Universitatea din Pitești Școala Doctorală Inginerie Mecanică

## CONTRIBUȚII LA ANALIZA ȘI SINTEZA MECANISMELOR PENTRU MOTOARE CU RAPORT DE COMPRIMARE VARIABIL

Teză de doctorat –
 Rezumat –

Conducător științific: Prof. univ. dr. ing. habil. Nicolae-Doru STĂNESCU

> Doctorand Ing. Bogdan MĂNESCU

Pitești - 2020 -

## CUPRINS

1. Introducere	4
1.1. Importanța temei studiate	4
1.2. Scopul și obiectivele tezei de doctorat	8
2. Stadiul actual al cercetărilor în domeniu	8
2.1. Stadiul actual	8
3. Analiza mecanismului unui motor cu raport de comprimare variabil	16
3.1. Cinematica mecanismului	16
3.1.1. Formularea problemei	16
3.1.2. Analiza pozițiilor	17
3.1.3. Analiza vitezelor	18
3.1.4. Analiza acceleratiilor	20
3.1.5. Influenta vitezei unghiulare a elementului conducător	21
3.1.6. Vitezele și accelerațiile reduse	22
3.1.7. Abordare multicorp	23
3.1.8. Influenta deplasării capătului E al levierului CE	25
3.1.9. Influenta variatiilor diversilor parametri ai mecanismului	25
3.1.10. O altă abordare pentru analiza cinematică	26
3.2. Dinamica mecanismului	28
3.2.1. Formularea problemei	28
3.2.2. Izolarea corpurilor	29
3.2.3. Cazul mecanismului standard	31
3.2.4. Influenta deplasării capătului <i>E</i> al levierului <i>CE</i>	32
3.2.5. Influenta variatiilor diversilor parametri ai mecanismului	33
, , , , 1	
4. Aspecte privind sinteza mecanismului unui motor cu raport de comprimare	
variabil	34
4.1. Teorema lui Grashof	34
4.2. Aplicarea teoremei lui Grashof la mecanismul pentru un motor cu raport de	
comprimare variabil	35
4.2.1. Cazul unei singure necunoscute	36
4.2.1.1. Cazul în care <i>OA</i> este necunoscută	36
4.2.1.2. Cazul în care AC este necunoscută	36
4.2.1.3. Cazul în care <i>CE</i> este necunoscută	36
4.2.1.4. Cazul in care <i>OE</i> este necunoscută	36
4.2.2. Cazul a două necunoscute	37

4.2.2.1. Cazul în care $OA$ și $AC$ sunt necunoscute	7
4.2.2.2. Cazul în care <i>OA</i> și <i>CE</i> sunt necunoscute	7
4.2.2.3. Cazul în care <i>OA</i> și <i>OE</i> sunt necunoscute	8
4.2.2.4. Cazul în care AC și CE sunt necunoscute	9
4.2.2.5. Cazul în care AC și OE sunt necunoscute	9
4.2.2.6. Cazul în care <i>CE</i> și <i>OE</i> sunt necunoscute	0
4.2.3. Cazul a trei necunoscute	0
4.2.3.1. Cazul când OA, OC și CE sunt necunoscute 40	0
4.2.3.2. Cazul când OA, AC și OE sunt necunoscute	1
4.2.3.3. Cazul când OA, CE și OE sunt necunoscute 42	2
4.2.3.4. Cazul în care $AC$ , $CE$ și $OE$ sunt necunoscute	3
4.2.4. Considerații privind variația parametrului $Y_F$	4
4.3. Diada <i>ABD</i>	5
4.4. Oblicitatea bielei <i>BD</i>	6
4.5. Raportul de comprimare	9
4.6. Spațiul ocupat de mecanism	0
4.7. Evitarea coliziunii dintre capul pistonului și chiulasă	1
5. Mecanismul bielă-manivelă echivalent	2
5.1. Formularea problemei	2
5.2. Cinematica mecanismului bielă – manivelă	2
5.2.1. Analiza pozițiilor	2
5.2.2. Analiza vitezelor	4
5.2.3. Analiza accelerațiilor	5
5.2.4. Influența diverșilor parametri	6
5.3. Dinamica mecanismului bielă – manivelă	7
5.3.1. Izolarea corpurilor	7
5.3.2. Cazul mecanismului standard	8
5.3.3. Influența diverșilor parametri	0
5.4. Studiul comparativ al variației oblicității bielei	0
6 Realizarea modelului fizic	1
61 Inoteze fundamentale	1
62. Construcția mecanismului de comprimare variabilă	$\frac{1}{2}$
6.3. Validarea modelului	2
	-
7. Concluzii. Contribuții proprii. Direcții viitoare de studiu	3
7.1. Concluzii	3
7.2. Contribuții proprii	5
/.3. Direcții viitoare de studiu	/
Bibliografie	8

#### **CAP. 1. INTRODUCERE**

#### 1.1. Importanța temei studiate

Principalele gaze cu efect de seră în atmosfera Pământului sunt vaporii de apă, dioxidul de carbon, metanul, oxidul de azot și ozonul. Fără gazele cu efect de seră, temperatura medie de la suprafața Terrei ar fi de aproximativ –18°C, în loc de 15°C cât este media anuală actuală [134].

Odată cu revoluția industrială din secolul XVIII în atmosferă au fost degajate cantități semnificative de  $CO_2$  ce au crescut de la 280 ppm în 1750 la 408 ppm în 2019 [131].

Transporturile sunt sursa a aproape 30% din totalul de emisii de  $CO_2$  din Uniunea Europeană. Dintre acestea, 72% provin de la transporturile rutiere. Uniunea Europeană a fixat un obiectiv de reducere a emisiilor de  $CO_2$  din transport cu 60% până în anul 2050, prin comparație cu nivelurile din anul 1990. Cantitatea de emisii de  $CO_2$  provenite din transportul de pasageri variază semnificativ în funcție de mijlocul de transport. Autoturismele poluează cel mai mult, emițând 60,7% din totalul de emisii de  $CO_2$  provenite din transporturile rutiere europene. După o reducere sistematică a emisiilor, în anul 2017, autovehiculele noi au emis în medie cu 0,4 grame mai mult  $CO_2$  pe kilometru decât în anul 2016 [132].



Fig. 1.1.1. Emisiile de gaze poluante [132].

Conform regulilor în vigoare, emisiile mașinilor noi trebuie să scadă de la 118,5g  $CO_2/km$  cât sunt în momentul de față, la de 95g  $CO_2/km$  până în anul 2021; producatorii auto riscă amenzi uriașe dacă nu pot atinge valorile impuse de  $CO_2$  [133].

Pentru a se putea deplasa autoturismele sunt acționate, în general, de un motor termic; de la apariția primelor motoare cu ardere internă acestea au fost intr-o continuă dezvoltare.

Primul motor modern cu ardere internă a fost realizat de Nicolaus Otto în 1876 și avea un raport de comprimare de 2,5:1.

Raportul de comprimare al unui motor cu ardere internă reprezintă raportul dintre volumul maxim, respectiv minim, ce poate fi ocupat de gaze în cilindrul motorului. Pentru a crește eficiența, valoarea raportului de comprimare trebuie să fie cât mai ridicată pentru a se extrage cât mai multă energie din amestecul aer/combustibil.

Într-un motor convențional cu ardere internă raportul de comprimare este determinat de condițiile ce se regăsesc în interiorul cilindrului la diferite sarcini și turații; pe de altă parte, un motor funcționează o mare parte din timp la turații și sarcini joase specifice traficului urban, cu randament termic scăzut și un consum mare de carburant [110]. În plus, la sarcini mari, probabilitatea de apariție a detonației crește la scăderea turației (fenomenul de ardere anormală cu detonație) [22].

Pentru un motor cu aprindere prin scânteie valoarea raportului de comprimare este limitată de materialele utilizate în construcția motorului și de apariția fenomenului de ardere detonantă ce poate distruge motorul. De regulă, valoarea raportului de comprimare pentru un motor cu aprindere prin scânteie nu este mai mare de 10:1; în unele cazuri raportul de comprimare poate ajunge și la 13:1.

În figura de mai jos se poate observa evoluția temporală a raportului de comprimare.



Motorul termic actual trebuie să îndeplinească o serie de condiții pentru a respecta

cerințele din ce în ce mai severe din domeniul auto. El trebuie să fie:

 – economic, adică să aibă un consum redus de carburant și să conducă la emisii reduse de CO<sub>2</sub>;

 – ecologic, în sensul de depoluare, adică o mare parte din componente să se poată realiza din materiale reciclate, iar, la final de viață, o mare parte din componente să se poate recicla cu uşurință; – flexibil, să se poată adapta cu ușurință condițiilor diferite de utilizare.

Un motor cu ardere internă funcționează într-o plajă largă de turații și sarcini, însă o pondere deosebit de mare o au turațiile și sarcinile mici sau medii rezultate din utilizarea preponderentă în mediul urban.

De-a lungul istoriei sale, motorul cu aprindere prin scânteie a evoluat de la un reglaj manual al avansului la un reglaj automat în funcție de turație și sarcină. De asemenea, livrarea combustibilului s-a modificat trecându-se de la utilizarea carburatorului, la sistemele de injecție moderne ce modifică în mod automat cantitatea de carburant asigurând astfel o funcționare optimă pe toată gama de turații și încarcări.

În ultimii ani, pentru creșterea eficienței motorului în cazul funcționării la turații joase și medii se utilizează distribuția variabilă.

Motorul cu aprindere prin scânteie nu poate să atingă maximul de potențial decât prin variația raportului geometric de comprimare. Prin utilizarea unui motor cu raport de comprimare variabil, împreună cu un sistem de supraalimentare, injecție directă de combustibil, distribuție variabilă și utilizarea ciclului Miller [30].



**Fig. 1.1.3.** Evoluția consumului specific de carburant in functie de soluția constructivă aleasă [22].

În figura 1.1.4 se poate observa evoluția consumului specific de carburant în funcție de turație și sarcină; se remarcă faptul că valorile consumului specific efectiv sunt mai mari în zona turațiilor și sarcinilor mici sau medii.

În teza sa de abilitare [24], prof. A. Clenci a studiat valorile pe care le are raportul real de comprimare în funcție de turație și sarcină (Fig. 1.1.5).

Se poate observa că la turații și sarcini reduse raportul de comprimare are valori mici, ceea ce explică funcționarea ineficientă în aceste situații (Fig. 1.1.4); acest dezavantaj poate fi eliminat prin modificarea raportului de comprimare în funcție de turație și sarcină.

Randamentul efectiv maxim al unui motor convențional cu aprindere prin scânteie este de 35% - 40%; în utilizarea urbană a motorului, randamentul efectiv are însă valori cu mult mai mici, uneori cuprinse între 10% și 15%, ceea ce conduce la un consum ridicat de carburant și la creșterea emisiilor de CO<sub>2</sub> [22].

Avantajul unui motor cu raport de comprimare variabil este acela că poate ajusta valoarea raportului de comprimare în funcție de turație și sarcină, ceea ce duce la creșterea eficienței [110]. Variația randamentului în funcție de raportul de comprimare este dată în Fig. 1.1.6 [110].

Primul motor cu raport de comprimare variabil a fost creat de Henry Ricardo în anul 1920, fiind utilizat pentru clasificarea carburanților în funcție de cifra octanică.

Din anul 2000 numărul de brevete înregistrate în domeniul motoarelor cu raport de comprimare variabil a crescut simțitor (Fig. 1.1.7). Din anul 2013 până în prezent, datele sunt incomplete din cauza numeroaselor patente în dezvoltare, multe dintre acestea fiind confidențiale [53].



**Theoretical Efficiency - Air Cycle** 

Fig. 1.1.6. Influența raportului de comprimare asupra randamentului unui motor termic [110].



**Fig. 1.1.7.** Evoluția numărului patentelor în domeniul motoarelor cu raport de comprimare variabil [53].

#### 1.2. Scopul și obiectivele tezei de doctorat

Lucrarea de față își propune următoarele:

- un studiu referitor la stadiului actual privind problematica reducerii emisiilor de gaze poluante și evidențierea aspectelor referitoare la utilizarea motoarelor cu mecanism de comprimare variabilă;

– analiza unui mecanism de comprimare variabilă, având ca obiective:

i) analiza cinematică incluzând aici analiza pozițiilor, vitezelor și accelerațiilor diferitelor puncte și elemente caracteristice ale mecanismului, influența deplasării capătului levierului de reglare, influența diverșilor parametri geometrici de intrare,

ii) analiza dinamică a mecanismului de comprimare variabilă prin determinarea forțelor de reacțiune și a momentului de echilibrare atât în cazul în care nu se ia în considerare forța de presiune a gazelor, cât și în situația în care această forță este considerată. Analiza se va realiza pentru mecanismul cu valori standard ale parametrilor geometrici de intrare și se va studia influența deplasării capătului levierului de intrare și a variației diverșilor parametri geometrici de intrare asupra forțelor și momentelor din mecanism;

- sinteza mecanismului de comprimare variabilă, evidențiindu-se:

i) cazurile în care un număr mic de parametri geometrici de intrare sunt variabili și influența acestora asupra sintezei mecanismului patrulater component al mecanismului de comprimare variabilă,

ii) influența pe care o are introducerea diadei suplimentare asupra sintezei mecanismului de comprimare variabilă,

iii) modul în care oblicitatea bielei, raportul de comprimare, spațiul ocupat de mecanism și condiția de evitare a coliziunii între capul pistonului și chiulasă influențează sinteza mecanismului de comprimare variabilă;

 – efectuarea unui studiu comparativ între rezultatele obținute în cazul mecanismului de comprimare variabilă și rezultatele care s-ar obține folosind un mecanism clasic bielă – manivelă, echivalent cu mecanismul de comprimare variabil în sensul că ar fi caracterizat de același raport de comprimare;

– realizarea unui model fizic al mecanismului de comprimare variabilă care să evidențieze principalele aspecte ale comportării acestuia și care să valideze o parte din aspectele teoretice prezentate în cadrul studiului.

## CAP. 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIU

#### 2.1. Stadiul actual

O primă analiză cinematica a mecanismului unui motor cu raport de comprimare varibil a fost realizată în lucrarea publicată de F. Freudenstien și E. R. Maki în Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design in 1983 [42]. Autorii sintetizează soluțiile constructive ale mecanismului unui motor cu raport de comprimare variabil cu șase elemente cu șapte articulații, și ale unuia cu opt elemente cu zece articulații.

O serie de soluții constructive au fost considerate de autori nepotrivite pentru punerea în practică cu tehnologiile disponibile în anii 1980; un exemplu în acest caz este și mecanismul utilizat de către Nissan, mecanism care în anul 2019 a fost montat pe o mașină de serie, modelul QX50 pentru piața americană.

Obținerea raportului de comprimare variabil se poate realiza prin reproiectarea anumitor elemente ale motorului. Cele mai răspândite metode sunt prezentate în Fig. 2.1 [22]:



Fig. 2.1. Metode de obținere a raportului de comprimare variabil [22].

-1: construcții cu posibilitați de mișcare relativă între chiulasă și carterul inferior (varianta *a*);

-2: construcții cu părți mobile la nivelul chiulasei sau la nivelul pistonului (variantele *b* și *c*);

-3: construcții cu excentrice la nivelul fusurilor arborelui cotit și/sau la nivelul bolțului (varianta *d*);

-4: construcții cu piese suplimentare introduse în lanțul cinematic piston - bielă - manivelă (varianta e);

-5: construcții de mecanisme care conțin angrenaje cu roți dințate în lanțul cinematic piston - bielă - manivelă (varianta e)

- 6: construcții de motoare cu cilindrii cuplați;

– 7: alte construcții;

În cele ce urmează vom detalia variantele de mai sus.

1. Construcții cu posibilitați de mișcare relativă între chiulasă și carterul inferior

Un astfel de motor a fost creat de prof. V. Hara de la Universitatea din Pitești. Cercetările acestuia au dus la înregistrarea mai multor patente: 111863B, 109770C, 104027, 96876. În cadrul Universității din Pitești au fost realizate nenumărate cercetări în domeniul motoarelor cu raport de comprimare variabil, munca profesorilor V. Hara, N. Pandrea fiind continuată în numeroase alte lucrări [20][21][22][23][24].



Fig. 2.2. Exemple de două patente pentru obținerea raportului de comprimare variabil [21].

O altă soluție constructivă este prezentată de SAAB; folosirea acestui concept permite reducerea consumului de carburant și a cilindreei motorului. Sistemul de variere al raportului de comprimare permite modificarea continuă în funcție de sarcină de la valoarea 8:1 la valoarea 14:1 într-un timp de 0,2 s[88].



Fig. 2.3. Soluția SAAB motor cu raport variabil de comprimare [88].

#### 2. Construcții cu părți mobile la nivelul chiulasei sau la nivelul pistonului



Fig. 2.4. Soluția Ford pentru motor cu raport de comprimare variabil [84].

Soluția adoptată de către Ford permite varierea raportului de comprimare cu ajutorul unui pistonaș acționat de către o camă controlată de un motor pas cu pas. În funcție de sarcina motorului, poziția pstonașului este modificată asigurând în acest mod raportul de comprimare optim pentru fiecare sarcină. Dezavantajul acestui sistem este că trebuie îmbunătățită răcirea chiulasei, iar pistonașul are nevoie de o ungere adecvată[84].

Pistonul propus de Daimler-Benz variază raportul de comprimare prin modificarea înălțimii acestuia. Soluția aleasă are ca principal avantaj modificările minime aduse motorului, dar dezavantajul constă în creșterea masei pistonului.



**Fig. 2.5**. Soluție piston Daimler Benz: 1, 2 – valve unisens, 3 – orificiu, 4 – valve eliberare presiune, 5 – piston exterior, 6 – piston interior, 7 – bolț, 8 – inel tampon, 9 – cameră inferioară ulei, 10 – cameră superioară ulei, 11 – valvă[84].

Universitatea din Michigan a dezvoltat un piston pentru motoarele cu aprindere prin scânteie ce constă într-un set de arcuri ce fac legătura între fusta pistonului și capul acestuia[84].



Fig. 2.6. Piston compus din două părți [21].

#### 3. Construcții cu excentrice la nivelul fusurilor arborelui cotit și/sau la nivelul bolțului

FEV a prezentat acest tip de motor la congresul SAE din anul 2007. Raportul de comprimare este variat prin modificarea poziției centrului arborelui cotit montat excentric. Un motor electric poate modifica raportul de comprimare între 8:1 și 16:1, în funcție de sarcină[130].



Fig. 2.7. Concept VCR FEV [130].

În lucrarea [103] autorii analizează comportamenul unui motor diesel cu raport de comprimare variabil de tipul VR/LE. În urma cercetarilor, s-a determinat că la o încărcare de peste 75% presiunea maximă din cilindru limitează raportul de comprimare sub nivelul optim, iar la încărcări mai mici de 75% raportul optim de comprimare găsit este mai mic decât cel ce duce la obținerea presiunii maxime în cilindru.

Pornind de la motorul standard cu un raport de comprimare de 12,9:1 și o încărcare de 75%, creșterea raportului de comprimare la o valoare de 16,8:1 a dus la o reducere a consumului de carburant cu 2%, o reducere cu 0,35 ms a avansului și o predicție de reducere a zgomotului de combustie de 6dB[103].



Fig. 2.8. Concept VR/LE [103].

O altă soluție constructivă prin utilizarea unei biele de lungime variabilă este prezentată în lucrarea [62]. Pentru realizarea testelor s-a utilizat un motor cu 3 cilindri supraalimentat, echipat cu un sistem ce permite modificarea raportului de comprimare. Forma pistoanelor standard a fost modificată pentru a se putea monta noile biele ce permit ajustarea raportului de comprimare[62].



Fig. 2.9. Bielă și piston utilizate pentru obținerea raportului de comprimare variabil [62].

#### 4. Construcții cu piese suplimentare introduse în lanțul cinematic piston-bielă-manivelă

În referința [115] se propune un motor diesel în 2 timpi supraalimentat care îmbunătățește performanțele unui motor diesel convențional. Este necesară utilizarea unui sistem de supraalimentare, iar avantajul unui motor aspirat este doar acela că teoretic poate funcționa cu mai multe tipuri de carburant [115].

Nissan a prezentat în anul 2016, la salonul auto de la Paris, motorul de 2,0l în 4 cilindri supraalimentat care poate varia raportul de comprimare între valorile 8:1 și 14:1 în funcție de turație și sarcină. Motorul a fost proiectat pentru a înlocui motorul de 3,5l V6 având ca țintă o putere de 200 kW și un cuplu de 390 Nm, cu o reducere a consumului de 27%[104].



Fig. 2.11. Motor raport comprimare variabil Nissan [104].

Alături de construcția propusă de firma Nissan (Fig. 2.11), o altă variantă este cea realizată de firma Peugeot (Fig. 2.12)



Fig. 2.12. Motor cu raport de comprimare variabil varianta Peugeot [22].

#### 5. Construcții de motoare cu roți dințate în lanțul cinematic piston-bielă-manivelă

Motorul a fost dezvoltat în Franța de grupul PSA. Capacitatea cilindrică este de 1484 cm<sup>3</sup>, motorul fiind echipat cu un sistem de supraalimentare în două etape, sistem de distribuție variabilă și un raport de comprimare cuprins între 6:1 și 15:1. Puterea maximă de 214 CP este obținută între 4000 rot/min și 5000 rot/min, iar cuplul maxim de 420 Nm este obținut la turația de 1500 rot/min. Raportul de comprimare poate fi modificat independent pentru fiecare cilindru în parte. Consumul de carburant este de 6,71/100km. Sistemul de distribuție variabilă reduce suprapunerea deschiderii supapelor pentru modul de compresie înaltă. Raportul de comprimare este variat prin modificarea înălțimii unui piston secundar ce se mișcă într-o cameră paralelă cu pistonul. Înălțimea este modificată hidraulic, iar al doilea piston este conectat cu biela prin intermediul unui mecanism cu roți dințate[105].



Fig. 2.13. Motor MCE [105].

#### 6 .Alte cercetări în domeniu

Influența diferitelor valori ale raportului de comprimare asupra formei și dimensiunilor chiulasei a fost cercetată în lucrarea [108]. Testele au fost realizate pe un motor diesel monoclindru pentru o valoari ale raportului de comprimare de 16,5:1, 17,5:1 și 18.5:1 Presiunile exercitate asupra chiulasei, în funcție de valoarea raportului de comprimare, au fost de 52,98 MPa, 56,28 MPa și 57,21 MPa. Temperatura maximă din chiulasă a fost de 235,2°C la o valoare de 18,5:1 a raportului de comprimare, iar cea mai mică temperatură de 224,7°C a fost atinsă la o valoare de 16,5:1 a rapotului de comprimare. Factorul de siguranță al rezistenței la oboseală a avut valori de 1,5034, 1,543 și 1,607.

În literatura de specialitate o serie de autori s-au axat pe analiza posibilității utilizării diferitelor amestecuri de carburant într-un motor cu raport de comprimare variabil:

- în cadrul referinței [9] autorii au studiat comportamentul unui motor diesel cu raport de comprimare variabil atunci când acesta funcționează cu diferite tipuri de carburant. Studiul s-a concentat asupra consumului specific de carburant și al emisiilor [9];

– în lucrarea [37] se studiează impactul valorii raportului de comprimare asupra performanțelor unui motor diesel aspirat natural sau cu diferite valori ale presiunii de supraalimentare [37]. S-a studiat influența diferitelor valori ale rapotului de comprimare asupra perfomanțelor motorului. Prin ulizarea raportului de comprimare varibil s-au observat o îmbunătățire a performanțelor și reducerea consumlui;

– în lucrarea [90] autorii au studiat impactul pe care îl au raportul de comprimare şi folosirea diferitelor tipuri de carburat. Pentru cercetarea experimentală a fost folosit un motor diesel monocilindru în patru timpi. Pentru realizarea testelor s-au utilizat diferite rapoarte de comprimare.

– gazul natural comprimat poate fi folosit ca un carburant alternativ într-un motor cu ardere internă. În referința [112] se cercetează utilizarea gazului natural comprimat într-un motor cu raport de comprimare variabil. Amestecul aer-carburant este aprins cu ajutorul unei bujii laser. Pistoanele motorului au fost modifcate pentru a putea obține diferite rapoarte de comprimare [112].

Folosirea carburanților alternativi pentru motoarele cu raport de comprimare variabil a mai fost studiată și în alte lucrări [92],[66],[25],[4],[26],[88],[89].

Un alt mod în care se pot reduce emisiile poluante ale unui motor cu ardere internă este recircularea gazelor arse. În lucrarea [27] sunt evidențiate avantajele utilizării raportului de comprimare variabil împreună cu recircularea gazelor arse. Motorul utilizat pentru cercetare este un motor supraalimetat ce putea avea valori ale raportului de comprimare între 8:1 și 10:1, și poate funcționa cu până la 20% gaze arse recirculate.

Se observă o scădere a presiunii din interiorul cilindrului odată cu introducerea gazelor arse în amestecul carburant; pierderile pot fi suplinite prin mărirea avansului și a raportului de comprimare. În cazul funcționării în plină sarcină, mărirea raportului de comprimare la valoarea 10:1 permite folosirea unui procent de 10% EGR fară a influența presiunea medie efectivă. Dacă se mărește presiunea de supraalimentare la 1,2 bar, atunci se pot folosi până la 20% din gazele recirculate [27].

### CAP. 3. ANALIZA MECANISMULUI UNUI MOTOR CU RAPORT DE COMPRIMARE VARIABIL

#### **3.1.** Cinematica mecanismului

#### 3.1.1. Formularea problemei

Schema mecanismului este dată în Fig. 3.1.

Se cer a fi determinate: pozițiile, vitezele și accelerațiile punctelor caracteristice ale mecanismului.



Fig. 3.1.1. Mecanismul studiat.

#### 3.1.2. Analiza pozițiilor

Poziția mecanismului la orice moment dat de timp este cunoscută dacă se cunosc pozițiile tuturor elementelor sale.

Astfel, poziția manivelei *OA* este cunoscută dacă se cunoaște unghiul de rotație  $\varphi_1$ .

Poziția plăcii triunghiulare *ABC* este complet determinată dacă se cunosc coordonatele centrului său de greutate  $C_2$  și unghiul  $\varphi_2$  format de direcția pozitivă a axei *OX* cu dreapta orientată  $C_2C$ . Se poate considera și formularea echivalentă în sensul că poziția plăcii triunghiulare *ABC* este complet determinată dacă se cunosc pozițiile punctelor *A*, *B* și *C*.

Pentru biela *BD* se cunoaște poziția sa dacă se cunosc coordonatele centrului său de greutate  $C_3$  și unghiul  $\varphi_3$  format de direcția pozitivă a axei *OX* cu dreapta orientată  $C_2D$ . Afirmația este echivalentă cu cunoașterea coordonatelor punctelor *B* și *D* (patru valori).

În mod analog, poziția levierului CE este complet determinată dacă se cunosc coordonatele centrului său de greutate  $C_4$ , precum și unghiul  $\varphi_4$  format de direcția pozitivă a axei OX și dreapta orientată  $C_4E$ . Și în această situație se poate considera condiția echivalentă de a se cunoaște coordonatele punctelor C și E (patru parametri), dintre care doar trei parametri sunt independenți.

Pentru conturul OACE se pot scrie relațiile evidente

$$\begin{aligned} OA\cos\varphi_1 + AC\cos\varphi_2 + CE\cos\varphi_4 &= d, \\ OA\sin\varphi_1 + AC\sin\varphi_2 + CE\sin\varphi_4 &= y_E. \end{aligned} \tag{3.1.4}$$

Rezultă

$$\varphi_4 = \arctan\left(\frac{-B_4 \pm \sqrt{B_4^2 - C_4^2 + A_4^2}}{C_4 - A_4}\right).$$
(3.1.9)

$$\phi_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{-B_2 \pm \sqrt{B_2^2 - C_2^2 + A_2^2}}{C_2 - A_2}\right).$$
(3.1.13)

Punctul *B* se obține ca intersecția dintre cercul de centru *A* și rază egală cu *AB* și cercul de centru *C* și rază BC.

Pentru mecanismul din Fig. 3.1.1 se consideră dimesiunile standard OA = 0,03 m, AB = 0,043 m, AC = 0,99 m, BC = 0,128 m, BD = 0,130 m, CE = 0,103 m,  $Y_E = 0,108 \text{ m}$ , d = 0,086 m, e = 0 m, coordonata la care se găsește chiulasa  $Y_{chiulasa} = 0,233801 \text{ m}$ . La aceste dimensiuni ne vom referi mereu dacă nu se fac alte precizări referitoare la alte valori.

Variațiile diferiților parametri caracteristici pe un ciclu cinematic  $\phi_c = 2\pi$  rad sunt date în figurile de mai jos.



**Fig. 3.1.6.** Graficul  $Y_{C_4} = Y_{C_4}(X_{C_4})$ .

#### 3.1.3. Analiza vitezelor

Prin derivarea ecuațiilor precedente în raport cu timpul, obținem

$$\omega_{2} = \frac{\begin{vmatrix} -OA\omega_{1}\sin\varphi_{1} & \sin\varphi_{4} \\ \dot{Y}_{E} - OA\omega_{1}\cos\varphi_{1} & \cos\varphi_{4} \end{vmatrix}}{AC\sin(\varphi_{2} - \varphi_{4})}, \qquad (3.1.24)$$

$$\omega_{4} = \frac{\begin{vmatrix} \sin \varphi_{2} & -OA \omega_{1} \sin \varphi_{1} \\ \cos \varphi_{2} & \dot{y}_{E} - OA \omega_{1} \cos \varphi_{1} \end{vmatrix}}{CE \sin(\varphi_{2} - \varphi_{4})}.$$
(3.1.25)

Să notăm cu  $\lambda$  unghiul ACB; rezultă

$$\lambda = \arccos\left(\frac{AC^2 + BC^2 - AB^2}{2AC \times BC}\right)$$
(3.1.27)

și putem scrie

$$\begin{cases} \dot{X}_{B} = -OA\omega_{1}\sin\varphi_{1} - AC\omega_{2}\sin\varphi_{2} + CB\sin(\lambda - \varphi_{2}), \\ \dot{Y}_{B} = OA\omega_{1}\cos\varphi_{1} + AC\omega_{2}\cos\varphi_{2} - CB\omega_{2}\cos(\lambda - \varphi_{2}). \end{cases}$$
(3.1.29)

. .

$$\dot{X}_{D} = 0, \ \dot{Y}_{D} = \dot{Y}_{B} \mp \frac{(e - X_{B})\dot{X}_{B}}{\sqrt{BD^{2} - (e - X_{B})^{2}}}.$$
 (3.1.30)

$$\dot{X}_{C_2} = \frac{\dot{X}_A + \dot{X}_B + \dot{X}_C}{3}, \ \dot{Y}_{C_2} = \frac{\dot{Y}_A + \dot{Y}_B + \dot{Y}_C}{3},$$
 (3.1.31)

$$\dot{X}_{c} = -OA\omega_{1}\sin\varphi_{1} - AC\omega_{2}\sin\varphi_{2}, \ \dot{Y}_{c} = OA\omega_{1}\cos\varphi_{1} + AC\omega_{2}\cos\varphi_{2}.$$
(3.1.32)

,

Viteza unghiulară  $\omega_3$  este dată de

$$\omega_{3} = \frac{\left(\dot{Y}_{D} - \dot{Y}_{B}\right)\left(X_{D} - X_{B}\right) - \left(Y_{D} - Y_{B}\right)\left(\dot{X}_{D} - \dot{X}_{B}\right)}{\left(X_{D} - X_{B}\right)^{2} + \left(Y_{D} - Y_{B}\right)^{2}},$$
(3.1.33)



**Fig. 3.1.7.** Graficele  $v_{Bx} = v_{Bx}(\phi_1)$ ,  $v_{By} = v_{By}(\phi_1)$ ,  $v_B = v_B(\phi_1)$ .



$$v_{Dy} = v_{Dy}(\varphi_1), \ v_D = v_D(\varphi_1)$$

iar  $\dot{X}_{C_4}$  și  $\dot{Y}_{C_4}$  au exprimările

$$\dot{X}_{C_4} = \frac{\dot{X}_C}{2}, \ \dot{Y}_{C_4} = \frac{\dot{Y}_E + \dot{Y}_C}{2}.$$
 (3.1.34)

În figurile de mai jos sunt date câteva grafice de variație ale vitezelor principalelor puncte caracteristice ale mecanismului.

#### 3.1.4. Analiza accelerațiilor

În mod cu totul analog, prin derivarea expresiilor vitezelor și vitezelor unghiulare se obțin expresiile accelerațiilor unghiulare:

$$\varepsilon_{2} = \frac{\begin{vmatrix} -OA\omega_{1}^{2}\cos\varphi_{1} - AC\omega_{2}^{2}\cos\varphi_{2} - CE\omega_{4}^{2}\cos\varphi_{4} & \sin\varphi_{4} \\ \vdots \\ \ddot{y}_{E} + OA\omega_{1}^{2}\sin\varphi_{1} + AC\omega_{2}^{2}\sin\varphi_{2} + CE\omega_{4}^{2}\sin\varphi_{4} & \cos\varphi_{4} \end{vmatrix}}{AC\sin(\varphi_{2} - \varphi_{4})}, \qquad (3.1.35)$$

$$\varepsilon_{4} = \frac{\begin{vmatrix} \sin \varphi_{2} & -OA\omega_{1}^{2} \cos \varphi_{1} - AC\omega_{2}^{2} \cos \varphi_{2} - CE\omega_{4}^{2} \cos \varphi_{4} \\ \cos \varphi_{2} & \ddot{y}_{E} + OA\omega_{1}^{2} \sin \varphi_{1} + AC\omega_{2}^{2} \sin \varphi_{2} + CE\omega_{4}^{2} \sin \varphi_{4} \end{vmatrix}}{CE \sin(\varphi_{2} - \varphi_{4})},$$
(3.1.36)

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{B} &= -OA\omega_{1}^{2}\cos\varphi_{1} - AC\varepsilon_{2}\sin\varphi_{2} - AC\omega_{2}^{2}\cos\varphi_{2} \\ &- CB\omega_{2}^{2}\cos(\lambda - \varphi_{2}) + CB\varepsilon_{2}\sin(\lambda - \varphi_{2}), \\ \ddot{y}_{B} &= -OA\omega_{1}^{2}\sin\varphi_{1} + AC\varepsilon_{2}\cos\varphi_{2} - AC\omega_{2}^{2}\sin\varphi_{2} \\ &- CB\varepsilon_{2}\sin(\lambda - \varphi_{2}) + CB\omega_{2}^{2}\cos(\lambda - \varphi_{2}), \end{aligned}$$
(3.1.37)

$$\ddot{x}_{c} = -OA\omega_{1}^{2}\cos\varphi_{1} - AC\omega_{2}^{2}\cos\varphi_{2} - AC\varepsilon_{2}\sin\varphi_{2},$$
  
$$\ddot{y}_{c} = -OA\omega_{1}^{2}\sin\varphi_{1} - AC\omega_{2}^{2}\sin\varphi_{2} + AC\varepsilon_{2}\cos\varphi_{2},$$
  
(3.1.38)

$$\ddot{x}_{D} = 0, \ \ddot{y}_{D} = \ddot{y}_{B} \pm \frac{\left(\dot{x}_{B}^{2} + x_{B}\ddot{x}_{B}\right)\sqrt{BD^{2} - (e - x_{B})^{2}} - \frac{(e - x_{B})^{2}\dot{x}_{B}^{2}}{\sqrt{BD^{2} - (e - x_{B})^{2}}}}{BD^{2} - (e - x_{B})^{2}},$$
(3.1.39)

$$\ddot{x}_{C_2} = \frac{\ddot{x}_A + \ddot{x}_B + \ddot{x}_C}{3}, \ \ddot{y}_{C_2} = \frac{\ddot{y}_A + \ddot{y}_B + \ddot{y}_C}{3},$$
(3.1.40)

$$\ddot{x}_{C_3} = \frac{\ddot{x}_D + \ddot{x}_B}{2}, \ \ddot{y}_{C_3} = \frac{\ddot{y}_D + \ddot{y}_B}{2},$$
 (3.1.41)

$$\ddot{x}_{C_4} = \frac{\ddot{x}_C}{2}, \ \ddot{y}_{C_4} = \frac{\ddot{y}_E + \ddot{y}_C}{2}.$$
 (3.1.42)

Notând

$$A = (\dot{y}_D - \dot{y}_B)(x_D - x_B) - (y_D - y_B)(\dot{x}_D - \dot{x}_B), \qquad (3.1.43)$$

$$B = (x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2, \qquad (3.1.44)$$

rezultă

$$\dot{A} = (\ddot{y}_D - \ddot{y}_B)(x_D - x_B) - (y_D - y_B)(\ddot{x}_D - \ddot{x}_B), \qquad (3.1.45)$$

$$\dot{B} = 2[(x_D - x_B)(\dot{x}_D - \dot{x}_B) + (y_D - y_B)(\dot{y}_D - \dot{y}_B)], \qquad (3.1.46)$$

de unde se obține

$$\varepsilon_3 = \frac{\dot{A}B - A\dot{B}}{B^2}.$$
(3.1.47)

În figurile de mai jos sunt trasate unele diagrame de variație ale accelerațiilor principalelor puncte caracteristice, precum și ale accelerațiilor unghiulare ale diferitelor elemente ale mecanismului.



#### 3.1.5. Influența vitezei unghiulare a elementului conducător

În cadrul acestui paragraf vom modifica viteza unghiulară a elementului conducător astfel:  $\omega'_1 = 30\pi \text{ rad/s}$ ,  $\omega''_1 = 200\pi \text{ rad/s}$ ,  $\omega''_1 = 300\pi \text{ rad/s}$ .

Corespunzător acestor noi viteze unghiulare, discutăm de noi turații pentru arborele cotit:  $n'_1 = 900 \text{ rot/min}$ ,  $n''_1 = 6000 \text{ rot/min}$ ,  $n'''_1 = 9000 \text{ rot/min}$ , valori realiste pentru un motor cu aprindere prin scânteie.

Diagramele obținute sunt prezentate în figurile următoare.



**Fig. 3.1.17.** Graficul  $v_c = v_c(\varphi_1)$  pentru  $\omega'_1$  (continuu),  $\omega''_1$  (întrerupt) și  $\omega'''_1$  (punctat).



**Fig. 3.1.18.** Graficul  $a_B = a_B(\varphi_1)$  pentru  $\omega'_1$  (continuu),  $\omega''_1$  (întrerupt) și  $\omega'''_1$  (punctat).

#### 3.1.6. Vitezele și accelerațiile reduse

Pentru o mărime arbitrară notată generic cu q, se definesc viteza (sau viteza unghiulară) redusă, respectiv accelerația (sau accelerația unghiulară) redusă prin relațiile



**Fig. 3.1.21.** Graficele  $v_{C_2xred} = v_{C_2xred}(\varphi_1)$ ,  $v_{C_2yred} = v_{C_2yred}(\varphi_1)$  și  $v_{C_2red} = v_{C_2red}(\varphi_1)$ .



**Fig. 3.1.22.** Graficele  $a_{C_3xred} = a_{C_3xred}(\varphi_1)$ ,  $a_{C_3yred} = a_{C_3yred}(\varphi_1)$  și  $a_{C_3red} = a_{C_3red}(\varphi_1)$ .

$$\dot{q}_{red} = \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}\varphi_1} = \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} \frac{\mathrm{d}t}{\mathrm{d}\varphi_1} = \frac{1}{\frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t}} \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} = \frac{1}{\omega_1} \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t}, \qquad (3.1.48)$$

$$\ddot{q}_{red} = \frac{d^2 q}{d\varphi_1^2} = \frac{d}{d\varphi_1} \left( \frac{dq}{d\varphi_1} \right) = \frac{d\left( \frac{dq}{d\varphi_1} \right)}{dt} \frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{1}{\omega_1^2} \frac{d^2 q}{dt^2}.$$
(3.1.49)

Diagramele de variație sunt prezentate în figurile următoare.

#### 3.1.7. Abordare multicorp

Notând

$$\{\mathbf{q}\} = \begin{bmatrix} X_{C_2} & Y_{C_2} & \varphi_2 & X_{C_3} & Y_{C_3} & \varphi_3 & X_{C_4} & Y_{C_4} & \varphi_4 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}, \qquad (3.1.50)$$

se obțin următoarele funcții de constrângere:

– pentru punctul A:

$$f_{1}(\{\mathbf{q}\}) = X_{C_{2}} + x_{A}^{(2)} \cos \varphi_{2} - y_{A}^{(2)} \sin \varphi_{2} = OA \cos(\omega_{1}t),$$
  

$$f_{2}(\{\mathbf{q}\}) = Y_{C_{2}} + x_{A}^{(2)} \sin \varphi_{2} + y_{A}^{(2)} \cos \varphi_{2} = OA \sin(\omega_{1}t);$$
(3.1.51)

– pentru punctul *B* :

$$f_{3}(\{\mathbf{q}\}) = X_{C_{3}} - \frac{BD}{2}\cos\varphi_{3} - X_{C_{2}} - x_{B}^{(2)}\cos\varphi_{2} + y_{B}^{(2)}\sin\varphi_{2},$$
  

$$f_{4}(\{\mathbf{q}\}) = Y_{C_{3}} - \frac{BD}{2}\sin\varphi_{3} - Y_{C_{2}} - x_{B}^{(2)}\sin\varphi_{2} - y_{B}^{(2)}\cos\varphi_{2};$$
(3.1.52)

- pentru punctul C:

$$f_{5}(\{\mathbf{q}\}) = X_{C_{4}} + \frac{CE}{2}\cos\varphi_{4} - X_{C_{2}} - x_{C}^{(2)}\cos\varphi_{2},$$
  

$$f_{6}(\{\mathbf{q}\}) = Y_{C_{4}} + \frac{CE}{2}\sin\varphi_{4} - Y_{C_{2}} - x_{C}^{(2)}\sin\varphi_{2};$$
(3.1.53)

– pentru punctul E:

$$f_7(\{\mathbf{q}\}) = d - X_{C_4} + \frac{CE}{2}\cos\varphi_4, \ f_8(\{\mathbf{q}\}) = Y_E - Y_{C_4} + \frac{CE}{2}\sin\varphi_4; \ (3.1.54)$$

– pentru punctul D:

$$f_{9}(\{\mathbf{q}\}) = e - X_{C_{3}} - \frac{BD}{2}\cos\varphi_{3}.$$
(3.1.55)

În formulele de mai sus indicele superior 2 marchează coordonatele punctelor (indicele inferior) față de sistemul mobil de axe  $C_2 x_2 y_2$ .

Matricea constrângerilor [B] se scrie

$$\begin{bmatrix} \mathbf{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_i}{\partial q_j} \end{bmatrix}_{i,j=\overline{1,9}}.$$
(3.1.64)

Această matrice verifică relația

$$[\mathbf{B}]\{\dot{\mathbf{q}}\} = \{\mathbf{C}\},\tag{3.1.74}$$

unde

$$\{\mathbf{C}\} = \begin{bmatrix} -OA\omega_1 \sin(\omega_1 t) & OA\omega_1 \cos(\omega_1 t) & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}.$$
 (3.1.75)

Poziția mecanismului se deduce prin rezolvarea sistemului de nouă ecuații neliniare cu nouă necunoscute,

$$f_i(\{\mathbf{q}\}) = 0, \ i = \overline{1,9}.$$
 (3.1.76)

Vitezele se obțin din ecuația matriceală

$$[\mathbf{B}]\{\dot{\mathbf{q}}\} = \{\mathbf{C}\},\tag{3.1.77}$$

cu soluția

$$\left\{ \dot{\mathbf{q}} \right\} = \left[ \mathbf{B} \right]^{-1} \left\{ \mathbf{C} \right\}, \tag{3.1.78}$$

iar accelerațiile se deduc din ecuația matriceală

$$[\mathbf{B}]\!\!\left\langle \ddot{\mathbf{q}} \right\rangle = \left\langle \dot{\mathbf{C}} \right\rangle - \left[ \dot{\mathbf{B}} \right]\!\!\left\langle \dot{\mathbf{q}} \right\rangle, \tag{3.1.79}$$

și deci

$$\{\ddot{\mathbf{q}}\} = [\mathbf{B}]^{-1} \{\!\!\{\dot{\mathbf{C}}\}\!\!-\![\dot{\mathbf{B}}]\!\![\mathbf{B}]^{-1} \{\!\mathbf{C}\}\!\}.$$
(3.1.80)

În figura de mai jos sunt prezentate diagramele de variație ale unghiurilor de rotație  $\phi_2$ ,  $\phi_3$  și  $\phi_4$  în funcție de unghiul de rotație  $\phi_1$  al elementului conducător.



Fig. 3.1.25. Graficele  $\phi_2(\phi_1)$ ,  $\phi_3(\phi_1)$  și  $\phi_4(\phi_1)$ .

#### 3.1.8. Influența deplasării capătului E al levierului CE

Întrucât nu există date referitoare la deplasarea capătului E sau la modul în care aceasta se calculează în funcție de diverși parametri ai proceselor ce au loc în interiorul cilindrului, vom considera ca lege de deplasare a capătului E, o lege liniară pe porțiuni și având exprimarea

$$Y_{E} = \begin{cases} Y_{E\min}, \text{ pentru } t < t_{1}, \\ Y_{E\min} + \frac{Y_{E\max} - Y_{E\min}}{t_{2} - t_{1}} (t - t_{1}), \text{ pentru } t \in [t_{1}, t_{2}), \\ Y_{E\max}, \text{ pentru } t \in [t_{2}, t_{3}), \\ Y_{E\max} + \frac{Y_{E\min} - Y_{E\max}}{t_{4} - t_{3}}, \text{ pentru } t \in [t_{3}, t_{4}), \\ 0, \text{ pentru } t \ge t_{4}, \end{cases}$$
(3.1.81)

unde t este timpul.

Pentru această lege de mișcare au fost considerate două cazuri. În primul caz viteza unghiulară a elementului conducător este  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ , iar valorile de timp sunt:  $t_1 = 1 \text{ s}$ ,  $t_2 = 2 \text{ s}$ ,  $t_3 = 3 \text{ s}$ ,  $t_4 = 4 \text{ s}$ , durata simulării  $t_{\text{max}} = 5 \text{ s}$ , numărul de iterații fiind  $n_{iter} = 90000$ . În al doilea caz s-au ales valorile:  $\omega_2 = 200\pi \text{ rad/s}$ ,  $t_1 = 0.2 \text{ s}$ ,  $t_2 = 0.4 \text{ s}$ ,  $t_3 = 0.8 \text{ s}$ ,  $t_4 = 1 \text{ s}$ ,  $t_{\text{max}} = 1.2 \text{ s}$ ,  $n_{iter} = 43200$ . Pentru ambele situații  $Y_{E\min} = 0.100 \text{ m}$ ,  $Y_{E\max} = 0.120 \text{ m}$ .

Diagramele de variație ale principalelor mărimi caracteristice sunt date în figurile de mai jos.



**Fig. 3.1.29.** Graficul  $Y_C = Y_C(X_C)$ , în primul caz.



**Fig. 3.1.34.** Graficul  $Y_B = Y_B(X_B)$ , în al doilea caz.

#### 3.1.9. Influența variațiilor diverșilor parametri ai mecanismului

În cele ce urmează vom varia diverși parametri ai mecanismului, în limitele stabilite în capitolul 4 de sinteză a mecanismului și vom evidenția influența fiecărui parametru în parte.

În cadrul acestui subcapitol se consideră că viteza unghiulară a elementului conducător este una constantă și egală cu  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ .

40 35 (cont), v<sub>Bmin</sub> (punct) [m/s] 30 25 20 15 / Bmax 10 0 E 0.005 0.01 0.02 0.025 OA [m] 0.015 0.03 0.035 0.04 0.045 0.05

Câteva diagrame de variație sunt date în figurile de mai jos.

**Fig. 3.1.40.** Graficele  $v_{B\max} = v_{B\max}(OA)$  și  $v_{B\min} = v_{B\min}(OA)$ .



**Fig. 3.1.42.** Graficele  $\omega_{2\max} = \omega_{2\max}(OA)$  și  $\omega_{2\min} = \omega_{2\min}(OA)$ .



Fig. 3.1.41. Graficele  $a_{C_2 \max} = a_{C_2 \max}(OA)$  și  $a_{C_2 \min} = a_{C_2 \min}(OA)$ .



#### 3.1.10. O altă abordare pentru analiza cinematică

În locul parametrilor utilizați până acum pentru determinarea poziției elementelor mecanismului, precum și a valorilor vitezelor și accelerațiilor acestuia, se pot considera și alți parametri independenți. În Fig. 3.1.76 acești parametri sunt unghiurile  $\phi_2$ ,  $\phi_4$  și  $\beta$ .



Fig. 3.1.76. Variantă pentru analiza cinematică.

Se obțin expresiile:

$$f_1(\varphi_2,\varphi_4,\beta) = r\cos\varphi_1 + b_2\cos\varphi_2 - b_4\sin\varphi_4 - d = 0, \qquad (3.1.87)$$

$$f_2(\varphi_2,\varphi_4,\beta) = r\sin\varphi_1 - b_2\sin\varphi_2 + b_4\cos\varphi_4 - Y_E = 0, \qquad (3.1.88)$$

$$f_{3}(\varphi_{2},\varphi_{4},\beta) = r\cos\varphi_{1} + b_{1}\cos(\varphi_{2}-\alpha) + b\sin\beta - e = 0, \qquad (3.1.89)$$

și relația matriceală

$$\{\Delta \boldsymbol{\varphi}\} = [\mathbf{F}]^{-1}\{\mathbf{f}\}. \tag{3.1.94}$$

Se obțin noile valori ale unghiurilor  $\,\phi_2,\,\phi_4\,\, {\rm si}\,\,\beta\,,$ 

$$\begin{bmatrix} \varphi_{2nou} \\ \varphi_{4nou} \\ \beta_{nou} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varphi_{2vechi} \\ \varphi_{4vechi} \\ \beta_{vechi} \end{bmatrix} + \{\Delta \varphi\} = \begin{bmatrix} \varphi_{2vechi} \\ \varphi_{4vechi} \\ \beta_{vechi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Delta \varphi_2 \\ \Delta \varphi_4 \\ \Delta \beta \end{bmatrix}.$$
 (3.1.96)

Derivând o dată în raport cu timpul relațiile precedente, se obțin expresiile

$$-r\dot{\varphi}_{1}\sin\varphi_{1} - b_{2}\dot{\varphi}_{2}\sin\varphi_{2} - b_{4}\dot{\varphi}_{4}\cos\varphi_{4} = 0, \qquad (3.1.100)$$

$$r\dot{\varphi}_{1}\cos\varphi_{1} - b_{2}\dot{\varphi}_{2}\cos\varphi_{2} - b_{4}\dot{\varphi}_{4}\sin\varphi_{4} = \dot{Y}_{E},$$
 (3.1.101)

$$-r\dot{\varphi}_{1}\sin\varphi_{1}-b_{1}\dot{\varphi}_{2}\sin(\varphi_{2}-\alpha)+b\dot{\beta}\cos\beta=0, \qquad (3.1.102)$$

care formează un sistem de trei ecuații liniare în necunoscutele  $\dot{\phi}_2$ ,  $\dot{\phi}_4$ ,  $\dot{\beta}$ . Derivând acum relațiile (3.1.100) – (3.1.102) în raport cu timpul, rezultă exprimările

$$-r\dot{\varphi}_{1}^{2}\cos\varphi_{1} - b_{2}\dot{\varphi}_{2}^{2}\cos\varphi_{2} - b_{2}\ddot{\varphi}_{2}\sin\varphi_{2} + b_{4}\dot{\varphi}_{4}^{2}\sin\varphi_{4} - b_{4}\ddot{\varphi}_{4}\cos\varphi_{4} = 0, \qquad (3.1.103)$$

$$-r\dot{\varphi}_{1}^{2}\sin\varphi_{1}+b_{2}\dot{\varphi}_{2}^{2}\sin\varphi_{2}-b_{2}\ddot{\varphi}_{2}\cos\varphi_{2}-b_{4}\dot{\varphi}_{4}^{2}\cos\varphi_{4}-b_{4}\ddot{\varphi}_{4}\sin\varphi_{4}=\ddot{Y}_{E},\qquad(3.1.104)$$

$$-r\dot{\varphi}_{1}^{2}\cos\varphi_{1}-b_{1}\dot{\varphi}_{2}^{2}\cos(\varphi_{2}-\alpha)-b_{1}\ddot{\varphi}_{2}\sin(\varphi_{2}-\alpha)-b\dot{\beta}^{2}\sin\beta+b\ddot{\beta}\cos\beta=0, \qquad (3.1.105)$$

din care se determină valorile  $\ddot{\phi}_2$ ,  $\ddot{\phi}_4$  și  $\ddot{\beta}$ .

#### 3.2. Dinamica mecanismului

#### 3.2.1. Formularea problemei

Pentru mecanismul de comprimare variabilă, se consideră următoarele ipoteze de lucru: – manivela *OA* este o bară omogenă pentru care centrul de greutate  $C_1$  se găsește la mijlocul său, masa barei fiind  $m_{1S} = 0,150 \text{ kg}$  pentru lungimea standard  $OA_s = 0,030 \text{ m}$ . Pentru altă lungime *OA* masa barei este dată de expresia

$$m_1 = m_{1S} \frac{OA}{OA_S}$$
 (3.2.1)

Momentul de inerție al barei OA, calculate în raport cu punctul O se scrie

$$J_1 = m_1 \frac{OA^2}{3}; (3.2.2)$$

– placa *ABC* este una omogenă, centrul său de greutate  $C_2$  fiind situat la intersecția medianelor. Pentru placa de dimensiuni standard  $AB_s = 0,043 \text{ m}$ ,  $BC_s = 0,128 \text{ m}$ ,  $AC_s = 0,099 \text{ m}$ , masa acesteia este  $m_{2s} = 1,800 \text{ kg}$ . Pentru alte dimensiuni, notând cu  $A_{2s}$ aria plăcii standard, cu  $A_2$  aria plăcii cu noile dimensiuni și cu  $m_2$  masa plăcii, avem relația

$$m_2 = m_{2S} \frac{A_2}{A_{2S}}.$$
 (3.2.3)

Pentru momentul de inerție în raport cu punctul  $C_2$  există relația

$$J_2 = m_2 \frac{AB^2 + BC^2 + AC^2}{36}; \qquad (3.2.4)$$

– bara *CE* este una omogenă, centrul său de greutate fiind situat la jumătatea sa. Pentru dimensiunea standard,  $CE_s = 0,103 \text{ m}$ , masa barei este  $m_3 = 0,600 \text{ kg}$ . Pentru bara de altă lungime, masa are exprimarea

$$m_3 = m_{3S} \frac{CE}{CE_S},$$
 (3.2.5)

momentul de inerție relativ la centrul său de greutate  $C_3$  având exprimarea

$$J_3 = m_3 \frac{CE^2}{12}; (3.2.6)$$

– biela *BD* este reprezentată sub forma unei bare omogene, centrul său de greutate  $C_4$  fiind situat la jumătatea sa. Pentru dimensiunea standard,  $BD_s = 0,130 \text{ kg}$ , masa bielei este  $m_{4s} = 0,500 \text{ kg}$ . Pentru o altă lungime *BD* masa bielei este dată de

$$m_4 = m_{4S} \frac{BD}{BD_S},$$
 (3.2.7)

momentul său de inerție relativ la centru său de greutate fiind

$$J_4 = m_4 \frac{BD^2}{12}; (3.2.8)$$

– pistonul motorului este simbolizat sub forma unui corp în mișcare de translație, centrul său de greutate  $C_5$  fiind situat în punctul D. Masa pistonului este  $m_5 = 0,700$  kg.

A fost considerată ca lege de variație a presiunii gazelor, legea

$$F_{p} = \begin{cases} K_{i} \left( \varphi_{1} - \frac{\pi}{2} \right)^{2} \left( \varphi_{1} - \frac{3\pi}{2} \right)^{2}, \text{ pentru } \varphi_{1} \in \left[ \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2} \right], \\ 0, \text{ altfel}, \end{cases}$$
(3.2.9)

unde  $K_i$  poate lua valorile:  $K_{30} = 1200$ ,  $K_{100} = 6000$ ,  $K_{200} = 12000$  și  $K_{300} = 18000$ , indicii inferiori semnificând valoarea vitezei unghiulare a elementului conducător:  $\omega_1 = \omega'_1 = 30\pi \text{ rad/s}$ ,  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ ,  $\omega_1 = \omega''_1 = 200\pi \text{ rad/s}$  și  $\omega_1 = \omega''_1 = 300\pi \text{ rad/s}$ .

Cunoscând elementele de mai sus și legea de mișcare a manivelei OA,  $\omega_1 = \text{const}$ , se cer a se determina reacțiunile din punctele O, A, B, C, D și E.

#### 3.2.2. Izolarea corpurilor

Izolând cele 5 corpuri, se obțin figurile de mai jos (Fig. 3.2.1... Fig. 3.2.5). Rezultă ecuațiile de mișcare următoare: – pentru corpul 5:

$$m_5 \ddot{x}_{C_5} = m \ddot{x}_D = 0 = N + R_{Dx}, \qquad (3.2.10)$$



Fig. 3.2.1. Izolarea corpului 1.



Fig. 3.2.3. Izolarea corpului 3.



Fig. 3.2.2. Izolarea corpului 2.



Fig. 3.2.4. Izolarea corpului 4.

Fig. 3.2.5. Izolarea corpului 5.

 $\frac{D = C_5}{R_{D_x}}$ 

 $R_{D_y}$ 

 $m_5$ 

$$m_5 \ddot{y}_D = R_{Dy} - m_5 g - F_p; \qquad (3.2.11)$$

- pentru corpul 4:

$$m_4 \ddot{x}_{C_4} = R_{E_x} + R_{C_x}, \qquad (3.2.12)$$

$$m_4 \ddot{y}_{C_4} = R_{E_y} + R_{C_y} - m_4 g , \qquad (3.2.13)$$

$$J_{4}\varepsilon_{4} = (x_{E} - x_{C_{4}})R_{E_{y}} - (y_{E} - y_{C_{4}})R_{E_{x}} + (x_{C} - x_{C_{4}})R_{C_{y}} - (y_{C} - y_{C_{4}})R_{C_{x}}; \qquad (3.2.14)$$

- pentru corpul 3:

$$m_3 \ddot{x}_{C_3} = -R_{Dx} + R_{Bx}, \qquad (3.2.15)$$

$$m_3 \ddot{y}_{C_3} = R_{By} - R_{Dy} - m_3 g , \qquad (3.2.16)$$

$$J_{3}\varepsilon_{3} = -(x_{D} - x_{C_{3}})R_{Dy} + (y_{D} - y_{C_{3}})R_{Dx} + (x_{B} - x_{C_{3}})R_{By} - (y_{B} - y_{C_{3}})R_{Bx}; \qquad (3.2.17)$$

- pentru corpul 2:

$$m\ddot{x}_{C_2} = -R_{Bx} + R_{Ax} - R_{Cx}, \qquad (3.2.18)$$

$$m\ddot{y}_{C_2} = -R_{By} - R_{Cy} + R_{Ay} - m_2 g , \qquad (3.2.19)$$

$$J_{2}\varepsilon_{2} = -(x_{B} - x_{C_{2}})R_{By} + (y_{B} - y_{C_{2}})R_{Bx} + (x_{A} - x_{C_{2}})R_{Ay} - (y_{A} - y_{C_{2}})R_{Ax} - (x_{C} - x_{C_{2}})R_{Cy} + (y_{C} - y_{C_{2}})R_{Cx}; \qquad (3.2.20)$$

- pentru corpul 1:

$$m\ddot{x}_{C_1} = -R_{Ax} + R_{Ox}, \qquad (3.2.21)$$

$$m\ddot{y}_{C_1} = -R_{Ay} + R_{Oy} - m_1 g , \qquad (3.2.22)$$

$$J_{o}\varepsilon_{1} = -(x_{A} - x_{O})R_{Ay} + (y_{A} - y_{O})R_{Ax} - (x_{C_{1}} - x_{O})m_{1}g + M_{e1}.$$
(3.2.23)

#### 3.2.3. Cazul mecanismului standard

Câteva diagrame de variație sunt date mai jos.



**Fig. 3.2.7.** Graficele  $R_{Ax} = R_{Ax}(\varphi_1)$  și  $R_{Ay} = R_{Ay}(\varphi_1), \ \omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ , fără forță gaze.



**Fig. 3.2.13.** Graficul  $N = N(\varphi_1)$ ,  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ , fără forță gaze.



**Fig. 3.2.20.** Graficele  $R_{Ox} = R_{Ox}(\varphi_1)$  și  $R_{Oy} = R_{Oy}(\varphi_1)$ ,  $\omega_1 = 100\pi$  rad/s , cu forță gaze.



**Fig. 3.2.31.** Graficul  $M_{e1} = M_{e1}(\varphi_1)$ ,  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ , cu forță gaze.

#### 3.2.4. Influența deplasării capătului E al levierului CE

Vom considera valorile  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ , respectiv  $\omega_1 = 200\pi \text{ rad/s}$  pentru viteza unghiulară a elementului conducător în cele două cazuri.

Legea de deplasare a capătului E este cea dată în paragraful 3.1.8.

Câteva dintre graficele de variație pentru reacțiunile din mecanism sunt date în figurile de mai jos.



**Fig. 3.2.34.** Graficul  $R_c = R_c(t)$ , în primul caz, fără forță gaze.



Fig. 3.2.36. Graficul N = N(t), în primul caz, fără forță gaze.



Fig. 3.2.48. Graficul N = N(t), în al doilea caz, cu forță gaze.



**Fig. 3.2.49.** Graficul  $M_{e1} = M_{e1}(t)$ , în al doilea caz, cu forță gaze.

#### 3.2.5. Influența diverșilor parametri ai mecanismului

Intervalele de variație ale diverșilor parametri sunt tot cele considerate în paragraful 3.1.9. Ne limităm la o singură valoare pentru viteza unghiulară a elementului conducător, și anume  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ .

Diagramele de variație pentru reacțiunile și momentul de echilibrare din mecanism sunt trasate în figurile de mai jos.



**Fig. 3.2.52.** Graficele  $N_{\text{max}} = N_{\text{max}}(OA)$  și  $N_{\text{min}} = N_{\text{min}}(OA)$ , fără forță gaze.



**Fig. 3.2.53.** Graficele  $M_{e1\max} = M_{e1\max}(OA)$ și  $M_{e1\min} = M_{e1\min}(OA)$ , fără forță gaze.







**Fig. 3.2.113.** Graficele  $M_{e1\max} = M_{e1\max}(d)$ și  $M_{e1\min} = M_{e1\min}(d)$ , cu forță gaze.

## CAP. 4. ASPECTE PRIVIND SINTEZA MECANISMULUI UNUI MOTOR CU RAPORT DE COMPRIMARE VARIABIL

#### 4.1. Teorema lui Grashof

Fie mecanismul patrulater plan articulat OACE.



Fig. 4.1.1. Teorema Grashof.

Se obține sistemul de inegalități

$$\begin{cases} (b-c-a+d)(b-c+a-d) \le 0, \\ a+d \le b+c, \end{cases}$$
(4.1.6)

echivalent cu sistemele:

$$\begin{cases} a+d \le b+c, \\ b+d \le a+c, \\ c+d \le a+b, \end{cases}$$

$$(4.1.7)$$

respectiv

$$a + d \le b + c,$$
  

$$a + c \le b + d,$$
  

$$a + b \le c + d.$$
(4.1.8)

Sistemul (4.1.7) definește condițiile ca mecanismul să fie dublu manivelă.

Sistemul (4.1.8) definește condițiile ca mecanismul să fie manivelă balansier.

Dacă nu se îndeplinesc nici condițiile (4.1.7), nici condțiile (4.1.8), atunci rezultă fie că mecanismul nu are manivelă, fie că este un mecanism dublu balansier, fie că mecanismul nu se poate realiza practic.

# 4.2. Aplicarea teoremei lui Grashof la mecanismul pentru un motor cu raport de comprimare variabil



Fig. 4.2.1. Mecanismul de comprimare variabilă.

Pentru mecanismul din Fig. 4.2.1 se consideră dimesiunile standard OA = 0,03 m, AB = 0,043 m, AC = 0,99 m, BC = 0,128 m, BD = 0,130 m, CE = 0,103 m,  $Y_E = 0,108 \text{ m}$ , d = 0,086 m, e = 0 m. La aceste dimensiuni ne vom referi mereu dacă nu se fac alte precizări referitoare la alte valori.

Pentru mecanismul patrulater OACE sistemele (4.1.7) si (4.1.8) devin

$$\begin{cases}
OA + OE \le AC + CE, \\
AC + OE \le OA + CE, \\
CE + OE \le OA + AC,
\end{cases}$$
(4.2.1)

respectiv

$$\begin{cases}
OA + OE \le AC + CE, \\
OA + CE \le AC + OE, \\
OA + AC \le CE + OE,
\end{cases}$$
(4.2.2)

#### 4.2.1. Cazul unei singure necunoscute

4.2.1.1. Cazul în care OA este necunoscută

Se obține

$$0 < OA \le 0.064 \,\mathrm{m}$$
. (4.2.6)

4.2.1.2. Cazul în care AC este necunoscută

Avem

$$0,065 \,\mathrm{m} \le AC \le 0,211 \,\mathrm{m} \,. \tag{4.2.9}$$

4.2.1.3. Cazul în care CE este necunoscută

Rezultă

$$0,069 \,\mathrm{m} \le CE \le 0,207 \,\mathrm{m} \,. \tag{4.2.12}$$

4.2.1.4. Cazul in care OE este necunoscută

Se găsește

$$0,034 \,\mathrm{m} \le OE \le 0,172 \,\mathrm{m}$$
. (4.2.16)
# 4.2.2. Cazul a două necunoscute

4.2.2.1. Cazul în care OA și AC sunt necunoscute

Obținem

$$OA - AC \le -0.035 \,\mathrm{m},$$
  
 $OA + AC \le 0.241 \,\mathrm{m}$  (4.2.22)



Fig. 4.2.4. Sistemul (4.2.22).

și deci *OA* și *AC* se găsesc în interiorul patrulaterului  $OP_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0;0,035)$ ,  $P_2(0,103;0,138)$ ,  $P_3(0,241;0)$  (Fig. 4.2.4).

4.2.2.2 Cazul în care OAși CE sunt necunoscute



Fig. 4.2.5. Sistemul (4.2.26).

Rezultă

$$\begin{cases} OA - CE \le -0,039 \text{ m}, \\ OA + CE \le 0,237 \text{ m}. \end{cases}$$
(4.2.26)

Rezultă că *OA* și *CE* se găsesc în interiorul patrulaterului  $OP_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0;0,039)$ ,  $P_2(0,099;0,138)$ ,  $P_3(0,237;0)$  (Fig. 4.2.5).

4.2.2.3. Cazul în care OA și OE sunt necunoscute

Rezultă că *OA* și *OE* se găsesc în interiorul triunghiului  $P_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0,004;0)$ ,  $P_2(0,103;0,099)$ ,  $P_3(0,202;0)$  (Fig. 4.2.6) sau în interiorul triunghiului  $P_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0;0,004)$ ,  $P_2(0,099;0,103)$ ,  $P_3(0;0,202)$  (Fig. 4.2.7).



Fig. 4.2.6. Sistemul (4.2.28).



Fig. 4.2.7. Sistemul (4.2.30).

4.2.2.4. Cazul în care AC și CE sunt necunoscute

Rezultă că AC și CE se găsesc în interiorul pentagonului  $OP_1P_2P_3P_4$ , unde  $P_1(0;0,108)$ ,  $P_2(0,03;0,138)$ ,  $P_3(0,138;0,03)$ ,  $P_4(0,108;0)$  (Fig. 4.2.8).



Fig. 4.2.8. Sistemul (4.2.34).

4.2.2.5. Cazul în care AC și OE sunt necunoscute

Mărimile AC și OE se vor găsi în interiorul triughiului  $P_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0,073;0)$ ,  $P_2(0,103;0,03)$ ,  $P_3(0,133;0)$  (Fig. 4.2.9) sau în interiorul pentagonului  $OP_1P_2P_3P_4$ , unde  $P_1(0;0,073)$ ,  $P_2(0,03;0,103)$ ,  $P_3(0,103;0,03)$ ,  $P_4(0,073;0)$  (Fig. 4.2.10).



Fig. 4.2.9. Sistemul (4.2.36).



4.2.2.6. Cazul în care CE și OE sunt necunoscute

Rezultă că *OE* și *CE* se găsesc în interiorul triunghiului  $P_1P_2P_3$ , unde  $P_1(0,069;0)$ ,  $P_2(0,099;0,03)$ ,  $P_3(0,129;0)$  (Fig. 4.2.11).



# 4.2.3. Cazul a trei necunoscute

4.2.3.1. Cazul când OA, OC și CE sunt necunoscute

Pentru cei trei parametri rezultă domeniul cuprins între planele  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ , Oxy (z > 0), Oyz (x > 0) și Ozx (y > 0) (Fig. 4.2.12), unde ecuațiile planelor  $P_1$ ,  $P_2$  și  $P_3$  sunt OA - AC - CE = -0,138, AC - OA - CE = -0,138, CE - OA - OC = -0,138 sau domeniul cuprins între planele  $P_1$  de ecuație OA - AC - CE = -0,138,  $P_2$  de ecuație OA - AC + CE = -0,138,  $P_3$  de ecuație OA + AC - CE = 0,138, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0) și Ozx (y > 0) (Fig. 4.2.13).



Fig. 4.2.12. Sistemul (4.2.42).



Fig. 4.2.13. Sistemul (4.2.43).

4.2.3.2. Cazul când OA, AC și OE sunt necunoscute

Se obține domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație OA + OE - AC = 0,103 m,  $P_2$  de ecuație AC + OE - OA = 0,103 m,  $P_3$  de ecuație OA + AC - OE = 0,103 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.14) sau domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație

 $OA + OE - AC = 0,103 \text{ m}, P_2$  de ecuație  $OA - AC - OE = 0,103 \text{ m}, P_3$  de ecuație OA + AC - OE = 0,103 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.15).



Fig. 4.2.14. Sistemul (4.2.44).



**Fig. 4.2.15.** Sistemul (4.2.45).

4.2.3.3. Cazul când OA, CE și OE sunt necunoscute

Rezultă domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație OA + OE - CE = 0,099 m,  $P_2$  de ecuație OE - OA - CE = -0,099 m,  $P_3$  de ecuație CE + OE - OA = 0,099 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.16) sau domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație OA + OE - CE = 0,099 m,  $P_2$  de ecuație OA + CE - OE = 0,099 m,  $P_3$  de ecuație OA - CE - OE = 0,099 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.17).



Fig. 4.2.16. Sistemul (4.2.46).



Fig. 4.2.17. Sistemul (4.2.47).

4.2.3.4. Cazul în care AC, CE și OE sunt necunoscute

Rezultă domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație OE - AC - CE = -0.03 m,  $P_2$  de ecuație AC + OE - CE = 0.03 m,  $P_3$  de ecuație CE + OE - AC = 0.03 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.18) sau domeniul definit de planele  $P_1$  de ecuație OE - AC - CE = -0.03 m,  $P_2$  de ecuație CE - AC - OE = -0.03 m,  $P_3$  de ecuație AC - CE - OE = -0.03 m, Oxy (z > 0), Oyz (x > 0), Oxz (y > 0) (Fig. 4.2.18)



Fig. 4.2.18. Sistemul (4.2.48).



Fig. 4.2.19. Sistemul (4.2.49).

# 4.2.4. Considerații privind variația parametrului Y<sub>E</sub>

În timpul funcționării este necesar ca levierul CE să își deplaseze punctul E între două puncte extreme corespunzătoare lui  $Y_{E\max}$  și  $Y_{E\min}$ . Rezultă corespunzător că și parametrul OE se va afla între valorile  $OE_{\max}$  și  $OE_{\min}$ .

Rezultă miscșorări ale domeniilor posibile determinate în paragraful 4.2.3.

## 4.3. Diada ABD

Introducerea diadei *ABD* în cadrul mecanismului conduce la noi condiții suplimentare privind dimensiunile mecanismului. Se constată că punctul *B* nu se poate găsi la nici un moment de timp la o distanță de axa pistonului mai mare decât mărimea *BD*. Dacă notăm cu  $(\Gamma)$  curba de bielă descrisă de punctul *B* (Fig. 4.3.1), atunci această curbă trebuie să se găseasca în totalitate între dreptele verticale punctate în figură. Introducerea diadei *ABD* conduce la micșorarea intervalelor de valori permise pentru variația diferiților parametri.

Se găsesc următoarele intervale de variație:



**Fig. 4.3.1.** Condiții impuse curbei de bielă ( $\Gamma$ ).

– pentru lungimea OA se găsește intervalul de variație [0,001;0,063]m, restul valorilor rămânând neschimbate;

– pentru lungimea AB se găsește intervalul de variație [0,030;0,158]m, restul valorilor rămânând neschimbate;

– pentru lungimea AC se găsește intervalul de variație [0,086;0,170]m, restul valorilor rămânând neschimbate;

– pentru lungimea BC se găsește intervalul de variație [0,057;0,141]m, restul valorilor rămânând neschimbate;

– pentru lungimea *BD* intervalul posibil de variație este  $[0,058;\infty]m$ , restul mărimilor rămânând neschimbate. În cazul simulărilor efectuate am presupus că lungimea bielei *BD* variază în intervalul [0,058;0,200]m;

– pentru lungimea CE intervalul posibil de variație este [0,070;0,207]m, restul mărimilor rămânând neschimbate;

– pentru mărimea d intervalul de variație este [-0,133;0,133]m, restul parametrilor rămânând neschimbați;

– pentru mărimea e intervalul de variație este [-0,126;0,072]m, restul parametrilor rămânând neschimbați;

– pentru parametrul  $Y_E$  (coordonata pe axa ordonatelor a punctului E) se găsește intervalul de variație [-0,144;0,148]m, în condițiile în care restul parametrilor rămân neschimbați.



**Fig. 4.3.72.** Variațiile  $Y_{C \max} = Y_{C \max}(Y_E)$  și  $Y_{C \min} = Y_{C \min}(Y_E)$ .



**Fig. 4.3.73.** Variațiile  $Y_{D \max} = Y_{D \max} (Y_E)$  și  $Y_{D \min} = Y_{D \min} (Y_E)$ .

# 4.4. Oblicitatea bielei BD

Oblicitatea bielei este unghiul format de biela *BD* cu direcția de deplasare a pistonului (dreapta notată cu *d*) (Fig. 4.4.1). Oblicitatea poate fi pozitivă ( $\alpha > 0$ ) sau negativă ( $\alpha < 0$ ) după cum biela se găsește în dreapta dreptei *d* (notată cu *BD* în figură) sau în stânga acesteia (notată în figură cu *B'D*.



Fig. 4.4.1. Oblicitatea bielei.

Oblicitatea bielei influențează componenta normală N (Fig. 4.4.2) care apare între piston și cilindru.Valori mari ale acestei componente N conduc la o uzură rapidă a

pistonului, segmenților și cilindrului. În plus ,valori mari ale oblicitații conduc la forțe mai mici transmise bielei (Fig. 4.4.2).

După cum se poate observa din figură

$$N = F \operatorname{tg} \alpha, \ F_b = F \cos \alpha, \tag{4.4.1}$$

unde F este forța de presiune a gazelor, N este reacțiunea normală între cilindru și piston, iar  $F_b$  este forța din bielă.



**Fig. 4.4.2.** Fortele din punctul *D*.

Creșterea unghiului  $\alpha$  conduce la creșterea forței N și scăderea forței  $F_b$  (care produce rotirea arborelui cotit).

În Fig. 4.4.3 este reprezentat schematic un piston având diametrul  $d_p$  și lungimile caracteristice  $l_c$  și  $l_f$  (linia punctată d marchează poziția bolțului).



Fig. 4.4.3. Oblicitatea maximă a bielei din condiția de a nu lovi pistonul.

Rezultă imediat

$$\operatorname{tg}\alpha_{\max} = \frac{d_p}{2l_f}; \qquad (4.4.2)$$

cum, uzual,  $l_f = \frac{2}{3}d_p$  se deduce oblicitatea maximă a bielei din condiția de a nu lovi pistonul,

$$tg \alpha_{\max} \frac{d_p}{4d_p} = \frac{3}{4},$$
 (4.4.3)

astfel că  $\alpha_{max} = 36,869898^{0} = 36^{0}52'11,6''$ . Din analiza Fig. 4.4.4 se obține

$$tg\alpha_{max} = \frac{\frac{d_p}{2}}{l_{c_2} - l_c}.$$
 (4.4.4)



Fig. 4.4.4. Oblicitatea maximă a bielei din condiția de a nu lovi cilindrul.



Fig. 4.4.10. Oblicitatea maximă și cea minimă Fig. 4.4.12. Oblicitatea maximă și cea minimă în funcție de d. în funcție de OA.

Procedând ca în cadrul paragrafului 4.3, se pot construi diagramele de variație ale oblicității bielei în funcție de diverși parametri. Aceste diagrame sunt trasate în figurile următoare.

Considerarea a mai mult de doi parametri care să varieze nu mai conduce la reprezentări grafice posibile în spațiul tridimensional.

Practic, dacă oblicitatea bielei nu se găsește între limitele impuse, atunci se variază succesiv fiecare parametru caracteristic al mecanismului astfel încât să se aducă oblicitatea bielei între valorile minimă și maximă, fără a afecta prea mult celelalte condiții impuse de sinteza mecanismului.

# 4.5. Raportul de comprimare

Este un parametru foarte important în buna funcționare a motorului.

Pentru parametrii standard ai mecanismului s-au determinat valorile maximă  $Y_{D_{max}}$  și minimă  $Y_{D\min}$  ale coordonatei pe axa OY a punctului D obținându-se rezultatele următoare  $Y_{D \text{max}} = 0,1998431 \text{ m}$  și  $Y_{D \text{min}} = 0,1192217 \text{ m}$ .

Alegând pentru raportul de comprimare standard valoarea  $\varepsilon = 10$ , considerând că între axa bolțului și capul pistonului este o lungime egală cu o treime din diametrul pistonului,  $\frac{d_p}{2}$ , și alegând pentru diametrul pistonului valoarea  $d_p = 0,075$  m, se deduce coordonata la care se găsește chiulasa,

$$Y_{chiulasa} = 0,233801 \,\mathrm{m}\,. \tag{4.5.2}$$

Diagramele obținute sunt date în figurile de mai jos.



 $\varepsilon = \varepsilon(AB).$ 



Fig. 4.5.1. Variația raportului de comprimare Fig. 4.5.2. Variația raportului de comprimare  $\varepsilon = \varepsilon(AC).$ 

Limitându-ne acum la valori ale raportului de comprimare cuprinse între  $\varepsilon_{min} = 8$  și  $\varepsilon_{max} = 12$  (valori realiste pentru un motor cu aprindere prin scânteie), diagramele de mai sus se reduc la anumite zone permise pentru parametrii mecanismului.

Un alt parametru important este cilindreea unitară,  $V_s$ , definită prin volumul generat prin deplasarea pistonului între cele două puncte moarte,

$$V_{S} = \left(Y_{D\max} - Y_{D\min}\right) \frac{\pi d_{p}^{2}}{4}.$$
 (4.5.3)

Diagramele de variație ale cilindreei unitare în funcție de principalii parametri ai mecanismului de comprimare variabilă sunt date în figurile de mai jos.





**Fig. 4.5.20.** Diagrama de variație  $V_s = V_s(AC)$ .

Se poate face o discuție referitoare și la valoarea  $Y_{D\min}$ . În mod similar condiției  $Y_{D\max} < Y_{chiulasa}$  se impune acum condiția ca ordonata punctului minim al axei bolțului pistonului din care se scade valoarea  $\frac{2}{3}d_p$  (adică  $Y_{D\min} - \frac{2}{3}d_p$ ) să nu coboare sub ordonata minimă a cămășii cilindrului.

# 4.6. Spațiul ocupat de mecanism

Spațiul ocupat de mecanism în timpul funcționării acestuia pe durata unui ciclu cinematic,  $\varphi_c = 2\pi$  rad, are o foarte mare influență asupra dimensiunilor motorului. Din acest motiv se impune a fi făcut un studiu privind spațiul ocupat de mecanism, măcar la un nivel aproximativ care să ofere un ordin de mărime al acestuia.

În cazul nostru elementele mecanismului au fost reprezentate schematic sub formă de linii drepte sau elemente triunghiulare, fără a se ține seama de forma reală a acestora. În fapt,

această formă reală se obține ca o consecință a unor calcule de rezistență și a tehnologiei de fabricație.

În diagramele de mai jos este trasat spațiul ocupat de mecanismul de comprimare variabil. Pasul rețelei este egal cu 25 mm atât pe direcție orizontală, cât și pe direcție verticală. Axa arborelui cotit este plasată întotdeauna în originea sistemului de axe. Mărimea care variază este  $Y_E$  (ordonata punctului E). Au fost selectate patru posibilități de variere a lui  $Y_E$  și anume:  $Y_E \in [0,100;0,120]$  m,  $Y_E \in [0,080;0,140]$  m,  $Y_E \in [0;0,030]$  m și  $Y_E \in [-0,120;-0,100]$  m. În plus, spațiul ocupat de mecanism a fost determinat pentru mecanismul standard, precum și pentru alte mecanisme funcționale cinematic, derivate din mecanismul standard prin varierea diferitelor elemente: AB = 0,090 m, AC = 0,120 m, BC = 0,060 m, CE = 0,120 m, d = 0,040 m, e = 0,050 m, respectiv OA = 0,025 m.



**Fig. 4.6.1.** Spațiul ocupat de mecanism, dimensiuni standard,  $Y_E \in [0,100;0,120]$  m.



**Fig. 4.6.2.** Spațiul ocupat de mecanism, dimensiuni standard,  $Y_E \in [0,080;0,140]$  m.

# 4.7. Evitarea coliziunii dintre capul pistonului și chiulasă

Este o cerință foarte importantă pentru buna funcționare a motorului. Poate fi văzută și sub forma de a nu se anula volumul camerei de ardere.

Din graficele care dau variația coordonatei  $Y_{Dmax}$  în funcție de diverși parametri ai mecanismului, se vor selecta doar acele zone în care este îndeplinită condiția  $Y_{Dmax} < Y_{chiulasa}$ .

Diagramele obținute sunt prezentate în figurile următoare.



# CAP. 5. MECANISMUL BIELĂ – MANIVELĂ ECHIVALENT

# 5.1. Formularea problemei

Definim mecanismul bielă – manivelă echivalent mecanismului de comprimare variabilă considerat anterior ca fiind acel mecanism biel – manivelă care realizează același raport de comprimare cu mecanismul descris în capitolele precedente.

Se dorește studiul mecanismului bielă – manivelă echivalent atât din punctul de vedere al analizei cinematice, cât și din punctul de vedere al analizei dinamice, precum și compararea rezultatelor obținute în cazul acestui mecanism cu rezultatele obținute pentru mecanismul de comprimare variabilă.

# 5.2. Cinematica mecanismului bielă - manivelă

# 5.2.1. Analiza pozițiilor

Mecanismul bielă – manivelă este prezentat în Fig. 5.2.1. Acesta se compune din manivela *OA* schematizată sub forma unei bare omogene de lungime r și masă  $m_1$ , din biela *AB* schematizată și ea sub forma unei bare omogene de lungime l și masă  $m_2$ , precum și din pistonul situat în punctul *B* și de masă  $m_3$ .



Fig. 5.2.1. Mecanismul bielă – manivelă.

Se deduc valorile

$$l = \frac{Y_{D \max} + Y_{D \min}}{2}, \ r = \frac{Y_{D \max} - Y_{D \min}}{2}.$$
 (5.2.2)

Diagramele de variație ale lungimilor r și l în funcție de diverși parametri de intrare sunt date în figurile de mai jos.



**Fig. 5.2.10.** Variațiile  $r = r(Y_E)$  și  $l = l(Y_E)$ .

Din Fig. 5.2.1 rezultă următoarele relații

$$X_A = r\cos\varphi_1, \ Y_A = r\sin\varphi_1, \tag{5.2.1.}$$

$$X_B = 0, \ Y_B = Y_A + \sqrt{l^2 - X_A^2}, \tag{5.2.3}$$

$$X_{C_1} = \frac{X_A}{2}, \ Y_{C_1} = \frac{Y_A}{2},$$
 (5.2.4)

$$X_{C_2} = \frac{X_A + X_B}{2}, \ Y_{C_2} = \frac{Y_A + Y_B}{2},$$
 (5.2.5)

$$X_{C_3} = X_B, \ Y_{C_3} = Y_B, \tag{5.2.6}$$

$$\sin \gamma = \frac{X_A}{l}, \ \cos \gamma = \frac{\sqrt{l^2 - X_A^2}}{l},$$
 (5.2.7)

$$\sin\beta = \frac{X_A}{r}, \ \cos\beta = \frac{\sqrt{r^2 - X_A^2}}{r},$$
(5.2.8)

$$\gamma_{\max} = \operatorname{arctg}\left(\frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}}\right), \ \gamma_{\min} = -\operatorname{arctg}\left(\frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}}\right).$$
 (5.2.9)

Variația oblicității bielei în funcție de unghiul  $\phi_1$  pentru mecanismul bielă – manivelă corespunzător mecanismului de comprimare variabilă standard definit în capitolele precedente este redată în Fig. 5.2.11.



**Fig. 5.2.11.** Variația  $\gamma = \gamma(\phi_1)$ .

# 5.2.2. Analiza vitezelor

Din relațiile precedente, prin derivare în raport cu timpul, se obțin exprimările

$$\dot{X}_A = -r\omega_1 \sin \varphi_1, \ \dot{Y}_A = r\omega_1 \cos \varphi_1, \ v_A = r|\omega_1|, \qquad (5.2.10)$$

$$\dot{X}_{B} = 0, \ \dot{Y}_{B} = \dot{Y}_{A} - \frac{X_{A}\dot{X}_{A}}{\sqrt{l^{2} - X_{A}^{2}}}, \ v_{B} = \left|\dot{Y}_{B}\right|,$$
(5.2.11)

$$\dot{X}_{C_1} = \frac{\dot{X}_A}{2} = -\frac{r}{2}\omega_1 \sin \varphi_1, \ \dot{Y}_{C_1} = \frac{\dot{Y}_A}{2} = \frac{r}{2}\omega_1 \cos \varphi_1, \ v_{C_1} = \frac{r}{2}|\omega_1|,$$
(5.2.12)

$$\dot{X}_{C_2} = \frac{\dot{X}_A + \dot{X}_B}{2}, \ \dot{Y}_{C_2} = \frac{\dot{Y}_A + \dot{Y}_B}{2}, \ v_{C_2} = \sqrt{\dot{X}_{C_2}^2 + \dot{Y}_{C_2}^2},$$
 (5.2.13)

$$\dot{X}_{C_3} = \dot{X}_B, \ \dot{Y}_{C_3} = \dot{Y}_B, \ v_{C_3} = v_B,$$
 (5.2.14)

$$\omega_2 = \frac{\dot{X}_A}{\sqrt{l^2 - X_A^2}} \,. \tag{5.2.15}$$

În figurile următoare sunt trasate variațiile în raport cu unghiul  $\phi_1$  ale unor viteze și viteze unghiulare ale mecanismului bielă – manivelă corespunzător mecanismului standard de comprimare variabilă, așa cum a fost acesta definit în capitolele anterioare. Viteza unghiulară a manivelei a fost considerată constantă și având valoarea  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ . Diagramele au fost trasate pe durata unui ciclu cinematic  $\phi_c = 2\pi \text{ rad}$ .







**Fig. 5.2.14.** Diagrama  $\omega_2 = \omega_2(\varphi_1)$ .

#### 5.2.3. Analiza accelerațiilor

Prin derivarea în raport cu timpul a expresiilor din paragraful precedent se găsește

$$\ddot{X}_{A} = -r\omega_{1}^{2}\cos\varphi_{1}, \ \ddot{Y}_{A} = -r\omega_{1}^{2}\sin\varphi_{1}, \ a_{A} = r\omega_{1}^{2},$$
(5.2.16)

$$\ddot{X}_{B} = 0, \ \ddot{Y}_{B} = \ddot{Y}_{A} - \frac{\left(\dot{X}_{A}^{2} + X_{A}\ddot{X}_{A}\right)\sqrt{l^{2} - X_{A}^{2}} + X_{A}\dot{X}_{A}\frac{X_{A}X_{A}}{\sqrt{l^{2} - X_{A}^{2}}}}{l^{2} - X_{A}^{2}}, \ a_{B} = \left|\ddot{Y}_{B}\right|,$$
(5.2.17)

$$\ddot{X}_{C_1} = \frac{\ddot{X}_A}{2} = -\frac{r}{2}\omega_1^2 \cos\varphi_1, \ \ddot{Y}_{C_1} = \frac{\ddot{Y}_A}{2} = -\frac{r}{2}\omega_1^2 \sin\varphi_1, \ a_{C_1} = \frac{r}{2}\omega_1^2,$$
(5.2.18)

$$\ddot{X}_{C_2} = \frac{\ddot{X}_A + \ddot{X}_B}{2}, \ \ddot{Y}_{C_2} = \frac{\ddot{Y}_A + \ddot{Y}_B}{2}, \ a_{C_2} = \sqrt{\ddot{X}_{C_2}^2 + \ddot{Y}_{C_2}^2},$$
(5.2.19)

$$\ddot{X}_{C_3} = \ddot{X}_B, \ \ddot{Y}_{C_3} = \ddot{Y}_B, \ a_{C_3} = a_B,$$
 (5.2.20)

$$\varepsilon_{2} = \frac{\ddot{X}_{A}\sqrt{l^{2} - X_{A}^{2}} + \frac{X_{A}X_{A}^{2}}{\sqrt{l^{2} - X_{A}^{2}}}}{l^{2} - X_{A}^{2}}.$$
(5.2.21)

Câteva diagrame caracteristice sunt date în figurile de mai jos.



**Fig. 5.2.16.** Diagramele  $a_{C_{2x}} = a_{C_{2x}}(\varphi_1)$ ,  $a_{C_{2y}} = a_{C_{2y}}(\varphi_1)$  și  $a_{C_2} = a_{C_2}(\varphi_1)$ .



**Fig. 5.2.17.** Diagrama  $\varepsilon_2 = \varepsilon_2(\varphi_1)$ .

# 5.2.4. Influența diverșilor parametri

În figurile următoare au fost reprezentate variațiile valorilor cinematice obținute în cazul mecanismului – bielă manivelă în funcție de diverse mărimi de intrare ale mecanismului de

comprimare variabilă. S-a considerat și acum că viteza unghiulară a elementului OA este una constantă cu valoarea  $\omega_1 = 100\pi \text{ rad/s}$ .



 $v_{C_2\min} = v_{C_2\min}(AB).$ 



# 5.3. Dinamica mecanismului bielă - manivelă

#### 5.3.1. Izolarea corpurilor

Prin izolarea celor trei corpuri (manivela, biela și pistonul) se obțin diagramele din Fig. 5.3.1... Fig. 5.3.3.











Fig. 5.3.3. Izolarea corpului 3 (pistonul).

Aplicarea teoremelor fundamentale ale mecanicii ne conduce la următoarele ecuații: – pentru corpul 1 (manivela):

$$m\ddot{x}_{C_1} = -R_{Ax} + R_{Ox}, \qquad (5.3.1)$$

$$m\ddot{y}_{C_1} = -R_{Ay} + R_{Oy} - m_1 g , \qquad (5.3.2)$$

$$J_{o}\varepsilon_{1} = -(x_{A} - x_{O})R_{Ay} + (y_{A} - y_{O})R_{Ax} - (x_{C_{1}} - x_{O})m_{1}g + M_{e1}; \qquad (5.3.3)$$

– pentru corpul 2 (biela):

$$m\ddot{x}_{C_2} = -R_{Bx} + R_{Ax}, \qquad (5.3.4)$$

$$m\ddot{y}_{C_2} = -R_{By} + R_{Ay} - m_2 g , \qquad (5.3.5)$$

$$J_{2}\varepsilon_{2} = (x_{A} - x_{C_{2}})R_{Ay} - (y_{A} - y_{C_{2}})R_{Ax} - (x_{B} - x_{C_{2}})R_{By} + (y_{B} - y_{C_{2}})R_{Bx}; \qquad (5.3.6)$$

- pentru corpul 3 (pistonul):

$$m_3 \ddot{x}_B = 0 = N + R_{Bx}, \tag{5.3.7}$$

$$m_3 \ddot{y}_B = R_{By} - F_p - m_3 g . (5.3.8)$$

Ecuațiile (5.3.1) – (5.3.8) formează un sistem de 8 ecuații liniare cu 8 necunoscute: reacțiunea normală N, componentele  $R_{Bx}$  și  $R_{By}$  ale reacțiunii din punctul B, componentele  $R_{Ax}$  și  $R_{Ay}$  ale reacțiunii din punctul A, componentele  $R_{Ox}$  și  $R_{Oy}$  ale reacțiunii din punctul O și momentul de echilibrare  $M_{e1}$ .

#### 5.3.2. Cazul mecanismului standard

În figurile de mai jos sunt prezentate diagramele de variație pentru reacțiunile din mecanismul bielă – manivelă echivalent.

Pentru masele elementelor OA și AB au fost folosite expresiile:

$$m_{OA} = m_{OA_{st}} \frac{OA}{OA_{st}}, \ m_{AB} = m_{BD_{st}} \frac{AB}{BD_{st}},$$
 (5.3.9)

unde  $m_{OA_{st}}$  este masa elementului OA în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă,  $OA_{st}$  este lungimea elementului OA în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă,  $m_{BD_{st}}$  este masa elementului BD în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă, iar  $BD_{st}$  este lungimea elementului BD în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă, iar  $BD_{st}$  este lungimea elementului BD în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă.



**Fig. 5.3.8.** Variația  $M_{e1} = M_{e1}(\varphi_1)$ , fără forță gaze.



**Fig. 5.3.9.** Variațiile  $R_{Ox} = R_{Ox}(\varphi_1)$  și  $R_{Oy} = R_{Oy}(\varphi_1)$ , cu forță gaze.

#### 5.3.3. Influența diverșilor parametri

În figurile următoare au fost reprezentate variațiile forțelor de reacțiune și ale momentului de echilibrare pentru mecanismul bielă – manivelă echivalent în funcție de variațiile parametrilor de intrare ai mecanismului de comprimare variabilă.

Graficele au fost trasate pentru o viteză unghiulară constantă a manivelei OA dată de  $\omega_{\rm I}$  =100 $\pi\,rad/s$  .



**Fig. 5.3.15.** Variațiile  $N_{\text{max}} = N_{\text{max}}(AB)$  și  $N_{\text{min}} = N_{\text{min}}(AB)$ , fără forță gaze.



**Fig. 5.3.16.** Variațiile  $M_{e1\max} = M_{e1\max}(AB)$  și  $M_{e1\min} = M_{e1\min}(AB)$ , fără forță gaze.



# 5.4. Studiul comparativ al variației oblicității bielei

În cadrul acestui paragraf ne propunem să studiem variația oblicității bielei în funcție de parametrii de intrare ai mecanismului de comprimare variabilă.

Diagramele de variație ale oblicității maxime  $\gamma_{max}$  și minim  $\gamma_{min}$  pentru mecanismul de comprimare variabilă au fost trasate în paragraful 4.4, iar pentru mecanismul bielă – manivelă echivalent sunt date în figurile următoare.



**Fig. 5.4.1.** Variațiile  $\gamma_{\text{max}} = \gamma_{\text{max}}(AB)$  și  $\gamma_{\text{min}} = \gamma_{\text{min}}(AB)$ .



**Fig. 5.4.2.** Variațiile  $\gamma_{\text{max}} = \gamma_{\text{max}} (AC)$  și  $\gamma_{\text{min}} = \gamma_{\text{min}} (AC)$ .

# CAP. 6. REALIZAREA MODELULUI FIZIC

# **6.1. Ipoteze fundamentale**

Pentru realizarea fizică a mecanismului de comprimare variabilă am plecat de la următoarele premise:

i) realizarea unui motor termic care să aibă încorporat un astfel de mecanism de comprimare varibilă este practic imposibilă deoarece nu există disponibile date referitoare la fenomenele de ardere care au loc în cadrul unui astfel de motor. O consecință directă a acestui lucru este faptul că elementele motorului nu pot fi dimensionate corespunzător și deci forțele și momentele care apar în funcționare nu pot fi comparate direct cu valorile obținute pe baza simulării numerice;

ii) simplificările folosite în literatura de specialitate referitoare la calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule (spre exemplu, divizarea masei bielei în două componente, una aflată în mișcare de translație și cealaltă în mișcare de rotație) nu pot fi folosite în cadrul acestui studio deoarece nu există nicio bază teoretică sau experimentală care să justifice aceste simplificări;

iii) în cadrul studiului teoretic elementele componente ale mecanismului de comprimare variabilă au fost schematizate simplu sub formă de bare și plăci omogene, deși forma reală a acestora (spre exemplu a bielei) este mult mai complicată. Acest lucru face ca poziția reală a centrelor de greutate să fie diferită (dar nu foarte mult) de cea considerată în cadrul acestei teze de doctorat;

iv) mecanismul fizic trebuie să realizeze un raport de comprimare variabil pe un anumit domeniu de variație cu valori comparabile cu cele realizate de motoarele autovehiculelor moderne existente pe piață;

v) studiul făcut în capitolele precedente a arătat că un astfel de mecanism de comprimare variabilă prezintă și anumite singularități pentru anumite valori ale parametrilor de intrare. Mecanismul fizic va trebui să evite astfel de singularități;

vi) mecanismul fizic trebuie să poată fi capabil să varieze cât mai mulți parametri de intrare astfel încât să evidențieze cât mai bine comportamentul real al mecanismului de comprimare variabilă;

vii) mecanismul fizic trebuie să asigure o vizualizare foarte bună a comportamentului său și să asigure un acces ușor la măsurarea elementelor de interes;

viii) mecanismul fizic trebuie să asigure o anumită precizie a datelor experimentale, astfel încât abaterile față de modelul teoretic să fie unele minime;

ix) antrenarea modelului fizic la valori ale vitezei unghiulare a elementului conducător (manivela OA) comparabile cu cele din cadrul studiului teoretic este foarte greu de realizat practic. Din acest motiv antrenarea se face la viteze unghiulare mult reduse. În plus, antrenarea trebuie să poată fi făcută ușor;

x) evidențierea pozițiilor extreme ale pistonului în cadrul mecanismului de comprimare nu poate fi realizată la viteze de antrenare mari, iar poziționarea mecanismului într-o astfel de poziție extremă se poate face doar printr-un reglaj fin al manivelei de antrenare.

# 6.2. Construcția mecanismului de comprimare variabilă

Macheta mecanismului de comprimare variabilă este prezentată în figura de mai jos.



Fig. 6.2.1. Macheta mecanismului.

Pentru a se putea vizualiza pozițiile extreme ale pistonului, atât cămașa, cât și pistonul mecanismului de comprimare variabilă au fost secționate, astfel încât să se poată avea acces și să se poată determina ușor cota ce definește poziția verticală a pistonului (cota  $Y_D$ ).

Scopul urmărit este de a se determina cota reală la care se găsește pistonul și de a se compara această cotă cu cea obținută pe cale teoretică.

# 6.3. Validarea modelului

S-a construit un tabel în care au fost trecute datele obținute prin simulare numerică și datele obținute prin măsurare directă pe modelul fizic. S-au folosit următoarele notații:  $Y_{Dmin}$ 

și  $Y_{Dmax}$  sunt valorile minimă și maximă obținute pentru cota  $Y_D$  pe baza simulării numerice;  $\varphi_{1min}$  și  $\varphi_{1max}$  sunt valorile unghiului  $\varphi_1$  pentru care au fost obținute  $Y_{Dmin}$  și  $Y_{Dmax}$ ;  $Y_{Dmin}^*$  și  $Y_{Dmax}^*$  sunt valorile minimă și maximă obținute prin măsurare pe modelul fizic;  $\varepsilon_{Y_{Dmin}}$  și  $\varepsilon_{Y_{Dmax}}$  sunt erorile relative, măsurate în procente și definite prin relațiile

$$\varepsilon_{Y_{D\min}} = \frac{Y_{D\min} - Y_{D\min}^*}{Y_{D\min}} \times 100, \ \varepsilon_{Y_{D\max}} = \frac{Y_{D\max} - Y_{D\max}^*}{Y_{D\max}} \times 100.$$
(6.3.1)

# CAP. 7. CONCLUZII. CONTRIBUȚII PROPRII. DIRECȚII VIITOARE DE STUDIU

#### 7.1. Concluzii

Prezenta teză de doctorat conduce la următoarele concluzii:

– analiza cinematică a mecanismului de comprimare variabilă este una mult mai complicată decât a unui mecanism clasic bielă – manivelă. Formulele care dau pozițiile, vitezele și accelerațiile punctelor caracteristice ale mecanismului de comprimare variabilă, precum și vitezele unghiulare și accelerațiile unghiulare ale elementelor componente ale acestui mecanism sunt mult mai complicate decât în cazul mecanismului clasic;

– analiza cinematică a evidențiat existența unor puncte unghiulare și a unor salturi în diagramele de variație a mărimilor cinematice în funcție de parametrii geometrici de intrare. Se impune deci ca realizarea raportului de comprimare variabil să fie efectuată prin varierea anumitor parametri geometrici de intrare pentru care diagramele de variație ale parametrilor cinematici să nu prezinte astfel de singularități pe intervalele de variație. Existența salturilor și a punctelor unghiulare a condus pe mulți cercetători să considere în lucrările lor că un astfel de mecanism nu este unul viabil a fi folosit pentru realizarea unui raport de comprimare variabil. Se poate observa însă că nu este necesară varierea unuia sau mai multor parametri geometrici de intrare pe întreg domeniul posibil de valori, ci selectarea ca posibile a acelor subdomenii caracterizate prin diagrame netede;

– realizarea analizei cinematice printr-o abordare de tip multicorp conduce la un sistem de ecuații neliniare foarte complicat. Se cunoaște că orice metodă de rezolvare a sistemelor de ecuații neliniare prezintă inconvenientul existenței unui domeniu destul de limitat pe care metoda numerică este convergentă spre soluția dorită. În această situație, este necesară cunoașterea unei valori aproximative a soluției, iar pasul de iterație este unul foarte mic cu consecințe directe asupra timpului de calcul;

- analiza cinematică nu poate fi realizată folosind programe clasice de calcul deoarece mecanismul, chiar și în cazul valorilor standard considerate în prezenta lucrare, prezintă un anumit tip de singularitate în determinarea pozițiilor;

– analiza dinamică a mecanismului de comprimare variabilă se realizează prin calcul numeric și pentru obținerea valorilor exacte ale forțelor de reacțiune din lagăre și a momentului de echilibrare sunt necesare cel puțin următoarele lucruri:

i) cunoașterea exactă a legii de variație a presiunii gazelor din cilindru, atât pentru situația în care raportul de comprimare este unul constant, cât și în cazul în care acest raport devine variabil prin modificarea poziției capătului levierului de reglare;

ii) cunoașterea dimensiunilor elementelor mecanismului. Această cerință este dependentă de prima deoarece forțele din mecanism determină tensiunile din elementele componente. În cazul mecanismului real, formele elementelor sunt ceva mai complicate decât cele considerate simplificat în cadrul acestui studiu. Dimensiunile elementelor, pozițiile relative ale acestora, caracteristicile lor mecanice (mase și momente de inerție) determină forțele inerțiale necesare analizei dinamice a mecanismului. Aceste forțe sunt însă dependente și de viteza unghiulară a elementului conducător,

iii) cunoașterea legii de variație a poziției capătului levierului de reglare. Această lege de variație conduce la variații diferite pentru vibrațiile tranzitorii care apar în mecanismul de comprimare variabilă la trecerea de la o poziție extremă la alta. În cadrul tezei a fost folosită o lege de variație liniară pe porțiuni care are avantajul de a fi simplă și ușor de implementat, dar conduce la salturi pentru vitezele și accelerațiile elementelor mecanismului;

 și în cazul analizei dinamice diagramele de variație ale forțelor de reacțiune și momentului de echilibrare prezintă puncte unghiulare și salturi, fapt ce conduce la eliminarea anumitor mulțimi de valori posibile ale parametrilor geometrici de intrare;

– sinteza mecanismului se poate realiza considerându-se numai un număr mic de elemente ca fiind variabile. Teza de doctorat a evidențiat 9 parametri geometrici posibili de intrare, toți acești parametri putând avea valori fie în domeniul numerelor reale pozitive, fie pe toată axa reală. Rezultă de aici că spațiul valorilor posibile este un domeniu infinit inclus în mulțimea  $\mathbf{R}^9$ . O reprezentare grafică în plan sau în spațiul  $\mathbf{R}^3$  a acestui spațiu de valori posibile este imposibilă și ar fi și complet neproductivă. S-au evidențiat următoarele aspecte:

i) prin păstrarea constantă a opt din cei nouă parametri de intrare, în general, mărimea rămasă variabilă se poate găsi în domenii posibile de valori de lungimi finite, dar există și situația bielei pentru care domeniul de valori este unul infinit,

ii) considerarea ca variabili a doi parametri geometrici de intrare conduce la domenii plane mărginite, de forme poligonale, pentru valorile posibile ale acestora,

iii) prin considerarea variației a trei parametri geometrici de intrare se obțin valori posibile ale acestora situate în domenii spațiale mărginite de plane, unele dintre aceste plane putând fi și planele de coordinate,

- precizarea intervalului de valori acceptate pentru raportul de comprimare în cazul sintezei mecanismului de comprimare variabilă reduce foarte mult intervalele posibile de variație ale parametrilor geometrici de intrare;

- un efect similar de reducere a intervalelor posibile de variație a parametrilor geometrici de intrare îl au și alte condiții cum ar fi evitarea coliziunii capului pistonului cu chiulasă;

- biela mecanismului de comprimare variabilă are un efect de limitare a intervalelor posibile de variație pentru parametrii geometrici de intrare;

– spațiul ocupat de mecanismul de comprimare variabilă este o condiție foarte importantă de care trebuie să se țină seama în procesul de sinteză a acestuia. Un spațiu prea mare nu este dorit deoarece duce la creșterea dimensiunilor motorului. Din cauza deplasării capătului levierului de reglare, spațiul ocupat de mecanismul de comprimare variabilă este unul variabil și în funcție de poziția capătului levierului de reglare;

– analiza și sinteza mecanismului de comprimare variabilă nu pot fi separate una de cealaltă. Teza de față a arătat că valori posibile ale parametrilor geometrici de intrare, din punctul de vedere al sintezei mecanismului, nu sunt și valori viabile din punctul de vedere al analizei acestuia (conduc la valori inacceptabile ale vitezelor, accelerațiilor, forțelor de reacțiune etc.). În mod similar, valori posibile ale parametrilor geometrici de intrare, din punctul de vedere al analizei mecanismului, nu reprezintă și valori posibile din punctul de vedere al sintezei acestuia (nu realizează o anumită gamă de valori pentru raportul de comprimare, capul pistonului lovește chiulasa etc.);

– modelul fizic a evidențiat posibilitatea intersectării bielei cu cămaşa pistonului pentru anumite valori ale parametrilor geometrici de intrare. Funcționarea mecanismului de comprimare variabilă a fost realizată prin eliminarea unei porțiuni de material din cămaşa pistonului fără a se influența poziționarea corectă a elementelor mecanismului;

– mecanismul bielă – manivelă echivalent a evidențiat forțe de reacțiune și moment de echilibrare cu unu – două ordine de mărime mai mari decât cele din cazul mecanismului de comprimare variabilă. Este cunoscut că aceste forțe de reacțiune dau o măsură a uzurii din sistem, astfel că mecanismul de comprimare variabilă este unul la care uzura din cuplele cinematice este mai mică decât cea corespunzătoare mecanismului clasic bielă – manivelă.

# 7.2. Contribuții proprii

În cadrul acestei teze de doctorat au fost aduse și o serie de contribuții proprii:

 realizarea analizei cinematice a mecanismului de comprimare variabilă. Această analiză a fost efectuată atât prin metode clasice, cât și folosind o abordare de tip multicorp. Analiza cinematică a evidențiat existența unor singularități în variația principalilor parametri cinematici, fapt ce a condus la:

i) eliminarea unor zone de capăt ale unor intervale posibile de variație pentru diferite dimensiuni ale mecanismelor. În aceste zone de capăt vitezele și accelerațiile unor elemente ale mecanismului iau valori foarte mari, cu repercusiuni directe asupra forțelor și momentelor de inerție și deci și asupra forțelor de reacțiune și a momentului de echilibrare,

ii) determinare domeniilor acceptabile de variație pentru fiecare parametru de intrare deoarece variațiile dimensiunilor mecanismului nu pot fi utilizate pe întreg domeniul de valori posibile. Astfel, dacă se dorește modificarea unei anumite dimensiuni, variația acesteia nu poate fi utilizată pentru întreaga gamă de valori posibile (chiar redusă prin eliminarea capetelor intervalului de variație), ci doar pentru valori cuprinse între două singularități successive, sau între un capăt și singularitatea imediat vecină,

iii) conceperea unei abordări noi în privința programelor de calcul. Acest lucru a fost necesar deoarece metoda clasică de determinare a poziției unui punct caracteristic prin

selectarea uneia din cele două valori posibile conduce la răsturnarea elementelor mecanismului pentru anumite valori ale unghiului de rotație al manivelei. Noua abordare a pornit de la selectarea noii poziții a unui punct caracteristic ca fiind acea poziție posibilă cea mai apropiată de poziția precedentă,

- în cadrul analizei cinematice au fost evidențiate formule de calcul exacte pentru determinarea pozițiilor, vitezelor și accelerațiilor punctelor caracteristice, a vitezelor și accelerațiilor unghiulare ale elementelor componente ale mecanismului;

- tot în cadrul analizei cinematice au fost trasate curbele de bielă ale diferitelor puncte caracteristice ale mecanismului de comprimare variabilă;

– analiza cinematică a mecanismului de comprimare variabilă a fost realizată pentru valori diferite ale vitezei unghiulare a elementului conducător, viteze unghiulare care să corespundă unor cazuri reale din funcționarea motorului (mers în gol, deplasare cu viteză normală, accelerare la maxim). În plus, s-au determinat variațiile vitezelor și accelerațiilor reduse;

 – considerarea în cadrul analizei cinematice a două legi liniare de variație a poziției capătului levierului, evidențiindu-se regimurile tranzitorii pentru diverse viteze și accelerații caracteristice;

– trasarea în cadrul analizei cinematice a diagramelor de variație ale valorilor maxime şi minime ale diferitelor mărimi cinematice în funcție de variațiile mărimilor geometrice de intrare şi evidențierea aspectelor care apar în aceste diagrame (lipsa influenței unor parametri de intrare, existența unor anumite tipuri de variații pe întreg domeniul sau pe anumite intervale ale acestuia, puncte unghiulare şi salturi etc.);

– realizarea analizei dinamice pentru mecanismul de comprimare variabilă. Această analiză a fost condusă pe două direcții principale. În primul caz nu au fost luată în considerare forța de presiune a gazelor, iar în a doua situație s-a considerat și această forță de presiune a gazelor, folosindu-se o lege de variație generică, lege care aproximează destul de corect o lege reală. Principalele rezultate obținute s-au referit la:

i) determinarea forțelor de reacțiune din lagăre și a momentului de echilibrare atât în cazul în care nu este luată în considerare forța de presiune a gazelor, cât și în situația în care această forță este considerată;

ii) determinarea forțelor de reacțiune și a momentului de echilibrare din mecanism atunci când capătul levierului de reglare are o mișcare dată de aceleași legi ca și în cazul analizei cinematice;

iii) determinarea variațiilor forțelor de reacțiune și a momentului de echilibrare din mecanism la variația parametrilor geometrici de intrare;

- prin sinteza mecanismului au fost determinate intervalele posibile de variație ale parametrilor geometrici de intrare în situațiile în care se consideră ca variabili unul, doi sau trei dintre aceștia;

 tot în cadrul sintezei mecanismului de comprimare variabilă a fost studiată și posibilitatea coliziunii dintre capul pistonului și chiulasă determinându-se astfel noi condiții care trebuie verificate;

- determinarea spațiului ocupat de mecanism atât în cazul mecanismului standard de comprimare variabilă pentru diferite intervale de variație a poziției capătului levierului de

reglare, cât și în cazul unor mecanisme de comprimare variabilă derivate din mecanismul standard de comprimare variabilă;

 studiul unui mecanism clasic bielă – manivelă echivalent mecanismului de comprimare variabilă considerat în lucrare și compararea rezultatelor obținute pentru mecanismul de comprimare variabilă cu rezultatele corespunzătoare pentru un mecanism bielă – manivelă echivalent;

- realizarea modelului fizic al mecanismului de reglare variabilă și compararea rezultatelor teoretice obținute prin simulare numerică cu cele măsurate pe modelul fizic.

# 7.3. Direcții viitoare de studiu

Se desprind cel puțin următoarele direcții viitoare pentru continuarea studiului:

– obținerea pe cale numerică și validarea experimentală a unei legi de variație a presiunii gazelor în interiorul cilindrului;

– determinarea și a altor valori posibile pentru dimensiunile geometrice, astfel încât mecanismul de comprimare variabilă să rămână unul funcțional;

– rezolvarea unor probleme de sinteză optimală. Astfel de probleme ar consta în determinarea unor parametri de intrare astfel încât: mecanismul să ocupe cel mult un spațiu posibil, vitezele și accelerațiile în modul ale unor anumite elemente să fie stric inferioare unor anumite valori maxime admisibile, mecanismul să realizeze anumite valori ale raportului de comprimare etc.;

 determinarea unor legi de variație a poziției capătului levierului de reglare care să introducă variații cât mai mici posibile asupra forțelor și momentelor din cadrul mecanismului de comprimare variabilă;

– testarea și a altor curbe pe care se poate deplasa capătul levierului de reglare (în lucrare s-a folosit deplasarea liniară pe direcție verticală) pentru a se determina (dacă este posibil) o curbă optimă pe care deplasarea să aibă efecte minime asupra forțelor și momentelor din cadrul mecanismului de comprimare variabilă. Tot aici se impune un studiu asupra avantajelor și dezavantajelor folosirii unei astfel de curbe;

– determinarea influenței erorilor dimensionale ale parametrilor geometrici de intrare asupra bunei fucționări a motorului;

– considerarea jocurilor din mecanismul de comprimare variabilă și influența acestora asupra parametrilor cinematici și dinamici. Problema devine acum una foarte complicată deoarece se transformă mecanismul cu un singur grad de libertate într-un mecanism cu mai multe grade de libertate, numărul acestor grade de libertate fiind unul variabil în timpul funcționării motorului;

– efectuarea calculelor de rezistență pentru determinarea formei exacte (înțelegându-se aici și un studiu asupra tehnologicității acestora) a elementelor componente ale mecanismului și verificarea acestor elemente la diverse solicitări. Problema este una de mare complexitate întrucât nici forțele care acționează asupra acestor elemente, nici poziția acestora nu este una constantă în timp. O abordare ar consta în folosirea metodei elementului finit; – efectuarea unui studiu privind uzura din cuplele cinematice, incluzând aici și evidențierea posibilităților de ungere, grosimea stratului de ulei etc.;

- extinderea rezultatelor obținute în cazul motorului mono-cilindric la un motor real, poli-cilindric;

– considerarea și a altor variante ale mecanismului de comprimare variabilă în sensul că alături de variația poziției capătului levierului de relare să se considere ca variabile și alte dimensiuni geometrice.

# BIBLIOGRAFIE

- Agarwal, A., K., Dhar, A., Gupta, J., G., Kim, W., I., Choi, K., Lee, C., S., Park, S., Effect of fuel injection pressure and injection timing of Karanja biodiesel blends on fuel spray, engine performance, emissions and combustion characteristics, Energy Conversion and Management, 91 (2015), 302-314.
- An, H., Yang, W., M., Maghbouli, A., Li, J., Chou, S., K., Chua, K., J., Performance, combustion and emission characteristics of biodiesel derived from waste cooking oils, Applied Energy, Volume 112, 2013, pp. 493-499
- 3. Arakelian, V., Briot, S., Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms, Mechanics Research Communications, 37 (2) (2010), 265-269.
- 4. Arul Mozhi Selvan, V., Anand R., B., Udayakumar, M., Effect of Cerium Oxide Nanoparticles and Carbon Nanotubes asfuel-borne additives in Diesterol blends on the performance, combustionand emission characteristics of a variable compression ratio engine, Fuel 130 (2014) 160–167.

5. Bagci, C., Synthesis of double-crank (drag-link) driven mechanisms with adjustable motion and dwell time ratios, Mechanism and Machine Theory, 12 (6) (1977), 619-638.

- 6. Balasubramanian, S., Bagci, C., Design equations for the complete shaking force balancing of 6R 6-bar and 6-bar slider-crank mechanisms, Mechanism and Machine Theory, 13 (6) (1978), 659-674.
- 7. Bandyopadhyay, R., Upadhyayula, S., Thermodynamic analysis of diesel hydrotreating reactions, Fuel, 214 (2018), 314-321.
- 8. Bassett, M., D. Blakey, S., C. Foss P., W., A simple two-state late intake valve closing mechanism, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 211 (1997), 237-241.
- 9. Bhanu, P., Goyal, R., Deo, M., Chaudhary, N., Chauhan, P., Chauhan A., Modelling and experimental study on performance and emission characteristics of citrullus colocynthis (thumba oil) diesel fuelled operated variable compression ratio diesel engine, Energy 182 (2019), 349-368.
- Briot, S., Arakelian, V., Le Baron, J.-P., Shaking force minimization of high-speed robots via centre of mass acceleration control, Mechanism and Machine Theory, 57 (2012), 1-12.
   Chan, S., H., Thermodynamics in a turbocharged direct injection diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D:
- Chan, S., H., Thermodynamics in a turbocharged direct injection diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 212 (1) (1998), 11-24.
   Chandra, R., Vijay, V., K., Subbarao, P., M., V., Khura, T., K., Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched
- Chandra, K., Vijay, V., K., Subbarao, P., M., V., Khura, L., K., Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNO, memane emicrical biogas and biogas, Applied Energy, 88 (11) (2011), 3969-3977.
   Chaudari, A., J., Kulkarni, V., Sahoo, N., State-of-the-art technology in variable compression ratio mechanism for spark ignition engine, Sādhanā,
- Chaudan, A., J., Kukam, Y., Sano, N., State-or-ue-art technology in variable compression ratio mechanism for spark ignition engine, saduana, 43 (2018), Article number 211.
   Chauhan, B., S., Kumar, N., Cho, H., M., A study on the performance and emission of a diesel engine fueled with Jatropha biodiesel oil and its
- 14. Chaunan, B., S., Kumar, N., Cho, H., M., A study on the performance and emission of a deserengine fueled with faitopha biodeser on and its blends, Energy, 37 (1) (2012), 616-622.
   15. Chen, Y., Sun, Y., Chen, C., Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system,
- 15. Chen, T., Sun, T., Chen, C., Dynamic analysis of a planar suder-crank mechanism with clearance for a night speed and neavy load press system, Mechanism and Machine Theory, 98 (2016), 81-100.
- 16. Chiou, S.-T., Tzou, J.-C., On the shaft locations of two contra-rotating counterweights for balancing spatial mechanisms, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 211 (8) (1997), 567-578.
- 17. Choi, M., Lee, S., Park, S., Numerical and experimental study of gaseous fuel injection for CNG direct injection, Fuel, 140 (2015), 693-700.
- 18. Choudhary, K., D., Nayyar, A., Dasgupta, M., S., Effect of compression ratio on combustion and emission characteristics of C.I. Engine operated with acetylene in conjunction with diesel fuel, Fuel, 214 (2018), 489-496.
- Cinar, C., Uyumaz, A., Solmaz, H., Topgul, T., Effects of valve lift on the combustion and emissions of a HCCI gasoline engine, Energy Conversion and Management, 94 (2015), 159-168.
   Clenci A, Descombes, G., Podevin, P., Hara, V., Some aspects concerning the combination of downsizing with turbocharging, variable
- Cenci A, Descombes, G., Podevin, P., Hara, V., Some aspects concerning the combination of downsizing with turbocharging, variable compression ratio, and variable intake valve lift, <u>Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 221 (2007), 1287-1294.</u>
- 21. Clenci, A., Autoturism echipat cu motor cu raport de comprimare variabil, Raport de cercetare, (2003).
- 22. Clenci, A., Comprimarea variabilă, Editura Universității din Pitești (2019).

1.

- Clenci, A., Descombes, G., Podevin, P., Hara V., Some aspects concerning the geometry of a hinged engine with a variable compression ratio, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220 (2006), 103-110.
   Clenci, A., Investigating the influence of some parameters upon the energetic performance of the internal combustion engine: The role of
- Center, A., investigating the influence of some parameters upon the energetic performance of the influence of th
- 25. Data Bhatadwaz, T., Govinda Rao, F., Dhatha Rao, Y., Andsha, C., hiprovenent of blocker methanol bends performance in a variable compression ratio engine using response surface methodology, Alexandria Engineering Journal 55 (2016), 1201–1209.
   26. Debnath, B., K., Niranjan, S., Saha U., K., Thermodynamic analysis of a variable compression ratio diesel engine runningwith palm oil methyl
- ester, Energy Conversion and Management 65 (2013) 147–154.
   Dengquan, F., Haiqiao, W., Mingzhang, P., Comparative study on combined effects of cooled EGR with intake boosting and variable compression
- ratios on combustion and emissionsimprovement in a SI engine, Applied Thermal Engineering 131 (2018), 192–200.
   Dong, Q., Li, Y., Song, E., Fan, L., Yao, C., Sun, J., Visualization research on injection characteristics of high-pressure gas jets for natural gas

engine, Applied Thermal Engineering, 132 (2018), 165-173.

- 29. Dorey, S., F., Elastic Hysteresis in Crank-Shaft Steels, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 123 (1) (1932), 479-535.
- Dragomir, I., Contribuții la studiul mecanismelor cu came, specifice motoarelor cu ardere internă ce funcționeză după ciclul Miller-Atkinson, teză 30.
- de doctorat, Universitatea din Pitești, conducător științific prof. univ. dr. ing. habil. Nicolae-Doru Stănescu, Pitești (2019). Dragomir, I., Mänescu, B., Stänescu, N.-D., Miller-Atkinson Internal Combustion Engine, University of Pitești, Scientific Bulletin, Automotive
- 31. series, XXII (26) (2016), 58-63. Dragomir, I., Mänescu, B., Stänescu, N.-D., Nonlinear Vibrations of a Mechanism for the Miller-Atkinson Cycle, International Conference on
- Engineering Vibration (ICOEV 2017), Edited by: Manoach, E; Stoykov, S; Wiercigroch, M, Book Series: MATEC Web of Conferences, Volume: 32. 148, Article Number: UNSP 13001 (2018), 10.1051/matecconf/201814813001, International Conference on Engineering Vibration (ICoEV) Location: Sofia, BULGARIA Date: SEP 04-07, 2017, Publisher: E D P SCIENCES, 17 AVE DU HOGGAR PARC D ACTIVITES COUTABOEUF BP 112, F-91944 CEDEX A, FRANCE, WOS: 000432193500061, ISSN: 2261-236X.
- Dragomir, I., Mănescu, B., Stănescu, N.-D., Pandrea, N., Clenci, A., Popa, D., Elements of Cam's Synthesis for a Distribution Mechanism for the Miller-Atkinson Cycle, International Congress of Automotive and Transport Engineering – Mobility Engineering and Environment (CAR2017), Book Series: IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Volume: 252, Article Number: UNSP 012074 (2017), 10.1088/1757-33. 899X/252/1/012074, WOS: 000419817200074,
- Dragomir, I., Mänescu, B., Stänescu, N.-D., Pandrea, N., Synthesis of the Cam and Determination of the Reduced Angular Velocity and 34. Acceleration of the Lever of a Distribution Mechanism for a Miller-Atkinson Cycle, Acta Technica Napocensis Series-Applied Mathematics Mechanics and Engineering, 60 (4) (2017), 639-648, WOS:000428901100029, ISSN: 1221-5872.
- Dragomir, I., Mänescu, B., Stänescu, N.-D., The Analysis of a Distribution Mechanism for the Miller-Atkinson Cycle, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS-2017), Edited by: Herisanu, N; Marinca, V, Book Series: Springer Proceedings in Physics Volume: 198 (2018), 367-374, 10.1007/978-3-319-69823-6\_43, 14th International Conference on Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS) Location: 35. Timișoara, ROMANIA Date: MAY 25-26, 2017, Publisher: SPRINGER-VERLAG BERLIN, HEIDELBERGER PLATZ 3, D-14197 BERLIN, GERMANY, WOS:000437313600043, ISBN:978-3-319-69823-6; 978-3-319-69822-9, ISSN: 0930-8989, eISSN: 1867-4941
- Dunne, J., F., Bennett, C., A crank-kinematics-based engine cylinder pressure reconstruction model, International Journal of Engine Research, 36. (2019) (in press)
- El-Adawy, M., El-kasaby, M., Eldrainy, Y., A., Performance characteristics of a supercharged variable compression ratio diesel engine fueled by 37. biodiesel blends, Alexandria Engineering Journal 57 (2018), 3473-3482.
- Erkaya, S., Doğan, S., Şefkatlıoğlu, E., Analysis of the joint clearance effects on a compliant spatial mechanism, Mechanism and Machine 38. Theory, 104 (2016), 255-273.
- Erkaya, S., Doğan, S., Ulus, Ş., Effects of joint clearance on the dynamics of a partly compliant mechanism: Numerical and experimental studies, 39. Mechanism and Machine Theory, 88 (2015), 125-140.
- Erkaya, S., Experimental investigation of flexible connection and clearance joint effects on the vibration responses of mechanisms, Mechanism 40. and Machine Theory, 121 (2018), 515-529.
- Erkaya, S., Su, Ş., Uzmay, I., Dynamic analysis of a slider-crank mechanism with eccentric connector and planetary gears, Mechanism and 41. Machine Theory, 42 (4) (2007), 393-408.
- Freudenstein, F., Maki, E., R., Development of an Optimum Variabile-Stroke Internal Combustion Engine Mechanism From the Viewpoint of 42. Kinematic Structure, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, 105 (2) (1983), 259-266.
- Govinda Rao, B., Datta Bharadwaz, Y., Virajitha, C., Dharma Rao, V., Effect of injection parameters on the performance and emission characteristics of a variable compression ratio diesel engine with plastic oil blends - An experimental study, Energy & Environment, 29 (4) 43. (2018), 492-510.
- Guo, D., Shi, X., Wang, Y., Sun, G., Effect of shaft manufacturing bending deviation on dynamic response of geared rotor system, Advances in 44. Mechanical Engineering, 8 (10) (2016), 1-13.
- Guo, R., Han, S., Wang, M.-J., Cao, C., Electric motor-based crankshaft stop position control to suppress range extender start vibration in electric 45. vehicle, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 37 (3) (2018), 422-442.
- Guo, R., Wang, M.-J., Cao, C., Gas torque compensation control for range extender start-stop vibration reduction in electric vehicle, Proceedings 46. of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 231 (7) (2017), 567-581. Gupta, S., K., Mittal, M., Effect of Compression Ratio on the Performance and Emission Characteristics, and Cycle-to-Cycle Combustion
- 47. variations of a Spark-Ignition Engine Fueled with Bio-methane Surrogate, Applied Thermal Engineering, 148 (2019), 1440-1453. Han, C., Yuan, C., He, Y., Liu, Y., Effect of fuel injection rate shapes on mixture formation and combustion characteristic in a free-piston diesel
- 48. engine generator, Advances in Mechanical Engineering, 10 (5) (2018), 1-11. Hara, V., Pandrea, N., Popa, D., Stan, M., Boncea, S., Motoare termice adaptative, Editura Universității din Pitești, (1995).
- 49.
- Hawi, M., Elwardany, A., Ookawara, S., Ahmed, M., Effect of compression ratio on performance, combustion and emissions characteristics of 50. compression ignition engine fueled with jojoba methyl ester, Renewable Energy, 141 (2019), 632-645.
- Hildrew, B., The Stress Analysis of Crankshafts, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 192 (1) (1978), 29-37. 51.
- Hirkude, J., B., Padalkar, A., S., Performance and emission analysis of a compression ignition: Engine operated on waste fried oil methyl esters, 52. Applied Energy, 90 (1) (2012), 68-72.
- Hoeltgebaum, T., Simoni, R., Martins, D., Reconfigurability of engines: A kinematic approach to variable compression ratio engines, Mechanism 53. and Machine Theory, 96 (2) (2016), 308-322.
- Hong, D.-K., Ahn, C.-W., Shim, J.-J., Lee, S.-S., Jung, Y.-D., Development and experimental performance validation of torsional viscosity damper for crank shaft system of transporting machine, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, (16) (2015), 1591– 54.
- Hu, T., Liu, S., Zhou, I., Li, W., Effects of compression ratio on performance, combustion, and emission characteristics of an HCCI engine, 55. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 220 (2006), 637-645.
- Huang, H., Liu, Q., Wang, Q., Zhou, C., Mo, C., Wang, X., Experimental investigation of particle emissions under different EGR ratios on a 56. diesel engine fueled by blends of diesel/gasoline/n-butanol, Energy Conversion and Management, 121 (2016), 212-223. Huang, H., Teng, W., Li, Z., Liu, Q., Wang, Q., Pan, M., Improvement of emission characteristics and maximum pressure rise rate of diesel
- 57. radius, I., Held with h-butanol/POE34/diesel blends at high injection pressure, Energy Conversion and Management, 152 (2017), 45-56. Javier López, J., García, A., Monsalve-Serrano, J., Cogo, V., Wittek, K., Potential of a two-stage variable compression ratio downsized spark
- 58. ignition engine for passenger cars under different driving conditions, Energy Conversion and Management, 203 (2020), Article 112251.
- Jia, M., Xie, M., Wang, T., Peng, Z., The effect of injection timing and intake valve close timing on performance and emissions of diesel PCCI 59. engine with a full engine cycle CFD simulation, Applied Energy, 88 (9) (2011), 2967-2975.
- Joshi, M., P., Kulkarni, A., V., Variable compression ratio engine A review of future power plant for automobile, International Journal of 60. Mechanical Engineering Research and Development (IJMERD), 2 (1) (2012), 9-16.
- 61. Kalodziej, J., R., Trout, J., N., An image-based pattern recognition approach to condition monitoring of reciprocating compressor valves, Journal

of Vibration and Control, 24 (19) (2018), 4433-4448.

- 62. Karsten, W., Geiger, F., Andert, J., Martins, M., Cogo, V., Lanzanova, T., Experimental investigation of a variable compression ratio system applied to a gasoline passenger car engine, Energy Conversion and Management, 183 (2019) 753–763.
- 63. Koike, H., Kida, K., Kanemasu, K., Costa Santos, E., Rozwadowska, J., Uryu, M., Saruwatari, K., Honda, T., Influence of Wear and Thermal Deformation on Machined PEEK Plastic Bush and Ti Crank Shaft, Polymers and Polymer Composites, 20 (1-2) (2012), 117-122.
- 64. Kosenok, B., B., Balyakin, V., B., Giltsov, I., N., The Use of Vector Models to Study the Dynamic Characteristics of an Advanced Two-Shaft Internal Combustion Engine, Procedia Engineering, 176 (2017), 37-42.
- 65. Krishnamoorthi, M., Malayalamurthi, R., Availability analysis, performance, combustion and emission behavior of bael oil diesel diethyl ether blends in a variable compression ratio diesel engine, Renewable Energy, 119 (2018), 235-252.
- 66. Krishnamoorthi, M., Malayalamurthi, R., Experimental investigation on performance, emission behavior and exergy analysis of a variable compression ratio engine fueled with diesel aegle marmelos oil diethyl ether blends, Energy 128 (1) (2017), 312-328.
- 67. Krishnamoorthi, M., Malayalamurthi, R., Experimental investigation on performance, emission behavior and exergy analysis of a variable compression ratio engine fueled with diesel aegle marmelos oil diethyl ether blends, Energy, 128 (2017), 312-328.
- 68. Ladommatos, N., Balian, R., Combustion in a direct injection diesel engine with increased clearance volume, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 204 (1990), 187-197.
- 69. Ladommatos, N., Barber, J., R., Brown, I., A., C., Theoretical and experimental investigation of a pressure A relief valve for variable compression – ratio pistons, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 203 (1989), 99-109.
- 70. Li, Y., Khajepour, A., Devaud, C., Realization of variable Otto-Atkinson cycle using variable timing hydraulic actuated valve train for performance and efficiency improvements in unthrottled gasoline engines, Applied Energy, 222 (2018), 199-215.
- The proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 229 (2) (2015), 304-315.
- Liu, D., Zhang, J., Zhang, D., Liu, G., Yu, H., Experimental and numerical analysis of the seat track vibrations caused by engine starts in a power split hybrid electric vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 231 (3) (2017), 395-404.
- 73. Lowen, G., G., Tepper, F., R., Berkof, R., S., Balancing of linkages an update, Mechanism and Machine Theory, 18 (1983), 299-323.
- Lowen, G., G., Tepper, F., R., Berkof, R., S., The Quantitative Influence of Complete Force Balancing on the Forces and Moments of Certain Families of Four-Bar Linkages, Mechanism and Machine Theory, 18(3) (1983), 213-220.
   Lu, Y., Roskilly, A., P., Yu, X., Jiang, L., Chen, L., Technical feasibility study of scroll-type rotary gasoline engine: A compact and efficient
- 75. Lu, Y., Roskilly, A., P., Yu, X., Jiang, L., Chen, L., Technical feasibility study of scroll-type rotary gasoline engine: A compact and efficient small-scale Humphrey cycle engine, Applied Energy 221 (2018), 67-74.
- 76. Mănescu, B., Dragomir, I., Stănescu, N.-D., A Background of Variabile Compresion Ratio Engines, University of Pitești, Scientific Bulletin, Automotive series, XXII (26) (2016), 64-71.
- Mănescu, B., Dragomir, I., Stănescu, N.-D., Influences of the Control on the Nonlinear Vibrations of a Variable Compression Ratio Mechanism, International Conference on Engineering Vibration (ICOEV 2017), Edited by: Manoach, E; Stoykov, S; Wiercigroch, M, Book Series: MATEC
   77. Web of Conferences, Volume: 148, Article Number: UNSP 13002 (2018), 10.1051/matecconf/201814813002, International Conference on Engineering Vibration (ICOEV) Location: Sofia, BULGARIA Date: SEP 04-07, 2017, Publisher: E D P SCIENCES, 17 AVE DU HOGGAR
- Engineering Vibration (ICoEV) Location: Sofia, BULGARIA Date: SEP 04-07, 2017, Publisher: E D P SCIENCES, 17 AVE DU HOGGAR PARC D ACTIVITES COUTABOEUF BP 112, F-91944 CEDEX A, FRANCE, WOS: 000432193500062, ISSN: 2261-236X. Mănescu, B., Dragomir, I., Stănescu, N.-D., Pandrea N., Study of the Influence of Geometric Parameters on the Displacement of piston and
- Compression Ratio for a Variable Compression Ratio Mechanism, Acta Technica Napocensis Series-Applied Mathematics Mechanics and Engineering, 60 (4) (2017), 649-658, WOS:000428901100030, ISSN: 1221-5872.
   Mänasen B. Dragomir, L. Stönscu, N. D. Pandrea, N. Claudi, A. Popa, D. Aspacts in the Synthesis of a Variable Compression Pation.
- Mănescu, B., Dragomir, I., Stănescu, N.-D., Pandrea, N., Clenci, A., Popa, D., Aspects in the Synthesis of a Variable Compression Ratio Mechanism,
   International Congress of Automotive and Transport Engineering Mobility Engineering and Environment (CAR2017). Book Series: IOP
- International Congress of Automotive and Transport Engineering Mobility Engineering and Environment (CAR2017), Book Series: IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Volume: 252, Article Number: UNSP 012075 (2017) 10.1088/1757-899X/252/1/012075, WOS: 000419817200075.
- Mănescu, B., Dragomir, I., Stănescu, N.-D., The Transitory Vibrations for a Variable Compression Ratio Mechanism, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS-2017), Edited by: Herişanu, N; Marinca, V, Book Series: Springer Proceedings in Physics, Volume: 198 (2018), 375-380, 10.1007/978-3-319-69823-6\_44, 14th International Conference on Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS) Location:
- Timişoara, ROMANIA Date: MAY 25-26, Publisher: SPRINGER-VERLAG BERLIN, HEIDELBERGER PLATZ 3, D-14197 BERLIN, GERMANY, WOS:000437313600044, ISBN:978-3-319-69823-6; 978-3-319-69822-9, ISSN: 0930-8989, eISSN: 1867-4941. Mänescu, B., Stănescu, N.-D., Dynamic Analysis of a Mechanism of an Engine with Variable Compression Ratio, IManEE 2019, IOP
- 81. Manescu, B., Stanescu, N.-D., Dynamic Analysis of a Mechanism of an Engine with Variable Compression Ratio, IManEE 2019, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 564 (2019), 012118, doi:10.1088/1757-899X/564/1/012118.
- Mănescu, B., Stănescu, N.-D., Kinematic Analysis of a Variable Compression Ratio Mechanism. In Burnete, N., Varga, B. O. (eds.) AMMA2018: International Congress of Automotive and Transport Engineering, Proceedings of the 4th International Congress of Automotive and Transport Engineering (AMMA 2018) (2019), 576-583, Springer International Publishing AG, Cham, https://doi.org/10.1007/978-3-319-94409-8\_67, Print ISBN: 978-3-319-94408-1, Online ISBN: 978-3-319-94409-8.
- 83. Mănescu, B., Stănescu, N.-D., Popa, D., Pandrea, N., Determination of the Dynamic Reactions for a Variable Compression Ratio Mechanism, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures (AVMS-2019) (2019) (in press).
- 84. Martelli, E., Kreutz, T., Carbo, M., Consonni, S., Jansen, D., Shell coal IGCCS with carbon capture: Conventional gas quench vs. innovative configurations, Applied Energy, 88 (11) (2011), 3978-3989.
- 85. Meyer zur Capellen, W., Thünker, N., Die kinetische energie der ebenen kurbelschleifen und ihre harmonische analyse, Mechanism and Machine Theory, 10 (2–3) (1975), 147-154.
- 86. Mihalcea, S., Stănescu, N.-D., Popa, D., Synthesis and kinematic and dynamic analysis of a variable valve lift mechanism with general contact curve, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K, Journal of Multi-body Systems, 229 (1) (2015), 65–83.
- Miller, I., SAAB Variable Compression Motor, available online at www.me.udel.edu / meeg425 / SaabVarComp.doc, 2001.
- Muralidharan K., Vasudevan D., Performance, emission and combustion characteristics of a variable compression ratio engine using methyl esters of waste cooking oil and diesel blends, Applied Energy 88 (2011), 3959–3968.
- 89. Muralidharan, K., Vasudevan, D., Sheeba, K., N., Performance, emission and combustion characteristics of biodiesel fuelled variable compression ratio engine, Energy 36 (2011), 5385-5393.
- Nagarajaa, S., Sooryaprakashb, K., Sudhakaran, R., Investigate the Effect of Compression Ratio over the Performance and Emission Characteristics of Variable Compression Ratio Engine Fueled with Preheated Palm Oil – Diesel Blends, Procedia Earth and Planetary Science 11 (2015), 393-401.
- 91. Nagaya, K., Kobayashi, H., Koike, K., Valve timing and valve lift control mechanism for engines, Mechatronics, 16 (2) (2006), 121-129.
- 92. Nayyar A., Sharma D., Soni, S., L., Mathur, A., Characterization of n-butanol diesel blends on a small size variable compression ratio diesel engine: Modeling and experimental investigation, Energy Conversion and Management 150 (2017), 242-258.

- Pandrea, N., Popa, D., Stănescu, N.-D., Classical and Modern Approaches in the Theory of Mechanisms, John Wiley & Sons, Chichester, UK, 93. (2017).
- Pandrea, N., Stănescu, N.-D., Dynamics of the Rigid Solid with General Constraints by a Multibody Approach, John Wiley & Sons, Chichester, 94. UK (2016)
- Paykani, A., Kakaee, A., H., Rahnama, P., Reitz, R., D., Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines, 95. International Journal of Engine Research 17(5) (2015), 481-524.
- Pennock, G., R., Israr, A., Kinematic analysis and synthesis of an adjustable six-bar linkage, Mechanism and Machine Theory, 44 (2) (2009), 306-96.
- Pham, H.-T., Wang, D.-A., A constant-force bistable mechanism for force regulation and overload protection, Mechanism and Machine Theory, 97. 46 (7) (2011), 899-909
- Pogulyaev, Y., Nikishin, O., Zheltov, A., The Kinematics of the Swashplate Engine with two Rotating Pairs, Procedia Engineering, 206 (2017), 98. 1722-1727
- Potenza, R., Dunne, J., F., Vulli, S., Richardson, D., King, P., Multicylinder engine pressure reconstruction using NARX neural networks and 99 crank kinematics, International Journal of Engine Research, 8 (6) (2007), 499-518.
- Priestner, C., Allmaier, H., Priebsch, H., H., Forstner, C., Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear 100. in the mixed lubrication regime, Tribology International, 46 (1) (2012), 200-207.
- Ramalingam, S., Chinnaia, P., Rajendran, S., Influence of Compression Ratio on the Performance and Emission Characteristics of Annona Methyl 101. Ester Operated DI Diesel Engine, Advances in Mechanical Engineering, (2014), ID 832470 1.
- Rychter, T., J, Teodorczyk, A., Stone, C., R., Leonard, H., J., Ladommatos, N., Charlton, S., J., A theoretical study of a variable compression ratio 102. turbocharged diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 206 (1992), 227-238.
- Rychter, T., Teodorczyk, A., Variable compression ratio engine VR/LE concept, Journal of Power Technologies, 79 (1995), 1995-2017. 103.
- SAE article http://articles.sae.org/15040/ published in 2016 by John Kendall. 104.
- SAE article http://articles.sae.org/6043/ published in 2009 by John Kendall. 105.
- Sagar, S., M., V., Agarwal, A., K., Knocking behavior and emission characteristics of a port fuel injected hydrogen enriched compressed natural 106. gas fueled spark ignition engine, Applied Thermal Engineering, 141 (2018), 42-50.
- Satsangi, D., P., Tiwari, N., Experimental investigation on combustion, noise, vibrations, performance and emissions characteristics of diesel/n-107. butanol blends driven genset engine, Fuel, 221 (2018), 44-60. Satyanarayana K., Hanumantha Rao, T., V., Niranjan Kumar, I, Mohan Rao, P., V., J, Prasad, V., V., S., Response optimization of four stroke
- 108. variable compression ratio diesel engine cylinder head with stress analysis, Materialstoday: Proceedings, 5 (9-3) (2018) 19497-19506.
- Satyanarayana, K., Viswanath, A., K., Hanumanta Rao, T., V., Uma Maheswara Rao, S., V., Investigation of the Stresses Induced in Crank Shaft 109. AISI E4340 Forged Steel, Procedia Engineering, 173 (2017), 1672-1677.
- Shaik, A., Shenbaga Vinayaga Moorthi, N., Rudramoorthy, R., Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles an 110. overview, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 221 (9) (2007), 1159-1168.
- Song, H., Liu, C., Li, Y., Wang, Z., Chen, L., He, X., Wang, J., An exploration of utilizing low-pressure diesel injection for natural gas dual-fuel 111. low-temperature combustion, Energy, 153 (2018), 248-255. Srivastava, D., K., Agarwal, A., K., Combustion characteristics of a variable compression ratio laser-plasmaignited compressed natural gas
- 112 engine, Fuel, 214 (2018), 322-329.
- 113. Stănescu, N.-D., Metode numerice, Editura Didactică și Pedagogică, București, (2007).
- Teodorescu, P., P., Stănescu, N.-D., Pandrea, N., Numerical Analysis with Applications in Mechanics and Engineering, John Wiley & Sons, 114. Hoboken, USA, (2013).
- Timoney, S., G., Compact long-life diesel engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 183 (2) 115. (1968), Paper 5, 52-60.
- Titi, S., I., Taylor, C. J., Combined pole assignment and mean value engine model multivariable decoupling control, Transactions of the Institute 116. of Measurement and Control, 37 (1) (2015), 40-49.
- Trimby, S., Dunne, J., F., Bennett, C., Richardson, D., Unified approach to engine cylinder pressure reconstruction using time-delay neural 117. networks with crank kinematics or block vibration measurements, International Journal of Engine Research, 18 (3) (2017), 256-272. Turhan, O., Koser, K., Parametric stability of continuous shafts, connected to mechanisms with position-dependent inertia, Journal of Sound and
- 118. Vibration, 277 (1-2) (2004), 223-238. van der Wijk, V., Herder, J. L., Synthesis method for linkages with center of mass at invariant link point - Pantograph based mechanisms,
- 119. Mechanism and Machine Theory, 48 (2012), 15-28. Varedi, S., M., Daniali, H., M., Dardel, M., Fathi, A., Optimal dynamic design of a planar slider-crank mechanism with a joint clearance,
- 120. Mechanism and Machine Theory, 86 (2015), 191-200.
- Vivegananth, M., Ramesh, A., A novel method to improve the cold starting ability of a low compression ratio diesel engine through recompression of the charge, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 233 (7) (2019), 121. 1735-1749.
- Wermer, L., Hansson, J., Im, S., Dual-pulse laser-induced spark ignition and flame propagation of a methane diffusion jet flame, Proceedings of 122. the Combustion Institute, 36 (3) (2017), 4427-4434.
- Yamin, J., A., Dado, M., H., Performance simulation of a four-stroke engine with variable stroke-length and compression ratio, Applied 123. Energy, 77 (4) (2004), 447-463.
- Yarin, A., L., Bar-Yoseph, P., On knocking prediction in spark ignition engines, Combustion and Flame, 101 (3) (1995), 239-261. 124.
- 125. Zajączkowski, J., Torsional vibration of shafts coupled by mechanisms, Journal of Sound and Vibration, 116 (2) (1987), 221-237
- Zheng, E., Wang, T., Guo, J., Zhu, Y., Kang, M., Dynamic modeling and error analysis of planar flexible multilink mechanism with clearance and 126. spindle-bearing structure, Mechanism and Machine Theory, 131 (2019), 234-260.
- Zheng, E., Zhou, X., Modeling and simulation of flexible slider-crank mechanism with clearance for a closed high speed press system, 127. Mechanism and Machine Theory, 74 (2014), 10-30.
- Zhou, L., Dong, K., Hua, J., Wei, H., Chen, R., Han, Y., Effects of applying EGR with split injection strategy on combustion performance and 128. knock resistance in a spark assisted compression ignition (SACI) engine, Applied Thermal Engineering, 145 (2018), 98-109. Zhou, Y., Sofianopoulos, A., Lawler, B., Mamalis, S., Advanced combustion free-piston engines: A comprehensive review, International Journal
- 129. of Engine Research, (2018), 1-26 (in press).
- 130. http://freerepublic.com/focus/f-news/1818771/posts posted by Red Badger in 2007.
- 131. https://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/global.html
- https://www.europarl.europa.eu/news/ro/headlines/society/20190313STO31218/emisiile-de-co2-de-la-autovehicule-date-si-cifre-infografic 132
- https://www.europarleuropa.eu/news/ro/headlines/society/20180920STO14027/reducerea-emisiilor-de-co2-de-la-masini-noile-objective-explicate and the second second133. 134. https://www.giss.nasa.gov/research/briefs/ma\_01