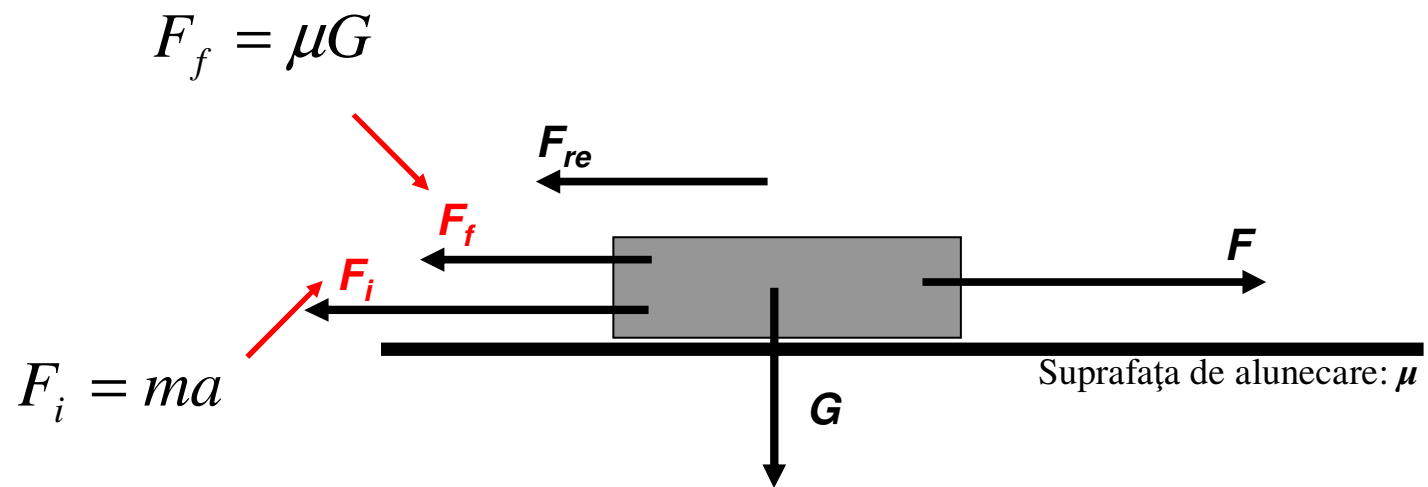


ELEMENTE DE PROIECTARE A SISTEMELOR ELECTROMECHANICE

- **DETERMINAREA MĂRIMILOR DE ALUNECARE ÎN GHIDAJE**
- **PARAMETRI DE LUCRU ȘI FUNCȚIONALI AI SEM**
- **ALEGEREA MOTOARELOR ELECTRICE**
- **ALEGEREA CIRCUITULUI DE FORȚĂ**
- **ALEGEREA BLOCULUI DE COMANDĂ**
- **DOCUMENTAȚIA TEHNICO-ECONOMICĂ AFERENTĂ UNUI SEM**

DETERMINAREA MĂRIMILOR DE ALUNECARE ÎN GHIDAJE

□ **Determinarea forțelor la mișcări rectilinii și la mecanisme simple de rotație**



Forțele ce acționează asupra elementului util cu o mișcare rectilinie.

Observatie. Forțele de rezistența exterioară se neglijează în general, mai puțin la vehicule.

FORȚELE DE REZISTENȚA EXTERIOARĂ LA VEHICULE

➤ Forțe principale

➤ De rulare

- Datorate frecărilor în lagărele de pe osii
- Datorate pierderilor mecanice din motoarele electrice de tracțiune și din sistemul de transmisie
- Datorate rostogolirii roților pe calea de rulare
- Datorate alunecării roții pe calea de rulare
- Datorate șocurilor și oscilațiilor care se produc între aparatul de rulare și calea de rulare
- Datorate frecărilor între captatorul de curent și linia de contact

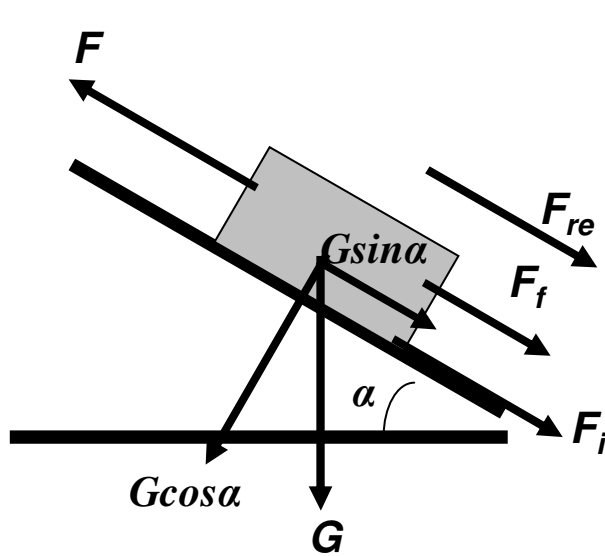
➤ Aerodinamica

- Determinată de interacțiunea vehiculului cu aerul înconjurător, pe direcția axei longitudinale a acestuia

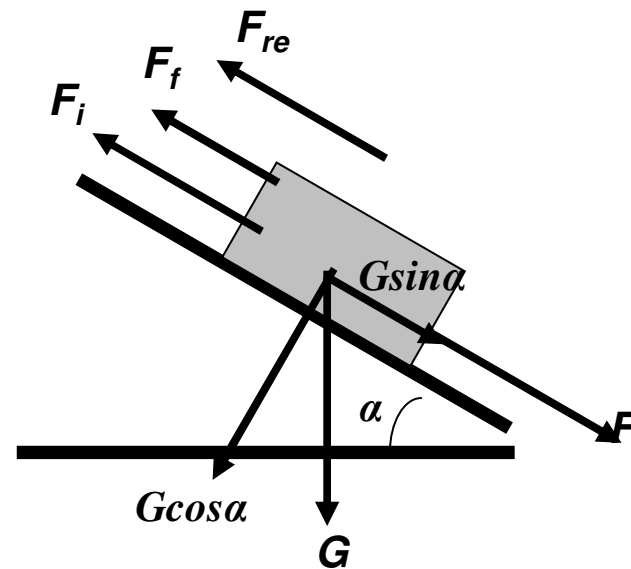
➤ Forțe suplimentare

- Datorate declivităților căii de rulare
- Datorate curbelor căii de rulare
- Datorate factorilor de mediu (vânt, temperatura mediului ambiant, etc)

Forțele ce acționează asupra elementului mobil la deplasarea pe un plan înclinat.

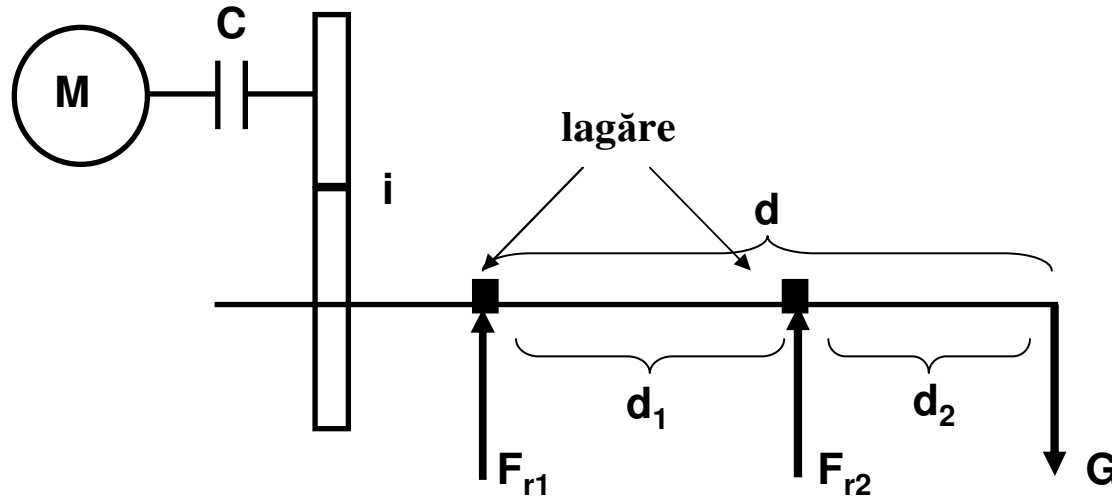


La urcare



La coborâre

Forțele ce acționează asupra lagărelor unui arbore în mișcare de rotație.

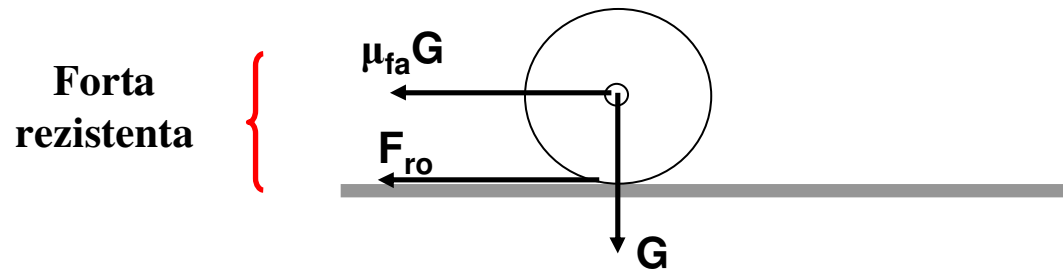


$$F_{r1} = G \frac{d}{d_1} \quad F_{r2} = G \frac{d_2}{d_1}$$

Momentul rezistent

$$M_r = \mu (r_1 F_{r1} + r_2 F_{r2})$$

□ **Determinarea forțelor la mișcarea de rostogolire**



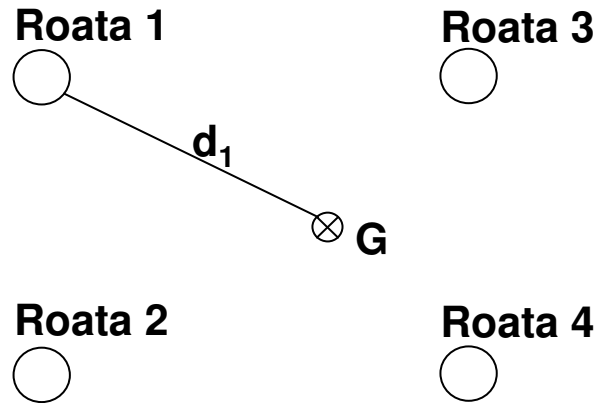
Forțele ce acționează asupra unei roți la rostogolire.

Forța necesară deplasării

$$F \geq (\mu_{fa} + \mu_{fo})G$$

Elemente pentru calculul greutateii pe fiecare roată.

$$G_1 = G \frac{1}{1 + \frac{d_1}{d_2} + \frac{d_1}{d_3} + \frac{d_1}{d_4}} = k_1 G$$

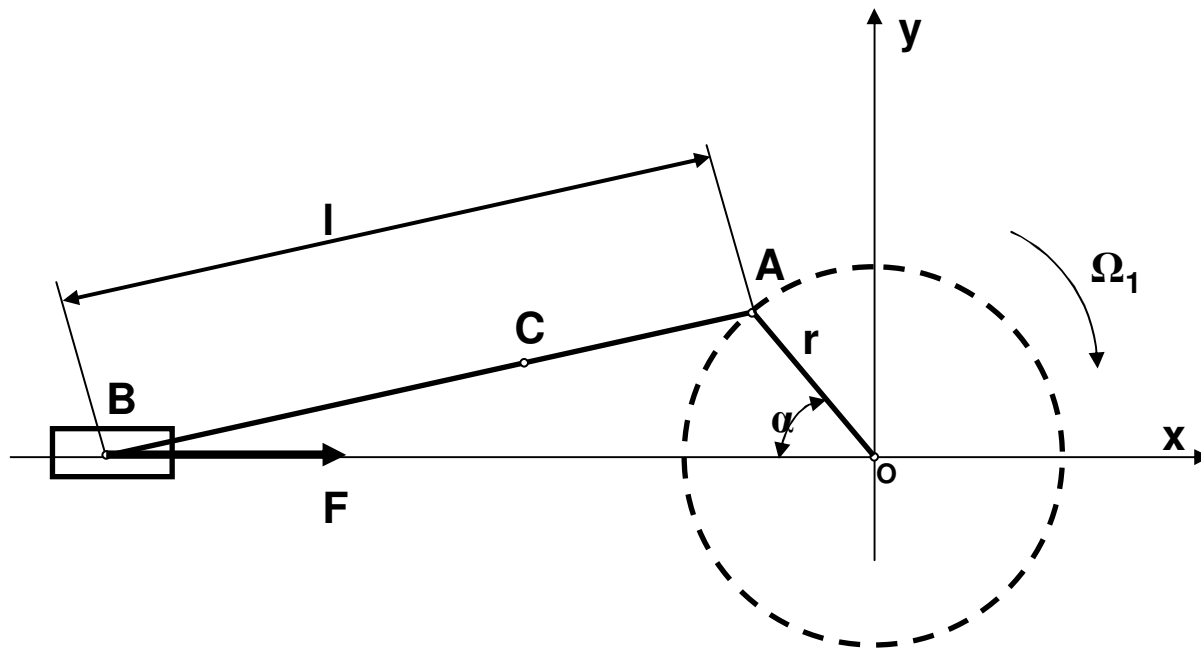


Forța necesară deplasării

$$F \geq \sum_{i=1}^n (\mu_{fai} + \mu_{foi}) G_i$$

□ **Determinarea momentelor la mecanisme rectilinii de tip bielă-manivelă**

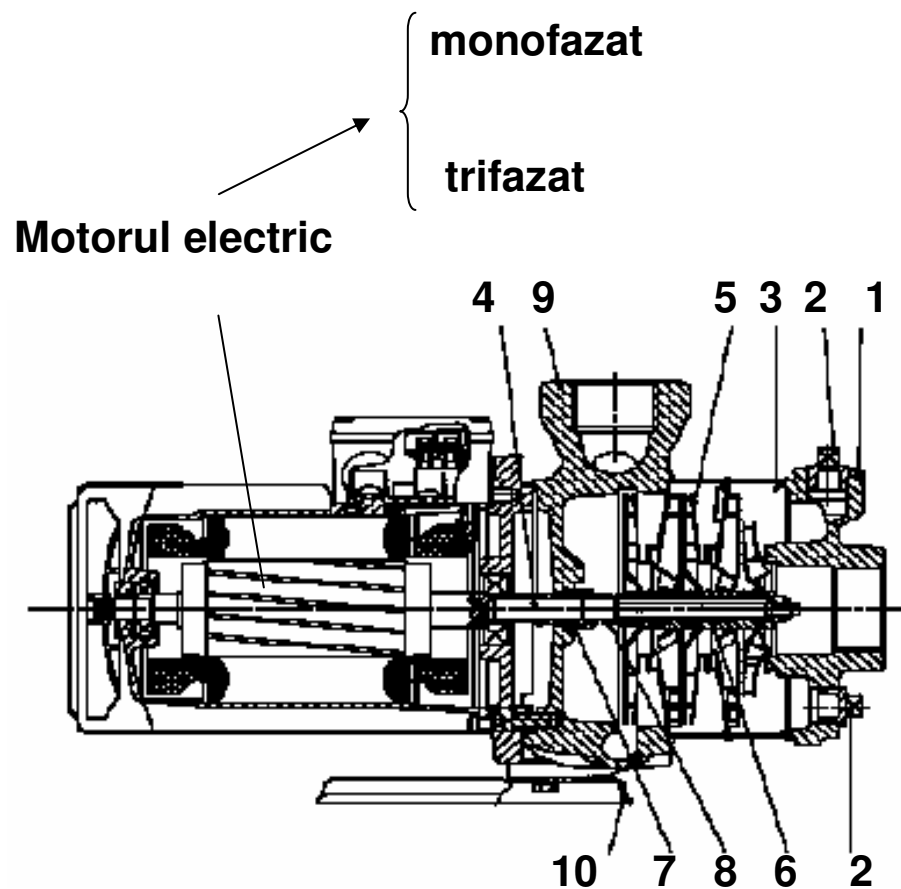
Elemente necesare calculului cuplului rezistent la mecanismul bielă-manivelă.



$$M_r = \frac{Fr}{i\eta} \left[\sin \alpha + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\beta}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \beta}} \right]$$

PARAMETRI DE LUCRU ȘI FUNCȚIONALI AI SEM

POMPE



Poz.	Componentele pompei
1	Cameră de aspirație
2	Orificiu de scurgere, orificiu de amorsare
3	Cameră
4	Arbore pompă
5	Rotor
6	Distanțier
7	Fete ale etanșării arborelui
8	Arc
9	Cameră refulare
10	Placă de bază
	Inele

ACTIONAREA POMPELOR

□ Puterea necesara pentru livrarea debitului Q , in m^3/s , la inaltimea manometrica H , in m , este:

$$P_b = \frac{9.81}{1000} \gamma Q H$$

Greutatea specifica

□ Inaltimea totala manometrica:

$$H = \left(H_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) - \left(H_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum \lambda \frac{1}{d} \frac{c^2}{2g} + \sum \zeta \frac{c^2}{2g}$$

H_2 si H_1 altitudinile nivelului lichidului din recipientul de refulare, respectiv de aspiratie, in m ;

p_1 si p_2 presiunile asupra lichidului in recipientul de refulare, respectiv de aspiratie kgf/m^2

c_2 si c_1 vitezele lichidului la iesirea din conducta de refulare, respectiv la intrarea in conducta de aspiratie, in m/s ;

- c** viteza lichidului in conducta, m/s;
- l** lungimea conductelor, in m;
- d** diametrul conductelor, in m;
- λ** coeficientul de pierderi in conducta dreapta;

$$\lambda = 10^{-2} \left(\frac{k}{d} \right)^{0.314}$$

k=1.5	La o conducta noua din otel asfaltat
k=2.5	La o conducta noua din fonta, tabla de otel sau din ciment sclivisit
k=5	La o conducta veche din otel, ruginita
k=7	La o conducta din ciment cu suprafata neuniforma, din fonta cu scorii, din scanduri neprelucrate

ζ – coeficient de pierderi in coturi, in T-uri, in aparate de inchidere si de reglare.

Observatie. Se dau in tabele pierderile in coturi.

□ Puterea necesara la arborele pompei:

$$P_b = \frac{9.81}{1000\eta} \gamma Q H$$

$$\eta = \eta_v \eta_m$$

$\eta_v = 0.97 \dots 0.99$ La pompe cu puteri mari

$$\eta_m = 0.88 \dots 0.95$$

$\eta_v = 0.9 \dots 0.95$ La pompe cu puteri mijlocii

$\eta_v = 0.85 \dots 0.9$ La pompe cu puteri mici

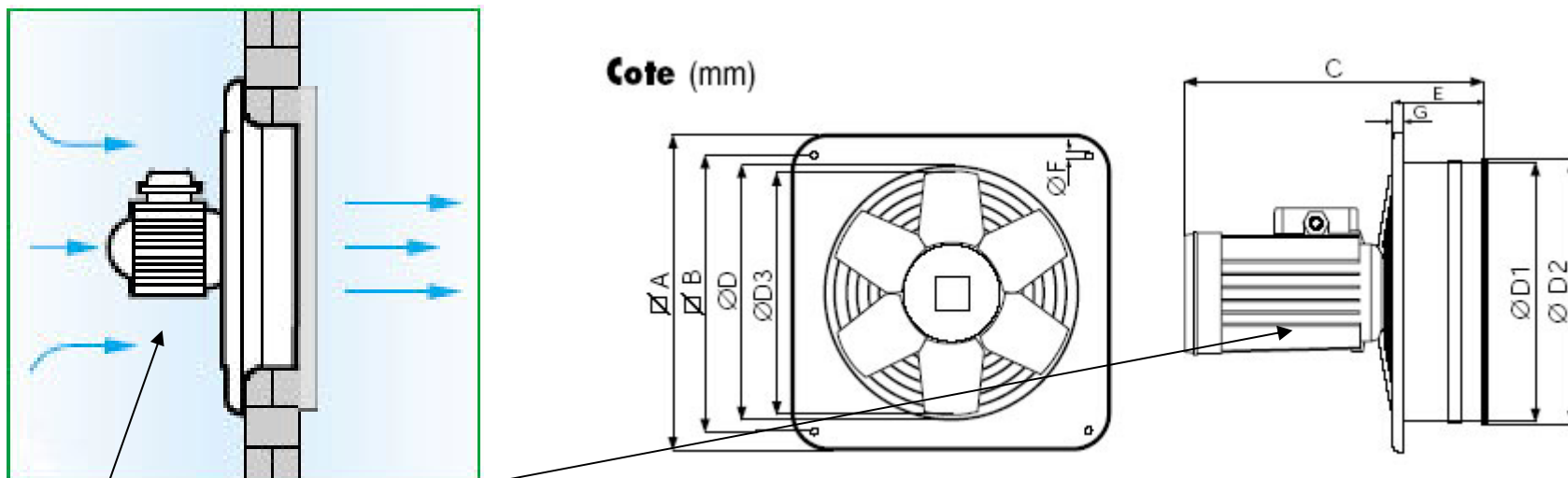
Observatie. Pentru pompe centrifuge:

➤ Inaltimea manometrica de aspiratie se da in tabele, functie de temperatura.

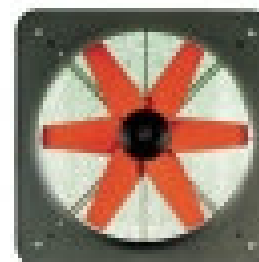
➤ Pentru debite $Q=2.5 \dots 500$ l/s se iau:

$\eta=0.35 \dots 0.7$	La pompe de joasa presiune cu o singura treapta, fara aparat director
$\eta=0.5 \dots 0.8$	La pompe de joasa presiune cu o singura treapta, cu aparat director
$\eta=0.82 \dots 0.88$	La pompe de mare presiune, cu mai multe trepte
$\eta=0.9$	La pompele din centralele cu acumulare prin pompare.

VENTILATOARE



**Motor asincron, cu grad de
protectie IP44 si rotor montat pe
rulmenti cu bile.**



ACTIONAREA VENTILATOARELOR

□ Puterea necesara la arborele ventilatoarelor:

$$P = \frac{9.81}{1000\eta} V_m \left(\Delta p + \frac{\gamma}{g} \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$$

randamentul

Debitul ventilatorului, in m³/s

Presiunea statica realizata de ventilator, in kgf/m²

Presiunea dinamica realizata de ventilator, in kgf/m²

$\eta=0.4 \dots 0.6$	La ventilatoare cu puteri mici si mijlocii
$\eta \leq 0.8$	La ventilatoare cu puteri mari (ventilatoare de mine)

COMPRESOARE



ACTIONAREA COMPRESOARELOR

- ❑ Sunt masini de uz general pentru producerea aerului comprimat necesar in diferite scopuri.
- ❑ Compresoarele centrifugale, denumite si turbo-compresoare, sunt folosite in general pentru realizarea unor debite mari de gaz la presiuni relativ mici.
- ❑ Puterea necesara pentru realizarea compresiunii:

izotermica

$$P_{nec} = \frac{9.81}{1000} G p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$$

politropica

$$P_{nec} = \frac{9.81}{1000} G \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

- G** Debitul, in kgf/s
- p₁** Presiunea in recipientul de aspiratie, in kgf/m²
- p₂** Presiunea in recipientul de refulare, in kgf/m²
- v₁** Volumul specific in recipientul de aspiratie, in m³/kgf
- v₂** Volumul specific in recipientul de refulare, in m³/kgf
- n** Exponentul politropic (1.41 la compresiunea adiabatica)

□ Puterea necesara la arborele motorului de actionare:

$$P_{mot} = \frac{P_{nec}}{\eta}$$

$$\eta = \eta_{i/p} \eta_m \eta_t$$

$$\eta_i = 0.62 \dots 0.75$$

$$\eta_m = 0.88 \dots 0.95$$

$$\eta_t = 0.96 \dots 0.99$$

$$\eta_p = (0.43 \div 1) * (0.62 \dots 0.75)$$

ACTIONAREA ELECTRICA A MASINILOR DE RIDICAT SI TRANSPORTAT

□ CARACTERISTICI GENERALE

- **Joaca un rol imortant in diferite ramuri de productie.**

- **Functioneaza intermitent cu porniri, opriri si reversari frecvente, ceea ce provoaca importante variatii si socuri de sarcina.**

- **Functioneaza in medii foarte diferite**
 - ❖ **In atmosfera care contine:**
 - ✓ **Praf (fabrici de ciment);**
 - ✓ **Gaze corozive (industria chimica);**
 - ✓ **Gaze explozive (rafinarii, mine de carbuni);**
 - ❖ **La temperaturi diferite (turnatorii sau in exteriorul cladirilor).**

➤ **Alegerea tipului de actionare electrica depinde de caracteristicile retelei electrice si de particularitatile mecanismelor care urmeaza sa fie deservite.**

➤ **Alimentare in c.c:**

❖ **110 V, 220 V, 440 V, 500 V pentru circuitul de forta**

❖ **12 sau 24 V pentru circuitele de comanda**

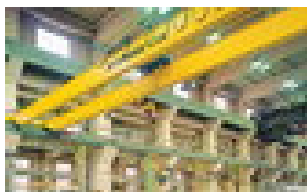
➤ **Alimentare in c.a.:**

❖ **127V, 220 V, 380 V, 500 V pentru circuitul de forta**

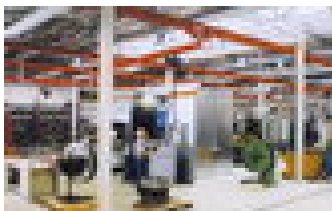
❖ **12 si 36 V pentru circuitul de comanda**

❖ **Comanda masinilor de ridicat si de transportat se poate realiza manual, automat sau semiautomat**

Pod rulant



Sisteme KBK



Macarale pivotante

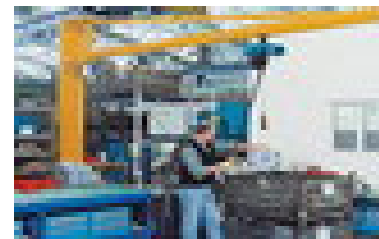
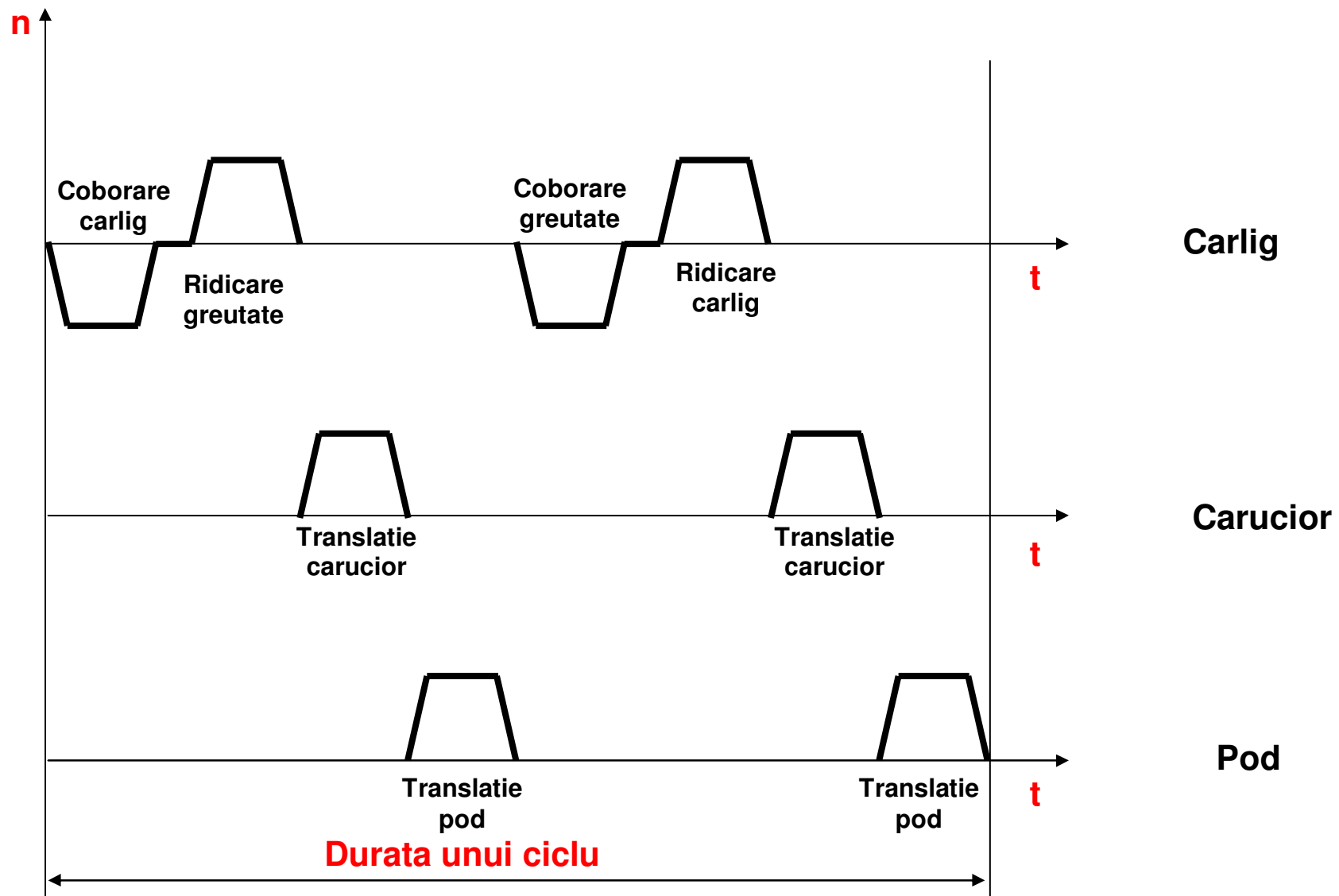


DIAGRAMA DE FUNCTIONARE



□ ETAPELE DE CALCUL

- ❖ **Puterea la arborele motorului pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant**
 - ✓ **Puterea la arborele motorului, pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant (carlig, carucior, pod)**
 - ✓ **Alegerea motorului de actionare pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant**
 - ✓ **Alegerea reductorului pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant**
 - ✓ **Recalcularea puterii la arborele motorului**

- ❖ **Calculul momentului de giratie (inertie) pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant pentru fiecare etapa a ciclului de functionare si raportarea tuturor momentelor de giratie la arborele motorului**
- ❖ **Calculul cuplului la arborele motorului pentru fiecare etapa a ciclului de functionare (accelerare, mers stationar, franare)**
- ❖ **Calculul timpilor pentru fiecare etapa a ciclului de functionare (accelerare, mers stationar, franare)**
- ❖ **Verificarea finala a motorului electric ales pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant la incalzire si la durata relativa de functionare**

ACTIONAREA MECANISMELOR DE RIDICAT

□ Puterea la arborele motorului

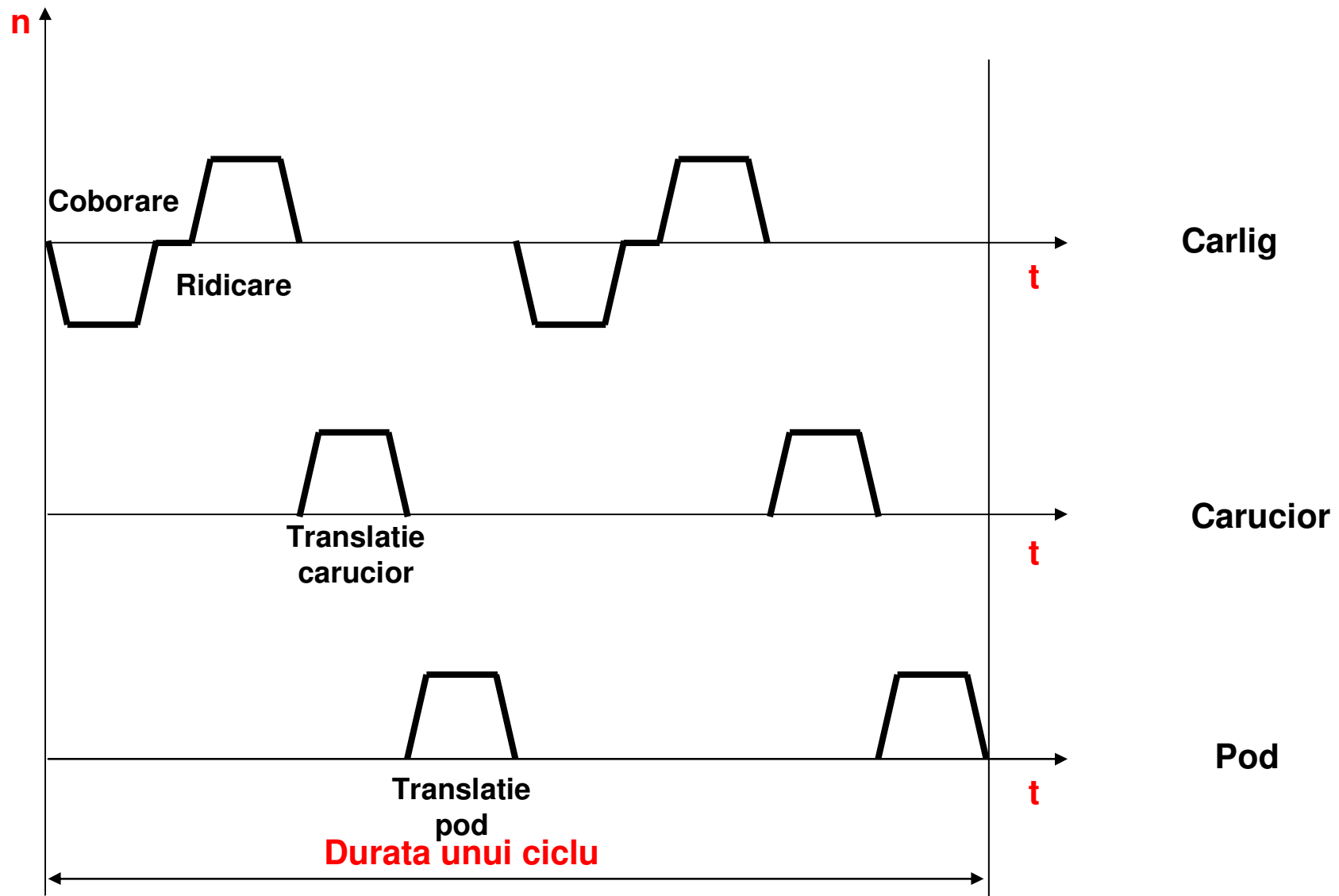
Sarcina utila la carlig

$$P_{nec} = \frac{9.81 Qv}{1000 \cdot 60\eta}$$

Viteza de ridicare

Randamentul transmisiei de la carlig la motor

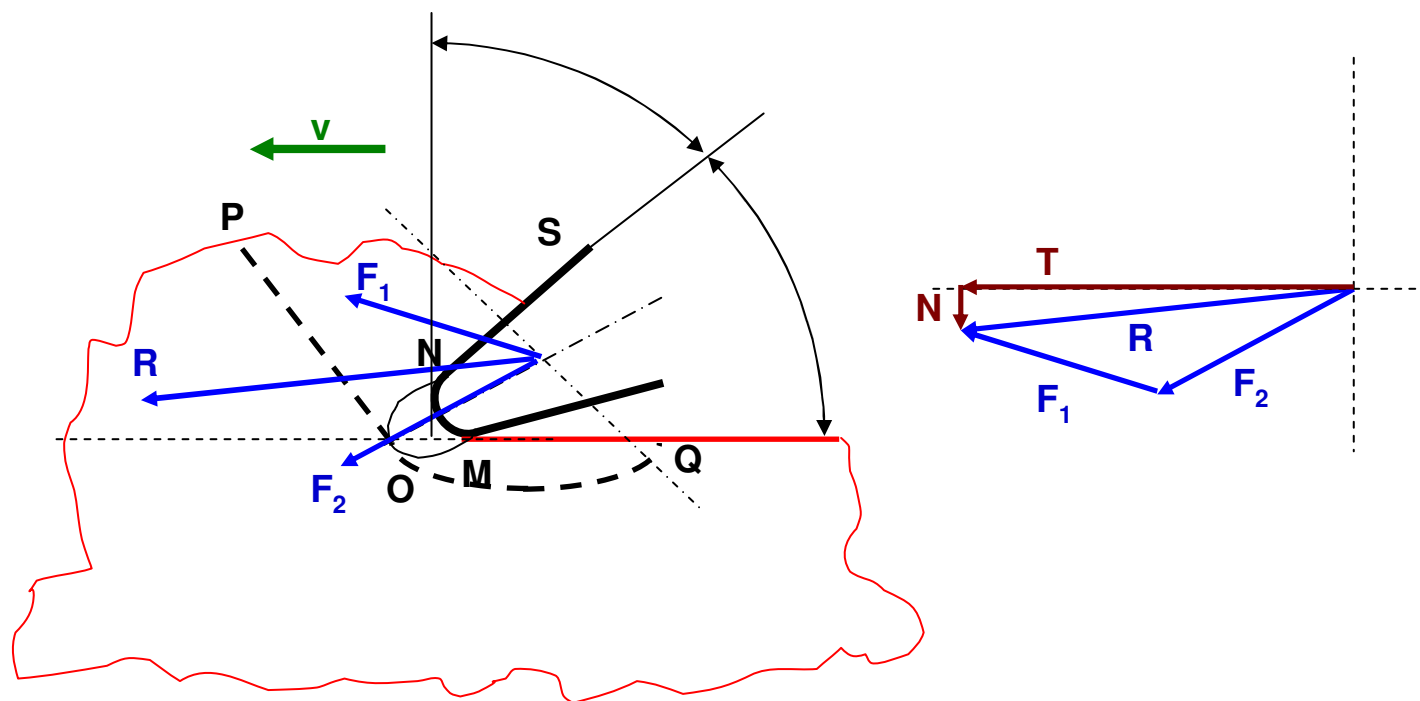
Ciclul de functionare complet pentru un pod rulant



ACTIONAREA ELECTRICA A MASINILOR- UNELTE

□ NOTIUNI DE BAZA ASUPRA ASCHIERII

- Sunt antrenate de 2 pana la 4 motoare cuplate rigid doua cate doua
- Legatura dintre cele doua grupe este de tip elastic, realizata de catre banda transportoare
- Distributia sarcinii depinde de gradul de intindere al benzii



□ Puterea de aschiere (in kW)

$$P_a = \frac{9.81}{1000} T \frac{v}{60} = \frac{1}{6110} T v$$

Viteza de aschiere

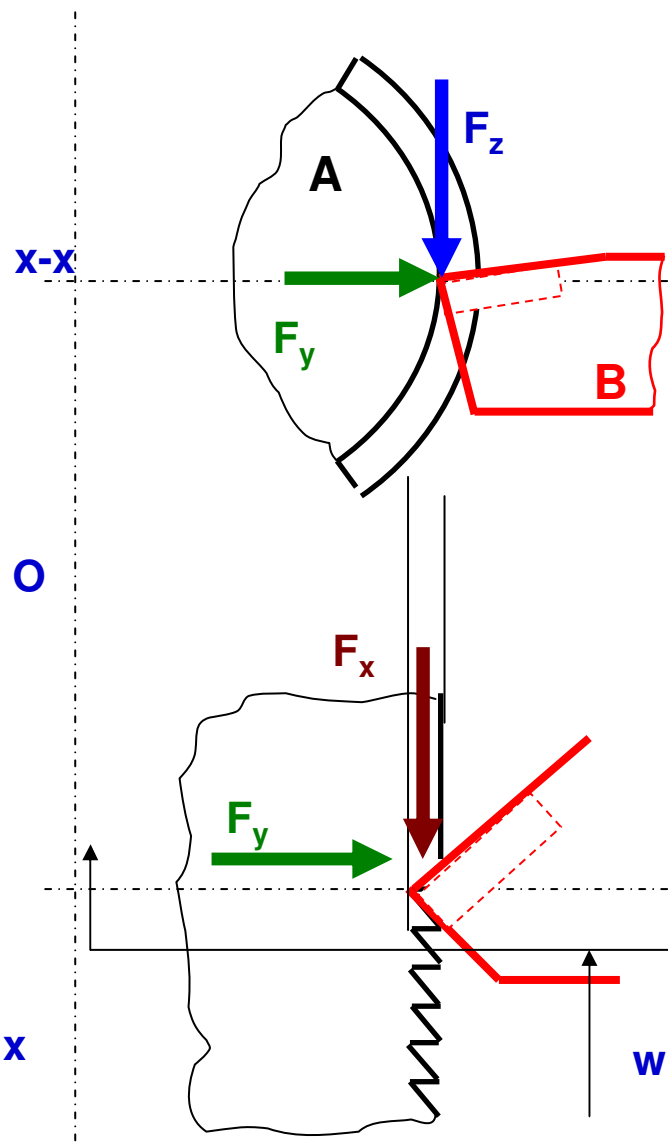
Componenta tangentiala a
rezultantei

sau

$$T = \lambda C \frac{\alpha}{60} t a^{0.75} [N]$$

- C** Coeficient care depinde de material;
- α** Unghiul de taiere, in grade hexazecimale;
- t** Latimea stratului de indepartat, in mm;
- a** Grosimea stratului de indepartat, in mm;
- λ** Coeficient care depinde de felul lubrificarii.
0.7 pentru uleiuri vegetale
0.9 pentru uleiuri minerale

□ Componentele fortei de aschiere la strunjire



F_z – componenta tangentiala, corespunzatoare fortei T

F_y – componenta radiala

F_x – componenta axiala

$$F_z:F_y:F_x=5:2:1$$

Viteza de aschiere se alege astfel incat cutitul sa lucreze in conditii bune un anumit timp T_a intre doua ascutiri, de regula 60 min.

$$T_a v^\mu = const.$$

□ **Expresiile componentelor fortei de aschiere la strunjire si viteza de aschiere**

$$F_z = C_z t^{X_z} a^{Y_z} v^n K_z$$

$$F_y = C_y t^{X_y} a^{Y_y} K_y$$

$$F_x = C_x t^{X_x} a^{Y_x} K_x$$

$$v = \frac{C_v}{T_a^m t^{X_v} a^{Y_v}} K_v$$

Observatii.

- ❖ Coeficientii C, X, Y, si K sunt dati in tabele in functie de tipul materialului prelucrat .
- ❖ t – adancimea de strunjire
- ❖ a – avansul cutitului pentru o tura a piesei

□ Cuplul la axa principala a strungului

$$M = F_z \frac{d}{2}$$

Diametrul mediu al piesei

□ Puterea de aschiere

Cuplul la axul principal

Turatia arborelui

$$P_a = \frac{Mn}{0.975}$$

□ Puterea la arborele motorului de antrenare (in kW)

$$P = \frac{P_a}{\eta}$$

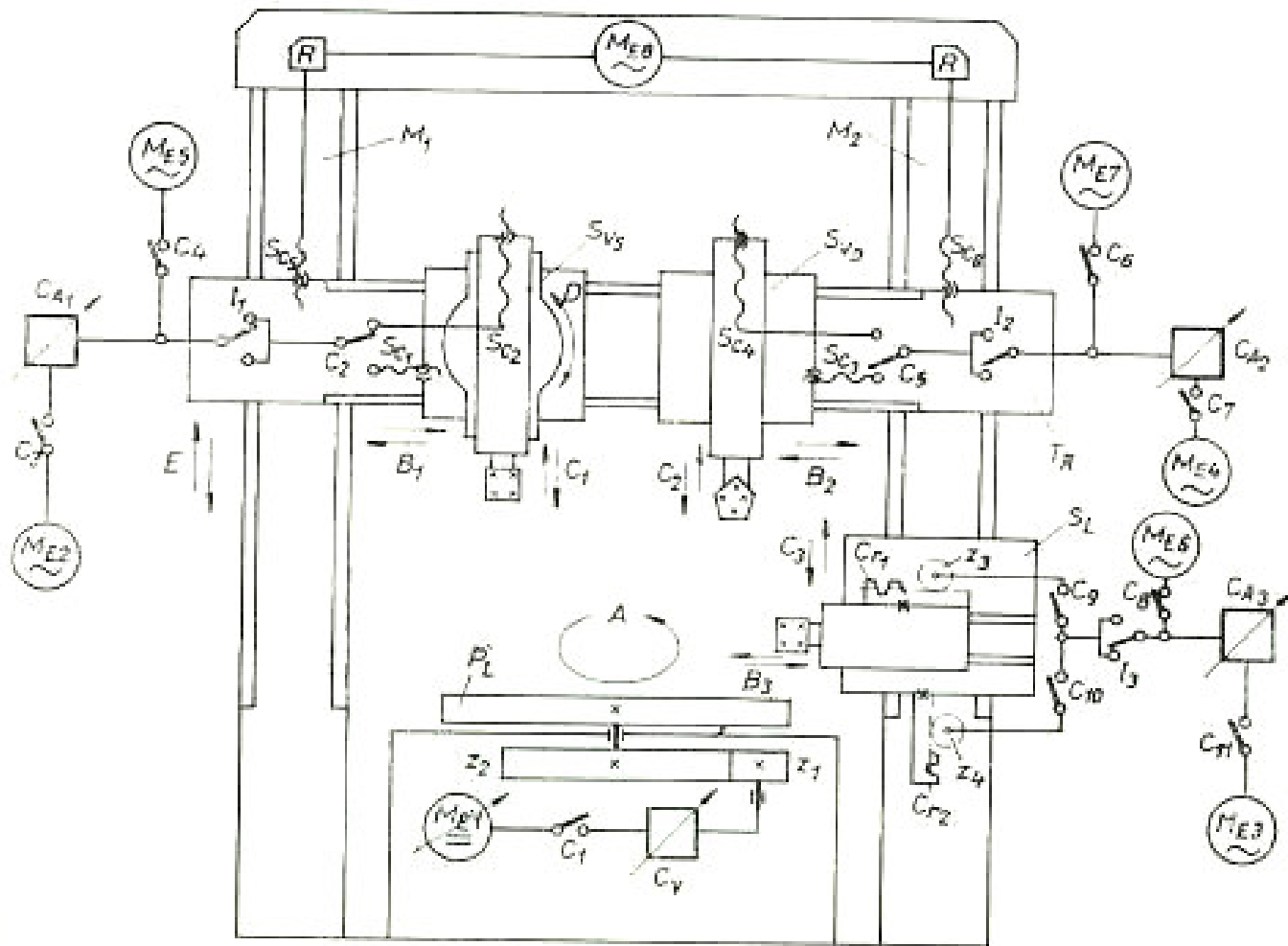
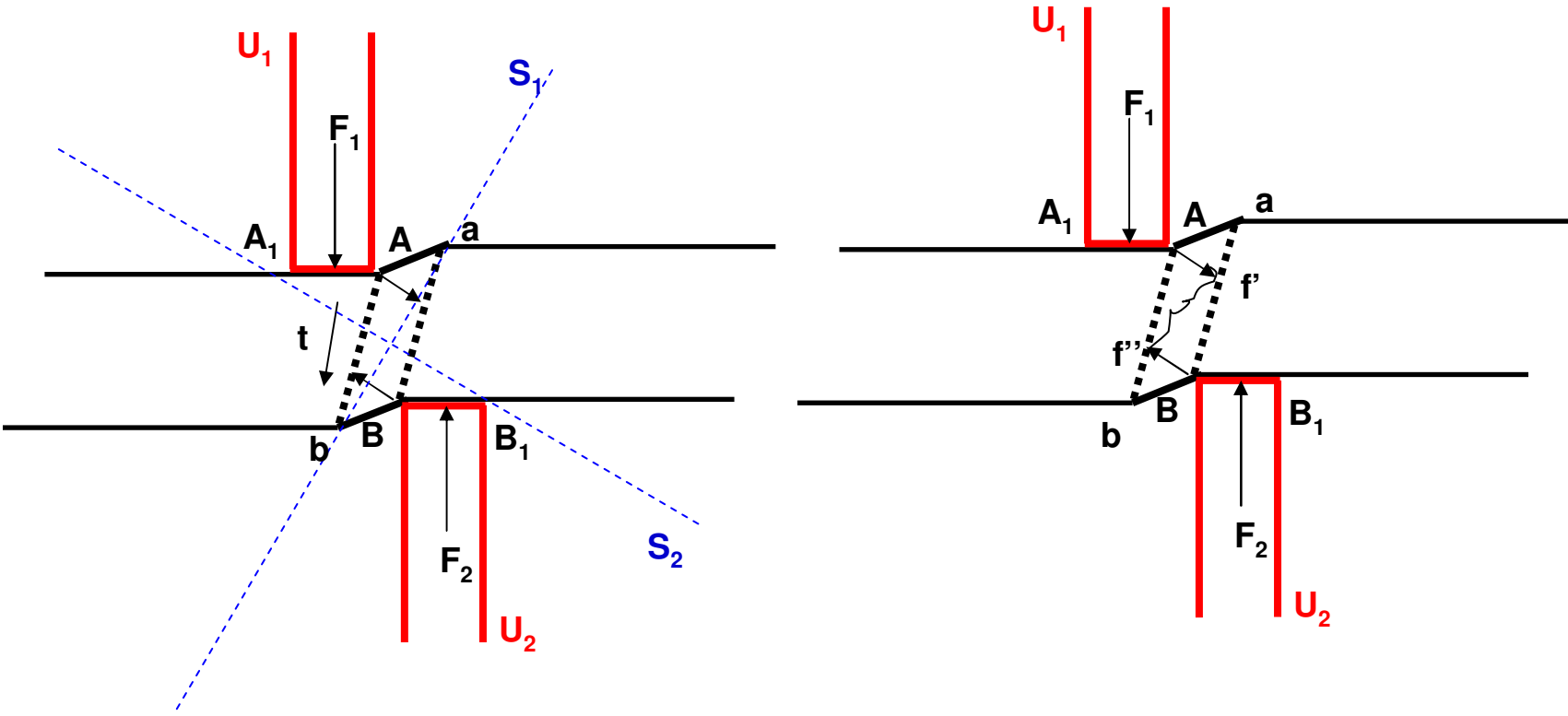


Fig. 8.8. Schema cinematică structurală a strungului carusel cu doi montanți.

ACTIONAREA ELECTRICA A FOARFECELOR DE TAIAT TABLA

□ Procesul de forfecare



□ Puterea necesara forfecarii

Coeficient ce depinde de regimul de lucru, cu valori cuprinse intre 1.1 si 1.4

Lucrul mecanic necesar forfecarii

Turatia arborelui (taieturi pe minut)

$$P_{nec} = \frac{9.81}{1000} \frac{a_0 L n_a}{60 \eta \eta_t}$$

Randamentul mediu al foarfecelor (0.5÷0.7)

Randamentul transmisiei (0.95÷0.97)

The diagram illustrates the formula for required shear power, $P_{nec} = \frac{9.81}{1000} \frac{a_0 L n_a}{60 \eta \eta_t}$. Red arrows point from descriptive text to each variable in the formula: a_0 is linked to 'Coeficient ce depinde de regimul de lucru, cu valori cuprinse intre 1.1 si 1.4'; L is linked to 'Lucrul mecanic necesar forfecarii'; n_a is linked to 'Turatia arborelui (taieturi pe minut)'; η is linked to 'Randamentul mediu al foarfecelor (0.5÷0.7)'; and η_t is linked to 'Randamentul transmisiei (0.95÷0.97)'.

❑ **Lucrul mecanic necesar forfecarii**

Unghiul lamei U_1 (cu valori între $2^\circ \div 5^\circ$)

$$L = FB \operatorname{tg} \varphi$$

Forța reală de forfecare

Latimea tablei care trebuie taiata

$$F = kF'$$

Coeficient de corectie ($1 \div 1.3$)

Forța de forfecare

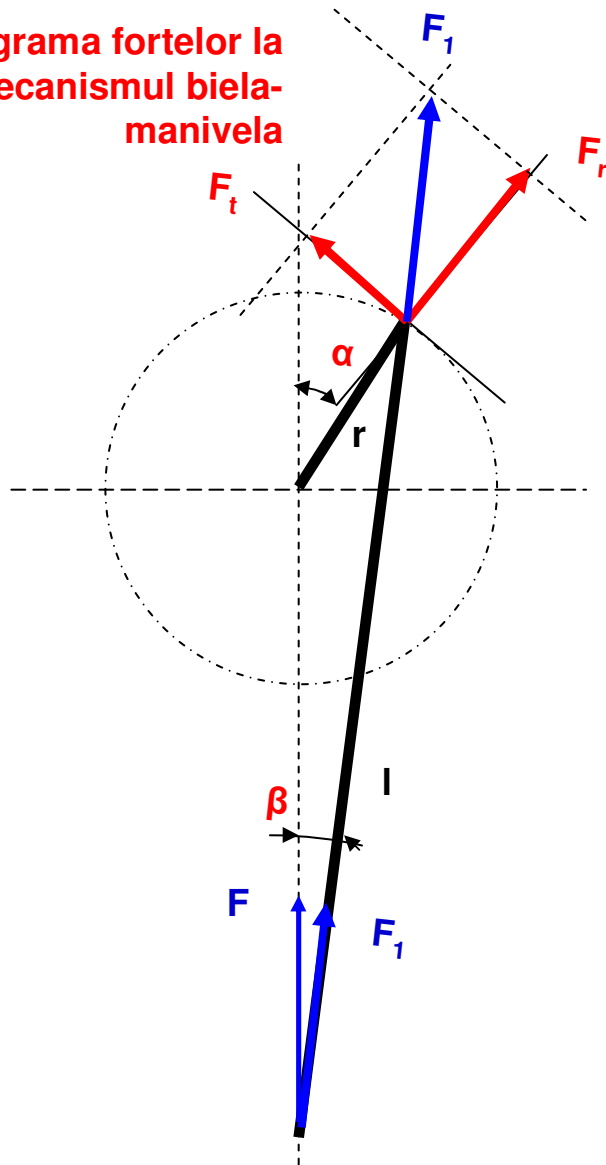
$$F' = \frac{bh}{2} (0.75 \dots 0.9) \sigma_r$$

Sectiunea de sub
lama foarfecelui

Rezistența la
rupere a
materialului

□ Cuplul rezistent

Diagrama forțelor la
mecanismul biela-
manivela

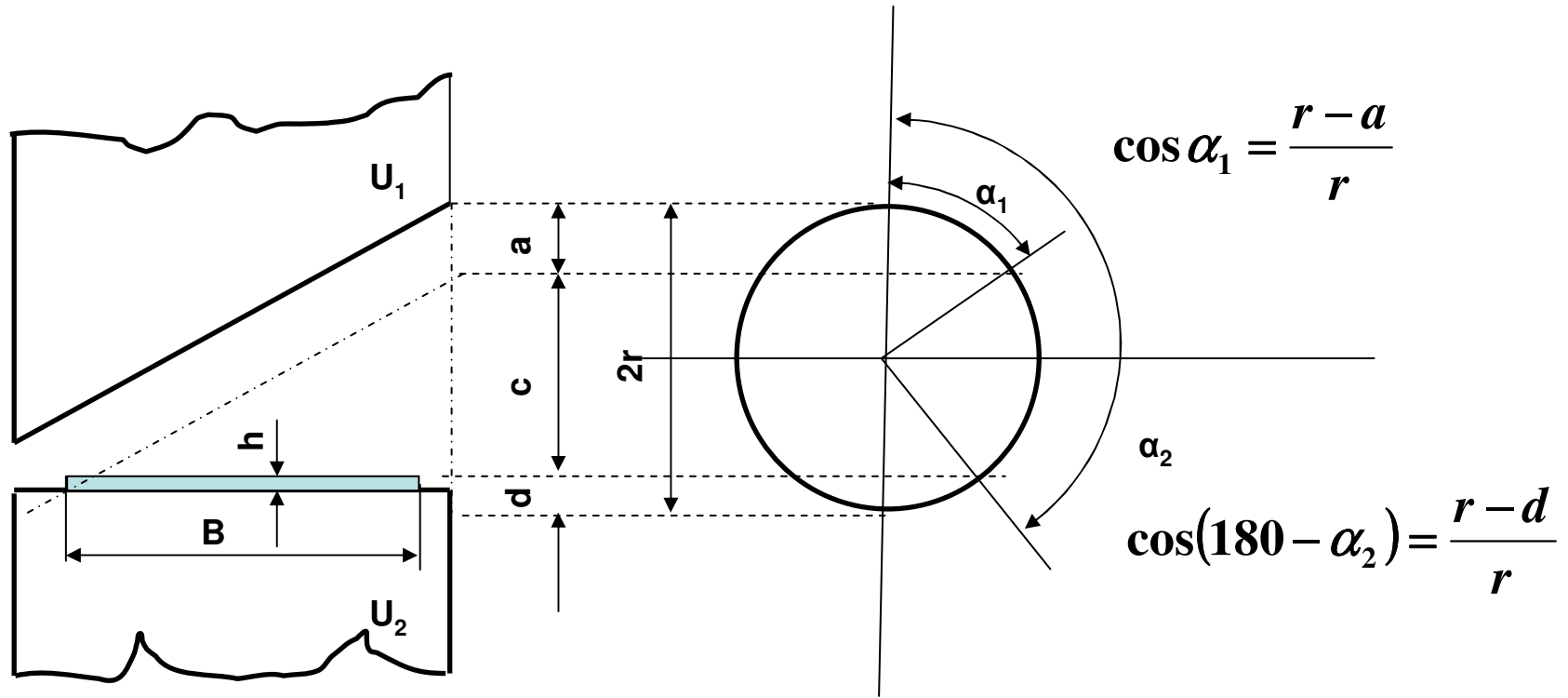


Cuplul rezistent raportat la arborele motor
necesar pentru forfecarea materialului

$$M_{r1} = \frac{F_t r}{v\eta_t} = \frac{Fr \sin(\alpha - \beta)}{v\eta_t \cos \beta}$$

Cuplul rezistent la mersul in gol

$$M_0 = 0.2M_{r1\max}$$



Cuplul rezistent total pentru $\alpha_1 < \alpha < \alpha_2$

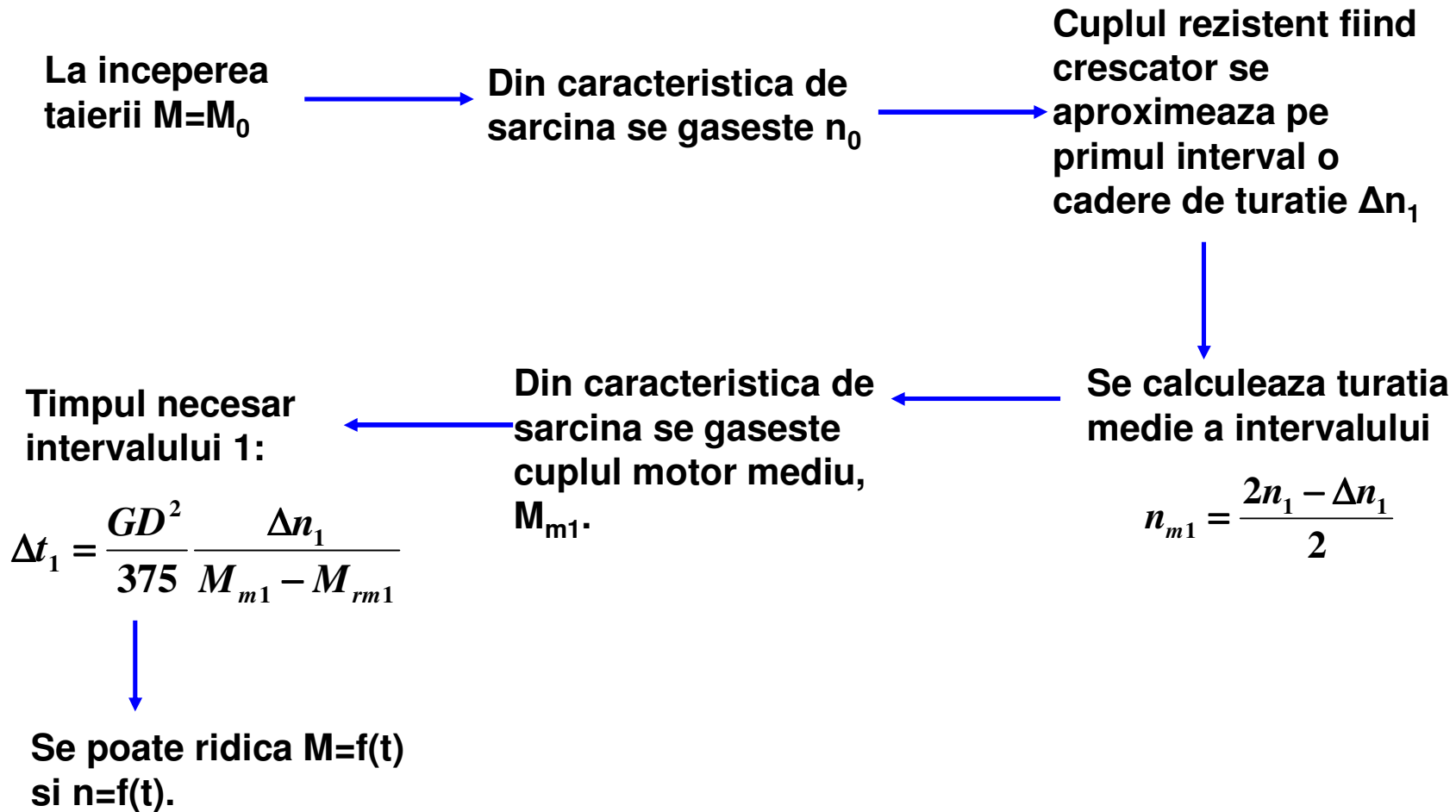
$$M_r = M_0 + M_{r1}$$

Cuplul rezistent total pentru $0 < \alpha < \alpha_1$ si $\alpha_2 < \alpha < 360^\circ$

$$M_r = M_0$$

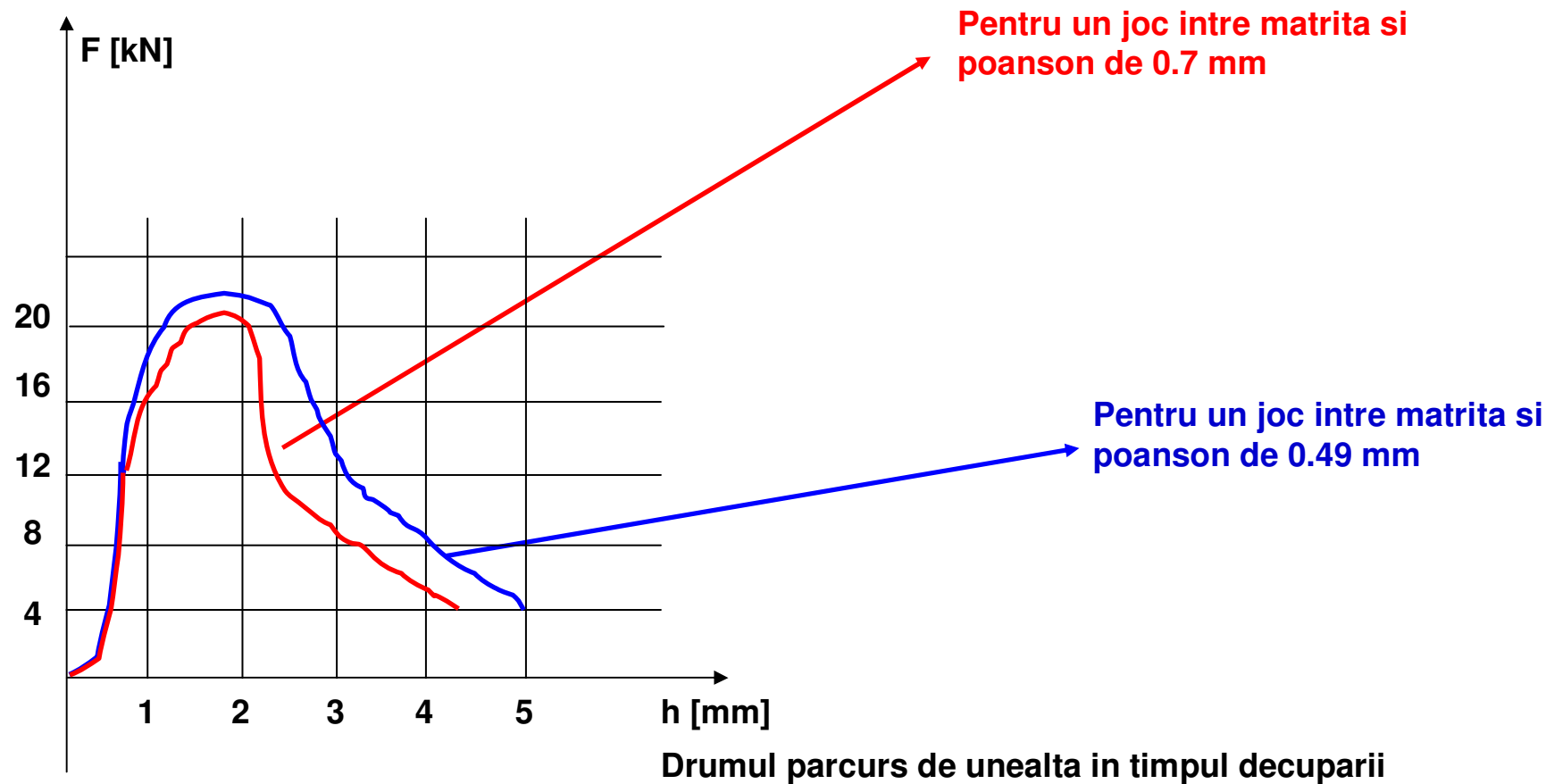
□ Cuplul de sarcina

Se utilizeaza o metoda grafo analitica, prin incercari, pornind de la caracteristica de sarcina $M = f(\alpha)$ si variatia cuplului rezistent $M_r = f(\alpha)$.



ACTIONAREA ELECTRICA A PRESELOR

□ Curba de variatie a fortei ce trebuie aplicata uneltei in timpul procesului de presare



□ Puterea necesara presarii

Coeficient ce depinde de regimul de lucru, cu valori cuprinse intre 1.1 si 1.4

Lucrul mecanic necesar

Turatia arborelui (taieturi pe minut)

Randamentul mediu al presei (0.5÷0.7)

Randamentul transmisiei (0.95÷0.97)

$$P_{nec} = \frac{9.81 a_0 L n_a}{1000 60 \eta \eta_t}$$

❑ **Lucrul mecanic necesar presarii**

$$L = \lambda F \frac{h_a}{1000}$$

Grosimea materialului
de decupat

Coeficient ce depinde de
grosimea si duritatea metalului

λ	h
0.75÷0.55	<2mm
0.55÷0.45	2÷4 mm
0.45÷0.30	≥4 mm

Forța de presare

La materiale moi si subtiri,
valori spre limita superioara

La materiale dure, valori spre
limita inferioara

□ Cuplul rezistent

$$M_r = M_{r1} + M_{r2} + M_{r3}$$

Cuplul rezistent
necesar decuparii
piesei

Cuplul rezistent
datorita frecarilor

Cuplul rezistent
necesar ridicarii si
coborarii culisoului

$$M_{r1} = A \varphi(t) f(h)$$

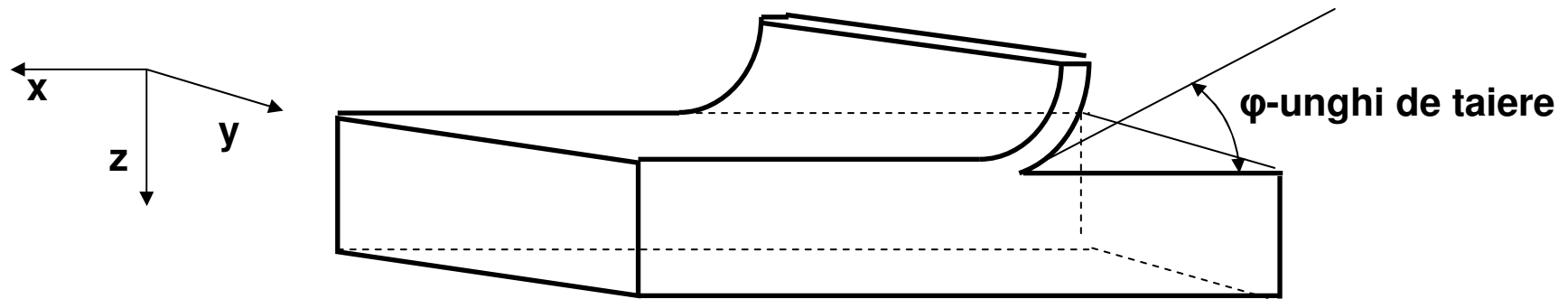
$$A = \frac{r}{v}$$

$$\varphi(\alpha) = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta}$$

$$F = f(h) \quad \text{Forța de stantare}$$

SEM DIN INDUSTRIA LEMNULUI

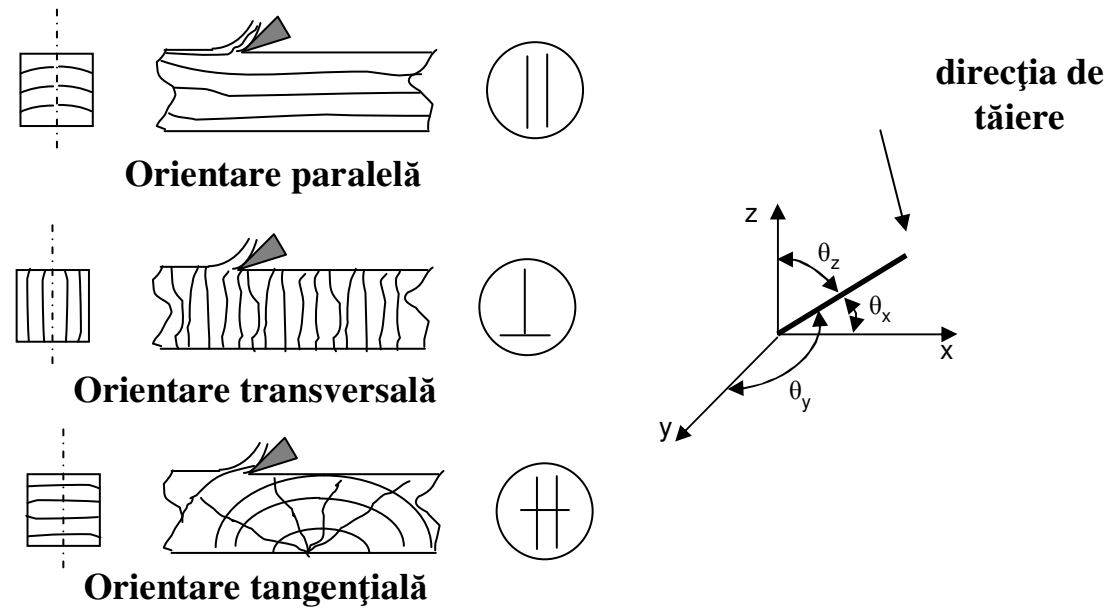
❑ Schema aschierii lemnului



❑ Cazuri speciale de taieturi practicate in lemn

- ❖ Inaintare de-a lungul fibrelor cu taisul tangential la inelele anuale
- ❖ Inaintare in directie transversala cu taisul perpendicular pe fibre
- ❖ Inaintare tangential la inelele anuale cu taisul paralel cu fibrele

Cele trei direcții de orientare a tăieturilor pentru lemn și unghiurile pe care le face direcția de tăiere cu cele trei axe



Forța de așchiere

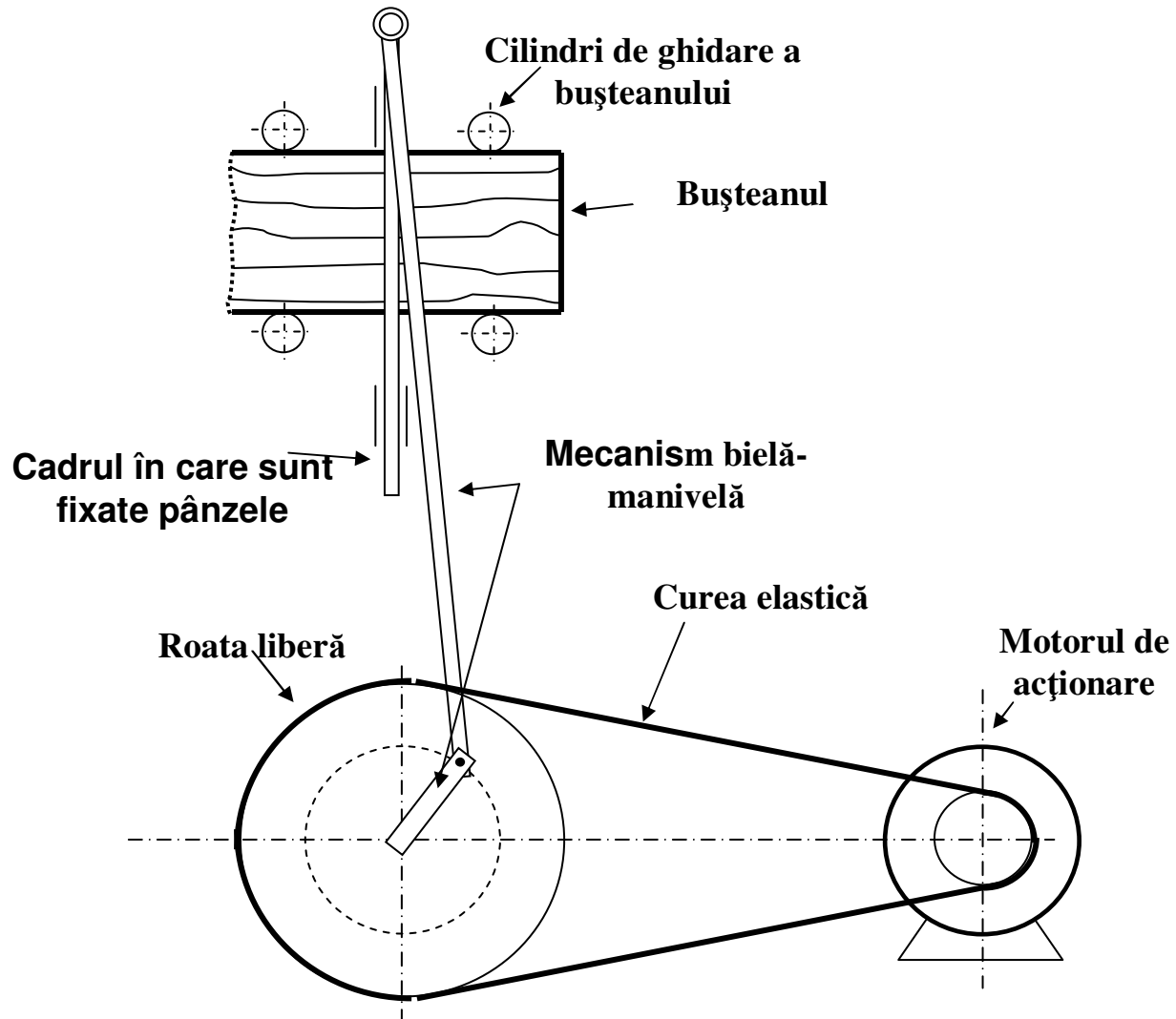
$$F = g t k$$

lățimea așchii [mm] → g

grosimea stratului de tăiat [mm] → t

rezistența specifică [N/mm²] → k

Schema cinematică a unui gater.



□ Actionarea electrica a unui gater

$$P = a_0 (P_{1m} + P_0 + P_2)$$

Coeficient de
neuniformitate a
sarcinii

Puterea medie de
aschiere

Puterea de mers in
gol a gaterului
(aprox 20% din
puterea medie de
aschiere)

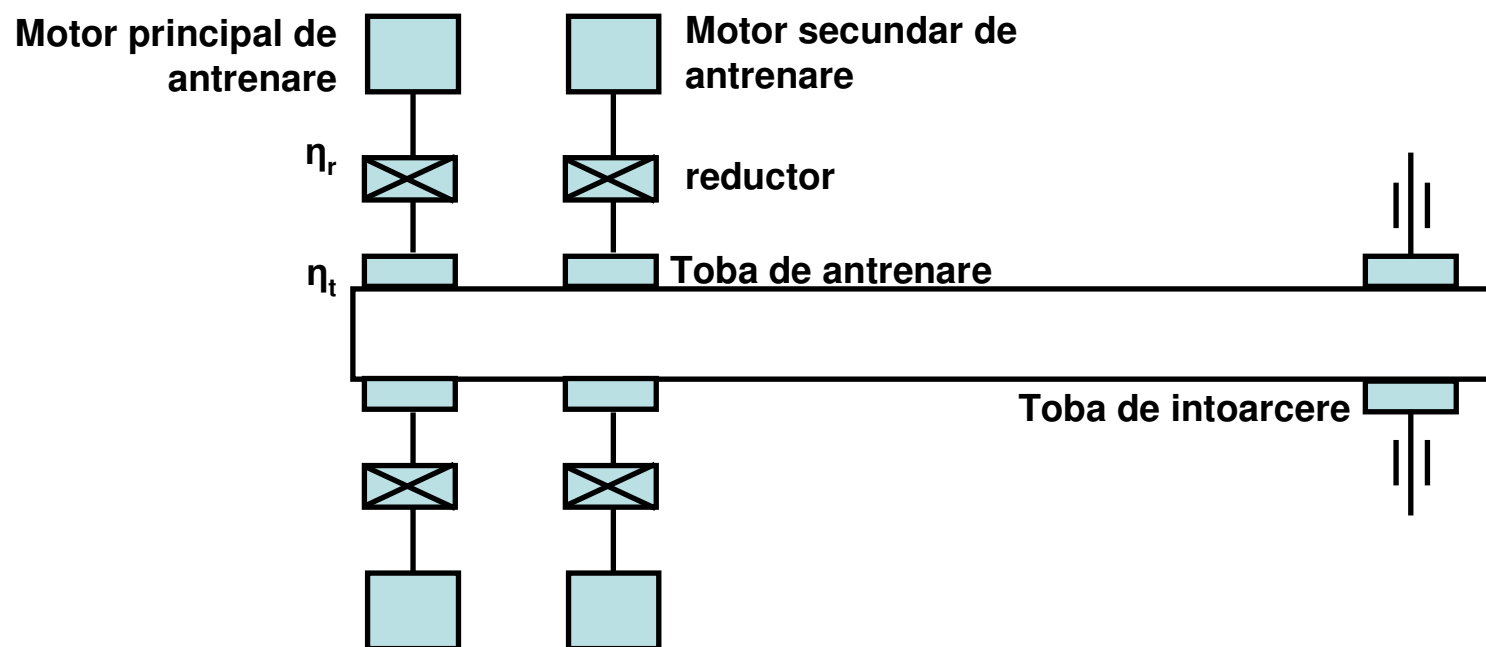
Puterea de avans
(aprox. 2% din
puterea medie de
aschiere)

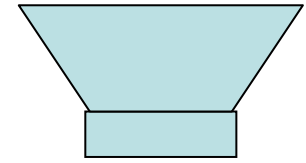
$$P_{1m} = \frac{9.81}{1000} \frac{v_m F}{2}$$

ACTIONAREA ELECTRICA A BENZILOR TRANSPORTOARE

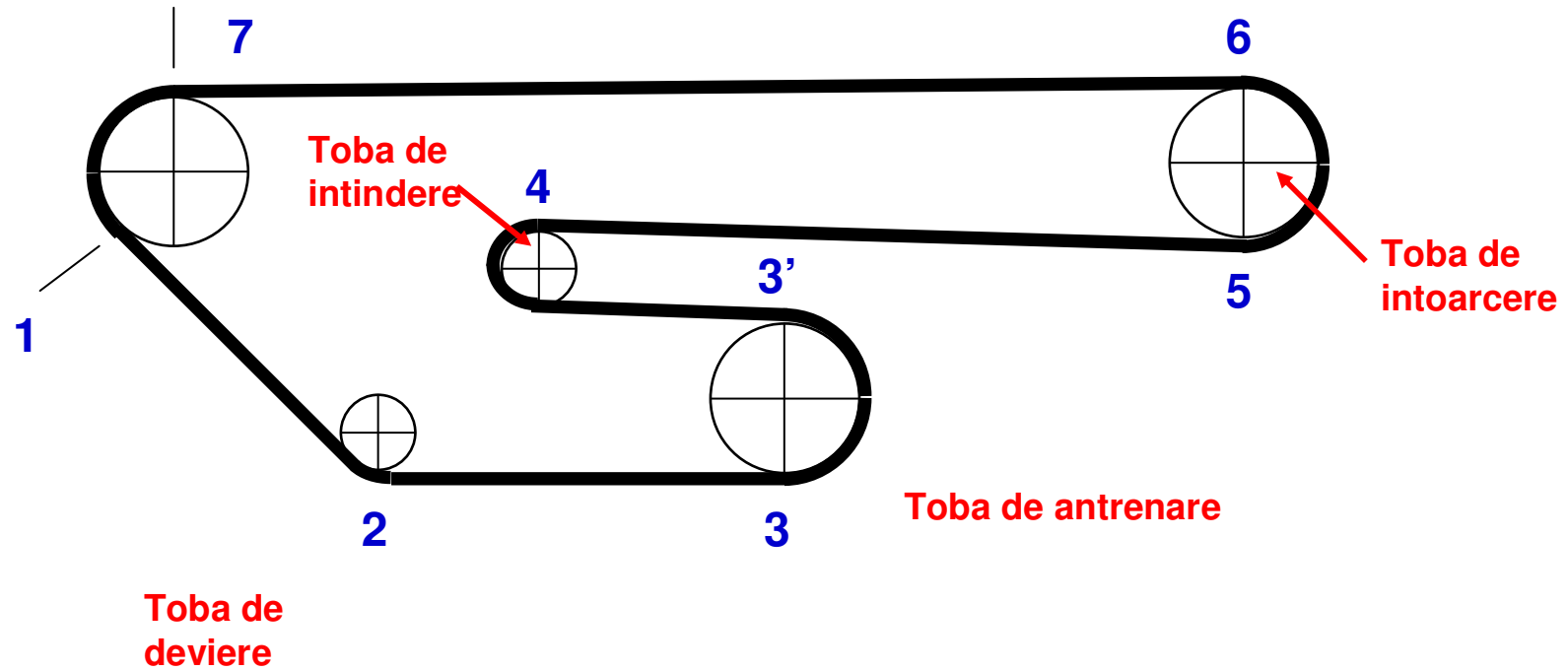
❑ CARACTERISTICI GENERALE

- Sunt antrenate de 2 pana la 4 motoare cuplate rigid doua cate doua
- Legatura dintre cele doua grupe este de tip elastic, realizata de catre banda transportoare
- Distributia sarcinii depinde de gradul de intindere al benzii





Toba de antrenare



➤ Algoritmul se bazeaza pe calculul succesiv al tensiunilor in covorul de cauciuc pornind de la toba de antrenare.

□ ETAPELE DE CALCUL

- ❖ Calculul forțelor pe conturul transportorului**
- ❖ Calculul efortului tangential la periferia tobei**
- ❖ Calculul puterii necesare pentru antrenarea benzii**
- ❖ Verificarea finală a motorului electric ales pentru fiecare din cele trei elemente ale podului rulant la încălzire și la durată relativă de funcționare**

□ Puterea necesara pentru antrenarea benzii

$$P_{nec} = E_t v$$

Viteza liniara de deplasare a benzii

Efortul tangential al periferia tobei

Fora pe contur in punctul 7

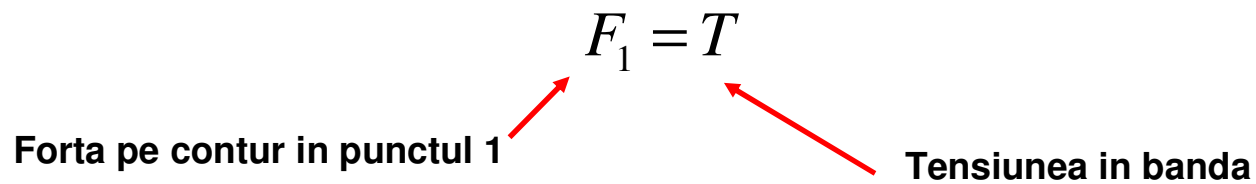
Fora pe contur in punctul 1

$$E_t = \frac{F_7 - F_1}{\eta_t}$$

Randamentul tobei

□ **Calculul succesiv al tensiunilor in covorul e cauciuc**

- ❖ **Tensiunea dintr-un punct se obtine din tensiunea din punctul anterior multiplicata cu un coeficient**
- ❖ **Se porneste din punctul 1, considerand toba de antrenare**



$$F_2 = k_1 T$$

$$F_3 = k_1 k_2 T$$

$$F_4 = k_1 k_2^2 T$$

* Coeficientii k_i , $i=1,2$ au valori cuprinse intre 1.02 si 1.05.

$$F_5 = k_1 k_2^2 T + W_{4-5}$$

Rezistentele de miscare pe conturul 4-5

$$W_{4-5} = (q_b - q_{ri}) k_3 l$$

Masa pe metru liniar a
covorului de cauciuc

Masa pe metru liniar a
partii in rotatie a
rolelor de pe ramura
inferioara

Lungimea tronsonului
analizat

Coeficient de frecare cu
valori cuprinse intre 0.03
si 0.05

$$F_6 = k_1 k_2^3 T + k_2 W_{4-5}$$

$$F_7 = T e^{\mu \alpha}$$

Tensiunea in banda

Coeficient de frecare intre toba si
banda 0.3÷0.4

Unghiul de infasurare a covorului pe toba