = 23$, $z_7 = 22$ și $z_5 = z_6 = 20$, fig. A.3.1,a și b), la 50,6 rotații ale arborelui de intrare, arborele de ieșire efectuează o singură rotație (în sensul negativ al axei). Ca urmare, s-a obținut un reductor planetar, relativ simplu, care realizează un raport mare de transmitere a vitezelor: $|i_{a,H}| = |\omega_a/\omega_H| = 50,6$!

În conformitate cu fig. A.3.1,b și c, modelarea vitezelor unghiulare, ale reductorului Vaucanson, se reduce la rezolvarea următorului sistem de ecuații [4]:

$$\begin{aligned} \omega_1 &= i_{01}\omega_3 + (1-i_{01})\omega_H; \\ i_{01} &= i_{1,3}^H = \omega_{1,H}/\omega_{3,H} = -z_3/z_1 = -1, \\ \omega_4 &= \omega_5 \cdot i_{02}; \quad i_{02} = i_{4,5} = +z_5/z_4, \\ \omega_7 &= \omega_6 \cdot i_{03}; \quad i_{03} = i_{7,6} = -z_6/z_7, \\ \omega_1 &= \omega_7; \\ \omega_3 &= \omega_4; \\ \omega_5 &= \omega_6 = \omega_a = 1 \end{aligned} \quad (\text{A.3.2})$$

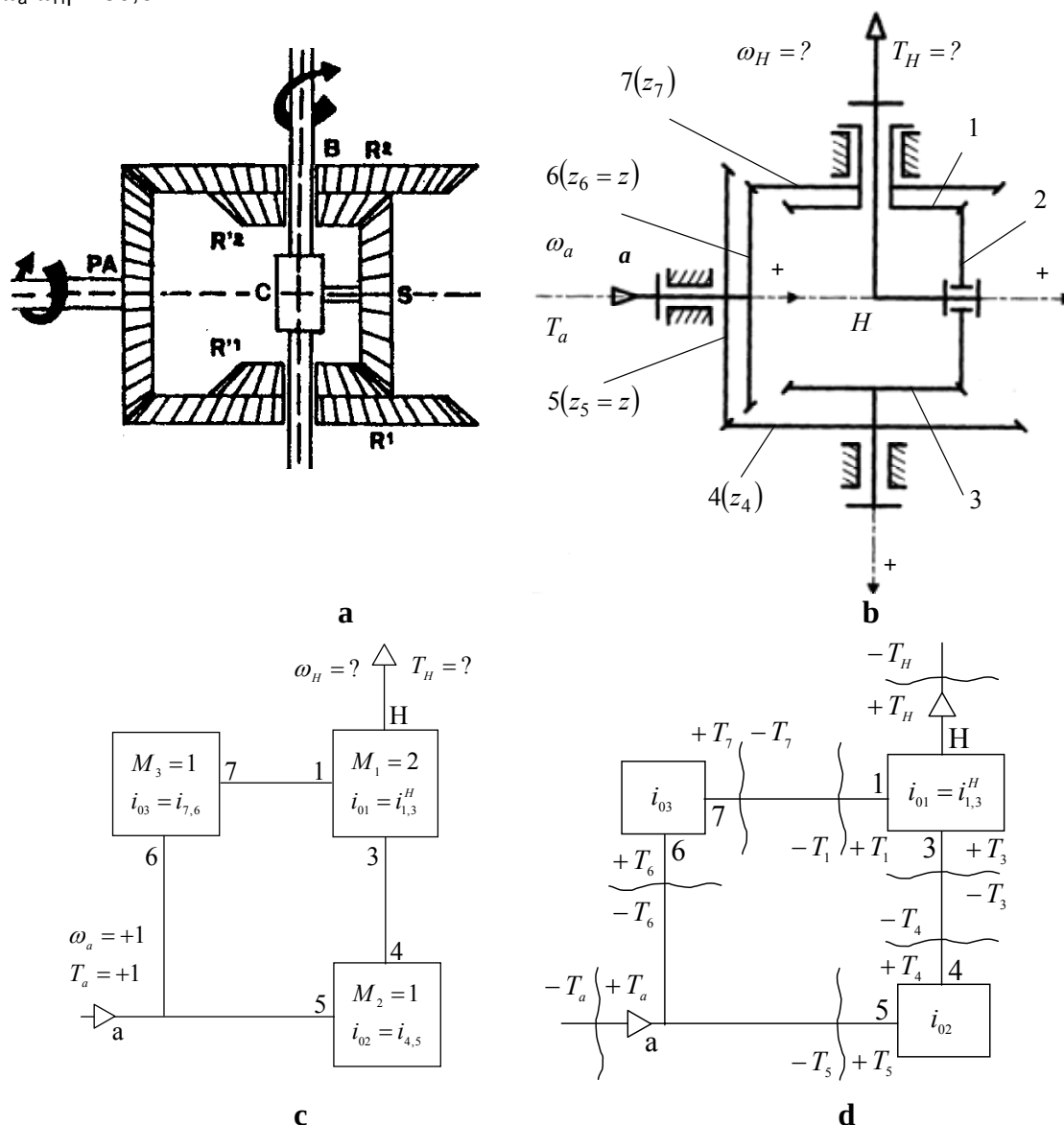


Fig. A.3.1. Reductorul planetar Vaucanson: a) schema reductorului reproducă după Doyon și Liaigre [4], b) schema structurală, c) schema bloc și d) schema bloc cu semnele momentelor care încarcă roțile și arborii.

În cazul exemplului numeric considerat $z_4 = 23$, $z_7 = 22$ și $z_5 = z_6 = 20$ (fig. A.3.1,b), din sistemul (A.3.2) rezultă următoarele valori pentru vitezele reduse și, implicit, pentru raportul de transmitere a vitezelor ($i_{a,H}$):

$$\begin{aligned}\omega_5 &= \omega_6 = \omega_a = 1, \\ \omega_1 &= \omega_7 = \omega_a \cdot i_{03} = 1 \cdot i_{03} = -20/22, \\ \omega_3 &= \omega_4 = \omega_a \cdot i_{02} = 1 \cdot i_{02} = +20/23, \\ \omega_H &= \omega_1 / (1 - i_{01}) - \omega_3 \cdot i_{01} / (1 - i_{01}) = \\ &= (\omega_1 + \omega_3) / 2 = -10/506, \\ i_{a,H} &= \omega_a / \omega_H = 1 / (-10/506) = -50,6; \quad (A.3.3)\end{aligned}$$

aceasta înseamnă că la 506 rotații complete ale arborelui $a \equiv 5 \equiv 6$, în sensul *pozitiv* al axei sale (fig. A.3.1,b), brațul H efectuează 10 rotații complete, în sensul *negativ* al axei sale!

A.3.3. Modelarea momentelor reduse (Modelling of the reduced torques)

În conformitate cu fig. A.3.1,b,c și d, modelarea momentelor reductorului *Vaucanson* se reduce la rezolvarea următorului sistem de ecuații [13]:

$$\begin{aligned}T_1 + T_3 + T_H &= 0, \\ \omega_{1,H} T_1 (\eta_{01})^{x_1} + T_3 \omega_{3,H} &= 0 \Leftrightarrow T_1 \cdot i_{01} (\eta_{01})^{x_1} + T_3 = 0, \\ x_1 &= \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_1 - \omega_H) T_1] = \pm 1; \\ \omega_4 T_4 (\eta_{02})^{x_2} + T_5 \omega_5 &= 0 \Leftrightarrow T_4 \cdot i_{02} (\eta_{02})^{x_2} + T_5 = 0, \\ x_2 &= \text{sgn}(\omega_4 T_4) = \pm 1; \\ \omega_7 T_7 (\eta_{03})^{x_3} + T_6 \omega_6 &= 0 \Leftrightarrow T_7 \cdot i_{03} (\eta_{03})^{x_3} + T_6 = 0, \\ x_3 &= \text{sgn}(\omega_7 T_7) = \pm 1; \\ -T_3 - T_4 &= 0; \\ -T_1 - T_7 &= 0; \\ -T_5 - T_6 + T_a &= 0; T_a = +1, \quad (A.3.4)\end{aligned}$$

în care prin η_{01} , η_{02} și η_{03} s-au notat *randamentele mecanismelor cu axe fixe* asociate celor trei unități componente (fig. A.3.1,b și d); pentru calculele numerice care urmează, se vor considera inițial următoarele valori:

$$\begin{aligned}\eta_{01} &= \eta_{1,3}^H \cong \eta_{3,1}^H = (0,94)^2 \cong 0,883, \\ \eta_{02} &= \eta_{4,5} \cong \eta_{5,4} \cong 0,94 \text{ și} \\ \eta_{03} &= \eta_{7,6} \cong \eta_{6,7} \cong 0,94.\end{aligned}$$

Prin rezolvarea sistemului (A.3.4) se obțin următoarele expresii pentru *momentele reduse* și, implicit, pentru *raportul de transmitere a momentelor*:

$$\begin{aligned}T_a &= +1, \\ T_1 &= T_a / [i_{03} (\eta_{03})^{x_3} - i_{01} i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2}] = \\ &= 1 / [i_{03} (\eta_{03})^{x_3} + i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2}],\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_3 &= -T_1 i_{01} (\eta_{01})^{x_1} = T_1 (\eta_{01})^{x_1}, \\ T_4 &= -T_3 = T_1 i_{01} (\eta_{01})^{x_1} = -T_1 (\eta_{01})^{x_1}, \\ T_7 &= -T_1, \\ T_6 &= T_1 i_{03} (\eta_{03})^{x_3}, \\ T_5 &= -T_1 i_{01} i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2} = T_1 i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2}, \\ T_H &= -T_1 [1 - i_{01} (\eta_{01})^{x_1}] = -T_1 [1 + (\eta_{01})^{x_1}], \\ i_{a,H}^* &= -T_H / T_a = \\ &= [1 - i_{01} (\eta_{01})^{x_1}] / [i_{03} (\eta_{03})^{x_3} - i_{01} i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2}] = \\ &= [1 + (\eta_{01})^{x_1}] / [i_{03} (\eta_{03})^{x_3} + i_{02} (\eta_{01})^{x_1} (\eta_{02})^{x_2}]. \quad (A.3.5)\end{aligned}$$

În această fază, calculul expresiilor (A.3.5) nu este posibil, deoarece nu se cunosc exponenții x_1 , x_2 și x_3 . De aceea, se determină mai întâi valorile expresiilor (A.3.5) în *premisa neglijării frecării*, în care exponenții x_1 , x_2 și x_3 rămân fără efect: $(\eta_{01})^{x_1} = (1)^{x_1} = 1$, $(\eta_{02})^{x_2} = (1)^{x_2} = 1$ și $(\eta_{03})^{x_3} = (1)^{x_3} = 1$.

Momentele obținute în această premisă, denumite *momente teoretice* (adică, fără frecare), și *momentele omonime reale* (cu frecare) au module diferite (modulele momentelor teoretice sunt mai mari decât cele ale momentelor reale), dar *au același semn*! Aceasta înseamnă că exponenții x_1 , x_2 și x_3 pot fi determinați cu ajutorul *momentele teoretice*, după care *pot fi calculate momentele reale* (cu frecare).

În condițiile valorilor numerice considerate, se obțin următoarele valori pentru *momentele reduse teoretice* (fără frecare) și pentru *raportul de transmitere a momentelor teoretice* (pentru evitarea confuziilor, momentele reduse *fără frecare* s-au notat *italic*):

$$\begin{aligned}T_a &= T_a = +1, \\ T_1 &= 1 / (i_{02} + i_{03}) = 1 / (+20/23 - 20/22) = \\ &= -506/20 = -25,3, \\ T_3 &= T_1 = -25,3, \\ T_4 &= -T_3 = -T_1 = +25,3, \\ T_7 &= -T_1 = +25,3, \\ T_6 &= T_1 i_{03} = (-506/20)(-20/22) = +23, \\ T_5 &= T_1 i_{02} = (-506/20)(+20/23) = -22, \\ T_H &= -T_1 (1 + 1) = +50,6, \\ i_{a,H}^* &= -T_H / T_a = -50,6 = i_{a,H}.\end{aligned} \quad (A.3.6)$$

Prin urmare, în *condiții teoretice* (fără frecare), reductorul analizat reduce turația de intrare de 50,6 ori și amplifică tot de atâtea ori momentul de intrare; cu alte cuvinte, raportul de transmitere a momentelor $i_{a,H}^*$ coincide cu raportul de transmitere a vitezelor unghiulare $i_{a,H}$.

Cu valorile obținute pentru momentele reduse teoretice, se obțin următoarele valori pentru exponenții x_1 , x_2 și x_3 :

$$\begin{aligned} x_1 &= \text{sgn}(\omega_{1,H} T_1) = \text{sgn}[(\omega_1 - \omega_H) T_1] = \\ &= \text{sgn}[(-20/22 + 1/50,6)(-25,6)] = +1 \Leftrightarrow \\ \omega_{1,H} T_1 &> 0; \\ x_2 &= \text{sgn}(\omega_4 T_4) = \text{sgn}[(+20/23)(+25,3)] = +1 \Leftrightarrow \\ \omega_4 T_4 &> 0; \\ x_3 &= \text{sgn}(\omega_7 T_7) = \text{sgn}[(-20/22)(+25,3)] = -1 \Leftrightarrow \\ \omega_7 T_7 &< 0. \end{aligned} \quad (\text{A.3.7})$$

Ținând seama de valorile exponenților x_1 , x_2 și x_3 , se obțin următoarele valori pentru *momentele reduse reale* (cu frecare) și pentru *raportul de transmitere a momentelor reale*:

$$\begin{aligned} T_a &= +1, \\ T_1 &= 1/[i_{03}(\eta_{03})^{x_3} + i_{02}(\eta_{01})^{x_1}(\eta_{02})^{x_2}] = \\ &= 1/[(-20/22)(0,94)^{-1} + (20/23)(0,8836)^{+1}(0,94)^{+1}] \\ &= -4,0837, \\ T_3 &= T_1(\eta_{01})^{x_1} = -4,0837(0,8836)^{+1} = -3,6083, \\ T_4 &= -T_3 = +3,6083, \\ T_7 &= -T_1 = +4,0837, \\ T_6 &= T_1 i_{03}(\eta_{03})^{x_3} = -4,0837(-20/22)(0,94)^{-1} = \\ &= +3,9494, \\ T_5 &= T_1 i_{02}(\eta_{01})^{x_1}(\eta_{02})^{x_2} = \\ &= -4,0837(+20/23)(0,8836)^{+1}(0,94)^{+1} = -2,9494, \\ T_H &= -T_1[1 + (\eta_{01})^{x_1}] = 4,0837[1 + (0,8836)^{+1}] = \\ &= +7,6920, \\ i_{a,H}^* &= -T_H/T_a = -7,6920 \neq i_{a,H} = -\omega_a/\omega_H = \\ &= -50,6. \end{aligned} \quad (\text{A.3.8})$$

Comparând valorile (A.3.6) cu (A.3.8), se constată că, prin intervenția frecării, semnele momentelor reduse rămân neschimbate, dar modulele acestora se diminuează drastic.

Așadar, în *condiții reale* (cu frecare), reductorul analizat reduce turația de intrare de 50,6 ori și amplifică momentul de intrare de numai 7,692 ori! Cu alte cuvinte, datorită intervenției frecării, modulul raportului de transmitere a momentelor devine mult mai mic decât modulul raportului de transmitere a vitezelor: $|i_{a,H}^*| < |i_{a,H}|$.

A.3.4. Modelarea circulației de putere și a randamentului

(Modelling of the power circulation and efficiency)

Pe baza valorilor numerice obținute pentru *vitezele unghiulare reduse* (rel. A.3.3) și pentru *momentele reduse* (rel. A.3.6 și

respectiv A.3.8), poate fi determinată atât *circulația teoretică* a puterii (fără frecare), cât și *circulația reală* a puterii (cu frecare).

Din relațiile (A.3.3) și (A.3.6) se obțin următoarele valori pentru ramurile *circulației teoretice* de putere:

$$\begin{aligned} \omega_5 T_5 &= (+1)(-22) = -22 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 2);} \\ \omega_4 T_4 &= (+20/23)(+25,3) = +22 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 2);} \\ \omega_6 T_6 &= (+1)(+23) = +23 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 3);} \\ \omega_7 T_7 &= (-20/22)(+25,3) = -23 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 3);} \\ \omega_1 T_1 &= (-20/22)(-25,3) = +23 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 1);} \\ \omega_3 T_3 &= (+20/23)(-25,3) = -22 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 1);} \\ \omega_H T_H &= (-1/50,6)(+50,6) = -1 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 1);} \end{aligned} \quad (\text{A.3.9})$$

pe baza acestor valori, s-a ilustrat circulația teoretică de putere din fig. A.3.2,a, care evidențiază existența unei circulații de putere, în *circuit închis*, de 22 de ori mai mare decât puterea de intrare.

În mod analog, din relațiile (A.3.3) și (A.3.8) se obțin următoarele valori pentru ramurile *circulației reale* de putere:

$$\begin{aligned} \omega_5 T_5 &= (+1)(-2,9494) = -2,9494 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 2);} \\ \omega_4 T_4 &= (+20/23)(+3,6083) = +3,1376 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 2);} \\ \omega_6 T_6 &= (+1)(+3,9494) = +3,9494 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 3);} \\ \omega_7 T_7 &= (-20/22)(+4,0837) = -3,7124 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 3);} \\ \omega_1 T_1 &= (-20/22)(-4,0837) = +3,7124 > 0 \text{ (putere de intrare pentru unitatea 1);} \\ \omega_3 T_3 &= (+20/23)(-3,6083) = -3,1376 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 1);} \\ \omega_H T_H &= (-1/50,6)(+7,6920) = -0,1520 < 0 \text{ (putere de ieșire pentru unitatea 1);} \end{aligned} \quad (\text{A.3.9})$$

pe baza acestor valori, s-a calculat randamentul reductorului:

$$\eta_{a,H} = (-\omega_H T_H)/(\omega_a T_a) = (-\omega_H T_H)/1 = +0,152 = 15,20 \% \quad (\text{A.3.10})$$

și s-a ilustrat *circulația reală* de putere din fig. A.3.2, b, care evidențiază existența unei circulații de putere, în *circuit închis*, de 2,9494 de ori mai mare decât puterea de intrare. Se constată, de asemenea (v. fig. A.3.2,b), că modulul puterii de ieșire este net mai mic decât modulul sumei puterilor pierdute prin frecare, în cele trei unități componente.

A.3.5. Concluzii (Conclusions)

1°. În condițiile exemplului numeric considerat, reductorul *Vaucanson* (fig. A.3.1) este caracterizat prin următoarele proprietăți:

a) este un mecanism planetar monomobil, cu o intrare și o ieșire, care are un grad de complexitate relativ redus;

b) transmite turația de la intrare la ieșire, în condițiile reducerii acesteia de 50,6 ori;

c) transmite puterea de la intrare la ieșire, cu un randament redus (de 15,20 %), cauzat de circulația de putere în circuit închis, care depășește de 2,9494 ori puterea de intrare (v. fig. A.3.2,b); datorită randamentului redus, transmiterea momentului de la intrare la ieșire se realizează cu o amplificare diminuată: de numai 7,692 ori, în loc de 50,6 ori !

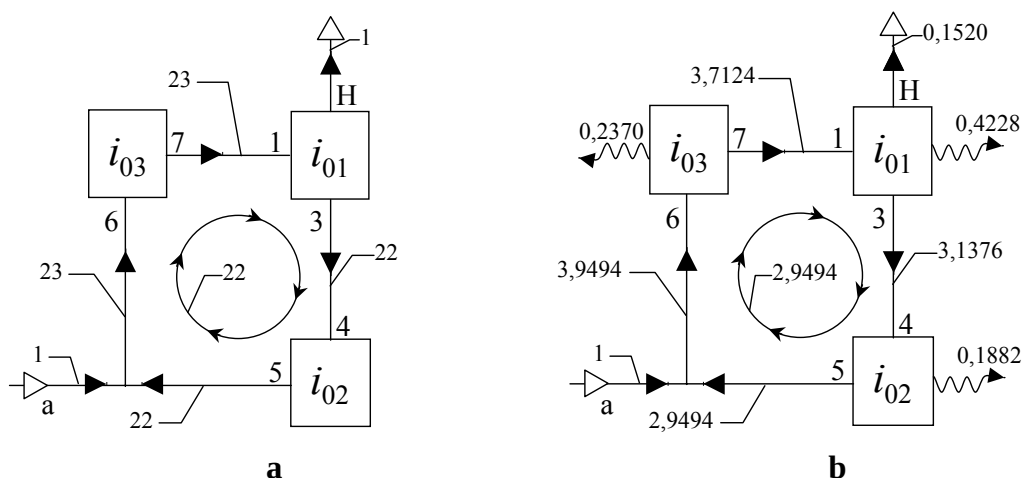


Fig.A.3.2. Circulația ramurilor de putere în reductorul planetar *Vaucanson*: a) schema circulației de putere, în premisa neglijării frecării; b) schema circulației de putere, în premisa considerării frecării.

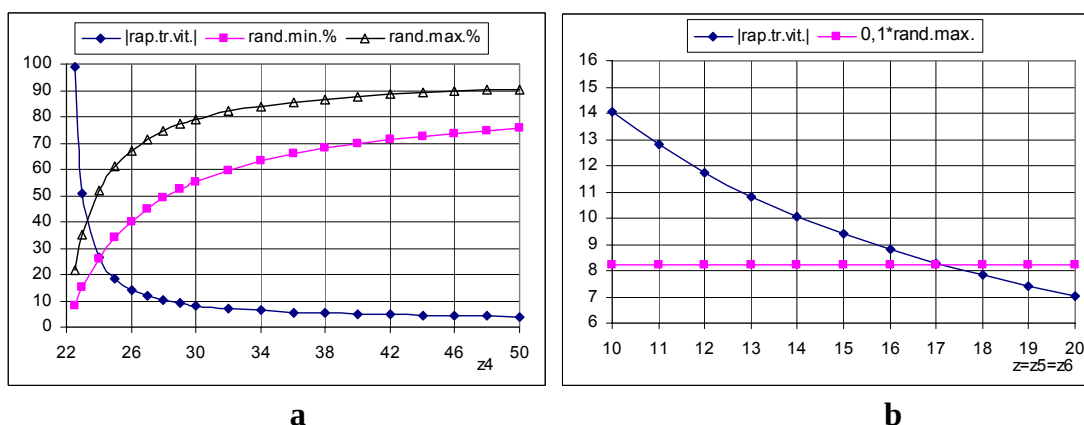


Fig. A.3.3. Diagramele de variație ale modulului raportului de transmitere $|i_{a,H}|$ și randamentului $\eta_{a,H}$: a) în funcție de numărul de dinți z_4 (diagrama *rand.min.* s-a obținut în premisa că $\eta_{01} = 0,94^2 \cong 0,883$ și $\eta_{02} = \eta_{03} = 0,94$, iar diagrama *rand.max.* s-a obținut în premisa că $\eta_{01} = 0,98^2 \cong 0,96$ și $\eta_{02} = \eta_{03} = 0,98$); b) în funcție de numărul de dinți $z = z_5 = z_6$.

2°. Pentru o mai bună evidențiere a corelației dintre raportul de transmitere a vitezelor (considerat în modul: $|i_{a,H}|$) și randament ($\eta_{a,H}$), în fig. A.3.3,a s-au trasat diagramele de variație ale acestor mărimi ($|rap.tr.vit.|$ și $rand.min.$), în funcție de numărul de dinți z_4 (v. fig. A.3.1,b); conform fig. A.3.3,a, creșterea raportului $|i_{a,H}|$ este însoțită de reducerea randamentului și reciproc: cu reducerea raportului $|i_{a,H}|$, randamentul crește.

3°. Pentru optimizarea randamentului, pot fi utilizate, separat sau combinat, următoarele modalități:

a) Utilizarea de *angrenaje cu randamente maxime* (deci, prelucrate foarte îngrijit); pentru a evidenția acest aspect, în fig. A.3.3,a s-a trasat suprapus și diagrama randamentului *rand.max.*, obținută în premisa că unitățile componente (v. fig. A.3.1,c și d) au randamente interioare: maxime:

$$\eta_{01} = \eta_{1,3}^H \cong \eta_{3,1}^H = (0.98)^2 \cong 0.960,$$

$$\eta_{02} = \eta_{4,5} \cong \eta_{5,4} \cong 0.98 \text{ și}$$

$$\eta_{03} = \eta_{7,6} \cong \eta_{6,7} \cong 0.98.$$

Analiza comparativă a diagramelor *rand.min* și *rand.max*, (fig. A.3.3,a) arată că, în cazul secund, randamentele sunt net mai bune.

b) *Reducerea numărului de angrenaje*, prin reconfigurarea structurală a reductoarei planetare;

c) *Înlocuirea lanțului cinematic de închidere 4-5 $\equiv$ 6-7*, din fig. A.3.1,b, printr-un sistem format din două mașini electrice, dintre care una funcționează ca motor și cealaltă ca generator.

d) *Identificarea numărului optim de dinți* $z = z_5 = z_6$ (fig. A.3.1,b); conform fig. A.3.3, b, se observă că prin modificarea numărului de dinți z , randamentul rămâne nemodificat, în timp ce raportul de transmitere are o variație semnificativă.

BIBLIOGRAFIE

1. CROSS,N. (*The Open University, Milton Keynes, UK*), Engineering Design Methods. Strategies for Product Design, John Wiley & Sons, New York, 1994.
2. DIETER,G. (*University of Maryland*), Engineering Design. A Materials and Processing Approach, Mc Graw Hill, Boston, 2000.
3. DUDIȚĂ,F., DIACONESCU,D. (*Universitatea Transilvania din Brasov*), Optimizarea structurala a mecanismelor, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1987.
4. DUDIȚĂ,F., DIACONESCU,D., Curs de mecanisme. Fasc.1, 2, 3, 4, Universitatea din Brasov, 1984,1989,1984,1989.
5. DUDIȚĂ,F. s.a. (*Universitatea Transilvania din Brasov*), Cuplaje mobile articulate, Ed. Orientul Latin, 2001.
6. DUDIȚĂ,F. s.a. (*Universitatea Transilvania din Brasov*), Cuplaje mobile podomorfe, Ed. Trisedes Press, 2001.
7. DUBBEL, Taschenbuch für den Maschinenbau (Teil F), 18. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1995.
8. EHRLENSPIEL,K. (*Technische Universität München*), Konstruktionslehre I und II, Vorlesungen, Technische Universität München, 1989.
9. EHRLENSPIEL,K. (*Technische Universität München*), Integrierte Produktentwicklung. Methoden und Prozessorganisation, Produkterstellung und Konstruktion, Carl Hanser Verlag, München, 1995.
10. FRENCH, M. (*Lancaster University, UK*), Conceptual Design for Engineers, Springer Verlag London, 1999.
11. HÜTTE, Manualul inginerului. Fundamente (Partea K), Ed. Tehnica (Traducere din limba germană), București, 1995.
12. KOLLER,R. (*Technische Hochschule Aachen*), Konstruktionslehre für den Maschinenbau, Springer Verlag, Berlin, 1994.
13. MILOIU,G., DUDITA,F., DIACONESCU,D. (*Universitatea Transilvania din Braşov*), Transmisii mecanice moderne, Ed. Tehnica, București,1980.
14. NACHTIGALL,W. Konstruktionen. Biologie und Technik. VDI-Verlag Gmbh Düsseldorf.
15. PAHL,G. (*Technische Hochschule Darmstadt*), BEITZ,W. (*Technische Universität Berlin*), Konstruktionslehre, Springer Verlag, Berlin, 1986.
16. PAHL,G. (*Technische Hochschule Darmstadt*), BEITZ,W. (*Technische Universität Berlin*), Engineering Design, Springer, London, 1995.
17. PUGH,S. (*University of Strathclyde, UK*), Total Design. Integrated Methods for Successful Product Engineering, Addison-Wesley Publishing Comp., Wokingham-England, 1997.
18. ROOZENBURG,N.F.M., EEKELS,J. (*Delft University of Technology, The Netherlands*), Product Design: Fundamentals and Methods, John Wiley & Sons, New York, 1996.
19. ULRICH,K., EPINGER,S. (*Massachusetts Institute of Technology*), Product Design and Development, McGraw-Hill, Inc. New York, 1995.
20. V.D.I. (*Verein Deutscher Ingenieure*) - Richtlinien 2221/1993, 2222/1997.