

# PARTICULARITĂȚI STRUCTURALE, FUNCȚIONALE ȘI DE CALCUL PENTRU SISTEMELE HIDRODINAMICE DE TRANSMITERE A MIȘCĂRII

Claudiu-Mihail DARIE <sup>1</sup>  
[claudiudarie@yahoo.com](mailto:claudiudarie@yahoo.com)

Coordonator: dr.ing./conf.univ. Sorin VĂTAVU <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Master- Instalații și Echipamente pentru Procese Mecanice, anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Abstract

*Hydraulic power may be defined as a system which, through a hydraulic environment, realises the transfer of mechanical energy from a conducting element to a conducted one. The hydrodynamic transmissions are comprised by these systems and are created by two hydraulic turbo machines used to transfer the rotation energy. The output speed and torque may be modified, within a certain range in a continuous domain, by using this kind of transmission as well as by the variation of the volume flow and of the hydraulic charge of the turbine. Considering their function, the hydrodynamic transmissions may carry out two main functions: i.e. a connection one (clutches) and a hydrodynamic transformation one (connection amplifier).*

*The paper deals with the constructive and functional particularities of clutches as with markers regarding the transmission of power through them.*

## Cuvinte cheie

*Sisteme hidraulice, Transmisii hidrodinamice*

### 1. Introducere

Sistemele hidraulice reprezintă instalații ce realizează transmiterea energiei mecanice de la o sursă la un consumator, în interiorul sistemului convertind-o în energie hidraulică. În acest mod se realizează elementele operației de acționare pe cale hidraulică, conform cărora instalația execută un lucru mecanic pentru învingerea unor forțe sau cupluri, cu parametrii cinematici impuși. Dacă mărimile cinematice sau de efort sunt continuu urmărite, pentru ca valoarea efectiv realizată să se înscrie într-o anumită marjă de precizie față de mărimea urmărită a se obține, instalațiile sunt și de reglare automată, fiind înzestrate cu mijloace adecvate de urmărire și de comparare.

În afara elementelor implicate direct în realizarea funcțiilor de producere, controlare a parametrilor energetici și dirijare a agentului hidraulic, sistemele de acționare hidraulică mai cuprind și elemente auxiliare, care conduc mediul hidraulic între celelalte elemente, îl filtrează, îl înmagazinează, realizează etanșarea incintelor cu agent hidraulic între ele sau față de mediul exterior, răcesc mediul hidraulic etc.

Transmisii hidrodinamice sau turbotransmisii sunt acționări la care transmiterea energiei mecanice rotative are loc pe baza variației momentului cantității de mișcare a lichidului ce curge în interiorul rotoarelor de lucru prevăzute cu palete, adică prin interacțiunea dintre lichid și rotoare: lipsa contactelor mecanice între suprafețele active permite o alunecare între organul conducător și cel condus, eliminându-se pericolul deteriorării în cazul unor suprasarcini și împiedicându-se transmiterea șocurilor și vibrațiilor.

Avantajele principale ale transmisiilor hidrodinamice constau în: simplitate constructivă, funcționare cu zgomot redus, pornire lină fără șocuri, aplatizarea vârfurilor de sarcină și protecția motorului de acționare împotriva suprasarcinilor produse de momentul rezistent, sau a oscilațiilor mari sau bruște ale acestuia. Utilizarea lor constituie astfel soluția principală pentru acționările rotative la care organul condus funcționează cu șocuri mari și variații importante ale momentului rezistent, cu porniri și opriri frecvente, cu o plajă largă de variație continuă a turațiilor și uneori, cu variația momentului condus.

Acest tip de transmisii hidraulice se utilizează cu randament bun în special în componența mașinilor de mare putere, ca de exemplu la mașinile de transportat și de ridicat, la vapoare, locomotive, excavatoare, buldozere, concasoare, laminoare etc.

### 2. Generalități asupra transmisiilor hidrodinamice

Acționarea hidraulică poate fi definită ca un ansamblu care, prin intermediul unui mediu hidraulic, realizează transmiterea energiei mecanice de la un element conducător la unul condus.

Conform schemei de principiu prezentate în figura 1, sistemele hidraulice folosite pentru acționare sunt constituite din organele transmisiei T a energiei de la sursa de energie SE la organul de lucru OL și din echipamentele de comandă și de reglare ce stabilesc regimul de funcționare a sistemului: pornirea, oprirea, inversarea sensului de funcționare, reglarea vitezei și a sarcinii de lucru etc.

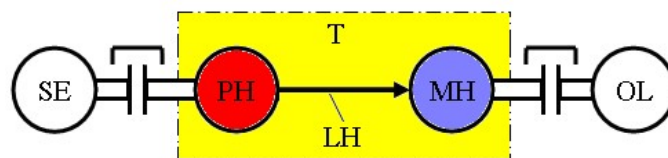


Fig. 1. Schema de principiu a acționării hidraulice

Organele de transmitere ale unei acționări hidraulice constau din pompa hidraulică PH și din motorul hidraulic MH. Legătura LH dintre pompă și motor are doar caracter hidraulic și se realizează printr-un debit de lichid sub presiune.

Transmisiile hidrodinamice respectă principiile menționate și sunt ansambluri formate din două turbomașini hidraulice utilizate pentru a transmite puterea mecanică. În figura 2 este prezentată o primă variantă a transmisiei hidrodinamice: motorul 1 antrenează pompa hidrodinamică 2 care, prin intermediul conductei 3, alimentează hidraulic turbina 4 ce acționează organul de lucru antrenat de arborele 6 (roți motoare, o elice navală etc.). Constatându-se că pierderile hidraulice prin conductele de legătură dintre mașinile hidraulice sunt importante, s-a trecut la o soluție mai compactă 5: astfel, circuitul hidraulic s-a concentrat, comasând într-o carcasă comună rotoarele celor două mașini.

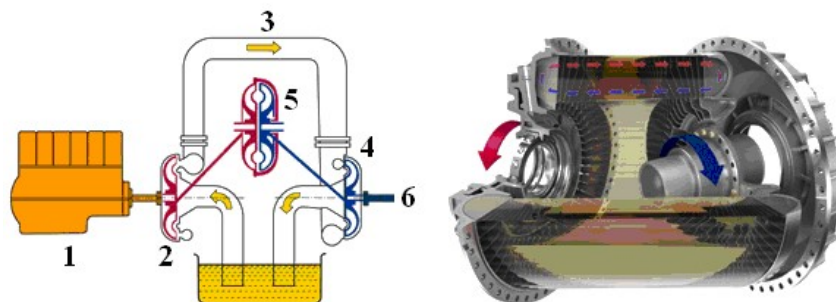


Fig. 2. Geneza transmisiei hidrodinamice

Prin intermediul acestei transmisii, se pot modifica în anumite limite, pe un domeniu continuu, turația și cuplul de ieșire, prin varierea debitului volumic și a sarcinii hidraulice pe turbină.

Transmisiile hidrodinamice transformă energia mecanică a sursei în energia cinetică a unui lichid circulat într-un volum închis la presiuni relativ mici ( $3 - 5 \text{ N/cm}^2$ ) și viteze mari ( $20 - 30 \text{ m/s}$ ) între o pompă și o turbină, ultima transformând-o din nou în energie mecanică utilă destinației. Volumul sau zona de lucru a lichidului este de formă toroidală, secțiunea transversală a torului fiind împărțită între elementele mobile și statice: cele mobile sunt pompe (intrări) și turbine (ieșiri), cele statice - statoare. Toate elementele sunt încadrate într-o carcasă comună cu zone de etanșare, elementele mobile și statice fiind prevăzute cu paletе de o anumită formă (Pătrașcu și Vătavu, 2006).

După funcția îndeplinită, transmisiile hidrodinamice se împart în (Pătrașcu și Vătavu, 2006) și (Sandor et al., 1990):

- cuplaje (ambreiaje) hidrodinamice;
- transformatoare (amplificatoare de cuplu) hidrodinamice;
- frâne hidrodinamice.

*Cuplajul hidrodinamic* permite cuplarea elastică a arborilor SE (arborele 1 de antrenare a pompei) și OL (arborele de ieșire 2 antrenat de turbină), cu raport de turații variabil în limite largi ( $\frac{n_2}{n_1} \neq ct$ ), dar cu menținerea

constantă a cuplului transmis ( $M_2 = M_1$ ). În condiții normale de funcționare, caracteristica  $M_2 = f(n_2)$  a arborelui secundar diferă de cea  $M_1 = f(n_1)$  a arborelui primar numai prin existența unei ușoare alunecări (variație relativă de turație).

“A *fluid coupling* or *hydraulic coupling* is a hydrodynamic or 'hydrokinetic' device used to transmit rotating mechanical power. It has been used in automobile transmissions as an alternative to a mechanical clutch. It also has widespread application in marine and industrial machine drives, where variable speed operation and controlled start-up without shock loading of the power transmission system is essential” ([https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid\\_coupling](https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid_coupling)).

*Transformatorul hidrodinamic* modifică în limite largi și cuplul transmis între arborii primar și secundar: pe măsură ce turația  $n_2$  la arborele turbinei scade ca urmare a unei cereri mărite de cuplu, el adaugă cuplu la cel al arborelui primar  $M_1$ . Caracteristica  $M_2 = f(n_2)$  a arborelui secundar este similară cu cea a unui motor electric de turație variabilă.

“A *torque converter* is a type of fluid coupling which transfers rotating power from a prime mover, like an internal combustion engine, to a rotating driven load. In a vehicle with an automatic transmission, the torque converter connects the power source to the load. It is usually located between the engine's flexplate and the transmission. The equivalent location in a manual transmission would be the mechanical clutch.

Hydrokinetic drives, such as this, should be distinguished from hydrostatic drives, such as hydraulic pump and motor combinations” ([https://en.wikipedia.org/wiki/Torque\\_converter](https://en.wikipedia.org/wiki/Torque_converter)).

Frâna hidrodinamică se comportă ca un cuplaj hidrodinamic cu arborele secundar blocat; caracteristica  $M = f(n)$  este crescătoare, arborele primar neputând însă fi blocat.

“Hydrodynamic braking: fluid couplings can also act as hydrodynamic brakes, dissipating rotational energy as heat through frictional forces (both viscous and fluid/container). When a fluid coupling is used for braking it is also known as a retarder” ([https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid\\_coupling#Hydrodynamic\\_braking](https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid_coupling#Hydrodynamic_braking)).

Dintre cele trei categorii menționate, cea mai frecventă utilizare a transmisiilor hidrodinamice este cea de cuplaj hidraulic.

### 3. Particularități constructive, funcționale și de calcul pentru cuplajul hidraulic

Cuplajul hidraulic este cazul particular de sistem hidrodinamic de transmisie în care lipsește statorul și care realizează transmiterea momentului de la sursă la elementul de execuție conform relației (1).

$$M_T = M_P \quad (1)$$

Cuplajul (figura 3,a) se compune dintr-o pompă P și o turbină T legate între ele numai pe cale hidraulică, amplasate într-o carcasă comună.

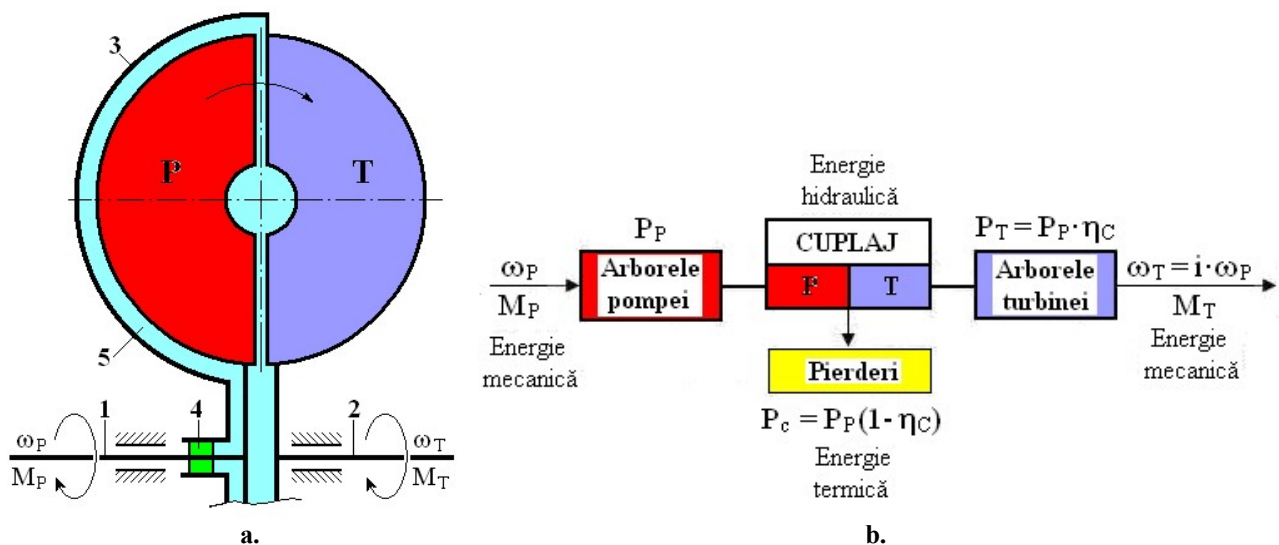


Fig. 3. Cuplaj hidrodinamic: a. construcție; b. schema-bloc.

Pompa este alcătuită dintr-un rotor cu paletе legate de arborele 1, care este arbore de intrare, iar turbina dintr-un alt rotor cu paletе, fixat pe arborele de ieșire 2. Cele două rotoare așezate față în față în zona paletelor, formează un spațiu toroidal numit zonă de lucru. Ambele rotoare au, de regulă, paletе plane așezate radial, iar întreg ansamblul format din pompă și turbină este închis cu o carcasă comună 3. Spațiul toroidal din zona paletelor este umplut cu lichidul 5 și are o singură zonă de etanșare 4.

Prin antrenarea rotorului pompei, datorită forței centrifuge care acționează asupra masei de lichid din această parte a zonei de lucru, lichidul străbate spațiul dintre pompă și turbină în zona razei exterioare, iar în zona razei minime de la turbină spre pompă. În zona paletelor pompei P lichidul înmagazinează energie cinetică, iar în zona turbinei T cedează această energie turbinei. Lichidul recirculat constituie astfel agentul de transmitere a mișcării de rotație.

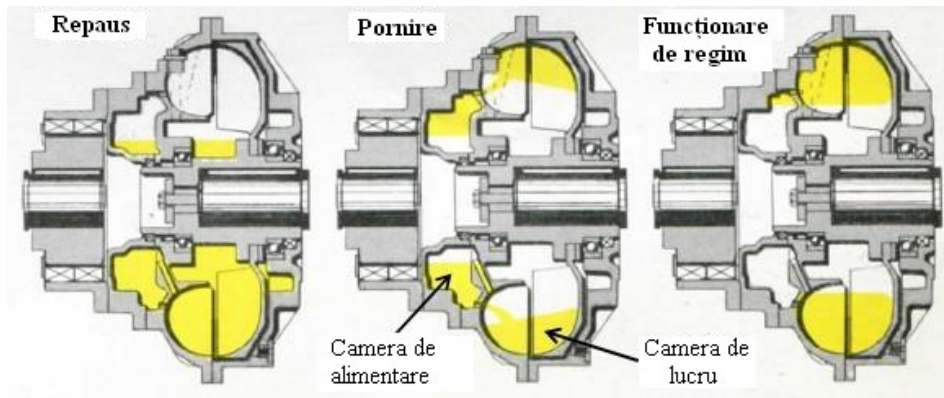


Fig. 4. Cuplaj hidrodinamic: distribuția lichidului de lucru.

Deoarece sensul de mișcare a lichidului în rotorul turbină este contrar forței centrifuge, circulația lichidului în spațiul de lucru al transmisiei va avea loc numai pentru condiția  $\omega_T < \omega_P$ , adică atunci când între rotoarele pompă și turbină există alunecare, care depinde de sarcina la arborele de ieșire și determină viteza de circulație a lichidului între rotoare. La mărirea sarcinii, alunecarea și viteza de circulație a lichidului crește, turația turbinei se micșorează și cuplul de ieșire crește; momentul maxim se dezvoltă la blocarea turbinei de către suprasarcină. Valoarea momentului transmis scade cu diminuarea gradului de umplere cu lichid de lucru și este maximă la umplerea integrală.

Poziționarea și distribuția lichidului de lucru în regimul de tranziție de la repaus la funcționarea de regim a cuplajului poate fi urmărită în figura 4.

Imaginile din figurile 2 și 4 sunt prelucrări ale unor figuri din (<https://practicalmaintenance.net/wp-content/uploads/Construction-Working-Operation-and-Maintenance-of-Fluid-Couplings.pdf>).

Din punct de vedere cinematic, cuplajul hidraulic este caracterizat de raportul de transmitere  $i$ , ce pune în legătură vitezele unghiulare la ieșire  $\omega_T$  și de intrare  $\omega_P$ :

$$\omega_T = i \cdot \omega_P; \quad (2)$$

raportul de transmitere definește și alunecarea (slip-ul) cuplajului, respectiv rămânerea în urmă a turbinei T față de pompa P ca urmare a sarcinii pe organul de lucru:

$$a = 1 - i. \quad (3)$$

Conform structurii prezentate în figura 3,b, cuplajul hidraulic transferă organului de lucru energia cinetică a sursei, printr-o conversie succesivă a energiei mecanică-hidraulică-mecanică. În domeniul hidraulic al conversiei, datorită frecării moleculelor de lichid între ele și cu suprafețele interioare ale pompei și turbinei au loc pierderi interne sub formă de căldură, cuplajul hidraulic fiind caracterizat și de randamentul  $\eta_C$  care are expresii matematice în funcție de putere (4) sau alunecare (5):

$$\eta_C = \frac{P_T}{P_P} = \frac{P_P - \Delta P_c}{P_P} = 1 - \frac{\Delta P_c}{P_P}, \text{ respectiv} \quad (4)$$

$$\eta_C = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \frac{n_T}{n_P} = i = 1 - a; \quad (5)$$

în expresii,  $P_P$ ,  $P_T$  și  $\Delta P_c$  sunt puterile la intrarea, ieșirea și cea pierdută prin disipație termică pe cuplaj (indicii P, T și c se referă la pompă, turbină și căldură).

#### 4. Concluzii

Sistemele hidrodinamice de transmitere a mișcării, denumite și turbotransmisii, transformă energia mecanică a sursei în energia cinetică a unui lichid circulat într-un volum închis la presiuni relativ mici și viteze mari între o pompă și o turbină, ultima transformând-o din nou în energie mecanică. Zona de lucru a lichidului este de formă toroidală, secțiunea transversală a torului fiind împărțită între elementele mobile și statice: cele mobile sunt pompe (intrări) și turbine (ieșiri), cele statice - statoare; toate elementele sunt încadrate într-o carcasă comună cu zone de etanșare, elementele mobile și statice fiind prevăzute cu palete de o anumită formă.

După funcția îndeplinită, transmisiile hidrodinamice se împart în: cuplaje (ambreiaje) hidrodinamice, transformatoare (amplificatoare de cuplu) hidrodinamice și frâne hidrodinamice.

Cuplajul hidrodinamic permite cuplarea elastică a arborilor de antrenare a pompei și antrenat de turbină, cu raport de turații variabil în limite largi, dar cu menținerea constantă a cuplului transmis. În condiții normale de funcționare, caracteristica  $M_2 = f(n_2)$  a arborelui secundar diferă de cea  $M_1 = f(n_1)$  a arborelui primar numai prin existența unei alunecări (variație relativă de turație, prin rămânerea în urmă a turbinei față de rotorul pompă), valoarea cuplului transmis fiind condiționată de nivelul de umplere cu lichid de lucru.

Utilizarea transmisiilor hidrodinamice constituie soluția principală pentru acționările rotative la care mașina condusă funcționează cu șocuri mari și variații importante ale momentului rezistent, cu porniri și opriri frecvente, cu o plajă largă de variație continuă a turațiilor și cu variația momentului condus: în industria extractivă, cuplajele hidraulice se utilizează în componența utilajelor de mare putere, ca de exemplu la instalațiile de transportat și de ridicat.

#### Bibliografie

1. Pătrașcu, P., Vătavu, S., (2006), *Hidraulica mașinilor miniere. Elemente de acționări hidraulice*, Editura Universitas.
2. Sandor, L., ș.a., (1990), *Transmisii hidrodinamice*, Editura Dacia.
3. [https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid\\_coupling](https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid_coupling)
4. [https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid\\_coupling#Hydrodynamic\\_braking](https://en.wikipedia.org/wiki/Fluid_coupling#Hydrodynamic_braking)
5. [https://en.wikipedia.org/wiki/Torque\\_converter](https://en.wikipedia.org/wiki/Torque_converter)
6. <https://practicalmaintenance.net/wp-content/uploads/Construction-Working-Operation-and-Maintenance-of-Fluid-Couplings.pdf>

# ASPECTE PRIVIND PROIECTAREA ARCURILOR DIN COMPONENTA MAIURILOR COMPACTOARE

**Autori: Lucian Claudiu T. AMZA** <sup>1</sup>  
amza.lucian@yahoo.com

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Vilhelm ITU** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă aspecte privind proiectarea optimă cu algoritmi evolutivi a arcurilor din componența maiurilor compactoare. Prin proiectare se înțelege acțiunea de a proiecta și rezultatul ei. Optimizarea este, în esență, o opțiune științifică, care constă în elaborarea și trierea sistematică a soluțiilor posibile ale unei probleme ingineresti, având ca scop final selectarea acelei soluții care, în limitele unui cadru de referință definit prin condițiile admise sau impuse inițial, conduce la folosirea cea mai avantajoasă a resurselor de care se dispune pentru materializarea ei. Optimizarea unei mașini, instalații sau construcții de un anumit tip se poate face prin optimizarea separată a componentelor sale, a subansamblurilor sau a părților constructive distincte. Proiectarea optimă cu algoritmi evolutivi, după cum sugerează și numele, este un domeniu inspirat din procesul evoluției naturale. Algoritmii care apar în acest domeniu se numesc algoritmi evolutivi.

## Cuvinte cheie

Curbă spirală, tranziție, supraîncărcare, clotoid, parabola cubică îmbunătățită

## 1. Introducere

Un compactor este un utilaj, o mașină sau o instalație de comprimare pe verticală a terenului în vederea măririi rezistenței acestuia la presiunea clădirilor, instalațiilor sau materialelor ce stau pe el. După gradul de complexitate compactoarele pot fi simple sau complexe. Compactoare simple nu necesită personal special calificat, acestea fiind maiuri mecanice (fig. 1) sau plăci vibratoare (fig. 2). Compactoarele complexe necesită personal calificat pentru conducere directă sau pentru conducerea tractoarelor de remorcare. Compactoare complexe sunt de exemplu rulourile compactoare metalice, rulourile pe pneuri și compactoarele vibratoare.



Fig. 1. maiuri mecanice



Fig. 2. Plăci vibratoare

După procedeul de compactare utilajele respective se clasifică după metoda de lucru folosită în compactoare cu acțiune statică, compactoare cu acțiune dinamică, compactoare prin vibrare, compactoare cu acțiune combinată.

După modul de deplasare se construiesc mașini de compactare remorcate sau cu autopropulsie. Compactoarele cu autopropulsie pot fi cu mobilitate mare cum sunt compactoarele cu rulouri de toate categoriile sau cu mobilitate redusă cum sunt plăcile vibratoare, maiurile mecanice, plăcile compactoare cu acțiune dinamică. Compactoarele tractate sunt alcătuite din unul sau mai mulți tăvălugi remorcați de tractoare. Se folosesc în general pentru compactarea pământurilor afânate. Compactoarele netede sau pe pneuri pot fi folosite pentru compactarea terenurilor coezive sau necoezive, iar cele cu picior de oaie, îndeosebi pentru compactarea pământurilor coezive.

Mașinile de compactare prin baterie se utilizează atât pentru compactarea pământurilor coezive cât și a celor necoezive. Compactarea cu maiul este indicată atunci când: adâncimea de compactare este relativ redusă, de 0,6÷0,8 m; suprafețele de compactat au dimensiuni mici; este necesară realizarea prin compactare a unei cruste superficiale, adică a unui grad de compactare ridicat.

Posibilitățile de utilizare a maiurilor compactoare includ: compactarea pământului din jurul fundațiilor, prepararea pământului pentru turnarea betonului, compactarea pământului utilizat la umplerea șanțurilor pentru

conducte sau cabluri precum și pentru compactarea asfaltului în cadrul lucrărilor de reparații a străzilor și a trotuarelor. cu ardere internă



Fig. 3. Mai acționat cu motor

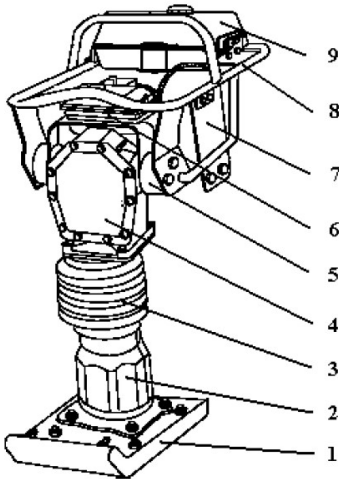


Fig. 4. Elementele componente ale unui mai compactor

Cele mai utilizate maiuri sunt cele acționate cu motoare cu ardere internă (fig.3) și sunt întâlnite sub denumirea de maiuri compactoare vibratoare sau mai simplu maiuri compactoare.

Datorită înclinării axei cilindrului la un unghi de 10-17° față de verticală, maiul execută o deplasare înainte de 10÷15 cm la fiecare salt. Înălțimea de ridicare a maiului este de 30÷100 mm, numărul de lovituri/minut fiind cuprins între 400÷800. Masa maiurilor este cuprinsă între 50 și 200 kg și asigură o compactare a straturilor de pământ la adâncimi de până la 60–80 cm.

Efectul de compactare se obține astfel:

- efectul produs asupra tălpii de mecanismul bielă-manivelă;
- șocul produs de căderea maiului ca urmare a saltului efectuat;
- efectul vibrațiilor de frecvență redusă care se transmit pământului la fiecare cădere a maiului.

Din punct de vedere constructiv, maiul (fig. 4) se compune din: talpă (1), cilindru cu ulei (2), burduf (3), reductor (4), elemente antivibratile din cauciuc (5), motor de antrenare (6), cadru (7), mâner de acționare (8), rezervor pentru combustibil (9).

Motorul de antrenare poate fi diesel sau cu benzină, în doi sau patru timpi. Puterea motoarelor de antrenare este cuprinsă între 1,4÷4 kW, turațiile dezvoltate fiind cuprinse între 2300÷4500 rot/min.

Transmiterea mișcării de la motorul de antrenare (6) se realizează prin intermediul unui cuplaj centrifugal (nereprezentat în figură) către reductorul (4). Reductorul realizează reducerea turației până la valori cuprinse între 400÷800 rotații/minut.

Reductorul (4) antrenează un mecanism bielă manivelă (nereprezentat în această figură) de care este legat un piston. Pistonul acționează prin intermediul unor arcuri elastice asupra tălpii (1), imprimându-i o mișcare oscilatorie. Cilindru cu burduf (2) este umplut cu ulei și asigură efectul de amortizare, lipsa uleiului conducând la o funcționare defectuoasă a utilajului. Pentru manevrarea utilajului în timpul funcționării se utilizează mânerul de acționare (8), acesta fiind izolat față de cadrul (7) prin intermediul unor elemente antivibratile din cauciuc (5).

În timpul funcționării utilajului, talpa realizează salturi (desprinderi de sol) de înălțimi cuprinse între 30÷100 mm, cadrul realizează deplasări pe verticală în sus și în jos, cu valori cuprinse 30÷50 mm, vibrațiile mânerului fiind însă mai reduse datorită elementelor antivibratile care realizează izolarea mânerului față de cadrul utilajului. Poziționarea cât mai joasă a centrului de greutate permite menținerea stabilității în timpul funcționării. Dimensiunile tălpii se încadrează între limitele: (150 ... 300) x (270 ... 350) mm.

De asemenea, forța de impact dezvoltată de aceste utilaje se încadrează între: 9÷21 kN, asigurând o adâncime de compactare (funcție și de proprietățile pământului) cuprinsă între: 60–80 cm. Viteza de lucru a maiurilor compactoare variază între 8÷20 m/min, productivitatea fiind cuprinsă între 175÷350 m<sup>2</sup>/h.

Masa utilajului împreună cu forța dezvoltată de arcurile din cilindru produc forța de impact cu care talpa acționează asupra pământului. Maiurile compactoare mari sunt prevăzute cu un arc elicoidal suplimentar (numit arc tampon), de lungime mai mică decât celelalte, care intră în acțiune atunci când forța de comprimare a arcurilor (respectiv deformația acestora) depășește o anumită valoare.

## 2. Proiectarea arcurilor

În funcție de condițiile de exploatare a mașinilor precum și de destinația tehnologică a acestora, încă din etapa de proiectare trebuie să se asigure parametri optimi de fiabilitate, mentenabilitate și ergonomie. În marea majoritate a mașinilor și utilajelor parametri dinamici și de fiabilitate sunt determinați de prezența în structura acestora a elementelor antivibratile.

Printre aplicațiile arcurilor elicoidale la mașinile vibratoare se pot enumera: amortizarea energiei de șoc și a vibrațiilor; acumularea unei energii ce trebuie cedată treptat sau în timp scurt; schimbarea frecvențelor proprii ale unor organe de mașini.

Arcurile elicoidale au o răspândire foarte mare în sistemele de izolare antivibratile fiind întâlnite la suspensii, la transportoare vibratoare, site vibratoare etc. La majoritatea reazemelor elastice se utilizează arcuri elicoidale de compresiune, iar acestea pot fi precomprimare pentru a reduce jocurile din montaj.

Arcurile elicoidale sunt solicitate numai la forțe axiale centrice, de compresiune sau întindere. Arcurile elicoidale

sunt formate din sârmă sau bară, cu secțiune rotundă sau rectangulară, spirele fiind realizate prin înfășurare pe o elice, după o suprafață cilindrică sau conică.

Parametrii specifici ai unui arc elicoidal, care trebuie luați în considerare la proiectarea unui sistem de rezemare elastică, sunt (fig.5): sarcina maximă, sarcina minimă, cursa arcului, proprietățile materialului, etc. Pe baza acestora se vor determina diametrul sârmei, diametrul de înfășurare, lungimea arcului în stare liberă, numărul total de spire, lungimea arcului montat etc.

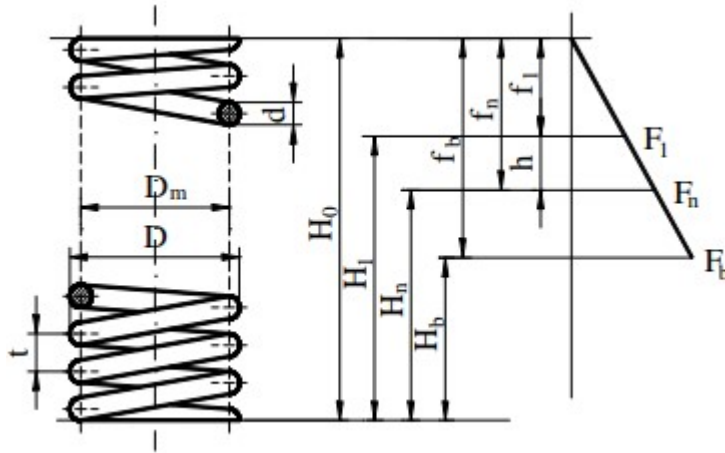


Fig.5. Elementele geometrice și caracteristica unui arc elicoidal

Un parametru important al arcurilor utilizate la mașinile și utilajele vibratoare, și în special la maiurile compactoare, îl reprezintă constanta elastică.

Pentru un arc elicoidal (fig.5) constanta elastică longitudinală este dată de relația:

$$k_y = \frac{E \cdot d^2}{16 \cdot D^3 \cdot n} \cdot \frac{\cos \alpha}{\mu \cdot \cos^2 \alpha}, \quad (1)$$

unde:

$$\mu = \frac{E}{2 \cdot G} - 1, \quad (2)$$

iar pentru  $\alpha < 8^\circ$  se utilizează relația:

$$k_y = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}, \quad (3)$$

Când vibrațiile se propagă și pe direcție transversală (fig.6) trebuie determinată și constanta elastică transversală. La calculul acesteia trebuie să se țină cont de faptul că arcurile sunt de obicei precomprimate după direcția longitudinală datorită greutateii proprii a organelor în mișcare.

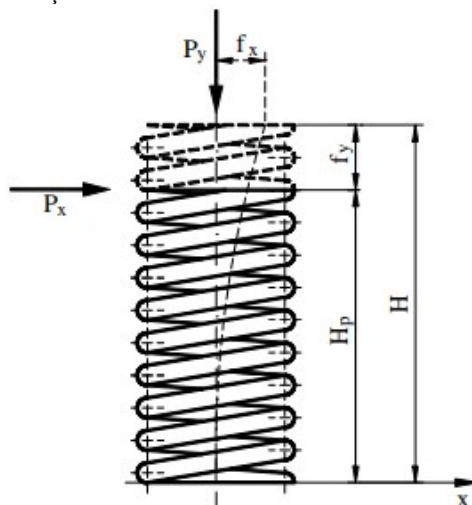


Fig.6. Arc elicoidal supus acțiunii unor forțe longitudinale și transversale

Săgeata pentru un arc precomprimat încastrat la un capăt se determină cu ajutorul relației:

$$f_x = \frac{P_x \cdot H_p^3}{3} \cdot \frac{\chi}{E \cdot I_1}, \quad (4)$$

unde  $\chi$  este un coeficient ce caracterizează micșorarea rigidității la răsucire față de rigiditatea la încovoiere a unei singure spire și care se exprimă astfel:

$$\chi = \frac{I}{2 \cdot \sin \alpha'} \cdot \left( I + \frac{I_1}{I_2} \cdot \sin^2 \alpha' + \frac{E \cdot I_1}{G \cdot I_p} \cdot \cos^2 \alpha' \right),$$

Semnificațiile notațiilor utilizate în relațiile de mai sus sunt:

$I_1$  – momentul de inerție a ariei secțiunii spirei în raport cu o axă perpendiculară pe axa arcului;

$I_2$  – momentul de inerție a ariei secțiunii în raport cu o axă perpendiculară pe axa pe care a fost calculat  $I_1$ ;

$I_p$  – momentul de inerție polar al secțiunii sârmei;

$\alpha'$  – unghiul de înfășurare al arcului supus unei sarcini axiale.

Dacă se ține cont de faptul că pentru secțiune circulară avem:

$$\begin{aligned} I_p &= \frac{\pi \cdot d^4}{32} \\ I_1 = I_2 &= \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad , \\ \chi &= \frac{2 + \mu \cdot \cos^2}{2 \cdot \sin \alpha'} \\ H_p &= \pi \cdot D \cdot n \cdot \sin \alpha' \end{aligned} \quad (5)$$

se obține expresia constantei elastice transversale:

$$k_x = \frac{3 \cdot E \cdot I_1}{H_p^2 \cdot \chi}, \quad (6)$$

Dacă lungimea liberă a arcului depășește de patru ori diametrul arcului, stabilitatea arcului în timpul funcționării (sub sarcină) devine critică, putând apărea flambajul arcului.

Stabilitatea arcului, definită prin coeficientul de zveltețe, mai este influențată și de modul în care este fixat arcul la capete. Pentru îmbunătățirea rigidității se impune fie recalcularea arcului, fie ghidarea acestuia pe dornuri sau într-un tub, soluție care este însoțită de creșterea frecărilor și a uzurilor.

Pentru îmbunătățirea centrării sarcinilor este necesară prelucrarea capetelor arcurilor, micșorându-se astfel pericolul de solicitare suplimentară a spirelor.

La alegerea pasului spirelor active, în stare liberă, se alege ținând cont de următoarele limitări:

$$\frac{D_m}{4} - 0,2 \leq t \leq \frac{2}{3} \cdot D_m, \quad (7)$$

Un alt aspect de care trebuie să se țină cont în proiectarea arcurilor elicoidale de compresiune sunt vibrațiile longitudinale ale acestora. Pulsațiile proprii libere ale unui arc elicoidal cilindric se determină cu ajutorul relației:

$$\omega_j = j \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}; \quad j = 1, 2, 3, \dots, \quad (8)$$

unde  $k$  reprezintă rigiditatea arcului,  $m$  fiind masa acestuia.

În situația în care spațiul disponibil este redus se utilizează mai multe arcuri elicoidale, de cele mai multe ori în număr de două (fig.7).

Sistemul este echivalent cu un număr de arcuri cu rigiditate diferită, așezate în paralel, care sub acțiunea unei forțe exterioare  $F$  se deformează cu aceeași săgeată  $f$ .

În componența maiurilor compactoare sunt prevăzute două baterii identice de câte două sau trei arcuri elicoidale cilindrice.

Arcurile din interior sunt montate pe tija pistonului precum și pe un dorn legat rigid de talpa maiului compactor. Ambele baterii de arcuri sunt introduse în cilindru prin care culisează pistonul.

În cadrul procesului de optimizare s-a urmărit să se minimizeze masa totală a arcurilor, aceasta fiind funcția obiectiv.



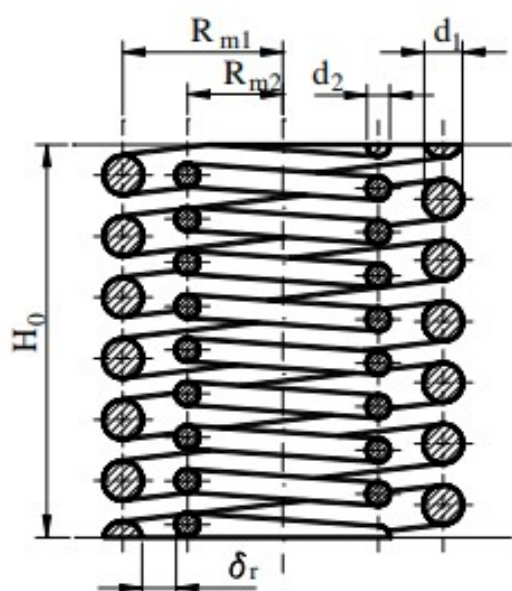


Fig. 7. Ansamblu de arcuri elicoidale cilindrice cu secțiune circulară

S-a considerat o baterie de două arcuri, sarcina care acționează asupra acestora fiind împărțită în raportul de 3:1 între cele două arcuri, adică arcul exterior preia de trei ori mai mult decât arcul interior. Acest raport a rezultat pe baza analizei mai multor variante constructive de maiuri compactoare. În figura 8 este ilustrat un ansamblu de două arcuri din componența unui mai compactor.

Sarcina maximă la care sunt supuse arcurile a rezultat din studiul mișcării utilajului și a forțelor care acționează asupra arcurilor în timpul funcționării, pe durata regimului permanent de vibrații.

Sarcina minimă s-a ales astfel încât să se asigure precomprimarea arcurilor datorită greutateii utilajului. Această condiție se aplică arcului interior, sarcina minimă a arcului exterior stabilindu-se pe baza relației:

$$\frac{F_{n1}}{F_1} = \frac{F_{n2}}{F_2}, \quad (8)$$



Fig.8. Ansamblu de arcuri din componența maiului compactor

Cursa arcurilor s-a stabilit atât pe baza caracteristicilor geometrice ale elementelor care compun maiul compactor cât și pe baza studierii comportării acestuia în timpul funcționării.

Problema optimizării a fost realizată în cadrul Centrului de Proiectare Optimală de la Catedra de Organe de Mașini din cadrul Universității Tehnice din Cluj-Napoca, cu ajutorul soft-ului Cambrian 2.0.

În tabelul 1 sunt prezentate datele de intrare ale problemei, iar în tabelul 2 sunt arătate elementele arcurilor optime obținute în urma optimizării cu algoritmi genetici.

Tabelul 1. Datele de intrare ale problemei

Denumire	Simbol	Arcul exterior	Arcul interior
Sarcina maximă [N]	$F_{1,2max}$	3.080	1.090
Sarcina minimă [N]	$F_{1,2min}$	1950	690
Cursa de lucru [mm]	$H_{1,2}$	55	55
Densitatea materialului [kg/mm <sup>3</sup> ]	$\rho$	$7,87 \cdot 10^{-6}$	$7,87 \cdot 10^{-6}$
Modulul de elasticitate longitudinal [MPa]	$E$	$2,06 \cdot 10^5$	$2,06 \cdot 10^5$
Modulul de elasticitate transversal [MPa]	$G$	78.000	78.000
Coefficientul de rezemare	$\nu$	0,5	0,5
Frecvența de funcționare [Hz]	$f$	6	6

Tabelul 2. Elementele arcurilor optime obținute în urma optimizării

Denumire	Simbol	Relația de calcul	Arcul exterior	Arcul interior
Rigiditatea [N/mm]	$c_{1,2}$	$c_{1,2} = \frac{F_{1,2max} - F_{1,2min}}{h}$	20,545	7,273
Săgeata minimă [mm]	$f_{1,2min}$	$f_{1,2min} = \frac{F_{1,2min}}{c_{1,2}}$	94,912	94,912
Săgeata maximă [mm]	$f_{1,2max}$	$f_{1,2max} = \frac{F_{1,2max}}{c_{1,2}}$	149,912	149,912
Diametrul mediu de înfășurare [mm]	$D_{1,2m}$	$D_{1,2m} = i_{1,2} \cdot d_{1,2}$	79,830	48,760
Diametrul exterior [mm]	$D_{1,2e}$	$D_{1,2e} = D_{1,2m} + d_{1,2}$	88,830	54,060
Diametrul interior [mm]	$D_{1,2i}$	$D_{1,2i} = D_{1,2m} - d_{1,2}$	70,830	43,460
Numărul de spire active:	$n_{1,2c}$	$n_{1,2c} = \frac{G \cdot d_{1,2}}{8 \cdot c_{1,2} \cdot i_{1,2}^3}$	6	9
Numărul de spire de reazem	$n_{1,2r}$	$n_{1,2r} = \begin{cases} 1,5 & n_{1,2c} \leq 7 \\ 2,5 & n_{1,2c} > 7 \end{cases}$	1,5	2,5
Numărul total de spire	$n_{1,2t}$	$n_{1,2t} = n_{1,2c} + n_{1,2r}$	7,5	11,5
Lungimea arcului blocat [mm]	$H_{1,2b}$	$H_{1,2b} = n_{1,2t} \cdot d_{1,2}$	67,5	60,95
Pasul arcului nesolicitat [mm]	$t_{1,2}$	$t_{1,2} = d_{1,2} + \frac{f_{1,2max}}{n_{1,2c}} + d_{1,2} \cdot k_{1,2\Delta}$	35,245	23,525
Lungimea arcului nesolicitat [mm]	$H_{1,20}$	$H_{1,20} = H_{1,2b} + n_{1,2c} \cdot (t_{1,2} - d_{1,2})$	224,972	224,972
Lungimea arcului montat [mm]	$H_{1,2min}$	$H_{1,2min} = H_{1,20} - f_{1,2min}$	130,06	130,06
Lungimea arcului la sarcină maximă [mm]	$H_{1,2max}$	$H_{1,2max} = H_{1,20} - f_{1,2max}$	75,06	75,06
Unghiul de înclinare a spirei arcului nesolicitat [grade]	$\alpha_{1,20}$	$\alpha_{1,20} = \frac{180}{\pi} \cdot a \tan\left(\frac{t_{1,2}}{\pi \cdot D_{1,2m}}\right)$	8	8,731
Lungimea sârmei pentru arc [mm]	$l_{1,2s}$	$l_{1,2s} = \frac{\pi \cdot D_{1,2m} \cdot n_{1,2t}}{\cos(\alpha_{1,20})}$	1899,43	1782,26
Săgeata la blocarea arcului [mm]	$f_{1,2b}$	$f_{1,2b} = \min(H_{10} - H_{1b}, H_{20} - H_{2b})$	157,472	157,472
Sarcina de blocare [N]	$F_{1,2b}$	$F_{1,2b} = c_{1,2} \cdot f_{1,2b}$	3235,32	1145,24
Coeficientul de zveltețe	$\lambda_{1,2}$	$\lambda_{1,2} = H_{1,20} / D_{1,2m}$	2,818	4,614
Coeficientul săgeții teoretice de flambaj	$c_{1,2f}$	$c_{1f} = \frac{0,5}{1 - G/E}$ $c_{2f} = \frac{1 - G/E}{0,5 + G/E} \cdot \pi^2$	0,805	6,980
Coeficientul de zveltețe critic	$\lambda_{1,2c}$	$\lambda_{1,2c} = \frac{\sqrt{c_{1,2f}}}{v}$	1,794	5,284
Frecvența proprie [Hz]	$f_{1,2Hz}$	$f_{1,2Hz} = \frac{3,5 \cdot 10^5 \cdot d_{1,2}}{n_{1,2c} \cdot D_{1,2m}^2}$	82,381	130,036

### Concluzii

Proiectarea unui ansamblu de două sau trei arcuri elicoidale cilindrice se bazează pe utilizarea unor relații de proporționalitate între elementele celor două arcuri. În cazul arcurilor din componența maiurilor compactoare problema dimensionării acestora este mult mai complexă, în calcule trebuie să se țină cont de câțiva factori: arcurile au aceeași cursă, arcurile lucrează pretensionat, un arc lucrează în interiorul celui alt arc, arcul exterior este ghidat într-un cilindru iar arcul interior este ghidat pe tija pistonului, nu este permis flambajul celor două arcuri, frecvența de lucru a arcurilor trebuie să fie mai mică decât frecvența proprie a acestora.

Dimensionarea prin metoda clasică necesită mult timp și nu prezintă certitudinea găsirii unei soluții optime. Din aceste considerente s-a optat pentru proiectarea optimă cu algoritmi genetici.

Soluția propusă poate fi aplicată pentru orice ansamblu de două arcuri elicoidale care lucrează în condițiile specificate mai sus, în special pentru arcurile din componența mașinilor vibratoare..

### Bibliografie

- [1] \*\*\* [http://inf.ucv.ro/documents/cstoean/c61A\\_14.pdf](http://inf.ucv.ro/documents/cstoean/c61A_14.pdf)  
 [2] \*\*\* <https://vdocuments.mx/proiectarea-optimala-cu-algoritmi-evolutivi-a-.html>

# CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND ECHILIBRAREA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ PRIN INTERMEDIUL UNOR ELEMENTE ELASTICE

**Autor: C-tin. Marin DRĂGHICI-RUCSANDA** <sup>1</sup>  
mariandraghicir@gmail.com

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Răzvan Bogdan ITU** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

Mecanismul bielă-manivelă este un dispozitiv tehnic de actualitate și cu perspective ample de utilizare în ingineria mecanică. Aplicațiile mecanismului sunt prezente în domenii vaste, iar presiunea din partea pieței cu privire la confort, preț și fiabilitate este într-o continuă creștere. Datorită acestei presiuni metodele convenționale de echilibrare sunt exploatate și dezvoltate, dar la un nivel la care progresul se măsoară în pași incrementali, tehnologiile fundamentale fiind, în final, aceleași. În lucrare este propusă o metodă neconvențională de echilibrare dinamică a mecanismului bielă manivelă. Această soluție constă în introducerea unui element elastic (arc elicoidal) între una dintre componentele mecanismului și o componentă rigidă, fixă. Soluția este rezultată în urma unei analize a dinamicii mecanismului față de deplasările elementelor și nu față de unghiul de rotație a manivelei.

## Cuvinte cheie

Curbă spirală, tranziție, supraîncărcare, clotoid, parabola cubică îmbunătățită

## 1. Introducere

Fundamental, echilibrul descrie starea unui sistem în care nu există schimbare. În mecanică, acest lucru poate fi interpretat ca fiind starea în care rezultanta tuturor forțelor și a momentelor care acționează asupra unui sistem este egală cu zero.

Dintr-o altă perspectivă, echilibrul este starea unui sistem în care nu există variație de energie, respectiv energia sistemului este constantă. Echilibrul mecanic va fi abordat în funcție de doi parametri: sistemul de referință și energia potențială a sistemului

Dezechilibrul descrie prezența unei variații a energiei sistemului. În domeniul mecanicii, dezechilibrul se raportează la energia potențială sau la energia cinetică. Prin urmare, dezechilibrul poate fi măsurat prin variația acestora față de un sistem de referință.

Prin echilibrare se urmărește: reducerea amplitudinii vibrațiilor, creșterea eficienței mecanismului, scăderea uzurii mecanismului, scăderea sarcinilor interne din cadrul mecanismului.

Echilibrarea unui sistem mecanic se realizează întotdeauna față de un sistem de referință. Cea mai simplă soluție presupune echilibrarea energiei potențiale gravitaționale. Energia potențială gravitațională variază odată cu modificarea poziției centrului de greutate al sistemului pe direcție verticală.

## 2. Echilibrarea statică

Echilibrarea statică prin mijloace elastice presupune înlocuirea forței de greutate printr-o forță elastică. În figura 1.3 sunt prezentate două mecanisme bielă-manivelă echilibrate static prin intermediul unei contragreutăți (figura 1.3,a) și al unui arc (figura 1.3,b), ambele mijloace de echilibrare acționează la polul opus față de manivelă.

Avantajul variantei prezentată în figura 1.3,b îl reprezintă lipsa unei greutăți suplimentare atașată mecanismului.

Ambele modele din figura 1.3 sunt, însă, modele teoretice. Astfel, arcul din figura 1.3,b este un arc considerat a fi fără masă și a cărui direcție este întotdeauna constantă (verticală), forța rămânând constantă indiferent de deformație. Implementarea unei asemenea soluții presupune o provocare din punct de vedere constructiv.

Ceea ce trebuie remarcat, este faptul că ambele variante sunt într-o stare de echilibru neutru, echilibrul static fiind atins indiferent de poziția componentelor

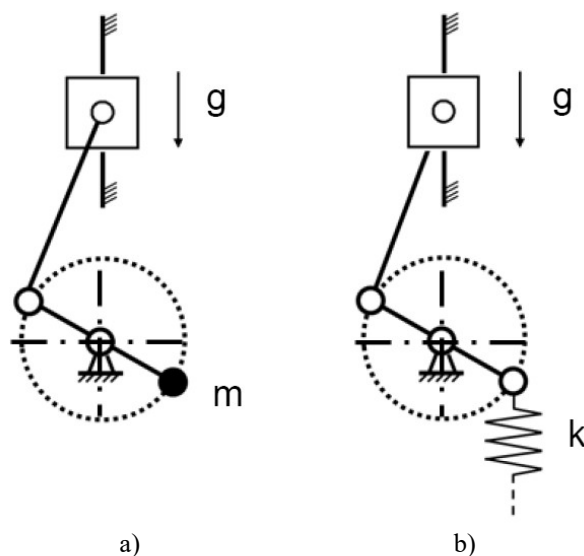


Fig. 1. Echilibrarea statică  
a) cu ajutorul unei contragreutăți; b) cu ajutorul unui arc

### 3. Echilibrarea dinamică

Echilibrarea dinamică se raportează la mecanismele în mișcare. Dezechilibrul dinamic al mecanismului apare doar în prezența unei viteze și a unor mase ale componentelor. În acest caz dezechilibrul poate interveni chiar și atunci când energia totală a sistemului este constantă. Mai precis, dezechilibrul reprezintă transferul de energie dintre componente (spre exemplu piston și bielă) sau variația de energie față de un sistem de referință (orizontal sau vertical).

Pistonul prezentat în figura 1.4,a se află în punctul mort superior, moment în care energia înmagazinată în mecanism poate fi interpretată ca fiind exclusiv energie cinetică de rotație sau energie cinetică de translație orizontală. Indiferent de modul de calcul al energiei, valoarea acesteia este aceeași. În ipostaza din figura 1.4.b energia înmagazinată în sistem poate fi definită ca fiind exclusiv energie cinetică de translație verticală.

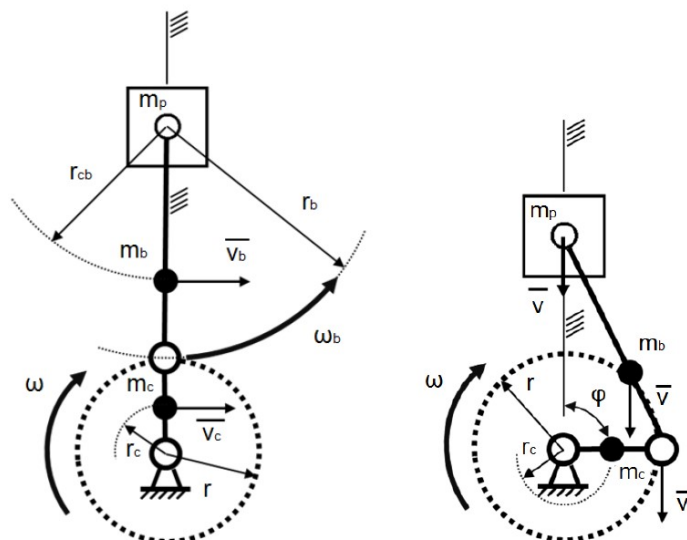


Fig. 2. Mecanismul bielă-manivelă în ipostaze a căror energie poate fi exprimată prin mișcări exclusiv:  
(a) de rotație sau translație orizontală; (b) de translație verticală

Într-un sistem ideal, în lipsa unei surse de energie sau în lipsa unor consumatori, energia înmagazinată în sistem va fi egală cu suma energiilor cinetice de rotație, suma energiilor cinetice de translație și suma energiilor potențiale ale fiecărei componente:

- energia cinetică totală de rotație a bielei și a manivelei,  $E_{cr}$

$$E_{cr} = \frac{J_c \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_b \cdot \omega_b^2}{2}, \quad (1)$$

- energia cinetică totală de translație orizontală a bielei și a manivelei,  $E_{ch}$

$$E_{ch} = \frac{m_c \cdot v_c^2}{2} + \frac{m_b \left( v_c \frac{r}{r_c} \cdot \frac{r_{cb}}{r_b} \right)^2}{2}, \quad (2)$$

- energia cinetică totală de translație verticală a pistonului, a bielei și a manivelei,  $E_{cv}$

$$E_{cv} = \frac{m_p \cdot v^2}{2} + \frac{m_b \cdot v^2}{2} + \frac{m_c \left( v \frac{r_c}{r} \right)^2}{2}, \quad (3)$$

unde:  $J_c$  este momentul de inerție al manivelei,  $\omega$  este viteza unghiulară a manivelei,  $J_b$  este momentul de inerție al bielei,  $\omega_b$  este viteza de rotație a bielei,  $m_c$  este masa manivelei,  $v_c$  este viteza orizontală a centrului de greutate al manivelei,  $m_b$  este masa bielei,  $r$  este raza cercului pe care se deplasează manivela,  $r_c$  este raza cercului pe care se deplasează centrul de greutate al manivelei,  $r_{cb}$  este raza cercului pe care se deplasează centrul de greutate al bielei,  $r_b$  este raza cercului pe care se deplasează centrul fusului piciorului bielei și  $v$  este viteza pe direcție verticală a pistonului.

În cazul unui mecanism care funcționează la o viteză unghiulară constantă  $\omega$ , vor exista două momente pe parcursul unui ciclu pentru care energia cinetică totală de translație verticală a pistonului  $E_{cv}$  va fi nulă. Aceste momente apar în punctul mort superior și în punctul mort inferior, respectiv când manivela se află la unghiurile  $0$  și  $\pi$ .

Alternativ,  $E_{cr}$  și  $E_{ch}$  vor avea două momente când vor fi nule și anume  $\pi/2$  și  $3\pi/2$ .

În cazul unui mecanism de tip bielă-manivelă precum cel prezentat în figura 1.4 a cărei axă de deplasare a pistonului este verticală, energia potențială de greutate este definită ca:

$$E_p = g \cdot r \left[ (m_c + m_b + m_p) \cdot (l + \cos \varphi) + m_p \sqrt{n^2 - \sin^2 \varphi} + m_b \frac{r_b - r_{cb}}{r \cdot r_b} \sqrt{l - \frac{\sin^2 \varphi}{n^2}} \right], \quad (3)$$

unde  $n$  este raportul dintre lungimea bielei, „ $l$ ” și raza manivelei, „ $r$ ”.

Relația (3) se aplică situației când energia potențială este maximă, respectiv ( $\varphi = 0$ ), rezultând:

$$E_{cr} = \frac{J_c \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_b \cdot \left( \omega \frac{r}{r_b} \right)^2}{2}, \quad (4)$$

Din condiția ca energia cinetică a mecanismului, calculată cu relația (4), să fie mai mare decât energia potențială (relația (3)) rezultă:

$$\omega \geq \sqrt{\frac{2gr \left[ 2(m_c + m_b + m_p) + m_p \cdot n + m_b \frac{r_b - r_{cb}}{r \cdot r_b} \right]}{J_c + J_b \cdot n^{-2}}}, \quad (5)$$

Relația (5) definește viteza unghiulară  $\omega$  de la care dezechilibrul generat de energia cinetică este mai mare decât dezechilibrul generat de energia potențială. Odată depășită această condiție, echilibrul dinamic devine prioritar echilibrului static.

Pentru reducerea tuturor excitațiilor la direcții liniare este necesară o interpretare suplimentară, respectiv reducerea bielei la un sistem echivalent dinamic de mase. Echivalarea are loc dacă cele două mase, combinate, au

a) aceeași masă totală cu cea a bielei  $m_b$ :

$$m_b = m_1 + m_2, \quad (6)$$

b) același centru de greutate cu al bieii:

$$m_1 \cdot r_{cb} = m_2 \cdot (r'_b - r_{cb}), \quad (7)$$

c) același moment de inerție față de cupla cu pistonul:

$$m_b \cdot r_{cb}^2 = m_2 \cdot r_b'^2, \quad (8)$$

unde  $m_1$  este masa de picior,  $m_2$  este masa de cap iar  $r'_b$  reprezintă distanța dintre cele două mase.

Cele două mase echivalente sunt amplasate în cele două cuple ale bielei, respectiv masa de picior în cupla cu pistonul și masa de cap în cupla cu manivela. Schematic, biela poate fi reprezentată printr-un sistem de mase (figura 3).

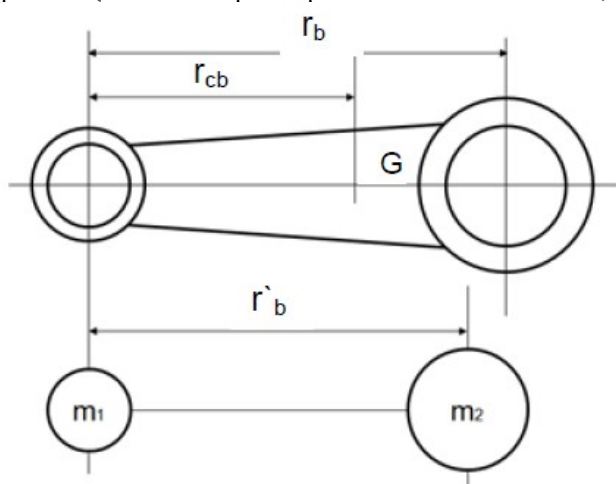


Fig. 3. Biela și sistem de mase echivalent dinamic

Pentru ca masa de cap să fie amplasată în cupla manivelei este necesar să fie îndeplinită condiția  $r_b = r'_b$ .

Această extindere atrage, după sine, deplasarea masei  $m_2$  mai departe de cupla dintre bielă și pistonul până în punctul în care masa  $m_2$  se suprapune cuplei manivelă-bielă. Această soluție simplifică natura excitațiilor, dar presupune

Această condiție ar implica, conform relației (7), ca distanța dintre cuple să fie egală cu distanța dintre cupla cu pistonul și centrul de greutate. În consecință, masa redusă a capului nu va genera un moment de inerție echivalent. Dacă se dorește menținerea aceluiași moment de inerție, masa de cap va trebui amplasată în afara cuplei manivelei, la o distanță egală cu diferența ( $r_b - r'_b$ ) față de articulația manivelă-bielă.

Prin urmare, mișcarea sistemului echivalent dinamic, asemenea bielei, conține atât mișcări de rotație, cât și mișcări de translație. Problema echivalării dinamice poate fi soluționată prin extinderea bielei dincolo de articulația dintre manivelă și bielă.

creșterea masei bielei. Introducând acest artificiu se pot calcula solicitările dinamice aferente fiecărei cuple.

#### 4. Echilibrarea elastică

Echilibrarea prin mijloace elastice poate fi tratată și ca un mijloc de control al vibrațiilor, respectiv de a uniformiza sau a reduce vibrațiile la forme simple care pot fi, ulterior, echilibrate prin mijloace convenționale.

Din punct de vedere energetic, sistemul bielă-manivelă este abordat ca fiind un mecanism cu elemente și cuple rigide. Au fost considerate următoarele posibilități de introducere a elementelor elastice în mecanism:

- Componente elastice - prin înlocuirea componentelor rigide cu componente elastice (figura 4, a);
- Cuple elastice - prin introducerea unor elemente elastice între componente (figura 4, b);
- Racorduri elastice - prin conectarea cuplelor elastice la cadrul de referință prin mijloace elastice (figura 4, c).

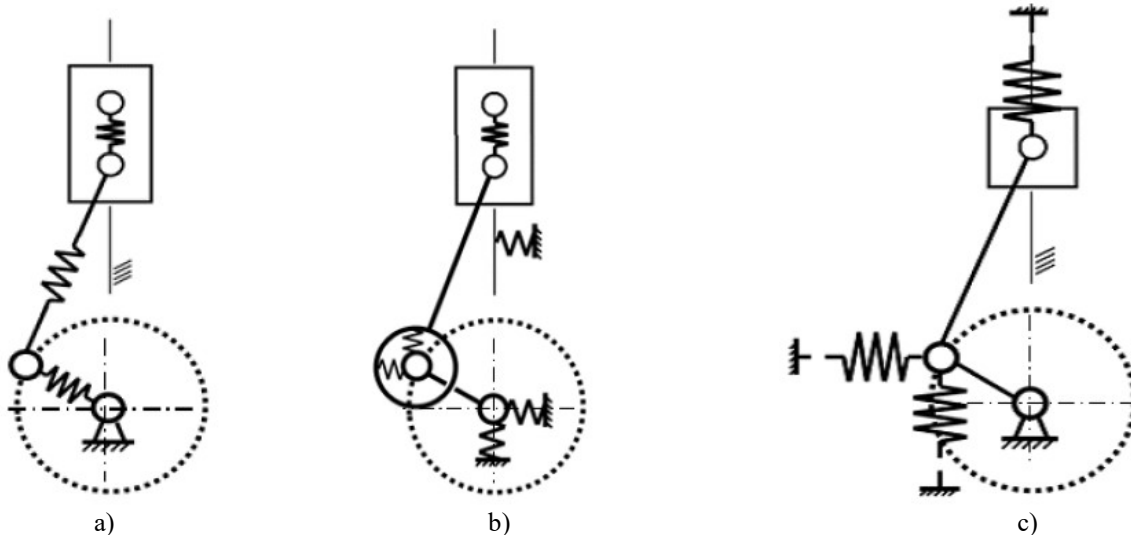


Fig. 4. Reprezentarea grafică a celor trei posibilități de introducere a unor elemente elastice în mecanismul bielă-manivelă. a) componente elastice, b) cuple elastice, c) conectat elastic față de cadrul de referință

Conform figurii 4 și a relațiilor (1), (2) și (3) excitațiile dinamice pot fi interpretate în anumite momente ca fiind exclusiv verticale, orizontale sau de rotație. Pentru a putea fi echilibrate prin elemente elastice este necesară alinierea elementului elastic cu direcția de acționare a forței dinamice. Pentru a realiza această corelație este necesară adoptarea unui model de element elastic și a unei poziții de montare a acestuia. În cazul de față elementul elastic va fi considerat ca fiind un arc elicoidal. Această abordare nu permite utilizarea relației (1) ca interpretare a energiei înmagazinate. Acest lucru se datorează faptului că relația (1) nu este exprimată în raport cu o accelerație de direcție constantă. Același motiv elimină și posibilitatea echilibrării forțelor generate de mișcarea pendulară a bielei.

#### 5. Identificarea elementelor elastice corespunzătoare

Echilibrarea Elementele elastice reacționează printr-o forță la deplasări liniare sau printr-un moment la deplasări unghiulare. Legătura dintre deplasare și forță este dată de constanta de elasticitate. Evoluția forței elastice în funcție de deformație este în mod uzual reprezentată ca o diagramă. În tehnică, înmagazinarea energiei elastice se face cu ajutorul arcurilor. Arcurile sensibile la deformații liniare sunt denumite arcuri de compresiune sau de întindere, iar arcurile sensibile la deformații unghiulare sunt denumite arcuri torsionale.

În mod convențional întreaga cinematică a mecanismului bielă-manivelă este definită în funcție de o deplasare unghiulară (tabel 1.1) și, ca urmare, arcul trebuie să aibă o deformație similară. Există totuși un motiv pentru care arcurile torsionale nu sunt compatibile cu mecanismul. Cu excepția cuplei dintre bielă și bolț toate cuplele de rotație își continuă rotația în același sens atâta timp cât manivela își păstrează sensul de rotație. În consecință, un arc atașat unei astfel de cuple a r înmagazina continuu energie și ar genera o reacțiune crescătoare într-un singur sens.

Dependența dintre reacțiunea arcurilor torsionale și deformația acestora este dată de relați

$$k_{\varphi} = \frac{T}{\Delta\varphi} = \frac{m \cdot a \cdot r}{\Delta\varphi} = \frac{m \cdot \varepsilon}{\varphi}, \quad (9)$$

unde

$$\varepsilon = \frac{d^2\phi}{dt^2}, \quad (10)$$

$k_{\varphi}$  fiind constanta elastică torsională măsurată în  $[Nm / rad]$ ,  $M_t$  este moment de torsiune și  $\varepsilon$  este accelerație unghiulară măsurată în  $[rad / s^2]$ .

Pornind de la excitațiile care acționează asupra arcului și cunoscând caracteristica acestuia se poate calcula

energia înmagazinată în arc. Energia înmagazinată într-un arc de compresiune/întindere și un arc de torsiune poate fi calculată cu relațiile:

$$\Delta E = \int_0^x k \cdot x \cdot dx, \quad (11)$$

$$\Delta E = \int_0^\varphi k \cdot \varphi \cdot d\varphi, \quad (12)$$

Variația vitezei unghiulare a manivelei atrage după sine o cinematică diferită a tuturor componentelor mecanismului bielă-manivelă, respectiv o dinamică diferită. Accelația pistonului este evaluată pentru o mai bună aprofundare a acestui comportament și pentru a identifica măsura în care forțele inerțiale verticale pot varia față de modelul standard. Accelația pistonului este determinată folosind derivata de gradul al doilea al poziției. Atâta timp cât rotația manivelei își păstrează sensul și momentul de reacție al arcului torsional va continua să crească. În consecință, arcurile vor avea un comportament de consumator.

Sarcinile dinamice au un caracter periodic. În consecință, implementarea unui arc torsional la nivelul cuplelor nu este compatibilă. Excepție face cupla de rotație dintre bolt și bielă. Pentru a implementa elemente elastice eficiente este nevoie ca acestea să aibă o caracteristică cât mai apropiată de alura curbelor de variație a forțelor dinamice corespunzătoare cuplelor. Primul pas spre a corela forța de reacție a arcurilor cu alura curbelor este de a defini arcurile față de aceleași referințe. Respectiv elemente elastice vor fi definite conform figurii 4, c.

Parametrii fizici și geometrii relevanți pentru calculul forțelor arcurilor sunt prezentați în figura 5, aceștia fiind: constantele elastice ale celor trei arcuri, lungimea acestora în stare relaxat și orientarea acestora.

Ținând cont de parametrii dimensionali din figura 5 forțele elastice devin:

$$F_p = \left[ l_{p0} + h_p - r \cdot \cos(\omega t) + r \sqrt{n^2 - \sin^2(\omega t)} \right], \quad (13)$$

$$F_h = \left[ l_{h0} - \sqrt{(l_h - r \sin \varphi)^2 - (r \cos \varphi)^2} \right], \quad (14)$$

$$F_v = \left[ l_{v0} - \sqrt{(l_v - r \cos \varphi)^2 - (r \sin \varphi)^2} \right], \quad (15)$$

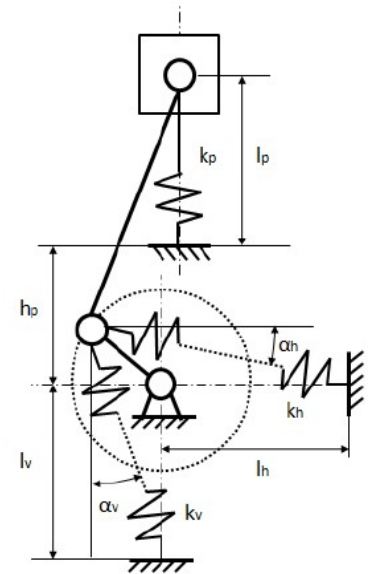


Fig. 5. Parametrii constructivi relevanți pentru calculul arcului

unde  $F_p$  este forța elastică ce acționează asupra pistonului,  $k_p$  este coeficientul de elasticitate al arcului ce acționează asupra pistonului,  $l_{p0}$  este lungimea arcului în stare relaxată,  $h_p$  este distanța pe direcție verticală între axa fusului palier și suportul arcului ce acționează asupra pistonului,  $F_h$  este forța arcului poziționat orizontal,  $k_h$  este coeficientul de elasticitate al arcului poziționat orizontal,  $l_{h0}$  este lungimea arcului dispus orizontal în stare relaxată,  $l_h$  este distanța pe orizontală dintre axa fusului palier și suportul arcului dispus orizontal,  $F_v$  este forța elastică a arcului dispus vertical,  $k_v$  este coeficientul de elasticitate al arcului dispus vertical,  $l_{v0}$  este lungimea arcului dispus vertical și  $l_v$  este distanța dintre axa fusului palier și suportul arcului dispus vertical.

Echilibrarea ideală a forțelor presupune o reacțiune egală, pe aceeași direcție și de sens contrar forței excitatoare. Sarcinile dinamice ce acționează asupra fusului palier sunt sumele sarcinilor dinamice ale fiecărei componente. În consecință, prin echilibrarea individuală a fiecărei componente pot fi echilibrate și sarcinile din fusul palier. Corespunzător și forțele dinamice vor fi determinate pentru fiecare componentă.

Echilibrarea dinamică a mecanismului bielă-manivelă are loc dacă este îndeplinită ca energia potențială înmagazinată în arcuri (relația (12)) să fie egală cu lucrul mecanic realizat de forțele inerțiale. În acest fel, energia totală a sistemului rămâne constantă în timpul funcționării. Suplimentar, este necesar ca forțele dezvoltate în arcuri să fie paralele cu forțele dinamice pe care le echilibrează. În cazul în care direcțiile acestora nu sunt paralele sau nu sunt constante, dar rămân în același plan se adună trigonometric.

## Concluzii

Echilibrarea mecanismului bielă-manivelă este o problemă care trebuie analizată în permanență pentru a menține mecanismul în pas cu tendințele tehnologice actuale.

Metodele de echilibrare trebuie să fie versatile, astfel încât sistemele cărora le sunt destinate aceste mecanisme bielă-manivelă să satisfacă cerințele cu privire la confort, eficiență sau poluare. Flexibilitatea trebuie să fie disponibilă pe întreg domeniul de aplicația al mecanismului precum autovehicule, sisteme de putere auxiliară, pompe, compresoare etc.

O echilibrare ideală ar fi una care nu necesită mase suplimentare. O astfel de echilibrare înlătură o serie de probleme colaterale echilibrării prin contragreutăți cum ar fi: inerție mare a mecanismului, sarcini dinamice suplimentare, masă suplimentară, spațiu disponibil suplimentar etc.

Echilibrarea prin mijloace elastice este o soluție, aparent, ergonomică și cu aport de masă minim asupra mecanismului original. Caracterul ergonomic al soluției este dat de absența componentelor suplimentare, singurele modificări necesare fiind interfețele de conectare ale arcurilor.

Echilibrarea dinamică prin elemente elastice aplicată mecanismului bielă manivelă este neconvențională. Aceasta are nevoie de o validare teoretică înainte de implementare.

Un alt aspect care trebuie menționat este faptul că, elementul elastic necesar trebuie să fie unul ideal, adică un element cu constantă elastică care să genereze o forță care să fie tot timpul conjugată celei inerțiale.

În cazul unei validări teoretice soluția urmează să fie validată prin experiment.

Echipamentul pe care se aplică experimentul trebuie să aibă un comportament previzibil cu solicitări dinamice puternice.

Compresorul mecanic cu piston este un astfel de echipament, care satisface cerințele necesare pentru validarea prin experiment. Modelul propus pentru realizarea implementării echilibrării prin mijloace elastice poate fi un compresor de aer cu piston model "Black & Decker BD 205/24" (figura 6). Parametrii funcționali sunt reprezentativi pentru cea mai mare cotă de piață a compresoarelor de aer cu piston. Parametrii funcționali ai acestui compresor sunt prezentați în tabelul 1.



Fig. 6. Compresor "Black & Decker BD 205/24"

Tabelul 1. Parametri funcționali ai compresorului "Black & Decker BD 205/24"

Parametru	Valoare	Unitate de măsură
Turație nominală	2850	rpm
Presiune maximă	893	bar
Raport geometric de compresie	25	-
Înălțimea camerei de compresie	1,6	mm
Cursa pistonului	39,4	mm
Alezaaj	41,8	mm
Puterea motorului electric	1470	W
Cuplul de antrenare al motorului electric	4,	Nm

În figura 7 este reprezentată o variantă constructivă a suportului ce susține baza arcului. Structura similară segmentului e astfel încât asamblarea și dezamblarea sa să poată fi făcută ușor.

Din punct de vedere al gabaritul arcul de echilibrare este constrâns. În figura 8 este prezentată o variantă constructivă a arcului, a elementelor de montaj și al componentelor care susțin elementele de montaj.

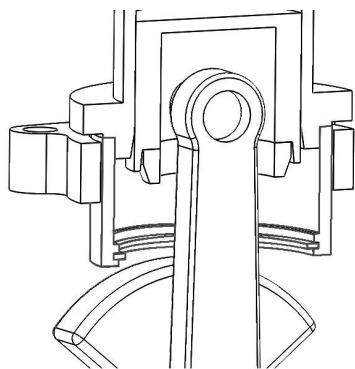


Fig. 7. Suportul pentru baza arcului

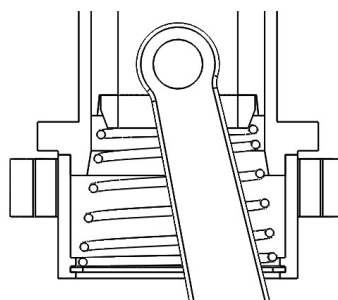


Fig. 8. Reprezentare a variantei constructive ce conține arcul,

## Bibliografie

- [1] Frățilă, Ghe.. Calculul și Construcția Automobilelor. Editura didactică și pedagogică, București , 1977
- [2] Groza, D., Echilibrarea dinamică a mecanismelor bielă-manivelă utilizate în sisteme tehnice, Teză de doctorat, Brașov, 2018.
- [3] Stamatescu, C., Grigoriu , M., Tașcă, D., Compresoare volumice. Editura. Ethnică, 1965.



# UTILIZAREA METODELOR COMPARATIVE DE CALCUL ALE ELEMENTULUI DE ÎNCHIDERE ÎN CAZUL UNUI LANȚ DE DIMENSIUNI LINIARE

**Autor: Laurențiu C-tin BRÎNAȘ** <sup>1</sup>  
[constantin.brinas@gmail.com](mailto:constantin.brinas@gmail.com)

**Coordonator:** Șef lucrări dr.ing. **Gheorghe-Bogdan URDEA** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

În această lucrare există două metode de calcul ale elementelor care alcătuiesc dimensiunea unui lanț de dimensiuni liniare. Ea abordează problema determinării mărimii fiecărui element folosind metode algebrice și probabilistice. Calculul mărimii este prezentat într-o condiție complet interschimbabilă.

## Cuvinte cheie:

lanț de dimensiuni, element de închidere, metoda algebrică, metoda probabilistică

## 1. Introducere

Noțiuni generale

Asamblarea pieselor și a ansamblelor generează lanțuri de dimensiuni mai mult sau mai puțin complexe, a căror ultimă dimensiune, cunoscută sub denumirea de *dimensiune de închidere*, influențează precizia de lucru a ansamblelor independente și a construcțiilor în ansamblu.

Fiecărei piese îi sunt caracteristice niște dimensiuni, iar prin asamblarea acestora se formează un *lanț de dimensiuni* [1],[2].

*Lanțul de dimensiuni* reprezintă totalitatea dimensiunilor liniare sau unghiulare succesive care formează un contur închis și care determină poziția unor suprafețe ale unei piese sau ale mai multor piese într-un subansamblu sau ansamblu [2].

Un lanț de dimensiuni este format din *dimensiuni primare (componente)* care se realizează direct în procesul tehnologic (la valorile prescrise pe desenele de execuție) și din *dimensiuni de închidere* care rezultă indirect (la prelucrarea sau asamblarea pieselor). Acestea din urmă nu se trec pe desenul de execuție [2], [4].

În cazul lanțurilor de dimensiuni reprezentate schematic este indicată și *dimensiunea de închidere R*. Un lanț de dimensiuni are minim trei dimensiuni: două *primare* și una *rezultantă* [2], [4].

În figura 1, a, b sunt prezentate exemple de lanțuri de dimensiuni liniare (valori numerice și convenționale), iar în figura 2, a, b sunt reprezentate schematic aceste lanțuri.

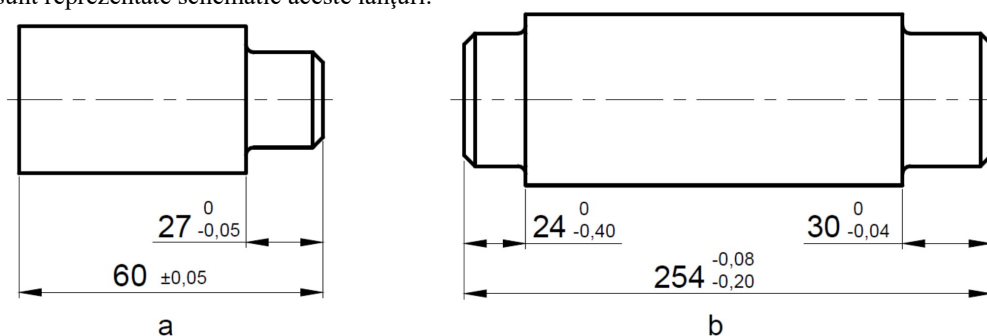


Fig. 1. Lanțuri de dimensiuni liniare cu valori numerice și notații convenționale

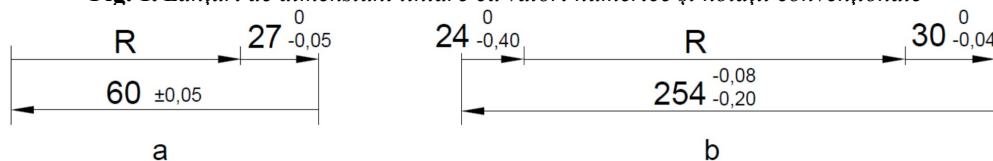


Fig. 2. Reprezentarea schematică a lanțurilor liniare de dimensiuni

## 1.2. Clasificarea lanțurilor de dimensiuni

Lanțurile de dimensiuni se pot clasifica după următoarele criterii: după locul pe care îl ocupă în schema de ansamblu; după natura mărimii considerate; după natura asamblării în spațiu a elementelor (verigilor) lanțului; după complexitate; după stadiul în care se realizează; în funcție de baza de cotare.

## 2. Metode de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni

Prin rezolvarea unui lanț de dimensiuni se determină un element al lanțului cu tot ceea ce implică aceasta: dimensiune nominală și abateri. Problema care se pune în cazul rezolvării lanțurilor de dimensiuni este determinarea elementului de închidere atunci când se cunosc toate elementele componente (problema directă) sau determinarea unuia sau a mai multor elemente componente, atunci când se cunoaște elementul de închidere (problema inversă) [2].

Rezolvarea acestor probleme se poate face folosind mai multe metode precum: metoda de maxim și minim; metoda algebrică; metoda probabilistică; metoda toleranței medii; metoda determinării preciziei lanțului; metoda sortării (metoda asamblării selective); metoda reglării; metoda ajustării.

### 2.1. Metoda algebrică

În aplicarea acestei metode se are în vedere faptul că într-o sumă sau diferență de mărimi tolerate, fiecare mărime trebuie luată sub formă desfășurată (valoare nominală și abateri limită), după care se adună sau se scad între ele părțile de același fel [2], [3], [4].

Considerăm cazul general în care lanțul de dimensiuni conține  $(n+1)$  elemente, inclusiv elementul de închidere (figura 3).

Elementele  $B_1, B_2, \dots, B_m$  sunt elemente măritoare iar  $B_{m+1}, B_{m+2}, \dots, B_n$  sunt elemente reducătoare.

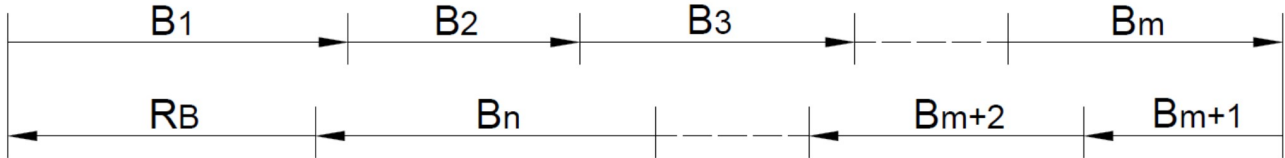


Fig. 3. Schema convențională a lanțului de dimensiuni cu  $n$  elemente componente

Pomind de la relațiile:

$$R_{\min} = \sum_{j=1}^m B_{j\min} - \sum_{j=m+1}^n B_{j\max} \quad (1)$$

$$R_{\max} = \sum_{j=1}^m B_{j\max} - \sum_{j=m+1}^n B_{j\min} \quad (2)$$

$$B_{j\max} = B_j + ES_j \quad (3)$$

$$B_{j\min} = B_j + EI_j \quad (4)$$

Rezultă ecuația funcțională dezvoltată a lanțului de dimensiuni:

$$R_{B} + ES_R = B_1 + ES_1 + \dots + B_m + ES_m - (B_{m+1} + ES_{m+1} + \dots + B_n + ES_n) \quad (5)$$

În ecuația dezvoltată semnul minus în fața elementului schimbă poziția și semnul abaterii astfel încât ecuația funcțională dezvoltată a lanțului de dimensiuni devine:

$$R_{B} + ES_R = B_1 + ES_1 + \dots + B_m + ES_m - B_{m+1} - ES_{m+1} - \dots - B_n - ES_n \quad (6)$$

Toleranța elementului rezultat se determină cu relația:

$$T_R = R_{\max} - R_{\min} = \sum_{j=1}^m T_{Bj} \quad (7)$$

### 2.2. Metoda probabilistică

În practică s-a observat că anumite piese componente, deși sunt în afara câmpului de toleranță, pot fi montate fără ca ansamblul să fie afectat din punct de vedere al calității. Acest fapt a dus la reexaminarea metodelor algebrice de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni. S-a constatat că situația limită pentru obținerea valorilor  $R_{\max}$  și  $R_{\min}$  are o probabilitate de realizare extrem de mică [2].

Astfel, condiția de închidere considerată sub forma: toleranța elementului rezultat trebuie să fie egală cu suma toleranțelor tuturor elementelor componente, trebuie reexaminată din perspectiva teoriei probabilităților.

Prin această metodă, dimensiunea nominală  $R$  se determină ca și în cazul calculului algebric, deoarece dimensiunile nominale  $B_j$  nu au repartiții proprii.

$$R = \sum_{j=1}^m B_j - \sum_{j=m+1}^n B_j \quad (8)$$

În ipoteza că dimensiunile primare se obțin după legea distribuției normale, toleranța probabilă (se consideră  $K_j = K_R = 1$  și  $\alpha_j = \alpha_R = 0$ ) se calculează cu relația:

$$T_R = \sqrt{\sum_{j=1}^n T_{B_j}^2} \quad (9)$$

Abaterile limită probabile (practice) ale dimensiunii rezultante se pot calcula fie în funcție de abaterile limită teoretice (algebrice), fie în funcție de abaterea centrală a dimensiunii rezultante (mijlocul câmpului de toleranță) [2], [3], [4].

### 3. Rezolvarea unui lanț de dimensiuni liniar prin metoda algebrică și metoda probabilistică

#### 3.1 Calculul elementului de închidere pentru un lanț de dimensiuni liniare prin metoda algebrică

Se consideră lanțul de dimensiuni reprezentat în figura 1, b cu reprezentarea schematică din figura 2, b unde avem:

$$B_1 = 24_{-0,400}^0 \text{ mm}; B_2 = 30_{-0,040}^0 \text{ mm}; B_3 = 254_{-0,200}^{-0,080} \text{ mm}$$

Se calculează dimensiunea nominală și abaterile limită a elementului de închidere prin metoda algebrică folosind relațiile (6), (7):

$$R_{B-A_{IR}}^{+A_{SR}} = 254_{-0,200}^{-0,080} - (24_{-0,400}^0) - (30_{-0,040}^0)$$

$$R_{B-A_{IR}}^{+A_{SR}} = 254_{-0,200}^{-0,080} + 24_{0}^{+0,400} + 30_{0}^{+0,040}$$

Din ecuația de mai sus rezultă:

$$R_B = B_3 - (B_1 + B_2) = 254 - (24 + 30) = 200 \text{ mm}$$

$$ES_{R_B} = -0,080 + 0,400 + 0,040 = +0,360 \text{ mm}$$

$$EI_{R_B} = -0,200 + 0 + 0 = -0,200 \text{ mm}$$

$$T_{R_B} = ES_{R_B} - EI_{R_B} = 0,360 - (-0,200) = +0,560 \text{ mm}$$

#### 3.2 Calculul elementului de închidere pentru un lanț de dimensiuni liniare prin metoda probabilistică

Pentru același lanț de dimensiuni de determină elementul de închidere prin metoda probabilistică.

Dimensiunea nominală a elementului de închidere este:

$$R_B = B_3 - (B_1 + B_2) = 254 - (24 + 30) = 200 \text{ mm}$$

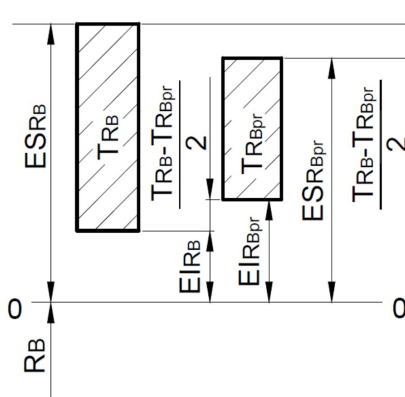
Aplicând în relația de calcul a toleranței elementului de închidere:

$$T_R = \sqrt{\sum_{j=1}^n T_{B_j}^2} \text{ rezultă } T_{R_{Bpr}} = \sqrt{T_{B_1}^2 + T_{B_2}^2 + T_{B_3}^2} .$$

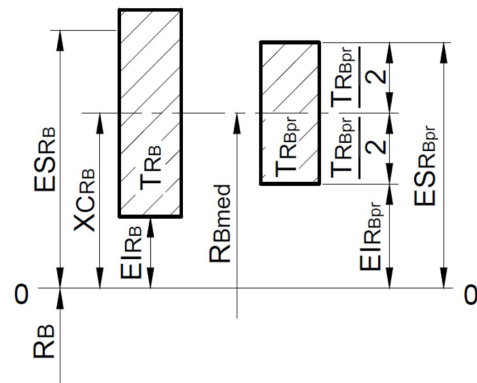
Toleranțele elementelor componente fiind:  $T_{B_1} = 0,400 \text{ mm}; T_{B_2} = 0,040 \text{ mm}; T_{B_3} = 0,280 \text{ mm};$  se obține toleranța probabilistică:

$$T_{R_{Bpr}} = \sqrt{0,400^2 + 0,040^2 + 0,280^2} \text{ respectiv } T_{R_{Bpr}} = 0,490 \text{ mm} .$$

3.2.1 Calculul abaterilor limită probabile pe baza cunoașterii abaterilor limită teoretice, a toleranței teoretice și a toleranței probabile, conform schemei din figura 4.



**Fig. 4.** Toleranța teoretică și toleranța probabilistică a dimensiunii de închidere (funcție de abaterile limită teoretice)



**Fig. 5.** Toleranța teoretică și toleranța probabilistică a dimensiunii de închidere (funcție de abaterea centrală)

Abaterea superioară probabilă se determină cu relația:

$$ES_{R_{Bpr}} = ES_{R_B} - \frac{T_{R_B} - T_{R_{Bpr}}}{2} \quad (10)$$

$$ES_{R_{Bpr}} = +0,360 - \frac{0,560 - 0,490}{2} = 0,325 \text{ mm}$$

Abaterea inferioară probabilă se determină cu relația:

$$EI_{R_{Bpr}} = EI_{R_B} + \frac{T_{R_B} - T_{R_{Bpr}}}{2} \quad (11)$$

$$EI_{R_{Bpr}} = -0,200 + \frac{0,560 - 0,490}{2} = -0,165 \text{ mm}$$

Dimensiunea maximă, respectiv minimă, probabilă se vor determina conform relațiilor:

$$R_{Bmaxpr} = R_{Bnom} + ES_{R_{Bpr}} \text{ și } R_{Bminpr} = R_{Bnom} + EI_{R_{Bpr}}$$

$$R_{Bmaxpr} = 200 + 0,325 = 200,325 \text{ mm}$$

$$R_{Bminpr} = 200 + (-0,165) = 199,835 \text{ mm}$$

3.2.2 Calculul abaterilor limită probabile pe baza cunoașterii valorii centrale a dimensiunii rezultante  $X_{C_{R_B}}$  a lanțului de dimensiuni și a toleranței probabile conform schemei din figura 5.

Abaterea superioară probabilă se calculează conform schemei din figura 5 cu relația:

$$ES_{R_{Bpr}} = X_{C_{R_B}} + \frac{T_{R_{Bpr}}}{2} \quad (12)$$

unde  $X_{C_{R_B}}$  reprezintă coordonata mijlocului câmpului de toleranță a elementului de închidere față de dimensiunea nominală iar  $X_{C_{R_{Bk}}}$  reprezintă coordonata mijlocului câmpului de toleranță a elementului k față de dimensiunea nominală.

Relațiile de calcul a coordonatei mijlocului câmpului de toleranță a elementului de închidere față de dimensiunea nominală și a coordonatei mijlocului câmpului de toleranță a elementului k față de dimensiunea nominală sunt:

$$X_{C_{R_B}} = \sum_{j=1}^k X_{C_{B_{kmar}}} - \sum_{j=k+1}^n X_{C_{B_{kred}}} \quad (13)$$

$$X_{C_{R_k}} = \frac{ES_{B_k} + EI_{B_k}}{2} \quad (14)$$

Valorile coordonatelor mijloacelor câmpurilor de toleranță pentru cele trei elemente sunt:

$$X_{C_{B_1}} = \frac{0 + (-0,400)}{2} = -0,200 \text{ mm}; \quad X_{C_{B_2}} = \frac{0 + (-0,040)}{2} = -0,020 \text{ mm}; \quad X_{C_{B_3}} = \frac{-0,080 + (-0,200)}{2} = 0,140 \text{ mm};$$

În aceste condiții avem:  $X_{C_{R_B}} = X_{C_{B_3}} - (X_{C_{B_1}} + X_{C_{B_2}})$

$$X_{C_{R_B}} = -0,140 - (-0,200 - 0,020) = 0,080 \text{ mm}$$

$$ES_{R_{Bpr}} = 0,080 + \frac{0,490}{2} = 0,325 \text{ mm}$$

Abaterea inferioară probabilă se calculează conform schemei din figura 5 cu relația:

$$EI_{R_{Bpr}} = X_{C_{R_B}} - \frac{T_{R_{Bpr}}}{2} \quad (15)$$

$$EI_{R_{Bpr}} = 0,080 - \frac{0,490}{2} = -0,165 \text{ mm}$$

Comparând rezultatele obținute prin cele două metode, se constată:

- toleranța obținută prin metoda probabilistică este mai mică decât toleranța obținută prin metoda algebrică;

- toleranțele obținute prin cele două metode sunt simetrice față de  $X_{C_{R_B}}$  ;

- deoarece  $T_{R_{Bpr}} < T_{R_B}$ , există posibilitatea măririi toleranțelor elementelor componente, ușurând execuția și obținându-se precizia prescrisă.

### Concluzii

Datorită faptului că, în cazul calculului prin metoda probabilistică, toleranța elementului de închidere este mai mică decât în cazul calculului prin metoda algebrică, este posibilă mărirea toleranțelor dimensiunilor componente astfel încât prelucrarea pieselor aflate în fabricație să aibă un cost mai scăzut.

Metoda probabilistică se aplică mai ales în cazul în care toleranțele elementelor componente ar trebui să aibă valori mici, neraționale din punct de vedere economic.

În cazul metodei probabilistice apare un mic procent de lanțuri de dimensiuni care nu se încadrează în limite. Mărimea acestui procent corespunde limitării câmpului de dispersie, în cazul distribuției normale, la  $\omega = 6 \cdot \sigma$ .

### BIBLIOGRAFIE

1. Bagiu, L. *Toleranțe, statistică și metrologie în construcția de mașini*, Editura Helicon, Timișoara, 1997.
2. Dragu, D., ș.a. *Toleranțe și măsurători tehnice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
3. Jula D., Urdea G. B. *Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței: teorie și aplicații*, Editura Universitas, Petroșani 2017.
4. Vișan, A., Ionescu, N. *Bazele teoretice ale prescrierii preciziei caracteristicilor constructive ale produselor*, UPB, 2007.

# ALEGEREA PRECIZIEI, GRUPEI ȘI FELULUI DE AJUSTAJ UTILIZAT ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

**Autor: Albert-Remus VEREȘ** <sup>1</sup>  
[v.remus17@gmail.com](mailto:v.remus17@gmail.com)

**Coordonator: Șef lucrări dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA** <sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul III

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

## Rezumat

În lucrare sunt prezentate câteva aspecte referitoare la alegerea de precizie, grupul de potrivire și modul optim de potrivire, utilizate în construcția mașinilor.

Proiectarea spațiului de degajare în baza arborelui de bază folosind relația "cheie" și tabelul realizat cu exemple numerice reprezintă baza stabilirii algoritmilor și programelor pentru proiectarea asistată de calculator.

**Cuvinte cheie:** proiectare, precizie, algoritmi numerici

Având o foarte mare importanță din punct de vedere tehnic, funcțional și economic, precizia de execuție a pieselor și ajustajele se stabilesc și se aleg în concordanță cu posibilitățile de realizare, cu economicitatea prelucrării și asamblării, cu parametri funcționali impuși de condițiile de funcționare și exploatare și cu alți factori.

O primă modalitate de alegere a preciziei și ajustajelor se bazează pe recomandările din tratate, articole, norme, instrucțiuni, standarde, etc. [4].

Când se pune problema în legătură cu stabilirea felului optim de ajustaj, alegerea preciziei și a ajustajului în sine nu mai este chiar așa de simplă.

În cele ce urmează se prezintă o sinteză a cercetărilor din domeniu prezentate exhaustiv în [1] și punctual în [2], [3].

Clasele de precizie (calitățile ISO) la ajustaje, se aleg în funcție de factorii [1]:

- calitatea asamblării – ce constă în proprietatea pieselor asamblate de a fi cât mai apropiate ca mărime de valoarea nominală precizată în desen;
- gradul de determinare funcțional al asamblării care este cu atât mai mare cu cât toleranța caracteristicii de asamblare este mai mică și invers.

Proiectantul, la alegerea clasei de precizie va proceda astfel:

I. Din condițiile funcționale se impune o variație a caracteristicii de asamblare (joc sau strângere), proprie unei anumite asamblări, între limite aproximative, ca în exemplul:  $J = (0,009...0,052)$ mm , de unde toleranța jocului:

$$T_j = J_{\max} - J_{\min} = 52 - 9 = 43\mu\text{m} \quad (1)$$

Din formula generală a toleranței:

$$T = IT_x = C_x \cdot i \quad (2)$$

se determină numărul unității de toleranță  $C_{x_{aj}}$ , pentru ajustajul cu joc considerat și pentru dimensiunea nominală 35 mm ce aparține intervalului (30...40) mm cu  $\phi_m = 35$ mm :

$$C_{x_{aj}} = \frac{T_j}{i} = \frac{T_j}{0,45\sqrt[3]{\phi_m} + 0,001\phi_m} = \frac{43}{1,5069} = 28,53 \cong 28; \quad (3)$$

pentru fiecare din piesele perechi ale ajustajului;  $\frac{C_{x_{aj}}}{2} = \frac{28}{2} = 14\mu\text{m}$ .

Din tabelul numărului unităților de toleranță în funcție de calitățile IT (tabelul 1) rezultă pentru ajustajul din exemplul analizat clasa 6 (care are  $(C6 = 10)$  și clasa 7 ( $C7 = 16$ )).

Odată stabilite clasele de precizie 7, respectiv 6:  $\phi N \frac{7}{6}$  (s-a ținut seama de faptul că arborele se poate prelucra mai precis la același cost).  $C6 + C7 = 10 + 16 \cong 28$

Aceste calități vor satisface valorile toleranțelor pieselor care urmează să asigure jocul impus de condițiile funcționale.

Tabelul 1 Unitățile de toleranță în funcție de calitățile IT

Calități ITx	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Numărul unităților de toleranță Cx	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

II. Cel de-al doilea criteriu este prezentat în detaliu în [1], [2].

Alegerea și proiectarea în baza arbore unitar, sunt prezentate pentru ajustaje cu joc, în [2] pentru cele intermediare și în [5] pentru cele cu strângere.

Chenarul I din figura 1 conține toleranțele fundamentale IT01...IT18 cu preciziile 01; 0; 1; 2 ...18, iar chenarul II conține abaterile fundamentale ale arborilor, pentru cele 11 feluri de ajustaje cu joc, iar sub tabelul 2 (fig.1) este reprezentată amplasarea câmpurilor de toleranță în funcție de felul ajustajului și semnificația valorilor cuprinse în chenarele I și II.

Din figura 1 se deduce:

$$J_{med} = J_{min} + ITx \quad (4)$$

în legătură cu care se stabilește „cheia” de utilizare a tabelului 2 din figura 1:

$$J_{med} = J_{min} + ITx \quad (5)$$

litera                      cifra  
 ↑                                      ↑  
 ↓                                      ↓  
 valoare                      valoare  
 calculata                      chenarI  
 |es|                                      |es|  
 valoare                                      valoare  
 chenarII                                      chenarII

Este stabilită „cheia” de utilizare a tabelului construit pentru ajustaje în baza arbore unitar.

Jocul mediu calculat este egal cu jocul minim (valoare din chenarul II al tabelului 2 sub formă de  $|es|$ ) care pe verticală corespunde unei litere, aceasta va fi litera de simbol al felului de ajustaj proiectat, plus un câmp de toleranță ITx, care se găsește în chenarul I al tabelului 2 și căruia îi corespunde pe verticală o cifră. Aceasta va fi cifra de simbol care reprezintă precizia (calitatea) a ajustajului proiectat [1].

Observație: Condiția „cheie”, după [1], este ca:  $|es| \approx ITx$  sau  $|es| > ITx$ , cu condiția ideală ca cele două valori să fie cât mai apropiate.

Tabelul 2 Toleranțele fundamentale ale arborilor și alezajelor

Poziția câmpului de toleranță	Toleranțe fundamentale ITx [μm]																		Abaterile fundamentale ale alezajelor [μm]													
	IT 01	IT 0	IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18	a	B	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	
Precizia (treapta de toleranță)	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	Toate preciziile											
Peste																																
Până la (inclusiv)																																
Limitele intervalului de dimensiuni	50	65	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	4600	-340	-190	-140	-120	-100	-60	-42	-30	-17	-10	0
uni	65	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	4600	-360	-200	-150	-120	-100	-60	-42	-30	-17	-10	0	

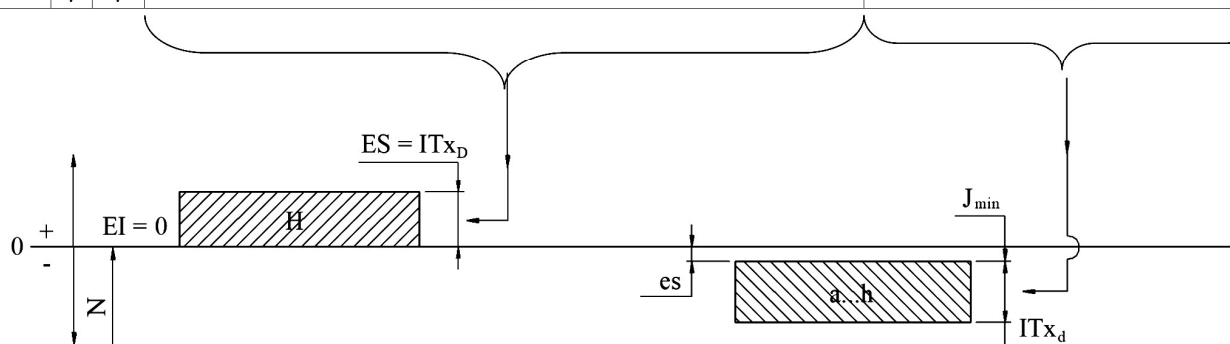


Fig.1. Amplasarea câmpurilor de toleranță în funcție de felul ajustajelor (cu joc)

În scopul eliminării muncii de rutină (calculul algebric simplu, consultare tabele abateri, toleranțe fundamentale, etc), cât și a micșorării substanțiale a timpului aferent acestor operații, problema proiectării ajustajelor se pretează foarte bine a fi rezolvată cu ajutorul calculatorului electronic [1], [3].

### Concluzii

Dacă prescrierea unui ajustaj standardizat pentru care există calibre este indicată la producția de serie mică, în cazul producției de serie mare și mai ales a celei de masă, dacă piesele se verifică cu calibre nestandardizate, atunci rentează construcția unor calibre nestandardizate.

Transformarea din sistemul de ajustaj cu alezaj unitar în sistemul cu arbore unitar în cazul în care cele două trepte de precizie nu sunt egale, piesa își păstrează treapta (clasa) de precizie.

La proiectarea ajustajelor cu joc, datele de intrare sunt: dimensiunea nominală a ajustajului, turația la care funcționează ajustajul, temperaturile celor două piese în timpul funcționării și coeficienții de dilatație termică liniară pentru materialele pieselor.

După ce se alege din lista de ajustaje cel mai convenabil, vor fi determinate abaterile limită și caracteristica de asamblare corectată la prelucrare, temperatură și rugozitate.

**Bibliografie:**

1. Bagiu, L., - *Toleranțe și ajustaje*, Editura Helicon, Timișoara, 1994.
2. Jula D., Urdea G. B. *Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței: teorie și aplicații*, Editura Universitas, Petroșani 2017.
3. Poantă, A., ș.a. *Proiectarea asistată a ajustajelor cu joc*. Simpozionul „Durabilitatea și fiabilitatea sistemelor mecanice”, Universitatea „Constantin Brâncuși” Târgu Jiu, 20-21 iunie 2008.
4. Zamfir, V., Nițescu, N., - *Toleranțe și control dimensional*, vol. I (Toleranțe). Litografia Universității Tehnice din Petroșani, 1993.



# METODE DE DETERMINARE A CONSUMULUI DE ENERGIE LA COMPRESORUL ELICOIDAL

Student CIOBANU Cezar

Coordonator prof. univ. dr. ing. habil. PETRILEAN Dan Codrut

Abstract: Lucrarea își propune determinarea puterii absorbite de compresorul elicoidal prin două metode, prin diagrama indicată de calcul și respectiv prin metoda modelării matematice.

Key words: compresor elicoidal, modelare matematica, consum de energie

## 1. Introducere

Pentru determinarea puterii compresorului elicoidal prin două metode diferite, exprimăm parametrii compresorului ce intră în componența metodologiei de calcul. Aceștia sunt:

Capacitatea cilindrică  $V$  se exprimă în  $\frac{m^3}{m}$ ;

Viteza periferică a rotorului principal:

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (1)$$

( $D$  în metri iar  $n$  în rot/min).

Debitul teoretic de volum:

$$\dot{V}_T = V \cdot u \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (2)$$

Debitul efectiv  $\dot{V}_{ef}$ , care ia în considerare suma pierderilor prin scurgeri interne și externe, pierderi dinamice și pierderi mecanice:

$$\dot{V}_{ef} = \dot{V}_T - \sum L_i \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (3)$$

Pierderile interne sunt determinate de faptul că în camera de compresie sunt zone de presiuni diferite. Există patru căi de scurgere a uleiului din partea de înaltă presiune în partea de joasă presiune. Acestea sunt între lobi care angrenează, prin "găurile de vânt" (acestea sunt deschideri geometrice în angrenajul rotorului), de-a curmezișul vârfurilor rotoarelor și pe partea feței de refulare.

Toate aceste jocuri produc diferențe de presiune care se transmit spațiilor de presiune mai mică.

Pierderile externe se referă la sistemul de etanșare a axului celor două rotoare. Pe aici se produc pierderi prin scurgere atât la intrare cât și la refulare în spații de presiune mai joasă.

Randamentul volumetric al compresorului este dat de raportul:

$$\eta_V = \frac{\dot{V}_{ef}}{\dot{V}_T}, \quad (4)$$

Aceste pierderi interne și externe sunt dependente de cifra Mach, care este raportul între viteza periferică a rotorului principal  $u$  și de viteza sonică a gazului  $a_1$ :

$$M_a = \frac{u}{a_1}; \quad a_1 = (k \cdot R \cdot T_1)^{0,5}$$

Modificarea turației produce modificarea debitului teoretic și astfel și modificarea randamentului volumetric. Odată cu creșterea vitezei periferice, randamentul volumetric crește. Prin urmare, odată cu creșterea turației suma pierderilor prin scurgere rămâne constantă, dar crește debitul și puterea absorbită de compresor.

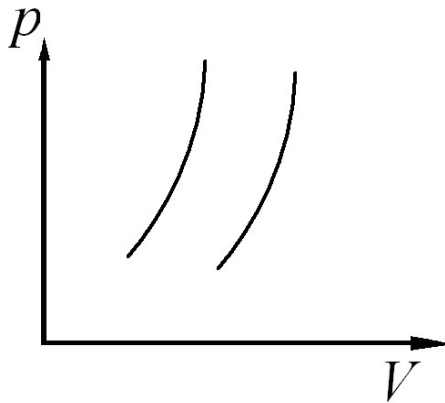


Fig.1.

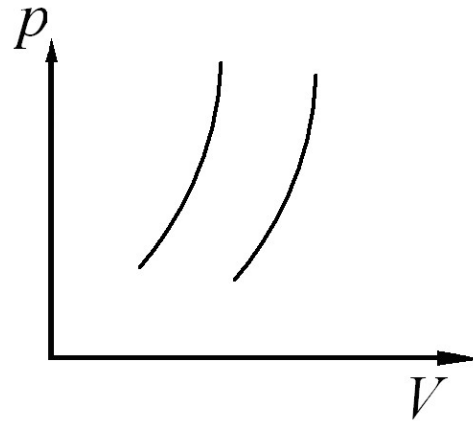


Fig. 2.

Pierderile dinamice sunt provocate de curgere și de frecarea aerului în compresor. Ele sunt exprimate de randamentul dinamic  $\delta$ . Acest randament scade dacă viteza periferică crește. Cele două randamente se intersectează într-un punct (fig. 3). Valoarea optimă pentru randamentul intern  $\eta_i$  este aproape de intersecția celor 2 curbe  $\eta_v$  și  $\delta$ . Aceasta reprezintă viteza periferică optimă:

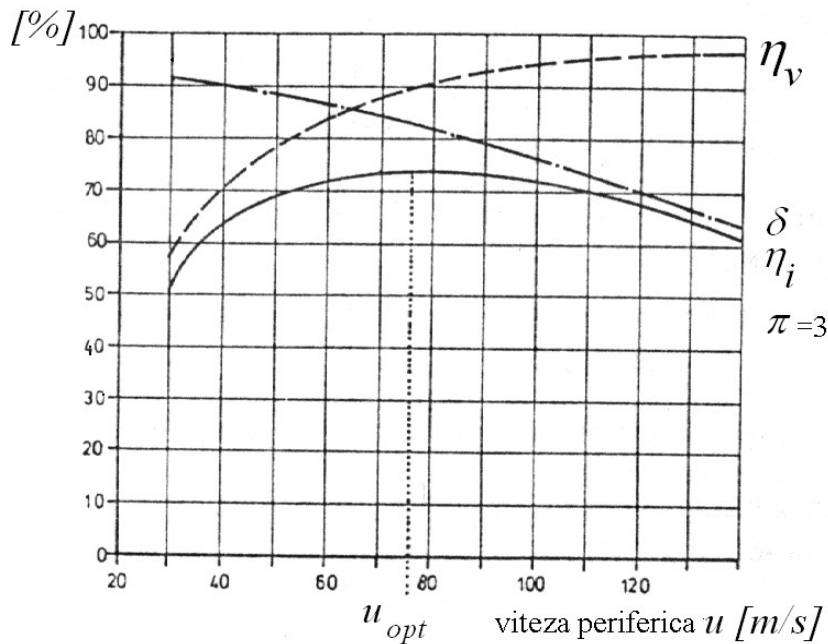


Fig. 3. Variația randamentelor în funcție de viteza periferică

Se adoptă valorile  $u = (0,8 - 1,2)u_{opt}$

## 2. Metodologia aplicată

Diagrama dinamică a compresorului elicoidal este dată în figura 4:

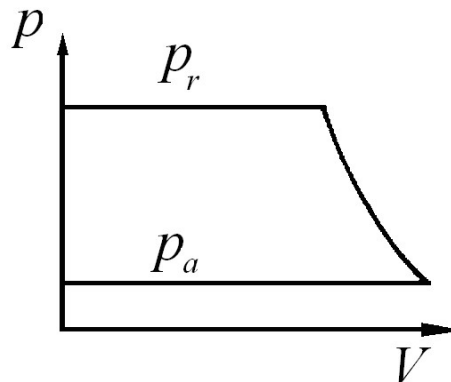


Fig. 4. Diagrama compresorului elicoidal

Configurația puterilor și a pierderilor de energie se arată prin suprafețele din figura 5:

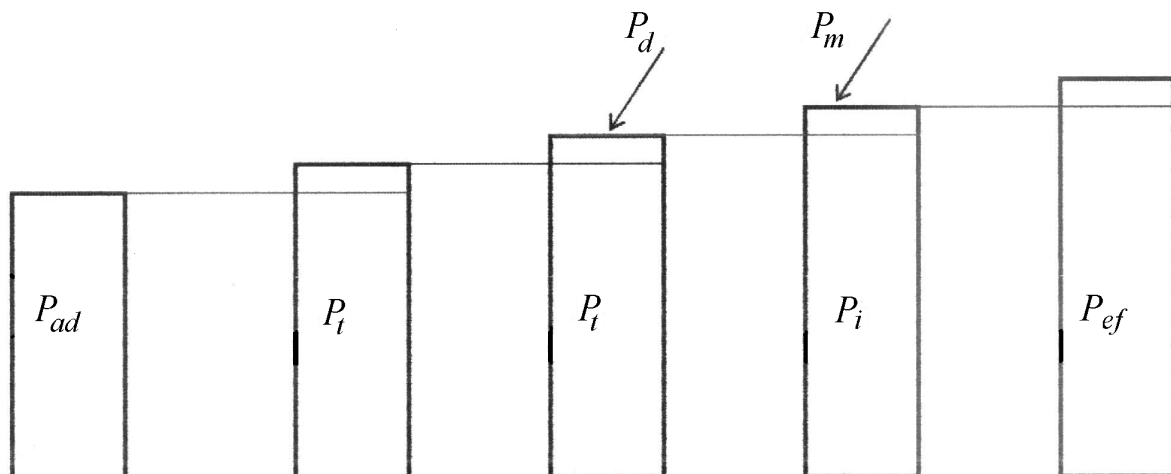


Fig. 5. Configurația puterilor la compresorul elicoidal

Dacă comprimarea este politropă, atunci randamentul izentrop  $\eta_s$  poate fi considerat ca randament intern  $\eta_i$  după relația:

$$\eta_s = \eta_i = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{k-1}{k}} - 1}$$

în care  $\eta_p$  – este randamentul politrop al comprimării (tabel 1/pag 49 ref.3).

În tabelul următor se dau valorile  $\eta_p$  în funcție de exponentul politropic la comprimare:

Tabelul 1: Valorile randamentului politropic în funcție de exponentul politropic

$n$	1.4	1.5	1.55	1.6	1.65	1.7	1.75	1.8	1.85	1.9	2
$\eta_p$	1	0.921	0.858	0.806	0.762	0.694	0.667	0.662	0.643	0.603	0.57

Randamentul intern  $\eta_i = \eta_s$  se ia din figura 6:

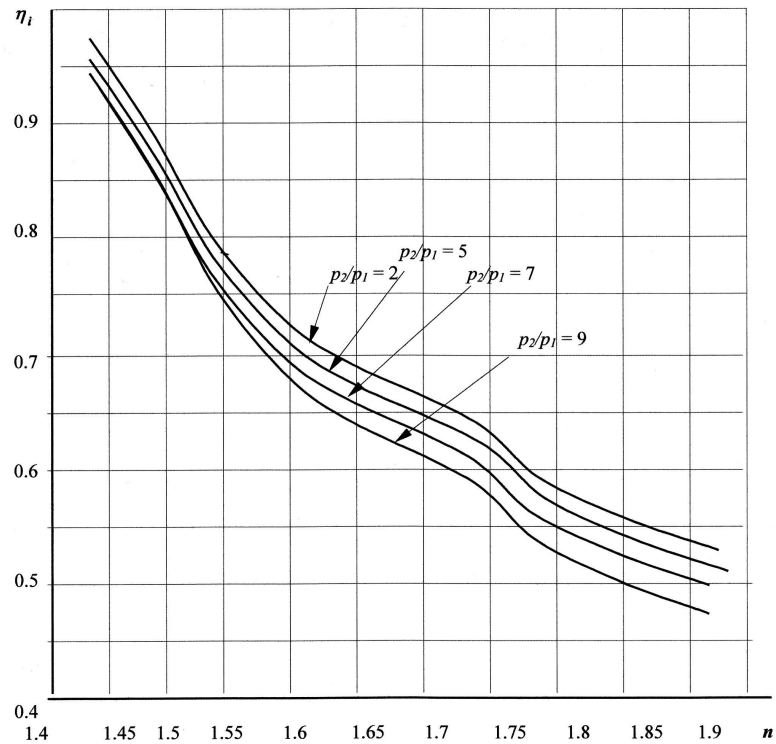


Fig. 6. Valoarea  $\eta_i$  în funcție de exponentul politropic și de raportul de comprimare

Randamentul compresorului este:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (8)$$

Puterea adiabată a compresorului se poate exprima prin relația (9):

$$P_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot \dot{V}_T \cdot \eta_V \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] [W] \quad (9)$$

în care:  $\dot{V}_T = \dot{V}_{max} \cdot z_1 \cdot n_1$

$\dot{V}_{max}$  - este valoarea maximă a debitului în cantitate dublă.

$z_1$  - numărul de lobi ai rotorului principal.

$n_1$  - turația rotorului principal.

Valoarea  $\dot{V}_{max}$  se poate determina numai din datele de proiectare.

Puterea teoretică  $P_t$  nu ia în considerare pierderile de volum:

$$P_t = \frac{P_{ad}}{\eta_V}$$

Puterea teoretică se poate obține estimativ din figura 7, în care sunt incluși următorii parametri: raportul de comprimare  $\pi = \frac{p_2}{p_1} = 1,5 \div 6$ ; exponentul adiabatic:  $k = 1,1 \div 1,7$  (pentru diferite gaze); presiunea de aspirație a compresorului:  $p_1 = 0,1-10$  bar; puterea teoretică pentru debitul  $\dot{V}_T = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$ ; temperatura aerului la intrare  $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Dacă temperatura este diferită de  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  se introduce coeficientul:  $f_1 = \frac{T_1}{T_0} = \frac{273 + t_1}{273}$

Puterea indicată a compresorului se poate determina folosind un algoritm care se prezintă în cele ce urmează.

Determinarea parametrilor gazului în procesele de comprimare și de refulare se face în funcție de timp și de unghiul de rotație a rotoarelor. În acest caz se aplică metoda dezvoltată pentru calculul procesului de lucru al motoarelor cu ardere internă.

Metoda se bazează pe rezolvarea unui sistem de ecuații diferențiale care descriu starea gazului în cavitatea compresorului:

$$dp = \frac{m \cdot R \cdot T + R \cdot T dm - p \cdot dV}{V}, \quad (12)$$

$$dT = dT_{ad} + dT_{in} + dT_{cav} + dT_T, \quad (13)$$

Prima ecuație exprimă dependența presiunii de temperatura gazului și de volum. Valoarea curentă a volumului este în funcție de unghiul de rotație a rotorului conducător și se determină în mod obișnuit printr-un procedeu grafo-analitic.

Diferențiala totală a modificării masei gazului este egală cu diferența algebrică a diferențialei parțiale a componentelor de intrare și de ieșire:

$$dm = dm_i - dm_e, \quad (14)$$

Termenii din partea dreaptă a ecuației (13) se dezvoltă în relațiile de mai jos.

Modificarea temperaturii adiabatei în cavitate se determină cu relația (15):

$$dT_{ad} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{T}{p} dp \quad (15)$$

Relația (16) reprezintă rezultatul intrării gazului cu o altă temperatură  $i$ :

$$dT_{in} = \frac{[m_i T_i + d(m_i \cdot T_i + 1)]_{in}}{(m_i + dm_i) - T_i}, \quad (16)$$

Modificarea temperaturii pe seama masei gazului din cavitate este reprezentată de relația (17):

$$dT_{cav} = (k-1) \frac{T}{m} (dm_{in} - dm_{cav}) \quad (17)$$

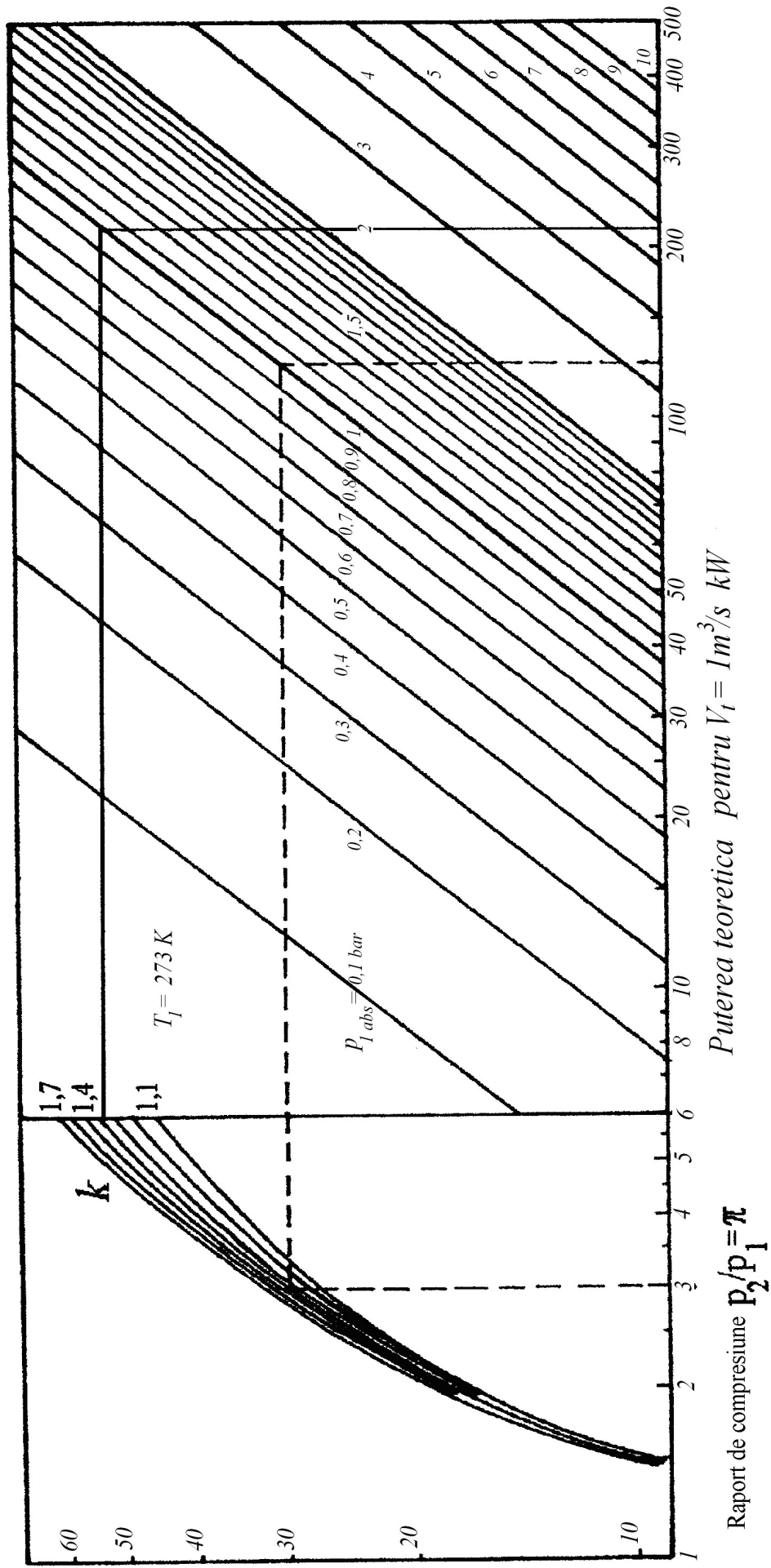


Fig. 7. Nomograma pentru determinarea puterii

Modificarea temperaturii datorită schimbului de căldură cu pereții copului se arată în relația (18):

$$dT_T = \alpha \cdot F_T (T - T_m) \frac{d\tau}{c_v \cdot m} \quad (18)$$

în care:  $\alpha$  este coeficientul schimbului de căldură;

$F_T$  - aria suprafeței cavității dinspre gaz;

$T_m$  - temperatura medie a gazului în cavitate în intervalul  $d\tau$ ;

$c_v$  - căldura specifică la volum constant;

Valoarea  $dT_T$  în mod uzual se neglijează.

Rezolvarea sistemului de ecuații numerice se face prin metode numerice.

Coeficientul  $\eta_v$  se obține din următoarea funcție:

$$\eta_v = \left( \frac{T_{asp}}{T_0} \right) \left( 1 - \sum \sum \frac{\Delta m_a}{m_0} \right) \quad (19)$$

în care:  $T_{asp}$  este temperatura aerului la finalul procesului de aspirație.

$\sum \sum \Delta m_a$  - numărul de scurgeri interne care ajung la aspirație din toate cavitățile de comprimare și de refulare pe toată perioada procesului.

Puterea indicată se obține din diagrama indicată prin calcul (fig. 8).

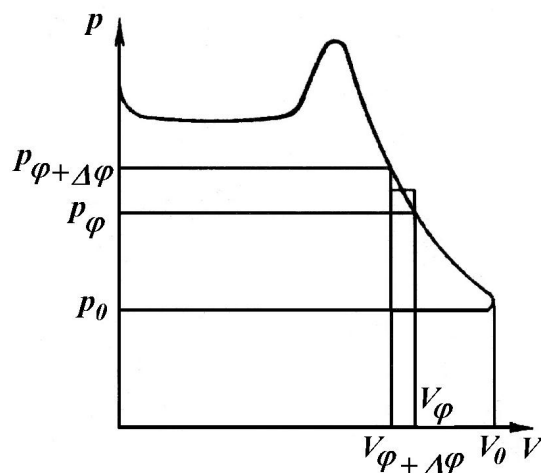


Fig. 8. Diagrama indicată de calcul

$$S_i = 0,5 \sum \sum (p_{\varphi_1} + p_{\varphi_1 + \Delta\varphi_1}) \cdot V_{\varphi_1 + \Delta\varphi_1} - p_0 \cdot V_0, \quad (20)$$

iar puterea indicată:

$$P_i = S_i \cdot u_1 \cdot z_1 \quad (21)$$

unde:  $p_0$  este presiunea la sfârșitul procesului de aspirație;

$V_0$  - volumul teoretic al cavității duble la finalul aspirației;

$\Delta\varphi_1$  - unghiul de rotație al rotorului conducător în limitele fiecărei cavități, care se împarte în mai multe intervale;

Totodată procesul de lucru în cavitați în timpul intervalului de citire  $\Delta\varphi_1$  se consideră adiabatic.

O altă posibilitate de determinare a puterii indicate este prin modelare matematică. Legătura dintre putere și variabilele de care aceasta depinde poate fi exprimată printr-o relație de forma:

$$P_i = f(\pi, n, M, k, c_p, \mu, \eta_V, p_1, T_1), \quad (22)$$

Folosind ecuații criteriale[1] se ajunge în final la relația:

$$P_i = \frac{k}{k-1} (\eta_V \cdot M_a) S_a \cdot a_1 \cdot p_1 \left[ \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{10^{-3}}{\eta_{ad}}, \quad (23)$$

unde:  $(\eta_V \cdot M_a)$  reprezintă un complex adimensional.

$S_a$  – suprafața orificiului convențional de aspirație.

$$S_a = 8 \div 10 \frac{\dot{V}_1}{a_1} \quad [m^2], \quad (24)$$

Randamentele  $\eta_V$  și  $\eta_{ad}$  se obțin ușor din figura 9:

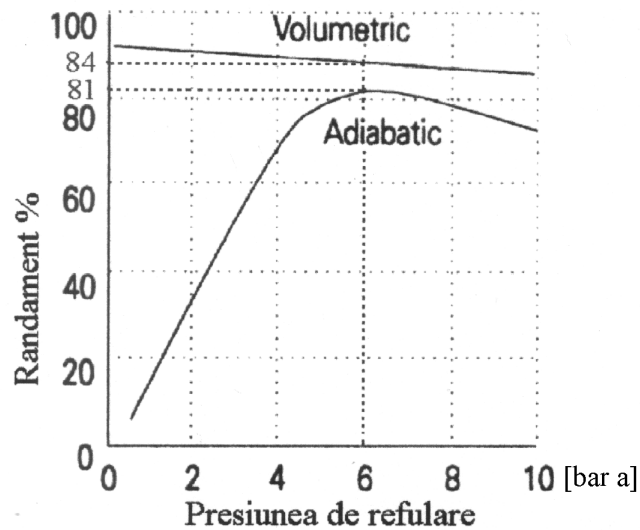


Fig. 9. Variația randamentelor adiabatic și volumetric

Puterea dinamică pierdută  $P_d$  este diferența:

$$P_d = P_i - P_T$$

sau se poate determina din figura 10:



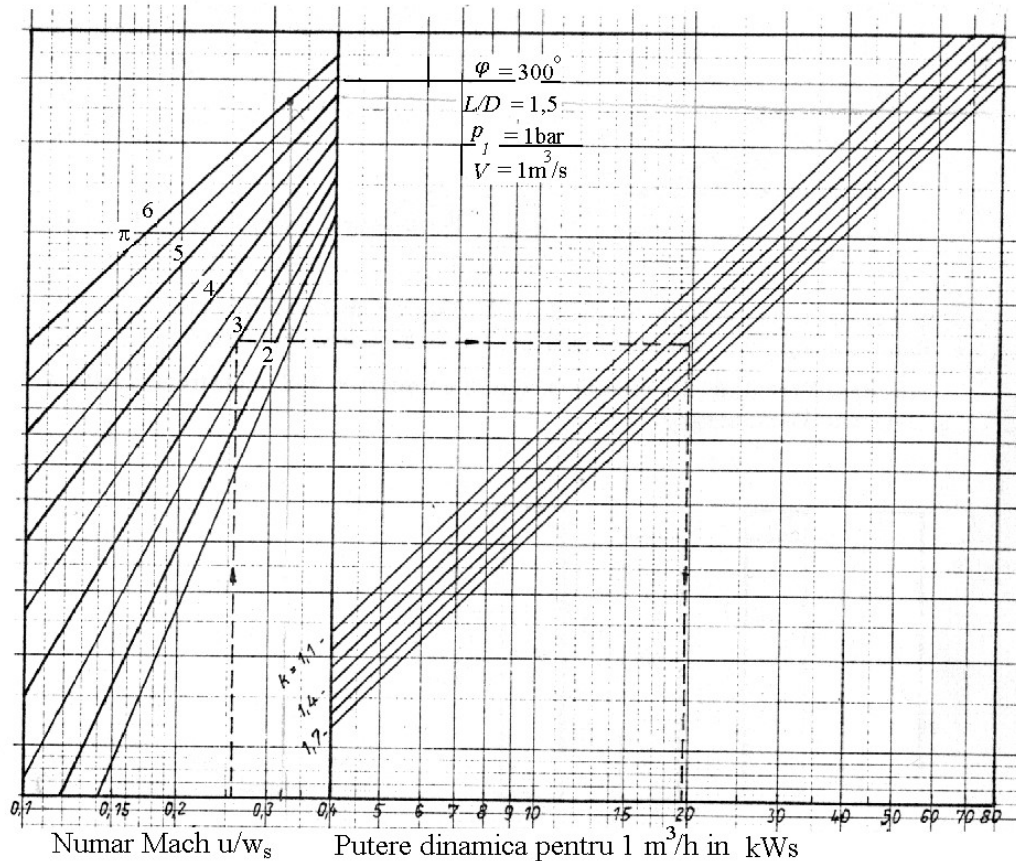


Fig. 10. Nomogramă pentru determinarea puterii dinamice pierdute  
Puterea efectivă este:

$$P_{ef} = \frac{P_i}{\eta_m};$$

Randamentul mecanic se consideră  $\eta_m = 0,8$  pentru lagăre cu rostogolire.

### 3. Aplicație:

S-a exemplificat pe compresorul elicoidal GA 250 ATLAS COPCO având următorii parametrii caracteristici:

- debit nominal, conform cărții tehnice:  $43,5 \pm 4\%$  m<sup>3</sup>/min;
- putere nominală 250kW;
- răcire cu aer;
- presiunea de aspirație  $p_1 = 1$  bar;
- temperatura de aspirație  $t_1 = 10$  °C;
- presiune maximă de lucru 10 bar;
- turație motor asincron 1490 rot./min;

Consumul de energie la o instalație pneumatică cu compresor elicoidal se modifică în funcție de parametrii aerului la aspirație și de variația presiunii în rețeaua în care lucrează.

Puterea absorbită de la rețeaua se va calcula prin 2 metode complet diferite. Rezultatele obținute trebuie să fie apropiate.

a) Puterea absorbită de la rețea se determină prin metoda clasică:

Parametrii de lucru realizați de compresor în lucru sunt:

- raportul între presiuni  $\pi = \frac{P_2}{P_1} = 5$ ;
  - temperatura de aspirație:  $t_1 = 10^\circ\text{C}$ ;
  - presiunea de aspirație:  $p_1 = 1 \text{ bar}$ ;
  - debitul efectiv s-a măsurat cu debitmetrul cu diafragmă și manometru diferențial,
- dimensiuni diafragmă:  $d = 45 \text{ mm}$ ;  $D = 52 \text{ mm}$ ; presiunea diferențială  $\Delta P = 500 \text{ mmHg}$ ;
- $$\dot{V} = 41,66 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Comprimarea politropă cu  $n = 1,6$

$$l_{pol} = \frac{n}{n-1} P_1 \left[ \pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,6}{0,6} \cdot 1 \cdot 10^5 [5^{0,375} - 1] = 2,18 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{m}^3}$$

Puterea indicată:

$$P_i = \frac{l_{pol} \cdot \dot{V}}{60 \cdot \eta_p} = \frac{2,18 \cdot 10^5 \cdot 41,66}{60 \cdot 0,806} = 187,7 \text{ kW}$$

Randamentul politropic s-a ales din tabelul 1  $\eta_p = 0,806$ .

Puterea efectivă:

$$P_{ef} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{187,7}{0,98} = 191,61 \text{ kW};$$

În procesul izentrop:

$$l_{ad} = 3,5 \cdot 1 \cdot 10^5 (5^{0,286} - 1) = 2,044 \cdot 10^5 \frac{\text{J}}{\text{m}^3};$$

$$P_i = \frac{l_{ad} \cdot \dot{V}}{60 \cdot \eta_s} = \frac{2,044 \cdot 10^5 \cdot 41,66}{60 \cdot 1} = 141,92 \text{ kW};$$

$$P_{ef} = \frac{P_i}{\eta_m} = 144,8 \text{ kW};$$

b) Metoda grafo-analitică:

Coeficientul de corecție pentru temperatura de aspirați este :  $f_1 = \frac{273+10}{273} = 1,036$

Viteza sunetului la intrare în compresor:

$$a_1 = (1,4 \cdot 284 \cdot 283)^{0,5} = 337,2 \text{ m/s}$$

Alegând viteza periferică  $u = 100$  m/s din nomograma pentru calculul puterii dinamice pierdute se obține din figura 7  $P_d = 42 \cdot 0,694 = 29$  kW .

Suprafața orificiului convențional de aspirație este :

$$S_a = 9 \cdot \frac{0,694}{337,2} = 0,0185 \text{ m}^2$$

Complexul adimensional:

$$\eta_V \cdot M_a = \frac{\dot{V}_1}{a_1 \cdot S_a} = \frac{0,694}{337,2 \cdot 0,0185} = 0,111$$

Din figura 8 rezultă valoarea  $\eta_a = 0,82$

Puterea indicată determinată cu relația (23) este:

$$P_i = 3,5 \cdot 0,111 \cdot 0,0185 \cdot 3337,2 \cdot 10^5 [1,584 - 1] \cdot \frac{10^{-3}}{0,82} = 172,59 \text{ kW}$$

Puterea teoretică după nomograma figurii 7 este:

$$P_i = P_{i10^0} + Pd = (190 + 42)1,036 \cdot 0,694 = 167,52 \text{ kW}$$

Puterea efectivă este  $P_{ef} = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{172,59}{0,98} = 176,11 \text{ kW}$

## Concluzii

1. Compresorul elicoidal este astazi cel mai utilizat tip de compresor in industrie pentru debite cuprinse intre 10-100 m<sup>3</sup>N/min.
2. Comparând cele două rezultate observăm o eroare de calcul de 5 kW.

## Bibliografie:

1. Amosov, P.A. Vintovie compresornie mashinii (Screw Compression Machine Handbook), Mashinostroenie, Leningrad, 1977;
2. Apostolescu, N., Taraza, D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Editura Didactică și Pedagogică București, 1979;
3. Amosov, P.A. Vintovie compresornie mashinii (Screw Compression Machine Handbook), Mashinostroenie, Leningrad, 1977;
4. Apostolescu, N., Taraza, D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Editura Didactică și Pedagogică București, 1979;
5. Petrelean, D.C. Compresoare elicoidale, Editura Tehnica-Info – Chișinău, 2006.

# CALCULUL PRODUCTIVITĂȚII ÎNCĂRCĂTOARELOR FRONTALE CU O CUPĂ ÎN FUNCȚIE DE TIPUL CONSTRUCTIV AL CUPEI

**Autor:** Titel-Liviu STANA <sup>1</sup>

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Mașini și Echipamente Miniere, anul 3

<sup>2</sup>Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul IMIT

## Rezumat

Încărcătoarele frontale cu o cupă sunt destinate lucrărilor de încărcare-descărcare a pământului, materialelor granulare și pulverulente, minereurilor și produselor carbonifere. Ele mai pot fi utilizate pentru încărcarea pământurilor din depozitele provizorii realizate în urma săpăturii cu alte utilaje (excavatoare, buldozere, screpere, gredere, gredere elevatoare) în mijloacele de transport. Cupa de încărcător este poziționată în fața utilajului (încărcătoarele se mai numesc de aceea și încărcătoare frontale). Forma și dimensiunile cupei se stabilesc în funcție de natura materialului din frontul de lucru, natura căii de deplasare la pătrunderea în grămadă și de posibilitățile de tracțiune ale utilajului de lucru.

**Cuvinte cheie:** încărcător frontal, cupa, productivitatea, capacitatea cupei.

### 1. Considerații generale

Încărcătoarele sunt mașini de construcții destinate încărcării pământurilor de categoriile I și II. Ele mai pot fi utilizate pentru încărcarea pământurilor din depozitele provizorii realizate în urma săpăturii cu alte utilaje (excavatoare, buldozere, screpere, gredere, gredere elevatoare) în mijloacele de transport.

Cupa de încărcător este poziționată în fața utilajului (încărcătoarele se mai numesc de aceea și încărcătoare frontale) și pot fi cu cupă monobloc (dintr-o singură bucată) sau segmentată (de obicei în două părți dar uneori chiar mai multe părți). În cazul cupei alcătuite din două părți productivitatea scade rapid cu creșterea distanței. De exemplu, în cazul transportului la 100 m productivitatea e de peste două ori mai mică decât în cazul distanței de 10 m.

### 2. Caracteristici funcționale ale încărcătoarelor frontale

Prin caracteristici funcționale se înțelege totalitatea performanțelor mecanice ale utilajelor care asigură atingerea parametrilor tehnologici.

Realizarea parametrilor funcționali la nivelul de performanță cerut, într-un anumit interval de timp, evidențiază capacitatea utilajului de a fi apt pentru obținerea parametrilor tehnologici în frontul de lucru.

Astfel, parametri funcționali caracteristici sunt:

- turația de regim și puterea motorului de acționare;
- viteza de basculare (rotire) a cupei în faza de încărcare și descărcare;
- viteza de rotire a brațului între pozițiile extreme;
- viteza de deplasare a utilajului între punctele de lucru;
- forța maximă de tracțiune în aliniament și viraj pe plan orizontal, la limita de aderență;
- presiunea, debitul și temperatura uleiului hidraulic pentru diverse puncte ale sistemului de acționare.

Prin **caracteristici tehnologice** se înțelege totalitatea parametrilor funcționali și constructivi care determină în mod direct parametrii în frontul de lucru. Aceștia sunt: lățimea cupei; capacitatea cupei standard; durata ciclului; productivitatea tehnică și de exploatare; consumul de combustibil și lubrifianți.

### 3. Încărcătoare pe pneuri

Încărcătorul pe pneuri (fig. 1) este compus din următoarele părți: rama 1, săgeata 2, care este fixată articulat pe ramă, sistemul de pârghii articulate 3, doi cilindri hidraulici pentru ridicarea săgeții 4, doi cilindri hidraulici de rotire a cupei 5 și organul de lucru 6.

Pe rama din spate este amplasat motorul Diesel. Acționarea organelor de lucru este hidraulică. Sistemul hidraulic constă din rezervorul de ulei, pompele cu roți, distribuitorul hidraulic, cilindrii de încheiere a cupei, cilindrii de rotire, a cupei, cilindrii de ridicare a săgeții, dispozitivul de ștrangulare (ventilul) și filtrul.

Echipamentul de lucru al încărcătoarelor frontale cu o cupă se compune, în principal, din următoarele elemente: cupă, braț, sistem de basculare a cupei.

*Cupa* este o construcție metalică compusă dintr-un perete inferior plan cu muchie tăietoare, cu un perete posterior curb și doi pereți laterali prevăzuți cu muchii tăietoare în partea anterioară la contactul cu frontul de lucru.

De obicei, cupele de încărcător sunt prevăzute și cu dinți de înfigere în material amplasați la peretele inferior al cupei, iar la extremitatea superioară a peretelui posterior curb este prevăzut, în prelungire, un element de protecție numit cozoroc, cu scopul împiedicării deversării materialului încărcat spre spate.

Forma și dimensiunile cupei se stabilesc în funcție de natura materialului din frontul de lucru, natura căii de deplasare la pătrunderea în grămadă și de posibilitățile de tracțiune ale utilajului de lucru.

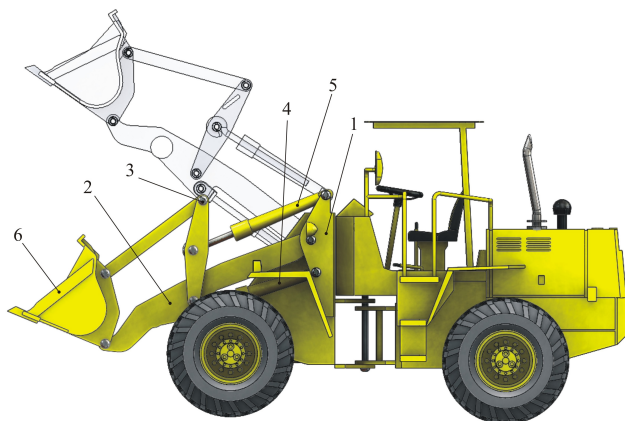


Fig.1 Schema principală constructivă a încărcătorului pe pneuri

Brațul încărcătorului frontal este o construcție metalică compusă din două bare profilate, de secțiune simplă sau compusă, așezate simetric față de planul median al utilajului. Ele sunt solidarizate printr-o bară transversală de legătură.

Brațul este articulat la un capăt de șasiul utilajului, iar la celălalt capăt are prevăzută cupa. Pe braț este montat mecanismul de basculare a cupei și tijele cilindrului hidraulic de acționare.

#### 4. Productivitatea încărcătorului frontal cu o cupă

În funcție de lucrările de executat productivitatea încărcătoarelor se caracterizează prin cantitatea de masă încărcată sau transportată în unitatea de timp ( $m^3$  sau t).

În funcție de gradul de folosire în timp se deosebesc productivități tehnice și de exploatare.

**Productivitatea tehnică** este rezultatul obținut de modelul dat într-o oră de funcționare în condițiile de lucru alese și a unei manipulări corespunzătoare a încărcătorului.

$$P_i = \frac{3600 \cdot E \cdot K_f}{T_c \cdot K_i}, \quad [m^3 / h]; \quad (1)$$

unde:

$E$  – este capacitatea cupei,  $m^3$ ;

$T_c$  – durata ciclului, s;

$K_f$  – coeficientul de umplere a cupei;

$K_i$  – coeficientul de înfiore.

**Productivitatea de exploatare** este producția obținută în unitatea de timp ținând cont de condițiile tehnologice de lucru (deplasarea încărcătorului de la un front de lucru la altul), staționări (alimentarea cu motorină, întreruperi pentru odihna mecanicului etc.) și cauze organizatorice.

$$P_e = \frac{3600 \cdot E \cdot K_1 \cdot T \cdot K_f}{T_c \cdot K_i}, \quad [m^3 / sch.]; \quad (2)$$

unde:

$T$  – este durata cicluri, ore;

$K_1$  – coeficientul extensiv în cursul unui schimb.

Coeficientul de umplere depinde de felul și dimensiunile materialului, dimensiunile și forma cupei, construcția încărcătorului, construcția încărcătorului și calificarea muncitorului. În cazul încărcării nisipului coeficientul de umplere a cupei este de 0,9 – 1,2; pentru pietriș de până la 40 – 50 mm coeficientul este de 1,0 – 1,2; pentru rocă împușcată până la 500 mm este de 0,7 – 1,0.

Coeficientul de utilizare extensiv este de 0,75 – 0,85.

Durata ciclului de lucru complet al încărcătorului se determină după formula:

$$T_c = t_u + t_i + t_g, \quad [s]; \quad (3)$$

în care:

$t_u$  este timpul de umplere a cupei, s;

$t_i$  – timpul de vehiculare plin, s;

$t_g$  – timpul de vehiculare gol, s.

Timpii  $t_i$  și  $t_g$  depind de distanța de transport și de viteza încărcătorului și se pot determina astfel:

$$t_i = 3,6 \frac{L_i}{V_i}, [s] \quad (4)$$

unde:

$L_i$  este distanța pe traseul încărcat, m;

$V_i$  – viteza pe traseul încărcat, km/h.

$$t_g = \frac{L_g}{V_g} [s] \quad (5)$$

unde:

$L_g$  este distanța de vehiculare a încărcătorului gol, m;

$V_g$  – viteza medie de vehiculare gol a încărcătorului, km/h

Vitezele de deplasare ale încărcătorului depind de construcția lor, de distanța de transport și de condițiile de vehiculare.

### 5. Studiu de caz - încărcătorul frontal CAT 950H

Performanța care poate fi percepută la lucrul cu încărcătorul frontal CAT 950H (Fig. 2.) demonstrează abilitatea de a lucra în cele mai solicitante aplicații. Acest tip de încărcător frontal oferă un confort de neegalat al operatorului și eficiență într-o cabină de talie mondială. Electronica și sistemul hidraulic revoluționare conduc la o exploatare cu efort minim. Un avantaj important îl constituie productivitatea sporită cu costuri reduse de deținere și de exploatare.



Fig. 2 Încărcătorul frontal CAT 950H

Cupa încărcătorului (Fig.3) poate avea construcții diferite:

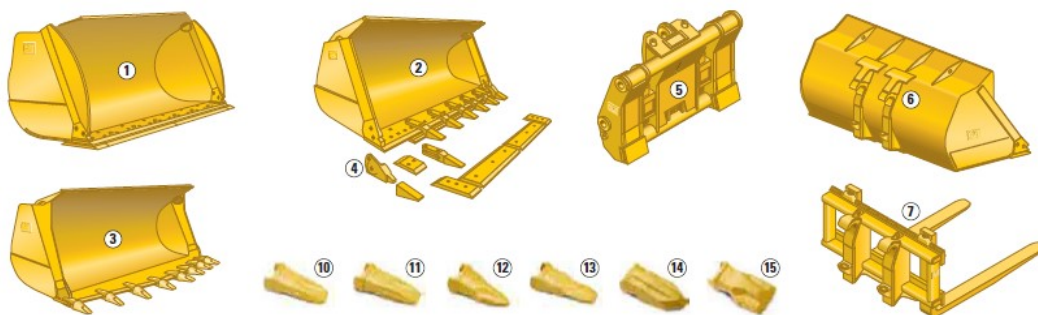


Fig.3. Cupe

**1 Cupe universale.** Aceasta este o gamă completă de cupe cu fundul plat, concepute pentru (re)manipularea materialului afănat. Echipate cu piese active (GET), ele asigură o penetrare ușoară în grămadă, factori de umplere mai buni și cicluri de încărcare mai rapide; sunt oferite într-o gamă largă de capacități. Toate cupele sunt dotate cu plăci de uzură pe fund și pe laterale pentru o mai mare durabilitate. Cupele universale sunt pentru utilizarea cu configurația standard a brațului de ridicare.

**2 Cupe pentru excavare generală.** Construite pentru cele mai dure condiții, aceste cupe sunt excelente pentru aplicații la rambleuri (maluri) și excavare. Ele au o construcție verificată ca rezistență la răsucire și distorsiuni. Articulațiile cupei sunt o parte a structurii care se întinde sub corpul cupei către marginea tăietoare, formând secțiuni care rezistă la forțele de impact. Toate cupele au plăci anti-deversare care împiedică posibila deversare a materialului peste articulație. Plăcile de uzură din spate care pot fi înlocuite protejează partea de jos a cupei. Plăcile laterale ale cupei sunt de asemenea rânforsate în porțiunea inferioară cu plăci de uzură suplimentare. Cupele sunt dotate cu Sistemul de protecție pentru colțuri și pot fi prevăzute opțional cu piese active (GET) fixate prin șurub.

**3 Cupe pentru piatră.** Cupele pentru piatră Caterpillar sunt construite la standarde înalte. Conceptul de realizare a lamei asigură o penetrare ușoară și le face foarte adecvate pentru lucrări cu impact puternic. Piese active opționale (GET) includ segmente tăietoare fixate prin șuruburi și adaptoare cu două eclise sudate care să se potrivească la dinții Caterpillar din seria K, cu sau fără segmente prinse cu șuruburi, pentru lucrul în condiții dificile sau standard.

**4 Sistemul de protecție pentru colțuri.** Permite flexibilitate maximă între dinți și segmente pentru protecție superioară și performanțe ridicate în fiecare aplicație. Există la cupele pentru excavări generale și la unele cupe universale.

**5 Cupe rapide dedicate.** Permit operatorului să execute o mare varietate de sarcini cu o singură mașină și diverse unelte de lucru, asigurând versatilitate excepțională și având ca urmare eficacitatea costurilor. Cu circuitul opțional separat pentru cupla rapidă, se acționează cupla rapidă și se schimbă și se manevrează uneltele de lucru nehidraulice din cabină. A treia valvă poate fi utilizată pentru a acționa uneltele de lucru hidraulice, precum cupele cu descărcare la înălțime. Caracteristicile sistemului de cuplare rapidă cu blocare prin pană verticală a sculelor de lucru (atașamentelor) sunt: Conceput pentru pierdere minimă de forță de penetrare Se reglează în mod automat pentru a împiedica jocul liber Concept durabil

**6 Cupe pentru cupla rapidă.** Este disponibilă o gamă largă de cupe dotate cu balamale de atașare la cupla rapidă. Caterpillar vă oferă cupa potrivită pentru aplicația potrivită.

**7 Furci.** Furcile de palet sunt uneltele ideale pentru manipularea unei game largi de materiale. Aceste furci sunt disponibile la diferite dimensiuni.

**Cupe cu descărcare la înălțime.** Aceste cupe măresc înălțimea de descărcare a mașinii și fac posibilă răsturnarea materialelor afănate peste bariere înalte. Ideale pentru aplicații variate precum încărcarea materialelor ușoare depozitate în grămezi în camioane cu obloane înalte, silozuri în stațiile de transfer de deșuri sau de manipulare a îngrășămintelor, cărbunilor, sau a boabelor. Cupele cu descărcare la înălțime sunt acționate hidraulic și necesită o a 3-a valvă. Gama de vârfuri din Seria K.

Noul sistem Caterpillar de dinți, din Seria K™ este fixat mai strâns, se schimbă mai ușor și îi păstrează mai ascuțiți: 10 De uz general ; 11 Extra-sarcină; 12 Penetrare; 13 Penetrare Plus ; 14 Penetrare severă ; 15 Abraziunea severă.

## 6. Concluzii

Am prezentat în lucrare modul de calcul al productivității încărcătorului frontal cu o cupă.

În studiu de caz - încărcătorul frontal CAT 950H am prezentat un încărcător frontal cu cupă cu toate elementele componente din punct de vedere constructiv și funcțional.

Panoul principal de comenzi de pe CAT 950H este amplasat sus pe partea dreaptă a structurii de protecție ROPS – asigurând accesul imediat al operatorului la el și menținând totodată vizibilitatea asupra solului.

Sistemul de încărcare automată a cupei - asigură cicluri de lucru mai uniforme și încărcări complete fără atingerea comenzilor – se reduce oboseala operatorului.

Construcția cupei la acest tip de încărcător este prezentată în detaliu pe tipuri constructive.

Pe baza testelor Caterpillar, motoarele Cat cu tehnologie ACERT economisesc cu 3 până la 5 % mai mult combustibil decât tehnologiile curente ale concurenților.

Având în vedere cele prezentate în lucrare constatăm că încărcătoarele frontale cu cupă au un rol bine definit în cadrul lucrărilor de încărcare-descărcare o importanță deosebită având construcția cupei. Posibilitățile de modernizare continua a componentelor acestora conduc la o eficiență crescută în procesul de lucru concretizat prin creșterea productivității.

## Bibliografie

1. Dinescu, S., Radu, S., M., Brînaș, I.- *Mașini și utilaje pentru lucrări de infrastructură*. Editura UNIVERSITAS Petroșani 2019
2. Iliș, N., Zamfir, V., Kovacs, I., ș.a. – *Mașini miniere – Exemple de calcul*, Editura Tehnică București, 1993
3. Mihăilescu, Șt., ș.a. – *Mașini de construcții 2, Construcția , calculul și încercarea mașinilor pentru lucrări de pământ*, Editura Tehnică București, 1985
4. <http://www.cat.com/>

# CARACTERISTICILE CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE ALE MAȘINILOR DE COMPACTAT PRIN VIBRARE

**Autor: Iosif-Cornel BODIU<sup>1</sup>**

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, MIEP, anul 1*

<sup>2</sup>*Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul IMIT*

## Rezumat

Compactarea terasamentelor se produce sub acțiunea unor forțe exterioare aplicate asupra pământului și are ca rezultat creșterea densității acestuia. Lucrul mecanic folosit pentru compactare se consumă, în cea mai mare parte, pentru învingerea coeziunii și frecării dintre granule. Prin compactare, numărul și intensitatea contactelor dintre granule sporesc, iar proprietățile fizico-mecanice ale pământului se îmbunătățesc. Astfel, micșorarea numărului de goluri duce la creșterea densității și la reducerea permeabilității și a absorbției de apă, la sporirea stabilității și la creșterea capacității portante a pământului respectiv. În lucrare mi-am propus să realizez o analiză din punct de vedere constructiv și funcțional a mașinilor de compactat prin vibrație.

**Cuvinte cheie:** compactare statică, compactare dinamică, compactor vibrator.

## 1. Procesul de compactare a rocilor

Compactarea este un fenomen complex, dimensionat tehnic dar și volumetric, cu implicații foarte mari pentru stabilitatea construcțiilor. În prezent acest domeniu reprezintă o problemă foarte mare de cercetare, de proiectare și de execuție.

Procesul de compactare reprezintă un rezultat al aplicării în mod succesiv a mai multor forțe de compresiune sau a mai multor sarcini dinamice pe suprafețele terenurilor pentru fundație sau a straturilor care sunt puse în construcții din pământ, având scopul de a redistribui particulele solide pentru a elimina parțial aerul și apa din sol.

După compactarea pământului cresc valorile pentru greutatea volumetrică, se mărește rezistența la tăiere, unghiul de frecare și de coeziune și modul de deformare în același timp cu scăderea tasărilor specifice.

Pământurile, în general, sunt compuse din trei faze:

- faza solidă, alcătuită din scheletul mineral;
- faza lichidă (apa), care umple total sau parțial golurile dintre granule;
- faza gazoasă, formată în primul rând din aer, care umple golurile neocupate de faza lichidă.

Una din ultimele două faze poate să lipsească. În cazul în care lipsește faza lichidă, pământul este uscat, iar dacă toate golurile dintre granule sunt umplute cu apă, pământul este saturat.

În funcție de proporția în care cele trei faze (solidă, lichidă și gazoasă) intră în compoziția unui pământ, de mărimea granulelor, de modul de asociere a elementelor componente, rezultă diversele tipuri de pământuri precum și caracteristicile fizico-mecanice ale acestora.

Lucrul mecanic folosit pentru compactare se consumă, în cea mai mare parte, pentru învingerea coeziunii și frecării dintre granule.

Prin compactare, pământul trebuie să primească o anumită deformare, de natură remanentă, ireversibilă.

Dacă nu s-a realizat o compactare suficientă, atunci se pot obține, sub acțiunea traficului și a factorilor climaterici, tasări ulterioare neuniforme, cu efecte dintre cele mai nefavorabile asupra comportării în exploatare a suprastructurii.

Gradul de compactare a unui pământ este dat de raportul dintre starea de îndesare efectivă și starea de îndesare maximă verificată prin încercări de laborator efectuate asupra unor caracteristici structurale reprezentative ale acestuia, ușor de pus în evidență, cum ar fi: densitatea, greutatea volumetrică, porozitatea etc.

Terenul natural, precum și materialele de construcții folosite în umplutură, se caracterizează printr-o anumită stare definită, în principal, de următorii factori: umiditate, porozitate, compactitate.

Funcție de valorile parametrilor ce definesc cei trei factori ai pământurilor, rezultă o anumită comportare a terenului la acțiunile exterioare prin solicitări mecanice.

Deoarece pământul în stare naturală sau afănată prezintă rezistență redusă, căpătând deformații mari sub sarcină, se impune ca, după lucrările de săpare și transport, pe amplasamentul construcției, să se execute lucrări de compactare.

Transmiterea lucrului mecanic din exterior către materialul de compactat, funcție de natura și efectul dorit, se realizează prin acțiune statică și dinamică.

*Compactarea statică* se realizează prin apăsarea de sus în jos de către greutatea proprie a utilajului a straturilor materialului. Aceasta se obține prin rularea (cilindrarea) cu ajutorul unor utilaje autopropulsate sau tractate direct pe suprafețele de compactat fără a se depăși grosimea de 15cm a stratului.



*Compactarea dinamică* se realizează într-un timp mai scurt prin efectul impactului, vibrațiilor sau al frământării mecanice asupra stratului de material.

Prin impact se dezvoltă în interiorul materialului eforturi de compresiune și forfecare de scurtă durată care contribuie la reșezarea fazei solide cu efecte importante la balast, nisipuri prăfoase coezive și argile prăfoase cu plasticitate ridicată.

Prin vibrații asupra materialului se transmit unde de compresiune având pulsația organului de compactare. În acest regim de compactare peste forța statică de contact dintre particulele fazei solide se suprapune forța dinamică generată prin vibrație.

## **2. Caracteristicile constructiv-funcționale ale mașinilor de compactat prin vibrație**

Realizarea unor mașini de compactat cu performanțe superioare în frontul de lucru ca productivitate tehnică ridicată și cheltuieli logistice minime a impus ca încă din etapa de concepție, pentru anumite categorii de teren să fie înlocuite mașinile cu acțiune statică în favoarea mașinilor vibratoare de compactat.

Pentru clasa mașinilor de compactat prin vibrație, definirea caracteristicilor tehnice constituie primul pas în stabilirea noțiunilor cu care se va opera în continuare.

*Caracteristici constructive* vom denumi totalitatea elementelor dimensionale, volumetrice și masice care determină, în mod necesar, o parte din parametri funcționali, tehnologici de exploatare.

Prin *caracteristici tehnologice* vom denumi totalitatea parametrilor care determină în mod direct îndeplinirea misiunii, respectiv realizarea procesului de compactare.

Astfel, pot fi enumerate următoarele caracteristici tehnologice: diametrul și lățimea rulourilor compactoare, forța perturbatoare, amplitudinea vibrațiilor, frecvența vibrațiilor, încărcarea specifică lineară, viteza de deplasare.

Prin *caracteristici funcționale* se înțelege totalitatea parametrilor care determină și asigură funcționalitatea normală a mașinii, în vederea menținerii caracteristicilor tehnologice la valorile nominale în perioada de timp prescrisă, cu condiția executării lucrărilor de mentenanță stabilite prin documentație.

Astfel, se pot enumera:

- momentul static al maselor excentrice din componența vibroexcitatorului;
- viteza unghiulară a maselor excentrice, reacțiunile pe organele de compactare;
- turația și alunecarea organelor de tracțiune (rulouri metalice, roți cu pneuri) la rulare;
- capacitatea de trecere;
- parametrii sistemului hidrostatic de acționare (de forță și comandă);
- parametri de izolare și amortizare a vibrațiilor transmise blocurilor funcționale ale mașinii, care reprezintă stări limită potențiale de defectare;
- nivelul de zgomot și vibrații transmise la postul de comandă care afectează productivitatea muncii prin scăderea capacității de muncă psihofizică și îmbolnăvirea profesională a mecanicului deservent.

Caracteristicile tehnice menționate se stabilesc la proiectare, cu posibilitatea de a fi modificate în anumite condiții de lucru, astfel încât mașina să fie folosită cu maximă eficiență, adaptată la tehnologiile de lucru și la caracteristicile materialului de compactat.

## **3. Caracteristici constructive**

Pe baza analizei caracteristicilor tehnice ale compactoarelor vibratoare produse atât în țară, cât și pe plan mondial, se deosebesc câteva clase constructive, în principal, după tehnologia de lucru și natura terenului, astfel:

- a) compactoare vibratoare tractate (fig.1);
- b) compactoare vibratoare autopropulsate, cu șasiu monobloc (nearticulat) și două rulouri netede. Vibrarea se realizează fie cu un singur rulou, fie pe ambele rulouri, iar tracțiunea cu un singur rulou, sau totală, pe ambele rulouri;
- c) compactoare vibratoare autopropulsate cu două rulouri profilate cu șasiu articulat. Vibrarea se realizează pe ambele rulouri sau numai pe unul singur, iar tracțiunea pe ambele rulouri;
- d) compactoare vibratoare autopropulsate cu două rulouri netede (fig.2) și șasiu articulat. Vibrarea se realizează fie cu un singur rulou, fie pe ambele rulouri, iar tracțiunea pe un singur rulou sau pe ambele rulouri;
- e) compactoare vibratoare autopropulsate mixte (fig.3) cu șasiu articulat. Vibrarea se realizează cu un rulou amplasat în față, iar tracțiunea pe două sau patru pneuri plasate în spate.

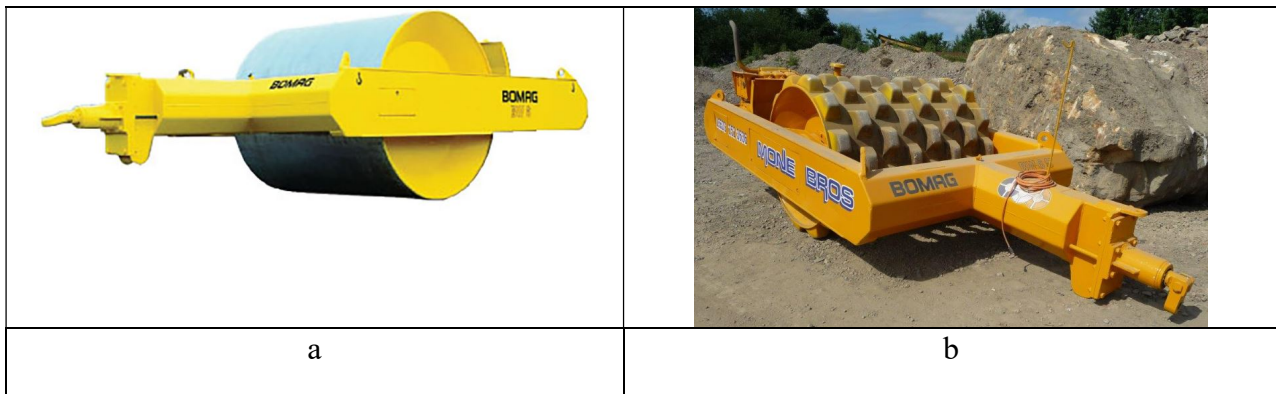
Sunt utilizate și sisteme cu tracțiune totală simultan pe rulou și pneuri.

Principalele elemente constructive care se reflectă în funcționalitatea mașinii se regăsesc în subansamble vitale ca:

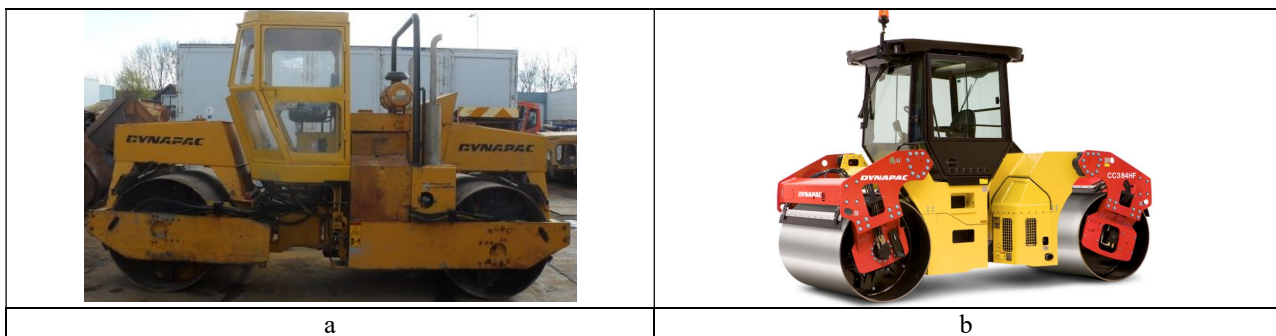
- sistemul de vibrație,
- sistemul de deplasare,
- sistemul de izolare și amortizare a vibrațiilor,
- structura metalică,
- sistemul de acționare.

### **Sistemul de vibrație**

Pentru compactoarele vibratoare, soluția constructivă a sistemului de vibrație se adoptă funcție de tehnologia de compactare și de modul de alcătuire al mașinii.



**Fig.1** *Compactor vibrator tractat:*  
*a – cu rulou metalic neted; b – cu rulou metalic profilat*



**Fig.2** *Compactor vibrator autopropulsat cu ambele ruloari metalice netede, de 100kN (tip Dynapac):*  
*a – cu acționare complet hidrostatică (tip CC41); b – cu acționare hidromecanică (tip CC40).*



**Fig.3** *Compactor vibrator autopropulsat mixt de 130kN (tip PV60 firma MBU).*

Astfel, în mod frecvent se utilizează numai vibratoare inerțiale cu forță unidirecțională sau rotitoare. De asemenea, pentru adoptarea unei anumite soluții de vibrator trebuie să se țină seama de posibilitățile de acționare (mecanică, hidromecanică, hidrostatică).

Sistemul de vibrare cu forțe rotitoare este compus din axul ruloului, pe care se află amplasate simetric față de planul median și în fază mase excentrice, rezemarea în flanșele laterale ale ruloului și sistemul de acționare. Un astfel de sistem este utilizat în mod deosebit la compactoarele vibratoare tractate sau la cele autopropulsate.

O altă formă constructivă a sistemului de vibrare, frecvent întâlnită la compactoarele autopropulsate cu șasiu monobloc și cu ambele ruloari vibratoare de tip „duplex”, este cu axul excentric pe toată lungimea.

Sistemul de vibrare cu forță unidirecțională se utilizează în două variante constructive și anume: cu vibrator inerțial cu două mase excentrice montate în fază, sincronizate cinematic, și cu vibrator pendular montat pe axul ruloului. Vibratoarele pendulare sunt compuse dintr-o carcasă prinsă articulat, prin intermediul unor brațe, la axul ruloului.

În interiorul carcasei se află montat un vibrator inerțial cu mase excentrice sau corpuri de rostogolire care generează numai forță rotitoare.

Datorită prinderii pendulare a vibratorului, forța rotitoare se transmite axului ruloului numai sub formă de forță perturbatoare unidirecțională pe verticală.

Soluțiile tehnice sunt bazate pe antrenarea corpurilor de rostogolire în generarea vibrațiilor, oferind avantaje certe în privința durabilității rulmenților rotorului, precum și posibilitatea de modificare a forței perturbatoare la aceeași valoare a frecvenței vibrațiilor.

Soluția este aplicabilă în condițiile unei execuții precise și a unor forțe relativ reduse (2000 – 4000daN) la turații maxime de până la 2400 – 2800rot/min. Dacă aceste valori sunt depășite, se impun măsuri speciale de evacuare a căldurii generate prin frecare.

#### 4. Utilaje de compactat cu sistemul vibrator VERSA- VIBE™(fig.4)



Fig.4 Utilaj cu sistemul vibrator VERSA- VIBE™

Nevoia unui tambur unic pentru o compactare corectă atât a straturilor groase cât și a celor subțiri este motivul pentru care Caterpillar a elaborat sistemul vibrator Versa- Vibe™. Sistemul ține cont de o serie amplă de condiții, atât în ceea ce privește setările de amplitudine înaltă/frecvență redusă, cât și pentru cele de amplitudine redusă/frecvență înaltă.

Sistemul permite unui singur utilaj să realizeze straturi subțiri sau suprapuse la viteze mari sau la viteze mici, straturi groase și mixuri. Această versatilitate prezintă anumite avantaje cheie, inclusiv o economie de costuri.

De fapt, Sistemul Versa-Vibe™ ajută la compactarea optimă atât a straturilor subțiri cât și a celor groase. Utilajele cu sistemul Versa-Vibe™ obțin densitățile vizate prin mai puține treceri.

Sistemul Versa-Vibe™ generează o asemenea versatilitate încât un singur compactator de asfalt poate să realizeze ceea ce în mod normal ar face două utilaje diferite.

#### 5. Concluzii

Realizarea unor mașini de compactat cu performanțe superioare în frontul de lucru ca productivitate tehnică ridicată și cheltuieli logistice minime a impus ca încă din etapa de concepție, pentru anumite categorii de teren să fie înlocuite mașinile cu acțiune statică în favoarea mașinilor vibratoare de compactat.

Astfel tehnologiile moderne de execuție a straturilor din pământ, pământ stabilizat, balast, mixturi asfaltice asigură o eficiență economică corespunzătoare lucrărilor de construcții printr-o utilizare corespunzătoare a mașinilor de compactat prin vibrație.

Am prezentat utilajele cu sistemul vibrator VERSA- VIBE™ de la firma Caterpillar.

Nevoia unui tambur unic pentru o compactare corectă atât a straturilor groase cât și a celor subțiri este motivul pentru care Caterpillar a elaborat sistemul vibrator Versa- Vibe™.

Sistemul permite unui singur utilaj să realizeze straturi subțiri sau suprapuse la viteze mari sau la viteze mici, straturi groase și mixuri.

Am prezentat caracteristicile constructiv- funcționale ale mașinilor vibratoare pentru compactarea pământurilor care ne oferă o imagine de ansamblu asupra acestei categorii de mașini foarte importante în compactarea diferitelor lucrări de terasament sau construcții de drumuri.

#### Bibliografie

1. Dinescu, S., Radu, S., M., Brînaș, I.- *Mașini și utilaje pentru lucrări de infrastructură*. Editura UNIVERSITAS Petroșani 2019
2. Iliș, N., Zamfir, V., Kovacs, I., ș.a. – *Mașini miniere – Exemple de calcul*, Editura Tehnică București, 1993
3. Mihăilescu, Șt., ș.a. – *Mașini de construcții 2, Construcția, calculul și încercarea mașinilor pentru lucrări de pământ*, Editura Tehnică București, 1985
4. Trelea, A., Popa, R., Giușcă, M., ș.a. – *Tehnologia construcțiilor, vol.1*, Editura Dacia Cluj-Napoca, 1997  
<http://www.cat.com/>

# UTILIZAREA INSTALAȚIEI DE FORAJ MR 8000 LA EXECUTAREA SONDEI TASBUGA

**Autor: Ion GÎRNICEANU**<sup>1</sup>

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, MIEP, anul 2

<sup>2</sup>Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul IMIT

## Rezumat

Lucrarea de față își propune realizarea unui studiu al echipamentelor de foraj utilizate în lucrările de prospecțiuni geologice cu un studiu de caz pentru Sonda 1784 TASBUGA, aceasta constituind o bază de plecare pentru cercetările viitoare de găsire a unor soluții optime de îmbunătățire a performanțelor în procesul de foraj.

**Cuvinte cheie:** instalație de foraj, sondă, fluid de foraj,sonda Tasbuga.

## 1.Introducere

*Sondele*-sunt construcții miniere de forma cilindrica caracterizate printr-o lungime (adâncime) mult mai mare decât diametrul realizat in scoarța terestra cu mijloace de la suprafață in scopul cercetării si exploatării zăcămintelor de gaze naturale.

Acestea pot fi verticale, inclinate și orizontale.

*Forajul*-este complexul de lucrari miniere prin care se traverseaza formatiunile geologice de la suprafata si pana la o anumita adancime in scopul realizarii unei sonde.

Forajul sondei, consolidarea sondei, cercetările geologo-tehnice, dar și deschiderea orizonturilor productive se realizează prin intermediul unei instalații complexe, care poartă numele de *instalație de foraj*.

Procesul forării sondelor de petrol și gaze se aseamănă de cele mai multe ori cu procesul construcțiilor industriale civile. Principala deosebire constă în faptul că obiectul forării se realizează ca producție de bază prin dislocarea rocilor pentru realizarea găurii de sondă, nu prin punerea în operă a materialelor și prefabricatelor. Șantierul de foraj este defapt locul unde se execută lucrările de forare a sondelor conform documentației tehnice, cu ajutorul forței de muncă, utilajelor, aparatului de conducere, depozitelor și amenajărilor administrative necesare.

Construcția instalațiilor de foraj este permanent supusă modificărilor generate de necesitatea creșterii continue a vitezelor de foraj, de natura rocilor, extinderea domeniului de utilizare, creșterea duratei de funcționare și a coeficientului de utilizare, automatizarea regimului de funcționare etc.

## 2. Executarea sondei Tasbuga

Activitatea de foraj se incadreaza in categoria lucrarilor de explorare - exploatare a zacamintelor de petrol si au caracter temporar, durata acestora depinzand de adancimea la care se afla obiectivul sondei.

Locația sondei se afla zona estică a Carpaților Orientali. Aici culmile muntoase au o direcție predominant NNW-SSE paralele în general cu direcția formațiunilor geologice. Ca subdiviziune a Carpaților Orientali, putem vorbi aici de Munții Tazlăului, munți ce oscilează în jurul înălțimii de 1100 m. Local, pe firul văii Tazlăul Sărat, altitudinile sunt mai mici de aproximativ 450 m.

Amplasamentul investitiei se afla intr-o zona de exploatare petroliera deja existenta, este situat situat pe o suprafata de teren care apartine OMV Petrom SA (beneficiarul sondei) si are categoria de folosinta – curti constructii .

In cazul sondei 1784 TASBUGA, durata lucrarilor de realizare sondă este de cca 65 zile, iar adancimea de foraj este de 2200 m.

Principalele faze de realizare a obiectivului de investitie, sunt:

- a. - executarea lucrarilor de constructii montaj pentru amplasarea instalatiei de foraj;
- b. - executarea lucrarilor de foraj;
- c. - executarea lucrarilor de demobilizare si reducere a careului de foraj/probe producție la nivelul careului de exploatare;
- d. - executarea lucrarilor de punere in productie a sondei.

Tehnologia de exploatare a sondei este cea de pompaj de adancime.

Sonda 1784 Tasbuga are caracter de *exploatare* țitei.

Daca in urma efectuării probelor de productie rezultatele vor fi pozitive, sonda va produce un debit maxim de circa 49 mc/zi, debitul cumulat cu sondele 1782 (40 mc/zi) si 1783 (31 mc/zi) fiind de 120 mc/zi, respectiv circa 54 to titei brut/zi.

## 3. Descrierea instalației și a fluxurilor tehnologice:

Procesul tehnologic de forare al sondei consta in saparea unui put cu diametre descrescatoare, de la suprafata si pana la baza stratului productiv cu ajutorul unui sistem rotativ hidraulic actionat de la suprafata. Procesul de foraj se realizeaza in intregime cu mijloace mecanizate (utilajul instalatiei de foraj).

Metoda de foraj rotativa este caracterizata prin actionarea elementului de dislocare (sapa de foraj) cu ajutorul garniturii de prajini de foraj de la suprafata. La aceasta metoda de foraj este absolut necesar ca in timpul lucrului sapei, detritusul (roca sfaramata) sa fie indepartat permanent de pe talpa sondei si transportat la suprafata, iar sapa trebuie racita. Aceste operatii sunt indeplinite de fluidul de foraj care este pompat de la suprafata cu ajutorul pompelor cu pistoane, prin interiorul prajinilor de foraj.

Dupa ce iese prin orificiile sapei, fluidul de foraj se incarca cu detritus pe care il transporta la suprafata prin spatiul inelar dintre prajini si peretii gaurii de sonda.

La suprafata, fluidul de foraj este curatat cu ajutorul sitelor vibratoare si al separatoarelor de tip hidrociclon, detritusul fiind depozitat intr-o haba metalice cu capacitatea de 40 mc, iar fluidul de foraj curat, este reintegrat in fluxul tehnologic de foraj.

In procesul de foraj, fluidul de foraj este vehiculat in circuit inchis, astfel incat printr-o exploatare normala nu au loc pierderi pe faze.

Dupa executarea forajului fiecarui interval are loc consolidarea gaurii de sonda prin tubarea acestora cu ajutorul unor coloane din tevi de otel avand diametrul corespunzator intervalului sapat.

Tubarea sondei reprezinta operatia de introducere in gaura de sonda a unor burlane metalice cu scopul de a consolida gaura de sonda si de a crea canalul sigur de exploatare a hidrocarburilor.

Prin executarea operatiei de tubare se are in vedere:

- consolidarea peretelui gaurii de sonda;
- impiedicarea contaminarii apelor de suprafata cu fluidele aflate in sonda;
- izolarea stratelor care contin hidrocarburi (petrol si gaze) a caror exploatare se urmareste, prevenind contaminarea cu acestea a apelor superioare.

Dupa executarea tubarii fiecarei coloane are loc cimentarea spatiului inelar dintre coloana si peretele gaurii de sonda.

Instalatia de foraj - MR 8000 (fig.1) - este actionata termic si nu se proiecteaza racord de inalta tensiune.

Prin specificul lucrarilor de foraj se realizeaza un circuit inchis al apei tehnologice, astfel incat dupa utilizarea debitelor de apa in scopuri tehnologice, eventualele ape rezultate sunt preluate de beneficiar si duse la parcurile din zona pentru a fi refolosite in procese tehnologice.

In conformitate cu STAS 4273/83 pag 2.9, categoria constructii hidrotehnice aferente sondei pentru apararea impotriva inundatiilor este 4, iar clasa de importanta este IV, amplasamentul sondei este neinundabil.

STAS-ul 4068/2-87 pentru lucrarile din clasa IV de importanta, in conditiile normale de exploatare, prevede ca probabilitatea anuala de depasire este de 5 %.

Necesarul de apa tehnologica se asigura prin transport cu vidanija de la parcul 2 Tasbuga, apa fiind depozitata direct in rezervoarele de stocare ale sondei sau in habe metalice.

Cerinta de apa tehnologica pentru forajul sondei este de:

$$Q_{med} = 15 \text{ m}^3/\text{zi}$$

$$Q_{max} = 19,5 \text{ m}^3/\text{zi}$$

Pe toata durata forajului sunt necesari cca 750 m<sup>3</sup> apa tehnologica (inclusiv rezerva intangibila de apa PSI = 108 m<sup>3</sup>).



**Fig.1** Instalatiya de foraj MR 8000

Caracteristicile instalatiei de foraj MR 8000 sunt prezentate în tabelul 5.1.

**Tabelul 1. Caracteristicile Instalației de foraj MR 8000**

Puterea instalată KW	1970
MAST	
Tip	MRS Drillmec
înălțime (m) (de la podul sondei până sub geambloc)	36
capacitate nominală max. (tf/lbs)	440 000/10 linii
cap. max. de stivuire în pași de 27 m prajini de 4½ (m)	200t
SUBSTRUCTURA	
tip	Drillmec
înălțime (m)	5,2
sarcina maximă la grinzile mesei rotary (tf)	440000
sarcina totală substructura (tf)	690000
TROLIU	
tip	Drillmec
putere maximă la intrare (CP)	1080
tracțiune maximă în cablu la toba (tf)	24
diametrul cablului de manevra (mm)	28"
frână hidraulică (tip)	Hydromatic Parmac
MASA ROTARY	
tip	Top drive si masa rotary
diametrul de trecere (mm)	MRL 27,5
sarcina statică (T metru)	698,5
	500
MOTOARELE-tip	Diesel 2x C15-ACERT
	1080HP
POMPE	
aționate în instalație	
aționate independent	2x 9T 1000
SISTEM CURĂȚIRE NOROI	
site vibratoare	TIP SWACO
degazoare	TIP DA-S 86
desmaluitoare	12X4 in
denisipatoare	6x6 in
centrifuge	TIP SWACO 514, 418
unitate de floclare	TIP SWACO
Adâncimea de foraj cu prajini de 4 ½ (m)	3200/10526
Top Drive	
- Capacitate (t)	460000
- Acționare	hidraulica HTD 220

#### 4. Executarea lucrărilor de foraj propriu - zis

Dupa terminarea fazei de montaj se incepe activitatea de foraj care presupune realizarea unei gauri de sonda cu diametre diferite si protejarea acestuia prin tubarea unor coloane de burlane dupa un program de constructie stabilit prin proiectul de foraj.

In procesul tehnologic de foraj al sondei se utilizeaza fluidul de foraj preparat de catre executantul forajului - care este un tert autorizat -, in incinta sediului acestuia. Fluidul de foraj este transportat de catre acesta la locul de utilizare, iar excesul este recuperat si depozitat pe amplasamentul firmei

#### 5. Concluzii

În lucrare am prezentat un studiu de caz și anume executarea sondei 1784 TASBUGA. Organizarea de șantier se va amplasa pe suprafața careului existent al sondelor 1782 si 1783 Tasbuga, pe teritoriul administrativ al localității Asau, judetul Bacau.

Forajul sondei 1784 Tasbuga face parte din programul de dezvoltare a exploatării pe structura Moldova Nord, parte integranta a sistemului energetic național. Utilitatea publica consta in realizarea unor noi investiții in zona, fapt ce conduce la creșterea potențialului socio - economic al zonei si asigurarea unor noi rezerve energetice economiei românești.

Am prezentat tehnologia de exploatare cu instalația de foraj MR 8000 utilizata la forajul sondei 1784 Tasbuga.

Pe lângă executarea lucrărilor propriu-zise de foraj este important și impactul asupra populației, sănătății umane, faunei și florei, solului, bunurilor materiale, calității și regimului cantitativ al apei, calității aerului, climei, zgomotelor și vibrațiilor, peisajului și mediului vizual, patrimoniului istoric și cultural asupra interacțiunilor dintre aceste elemente precum și elementele de protecție în fiecare situație.

#### **Bibliografie**

1. Dinescu, S., Radu, S., M., Brînaș, I.- *Mașini și utilaje pentru lucrări de infrastructură*. Editura UNIVERSITAS Petroșani 2019
2. Iliăș N., Zanfîr V., Andraș I., și alții - *Mașini miniere. Exemple de calcul*, Editura Tehnică, București. 1993
3. Papuc C. - *Forajul de cercetare geologică*, Editura Tehnică, București, 1965
4. Memoriu de prezentare – Foraj și echipare sd 1784 Tasbuga, 2016

# ANALIZA COMPORTAMENTULUI FLUIDULUI DE FORAJ PENTRU O INSTALAȚIE DE FORAJ ECHIPATĂ CU SAPĂ CU TREI CONURI CU AJUTORUL APLICAȚIEI SOLIDWORKS

**Autori:** Alexandra Karina BRÎNAȘ <sup>1</sup>, Constantin Laurențiu BRÎNAȘ <sup>2</sup>  
[brinaskarina@yahoo.com](mailto:brinaskarina@yahoo.com), [constantin.brinas@gmail.com](mailto:constantin.brinas@gmail.com)

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Stela DINESCU <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea Mașini și Echipamente Miniere: , anul II

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea Mașini și Echipamente Miniere: , anul III

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul:Inginerie Mecanică Industrială și Transporturi

## Rezumat

În cadrul acestei lucrări am realizat un model digital de sondă, echipată cu sapă cu trei conuri, în vederea analizării comportamentului fluidului de foraj în interiorul unei instalații de forare. Pentru realizarea acestei analize cu element finit am folosit aplicația SOLIDWORKS utilizând facilitatea Flow Simulation.

## Cuvinte cheie

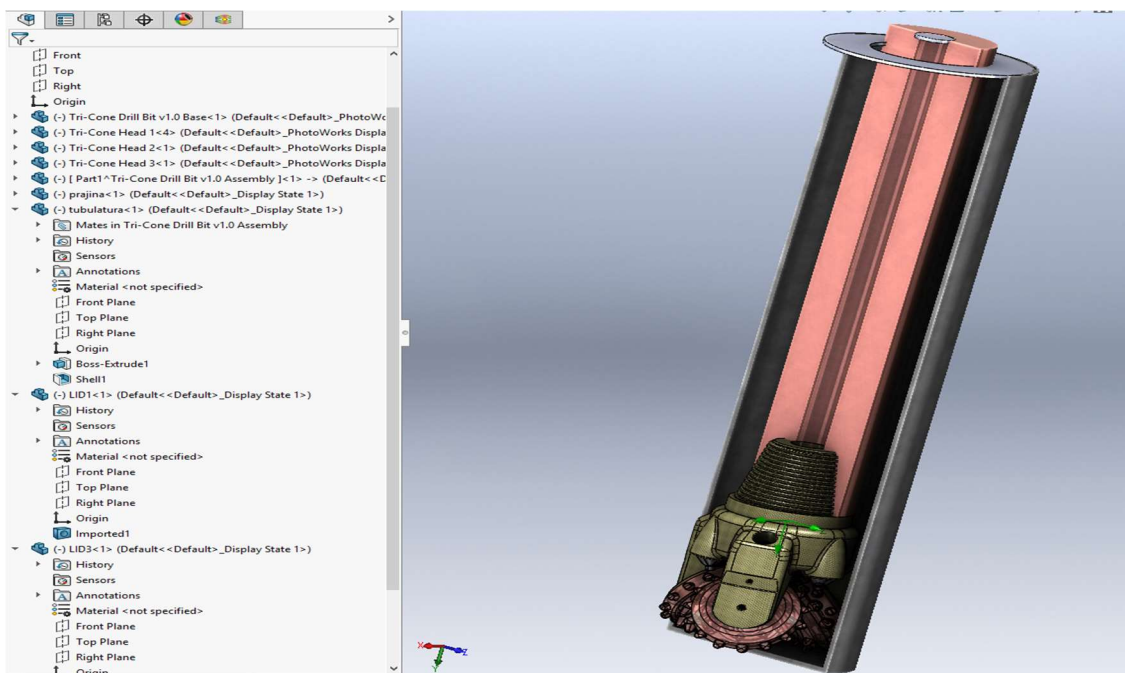
*Foraj, sondă, sapă, fluid*

## 1. Introducere

Sapele sau frezele sunt instrumente de dislocare care fac parte din sistemul de manevră al unei instalații de forare. Prin presiunea pe care sapa o exercită asupra centrului suprafeței de acțiune, la atingerea stării limită determină sfărâmarea rocii. Din acest motiv este importantă cunoașterea eforturilor și a deformărilor la care este supusă o sapă în procesul de forare al unei sonde.

Analiza cu elemente finite, este o metodă de analiză numerică utilizată pentru rezolvarea unor probleme din diverse domenii ale ingineriei. Această metodă utilizată ca instrument de proiectare permite schimbarea procesului de proiectare alcătuit din cicluri repetitive de: proiectare → prototip → test într-un proces simplificat în care prototipurile nu sunt folosite ca instrumente de proiectare, ele fiind necesare doar pentru validarea design-ului final.

În cadrul acestei lucrări am analizat comportamentul fluidului de foraj pentru o instalație de forare care are o sapă cu trei conuri care are canale de circulație a lichidului de foraj. Analiza a fost făcută în aplicația SOLIDWORKS utilizând facilitatea Flow Simulation. Ansamblul supus analizei este prezentat în figura 1.

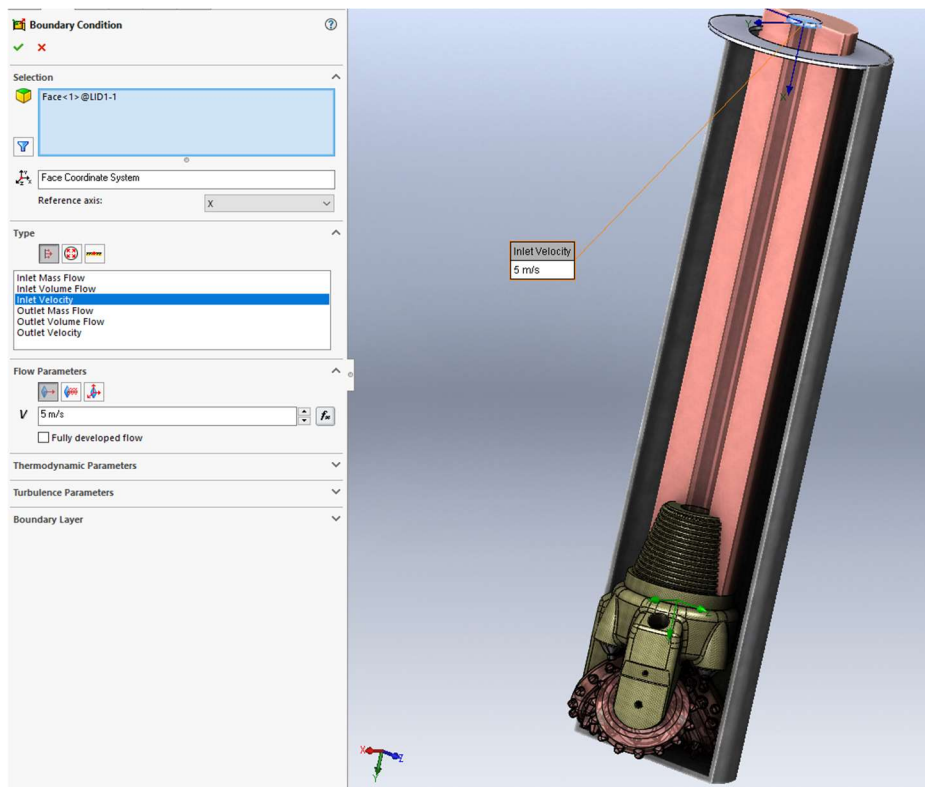


**Fig. 1.** ANSAMBLUL SUPUS ANALIZEI COMPORTAMENTULUI FLUIDULUI DE FORAJ

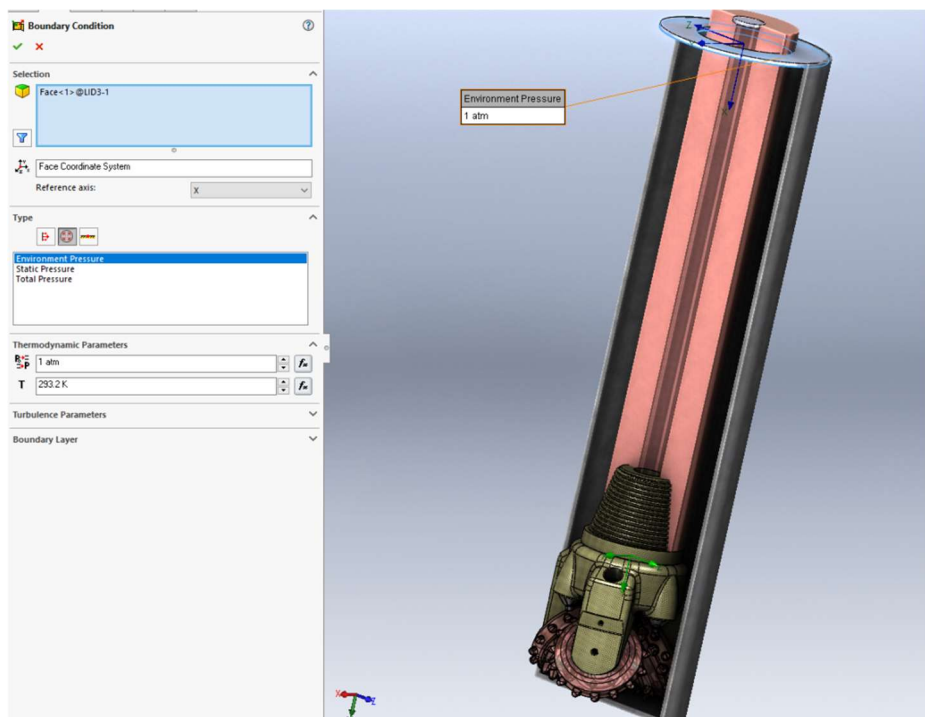


Pentru a “închide” circuitul fluidului de foraj la partea superioară a prăjinii respectiv a tubulaturii au fost adăugate două părți LID1 și LID3. Rolul lor este esențial în cazul unei analize de tip intern așa cum vom face în această lucrare, deoarece ele determină limitele de analiză ale domeniului. Așa cum am spus mai sus am efectuat o analiză de tip intern fluidul luat în considerare fiind apa.

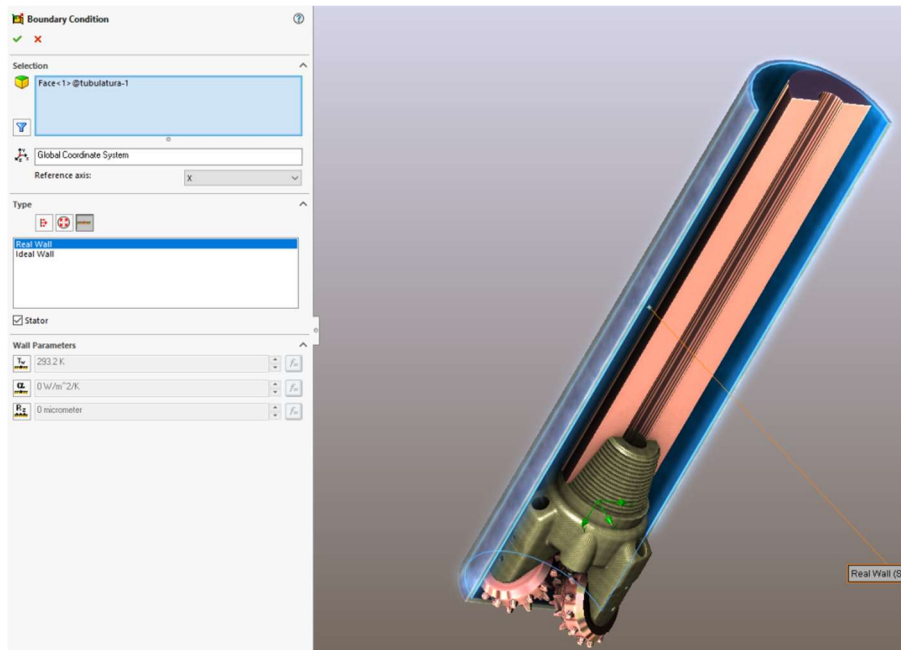
Am impus trei condiții la limita de separație a domeniul analizat: viteza de intrare a apei în prăjină (figura 2), presiunea la limita superioară a tubulaturii (figura 3) și o limită de tip stator corespunzătoare suprafeței interne a tubulaturii.



**Fig. 2. IMPUNEREA VITEZEI DE PĂTRUNDERE A FLUIDULUI DE FORAJ ÎN PRĂJINĂ**



**Fig. 3. IMPUNEREA PRESIUNII LA LIMITA SUPERIOARĂ A TUBULATURII**



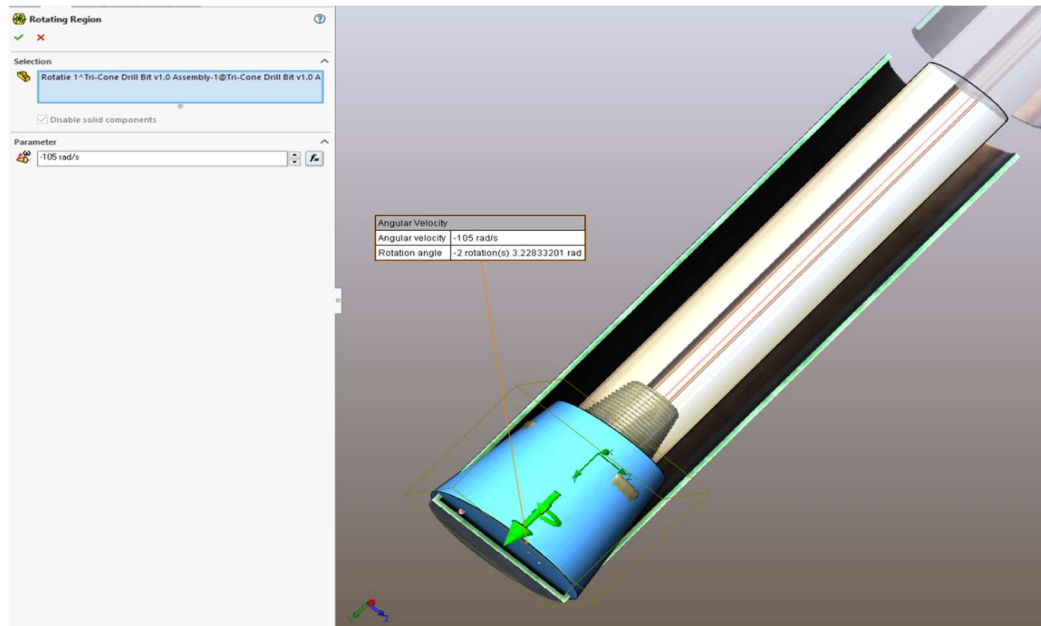
**Fig. 4. IMPUNEREA SUPRAFEȚEI INTERIOARE A TUBULATURII CA UN PERETE STATOR**

Mișcarea de rotație a sapei și a prăjinii a fost simulată prin introducerea în cadrul ansamblului a două domenii de rotație, unul care să “îmbrace” sapa iar altul care să “îmbrace” prăjina. În figura 5 ele sunt prezentate transparent, iar la prezentarea rezultatelor aceste domenii au primit atributul “ascuns”.



**Fig. 5. DOMENIILE DE ROTAȚIE**

Celor două domenii li s-a impus o turație de  $105 \left[ \frac{rad}{s} \right]$  ceea ce corespunde la  $1000 \left[ \frac{rot}{min} \right]$  (figura 6).

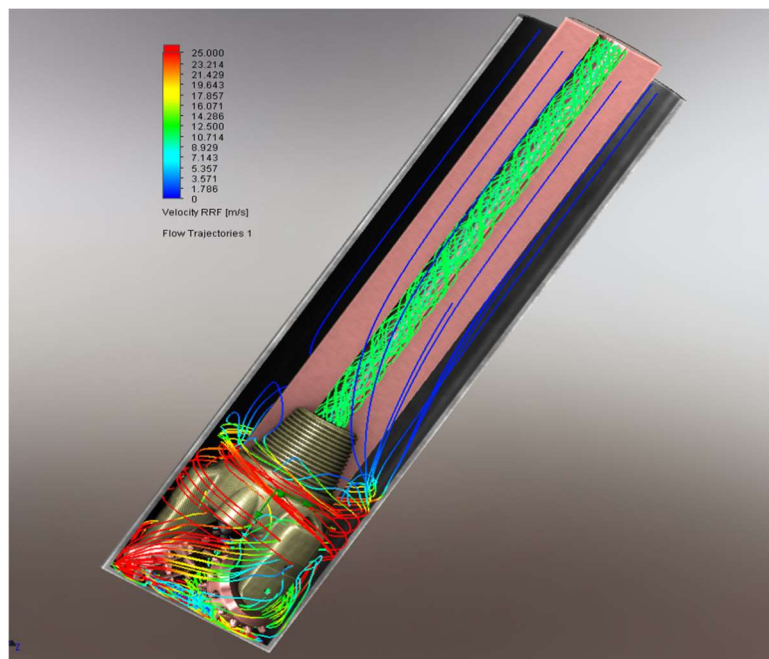


**Fig. 6. IMPUNEREA TURĂȚIEI DOMENIILOR DE ROTĂȚIE**

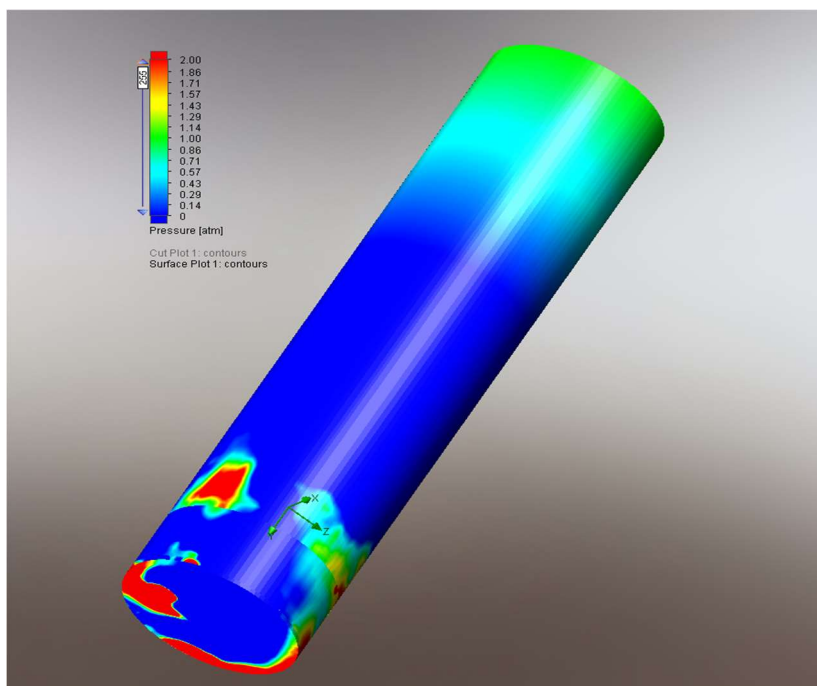
În figura 7 este prezentată o captură ecran care prezintă comportamentul fluidului de foraj. Se poate observa că viteza acestuia crește considerabil la ieșirea din cele trei duze. Acest rezultat evidențiază rolul hidrodinamic al fluidului de foraj.

Analizând liniile de traiectorie ale fluidului de foraj se poate trage concluzia că în spațiul dintre prăjină și tubulatură lichidul are o mișcare elicoidală de la talpa sondei către partea superioară a acesteia. Această traiectorie este generată de mișcarea de rotație pe care o efectuează sapa și prăjinile, care joacă un rol de rotor pentru fluidul pompat în sondă.

În figura 8 este prezentată variația presiunii fluidului de foraj. Ca și în cazul figurii 4.7 se poate observa o creștere a presiunii la talpa sondei, aspect care scoate în evidență rolul hidrodinamic al fluidului de foraj.



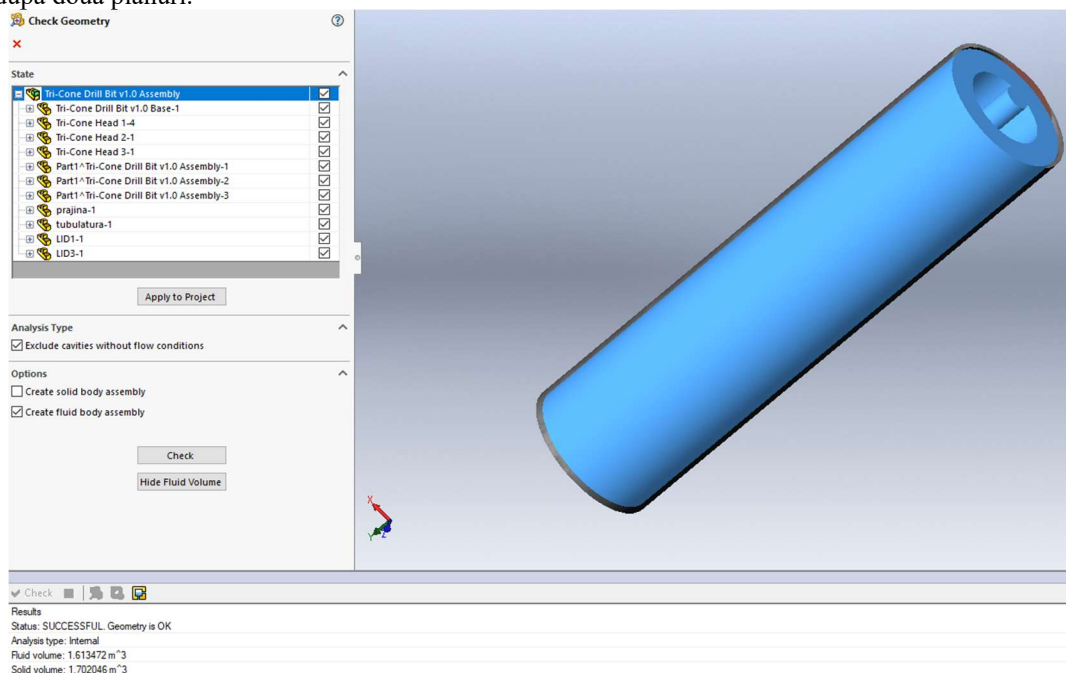
**Fig. 7. VITEZA LICHIDULUI DE FORAJ – ROLUL HIDRODINAMIC AL ACESTUIA**



**Fig. 8. PRESIUNEA LICHIDULUI DE FORAJ – ROLUL HIDRODINAMIC AL ACESTUIA**

Aplicația SOLIDWORKS permite determinarea volumului de fluid care intră în analiza efectuată. În figura 9 este prezentată această opțiune, iar pentru exemplul luat în considerare volumul fluidului de foraj este de aproximativ 1,61 m<sup>3</sup>.

În figura 10 am prezentat volumul lichidului de foraj constituit ca o parte distinctă prin care am efectuat o secțiune după două planuri.



**Fig. 9. REFERITOARE LA DETERMINAREA VOLUMULUI LICHIDULUI DE FORAJ**



**Fig. 10.** SECȚIUNE PRIN VOLUMUL LICHIDULUI DE FORAJ

## 2. Concluzii

Modelul digital de săpare a unei sonde descris în capitolul 3 are caracter didactic. Acesta evidențiază sugestiv procesul de adâncire al unei sonde săpate cu o freză cu role conice danturate prin surprinderea momentului adăugării unei prăjini la garnitura de săpare.

Studiul comportamentului lichidului de circulație utilizând metoda elementului finit prezentat în cadrul acestei lucrări a evidențiat prin analiza vitezei și a presiunii următoarele:

- rolul hidrodinamic, deoarece o dată cu creșterea vitezei și a presiunii la ieșirea din duze lichidul de circulație curăță particulele dislocate de pe talpa sondei;
- rolul hidrostatic, deoarece contrapresiunea creată asupra pereților sondei, împiedică surparea rocilor slab consolidate și pătrunderea nedorită în sondă a fluidelor din formațiunile traversate;
- rolul motric și informativ deoarece fluidul de foraj constituie agentul de transmitere a energiei spre sapă și totodată oferă posibilitatea analizei, la ieșirea din sondă, a detritusului adus la suprafață.

### **Bibliografie:**

1. Costin I., *Instalații pentru foraj de mică adâncime*, Editura Tehnică, București, 1972.
2. Kurowski, P.,M., *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2015*.
3. Lari I., *Garnitura de foraj*, Editura Tehnică, București, 1961.
4. J. Ed Akin, *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*, World Scientific, 2009.
5. Stela D., *Mașini și utilaje pentru lucrări de infrastructură*, Editura Universitas, 2019.

# ANALIZA CINEMATICĂ A UNUI MECANISM CU ȘASE ELEMENTE

**Autori:** Lucian-Ioan D. BRÎNDĂU<sup>1</sup>, Cristian-Andrei V. BOLOG<sup>2</sup>

lucii\_xxl@yahoo.com

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Echopamente pentru procese industriale IV

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Tehnologia construcțiilor de mașini, anul IV

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

## Rezumat

În lucrare se prezintă analiza cinematică analitică a unui mecanism cu șase elemente folosit în structura separatoarelor de înaltă tensiune de tip coloană.

## Cuvinte cheie

Cablu, roată motoare, ecuații

## 1. Introducere

Separatoarele servesc la separarea vizibilă a două circuite aflate sub tensiune dar neparcurse de curent, asigurând în poziția deschis o distanță de izolare predeterminată între bornele fiecărui pol. În poziția închis funcționează în regim de durată, fiind necesară realizarea unor contacte cu presiune mare de contact și inoxidabile. Întrucât funcția lor este de a conecta și deconecta când prin circuit nu trece curent, nu se formează arc electric între contacte și de aceea nu sunt prevăzute cu dispozitive de stingere a arcului electric.

Separatorul este necesar pentru a scoate o linie de sub tensiune atunci când se fac revizii sau reparații la un întreruptor. În centralele electrice sau în stațiile de distribuție sunt frecvente manevrele de conectare sau deconectare sub tensiune dar fără curent, când se trece de pe un sistem de bare pe altul sau când se trece de la un generator la altul. De regulă separatoarele se leagă în serie cu întreruptorul, acționarea separatorului fiind prevăzută cu blocaj care permite deschiderea acestuia numai după întreruperea circuitului de către întreruptor.

Un separator cuprinde următoarele elemente:

□ - *sistemul de contacte* cuprinde un contact fix și unul mobil (cuțitul) sau două contacte mobile constituind calea de curent a separatorului.

□ - *sistemul izolator* este constituit din izolatoarele suport ale contactului fix și mobil și din tija izolantă care transmite mișcarea de la dispozitivul de acționare la cuțitul mobil.

□ - *dispozitivul de acționare* trebuie să asigure deschiderea și închiderea completă a separatorului.

## 2. Descrierea separatorului

În lucrare se prezintă analiza cinematică analitică a unui separator de tip coloană folosit la liniile de înaltă tensiune. Structura separatorului este obținută prin amplificarea unui mecanism paralelogram, cu o diada de aspectul unu. Analiza cinematică (poziții, viteze și accelerații) s-a realizat prin metoda conturilor aplicată celor două diade conținute, considerând mișcarea elementului conducător, variabilă.

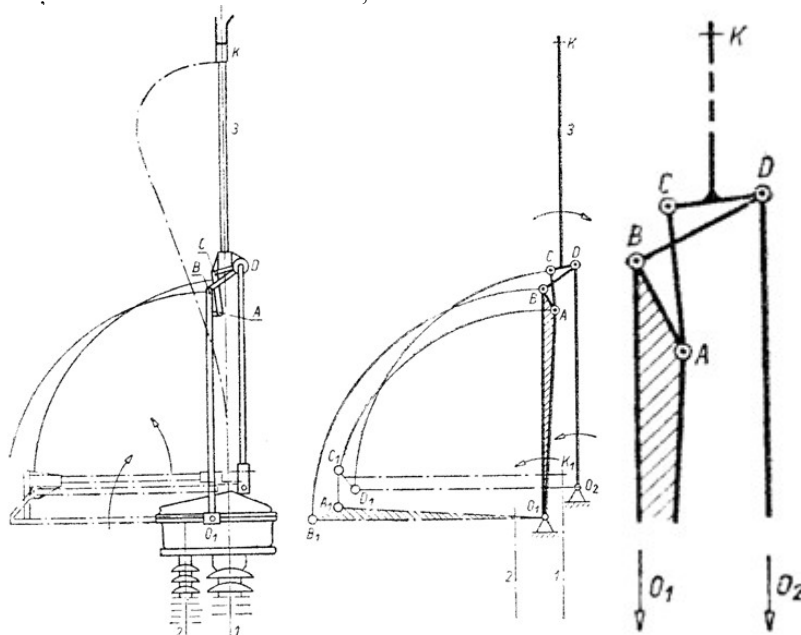


Fig. 1. Schema separatorului cu o singură coloană[1]

Un asemenea tip de separator, fig.1. este descris în lucrarea [1] în care se menționează ca structura lui s-a obținut din amplificarea unui mecanism de tip paralelogram  $OABC$  cu o diada de aspectul unui,  $DEB$ .

Contactul mobil  $K$  descrie, la deschiderea și închiderea separatorului, o traiectorie alungită pe verticală pentru a nu ieși din spațiul liniei pe care o deservește.

În cele ce urmează se propune să se realizeze analiza cinematică analitică completă a acestui mecanism.

Pentru analiza cinematică se va folosi metoda contururilor aplicată grupelor structurale conținute de mecanism, prezentată în [2].

Mecanismul separatorului conține diadele de aspectul  $1, ABC$  și  $DEB$  (planul elementului  $EB$  conține contactul mobil  $K$ ).

Se cunosc următoarele: lungimile  $a, b, c, d, e, g, h$  și  $m$ ; coordonatele articulațiilor fixe  $O$  și  $C$ ,  $x_0, y_0$  și respectiv  $x_c, y_c$ ; domenii de variabile al unghiului de poziționare pentru elementul conductor  $OA(D)$ ,  $\phi_1$  (variabila independentă),  $\phi_{1 \min} = 90^\circ \leq \phi_1 \leq \phi_{1 \max} = 180^\circ$ ; poziția "închis" a separatorului corespunde pentru  $\phi_1 = \phi_{1 \min} = 90^\circ$ ; lungimea  $FK$ , cu mențiunea că  $FK$  este paralelă cu direcția  $OA$  în poziția "închis" a separatorului.

### 3. Analiza pozițională

Se alege sistemul de referință cu originea în articulația fixă  $O$ . Unghiul  $\phi_1$ , format de latura  $OA$  cu sensul pozitiv al axei  $x$  este coordonata independentă.

Pentru diada  $ABC$ , fig.2, raportată la sistemul de referință ales, se pot scrie următoarele ecuații scalare de poziție:

$$\begin{aligned} b \cos \phi_2 - c \cos \phi_3 &= x_C - x_A = u \\ b \sin \phi_2 - c \sin \phi_3 &= y_C - y_A = v, \end{aligned} \quad (1)$$

În aceste ecuații unghiurile  $\phi_2$  și  $\phi_3$  sunt necunoscute poziționale. Pentru aflarea unghiurilor  $\phi_2$  și  $\phi_3$  se preferă teorema cosinusului aplicată conturului triunghiului  $ABC$ .

Calculul are următoarea succesiune:

$$x_A = a \cos \phi_1; \quad y_A = a \sin \phi_1; \quad (x_C \text{ și } y_C \text{ sunt date}) \quad (2)$$

$$u = x_C - x_A; \quad v = y_C - y_A; \quad (3)$$

$$\alpha = \arctg \frac{v}{u}, \quad (4)$$

$$d_1 = \sqrt{u^2 + v^2}, \quad (5)$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{b^2 + d_1^2 - c^2}{2 \cdot d_1 \cdot c}, \quad (6)$$

$$\phi_2 = \beta_2 + \alpha, \quad (7)$$

$$\beta_3 = \arccos \frac{b^2 + d_1^2 - b^2}{2 \cdot d_1 \cdot c}, \quad (8)$$

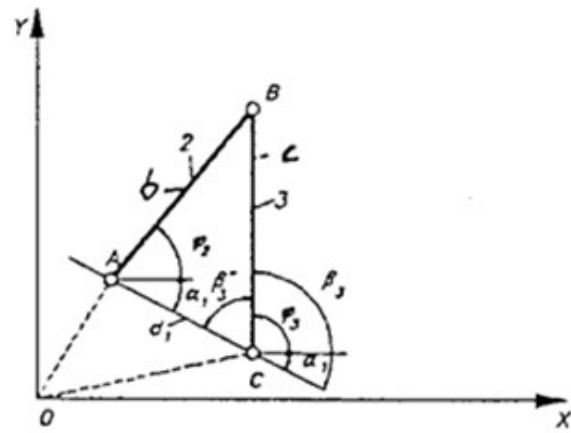


Fig. 2. Diada ABC

$$\beta_3 = \pi - \beta_2, \quad (9)$$

$$\phi_3 = \alpha, \quad (10)$$

Cu ajutorul unghiurilor  $\phi_2$  și  $\phi_3$  se pot calcula coordonatele articulației mobile  $B$ :

$$\begin{aligned} x_B &= x_A + b \cdot \cos \phi_2 & \text{sau} & & x_B &= x_C + c \cdot \cos \phi_3 \\ y_B &= y_A + b \cdot \sin \phi_2 & & & y_B &= y_C + c \cdot \sin \phi_3 \end{aligned} \quad (11, 12)$$

Pentru diada  $DEB$  calculele au o succesiune similară cu cele de la diada  $ABC$ .

Elementul conductor având o formă triunghiulară se determină mai întâi, unghiul  $\theta$  dintre direcțiile  $OA$  și  $OD$ :

$$\theta = \arccos \frac{a^2 + m^2 - g^2}{2 \cdot m \cdot a}, \quad (13)$$

și apoi, în conformitate cu figura 3, în succesiune, următoarele:

$$x_D = m \cdot \cos(\phi_1 - \theta); \quad y_D = m \cdot \sin(\phi_1 - \theta), \quad (14)$$

$$u_1 = x_B - x_D; \quad v_1 = y_B - y_D; \quad (15)$$

$$\alpha_4 = \arctg \frac{v_1}{u_1}; \quad (16) \quad \beta_4 = \arccos \frac{h^2 + d_2^2 - e^2}{2 \cdot h \cdot d_2} \quad (18)$$

$$d_2 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2}, \quad (17) \quad \phi_4 = \beta_4 + \alpha_4 \quad (19)$$

$$\beta_5 = \arccos \frac{e^2 + d_2^2 - h^2}{2 \cdot \phi \cdot d_2} \quad (20)$$

$$\beta_5 = \pi - \beta_4, \quad \phi_5 = \beta_5 + \alpha_4 \quad (21, 22)$$

Cu ajutorul unghiurilor  $\phi_4$  și  $\phi_5$  se pot determina coordonatele articulației  $E$ :

$$\begin{aligned}x_E &= x_D + h \cdot \cos \phi_4 \\y_E &= Y_E + h \cdot \sin \phi_4\end{aligned}$$

sau

$$\begin{aligned}x_E &= x_B + e \cdot \cos \phi_5 \\E &= y_B + e \cdot \sin \phi_5\end{aligned} \quad (23, 24)$$

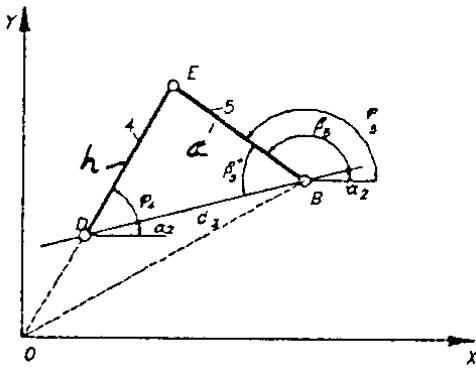


Fig. 3

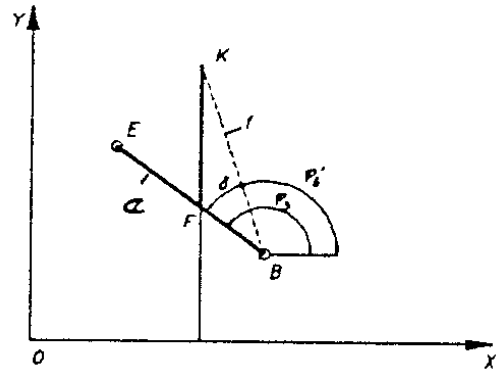


Fig. 4

Coordonatele punctului K, contactul mobil al separatorului se determină ținând cont de condiția menționată mai sus,  $FK \parallel OA$  în poziția închis, adică în această poziție,  $FK \perp OX$ , figura 4

Cu notațiile din figura 4, coordonatele punctului K se determina cu relațiile:

$$\begin{aligned}x_K &= x_B + f \cdot \cos(\phi_5 + \delta) = x_C + c \cdot \cos \phi_3 + f \cdot \cos(\phi_5 - \delta) \\y_K &= y_B + f \cdot \sin(\phi_5 - \delta) = y_C + c \cdot \sin \phi_3 + f \cdot \cos(\phi_5 - \delta)\end{aligned} \quad (25)$$

Distanța  $BK=f$  se determina aplicând relația cosinusului în triunghiul FBK (în poziția închis a separatorului): .

$$f = \sqrt{\left(\frac{e}{2}\right)^2 + (FK)^2 - e(FK) \cdot \cos(\sphericalangle BFK)} \quad (26)$$

$$\sphericalangle BFK = 90 - \arctg \frac{y_D - Y_E}{x_D - x_E} \quad (27)$$

$$\delta = \arcsin \left[ \frac{(FK)}{f} \sin \sphericalangle BFK \right] \quad (28)$$

#### 4. Vitezele și accelerațiile

Pentru determinarea vitezelor și accelerațiilor punctelor mecanismului și în mod special ale punctului K, contactul mobil al separatorului, se vor deriva succesiv în raport cu timpul ecuațiile poziționale (1) pentru diada ABC, și următoarele ecuații pentru diada DEB:

$$\begin{aligned}h \cdot \cos \phi_4 - e \cdot \cos \phi_5 &= x_B - x_D = u_1 \\h \cdot c \sin \phi_4 - e \cdot \sin \phi_5 &= y_B - y_D = v_1\end{aligned} \quad (29)$$

Ținând cont că:

$$\frac{d\phi_4}{dt} = \omega_3; \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\phi}{dt^2}; \quad i = 1+5 \quad (29)$$

În cele de mai jos sunt trecute expresiile vitezelor și accelerațiilor unghiulare ale elementelor mecanismului .

$$\begin{aligned}\omega_2 &= R_2 \cdot \omega_1; \quad e_2 = R_2 \cdot e_1 + P_2 \cdot \omega_1^2 \\ \omega_3 &= R_3 \cdot \omega_1; \quad e_3 = R_3 \cdot e_1 + P_3 \cdot \omega_1^2 \\ R_2 &= \frac{a \sin(\phi_1 - \phi_3)}{b \sin(\phi_3 - \phi_2)}; \quad R_3 = \frac{a \sin(\phi_1 - \phi_2)}{c \sin(\phi_3 - \phi_1)} \\ P_2 &= \frac{a \cdot \cos(\phi_1 - \phi_3) + b \cdot R_2^2 \cdot \cos(\phi_3 - \phi_2) - c \cdot R_3^2}{b \sin(\phi_3 - \phi_2)}; \\ P_3 &= \frac{a \cdot \cos(\phi_1 - \phi_2) + b \cdot R_2^2 - c \cdot R_3^2 \cdot \cos(\phi_3 - \phi_2)}{c \sin(\phi_3 - \phi_2)}; \\ \omega_4 &= R_4 \cdot \omega_1; \quad e_4 = R_4 \cdot e_1 + P_4 \cdot \omega_1^2 \\ \omega_5 &= R_5 \cdot \omega_1; \quad e_5 = R_5 \cdot e_1 + P_5 \cdot \omega_1^2\end{aligned}$$



$$R_4 = \frac{c \cdot R_3 \cdot \sin(\phi_5 - \phi_3) - m \cdot \sin(\phi_5 - \phi_1 + \theta)}{h \cdot \sin(\phi_5 - \phi_2)}$$

$$R_5 = \frac{c \cdot R_3 \cdot \sin(\phi_4 - \phi_2) - m \cdot \sin(\phi_4 - \phi_1 + \theta)}{e \cdot \sin(\phi_5 - \phi_4)}$$

$$P_4 = \frac{c \cdot P_3 \cdot \cos(\phi_5 - \phi_3) - c \cdot R_3^2 \cdot \cos(\phi_5 - \phi_3) - e \cdot R_5^2 + m \cdot \cos(\phi_5 - \phi_1 + \theta) + h \cdot R_4^2 \cdot \cos(\phi_5 - \phi_4)}{h \sin(\phi_5 - \phi_4)}$$

$$P_5 = \frac{c \cdot P_3 \cdot \cos(\phi_4 - \phi_3) - c \cdot R_3^2 \cdot \cos(\phi_4 - \phi_3) + h \cdot R_4^2 + m \cdot \cos(\phi_4 - \phi_1 + \theta) - e \cdot R_5^2 \cdot \cos(\phi_5 - \phi_4)}{e \sin(\phi_5 - \phi_4)}$$

Viteza și accelerația punctului  $K$  se determină succesiv în raport cu timpul expresiile (25):

$$\dot{x}_K = -c \cdot R_3 \sin(\phi_3) + f \cdot R_5 \cdot \sin(\phi_5 - \delta) \cdot \omega_1 \quad (30)$$

$$\dot{y}_K = c R_3 \cos(\phi_3) + f \cdot R_5 \cdot \cos(\phi_5 - \delta) \cdot \omega_1 \quad (31)$$

$$v_K = \sqrt{\dot{x}_K^2 + \dot{y}_K^2} = \omega_1 \sqrt{c^2 \cdot R_3^2 + f^2 R_5^2 - 2c \cdot f \cdot R_3 \cdot R_5 \cdot \cos(\phi_5 - \phi_3 - \delta)} \quad (32)$$

$$\ddot{x}_K = A \cdot e_1 - B \cdot \omega_1^2 \quad (33)$$

$$\ddot{y}_K = C \cdot e_1 + D \cdot \omega_1^2 \quad (34)$$

Unde  $A, B, C, D$  sunt:

$$A = -c \cdot R_3 \sin(\phi_3) + f \cdot R_5 \cdot \sin(\phi_5 - \delta)$$

$$B = c \cdot P_3 \sin^2(\phi_3) + c \cdot R_3^2 \cos(\phi_3) - f \cdot P_5 \cdot \sin(\phi_5 - \delta) + f \cdot R_5^2 \sin(\phi_5 - \delta)$$

$$C = c \cdot R_3 \cos(\phi_3) + f \cdot R_5 \cdot \sin(\phi_5 - \delta) \quad (35)$$

$$D = c \cdot P_3 \cos(\phi_3) - c \cdot R_3^2 \sin(\phi_3) + f \cdot P_5 \cdot \cos(\phi_5 - \delta) - f \cdot R_5^2 \sin(\phi_5 - \delta)$$

$$a_K = \sqrt{\ddot{x}_K^2 + \ddot{y}_K^2}$$

În figura 5 este arătată o succesiune de 9 poziții ale mecanismului și traiectoria punctului  $K$  pentru domeniul  $180^\circ \dots 90^\circ$ . S-au considerat  $a=740\text{mm}$ ,  $b=100\sqrt{2}$  mm,  $c=740\text{mm}$ ,  $e=90\text{mm}$ ,  $m=660\text{mm}$ ,  $g=85\text{mm}$ ,  $h=140\text{mm}$ ,  $f=670\text{mm}$ ,  $x_c=y_c=100$  mm

Tabelul 1

Poziția	$x_K$ [mm]	$y_K$ [mm]
1	59.877	1564
2	-44.896	1496
3	-136.977	1452
4	-209.149	1377
5	-253.783	1271
6	-263.008	1132
7	-229.541	951.949
8	-150.269	716.371
9	-39.016	396.173

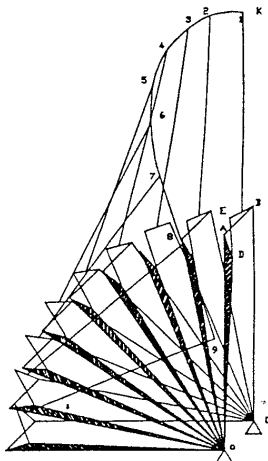


Fig. 5

### Concluzii

Construcția compactă a acestui mecanism de liberă deschidere s-a obținut datorită utilizării unor cuple cinematice superioare, care au permis, totodată, micșorarea numărului de elemente ale mecanismului, ceea ce are drept urmare, între altele, scurtarea timpului propriu al mecanismului de decuplare.

Utilizarea cuplelor cinematice superioare, transmițând forța prin suprafețe de lucru relativ mici, limitează domeniul de utilizare pentru acest tip ușor de mecanism numai la transmiterea unor forțe nu prea mari, ținând seama de uzura rapidă a suprafeței clichetelor când intervin presiuni mari.

### Bibliografie

- [1] Maksymiuk, J., *Mecanisme ale aparatelor electrice de conectare* (Traducere din limba polona, Editura Tehnica, Bucuresti 1970).
- [2] Zamfir, V., Albăstroi, P., *Mecanisme și organe de mașini*. Partea I Mecanisme, Lit. Institutului de Mine din Petroșani, 197