

ȘCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea: Inginerie mecanică

Ing. Doru GROZA

Echilibrarea dinamică a mecanismelor bielă-manivelă utilizate în sisteme tehnice

Balancing of the slider-crank mechanism used in technical systems

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Ioan Călin ROȘCA

BRAȘOV, 2018

D-lui (D-nei)

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Brașov

Nr. din

PREȘEDINTE:	Prof.dr.ing. Adrian ȘOICA Universitatea Transilvania din Brașov
CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:	Prof.dr.ing. Ioan Călin ROȘCA Universitatea Transilvania din Brașov
REFERENȚI:	Prof.dr.ing. Polidor BRATU Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați Prof.dr.ing. Nicolae BURNETE Universitatea Tehnică din Cluj Napoca Prof.dr.ing. Gheorghe Alexandru RADU Universitatea Transilvania din Brașov

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat:, ora, sala

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vor fi transmise electronic, în timp util, pe adresa doru.groza@unitbv.ro

Totodată, vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de doctorat.

Vă mulțumim.

CUPRINS (lb. română)

	Pg. teza	Pg. rezumat
Introducere	4	7
1. Studiu critic privind echilibrarea mecanismului bielă-manivelă cu ajutorul elemente elastice	8	7
1.1 Considerații teoretice privind echilibrarea mecanismului bielă-manivelă	8	7
1.1.1 Echilibrarea statică	8	7
1.1.1 Echilibrarea dinamică	9	8
1.1.2 Echilibrarea elastică	14	11
1.2 Echilibrarea mecanismului bielă-manivelă din componența motoarelor cu ardere internă	17	13
1.2.1 Dezechilibrul generat de forța de presiune a gazelor și metode de echilibrare a acesteia	18	13
1.2.2 Dezechilibrul generat de forțelor inerțiale și metode de echilibrare a acestora	20	14
1.2.3 Metode neconvenționale de echilibrare	21	14
1.3 Echilibrarea mecanismului biela-manivela din componența compresoarelor volumice cu piston cu mișcare alternativă	22	15
1.4 Concluzii	23	16
2. Obiectivele tezei de doctorat. Structura tezei	25	16
2.1 Obiectivele tezei	25	16
2.2 Structura tezei	25	17
3. Analiza sistemului propus	26	17
3.1 Modelul real	26	18
3.2 Modelul multicorp	30	18
3.3 Simularea modelului multicorp	33	21
3.3.1 Evaluarea abaterii modelului multicorp față de modelul standard	33	21
3.3.2 Simularea comportării modelelor multicorp	38	25
3.4 Identificarea elementelor elastice corespunzătoare	45	31
3.4.1 Definirea condițiilor limită	47	33
3.4.2 Calculul arcurilor	48	35
3.5 Simularea comportării modelului multicorp cu arc	56	42
3.6 Concluzii	59	42
4. Analiza eperimentală a comportamentului dinamic al compresorului de aer în varianta constructivă originală	60	42
4.1 Aparatura și metodica pentru cercetarea experimentală. Pregătirea experimentului	60	42
4.2 Interpretarea rezultatelor	62	45

4.2.1 Analiză în domeniul timp	62	45
4.2.2 Analiză în domeniul frecvență	70	49
4.2.2.1 Analiză Fourier	70	49
4.2.2.2 Analiză Envelope	73	50
4.2.3 Analiză Cepstrum	75	52
4.3 Concluzii	78	54
5. Analiza experimentală a comportamentului dinamic al compresorului de aer în varianta constructivă modificată	80	55
5.1 Proiectarea soluției tehnice cu element elastic	80	55
5.2 Analiză în domeniul timp	84	58
5.3 Analiză Fourier	93	62
5.4 Analiză Cepstrum	101	70
6. Concluzii generale. Contribuții personale. Direcții viitoare de cercetare	105	71
6.1 Considerații generale	105	71
6.2 Concluzii generale	106	72
6.3 Contribuții personale	106	73
6.4 Direcții viitoare de cercetare	107	73
Bibliografie		
Rezumatul tezei		
Curriculum Vitae în limba română		
Curriculum Vitae în limba engleză		

CUPRINS (lb. engleză)

	Pg. teza	Pg. rezumat
Intro	4	7
1. Study regarding balancing of the slider-crank mechanism via elastic elements	8	7
1.1 Basic theoretical knowledge concerning balancing of the slider-crank mechanism	8	7
1.1.2 Static balancing	8	7
1.1.3 Dynamic balancing	9	8
1.1.4 Elastic balancing	14	11
1.2 Balancing of the slider-crank mechanism as component of internal combustion engines	17	13
1.2.1 Inbalance generated by the gas force and means of balancing	18	13
1.2.2 Inbalance generated by the mechanism dynamics and means of balancing	20	14
1.2.3 Unconventional balancing methods	21	14
1.3 Balancing of the slider-crank mechanism as component of reciprocating piston compressors	22	15
1.4 Conclusions	23	16
2. Thesis objectives. Structure of the thesis	25	16
2.1 Thesis objectives	25	16
2.2 Structure of the thesis	25	17
3. Analysis of the application	26	17
3.1 The real model	26	18
3.2 The multibody model	30	18
3.3 Multibody simulation	33	21
3.3.1 Analysis of the deviation between the multibody model and the real model	33	21
3.3.2 Multibody behaviour analysis	38	25
3.4 Design of ideal balancing elastic elements	45	31
3.4.1 Boundary conditions	47	33
3.4.2 Spring design	48	35
3.5 Multibody simulation of spring balanced design	56	42
3.6 Conclusions	59	42
4. Experimental dynamic behavior analysis of the reciprocating piston compressor in original design	60	42
4.1 Research method and testing equipment for experimental research. Experiment design	60	42
4.2 Results	62	45
4.2.1 Time domain analysis	62	45

4.2.2 Frequency domain analysis	70	49
4.2.2.1 Fourier analysis	70	49
4.2.2.2 Envelope analysis	73	50
4.2.3 Cepstrum analysis	75	52
4.3 Conclusions	78	54
5. Experimental dynamic behavior analysis of spring balanced reciprocating piston compressor	80	55
5.1 Design of spring balanced slider-crank mechanism solution	80	55
5.2 Time domain analysis	84	58
5.3 Fourier analysis	93	62
5.4 Cepstrum analysis	101	70
6. General conclusions. Author`s contribution. Future research perspectives	105	71
6.1 Summary	105	71
6.2 General conclusions	106	72
6.3 Author`s contribution	106	73
6.4 Future research perspectives	107	73
Literature		
Abstract		
Curriculum Vitae - Romanian		
Curriculum Vitae - English		

Introducere

i. Motivarea tematicii tezei

Odată cu revoluția industrială, procesul de automatizare și apariția motoarelor termice au permis creșterea puterii de procesare. Viteza de lucru devenea independentă față de operator, iar puterea necesară utilajului era accesibilă instantaneu și independentă de factorii de mediu. Un rol esențial în această dezvoltare l-a avut mecanismul bielă-manivelă, mecanism a cărui popularitate a crescut odată cu revoluția industrială.

Obiectivul general al tezei îl reprezintă studiul unor metode neconvenționale de echilibrare non-incrementală.

ii. Considerații asupra obiectivului tezei

Fundamental, echilibrul descrie starea unui sistem în care nu există schimbare. În mecanică, acest lucru poate fi interpretat ca fiind starea în care rezultanta tuturor forțelor și a momentelor care acționează asupra unui sistem este egală cu zero [B6].

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

iii. Abordarea problemei

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

iv. Obiective

Obiectivul principal al tezei îl reprezintă studiul echilibrării dinamice a mecanismului bielă-manivelă cu ajutorul unor elemente elastice.

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

Toate abordările din această lucrare sunt realizate ținând cont de calitatea echilibrării și a surselor de excitație. În cadrul prezentei lucrări, cazurile prezentate în studiul stadiului actual cât și cele propuse sunt analizate din următoarele puncte de vedere: nivelul excitațiilor, construcția mecanismului bielă-manivelă, scopul echilibrării și nu în ultimul rând fezabilitatea soluției.

În același timp, sunt prezentate metodele convenționale de echilibrare împreună cu avantajele și dezavantajele acestora. Ulterior sunt propuse o serie de variante constructive ce implică echilibrarea prin mijloace elastice. Acestea, la rândul lor, sunt analizate și simulate într-un mediu de simulare multibody. Una dintre variante este implementată într-un model real în vederea validării experimentale.

Rezultatul este o echilibrare dinamică care nu afectează randamentul mecanismului, nu crește masa totală și nu necesită schimbări majore ale construcției originale.

1. Studiu critic privind echilibrarea mecanismului bielă-manivelă cu ajutorul unor elemente elastice

1.1. Considerații teoretice privind echilibrarea mecanismului bielă-manivelă

Echilibrarea unui sistem mecanic se realizează întotdeauna față de un sistem de referință. Cea mai simplă soluție presupune echilibrarea energiei potențiale gravitaționale [C1]. Energia potențială gravitațională variază odată cu modificarea poziției centrului de greutate al sistemului pe direcție verticală.

1.1.1. Echilibrarea statică

Echilibrarea statică prin mijloace elastice presupune înlocuirea forței de greutate printr-o forță elastică [H1]. În figura 1.3 sunt prezentate două mecanisme bielă-manivelă echilibrate static prin intermediul unei contragreutăți

(figura 1.3,a) și al unui arc (figura 1.3,b), ambele mijloace de echilibrare acționează la polul opus față de manivelă. Avantajul variantei prezentată în figura 1.3,b îl reprezintă lipsa unei greutate suplimentare atașată mecanismului. Ambele modele din figura 1.3 sunt, însă, modele teoretice. Astfel, arcul din figura 1.3,b este un arc considerat a fi fără masă și a cărui direcție este întotdeauna constantă (verticală), forța rămânând constantă indiferent de deformație. Implementarea unei asemenea soluții presupune o provocare din punct de vedere constructiv.

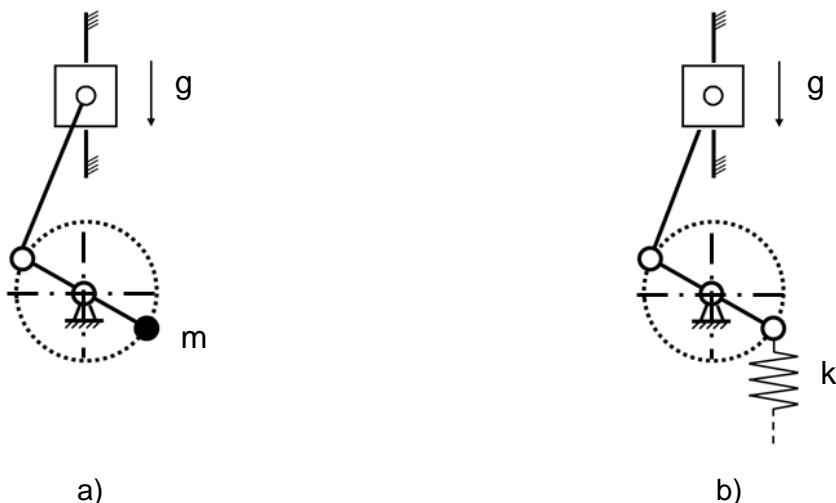


Figura 1.3 Echilibrarea statică: a) cu ajutorul unei contragreutăți; b) cu ajutorul unui arc

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

1.1.2. Echilibrarea dinamică

Echilibrarea dinamică se raportează la mecanismele în mișcare. Dezechilibrul dinamic al mecanismului apare doar în prezența unei viteze și a unor mase ale componentelor [G1]. În acest caz dezechilibrul poate interveni chiar și atunci când energia totală a sistemului este constantă. Mai precis, dezechilibrul reprezintă transferul de energie dintre componente (spre exemplu piston și biela) sau variația de energie față de un sistem de referință (orizontal sau vertical).

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

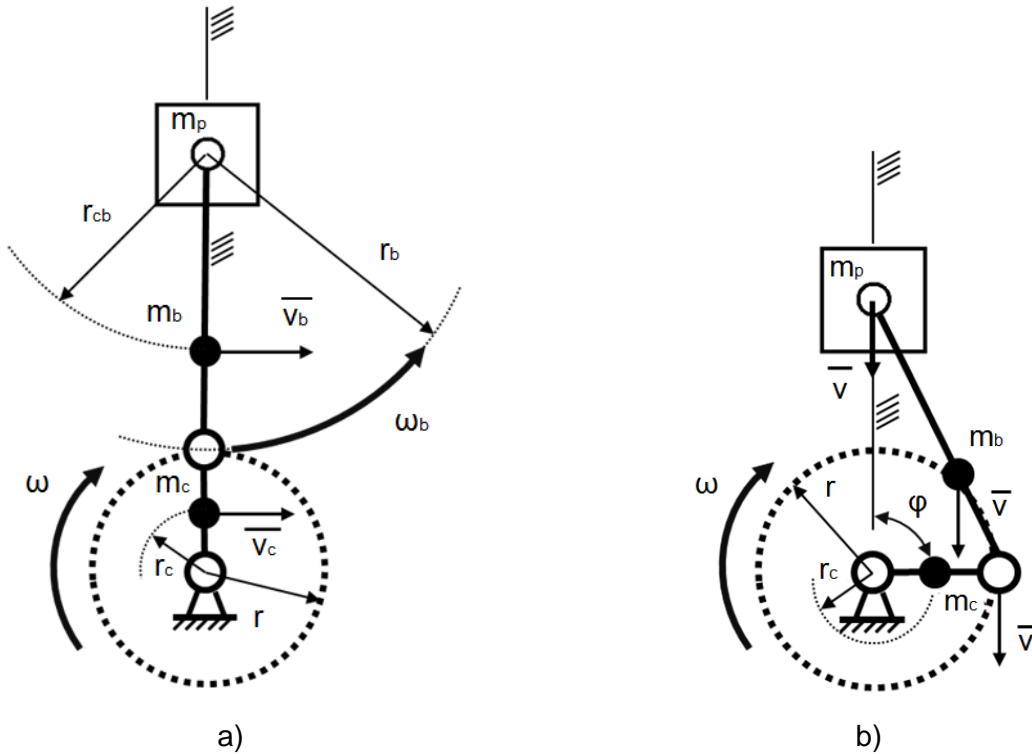


Figura 1.4 Mecanismul bielă-manivelă în ipostaze a căror energie poate fi exprimată prin mișcări exclusiv:
 (a) de rotație sau translație orizontală; (b) de translație verticală.

Într-un sistem ideal, în lipsa unei surse de energie sau în lipsa unor consumatori, energia înmagazinată în sistem va fi egală cu suma energiilor cinetice de rotație, suma energiilor cinetice de translație și suma energiilor potențiale ale fiecărei componente [M1], [M2] și [R2]:

- energia cinetică totală de rotație a bieiei și a manivelei E_{cr} :

$$E_{cr} = \frac{J_c \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_b \cdot \omega_b^2}{2}; \quad (1.1)$$

- energia cinetică totală de translație orizontală a bieiei și a manivelei E_{ch} :

$$E_{ch} = \frac{m_c \cdot v_c^2}{2} + \frac{m_b \cdot \left(v_c \cdot \frac{r}{r_c} \cdot \frac{r_{cb}}{r_b} \right)^2}{2}; \quad (1.2)$$

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

$$E_{cv} = \frac{m_p \cdot v^2}{2} + \frac{m_b \cdot v^2}{2} + \frac{m_b \cdot \left(v \cdot \frac{r_c}{r} \right)^2}{2}, \quad (1.3)$$

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

În cazul unui mecanism care funcționează la o viteză unghiulară constantă ω , vor exista două momente pe parcursul unui ciclu pentru care energia cinetică totală de translație verticală a pistonului E_{cv} va fi nulă. Aceste momente apar în punctul mort superior și în punctul mort inferior, respectiv când manivela se află la unghiurile 0 și π . Alternativ, E_{cr} și E_{ch} vor avea două momente când vor fi nule și anume $\pi/2$ și $3\pi/2$.

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

$$E_p = g \cdot r \left[(m_c + m_b + m_p) \cdot (1 + \cos\varphi) + m_p \sqrt{n^2 - \sin^2\varphi} + m_b \frac{r_b - r_{cb}}{r \cdot r_b} \sqrt{1 - \frac{\sin^2\varphi}{n^2}} \right], \quad (1.9)$$

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

Relația (1.9) se aplică situației când energia potențială este maximă, respectiv ($\varphi=0$), rezultând:

$$E_{cr} = \frac{J_c \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_b \cdot \left(\omega \cdot \frac{r}{r_b} \right)^2}{2}. \quad (1.10)$$

Din condiția ca energia cinetică a mecanismului, calculată cu relația (1.10), să fie mai mare decât energia potențială (relația (1.9)) rezultă:

$$\omega \geq \sqrt{\frac{2g \cdot r \left[2 \cdot (m_c + m_b + m_p) + m_p \cdot n + m_b \frac{r_b - r_{cb}}{r \cdot r_b} \right]}{J_c + J_b \cdot n^{-2}}}. \quad (1.11)$$

Relația (1.11) definește viteza unghiulară ω de la care dezechilibrul generat de energia cinetică este mai mare decât dezechilibrul generat de energia potențială. Odată depășită această condiție, echilibrul dinamic devine prioritar echilibrului static.

Pentru reducerea tuturor excitațiilor la direcții liniare este necesară o interpretare suplimentară, respectiv reducerea bieiei la un sistem echivalent dinamic de mase [R1]. Echivalarea are loc dacă cele două mase, combinate, au:

a) aceeași masă totală cu cea a bieiei m_b :
$$m_b = m_1 + m_2, \quad (1.12)$$

b) același centru de greutate cu al bieiei:
$$m_1 \cdot r_{cb} = m_2 \cdot (r'_b - r_{cb}), \quad (1.13)$$

c) același moment de inerție față de cupla cu pistonul:
$$m_b \cdot r_{cb}^2 = m_2 \cdot r_b'^2, \quad (1.14)$$

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

Cele două mase echivalente sunt amplasate în cele două cuple ale bieiei, respectiv masa de picior în cupla cu pistonul și masa de cap în cupla cu manivela. Schematic, biela poate fi reprezentată printr-un sistem de mase (figura 1.5).

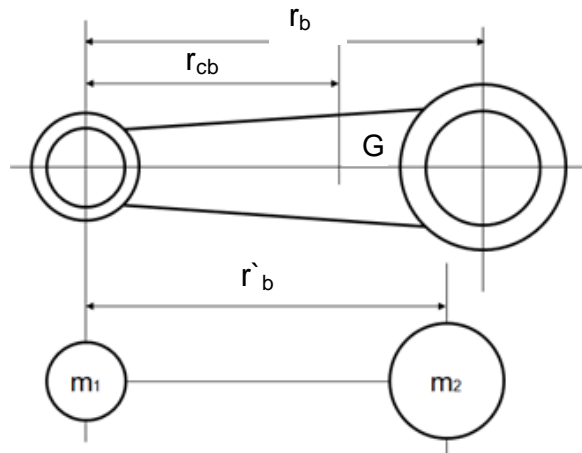


Figura 1.5 Biela și sistem de mase echivalent dinamic

Pentru ca masa de cap să fie amplasată în cupla manivelei este necesar să fie îndeplinită condiția $r_b = r'_b$. Această condiție ar implica, conform relației (1.13), ca distanța dintre cuple să fie egală cu distanța dintre cupla cu pistonul și centrul de greutate. În consecință, masa redusă a capului nu va genera un moment de inerție echivalent. Dacă se dorește menținerea aceluiași moment de inerție, masa de cap va trebui amplasată în afara cuplei manivelei, la o distanță egală cu diferența ($r_b - r'_b$) față de articulația manivelă-bielă.

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

Această extindere atrage, după sine, deplasarea masei m_2 mai departe de cupla dintre bielă și pistonul până în punctul în care masa m_2 se suprapune cuplei manivelă-bielă. Această soluție simplifică natura excitațiilor, dar presupune creșterea masei bielei. Introducând acest artificiu se pot calcula solicitările dinamice aferente fiecărei cuple.

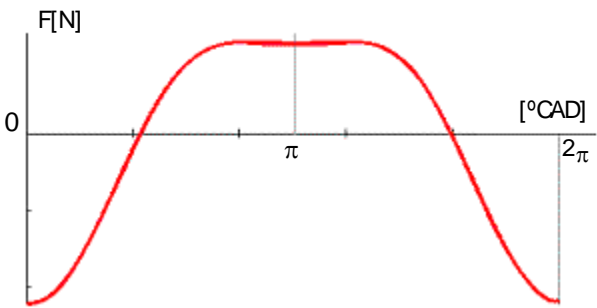
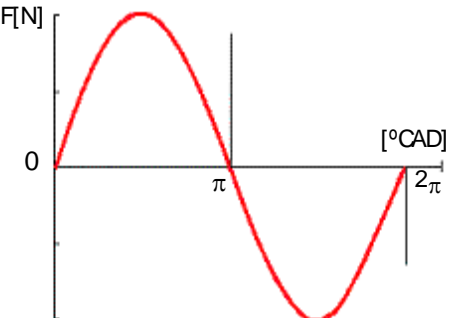
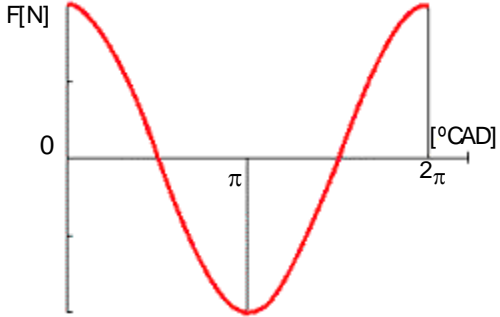
1.1.3. Echilibrarea elastică

Echilibrarea prin mijloace elastice poate fi tratată și ca un mijloc de control al vibrațiilor, respectiv de a uniformiza sau a reduce vibrațiile la forme simple care pot fi, ulterior, echilibrate prin mijloace convenționale [GD4].

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

- a) *Componente elastice* - prin înlocuirea componentelor rigide cu componente elastice (figura 1.6,a);
- b) *Cuple elastice* - prin introducerea unor elemente elastice între componente (figura 1.6,b);
- c) *Racorduri elastice* - prin conectarea cuplelor elastice la cadrul de referință prin mijloace elastice (figura 1.6,c).

Tabelul 1.2 Variația forțelor dinamice corespunzătoare cuplelor

	Piston	Manivelă
\ddot{y}	 $F_p = y_p \cdot m_p$	 $F_p = y_c \cdot \left(\frac{m_c \cdot r_c}{r} + m_2 \right)$
\ddot{x}		 $F_p = x_p \cdot \left(\frac{m_c \cdot r_c}{r} + m_2 \right)$

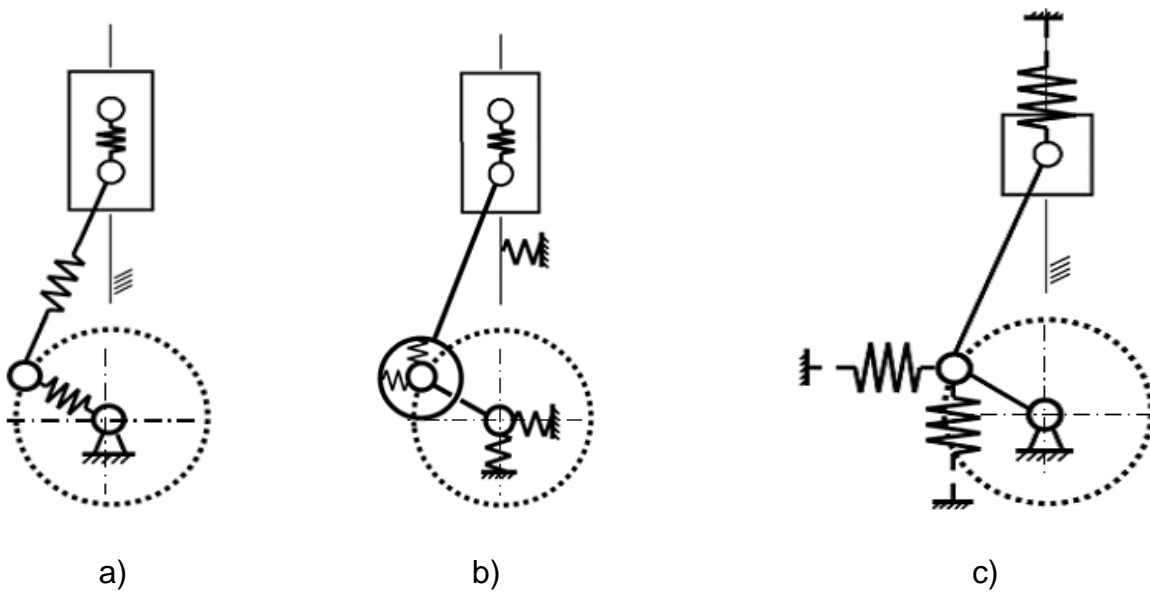


Figura 1.6 Reprezentarea grafică a celor trei posibilități de introducere a unor elemente elastice în mecanismul bielă-manivelă. a) componente elastice, b) cuple elastice, c) conectat elastic față de cadrul de referință

Conform figurii 1.4 și a relațiilor (1.1), (1.2) și (1.3) excitațiile dinamice pot fi interpretate în anumite momente ca fiind exclusiv verticale, orizontale sau de rotație. Pentru a putea fi echilibrate prin elemente elastice este necesară alinierea elementului elastic cu direcția de acționare a forței dinamice. Pentru a realiza această corelație este necesară adoptarea unui model de element elastic și a unei poziții de montare a acestuia. În cazul de față elementul elastic va fi considerat ca fiind un arc elicoidal. Această abordare nu permite utilizarea relației (1.1) ca interpretare a energiei înmagazinate. Acest lucru se datorează faptului că relația (1.1) nu este exprimată în raport cu o accelerație de direcție constantă. Același motiv elimină și posibilitatea echilibrării forțelor generate de mișcarea pendulară a bielei.

1. 2 Echilibrarea mecanismului bielă-manivelă din componența motoarelor cu ardere internă

Motorul cu ardere internă (MAI) este o aplicație care utilizează unul sau mai multe mecanisme bielă-manivelă. Cea mai frecventă metodă de echilibrare este prin controlul poziției și a numărului de mecanisme dintr-un motor. Spre exemplu, un motor boxer își echilibrează sarcinile dinamice paralele cu axa de deplasare a pistonului. Această echilibrare se asigură printr-o defazare cu valoarea π între cele două mecanisme și o amplasare paralelă a axelor pistoanelor. O astfel de echilibrare se adresează doar excitațiilor liniare date de mișcarea pistoanelor. În mod similar, un mecanism bielă-manivelă poate avea o bielă și un maneton suplimentar care să efectueze o mișcare în oglindă față de elementele principale [D2]. Astfel, cele două mecanisme își pot echilibra reciproc excitațiile laterale și excitațiile torsionale generate de mișcarea pendulară a bielei. Soluțiile de poziționare a mecanismelor se pot combina între ele după arhitecturi consacrate ale motoarelor (în linie, în V etc.). Una dintre soluțiile cele mai complexe care anulează majoritatea vibrațiilor fiind arhitectura H [GD1]. Fiecare dintre aceste arhitecturi are avantaje și dezavantaje fiind destinate unor aplicații specifice.

1.2.1 Dezechilibrul generat de forța de presiune a gazelor și metode de echilibrare a acesteia

Spre deosebire de forțele dinamice, forța de presiune a gazelor este corelată cu poziția pistonului, dar nu și cu derivatele de ordin întâi și de ordinul al doilea. Mai mult decât atât, spațiul în care pistonul nu culisează este de asemenea relevant. Cursa pistonului și spațiul disponibil sunt singurele aspecte geometrice relevante în forța de presiune a gazelor.

Celelalte particularități ale forței de presiune a gazelor depind de diferitele etape care guvernează modul de funcționare a sistemului de distribuție a aerului, a sistemului de alimentare cu combustibil și al sursei de aprindere. Acestea sunt: admisia, comprimarea, arderea, destinderea, evacuarea. În funcție de tipul motorului, aceste procese se pot manifesta pe parcursul a două sau patru curse ale pistonului. Din punct de vedere al forței exercitate, procesele de admisie și evacuare pot fi neglijate. Cele trei procese: compresia, arderea și destinderea (în aceasta ordine) sunt cele pe parcursul cărora se manifestă forța de presiune a gazelor. Amplitudinea maximă a forței este atinsă în timpul arderii. În afara unei combustii, forța este dată de o comprimare politropă cu valoare maximă în punctul mort superior.

Mecanismele de echilibrare dependente de deplasarea mecanismului bielă-manivelă vor avea un comportament simetric față de axa verticală din figura 1.8. În consecință, forța de presiune nu poate fi echilibrată prin intermediul unor mase care se mișcă sincron cu mecanismul bielă-manivelă.

Consecințele date de dezechilibrul motorului cu ardere internă pot fi privite din două perspective:

- a) utilizatorul percepe un motor zgomotos care generează vibrații, respectiv inconfortabil;
- b) motorul dezechilibrat va avea o uzură mai pronunțată și o durată de viață scăzută.

Există două domenii largi de aplicare a motoarelor cu ardere internă: ca sursă de putere pentru autovehicule și sursă de putere auxiliară generatoare de curent electric, antrenare de pompe, compresoare etc.

Sursele de putere mobile funcționează la sarcini și turații variabile, în timp ce sursele de putere fixe funcționează preponderent la turații constante și sarcini variabile. Motoarele care funcționează la sarcini și turații constante sunt preponderent motoare în doi timpi.

Comportamentul motoarelor cu ardere internă este variabil atât din punct de vedere al turației cât și al amplitudinii forței de presiune a gazelor. Variațiile menționate împiedică echilibrarea perfectă a mecanismului prin componente cu poziții fixe în raport cu elementele mecanismului. Mecanismul ideal de echilibrare al unui MAI are nevoie să fie flexibil, în acord cu regimul de funcționare.

1.2.2 Dezechilibrul generat de forțele inerțiale și metode de echilibrare a acestora

Sunt universal adoptate două metode de echilibrare în domeniul motoarelor:

- Prima metodă constă în utilizarea contragreutăților. Poziționarea acestora pe arborele cotit este defazată cu π față de manivelă. Contragreutățile sunt alese ca un compromis între echilibrul vertical (axa pistonului) și cel lateral;
- Cea de-a doua metodă presupune utilizarea mai multor mecanisme defazate la anumite unghiuri, în funcție de numărul de timpi ai motorului.

Ambele metode sunt adoptate încă de la primele variante constructive de motoare termice și sunt utilizate în continuare de către constructorii de motoare.

În figura 1.9 este ilustrată frecvența și amplitudinea vibrațiilor date de dinamica pistonului pentru motoare cu mai mulți cilindri.

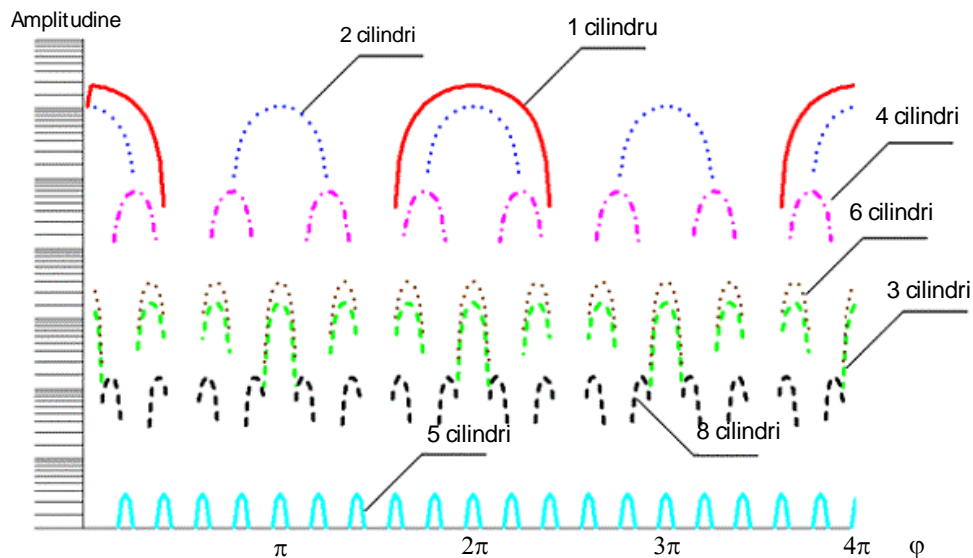


Figura 1.9 Amplitudinea și frecvența vibrațiilor date de mișcarea pistoanelor pentru motoare cu mai multe configurații de cilindri, pe parcursul a 720° .

Se poate constata o tendință generală de scădere a amplitudinii vibrațiilor odată cu creșterea numărului de cilindri. Aceste vibrații nu iau în considerare forța de presiune a gazelor. Conform figurii 1.9, motoarele cu număr mic de cilindri manifestă vibrații mai ample.

1.2.3 Metode neconvenționale de echilibrare

Tendențele actuale de dezvoltare a motoarelor cu ardere internă indică o scădere a dimensiunilor și a numărului de cilindri în paralel cu creșterea puterii. Echilibrarea cu contragreutăți aplicate direct pe arborele cotit este mai puțin relevantă dacă sarcinile dinamice au o pondere mai scăzută. Un exemplu de echilibrare pentru un motor cu ardere internă de dimensiuni mici cu doi cilindri este aplicat motorului Fiat 312® cunoscut în comerț ca „TwinAir”. Acesta utilizează un arbore de echilibrare Lanchester prin intermediul căruia sunt echilibrate armonicile de gradul al doilea. Această echilibrare reduce vibrațiile generate de dinamica pistoanelor la armonici fundamentale. Pe lângă arborele sus-menționat se mai adaugă un arbore suplimentar, identic, care se învârtă cu aceeași viteză, în sens contrar și în aceeași fază cu primul arbore [A1]. În acest fel se echilibrează excitațiile dinamice paralele cu axa de deplasare a pistonului. În urma acestei echilibrări rămâne dezechilibrată doar armonica fundamentală, pe direcția de deplasare a pistonului.

Conceptul de arbore de echilibrare nu este unul nou. Brevetul de invenție pentru arborele Lanchester are mai mult de 100 de ani, în schimb tehnologia recent accesibilă și motoarele cu număr mic de cilindri au condus către o popularizare a acestei soluții [L1]. Este de menționat faptul că acest tip de arbore funcționează pentru sisteme tehnice cu număr par de mecanisme bielă-manivelă. Mai precis dacă există un număr par de

mecanisme bielă-manivelă mișcările bielor se vor putea “împerechea”, iar excitațiile laterale se vor anula câte două și în sens contrar. Astfel vibrațiile liniare în plan orizontal se echilibrează parțial. Bielorle împerecheate se deplasează, totuși, în planuri diferite. Distanța dintre planuri și amplitudinea forțelor inerțiale vor genera vibrații torsionale. Dezechilibrul dinamic se manifestă într-un mod diferit în cazul sistemelor cu număr impar de mecanisme. În această situație principala excitație este asociată unei mișcări de rotație și nu unei translații [K1]. Cel mai frecvent întâlnit caz este cel al motorului cu trei cilindri.

În literatura de specialitate este prezentată multiple soluții teoretice care pot reduce sau chiar anula dezechilibrul dinamic [GD2]. Majoritatea sunt derivate dintr-o funcție matematică care compensează variațiile cuplului ce se manifestă pe arborele cotit sau variațiile unor forțe locale din mecanism. În realitate astfel de abordări nu sunt deloc ergonomice și, din acest motiv, nu ajung să fie realizate. O astfel de soluție poate fi implementată pe arborele cotit [A2]. Un mecanism este propus (Arakelian, Briot, 2010) pentru a genera reacțiuni pe arborele cotit printr-o suprapunere a două came pe care calcă două palpatoare care comprimă câte un arc. Fiecare palpator generează o reacțiune, iar combinate echilibrează atât excitațiile torsionale cât și excitațiile liniare. Cele două came sau cama cu două profiluri conține și o contragreutate cu rolul de a echilibra armonica fundamentală de pe direcția de deplasare a pistonului.

Metodele de echilibrare pot fi dezvoltate în direcția înlocuirii mecanismului bielă-manivelă cu mecanisme alternative sau în afara mecanismului [B1], [W2]. Aceste soluții nu fac obiectul tezei.

1.3 Echilibrarea mecanismului biela-manivela din componența compresoarelor volumice cu piston cu mișcare alternativă

Din punct de vedere structural, compresoarele cu piston au aceeași dinamică a componentelor cu MAI-urile. Spre deosebire de MAI, majoritatea compresoarelor au în componență un singur mecanism optimizat pentru generarea unei presiuni și a unui debit nominal. În cazul compresoarelor de înaltă presiune se utilizează doi cilindri în serie, respectiv două mecanisme bielă-manivelă.

Compresoarele volumice cu piston beneficiază de surse de energie cu comportament stabil, cel mai frecvent acestea fiind antrenate de motoare electrice. Asemenea surse de mișcare implică un comportament previzibil al mecanismului, care este favorabil unei echilibrări eficiente. Mecanismul bielă manivelă poate fi înlocuit cu alternative silențioase în cazurile compresoarelor cu piston de capacitate mică sau celor destinate aparaturii de uz casnic [GD2]. Acest tip de compresoare păstrează pistonul și mișcare alternativă a acestuia, dar nu mai utilizează mecanismul bielă-manivelă. Prin urmare nu fac obiectul acestei lucrări.

Compresoarele volumice cu piston funcționează preponderent la turație constantă și în limita unei sarcini maxime. Sarcina unui compresor este dată de rezistența agentului de lucru la ieșire din camera de compresie. Pentru ca un compresor să poată refuza este nevoie ca acesta să înceapă procesul înainte de a atinge punctul mort superior [H2]. În figura 1.12 este reprezentat generic profilul forței de presiune a gazelor pentru un compresor de aer cu piston.

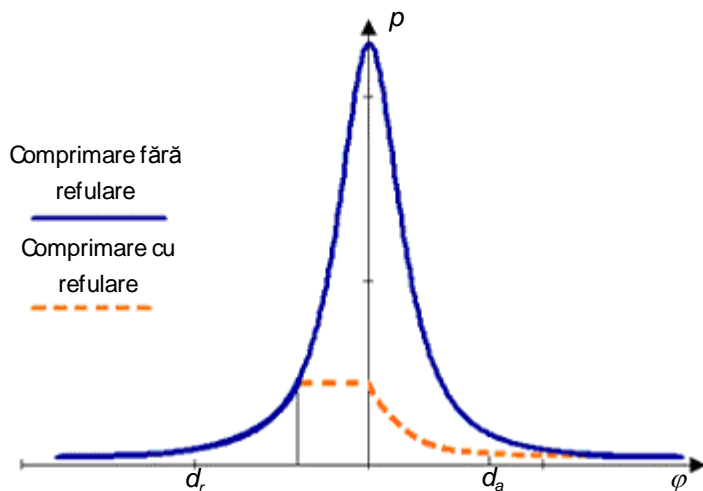


Figura 1.12 Comparație între variația presiunea gazelor cu refulare (linie punctată) și fără refulare (linie continuă)

Asemenea motorului cu ardere internă, profilul forței de presiune a gazelor este asimetric față de abscisă. O diferență majoră față de MAI este aceea că forța rămâne în interiorul curbei politrope (figura 1.12). De asemenea, în interiorul cilindrului nu apare un aport spontan de energie. Din acest motiv curba de presiune este mai ușor de definit și, în consecință, modelul matematic al curbei este mai fidel valorii reale.

Forța dată de presiunea fluidului de lucru este mult mai mică decât în cazul motoarelor cu ardere internă. Din acest motiv ponderea sarcinilor dinamice din totalul sarcinilor este mai mare. În acest cadru și forțele indirecte vor fi afectate în mod vizibil. Un exemplu este reacțiunea laterală a pistonului [GD6]. Dacă această reacțiune este generată preponderent de forțe inerțiale și nu de forța de presiune a gazelor atunci în urma echilibrării ar trebui să se resimtă o scădere a acesteia.

1.4 Concluzii

Echilibrarea mecanismului bielă-manivelă este o problemă care trebuie analizată în permanență pentru a menține mecanismul în pas cu tendințele tehnologice actuale. Aceste tendințe, precum downsizing-ul sau downspeeding-ul ce se aplică tuturor sistemelor tehnice, nu doar MAI-urilor.

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

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

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

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

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

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

Compresorul mecanic cu piston este un astfel de echipament, care satisface cerințele necesare pentru validarea prin experiment.

2. Obiectivele tezei de doctorat. Structura tezei

2.1 Obiectivele tezei

Pe baza stadiului actual al problematicii tezei de doctorat și, ținând cont de studiile proprii întreprinse, s-a definit ca **obiectiv principal** al prezentei teze de doctorat ***elaborarea unei metode de echilibrare dinamică prin intermediul unor elemente elastice și de validare experimentală a acesteia.***

Pentru atingerea obiectivului principal, autorul și-a stabilit o serie de obiective generale, sintetizate astfel:

- a) Analiza mecanismului bielă-manivelă și a dezechilibrului acestuia;
- b) Propunerea unei soluții de echilibrare a mecanismului prin mijloace elastice;
- c) Definirea modelului matematic al mecanismului și simularea acestuia;
- d) Proiectarea unor arcuri fezabile cu varianta constructivă propusă;
- e) Proiectarea modelului și al unui experiment care să confirme eficacitatea și eficiența;
- f) Confirmarea prin experiment a rezultatelor;
- g) Interpretarea rezultatelor.

Atingerea tuturor obiectivelor propuse s-a realizat printr-un studiu teoretic și aplicativ descris în prezenta lucrare.

2.2 Structura tezei

Teza este structurată după cum urmează:

- **Capitolul 1 Studiu critic privind echilibrarea mecanismului bielă-manivelă prin elemente elastic** – prezintă o parte introductivă asupra elementelor fundamentale care sunt necesare studiului echilibrării mecanismului bielă-manivelă. Principalele elemente analizate sunt: echilibrul și diferite interpretări a acestuia; mecanismul bielă-manivelă (componente; cuple; cinematică); energia sistemului; ecuațiile prin care poate fi definită starea de echilibru. Ulterior introducerii acestor elemente sunt prezentate două aplicații ale mecanismului bielă-manivelă: motoarul cu ardere internă și compresorul volumic cu piston. La finalul capitolului este identificată soluția tehnică de echilibrare și aplicația pe care urmează să fie validată.
- **Capitolul 2 Obiectivele tezei de doctorat. Structura tezei** – în care sunt menționate obiectivul principal și obiectivele generale necesare atingerii obiectivului principal. În același timp, este realizată o descriere succintă a structurii tezei.
- **Capitolul 3 Analiza sistemului propus** - conține o analiză asupra sistemului propus, respectiv o analiză a parametrilor fizici ai aplicației tehnice pe care urmează să fie validată soluția, o analiză multicorp în mediu de simulare asupra sarcinilor dinamice generate de mecanism în funcționare și o analiză a elementului elastic care trebuie să echilibreze forțele dinamice generate de piston.
- **Capitolul 4 Aparatura și metodica pentru cercetarea experimentală** - descrie aparatura și metodica necesară pentru cercetarea experimentală. În prima parte a acestui capitol este prezentată aparatura necesară experimentului. În partea a doua sunt analizate datele experimentale obținute în urma măsurătorilor. În ultima parte a capitolului este proiectată soluția tehnică de echilibrare.
- **Capitolul 5 Rezultatele cercetărilor experimentale și interpretarea datelor obținute** - în care sunt prezentate rezultatele obținute în urma experimentului și interpretarea acestora.
- **Capitolul 6 Concluzii generale. Contribuții personale. Direcții viitoare de cercetare** – care conține concluziile tezei de doctorat, contribuțiile personale și direcțiile viitoare de cercetare.

Teza este bazată pe o cercetare bibliografică prezentată în finalul acesteia fiind adăugate o serie de anexe legate de aspecte abordate în teză.

3. Analiza sistemului propus

În acest capitol se urmărește analiza comportamentului dinamic al compresorului în vederea calculului, proiectării și realizării unui sistem de echilibrare cu elemente elastice. Modelul real face ca măsurarea forțelor dinamice locale (în articulații) să fie dificilă. Din acest motiv sarcinile locale vor fi evaluate în urma unei analize multicorp. În consecință, etapa de analiză este structurată după cum urmează:

- a) identificarea unui compresor mecanic comercial cu piston și determinarea parametrilor funcționali ai acestuia;
- b) realizarea unui model multicorp în acord cu parametrii compresorului real;
- c) Simularea modelului multicorp:
 - c1. Evaluarea abaterii modelului multicorp față de modelul standard;
 - c2. Realizarea simulărilor;
- d) Calculul elementelor elastice pentru sarcinile locale identificate în urma simulărilor.

Acești pași de analiză sunt descriși în cele ce urmează.

3.1. Modelul propus

Modelul ales pentru realizarea implementarea echilibrării prin mijloace elastice este un compresor de aer cu piston model "Black & Decker BD 205/24". Parametrii funcționali sunt reprezentativi pentru cea mai mare cotă de piață a compresoarelor de aer cu piston [M3]. Parametrii funcționali ai acestui compresor sunt prezentați în Tabelul 3.1 [B2].

Tabel 3.1 Parametri funcționali ai compresorului "Black & Decker BD 205/24"

Parametru	Valoare	Unitate de măsură
Turație nominală	2850	rpm
Presiune maximă	8	bar
Raport geometric de compresie	25	-
Înălțimea camerei de compresie	1,6	mm
Cursa pistonului	39,4	mm
Alezaj	41,8	mm
Puterea motorului electric	1470	W
Cuplul de antrenare al motorului electric	4,93	Nm

În figura 3.1 sunt prezentate componentele compresorului de aer cu piston care au fost măsurate în vederea simulării.



Figura 3.1 Elementele constructive ale compresorului mecanic cu piston "Black & Decker BD 205/24"

Sursa de putere a compresorului este dată de către un motor electric alimentat de la o sursă de tensiune electrică de 230 V. Compresorul este asamblat alături de motorul electric pe rezervorul de aer comprimat. Ansamblul motor electric-compresor trebuie separat de rezervor și montat pe o serie de senzori pentru a putea fi măsurat. De asemenea, componentele acestuia trebuie măsurate independent. Parametrii necesari pentru analiza sistemului sunt: dimensiunile geometrice ale elementelor funcționale și masele componentelor.

3.2 Modelul multicorp

Mecanismul de echilibrare trebuie dimensionat în funcție de sarcinile dinamice ale compresorului atunci când acesta funcționează în regim nominal. Pentru identificarea acestor sarcini și a elementelor elastice necesare pentru echilibrare a fost necesară realizarea unui model multicorp al compresorului. Comportamentul acestuia a fost analizat în urma unor simulări realizate cu ajutorul programului ADAMS. Realizarea modelului multicorp a

necesitat definirea: unui sistem de referință, cuplelor, elementelor mecanismului, maselor, dimensiunilor și rapoartelor geometrice ale componentelor precum și a elementelor care introduc excitații.

Elementele mecanismului au fost proiectate conform măsurătorilor prezentate în subcapitolul 3.1. Pentru fiecare element a fost creat un model echivalent CAD care ulterior a fost exportat în softul dedicat simulării. Modele CAD au fost create în Creo II Parametric.

Cuplele modelului au fost realizate ținând cont de materialele care vin în contact, de toleranțele ajustajului (joc sau strângere) și de prezența unui agent de lubrifiere [M4], [S2]. Lagărele mecanismului bielă-manivelă se consideră lubrificate. Această premisă apare datorită prezenței unei băi de ulei în camera care cuprinde mecanismul și datorită prezenței agitatorului (figura 3.3) la baza bielei. Rolul acestuia este de a pătrunde în uleiul din baia de ulei și de a stropi componentele mecanismului în timpul funcționării.

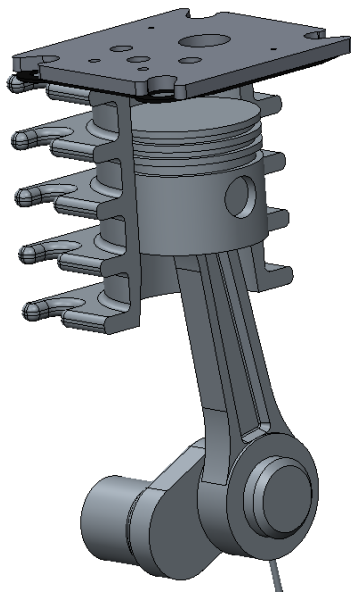


Figura 3.2 Modelul CAD al compresorului



Figura 3.3 Pistonul montat pe bielă, cu agitatorul la baza bielei

Cuple mecanismului au fost definite după cum urmează:

- a) **Fusul palier.** Această cuplă se află în motorul electric. Modelul analizat are manivela conectată rigid la rotorul motorului electric. Cupla de rotație a fusului palier permite rotația în jurul axei z. Pornind de la premisa că rotorul motorului electric este montat prin intermediul a doi rulmenți cu role coeficientul de fricțiune va fi echivalat cu cel al rulmenților [P1].

Tabel 3.7 Cupla de rotație a fusului palier

Parametru	Caracteristică
Tipul de contact	Rostogolire (doi rulmenți cu role)
Coeficient dinamic de fricțiune	0,002
Coeficient static de fricțiune	0,003
Observații	Manivela este parte componentă a rotorului motorului electric. În consecință lagărul rotorului este și lagărul fusului palier.

- b) **Fusul maneton.** Această cuplă se află între manivelă și capul bielei. Contactul din cadrul cuplei constă într-un lagăr de alunecare lubrifiat. Axa de rotație este paralelă cu axa palierului și are o mișcare de rotație în jurul acesteia.

Tabel 3.8 Cupla de rotație a fusului maneton

Parametru	Caracteristică
Tipul de contact	Lagăr de alunecare
Material alezaj	Aluminiu
Material arbore	Oțel cu conținut redus de carbon
Coeficient dinamic de fricțiune	0,15 ÷ 0,2
Coeficient static de fricțiune	0,2 ÷ 0,3

- c) **Lagărul de picior al bielei.** Această cuplă se află între piciorul bielei și bolț. Contactul din cadrul cuplei constă într-un lagăr de alunecare lubrifiat. Axa de rotație este paralelă cu axa palierului și execută o mișcare de translație verticală.

Tabel 3.9 Cupla de rotație dintre pin și bolț

Parametru	Caracteristică
Tipul de contact	Lagăr de alunecare
Material alezaj	Aluminiu
Material arbore	Oțel
Coeficient dinamic de fricțiune	0,15 ÷ 0,2
Coeficient static de fricțiune	0,2 ÷ 0,3

- d) **Lagărul de bolțului.** Această cuplă se află între bolț și piston. Contactul din cadrul cuplei constă într-un lagăr de alunecare lubrifiat. Axa de rotație este paralelă cu axa palierului și execută o mișcare de translație verticală.

Tabel 3.10 Cupla de rotație dintre pin și bolț

Parametru	Caracteristică
Tipul de contact	Lagăr de alunecare
Material alezaj	Aluminiu
Material arbore	Oțel
Coeficient dinamic de fricțiune	0,15 ÷ 0,2
Coeficient static de fricțiune	0,2 ÷ 0,3

- e) **Cupla de rototranslație a segmentilor.** Această cuplă se află între segment și cilindru. Contactul din cadrul cuplei constă într-o suprafață cilindrică. Axa de translație este fixă și este dispusă perpendiculară pe axa palierului.

Tabel 3.11 Cupla de rototranslație dintre segment și cilindru

Parametru	Caracteristică
Tipul de contact	Culisare
Material alezaj	Fontă
Material arbore	Oțel
Coeficient dinamic de fricțiune	0,15
Coeficient static de fricțiune	0,2 ÷ 0,25

Observații	Deplasarea segmentelor se consideră identică cu deplasarea pistonului. Deplasarea relativă dintre segmente și piston este neglijată. Forța de contact dintre segmente și cilindru este de asemenea neglijată.
------------	---

Cilindrul, baia de ulei și statorul motorului electric sunt considerate ca având poziții fixe între ele. Pentru a avea un număr de variabile cât mai redus, elementele fixe au fost constrânse împotriva oricărei deplasări relative. Prin urmare, în cadrul simulării, lagărele rotorului motorului electric și cilindru vor genera reacțiuni identice cu forțele care acționează asupra lor. Masa reactivă cuprinde elementele fixe ale compresorului; conductele, robinetii și rezervorul de aer. În figura 3.4 este prezentat modelul multicorp care reproduce parametrii fizici ai compresorului real.

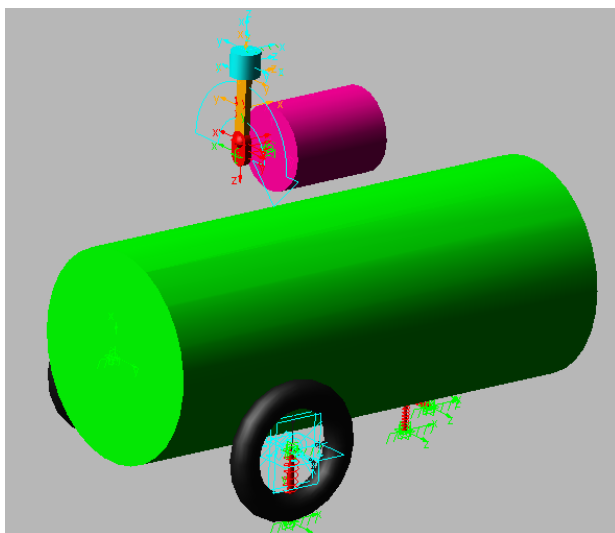


Figura 3.4 Modelul multibody al mecanismului bielă-manivelă cu rotorul motorului electric

Pe baza celor prezentate mai sus, a fost realizată simularea, aspect prezentat în cele ce urmează.

3.3 Simularea modelului multicorp

În acest sub-capitol sunt prezentate principalele cauze care pot provoca abateri ale comportamentului dinamic al modelului multicorp față de modelul standard și care trebuie considerate atunci când este dimensionată soluția de echilibrare dinamică.

3.3.1 Evaluarea abaterii modelului multicorp față de modelul standard

Conform relațiilor din tabelul 1.1 ecuația de mișcare a mecanismului este una dependentă de o viteză unghiulară a arborelui cotit. Totodată în subcapitolul 1.1.2 mecanismul este prezentat ca fiind unul în care energia se conservă. În condiții reale atât viteza arborelui cotit cât și energia înmagazinată în sistem variază în timpul funcționării. Sursele ecaestor variații pot fi împărțite în două categorii:

- Externe.** Acestea pot fi la rândul lor de două tipuri: Surse, atunci când variația este provocată de un aport de energie în sistem (în cazul de față generatorul electric) sau consumatori, atunci când variația este provocată de o pierdere de energie în sistem. Însuși calitatea în care este utilizat mecanismul bielă-manivelă (motor, compresor sau pompă) este dată de interfețele la care sunt conectate manivela și pistonul, respectiv surse sau consumatori.
- Interne.** Aceste variații indică un transfer energetic între componentele mecanismului. Natura mecanismului bielă-manivelă implică inevitabil acest transfer energetic. Cinematica mecanismului cauzează o variație a vitezei de rotație a bielei și variații ale vitezelor de translație atât pentru piston cât și pentru bielă. Aceste variații implică, la rândul lor, variații ale energiilor cinetice corespunzătoare fiecărei piese. În final aceste energii cinetice, în absența unor consumatori sau unor surse, nu pot să cedeze sau să preia energie decât

din energia cinetică a manivelei. Pentru o mai bună înțelegere a acestei abordări este utilă percepția mecanismului bielă manivelă ca fiind un ansamblu disc volant – bielă – piston. Într-un astfel de scenariu volanta este percepută ca un depozit de energie care, periodic, cedează și preia energie către bielă și piston.

Pentru a avea valori apropiate modelului real, simulările modelului multicorp trebuie să țină cont de aceste cauze interne și externe. În exemplul de față acestea sunt:

- a) **Surse** - momentul de antrenare generat de motorul electric;
- b) **Consumatori** - forța de presiune a aerului și frecările interne.
- c) **Surse interne** - transferul de energie cinetică între componentele mekansimului.

Forța de presiune a gazelor calculată cu relația (1.16) fiind dependentă de geometria camerei de compresie, determinarea ei făcându-se pe baza caracteristicilor geometrice prezente în tabelele 3.1, 3.2 și 3.4. Energia consumată de forța de presiune a gazelor este cunoscută în limbajul de specialitate ca lucru mecanic de pompaj. Acest lucru mecanic de pompaj este la rândul său reprezentat de diagrama de presiune a compresorului. Aria acestei diagrame este direct proporțională cu energia consumată. În figura 3.5 este reprezentată evoluția presiunii aerului din cilindrul de compresie pe parcursul unui ciclu de rotație al manivelei. Această diagramă a fost determinată aplicând legea de mișcare a pistonului, presiunea de admisie la o valoare arbitrară de $9 \cdot 10^4 Pa$ și presiunea de refulare, conform datelor producătorului, la $8 \cdot 10^5 Pa$.

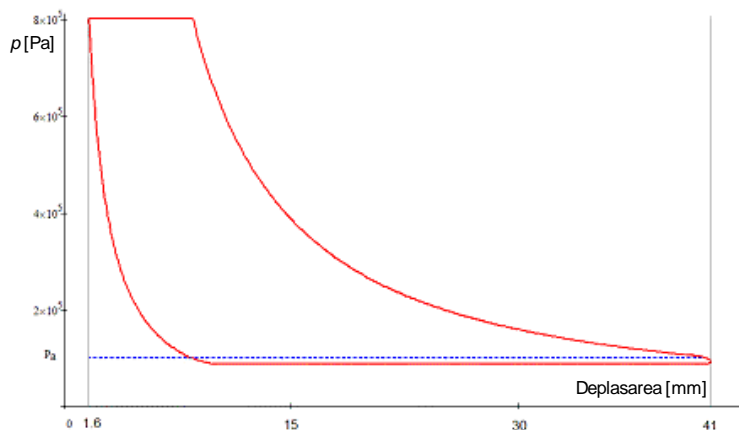


Figura 3.5 Evoluția presiunii din cilindrul de compresie în funcție de deplasarea pistonului

Valorile reprezentate de diagrama din figura 3.5 au fost exportate și salvate pentru a putea fi folosite ulterior ca excitatori externi în simulare multicorp a compresorului.

Cel de-al doilea consumator este lucrul mecanic de frecare. Acesta este determinat de coeficienții de frecare, de forțele care acționează asupra cuplelor și de deplasările dintre suprafețele de contact. Introducerea valorilor acestor mărimi în modelul multicorp este făcută prin aplicare lor directă asupra cuplelor corespunzătoare.

Singura sursă de energie a compresorului este momentul de antrenare a motorului electric. Valoarea medie a acestuia poate fi dedusă din valorile prezentate în tabelul 3.1. Cunoscând puterea nominală și turația compresorului, momentul de antrenare poate fi estimat prin relația:

$$M_n = \frac{P_n}{\omega_n} \tag{3.1}$$

unde M_n este momentul nominal măsurat în $[Nm]$, P_n este puterea nominală măsurată în $[W]$, iar ω_n este turația nominală măsurată în $[rad/s]$.

Informațiile prezentate în acest subcapitol sunt deosebit de importante pentru a putea aproxima comportamentul dinamic real al compresorului.

Transferul intern de energie este greu de calculat deoarece energia cinetică a pistonului și a bielei sunt cedate din energia cinetică a manivelei, iar energia cinetică a bielei este dată de viteza acesteia. Această premisă indică un sistem cu două variabile nedefinite. Pentru rezolvarea acestuia este construit un al doilea model multicorp al mecanismului bielă-manivelă în acord cu informațiile din tabelele 3.1 ÷ 3.6, excepție făcând masele componentelor. Modelul este simulat în condiții de conservare a energiei și nu de viteză unghiulară constantă.

Într-o formă sumară parametrii dinamici sunt o consecință a celei de-a doua legi a lui Newton aplicată întregului mecanism:

$$\sum_i^n F = m_1 \cdot a_1 + m_2 \cdot a_2 + \dots + m_n \cdot a_n \quad (3.2)$$

Există două motive pentru care masele nu sunt introduse în cel de-al doilea model multicorp. Mai precis, momentul de inerție al manivelei nu este singurul cu efect de masă volantă. Simultan cu manivela, se mai rotesc: contragreutatea, rotorul motorului electric, cele două inele interioare ale rulmenților de susținere a manivelei și a rotorului, ventilatorul de răcire al compresorului. Din acest motiv rezerva de energie cinetică de rotație aferentă manivelei nu poate fi aproximată corect. Corespunzător, nici efectul dat de variația de energie cinetică a bielei și a pistonului nu poate fi evaluat corepunzător. Al doilea motiv este flexibilitatea modelului, respectiv acest model multicorp va fi supus mai multor simulări în care raportul dintre masa în mișcare de translație și masa în mișcare de rotație va varia. Modificarea acestui raport induce la rândul său variații în comportamentul dinamic al mecanismului bielă-manivelă [GD10].

Acest raport este definit printr-un coeficient k_m , care are formula:

$$k_m = \frac{m_t}{m_r}, \quad (3.3)$$

unde m_t este masa în translație, iar m_r este o masă teoretică amplasată în maneton care are un moment de inerție echivalent tuturor pieselor în mișcare de rotație.

În figura 3.6 este ilustrată evoluția vitezei unghiulare a manivelei pe parcursul unei rotații complete în funcție de coeficientul k_m . Toate curbele de viteză corespund aceleiași perioade de rotație completă a manivelei, respectiv viteza medie a tuturor curbelor este egală.

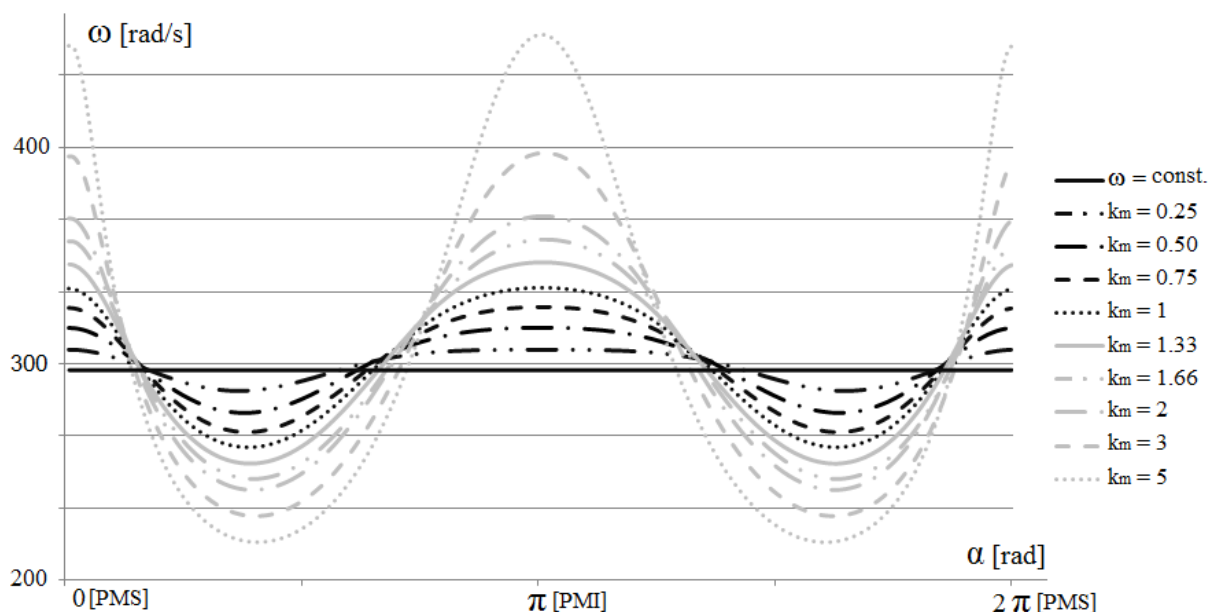


Figura 3.6 Variația vitezei unghiulare a manivelei pe parcursul unei rotații complete a arborelui cotit

Conform figurii 3.6 neuniformitatea vitezei unghiulare a manivelei crește odată cu creșterea coeficientului k_m . Neuniformitatea vitezei are o periodicitate de ordinul al doilea față de frecvența fundamentală cu valori maxime în „PMI” și „PMS”. Această periodicitate nu este simetrică, gradientul vitezei fiind mai pronunțat în proximitatea „PMS”.

Variația vitezei unghiulare a manivelei atrage după sine o cinematică diferită a tuturor componentelor mecanismului bielă-manivelă, respectiv o dinamică diferită. Accelerația pistonului este evaluată pentru o mai bună aprofundare a acestui comportament și pentru a identifica măsura în care forțele inerțiale verticale pot varia față de modelul standard. În figura 3.7 accelerația pistonului este determinată folosind derivata de gradul al doilea al poziției, dar utilizând ca dată de intrare viteza ilustrată în figura 3.6.

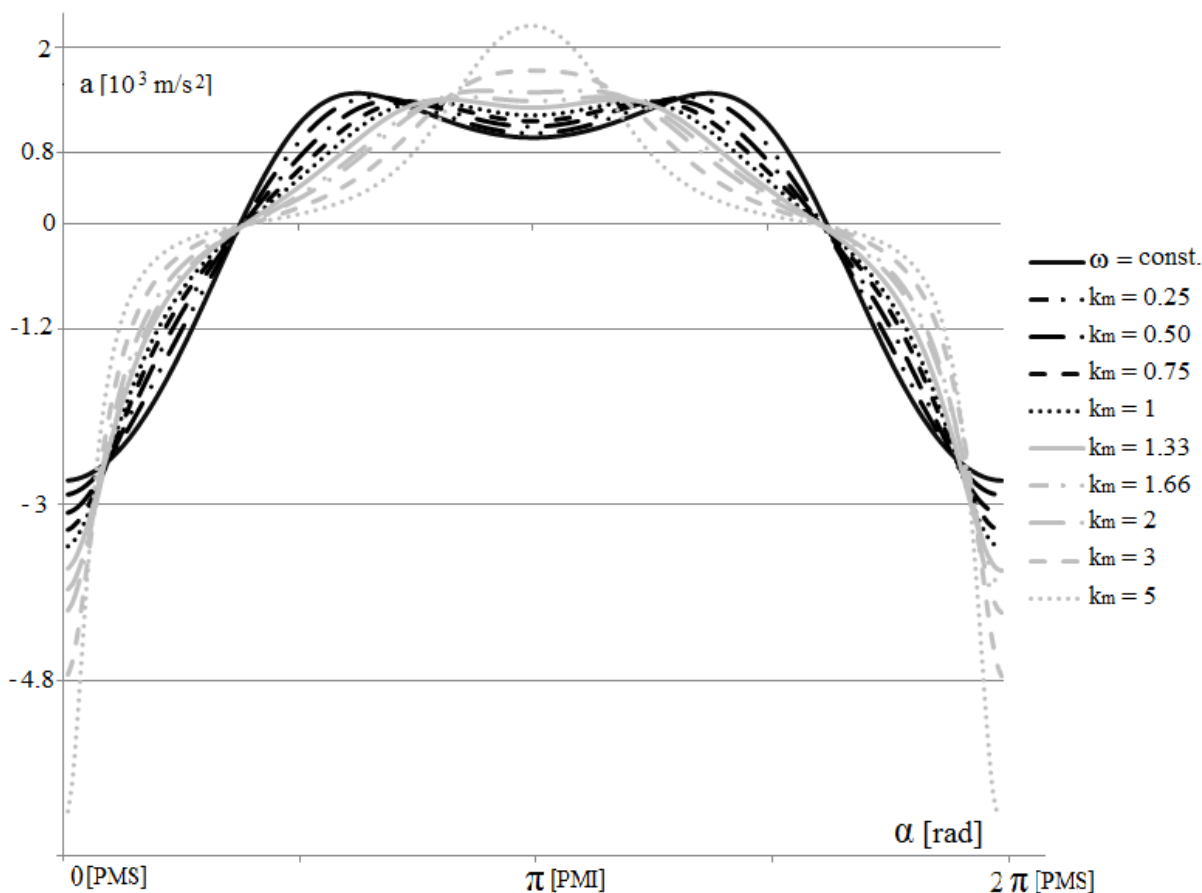


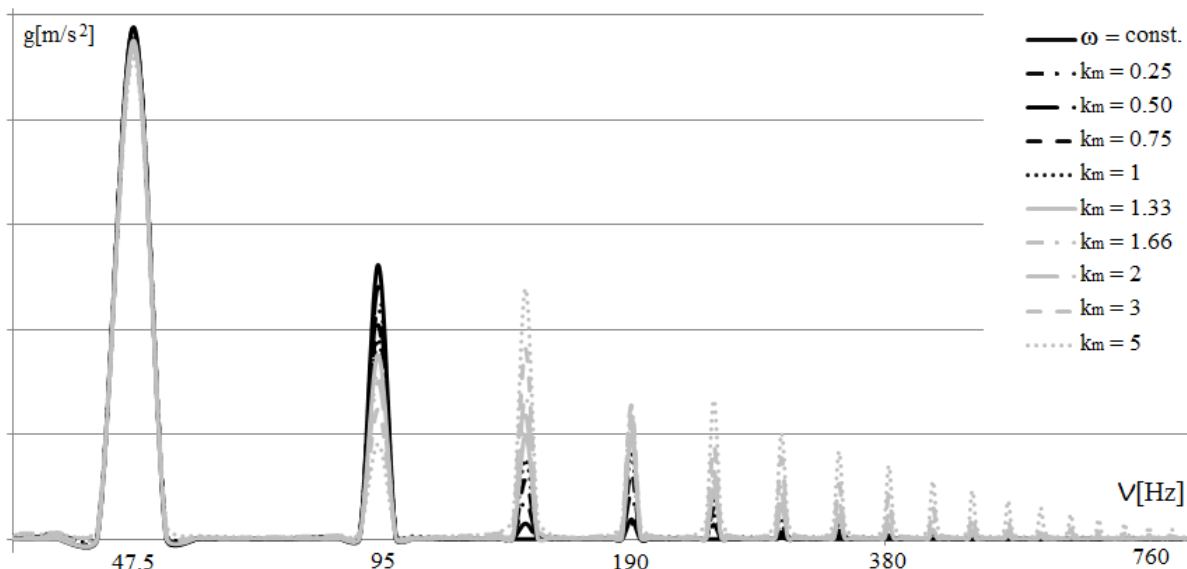
Figura 3.7 Variația accelerației pistonului pe parcursul unei rotații complete a arborelui cotit

În figura 3.7 este pusă în evidență o evoluție a accelerației pistonului în funcție de coeficientul k_m , care se abate față de profilul standard atât prin prisma amplitudinii valorilor, cât și prin alura curbei. Singurele proprietăți ale profilului accelerației care se păstrează sunt valoarea minimă în „PMS” și valoarea zero într-un punct fix simetric poziționat față de „PMI”. Valoarea maximă a accelerației descrește până la $k_m \cong 1$, după care începe să crească. Mai mult în jurul valorii $k_m \cong 2$ cele două puncte egale de valoare maximă se unifică, iar valori ale lui $k_m > 2$ valoarea maximă a accelerației este atinsă într-un singur punct. Valoarea minimă suferă cele mai mari variații, respectiv amplitudinea crește în final cu mai mult de un ordin de mărire față de valoarea standard. O altă remarcă este schimbarea alurii curbei în anumite zone din profil concav în profil convex și vice-versa.

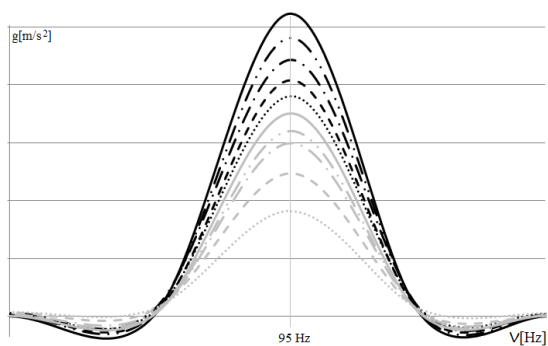
Toate observațiile sus-menționate indică un comportament dinamic substanțial diferit față de modelul convențional. În consecință echilibrarea unei astfel de forțe inerțiale necesită soluții care să genereze atât reacțiuni diferite, cât și evoluții diferite ale forței în raport cu deplasarea pistonului. Din acest motiv este realizată

o analiză suplimentară a cinematicii pistonului, respectiv o analiză Fourier aplicată alurii accelerației pistonului. În figura 3.8 sunt prezentate analizele Fourier pentru curbele din figura 3.7.

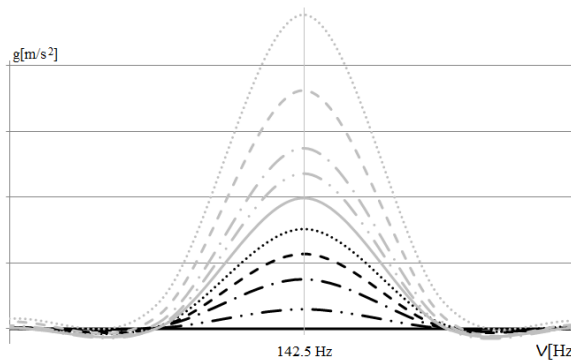
Conform figurii 3.8 se pot identifica două tendințe în descompunerea armonicilor. Diferențele sunt sesizabile în afara armonicii fundamentale de 47,5 Hz. Valoarea stabilă a acesteia indică faptul că toate vitezele duc la aceeași perioadă necesară unei rotații complete. Prima tendință este de scădere și este vizibilă doar în cazul armonicii de gradul al doilea (figura 3.8,b). Odată cu creșterea coeficientului k_m amplitudinea acestei armonici scade. În contradicție cu această tendință restul armonicilor începând cu gradul al treilea au tendința de a crește în amplitudine odată cu creșterea coeficientului k_m .



a)



b)



c)

Figura 3.8 Analiza în frecvență a accelerației pistonului: a) în funcție de coeficientul k_m ; b) detaliu pentru armonica de gradul al doilea; c) detaliu pentru armonica de gradul al treilea.

Toate aceste cauze ce pot duce la deviații ale comportamentului dinamic față de modelul standard sunt considerate în vederea evaluării corecte a forțelor inerțiale ale componentelor mecanismului bielă-manivelă.

3.3.2 Simularea comportării modelelor multicorp

Pentru identificarea unui model de simulare cât mai fidel celui real au fost rulate 3 simulări ale modelului complet multicorp, fiecare simulare raportându-se la cauzele interne și externe ce pot perturba cinematica. În urma fiecărei simulări au fost analizate: cinematica pistonului, forțele dinamice verticale și orizontale ce acționează asupra fusului palier și variația vitezei unghiulare, acolo unde există o variație.

Simulările sunt definite de doi parametri: timp și număr de secvențe. Parametrul timp definește perioada de timp simulată, iar numărul de secvențe definește gradul de discretizare al simulării. Datorită raportării la timp, diagramele ce conțin rezultatele simulărilor nu au abscisa convențională de grade arbore cotit. Aceasta este înlocuită cu perioada echivalentă de timp necesară pentru o mișcare de rotație completă a manivelei. O consecință a modului de simulare este că în unele diagrame discretizarea este vizibilă ca o discontinuitate a curbelor. În detaliu acestea au un profil „în trepte”.

Modelul de simulare I s-a bazat pe relațiile din tabelul 1.1 [G1]. Modelul este cel convențional în care viteza de rotație a arborelui cotit este constantă. Proprietățile elementelor mecanismului au fost precizate în subcapitolul 3.1, iar cupele au fost definite conform tabelor 3.7 ÷ 3.11. Viteza unghiulară impusă este conform tabelului 3.1. În figura 3.9 este ilustrată cinematica pistonului rezultată în urma simulării. Figura 3.10 conține forțele dinamice ce acționează asupra fusului palier.

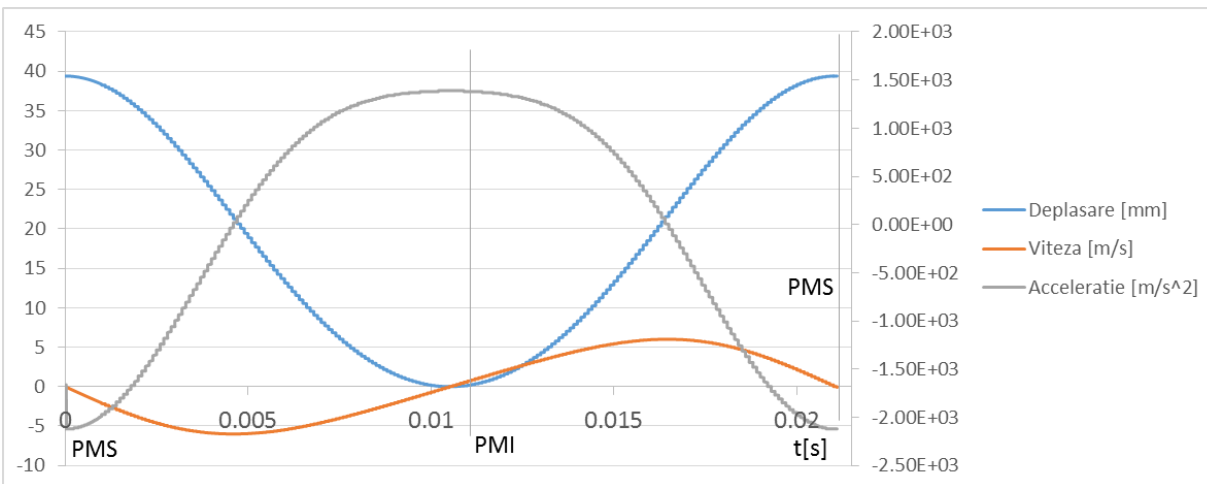


Figura 3.9 Cinematica pistonului pentru $\omega=298,45$ [rad/s]

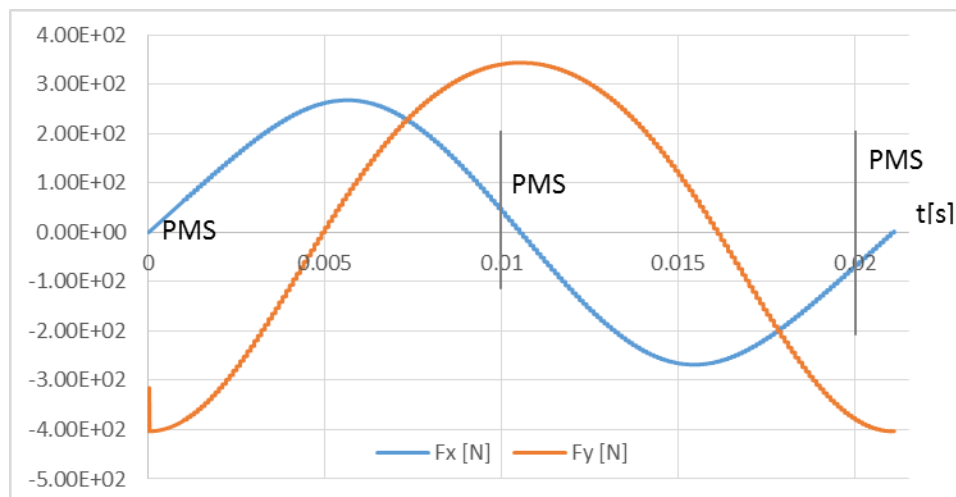


Figura 3.10 Reacțiunile verticale (F_y) și orizontale (F_x) în lagărul fusului palier la $\omega=298,45$ [rad/s]

În urma primei simulări se pot evidenția următoarele rezultate:

- Profilul deplasării pistonului, vitezei și accelerației acestuia prezintă o alură foarte apropiată de cele sinusoidale. Diferența este dată de către prezența unei armonici de gradul al doilea dată de mișcarea pendulară a bielei și de raportul dintre lungimea acesteia și raza manivelei;
- Pistonul este supus unei accelerații cu valori între -2200 m/s^2 și 1390 m/s^2 ;

- c) Fusul palier este supus unei forțe dinamice verticale cu valori între -340 N și 400 N ;
- d) Fusul palier este supus unei forțe dinamice orizontale cu valori între -268 N și 268 N .

Modelul de simulare II se bazează pe relațiile 1.1, 1.2, 1.3 și pe legea conservării energiei. Elementele perturbatoare sunt date în acest caz de transferul intern de energie între componentele mecanismului. Rezultatele acestei simulări ar trebui să urmeze tendințele vizibile în figurile 3.6 și 3.7.

Spre deosebire de subcapitolul precedent masele componentelor sunt constante indiferent de regimul de utilizare al mecanismului. Pentru determinarea vitezei rezultante este nevoie de impunerea unor condiții inițiale. Acestea sunt poziția mecanismului bielă-manivelă și viteza inițială a manivelei. Poziția inițială este cu pistonul în punctul mort superior („PMS”), când energia cinetică a elementelor poate fi definită în conformitate cu relația (1.1). Viteza inițială este aplicată pe manivelă, iar în urma fiecărei simulări este ajustată până când perioada corespunzătoare unui ciclu de rotație complet este echivalentă cu perioada generată de viteza constantă dată de producător. În figura 3.11 este comparată viteza unghiulară a manivelei între prima și a doua simulare. Ambele rotații au loc în 0,02105 secunde, echivalentul a 2850 rpm sau 298,45 rad/s. În cadrul acestei simulări toate cuplele au fost considerate ideale (fără frecare și fără joc).

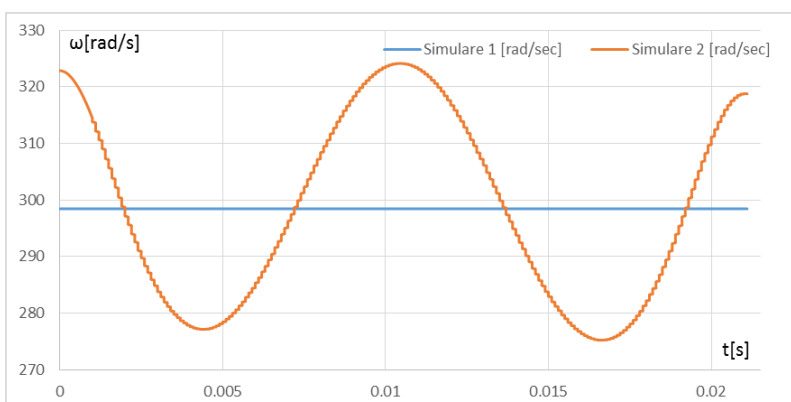


Figura 3.11 Vitezele unghiulare ale manivelei în cele două simulări

Condițiile impuse în cea de a doua simulare au condus la o variație de la -6.7% până la 9.2% a vitezei unghiulare. Aplicând relația (1.1) se constată o variație a energiei cinetice de rotație a manivelei între -13% și 19% față de prima simulare. În figura 3.8 este ilustrată cinematica pistonului din cadrul celei de-a doua simulări.

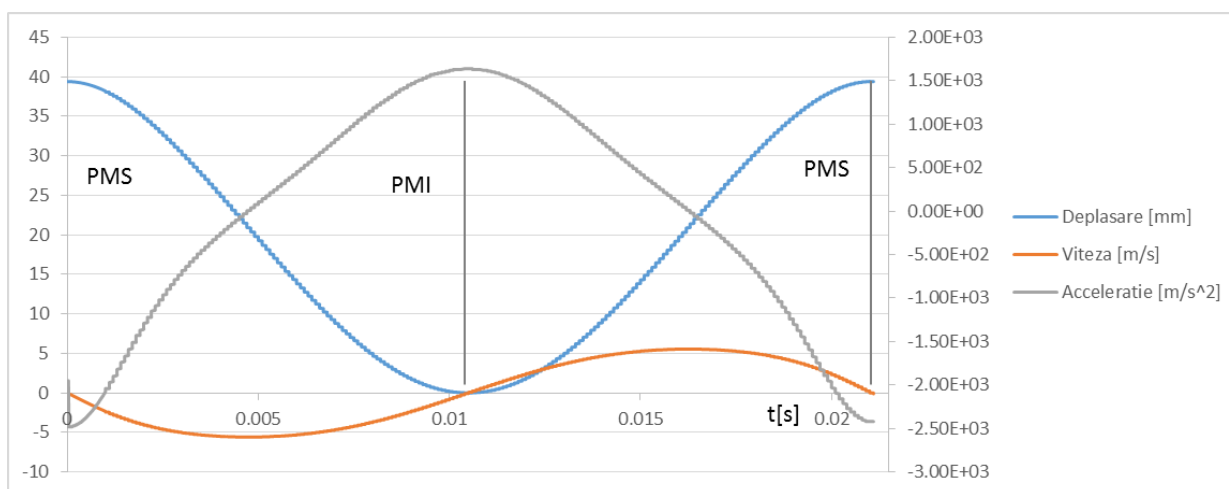


Figura 3.12 Cinematica pistonului în a doua simulare

Spre deosebire de prima simulare, pe alura curbei de accelerație pot fi identificate patru puncte de inflexiune.

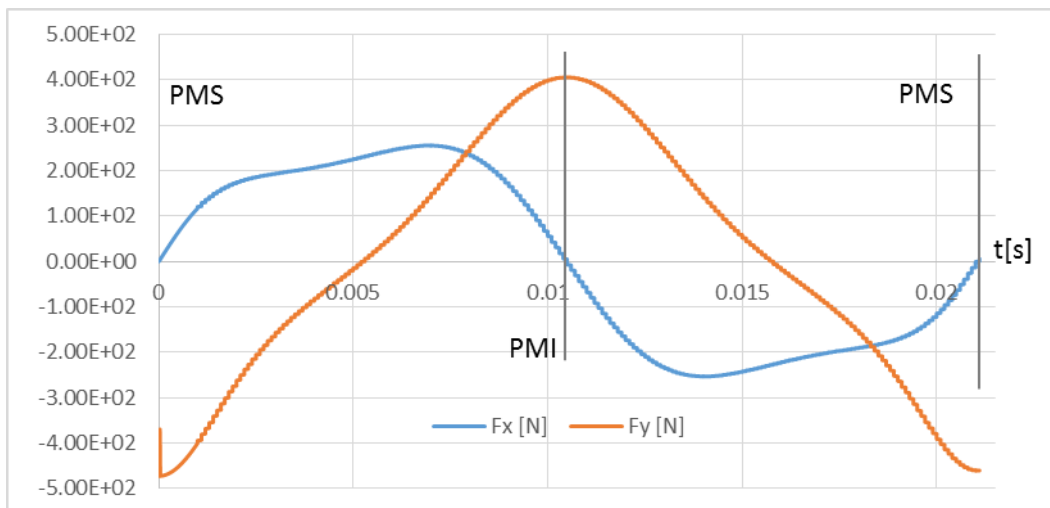


Figura 3.13 Reacțiunile în lagărul fusului palier pentru a doua simulare

În urma celei de-a doua simulări se pot constata următoarele rezultate:

- Profilul deplasării pistonului, vitezei și accelerației acestuia prezintă abateri mai pronunțate față de profilul sinusoidal, decât rezultatele din prima simulare. Diferențele suplimentare derivă din variația vitezei unghiulare a manivelei (figura 3.7);
- Pistonul este supus unei accelerații cu valori cuprinse între -2480 m/s^2 și 1600 m/s^2 . Ambele valori implică la rândul lor o creștere a amplitudinii forței inerțiale;
- Fusul palier este supus unei forțe dinamice verticale cu valori cuprinse între -472 N și 405 N ;
- Fusul palier este supus unei forțe dinamice orizontale cu valori cuprinse între -225 N și 225 N .

Modelul de simulare III păstrează aceeași geometrie, dar include o sursă de energie și mai mulți consumatori. Sursa de energie este dată de motorul electric. Pentru a simula influența acesteia a fost introdus un cuplu de antrenare conform relației (3.1). Cuplul acționează pe manivelă și are axa de rotație comună cu axa de rotație a fusului palier. Consumatorii de energie generează lucru mecanic de frecare și lucru mecanic de pompaj. Lucrul mecanic de frecare este dat de coeficienții de frecare prezentați în tabelele 3.7 ÷ 3.11, de forțele ce acționează asupra cuplelor și de deplasările dintre suprafețele de contact. Lucrul mecanic de pompaj este dat de diagrama de presiune a compresorului (figura 3.5).

Condițiile inițiale au fost alese ținând cont de două criterii. Primul criteriu este de a asigura o rotație completă a manivelei în 0,02105 secunde. Atât consumatorul cât și sursa de energie tind să accelereze sau să încetinească viteza de rotație a manivelei, respectiv să crească sau să micșoreze timpul unui ciclu de rotație. Cel de-al doilea criteriu presupune ca viteza de rotație de la sfârșitul unui ciclu de rotație viteza unghiulară să aibă aceeași valoare ca la începutul simulării, respectiv viteza de rotație să fie stabilă. Condițiile inițiale au fost ajustate într-un mod similar cu simularea a doua până când s-a ajuns la o viteză unghiulară medie de 298,45 rad/sec (2850 rpm). Această condiție a fost îndeplinită considerând presiunea din figura 3, proprietățile cuplelor din tabelele 3.7 ÷ 3.11, o viteză unghiulară inițială de 258,3 rad/sec și un cuplu de antrenare de 4,3 Nm.

În figura 3.14 sunt ilustrate vitezele unghiulare ale manivelei în cele 3 simulări, pe parcursul unei rotații complete.

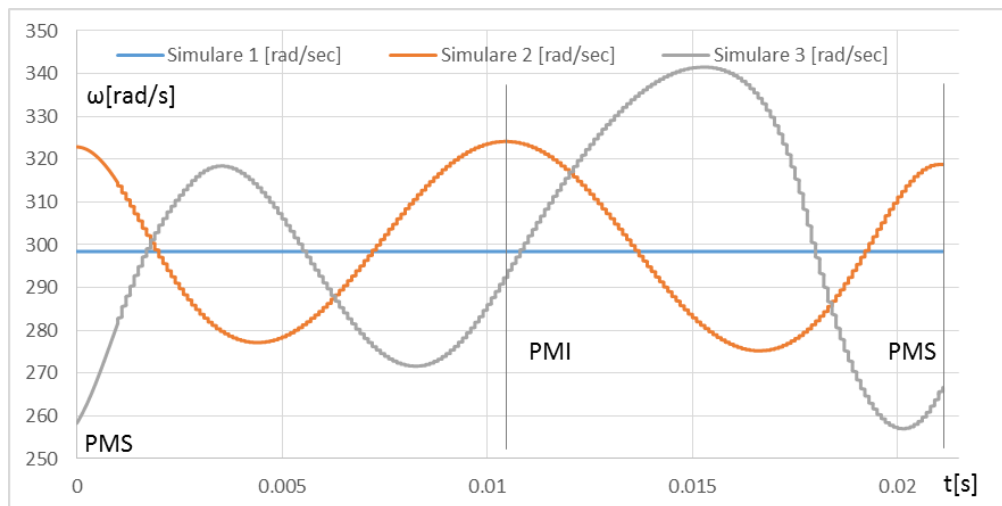


Figura 3.14 Evoluția vitezei unghiulare a manivelei pe parcursul unei rotații complete a manivelei

Condițiile impuse în a treia simulare au condus la o variație de la -13,9% până la 14,4% a vitezei unghiulare. Aplicând relația (1.1) se constată o variație a energiei cinetice de rotație a manivelei între -29.7% și 30.9% față de prima simulare.

În figura 3.15 este prezentată evoluția cinematică pistonului conform simulării numărul trei.

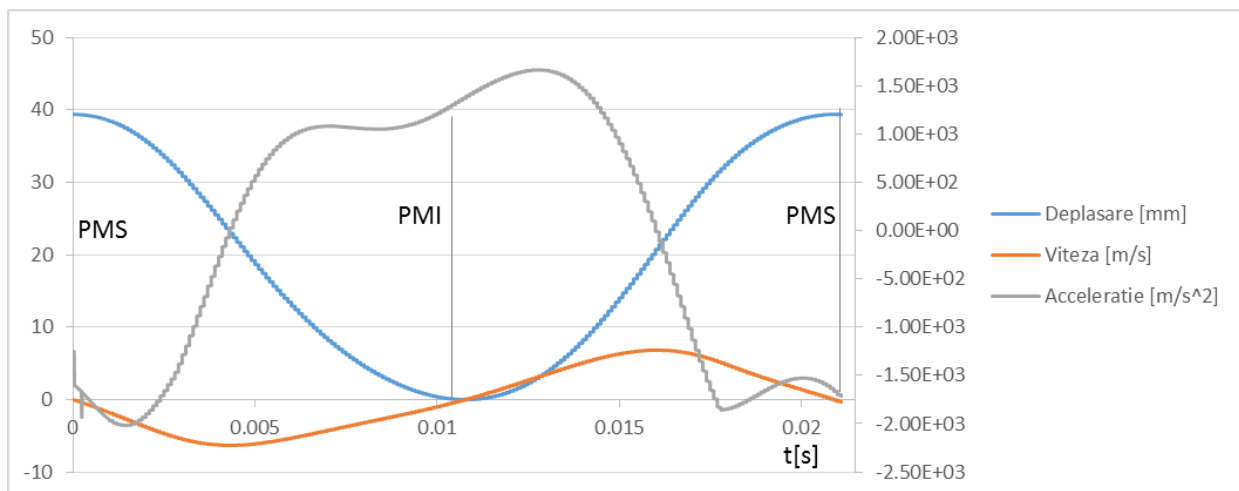


Figura 3.15 Cinematica pistonului pe parcursul unei rotații complete a manivelei

În figura 3.16 este reprezentată evoluția forțelor dinamice verticale și orizontale ce acționează asupra fusului palier.

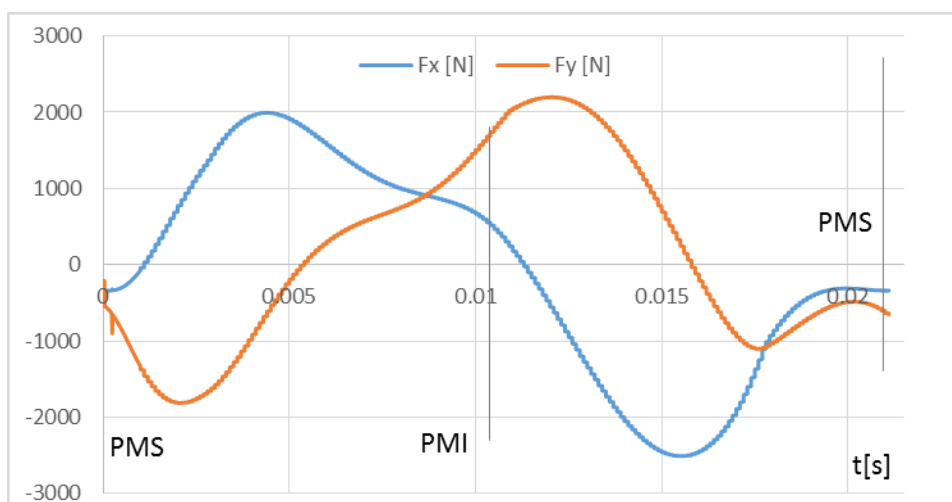


Figura 3.16 Evoluția forțelor dinamice verticale și orizontale ce acționează asupra fusului palier pe parcursul unei rotații complete a manivelei

În urma celei de-a treia simulări se pot constata următoarele rezultate:

- Trecerea de la procesul de refulare la procesul de admisie are o puternică influență asupra accelerației pistonului. Această trecere este vizibilă ca o discontinuitate a alurii curbei accelerației la momentul 0,018s în figura 3.15;
- Pistonul este supus unei accelerații cu valori cuprinse între $-2020m/s^2$ și $1080m/s^2$;
- Fusul palier este supus unei forțe dinamice verticale cu valori cuprinse între $-1812N$ și $2198N$;
- Fusul palier este supus unei forțe dinamice orizontale cu valori cuprinse între $-2509N$ și $1993N$;
- Cuplul necesar pentru echilibrarea bilanțului energetic este cu 13% mai mic decât valoarea dată de producător. Această diferență poate fi justificată prin eroarea dintre presiunea calculată și presiunea reală din cilindru, aproximarea coeficienților de fricțiune din cadrul cuplelor, aproximarea momentului de inerție a rotorului motorului electric (volantul mecanismului).

Forțele elementului elastic trebuie definite în acord cu forțele dinamice. Rezultatele simulărilor au indicat variații ale acestor forțe în funcție de modul de interpretare al comportamentului compresorului. În tabelul 3.12 sunt prezentate rezultatele celor trei simulări alături de abaterea acestora față de modul convențional de calcul (simularea 1).

Tabel 3.12 Valori comparative rezultate în urma celor trei simulări

Parametru	Simularea 1	Simularea 2		Simularea 3	
	Valoare	Valoare	Abatere (val. absolută)	Valoare	Abatere (val. absolută)
ω_{\min} [rad/s]	298,45	278,45	-6,7 %	256,99	-13,9 %
ω_{\min} [rad/s]	298,45	325,9	9,2 %	341,44	14,4 %

Accelerația pistonului	a_{\min} [m/s^2]	-2200	-2480	12,7 %	-2020	-8,2 %
	a_{\max} [m/s^2]	1390	1640	18 %	1080	-22,3 %
Reacțiunea verticală în palier	$F_{y\min}$ [N]	-340	-472	38,8 %	-1812	433 %
	$F_{y\max}$ [N]	400	405	1,2 %	2196	449 %
Reacțiunea orizontală în palier	$F_{x\min}$ [N]	-268	-255	-4,9 %	-2509	836 %
	$F_{x\max}$ [N]	268	255	-4,9 %	1993	643%

Rezultatele celei de-a treia simulări relevă faptul că sarcinile externe sunt net superioare sarcinilor dinamice. Respectiv dinamica mecanismului este puternic influențată la rândul ei de sarcinile externe. Măsurătorile, în schimb, nu pot fi făcute diferențiat (dinamic și extern). Reacțiunea răspunde întotdeauna sarcinilor cumulate. Astfel, este dificil a diferenția în simularea a treia în ce măsură reacțiunea din fusul palier răspunde forțelor dinamice și forțelor externe. În consecință, pentru a implementa și măsura sistemul de echilibrare dinamic cu arcuri se va folosi una din primele două modele de simulare. Alegerea modelului de simulare se face în funcție de gradul de similitudine dintre cinematicile simulărilor. În figura 3.17 sunt prezentate abaterile accelerației pistonului în timpul simulării față de valoarea de referință aleasă din simularea a treia.

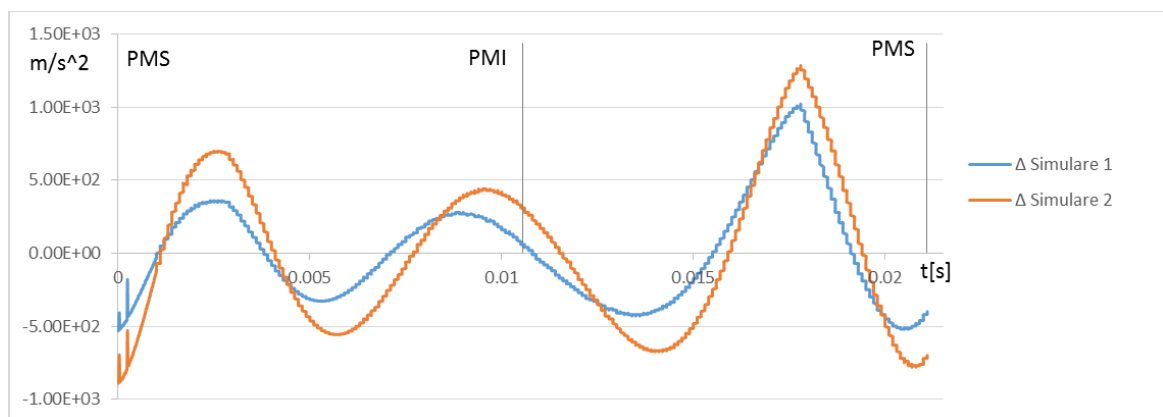


Figura 3.17 Diferența dintre valorile accelerației pistonului în primele simulări față de a treia

Similitudinea dintre simularea a treia și prima simulare este dată de rotorul motorului electric. Acesta acționează cu un volant ce reglează viteza unghiulară a manivelei. În concluzie sistemul de echilibrare dinamică cu elemente elastice este aplicat primului model de simulare pentru următoarele motive:

- Modelul matematic clasic al mecanismului bielă-manivelă duce la rezultate foarte apropiate de cele ale modelului multicorp al compresorului mecanic cu piston identificat;
- Modelul matematic clasic are un comportament ușor de interpretat și defalcat. În prezența unor surse și a unor consumatori de energie vor fi mai greu de identificat influențele arcurilor.

3.4 Identificarea elementelor elastice corespunzătoare

Elementele elastice reacționează printr-o forță la deplasări liniare sau printr-un moment la deplasări unghiulare. Legătura dintre deplasare și forță este dată de constanta de elasticitate. Evoluția forței elastice în funcție de deformație este în mod uzual reprezentată ca o diagramă [B5]. În tehnică, înmagazinarea energiei elastice se face cu ajutorul arcurilor. Arcurile sensibile la deformații liniare

sunt denumite arcuri de compresiune sau de întindere, iar arcurile sensibile la deformații unghiulare sunt denumite arcuri torsionale [11].

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

Dependența dintre reacțiunea arcurilor torsionale și deformația acestora este dată de relația:

$$k_{\varphi} = \frac{T}{\Delta\varphi} = \frac{m \cdot a \cdot r}{\Delta\varphi} = \frac{m \cdot \varepsilon}{\varphi}, \quad (3.4)$$

unde:

$$\varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}, \quad (3.5)$$

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

Pornind de la excitațiile care acționează asupra arcului și cunoscând caracteristica acestuia se poate calcula energia înmagazinată în arc [S3]. Energia înmagazinată într-un arc de compresiune/întindere și un arc de torsiune poate fi calculată cu relațiile:

$$\Delta E = \int_0^x k \cdot x \cdot dx, \quad (3.5)$$

$$\Delta E = \int_0^{\varphi} k \cdot \varphi \cdot d\varphi. \quad (3.6)$$

Conform relațiilor (3.2) și (3.4) atâta timp cât rotația manivelei își păstrează sensul și momentul de reacție al arcului torsional va continua să crească. În consecință, arcurile vor avea un comportament de consumator.

În figurile 3.6, 3.9 și 3.13 este prezentat caracterul periodic al sarcinilor dinamice. În consecință, implementarea unui arc torsional la nivelul cuplelor nu este compatibilă cu obiectivele acestei lucrări. Excepție face cupla de rotație dintre bolț și bielă. Pentru a implementa elemente elastice eficiente este nevoie ca acestea să aibă o caracteristică cât mai apropiată de alura curbelor din tabelul 1.3. Primul pas spre a corela forța de reacție a arcurilor cu alura curbelor din tabel este de a defini arcurile față de aceleași referințe. Respectiv elemente elastice vor fi definite conform figurii 1.6,c.

Parametrii fizici și geometrici relevanți pentru calculul forțelor arcurilor sunt prezentați în figura 3.15 , aceștia fiind: constantele elastice ale celor trei arcuri, lungimea acestora în stare relaxat și orientarea acestora.

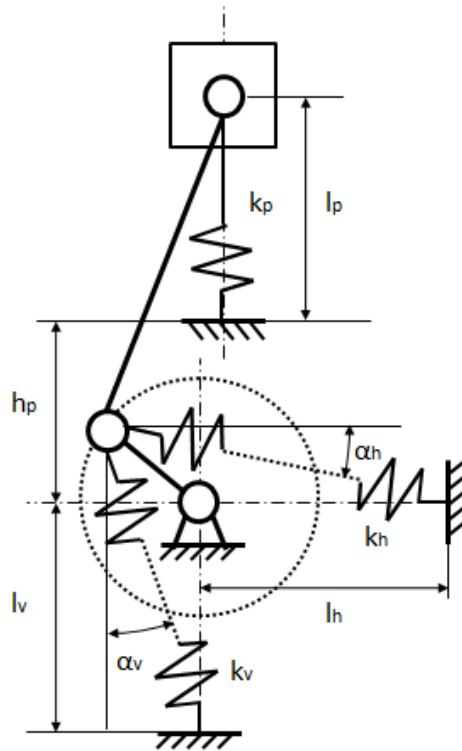


Figura 3.18 Parametrii constructivi relevanți pentru calculul arcului

Introducând parametrii dimensionali din Figura 3.18 în relația 1.15 forțele elastice devin:

$$F_p = k_p \cdot [l_{p0} + h_p - r \cdot \cos(\omega \cdot t) + r \cdot \sqrt{n^2 - \sin^2(\omega \cdot t)}], \quad (3.8)$$

$$F_h = k_h \cdot (l_{h0} - \sqrt{(l_h - r \cdot \sin(\varphi))^2 - (r \cdot \cos(\varphi))^2}), \quad (3.9)$$

$$F_v = k_v \cdot (l_{v0} - \sqrt{(l_v + r \cdot \cos(\varphi))^2 - (r \cdot \sin(\varphi))^2}), \quad (3.10)$$

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

3.4.1 Definirea condițiilor limită

Echilibrarea ideală a forțelor presupune o reacțiune egală, pe aceeași direcție și de sens contrar forței excitatoare. În cazul aplicației curente sunt alese trei valori de referință ale forțelor excitatoare. Acestea sunt: valoarea minimă, valoarea zero și valoarea maximă. Sarcinile dinamice ce acționează asupra fusului palier sunt sumele sarcinilor dinamice ale fiecărei componente. În consecință, prin echilibrarea individuală a fiecărei componente pot fi echilibrate și sarcinile din fusul palier. Corespunzător și forțele dinamice vor fi determinate pentru fiecare componentă. În figura 3.19 este prezentată evoluția forțelor dinamice verticale ce acționează

asupra cuplelor mecanismului bielă-manivelă dimensionat conform tabelor 3.1 ÷ 3.11 și a relațiilor din tabelul 1.1 pe parcursul unui ciclu complet de rotație al manivelei. Forțele din figura 3.19 sunt:

- $F_{p\max}$ - forța dinamică maximă care acționează asupra pistonului. Aceasta se manifestă în punctul mort superior;
- $F_{p\min}$ - forța dinamică minimă care acționează asupra pistonului. Aceasta se manifestă în punctul mort inferior;
- $F_{ny\max}$ - sarcina dinamică verticală maximă care acționează asupra manetonului. Aceasta se manifestă în punctul mort superior;
- $F_{ny\min}$ - sarcina dinamică verticală minimă care acționează asupra manetonului. Aceasta se manifestă în punctul mort inferior.

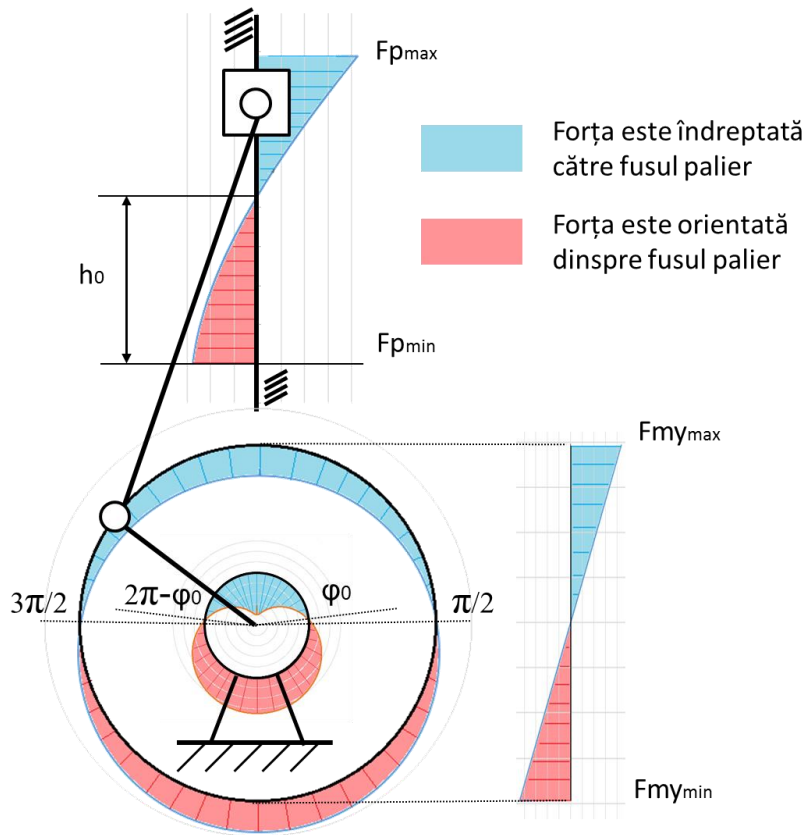


Figura 3.19 Parametrii constructivi relevanți pentru calculul arcului necesar echilibrării dinamice verticale

Conform figurii 3.19 există poziții critice ale mecanismului, respectiv când manivela se află la unghiurile $\pi/2$ și $3\pi/2$ forța dinamică verticală care acționează asupra manivelei trece prin zero. În mod similar la unghiurile φ_0 și $2\pi - \varphi_0$ forța ce acționează asupra fusului palier este egală cu zero, iar atunci când pistonul se află la înălțimea h_0 forța dinamică a grupului piston este egală cu zero. Pentru echilibrarea sarcinilor dinamice este necesar ca forța elastică a arcurilor de echilibrare să aibă valoarea zero atunci când sarcinile dinamice au această valoare.

Pe lângă echilibrarea forțelor dinamice, este necesară dimensionarea arcurilor astfel încât domeniul de lucru al acestora să nu se suprapună cu domeniul de rezonanță.

3.4.2 Calculul arcurilor

Echilibrarea dinamică a mecanismul bielă-manivelă are loc dacă este îndeplinită ca energia potențială înmagazinată în arcuri (relația 3.6) să fie egală cu lucrul mecanic realizat de forțele inerțiale (tabelul 1.3). În acest fel, energia totală a sistemului rămâne constantă în timpul funcționării. Suplimentar, este necesar ca forțele dezvoltate în arcuri să fie paralele cu forțele dinamice pe care le echilibrează. În cazul în care direcțiile acestora nu sunt paralele sau nu sunt constante, dar rămân în același plan se adună trigonometric. Din acest motiv se va realiza și analiza, în continuare, un model matematic al unui arc care echilibrează forța dinamică a pistonului.

În figura 3.20 este reprezentată grafic echivalența între lucrul mecanic realizat de forța inerțială verticală ce acționează asupra grupului piston și energia elastică de deformare înmagazinată de arc corespunzător grupului piston, k_p (figura 3.15). În figura 3.17 s-au făcut următoarele notații:

- h_0 este poziția pistonului atunci forța inerțială își schimbă direcția pistonului;
- k_c reprezintă constanta ideală a arcului care echilibrează forța inerțială a pistonului orientată către fusul palier;
- k_d este constanta ideală a arcului care echilibrează forța inerțială a pistonului orientată dinspre fusul palier;
- $F_y(\varphi)$ este forța inerțială verticală a pistonului;
- $F_s(\varphi)$ este forța elastică;
- A_{dc} reprezintă aria cuprinsă între curba forței inerțiale verticale $F_y(\varphi)$ și axa orizontală în momentul în care forța inerțială a pistonului este orientată către fusul palier;
- A_{dd} este aria cuprinsă între curba forței inerțiale verticale $F_y(\varphi)$ și axa orizontală în momentul în care forța inerțială a pistonului este orientată dinspre fusul palier;
- A_{ec} este aria cuprinsă între curba constantei k_c și axa orizontală în momentul în care forța inerțială a pistonului este orientată către fusul palier;
- A_{ed} este aria cuprinsă între curba constantei k_d și axa orizontală în momentul în care forța inerțială a pistonului este orientată dinspre fusul palier.

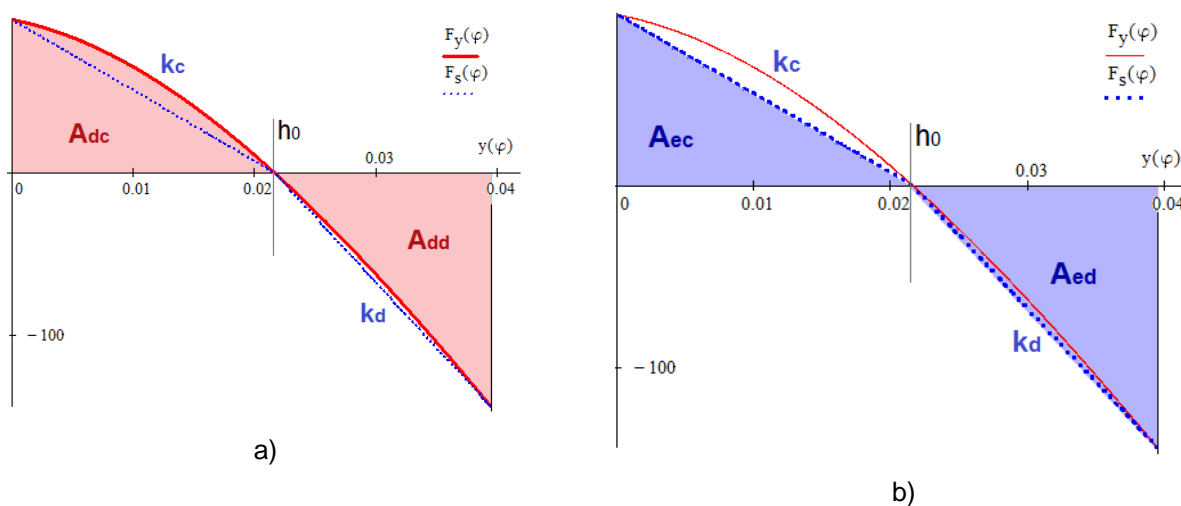


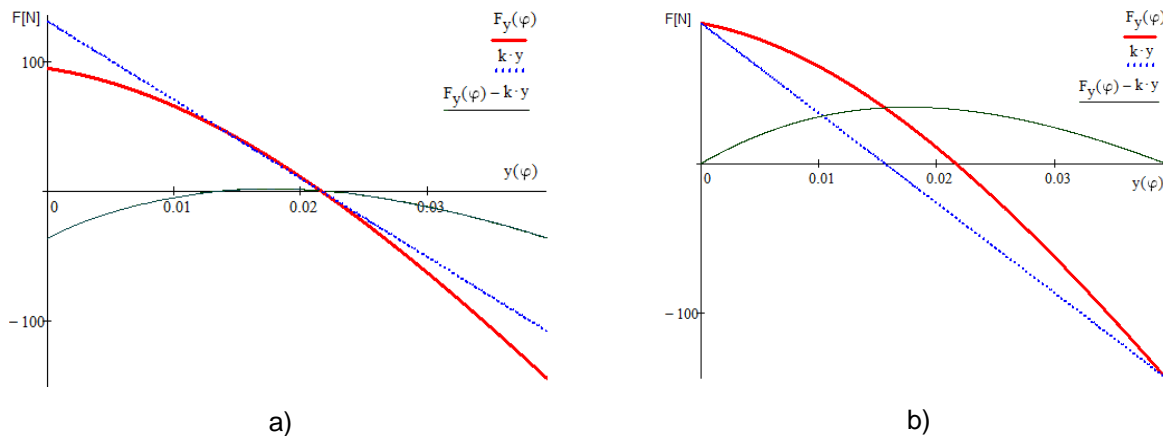
Figura 3.20 Reprezentarea grafică a lucrului mecanic realizat de: a) forța inerțială verticală ce acționează asupra grupului piston și b) Forța elastică înmagazinată de arc k_p

Ariile A_{dc} , A_{dd} , A_{nec} și A_{ed} pot fi calculate ca produs al unor forțe față de o deplasare [J1]. Aceste arii reprezintă, grafic, lucrul mecanic pe care forțele îl introduc sau îl consumă în și din sistem. Constantele elastice ale arcurilor k_d și k_c au valori fixe, respectiv acestea corespund unor arcuri cu caracteristică liniară. Datorită acestui fapt există o diferență între valorile forței elastice și alura forței inerțiale din figura 3.20. Această diferență atrage, după sine, un dezechilibru care ar putea fi redus prin alegerea unor constante elastice variabile, respectiv prin alegerea unor arcuri progresive. Această opțiune ar crește doar calitatea echilibrării în sine și nu ar schimba într-un mod fundamental funcția arcurilor în mecanism. Arcurile cu caracteristică liniară sunt suficiente pentru a atinge obiectivul acestei lucrări. În mod ideal, condiția pentru transferul complet între energia cinetică și energie elastică este:

$$\int_{PMI}^{PMS} F_p \cdot dy = \int_{\Delta_c}^{\Delta_d} k \cdot \Delta \cdot dy \quad (3.12)$$

unde dy este incrementul de deplasare al pistonului, Δ_c este deformația la comprimare a arcului, Δ_d este deformația la destindere a arcului și D este deformația arcului față de lungimea relaxată, în h_0 .

În figura 3.20 se poate observa faptul că, există o intersecție a segmentelor k_c și k_d în punctul h_0 , existând astfel două segmente definite de constante elastice diferite. Valorile diferite ale constantelor sunt date de faptul că $F_y(\varphi)$ are profil asimetric față de h_0 . În realitate, o astfel de soluție ar ridica probleme atât în implementarea fizică a construcției cât și din punct de vedere dinamic (aparitia bruscă a derivatei de ordinul trei a deplasării). Prin urmare, este ales un singur arc care să echilibreze $F_y(\varphi)$ atât în domeniul valorilor pozitive, cât și în domeniul forțelor pozitive. În figura 3.21 sunt prezentate patru posibilități de a echilibra forța dinamică prin intermediul unui arc cu caracteristică liniară. Punctele din capătul curbei $F_y(\varphi)$ și intersecția acesteia cu axa $y(\varphi)$ nu sunt coliniare, în timp ce caracteristica unui arc este definită liniar. Astfel este imposibilă echilibrarea completă a forței inerțiale a pistonului în toate cele trei puncte (PMI , PMS și h_0) cu un arc cu caracteristică liniară. Prin urmare, forța inerțială poate fi echilibrată parțial, echilibrul complet fiind atins doar punctual.



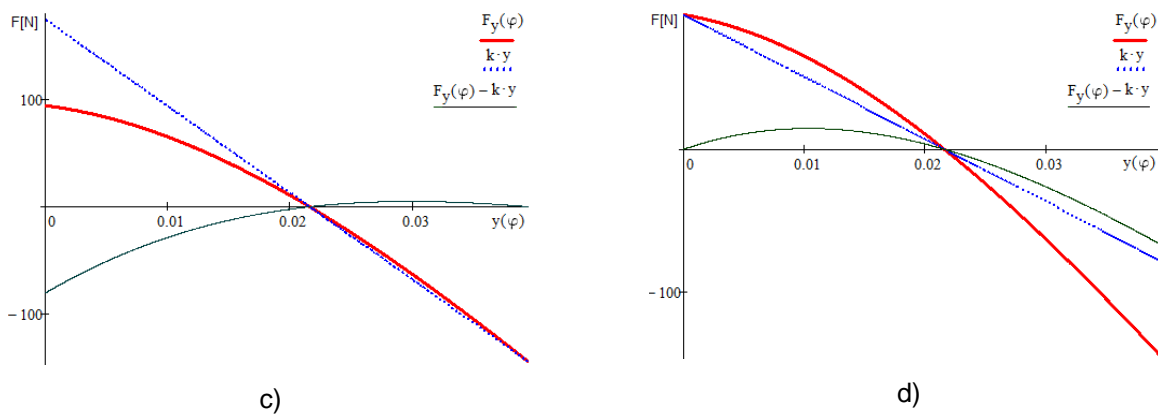


Figura 3.21 Forța inerțială a pistonului, caracteristica arcului și diferența dintre acestea pentru cazurile când: a) forța este echilibrată în h_0 , iar caracteristica arcului are panta medie a forței inerțiale; b) forța este echilibrată în PMI și PMS , iar caracteristica arcului are panta medie a forței inerțiale; c) forța este echilibrată în h_0 și în PMS , iar caracteristica arcului are panta medie a forței inerțiale atunci când este negativă; d) forța este echilibrată în h_0 și în PMI , iar caracteristica arcului are panta medie a forței inerțiale atunci când este pozitivă.

Următorul pas este identificarea celui mai potrivit arc pentru echilibrare. Indiferent de soluția aleasă forța rezultantă are valoarea zero doar două puncte. În figura 3.22 sunt comparate cele patru rezultante sub denumirea Δa , Δb , Δc și Δd aferente figurilor a, b, c și d din figura 3.21.

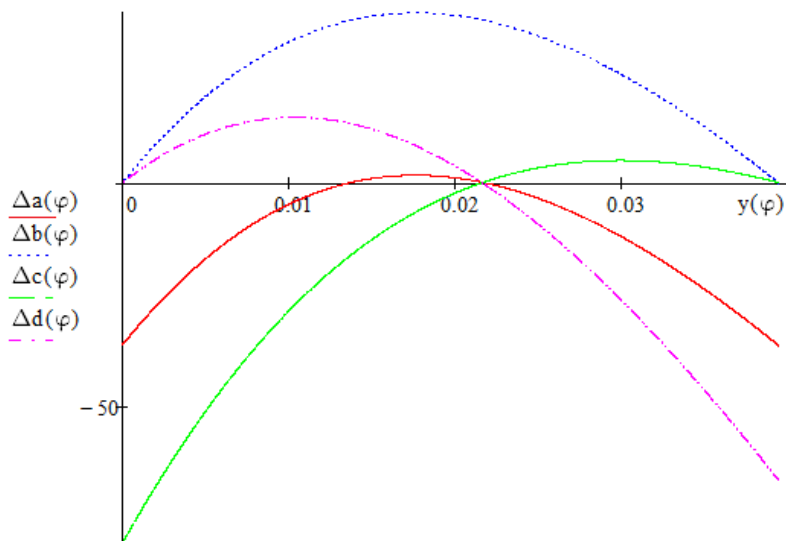


Figura 3.22 Rezultantele celor patru arcuri (a, b, c și d) din figura 3.21

Conform figurii 3.22 alura curbelor Δc și Δd sunt vizibil mai ample față de curbele Δa și Δb . În consecință, amplitudinea vibrațiilor generate în urma echilibrării cu arcurile din variantele c și d (figura 3.21) vor avea amplitudinea mai mare față de variantele a și b. Curbele Δa și Δb au aceeași alură, unica diferență fiind dată de punctele de echilibru, respectiv punctele în care curbele intersecționează abscisa. Acestea sunt: Δa echilibrează forța inerțială în h_0 ; Δb echilibrează forța inerțială în PMI și PMS .

Pentru calculul arcului pistonului a fost aleasă curba Δb . Particularitatea acesteia este dată de faptul că rezultanta are valori exclusiv pozitive, iar punctele în care mecanismul este echilibrat dinamic sunt intuitive și ușor de definit, respectiv PMI și PMS .

Arcul rezultat este verificat cu relația (3.9) pentru a evita suprapunerea domeniului de funcționare cu domeniul de rezonanță. Caracteristica liniară a arcului este dată de relația (1.15), iar masa este calculată urmând relațiile următoare [J1]:

$$F_{I_s} = 0.85 \cdot F_{k2} \quad (3.13)$$

unde F_{I_s} este forța arcului la lungimea solidă a arcului, I_s , respectiv lungimea arcului atunci când spirele intră în contact între ele, iar F_{k2} este forța maximă a arcului în funcționare.

Cunoscând gabaritul disponibil pentru arc și forța nominală diametrul spirei se calculează:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot c_k \cdot F_{k2} \cdot D_m}{\pi \cdot c_k \cdot \tau_k}}, \quad (3.15)$$

unde c_k este coeficientul de formă al arcului calculat cu relația [C6]:

$$c_k = 1 + \frac{1.6}{D_m} d_k. \quad (3.16)$$

Pentru acest calcul este necesară alegerea unui număr de spire n , verificarea făcându-se pe baza relației:

$$\Delta = \frac{8 \cdot F_{k2} \cdot D_m^3 \cdot n}{G \cdot d_k^4}, \quad (3.17)$$

unde Δ este deformația arcului, n este numărul de spire active ale arcului, iar G este modul de elasticitate transversal.

Valoarea deformației este luată ca fiind curs completă din *PMS* până în *PMI* (figura 3.20), iar constanta elastică dorită este conform variantei „b” din figura 3.18. Forța arcului este calculată la compresiune, iar modelul „b” din figura 3.21 acoperă atât domeniul pozitiv și negativ. Pentru a păstra caracteristica arcului și a menține solicitarea exclusiv la compresiune, arcul va fi precomprimat până când valoarea forței elastice în *PMS* va avea valori pozitive. Respectiv, domeniul funcțional al arcului devine:

$$k = \frac{F_y(PMS) - F_y(PMI)}{2 \cdot r_m}, \quad (3.18)$$

unde $F_y(PMS)$ este forța inerțială a pistonului în *PMS*, iar $F_y(PMI)$ este forța inerțială a pistonului în *PMI*.

Interpretare forței inerțiale în funcție de deformația arcului devine astfel:

$$F_y(PMI) = F_y(PMS) + 2k \cdot r_m. \quad (3.19)$$

Constanta de elasticitate este calculată aplicând relațiile (3.15) ÷ (3.19). În figura 3.23 este ilustrată variația constantei de elasticitate în funcție de numărul de spire active și de coeficientul „i” (raportul dintre diametrul mediului al arcului, D_m și diametrul spirei, d_k).

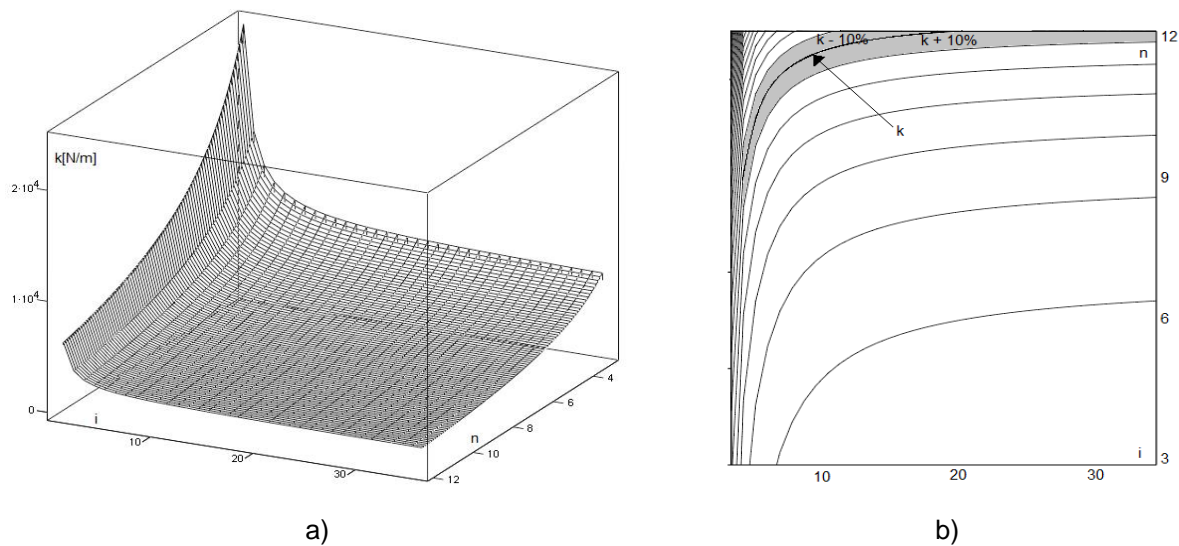


Figura 3.23 a) Reprezentarea tridimensională a constantei de elasticitate în funcție de coeficientul „ i ” și de numărul de spire active „ n ”; b) curbele de nivel corespunzătoare constantei de elasticitate (sunt marcate domeniile cu abatere de până la 10% față de valoare ideală a constantei de elasticitate k_{ideal}).

Conform relației (3.11) al doilea parametru relevant pentru calculul frecvenței de rezonanță a arcului este masa arcului. Aceasta se calculează conform relației:

$$m_k = n \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot \pi \cdot D_m \cdot \rho \quad (3.20)$$

În figura 3.24 este reprezentată variația masei arcului în funcție de numărul de spire active n și de coeficientul „ i ”.

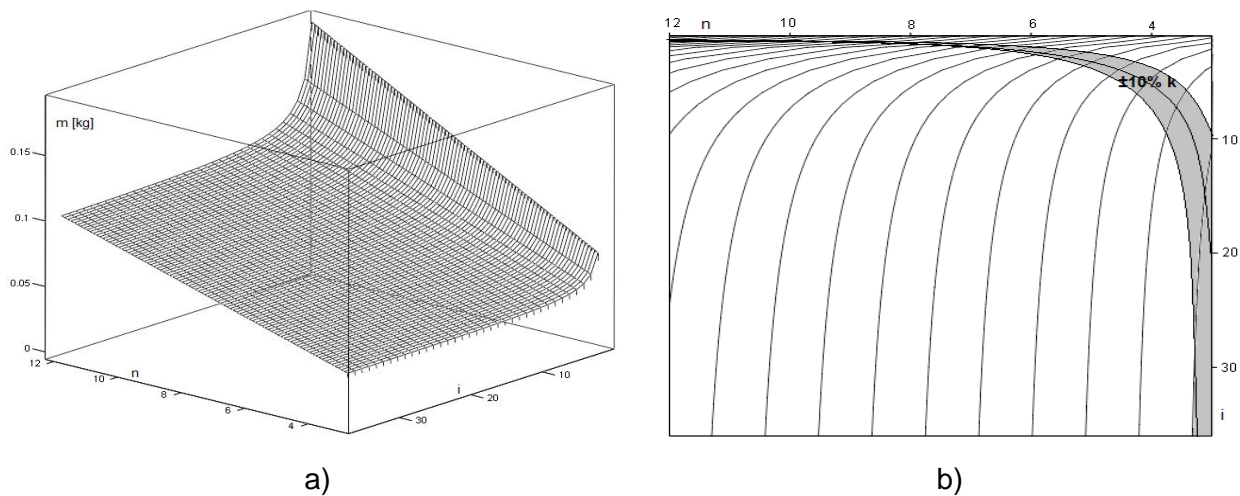


Figura 3.24 a) Reprezentarea tridimensională a masei arcului în funcție de coeficientul „ i ” și de numărul de spire active, „ n ”; b) curbele de nivel corespunzătoare masei arcului (sunt suprapuse domeniile ce reprezintă $\pm 10\%$ k_{ideal} conform figurii 3.23,b).

În figura 3.25 este ilustrată variația frecvenței de rezonanță a arcului în funcție de numărul de spire active și de indicele „ i ”. Frecvența nominală de funcționare a compresorului este notată cu f_c fiind egală cu 47,5 Hz, corespunzătoare unei valori de 2850 rpm.

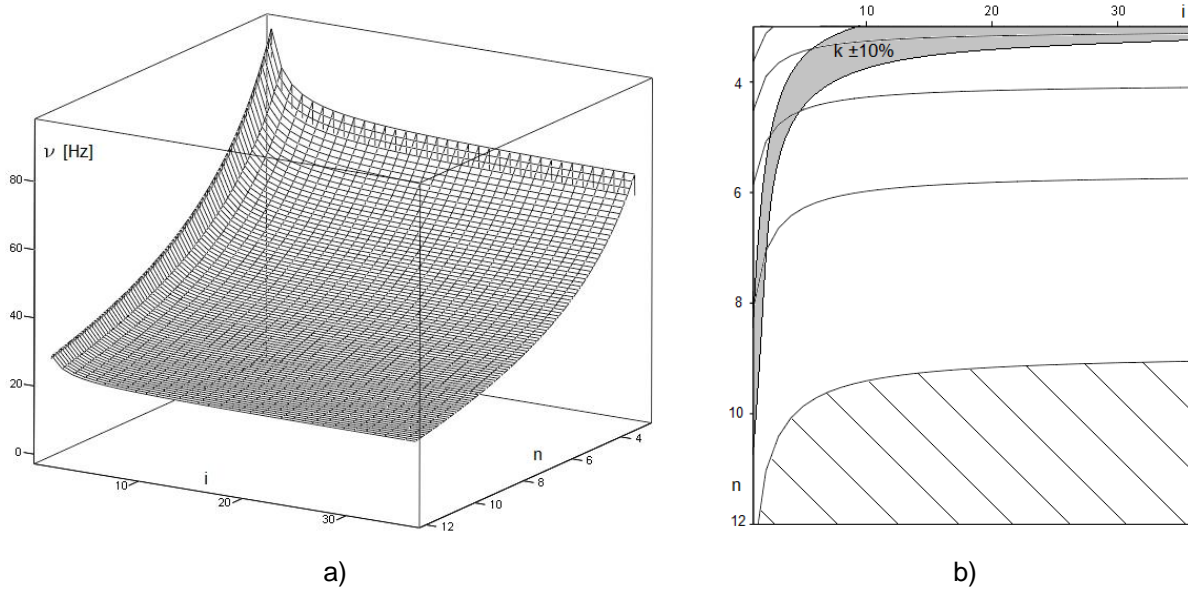


Figura 3.25 a) Reprezentarea tridimensională a frecvenței de rezonanță a arcului în funcție de coeficientul „i” și de numărul de spire active, „n”; b) curbele de nivel corespunzătoare frecvenței de rezonanță a arcului (sunt marcate cu gri domeniile care reprezintă $\pm 10\%$ k_{ideal} conform figurii 3.20 b), iar domeniul de frecvență mai mic ca f_c este hașurat).

Conform figurii 3.25,b întreg domeniul funcțional al arcului îndeplinește condiția $f > f_c$. Datorită acestei posibilități pentru pașii următori va fi ales arcul cu cea mai mică masă. Introducerea acestui arc în compresor echilibrează forța dinamică exercitată de piston. În figura 3.26 sunt reprezentate pe baza calculului realizat în MATHCAD următoarele curbe: forța inerțială a pistonului $F_y(\varphi)$, caracteristica a trei arcuri (k_{ideal} , k_{min} și k_{real}) și rezultantele acestora.

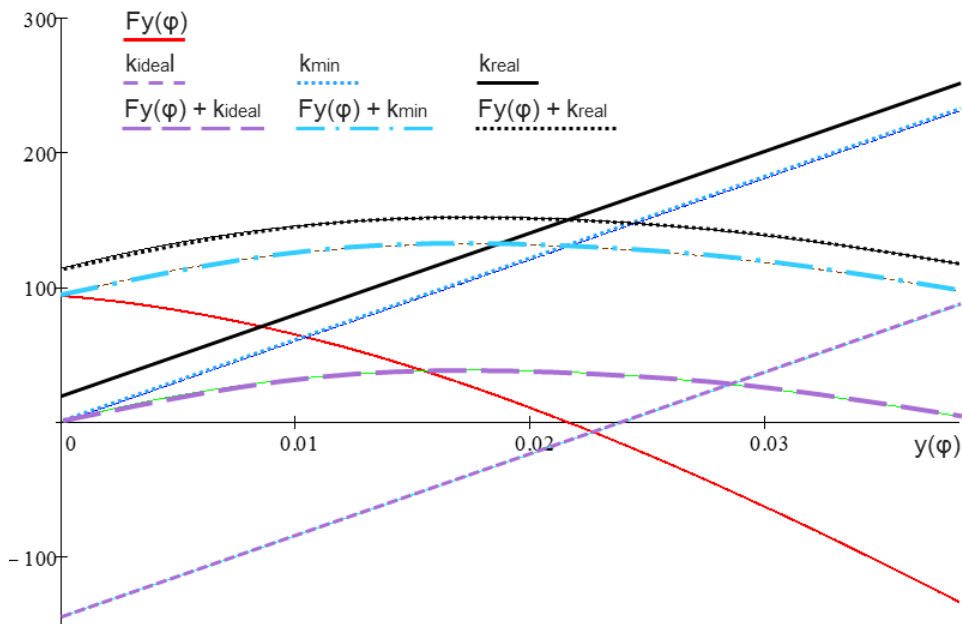


Figura 3.26 Posibilități de echilibrare a forței inerțiale, $F_y(\varphi)$ cu arcurile k_{ideal} , k_{min} și k_{real} .

Arcul de constantă elastică k_{ideal} este un arc teoretic, ideal, care echilibrează forța inerțială a pistonului conform modelului din figura 3.21,b. Arcul de constantă elastică k_{ideal} este supus atât comprimării cât și tracțiunii. Arcul de constantă elastică k_{min} este un arc care echilibrează forța $F_y(\varphi)$ menținând un singur tip de sollicitare.

În cazul în care este aplicat arcul de constantă elastică k_{min} rezultanta are o valoare constant peste valoarea maximă a forței $F_y(\varphi)$. Această rezultantă are valoarea minimă posibilă la care poate fi echilibrată forța inerțială a pistonului. În aplicațiile reale arcul este precomprimat. Curba k_{real} reprezintă o caracteristică fezabilă pentru un arc care poate echilibra forța inerțială a pistonului. Rezultanta în cazul aplicării k_{real} are cele mai mari valori dintre variantele din figura 3.26. Acest lucru atrage după sine creșterea forței transmise în cuplele mecanismului și creșterea reacțiunii laterale dată de unghiul de înclinare al bielei. Corespunzător, forțele de frecare cresc proporțional. Pentru contracararea efectelor menționate este de dorit echilibrarea forțelor dinamice astfel încât suma forțelor elastice și ale forțelor dinamice să aibă valori minime. În figura 3.27 sunt prezentate mai multe caracteristici elastice care pot echilibra $F_y(\varphi)$.

Caracteristicile elastice k_1 și k_2 din figura 3.24 respectă un singur tip de sollicitare în funcționare, iar caracteristica elastică combinată a acestora se suprapune cu k_{ideal} . Acest tip de abordare a problemei poate rezolva problema echilibrării dinamice fără a impune o rezultantă cu volri mai mari decât valoarea maximă a $F_y(\varphi)$.

Pentru simulări este folosit modelul unui singur arc precomprimat, conform figurii 3.26. Într-un caz ideal, pe lângă masa grupului piston ar trebui luată în calcul masa echivalentă a arcului care ia parte la mișcarea pistonului, respectiv o treime din m_k dacă este considerat un arc elicoidal. Totuși această masă nu poate fi luată în considerare până când elementul elastic nu este fabricat sau achiziționat.

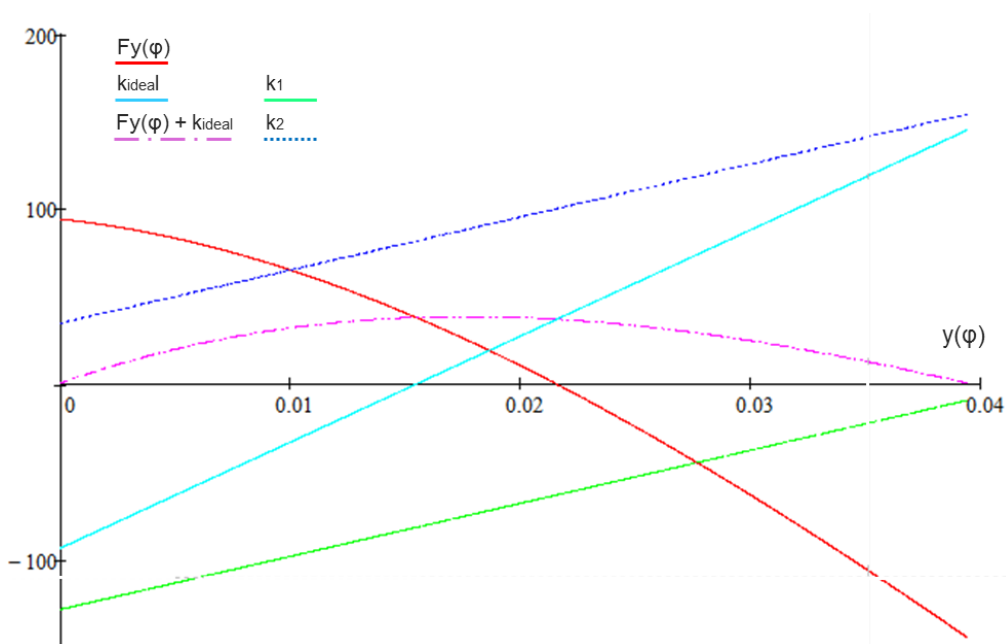


Figura 3.27 Caracteristicile elastice ale unui arcurilor k_1 și k_2 , suma acestora k_{ideal} , forța inerțială a pistonului, $F_y(\varphi)$ și rezultanta acestora

3.5 Simularea comportării modelului multicorp cu arc

Arcul calculat conform subcapitolului 3.4.2 a fost introdus în modelul multicorp prezentat în subcapitolul 3.3 ca modelul de simulare I. Au fost păstrați parametrii funcționali ai compresorului, cu excepția masei grupului piston. În figura 3.23 este prezentat modelul multicorp cu arcul implementat între piston și corpul care reprezintă masa compresorului.

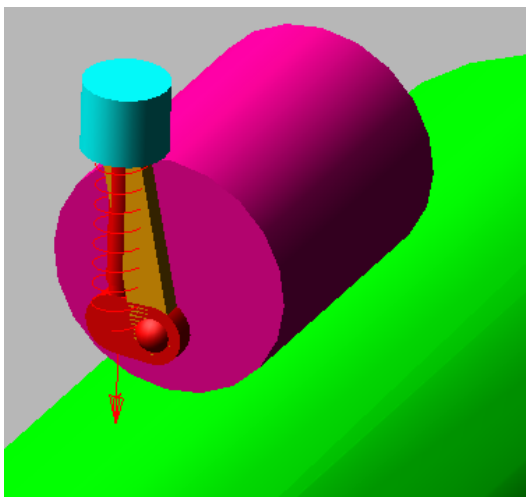


Figura 3.28 Modelul multicorp al mecanismului bielă-manivelă cu elementul elastic alineat colinear cu pistonul compresorului "Black & Decker BD 205/24"

Modelul din figura 3.28 are câteva erori față de un model teroretic fidel. Mai precis în urma implementării unui arc o parte din masa acestuia oscilează odată cu masa în mișcare de translație. Această masă este dată de masă totală a arcului ales și de varianta constructivă a acestuia. Făcând abstracție de forța elastică, dinamica mecanismului diferă odată ce este montat arcul. În simulări masele au fost păstrate neschimbate.

3.6 Concluzii

În vederea realizării simulărilor a fost conceput un model multicorp care a redat, structural și funcțional, mecanismul bielă-manivelă. Au fost considerate trei modele de simulare, independente între ele: cu viteză unghiulară constantă a arborelui cotit, cu conservarea energiei cinetice și cu surse (motorul electric) și consumatori (forța de presiune a gazelor și frecările).

Pe baza simulărilor s-a concluzionat că, întreaga comportare dinamică a mecanismului bielă-manivelă este puternic influențată de raportul dintre energia cinetică aferentă maselor în mișcare de translație și energia cinetică înmagazinată în masele aflate în mișcare de rotație.

Pornind de la rezultatele obținute s-a considerat în continuare un singur model, modelul cu viteză constantă, pentru care, pe baza rezultatelor obținute, s-a determinat constanta elastică a elementului tip arc care echilibrează forța inerțială corespunzătoare maselor în mișcare de translație și care a fost, apoi, testat experimental.

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

4. Analiza experimentală a comportamentului dinamic al compresorului de aer în varianta constructivă originală

4.1 Aparatura și metodică pentru cercetarea experimentală. Pregătirea experimentului

Experimentul a fost realizat în două etape. Prima etapă a constat în măsurarea vibrațiilor generate de compresor în forma sa originală (subcapitolul 3.1). Aceste măsurători au rolul de a confirma modelului matematic utilizat în simulări și de a valida echipamentul utilizat pentru măsurători. A doua etapă a constat în măsurarea vibrațiilor

generate de echipament după implementarea soluției de echilibrare. Pentru realizarea primei etape s-au montat o serie de accelerometre piezoelectrice triaxiale PCB PIEZOTRONIC (tip 339A31/NC). Pentru a reda cât mai fidel vibrațiile accelerometrele au fost fixate rigid pe carcasa compresorului (lagărul palier) în zona inelului exterior al rulmentului din lagăr (figura 4.2,a).



Echipamentul utilizat pentru măsurători este format din următoarele componente: sistem de achiziție și prelucrare de date tip LMS Scadas Mobile cu 32 canale (figura 4.3,a), accelerometre, programe de captare și prelucrare a datelor măsurate.

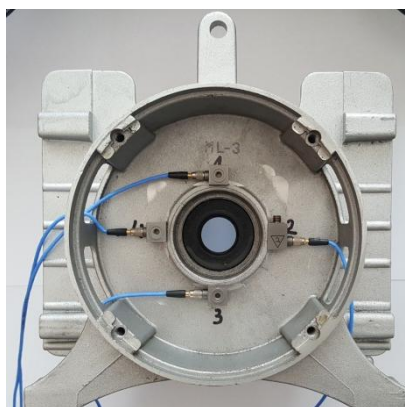
Suplimentar lagărului palier, mai este montat un senzor pe chiulasă. Sensorii utilizați au fost verificați și calibrați conform valorilor date de producător. Calibrarea a fost făcută la frecvența 159,2 Hz și o accelerație de 10 m/s² cu ajutorul unui calibrator Bruël & Kjør Type 4294. Cei patru senzori au fost amplasați la unghiuri de 90°, unul față de celălalt, în raport cu axa de rotație a arborelui cotit, pe direcție verticală și orizontală. În tabelul 4.1 sunt prezentați parametrii funcționali ai accelerometrelor triaxiale utilizate. În figura 4.3,b este prezentată fereastra de configurare a semnalelor de intrare corespunzătoare celor șase canale utilizate.

Direcțiile sistemului cartezian de referință sunt orientate astfel (figura 4.4):

- axa Ox - în planul de rotație al manetonului și perpendiculară pe axa de deplasare a pistonului;
- axa Oy - paralelă cu direcția de deplasare a pistonului;
- axa Oz - paralelă cu axa de rotație a arborelui cotit.

Tabel 4.1 Sensibilitatea senzorilor utilizați pentru măsurare vibrațiilor

Axa	Sensibilitate	Domeniul liniar		
X	1 ± 0.04 mV/m/s ²	10 V		
Y	1 ± 0.04 mV/m/s ²	10 V		
Z	1 ± 0.04 mV/m/s ²	10 V		



a)



b)

Figura 4.2 Amplasarea senzorilor: a) pe fusul palier; b) pe chiulasă



a)

Channel Setup										
Status: ■ Verification OK										
PhysicalChannelId	OnOff	ChannelGroupId	Point	Direction	InputMode	Measured Quantity	Electrical Unit	Actual Sensitivity		
1	<input type="checkbox"/>	Tacho	Tacho1	None	Voltage DC					
2	<input type="checkbox"/>	Tacho	Tacho2	None	Voltage DC					
3	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	x1	None	ICP	Acceleration	mV	1.481	mV/(m/s ²)	
4	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	y1	None	ICP	Acceleration	mV	1.421	mV/(m/s ²)	
5	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	z1	None	ICP	Acceleration	mV	1.435	mV/(m/s ²)	
6	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	xc	None	ICP	Acceleration	mV	10.70669	mV/g	
7	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	x2	None	ICP	Acceleration	mV	-1.421	mV/(m/s ²)	
8	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	z2	None	ICP	Acceleration	mV	1.403	mV/(m/s ²)	
9	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	y2	None	ICP	Acceleration	mV	1.473	mV/(m/s ²)	
10	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	yc	None	ICP	Acceleration	mV	13.73575	mV/g	
11	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	x3	None	ICP	Acceleration	mV	1.468	mV/(m/s ²)	
12	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	y3	None	ICP	Acceleration	mV	1.461	mV/(m/s ²)	
13	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	z3	None	ICP	Acceleration	mV	1.418	mV/(m/s ²)	
14	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	zc	None	ICP	Acceleration	mV	14.281831	mV/g	
15	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	x4	None	ICP	Acceleration	mV	1.444	mV/(m/s ²)	
16	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	y4	None	ICP	Acceleration	mV	1.511	mV/(m/s ²)	
17	<input checked="" type="checkbox"/>	Vibration	z4	None	ICP	Acceleration	mV	1.449	mV/(m/s ²)	

b)

Figura 4.3 Configurarea canalelor de intrare corespunzătoare senzorilor triaxiali. a) Platforma SCADAS pentru achiziția de date; b) configurarea canalelor

În figura 4.3 este prezentat întreg ansamblul "Black & Decker BD 205/24" în starea în care au fost realizate măsurătorile. A fost aleasă această metodă deoarece este varianta în care compresorul este exploatat de către utilizatori.

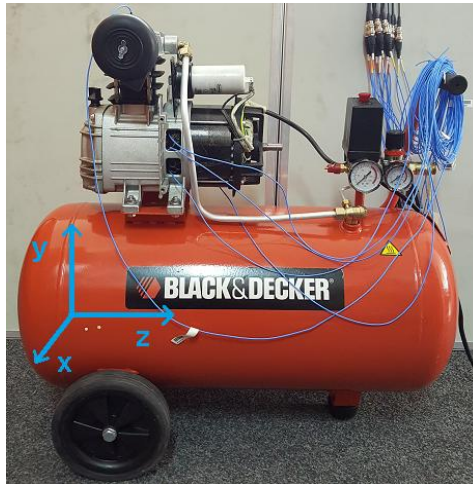


Figura 4.4 Ansamblul complet "Black & Decker BD 205/24" cu senzorii triaxiali montați

După montarea accelerometrelor, conectarea acestora la placa de achiziții și configurarea acestora pentru măsurători, întreg blocul compresorului a fost asamblat pe rezervorul furnizat pentru producător.

4.2 Interpretarea rezultatelor

4.2.1 Analiză în domeniul timp

Pentru evitarea utilizării unor valori neconforme, datele nu au fost luate în considerare decât după ce valorile s-au stabilizat. Înregistrarea a fost realizată pentru un interval de timp de 60 de secunde la o rată de achiziție de 12,8 kHz. Toate măsurătorile sunt ilustrate pe întreaga perioadă de măsurare (62 secunde) și în detaliu pe durata a cinci cicluri de rotație a arborelui cotit (0,105 s) în intervalul 45s ÷ 45,105 s.

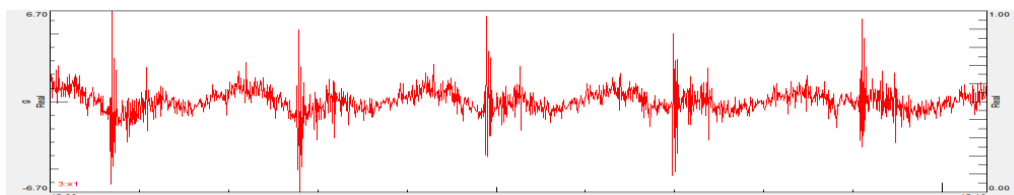
Din analiza semnalului prezentat în figura 4.6 rezultă existența unui profil sinusoidal identificabil pe direcția Ox, în toate cele patru diagrame corespunzătoare celor patru puncte de măsurare (x_1, x_2, x_3 și x_4). De asemenea, în cele patru măsurători este prezent un șoc cu aceeași periodicitate ca profilul sinusoidal. Amplitudinea șocului este de câteva ordini de mărime mai mare decât amplitudinea profilului sinusoidal.

Din analiza semnalului prezentat în figura 4.6 rezultă existența unui profil sinusoidal identificabil pe direcția Ox, în toate cele patru diagrame corespunzătoare celor patru puncte de măsurare (x_1, x_2, x_3 și x_4).

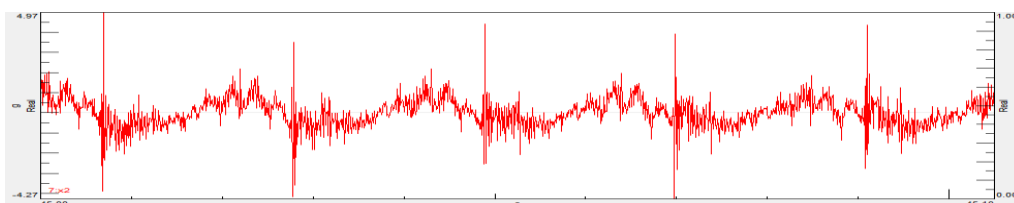
Conform semnalului înregistrat și prezentat în figura 4.7, șocul apare cu aceeași ocurență ca a semnalul sinusoidal. Totuși, analizat în detaliu, șocul are o perioadă proprie. În cazul de față aceasta este de aproximativ 0,25ms, respectiv în cazul unei analize în frecvență acest șoc va fi vizibil atât în zona frecvenței fundamentale a mecanismului cât și în zona frecvenței de 4 kHz. Șocul are tendința să crească odată cu timpul de testare.

Amplitudinea șocului este de câteva ordini de mărime mai mare decât amplitudinea profilului sinusoidal. În figura 4.7 este redat semnalul x_1 în intervalul de timp 45s ÷ 45,21s alături de un detaliu asupra unuia dintre cele cinci șocuri.

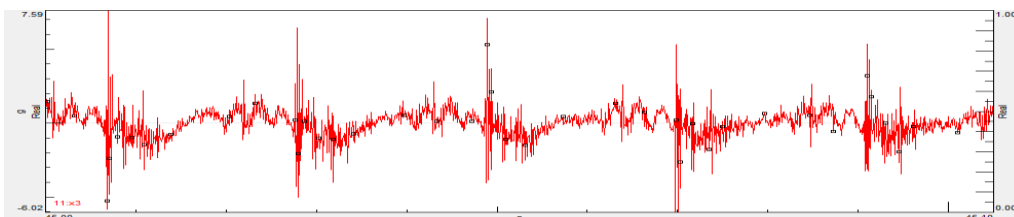
Alura semnalului măsurat de senzorul amplasat pe chiușă (Figura 4.6 – semnalul x_c) are o periodicitate diferită față de semnalul măsurat în zona lagărului.



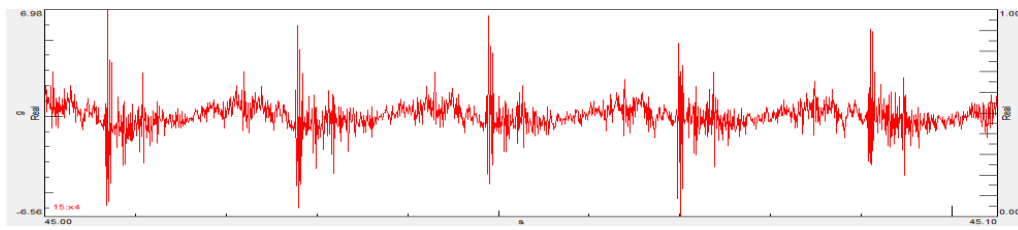
x_1



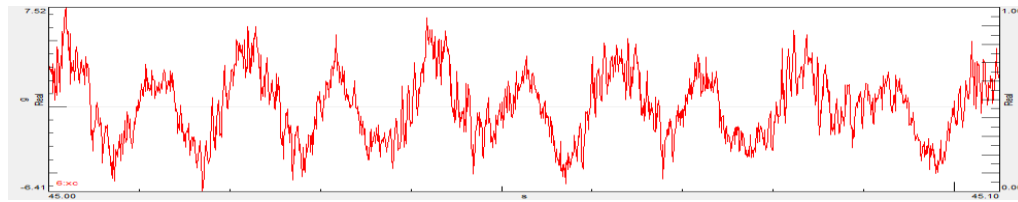
x_2



x_3

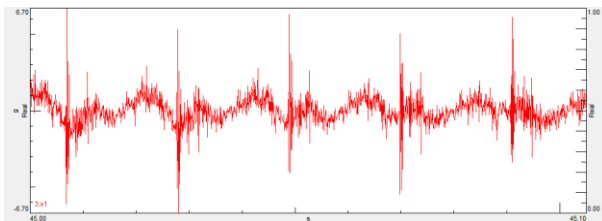


X_4

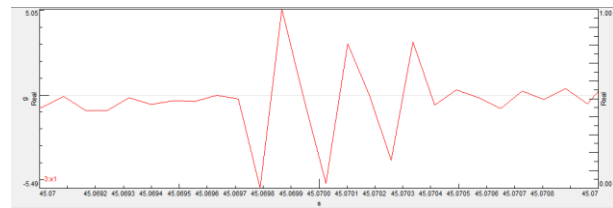


X_c

Figura 4.6 Detalii pentru figura 4.4 în intervalul $45 \div 45,105$ secunde



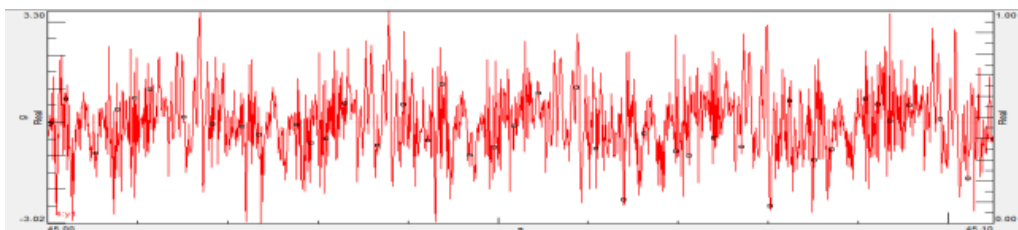
a)



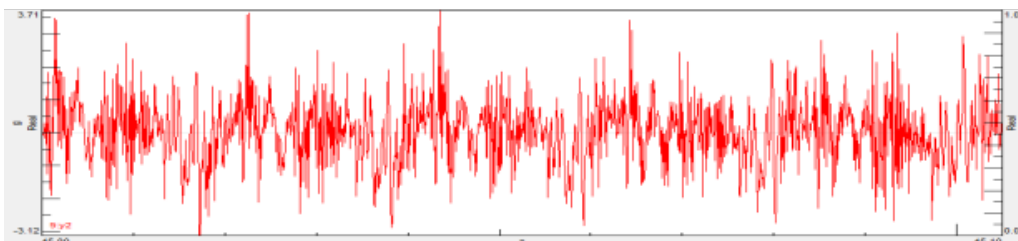
b)

Figura 4.7 Semnalul x_1 : a) înregistrat pe durata a cinci cicluri de rotație; b) detaliul unui șoc

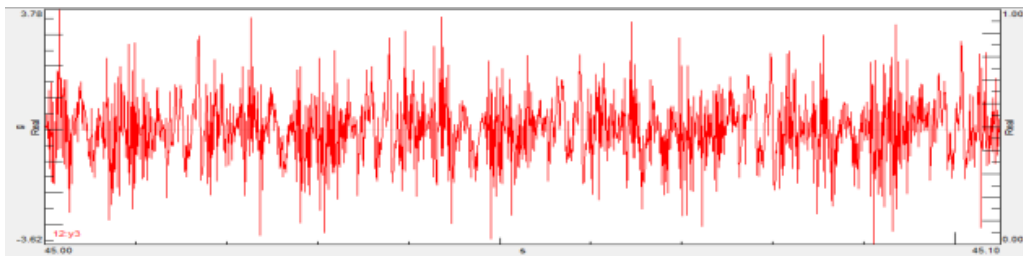
Semnalul este puternic parazitat pe direcția Oy , profilul sinusoidal fiind greu de identificat în mod special în zona fusului palier. În alura semnalului măsurat pe chiulasă periodicitatea semnalului este mai pronunțată, respectiv este vizibil frecvența arborelui cotit.



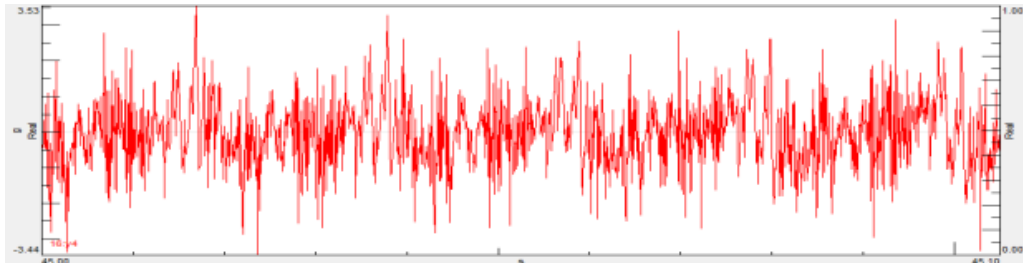
y_1



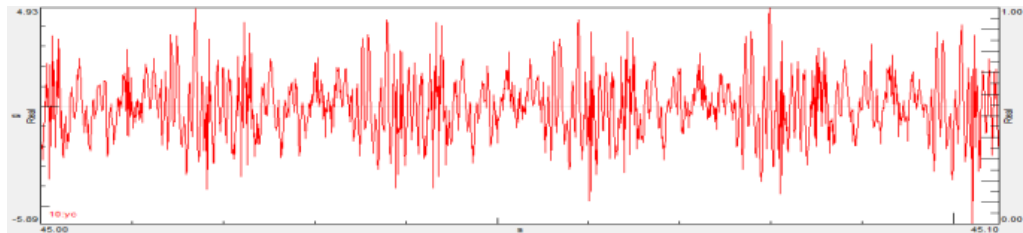
y_2



y_3



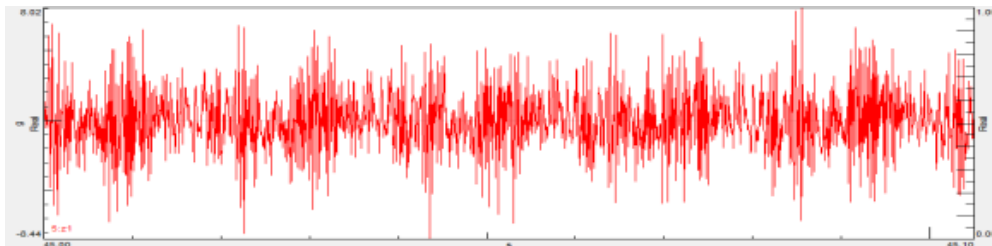
y_4



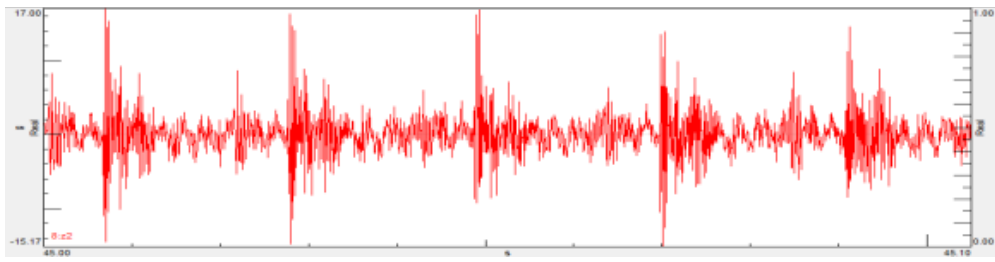
y_c

Figura 4.9 Detalii pentru figura 4.8 în intervalul $45 \div 45,105$ secunde

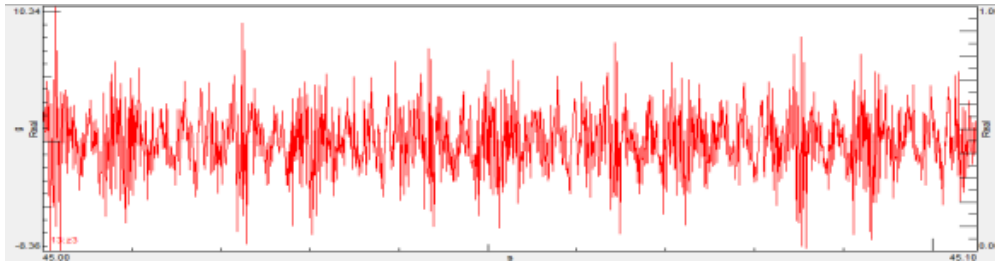
Spre deosebire de direcțiile Ox și Oy cele patru semnale de pe fusul palier nu au aceeași alură. Semnalele asemănătoare sunt z_1 cu z_3 și z_2 cu z_4 . Această asemănare indică două excitații torsionale față de axele Ox (z_1 cu z_3) și Oy (z_2 cu z_4).



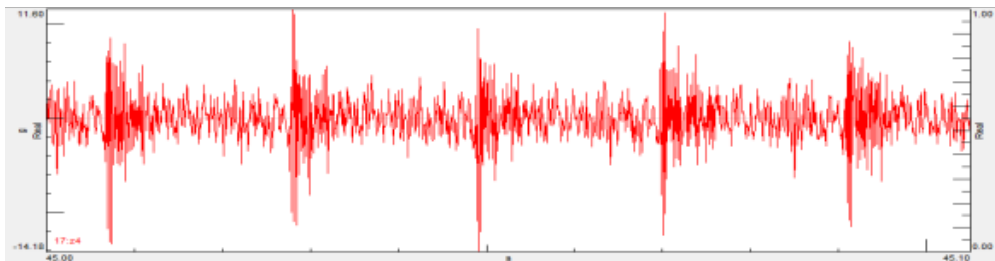
z_1



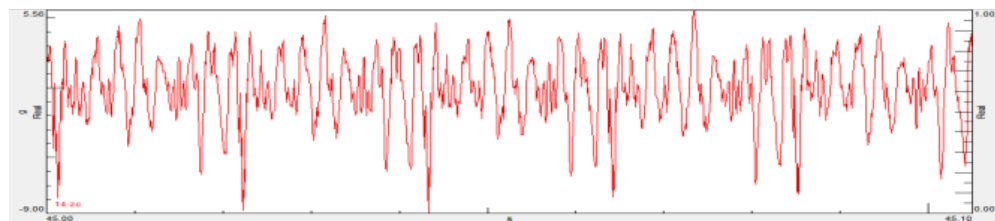
z_2



z_3



z_4



z_c

Figura 4.11 Detalii pentru figura 4.10 în intervalul 45 ÷ 45,105 secunde

Semnalele z_2 cu z_4 prezintă șocuri asemănătoare cu cele prezente în semnalele măsurate pe direcția Ox , respectiv și aceste șocuri au aceeași ocurență și au amplitudini semnificativ mai mari .

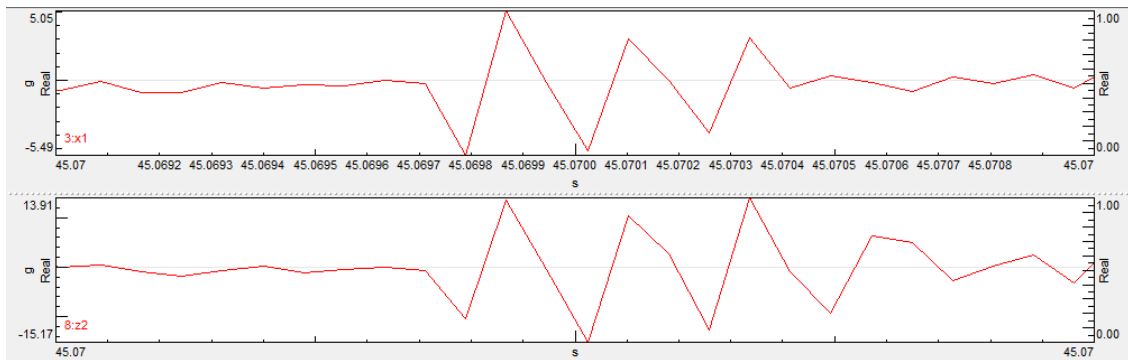


Figura 4.13 Șocuri ale semnalelor x_1 și z_2 înregistrate pe același interval de timp

Din comparația ilustrată în figura 4.13 se poate constata că șocul are aceeași perioadă, același moment de declanșare și aproximativ aceeași durată în care este activ. Se poate presupune că sursa acestui șoc este aceeași pentru ambele semnale.

4.2.2 Analiză în domniul frecvență

4.2.2.1 Analiză Fourier

Viteza de rotație a arborelui cotit dată de producător este de 2850rpm , respectiv $298,45\text{rad/s}$ sau $47,5\text{Hz}$. Această frecvență este considerată ca armonică fundamentală și ar trebui să genereze vârfuri pentru toate semnalele și în toate direcțiile. Armonica de gradul al doilea specifică mișcării pendulare a bielei generează vibrații pe direcția Oy . Aceste vârfuri ar trebui să fie vizibile pentru frecvența de 95Hz . În figura 4.15 sunt prezentate ilustrate curbele în analiză în frecvență specifice fiecărui senzor pe direcția Ox .

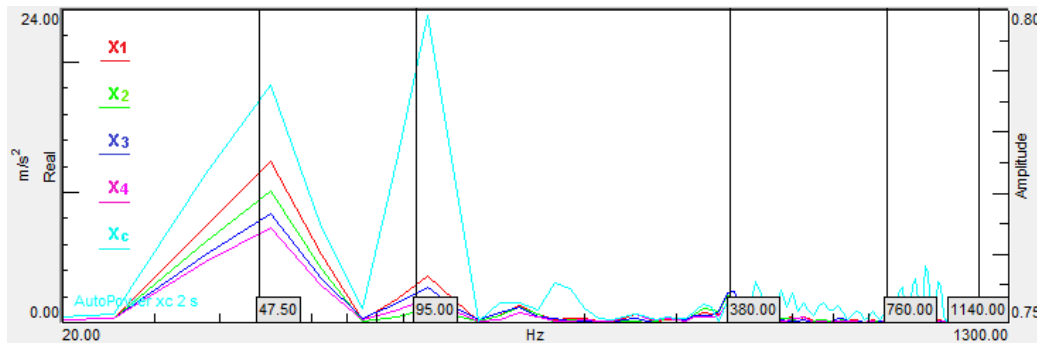


Figura 4.15 Analiza în frecvență pe direcția Ox

Excitațiile înregistrate de cei patru senzori de pe lagărul palier se descompun în aceleași frecvențe și cu valori asemănătoare. Senzorul de pe chiulasă măsoară amplitudini mult mai mari, iar cea mai mare amplitudine pare să fie o armonică de gradul al doilea.

În figura 4.16 este prezentată analiza în frecvență pe direcția Oy . Excitațiile pe direcție verticală au valori apropiate pentru armonica fundamentală. Pentru armonica de gradul al doilea semnalele se pot grupa din nou, respectiv y_1 cu y_3 și y_2 cu y_4 . Pentru aceeași armonică semnalul înregistrat pe chiulasă are o amplitudine mai mică decât cea înregistrată de cuplul de senzori y_1 cu y_3 , dar mai mare decât cea înregistrată de senzorii y_2 cu y_4 .

O altă observație față de armonica fundamentală și armonica de gradul al doilea este că, aparent, accelerometrele corespunzătoare direcțiilor y_1 cu y_3 măsoară un dezechilibru al armonicii fundamentale, iar accelerometrele corespunzătoare direcțiilor y_2 cu y_4 măsoară un dezechilibru al armonicii de gradul al doilea.

Semnalul generat de accelerometrul amplasat pe chiulasă indică o amplitudine foarte mare în zona de frecvență corespunzătoare comutării fantei magnetizate din statorul motorului cu inducție pentru o singură fază.

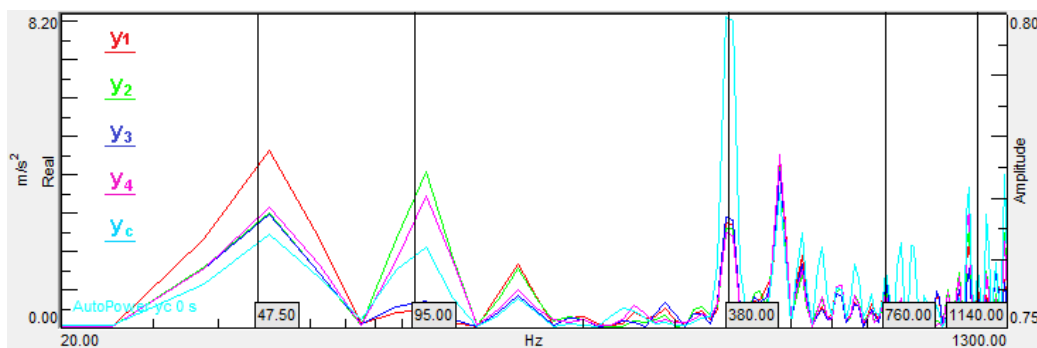


Figura 4.16 Analiza în frecvență pe direcția Oy

Amplitudinea armonicii fundamentale pe direcția Oz (figura 4.17) măsurate la gârul palier are valori asemănătoare cu cele măsurate pe direcția Oy.

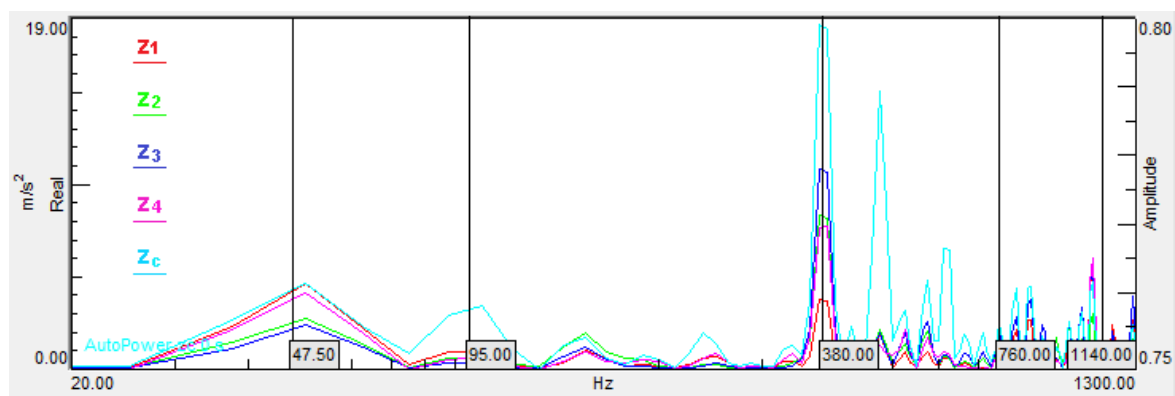


Figura 4.17 Analiza în frecvență pe direcția Oz

În schimb, amplitudinea armonicii de gradul al doilea devine nesemnificativă în această direcție cu excepția răspunsului măsurat pe chiulasă. Spre deosebire de celelalte direcții, în acest caz amplitudinea maximă se manifestă la aproximativ 380 Hz. Cauza pentru care la această frecvență se înregistrează cele mai mari amplitudini nu este pe deplin înțeleasă deoarece excitația torsională de 380 Hz acționează față de axa Oz și ar trebui să genereze reacțiuni normale față de axă. În schimb măsurătorile indică reacțiuni paralele cu direcția axei.

4.2.2.2 Analiză Envelope

Analiza Envelope este un instrument utilizat pentru analiza colectivă a unor semnale [G2]. În cazul de față este folosită pentru identificarea componentelor cu cea mai mare amplitudine într-un spectru, respectiv identificarea vibrațiilor critice.

Aceste vibrații sunt principalul parametru analizat pentru evaluarea echilibrării. Analiza Envelope este realizată pentru semnalele furnizate de toate cele cinci accelerometre pentru cele trei direcții considerate.

În figura 4.18 este prezentată analiza Envelope pentru accelerațiile pe direcția Ox. Cu excepția frecvenței de 1100 Hz, alura anvelopei se suprapune cu alura semnalului măsurat pe chiulasă. În cazul excepției (1100 Hz) amplitudinea maximă o are semnalul x_1 .

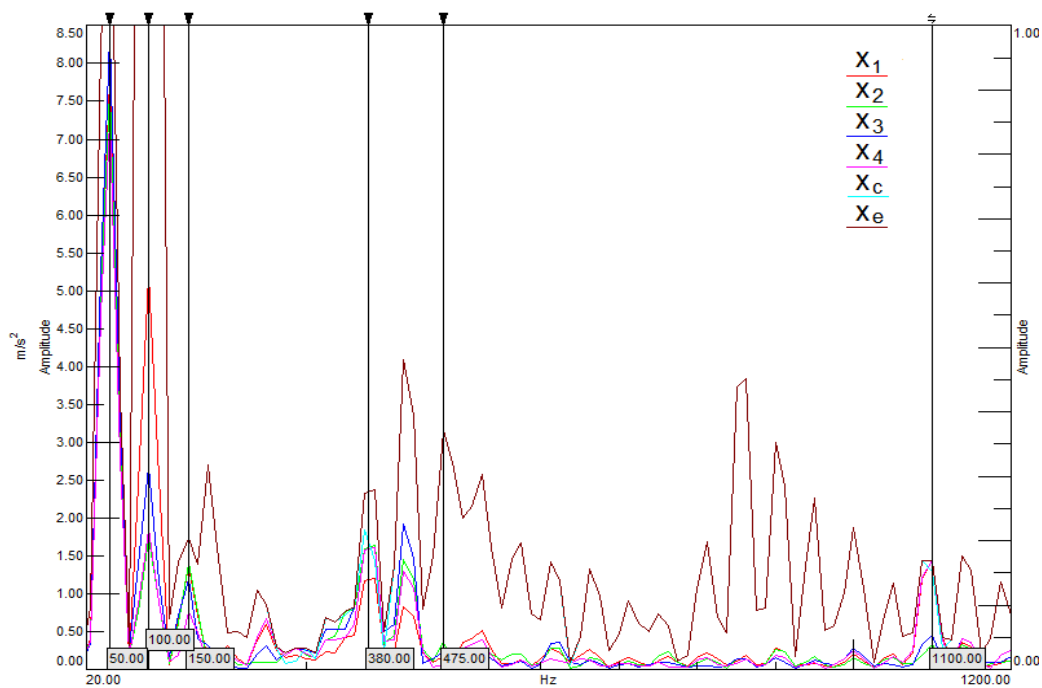


Figura 4.18 Analiza envelope pentru semnalele în direcția Ox

În figura 4.19 este prezentată analiza Envelope pentru accelerațiile în direcția Oy . În acest caz amplitudinea maximă nu urmărește un tipar. Mai exact, aceasta corespunde în funcție de frecvență tuturor semnalelor măsurate. Se remarcă un semnal foarte apropiat pentru toți senzorii amplasați pe fusul palier pentru majoritatea spectrul de frecvență cu o excepție, respectiv o împerechere a semnalelor y_1 cu y_3 și y_2 cu y_4 pentru frecvența de 100Hz .

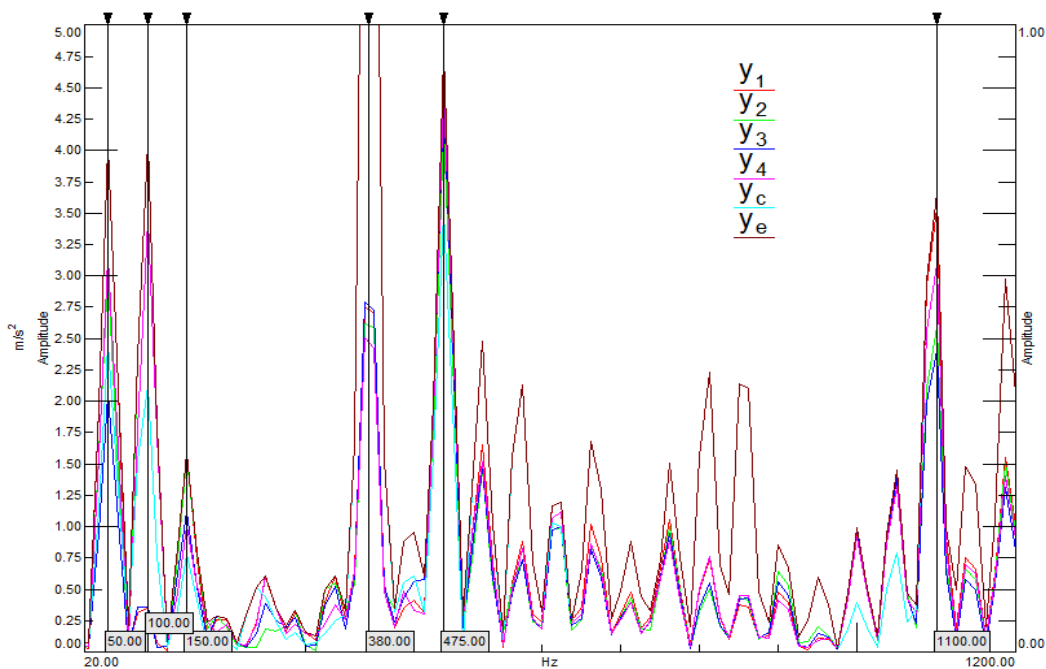


Figura 4.19 Analiza envelope pentru semnalele în direcția Oy

În figura 4.20 este prezentată analiza Envelope pentru accelearațiile în direcția Oz. Vibrația măsurată pe chiulasă are amplitudinea maximă cu excepția frecvenței de 1100Hz . De asemenea, la frecvența fundamentală, semnalul z_1 are aceeași alură cu semnalul z_c .

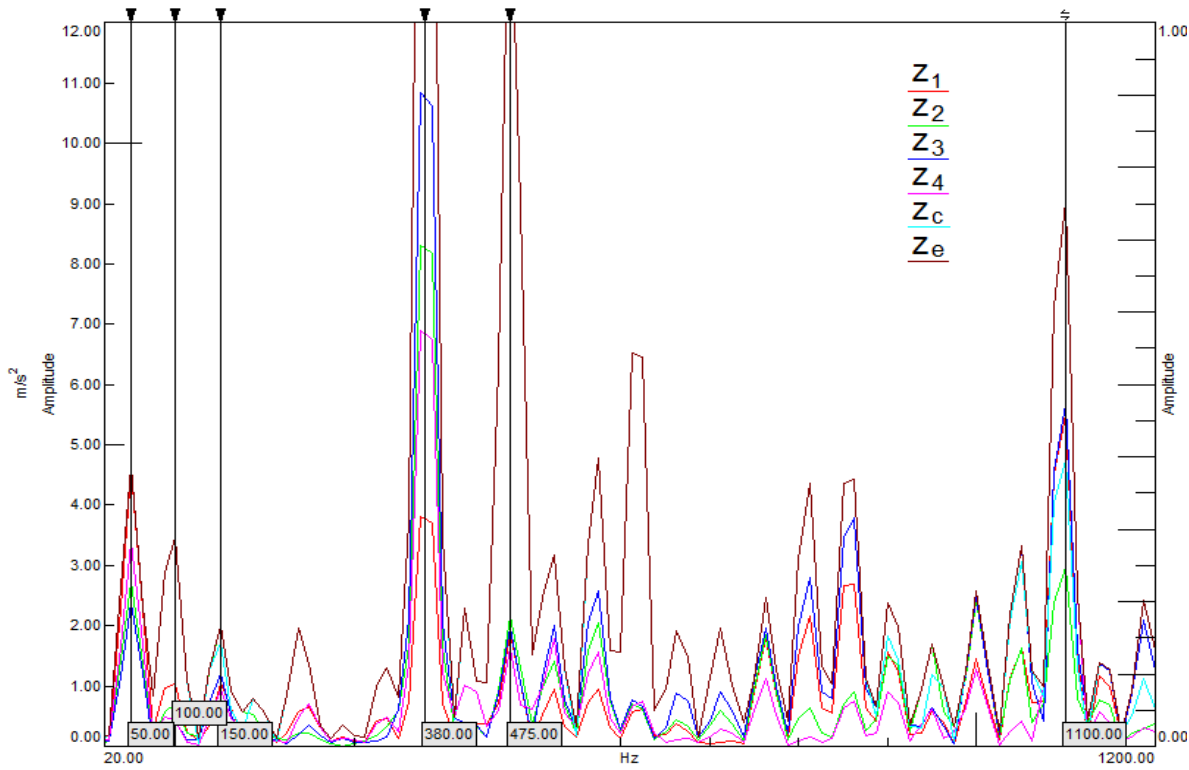


Figura 4.20 Analiza envelope pentru semnalele în direcția Oz

4.2.3 Analiză Cepstrum

Analiza Cepstrum este o analiză în spectrul timp, care descompune o analiză spectrală semnal în funcție de perioada componentelor [H3]. O astfel de interpretare este utilă în mod deosebit pentru separarea unor semnale care apar cu o frecvență egală cu cea a unui semnal sinusoidal. În cazul de față, șocurile date de jocurile din ansamblu pot avea frecvențe de apariție egale cu frecvența armonicilor de gradul întâi sau gradul al doilea.

În figura 4.21 sunt prezentate analizele Cepstrum în cepstrul $10^{-5} s \div 2 \cdot 10^{-2} s$. Frecvența de 20 corespunzând frecvenței de 50Hz . Această limită a frecvenței exclude șocurile ce au frecvențe proprii mai mari de 50Hz . Limita de 0,01ms este aleasă arbitrar, tendința curbei din analiză fiind asimptotică către zero în prezența unor șocuri. Analizele pe fiecare din cele trei direcții prezintă același tipar care apare la o frecvență de $2 \cdot 10^{-3} s$, respectiv același impuls este resimțit pe toate direcțiile.

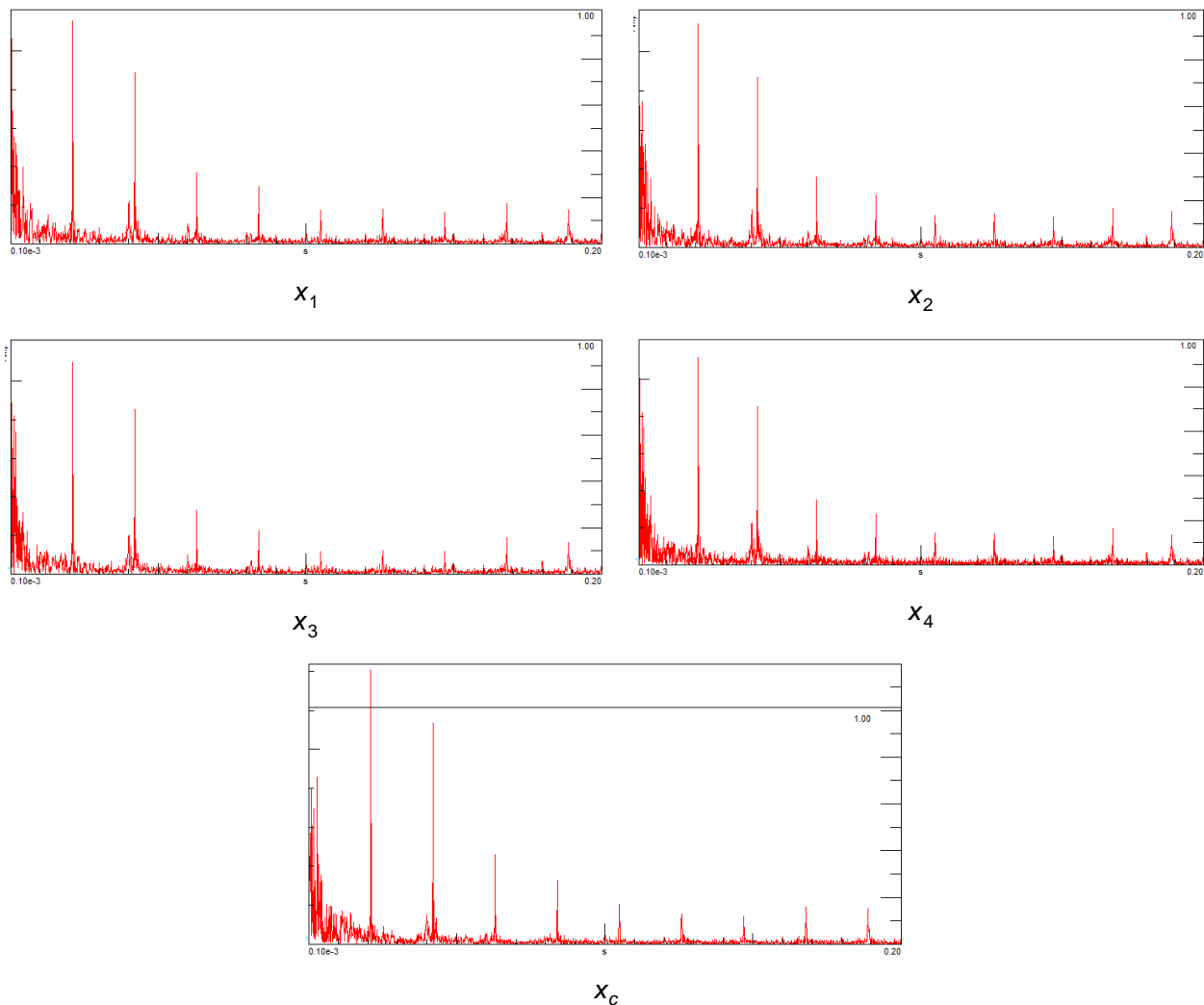


Figura 4.21 Analiza Cepstrum pentru semnalele măsurate pe direcția Ox

Conform figurii 4.21 analizele realizate pe măsurătorile din zona lagărului au alurile aproape identice. Amplitudinea rahmonicii de gradul întâi are o valoare mai mare în cazul semnalului măsurat pe chiulasă, indicând un răspuns mai pronunțat la impulsul sursă.

Spre deosebire de analizele Cepstrum realizate pe măsurătorile senzorilor de pe lagăr, analizele realizate pe măsurătorile senzorilor de pe chiulasă nu au un caracter asimptotic către zero. Această caracteristică a analizelor indică faptul că sursa șocurilor este amortizată sau echilibrată pe traseul către chiulasă. Mai exact, chiulasa se află mai departe de sursă decât lagărul palier. În consecință sursa șocurilor este în lagăr sau este transmisă prin lagăr dinspre arborele cotit.

În figura 4.22 sunt prezentate cele trei analize Cepstrum corespunzătoare măsurătorilor realizate pe chiulasă. Pentru a evidenția lipsa creșterii asimptotice a fost aleasă pe ordonată o scară logaritmică.

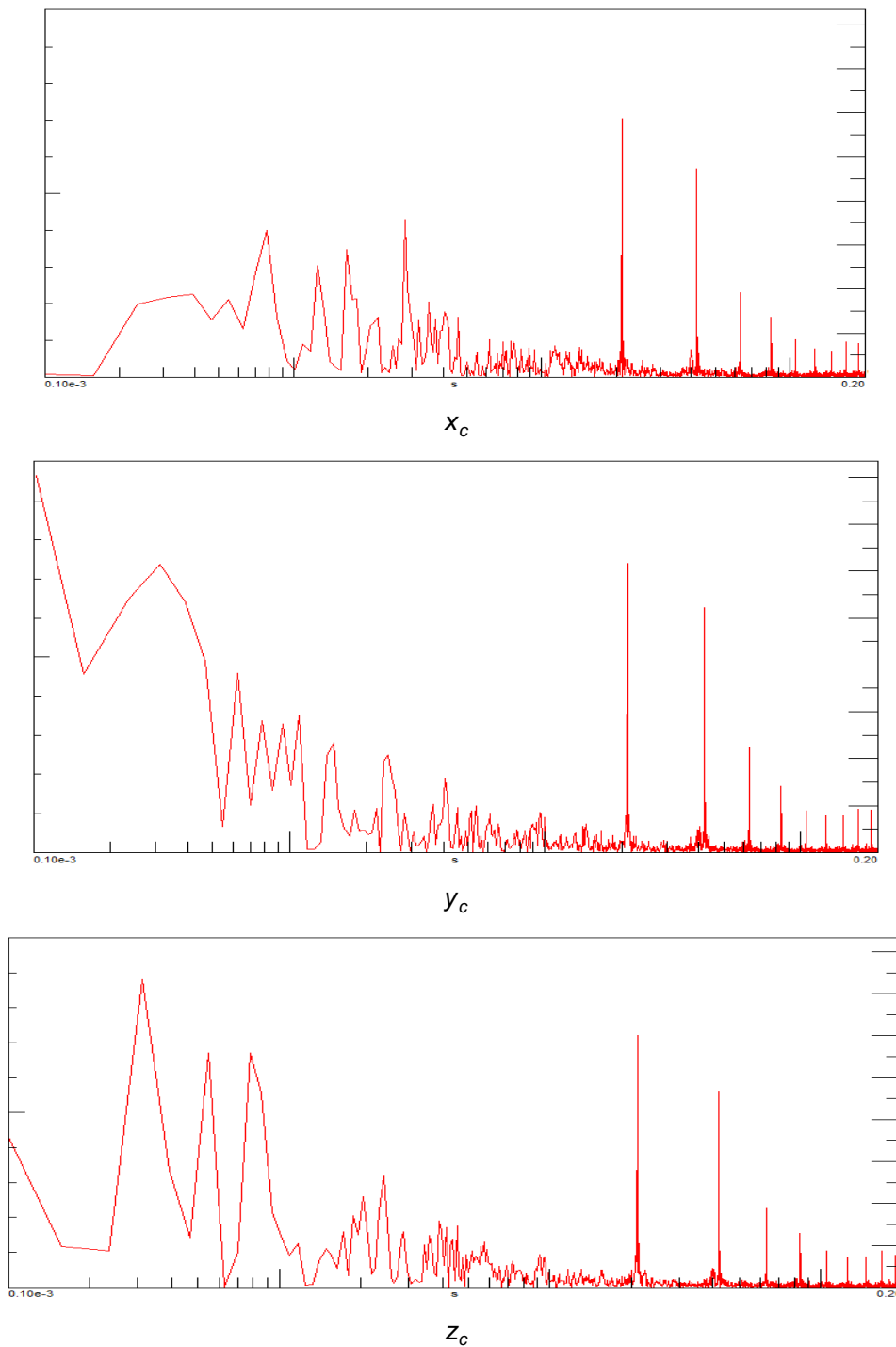


Figura 4.22 Analiza Cepstrum reprezentate pe scară logaritmică pentru semnalele măsurate pe chiulasă

Pe baza celor analiza în cadrul acestui subcapitol s-a trecut, în continuare, la introducerea soluției propusă în sistemul compresor considerat.

4.3 Concluzii

În vederea testării compresorului, în variantă constructivă originală, s-a utilizat un echipament certificat de achiziție și prelucrare a datelor format dintr-o platformă SCADAS, accelerometre PCB PIZOTRONICS și programe de analiză licențiate (TestLab). Pe baza măsurărilor efectuate s-au concluzionat următoarele:

- S-au identificat trei surse distincte de semnale: datorate vibrațiilor mecanice generate de funcționarea mecanismului bielă-manivelă, șocurilor din cuple și specifice motoarelor cu inducție;
- Semnalele înregistrate au o formă armonică numai pe direcție paralelă cu mișcarea pendulară a bielei;
- Pe toate direcțiile sunt înregistrate semnale datorate apariției unor șocuri generate de jocurile dintre componente;
- Analiza Envelope a semnalelor înregistrate evidențiază faptul că semnalele paralele cu mișcarea pendulară la nivelul palierului sunt cele mai mari în timp ce, la nivelul chiulasei semnalele de pe celelalte două direcții sunt dominante;
- Analiza Cepstrum confirmă influența dominantă pe care o au șocurile în funcționarea de ansamblu a mecanismului bielă-manivelă;
- Cu trecerea timpului intensitatea șocurilor crește, fenomen pus pe seama dilatării termice diferite a componentelor (realizate din oțel sau duraluminu);
- Motorul cu inducție care antrenează arborele cotit al compresorului generează, la rândul său, o serie de vibrații identificabile ca armonici superioare ale frecvenței curentului de alimentare;
- Amplitudinea cea mai mare de vibrație apare la frecvența de 380 Hz corespunzătoare frecvenței de comutare a polilor magnetici din motor
- În măsurători s-a remarcat efectul pe care îl are frecvența fundamentală de 47,5 Hz corespunzătoare turației arborelui cotit;

Măsurătorile efectuate pe comprosorul original au fost considerate referință comparativă pentru măsurătorile efectuate pe compresorul de aer modificat, aspect care este prezentat în următorul capitol.

5. Analiza experimentală a comportamentului dinamic al compresorului de aer în varianta constructivă modificată

5.1 Proiectarea soluției tehnice cu element elastic

Această etapă constă în implementarea pe un model real a soluției teroretice din figura 3.18. Pentru validarea echilibrării prin mijloace elastice este implementat numai arcului vertical (piston-cilindru) pentru validarea principiului de funcționare.

Alegerea arcului depinde de spațiul diponibil de lucru și de montaj. Spațiul de lucru are o formă variabilă deoarece mecanismul se mișcă în timpul funcționării. Pentru a verifica gabaritul disponibil pentru arc este necesară identificare pozițiilor în care mecanismul bielă-manivelă se află în poziții critice, respectiv poziții în care cotele de gabarit pentru arc sunt minime. În figura 5.1 sunt ilustrate trei poziții considerate critice.

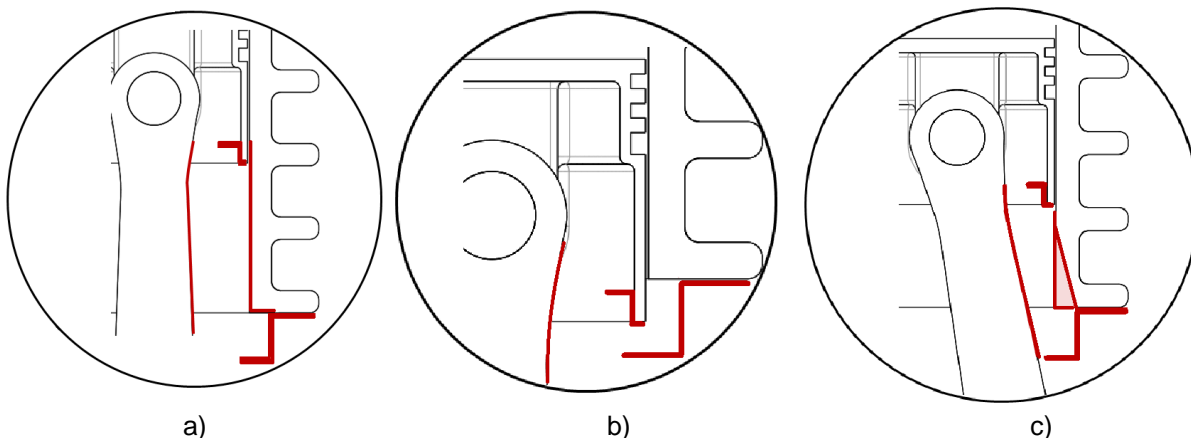


Figura 5.1 Poziții critice al mecanismului: a) punctul mort superior; b) punctul mort inferior; c) distanța minimă dintre bielă și cilindru.

Interfețele necesare pentru montajul arcului trebuie să fie fixe în raport cu pistonul și cu componentele fixe ale compresorului. Interfața dintre arc și piston poate fi montată fără elemente de fixare, forța arcului fiind orientată permanent către piston. Astfel arcul menține elementul de legătură în permanent contact cu pistonul. Prin geometria elementului de legătură se poate asigura o autocentrare a componentei, respectiv prin introducerea unei suprafețe conice în zona de suport al arcului. În figura 5.2 este prezentat un model al acestui element de legătură.

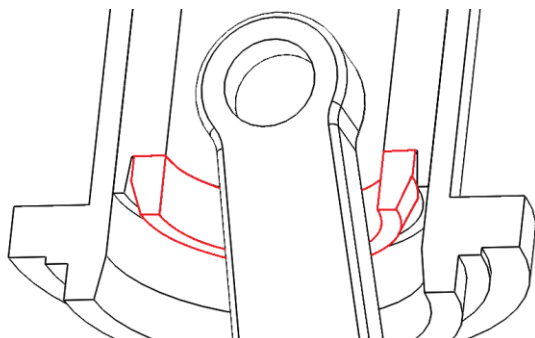


Figura 5.2 Elementul de legătură dintre capul arcului și piston

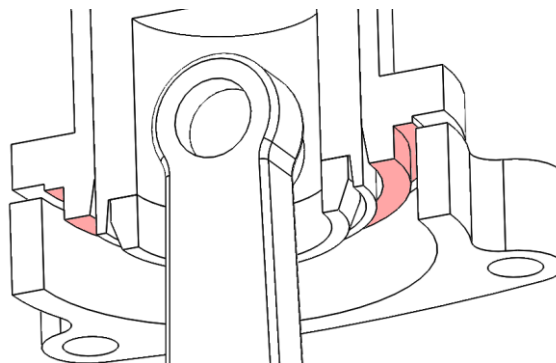


Figura 5.3 Suprafețe disponibile pentru fixarea elementului de susținere al arcului

Elementul care susține baza arcului (capătul dinspre fusul palier) poate fi montat pe oricare dintre componentele fixe ale compresorului. Componentele accesibile în această zonă sunt cilindru și carterul. Ambele componente au suprafețe disponibile pentru prelucrări necesare montajului, singura diferență consisabilă fiind materialul. Mai exact, carterul este din aluminiu, iar cilindru din fontă. Din acest motiv cilindru este preferat pentru montaj. La rândul său, cilindru are trei suprafețe expuse în interiorul carterului, suprafețe care pot fi utilizate pentru fixarea elementului de montaj. În figura 5.3 sunt evidențiate aceste suprafețe.

Toate cele trei suprafețe din Figura 5.3 au lățimi mai mici de 10 mm. Această constrângere face foarte dificilă poziționarea precisă a unei componente suplimentare. Mai mult decât atât, între cilindru și carter există un element de etanșare care contribuie în defavoarea unei poziționări precise. Din acest motiv este aleasă suprafața cu orientarea cea mai apropiată de axa de deplasare a pistonului, respectiv suprafața cilindrică din figura 5.3. Această suprafață permite multiple tehnologii de asamblare (presare, asamblare filetată, asamblare cu elemente de fixare etc.).

Pentru a avea modificări minime față forma originală este ideal un montaj prin strângere, astfel cilindru își păstrează forma originală. Însă problema ridicată de această soluție este o dezasamblare greoaie, dezasamblare ce trebuie considerată în caz de defecte sau de investigații ulterioare. Din acest motiv, se păstrează interfața specifică strângerii, dar cu toleranțe suficient de mici astfel încât dezasamblarea să poată fi realizată manual. Preluarea forței axiale este asigurată prin elemente filetate suplimentare dispuse radial. Respectiv prin prezoane ce traversează elementul suport și se fixează în cilindru. În figura 5.4 este reprezentată o variantă constructivă a suportului ce susține baza arcului. Pentru simplitatea construcției elementul suport a fost descompus în două elemente, respectiv un cilindru suport și un inel. Inelul are o structură similară segmentului astfel încât asamblarea și dezasamblarea să se poată fi făcută ușor.

Din punct de vedere al gabariturii arc de echilibrare este constrâns. În figura 5.5 este prezentată o variantă constructivă a arcului, a elementelor de montaj și al componentelor care susțin elementele de montaj.

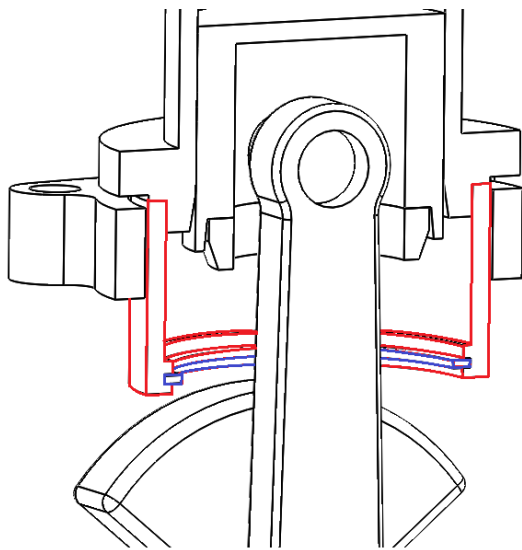


Figura 5.4 Suportul pentru baza arcului

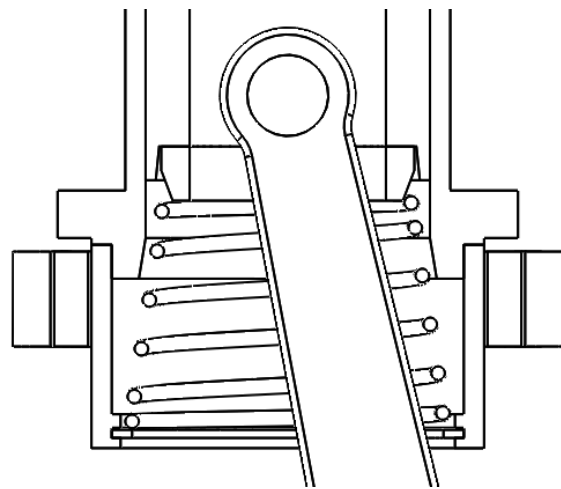


Figura 5.5 Reprezentare CAD a variantei constructive ce conține arcul, elementele de montaj și componentele care susțin elementele de montaj

Alegerea elementului elastic (arc) a fost realizată pornind de la valoarea constantei elastice k_p determinată prin simulările efectuate cu programul ADAMS și ținând cont de gabaritul disponibil în interiorul carterului compresorului.

Pe baza acestor două considerente s-a adoptat soluția constructivă a unui arc conic. Calcul de verificare al unui astfel de arc este [P2]:

$$\Delta = \frac{2 \cdot F \cdot D_1^4 \cdot n_a}{G \cdot d^4 (D_2 - D_1)} \left[\left(1 + \left(\frac{D_2}{D_1} - 1 \right) \frac{n_f}{n_a} \right)^4 - 1 \right] + (l_a - l_s) \cdot \left(1 - \frac{n_f}{n_a} \right), \quad (5.1) \text{ unde } D_1 \text{ este diametrul}$$

mediul al capătului mic, D_2 este diametrul mediul al capătului mare, n_a este numărul de spire active, n_f este numărul de spire active în timpul comprimării, l_0 este lungimea relaxată corespunzătoare numărului de spire active, iar l_0 este lungimea în comprimare maximă totală a numărului de spire active.

Arcul identificat în comerț cu caracteristici constructive și funcționale apropiate valorilor ideale este descris în tabelul 5.1. Acesta arc este folosit în cadrul experimentului.

Tabel 5.1 Parametrii funcționali ai arcului utilizat în cadrul experimentelor

Parametru	Diametru interior	Diametru exterior	Lungime liberă	Diametrul sârmei	Constanta elastică (medie)	Lungime solidă	Număr de spire
Valoare	38,1	46,025	57,15	3,1	6,865	14,986	4,25
Unitate de măsură	mm	mm	mm	mm	N/mm	mm	NA

Capetele arcului sunt de tip închis, respectiv prima și ultima spirală nu sunt active. Acest compromis de material neutilizat asigură un contact extins pe suprafețele suport.

Experimentele au fost realizate utilizând arcul calculat în sub capitolul 3.4 pe compresorul „Black & Decker BD 205/24” conform soluției constructive prezentate în acest subcapitol. În figura 5.7 este prezentat pistonul compresorului sprijinit în arc, în punctul mort superior.

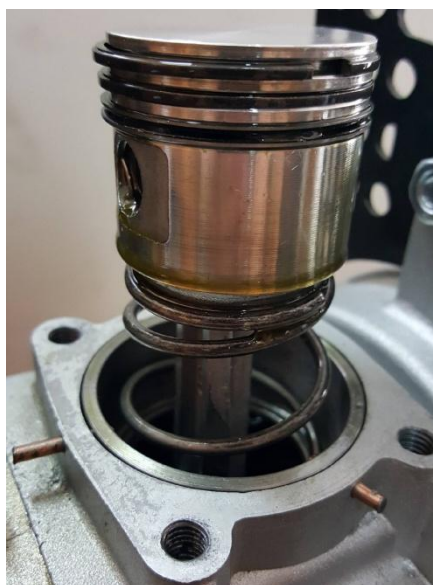


Figura 5.7 Ansamblul bielă-manivelă cu arcul montat

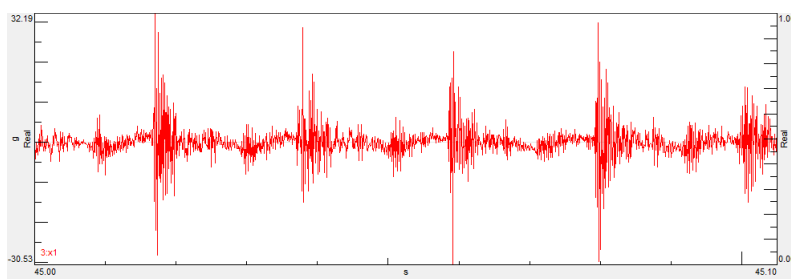
Experimentul a fost realizat în mod similar cu măsurătorile de referință. Mai precis, pe o perioadă de 60 de secunde cu o rată de achiziție de 12.8 kHz.

5.2 Analiză în domeniul timp

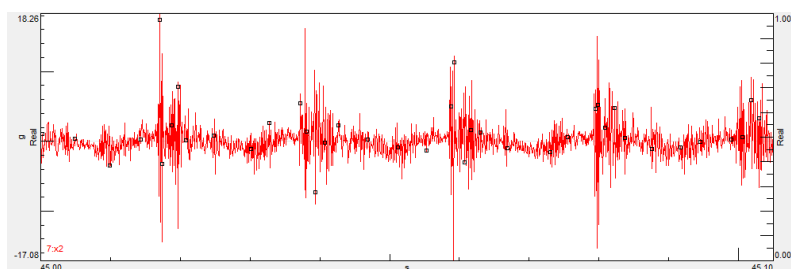
Toate măsurătorile sunt ilustrate pe întreaga perioadă de măsurare (60 secunde) și în detaliu pe durata a cinci cicluri de rotație a arborelui cotit (0,105 s) în intervalul 45s÷45,105s .

Spre deosebire de soluția originală, semnalul obținut în urma implementării arcului nu se mai stabilizează. În perioadele de instabilitate amplitudinea crește după care revine la valoarea inițială. Aceste oscilații ale amplitudinii nu par să urmărească un tipar. Singura tendință vizibilă este de creștere a amplitudinii după aproximativ 40 de secunde, în mod similar cu valorile originale.

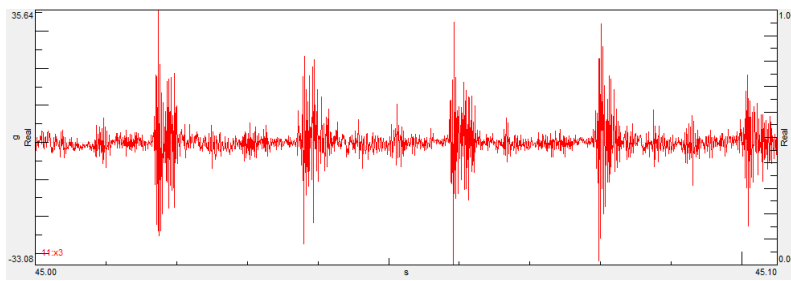
În figura 5.9 sunt prezentate detaliat semnalele pentru o secvență de 0,105s, în intervalul 45s÷45,105s .



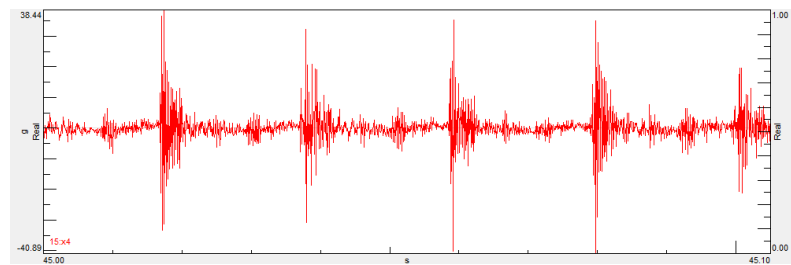
x_1



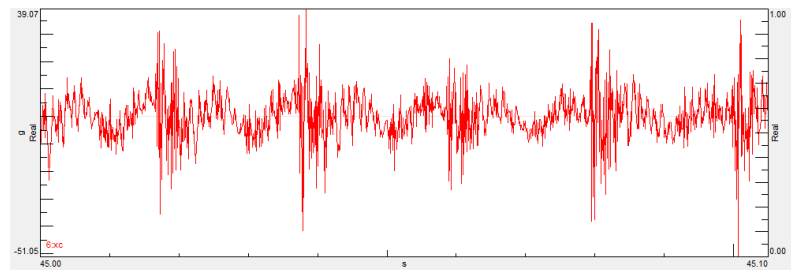
x_2



X_3



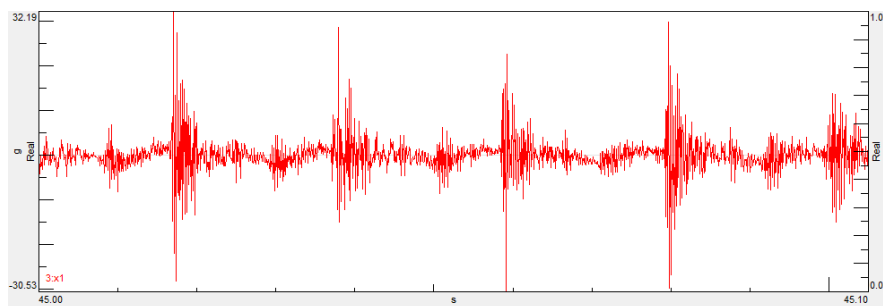
X_4



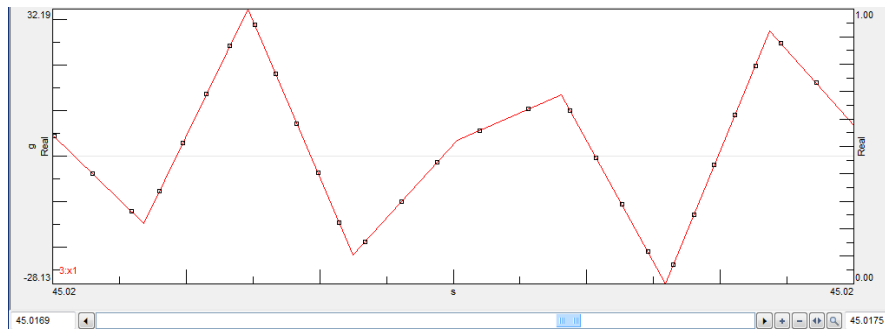
X_c

Figura 5.9 Detalii pentru intervalul de timp 45 ÷ 45,105 secunde

Profilul sinusoidal este mult mai puțin vizibil decât în cazul măsurătorilor inițiale. Singurul semnal în care se poate identifica acest profil este cel măsurat pe chiulasă. Șocurile sunt în continuare puternic vizibile și au aceeași perioadă cu armonica fundamentală. În figura 5.10 este redat semnalul x_1 în intervalul 45s ÷ 45,105s alături de un detaliu asupra unuia dintre cele cinci șocuri.



a)



b)

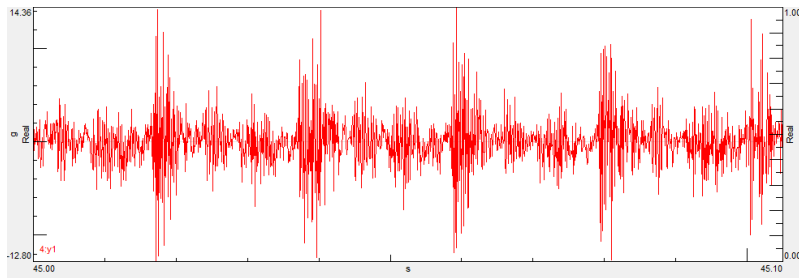
Figura 5.10 Semnalul x_1 înregistrat: a) pe durata a cinci cicluri de rotație; b) detaliul unui șoc

Amplitudinea șocului este mult mai mare decât în condițiile inițiale, iar oscilațiile acestuia persistă pentru mai mult timp. O altă diferență este perioada semnalului care acum scade cu 0,2 ms.

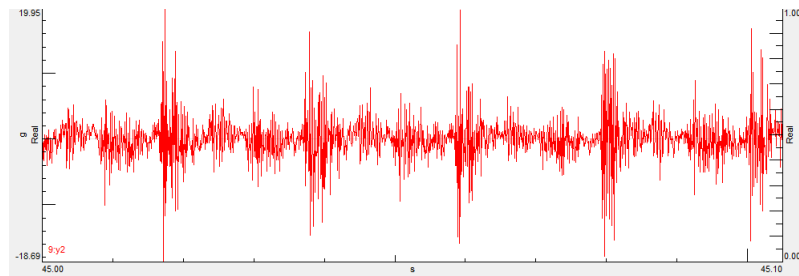
În figura 5.12 sunt prezentate detalii ale semnalului în direcția Oy pentru intervalul de timp $45 \div 45,105$ secunde, Oy pe toate cele cinci direcțiile de măsurare.

În figura 5.14 sunt prezentate detalii ale semnalului măsurat pe direcția Oz în figura 5.13, pentru intervalul de timp $45 \div 45,105$ secunde.

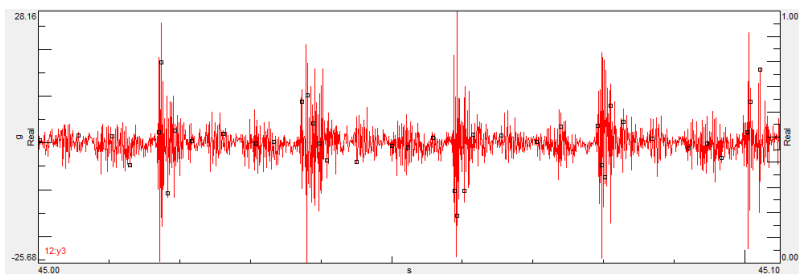
Cu excepția semnalului măsurat pe chiulasă pe direcția Oz , toate semnalele conțin un șoc care apare periodic, cu frecvența de rotație a arborelui cotit.



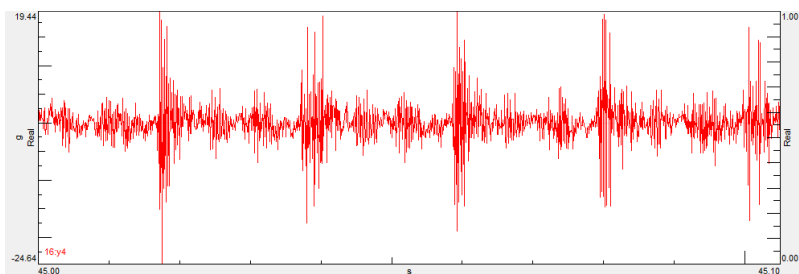
y_1



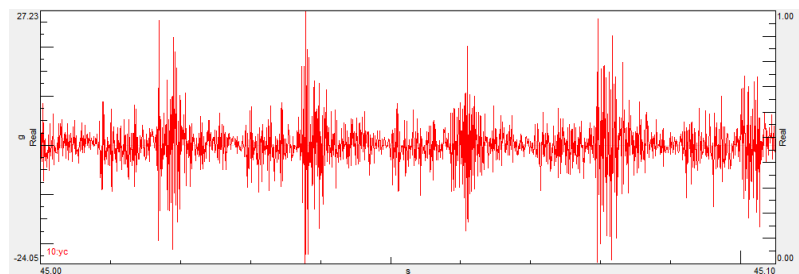
y_2



y_3

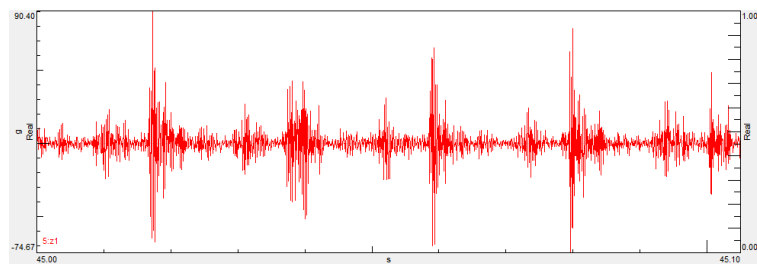


y_4

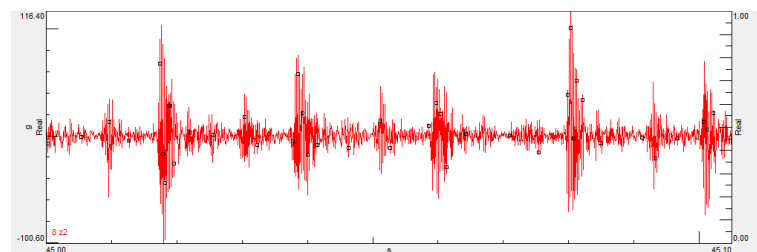


y_c

Figura 5.12 Detalii ale semnalului în direcția Oy pentru intervalul de timp $45 \div 45,105$ secunde



z_1



z_2

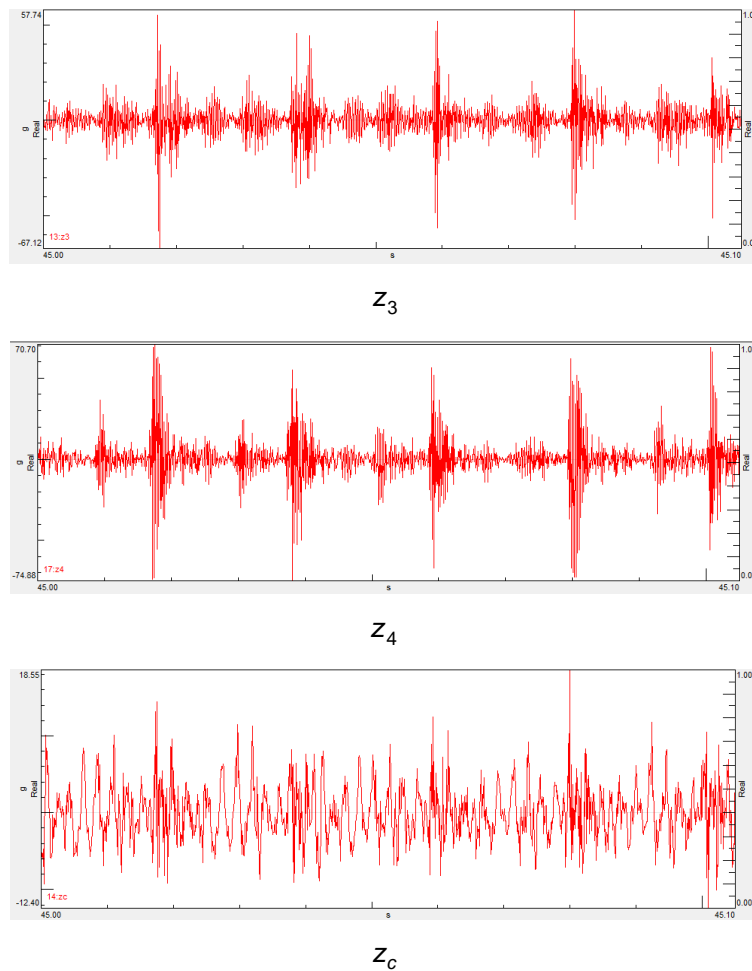


Figura 5.14 Detalii pentru semnalul măsurat pe direcția Oz în intervalul de timp 45s ÷ 45,105 s

5.3 Analiza Foruier

Amplitudinea crescută vizibil în cel de-al doilea set de măsurători poate avea surse multiple. Analiza pe spectrul complet de frecvențe (1 ÷ 6400 Hz) oferă posibilitatea de a identifica originea vibrațiilor ce au amplitudine.

Conform figurii 5.15 cele mai mari amplitudini sunt măsurate în domeniul de frecvență 4000Hz ÷ 6000Hz . Acest domeniul este asociat șocurilor și a modurilor proprii ale componentelor în mișcare.

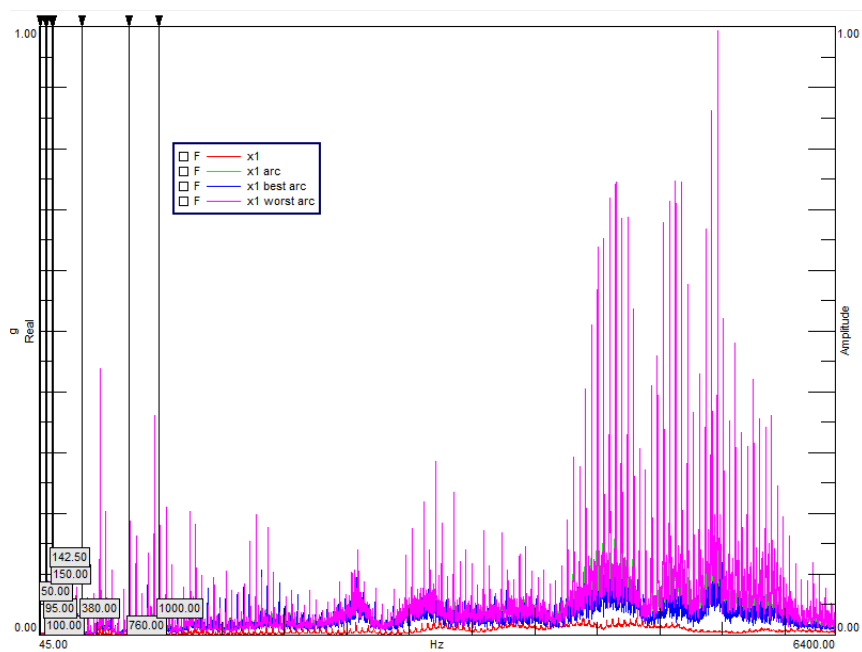


Figura 5.15 Comparația semnalului x_1 original (roșu) cu trei eșantioane preluate din semnalul x_1 măsurat în urma implementării arcului

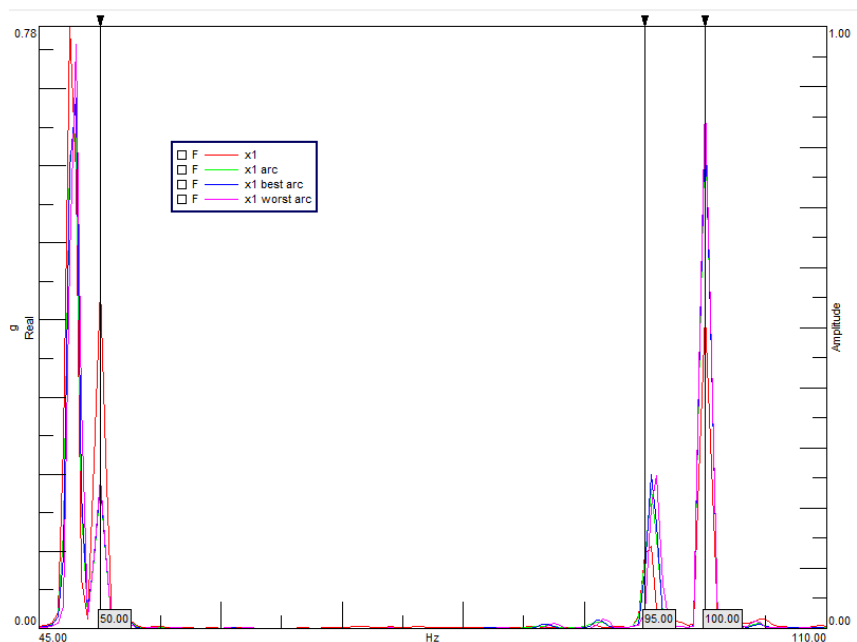


Figura 5.16 Comparația semnalului x_1 original (roșu) cu trei eșantioane preluate din semnalul x_1 măsurat în urma

Execuția imperfectă a soluției constructive de introducere a arcului atrage după sine un număr crescut de componente și mai multe posibilități de deplasări relative între componente. În figura 5.16 sunt reprezentate semnalele din figura 5.15 pentru un spectru restrâns de $45\text{Hz} \div 110\text{Hz}$.

Conform figurii 5.16, amplitudinea armonicilor corespunzătoare deplasării pistonului și a excitației motorului electric au valori reduse în urma implementării arcului.

În continuare au fost comparate analizele în frecvență înainte și după introducerea arcului pentru câte un semnal corespunzător fiecărei direcții pentru lagărul palier și pentru chiulasă.

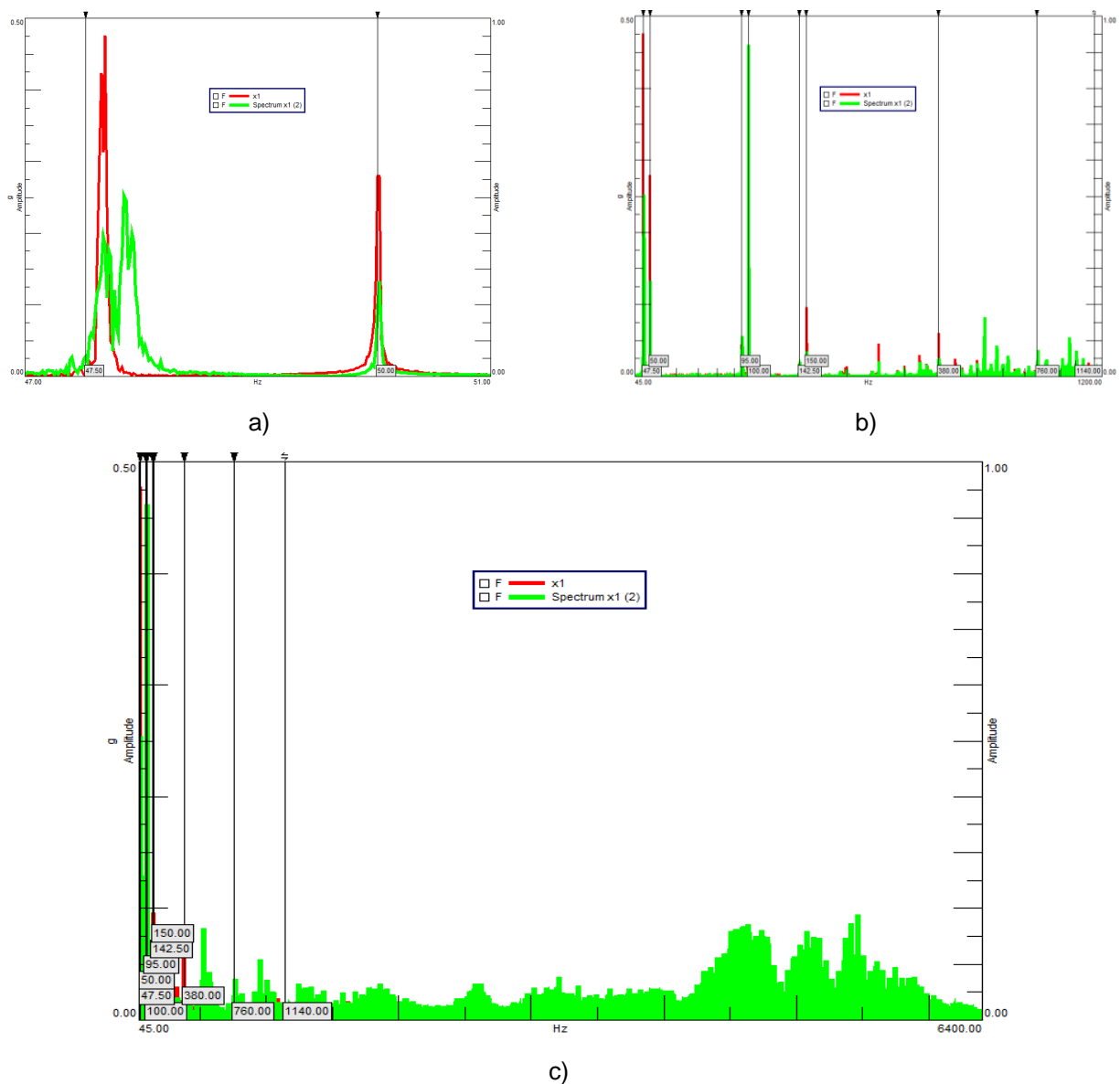


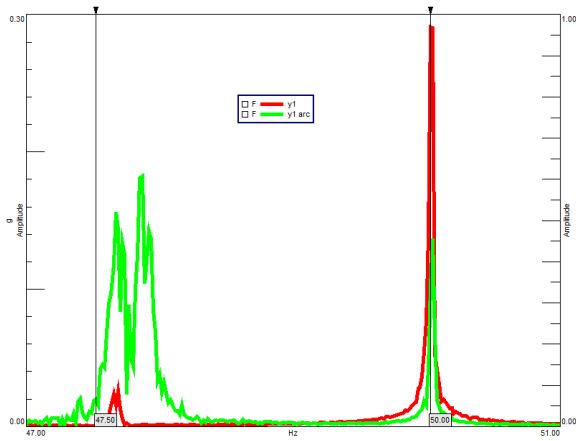
Figura 5.17 Analiza în frecvență pentru semnalul x_1 înainte și în urma introducerii arcului pentru trei domenii frecvență: a) 45Hz÷51Hz ; b) 45Hz÷1200Hz ; c) 45Hz÷6400Hz

În cadrul tuturor comparațiilor semnalul original este reprezentat cu roșu, iar semnalul măsurat în urma implementării arcului este reprezentat cu verde.

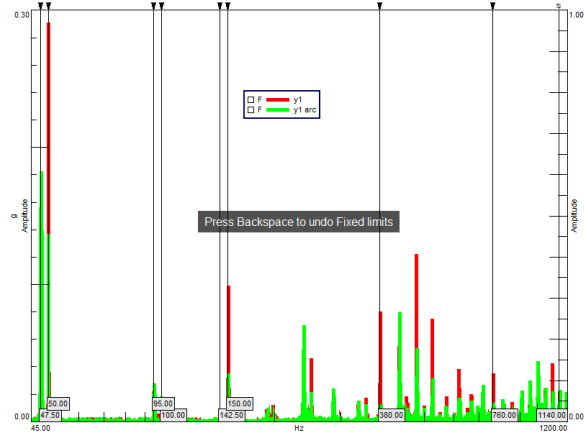
Amplitudinea vibrațiilor direct influențate de dinamica mecanismului (<1200 Hz) sunt, în general, mai mici în urma implementării arcului.

Singura excepție este vizibilă pentru frecvența de 100 Hz. Această frecvență corespunde armonicii de gradul al doilea în raport cu frecvența de alimentare a curentului electric.

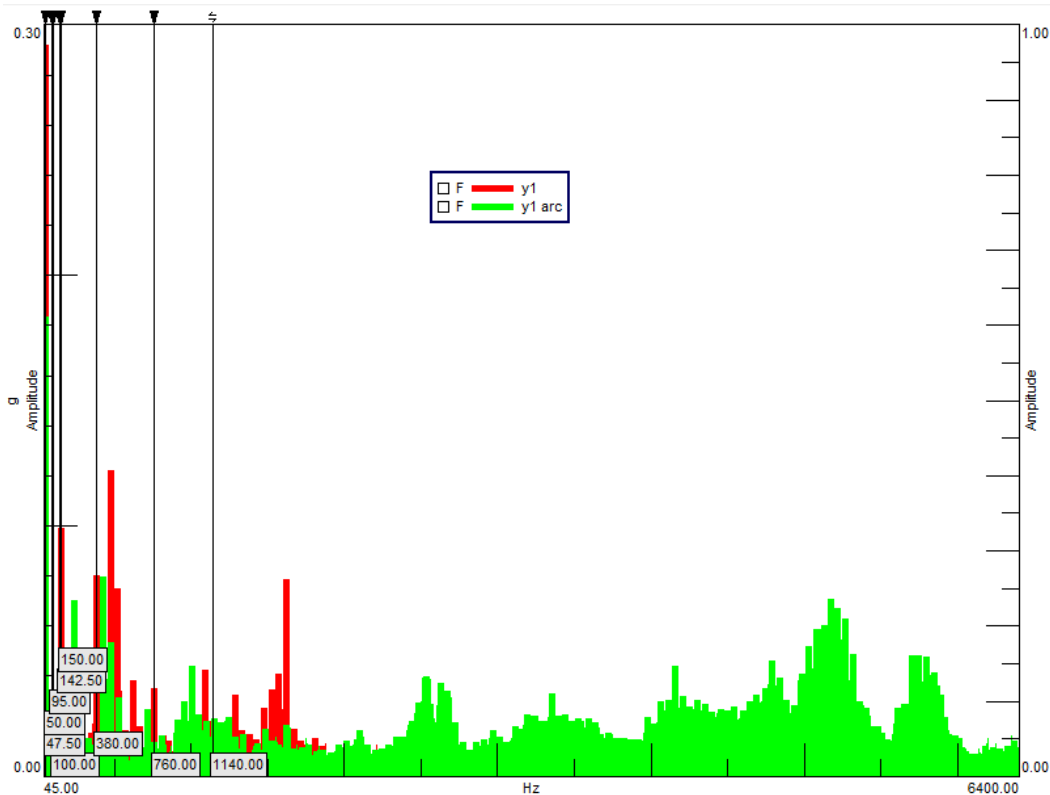
Amplitudinea armonicii fundamentale este redusă cu aproximativ 40% față de valoarea originală.



a)



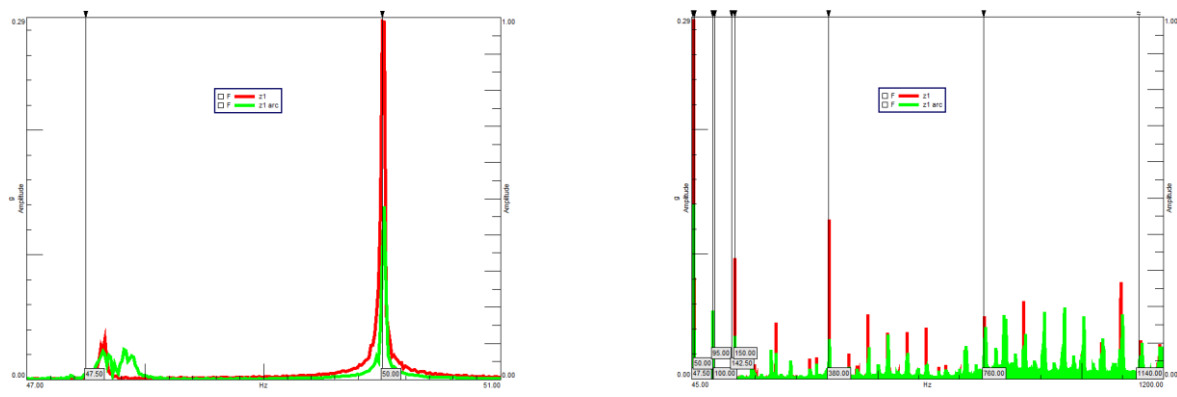
b)



c)

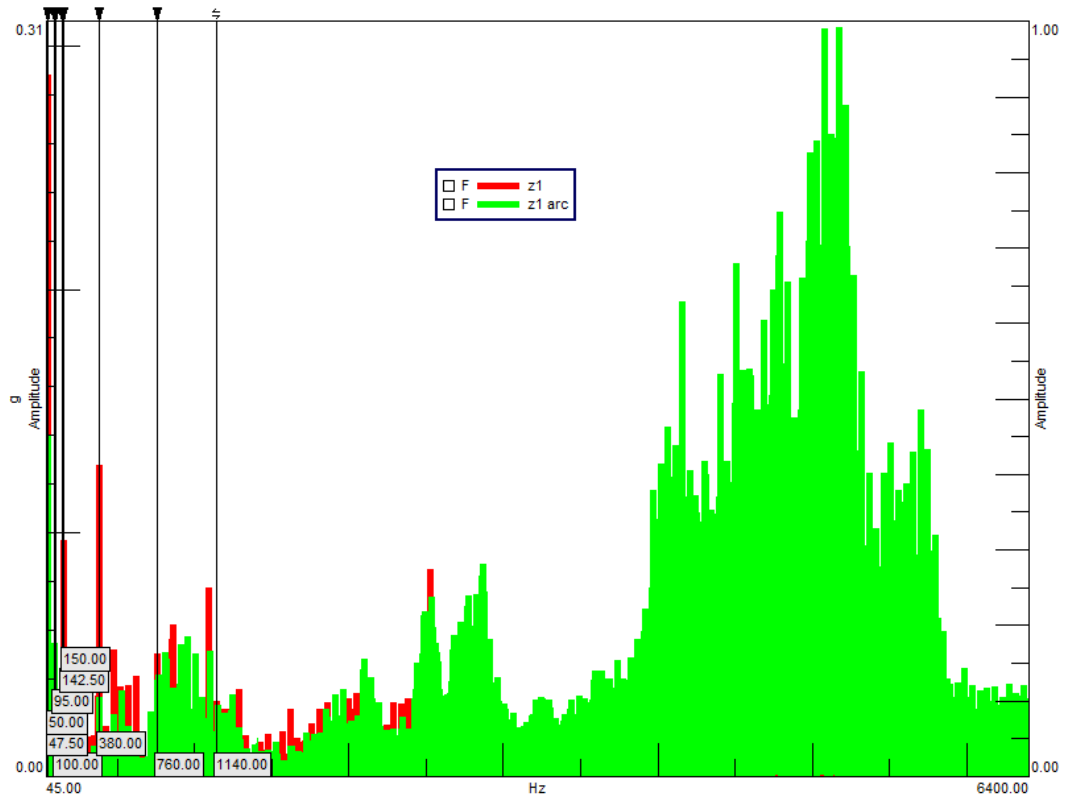
Figura 5.18 Analiza în frecvență pentru semnalul y_1 înainte și în urma introducerii arcului pentru trei domenii frecvență: a) $45\text{Hz} \div 51\text{Hz}$; b) $45\text{Hz} \div 1200\text{Hz}$; c) $45\text{Hz} \div 6400\text{Hz}$

Amplitudinea maximă este redusă și în cazul analizei pe direcția Oy , dar de această dată valoarea maximă corespunde frecvenței de 50 Hz și nu celei de 47,5 Hz. În consecință, echilibrarea are efect asupra vibrațiilor induse de motor electric. Amplitudinea vibrației corespunzătoare frecvenței de 47,5 Hz crește în urma implementării arcului. Toate celelalte vârfuri din domeniul $45\text{Hz} \div 1200\text{Hz}$ sunt diminuate în urma implementării arcului. Corespunzător, vibrațiile de frecvențe de 50 Hz și de 380 Hz, induse de motorul asincron, sunt reduse aproape în totalitate.



a)

b)



c)

Figura 5.19 Analiza în frecvență pentru semnalul $Z_1 z_1$ înainte și în urma introducerii arcului pentru trei domenii frecvență: a) $45\text{Hz} \div 51\text{Hz}$; b) $45\text{Hz} \div 1200\text{Hz}$; c) $45\text{Hz} \div 6400\text{Hz}$

Semnalul înregistrat pe direcția Oz prezintă cel mai mult zgomot, în mod special în intervalul $4000\text{Hz} \div 6000\text{Hz}$. Acest zgomot este generat de impactul pieselor cauzat de jocurile din ansamblu. Amplitudinea acestui zgomot depășește amplitudinea armonicii fundamentale ($47,5\text{Hz}$) și a vibrației generate de motorul asincron (380Hz).

În figura 5.20 este reprezentată componenta spectrală corespunzătoare armonicii fundamentale pentru semnalul măsurat pe direcția Ox în zona lagărului palier.

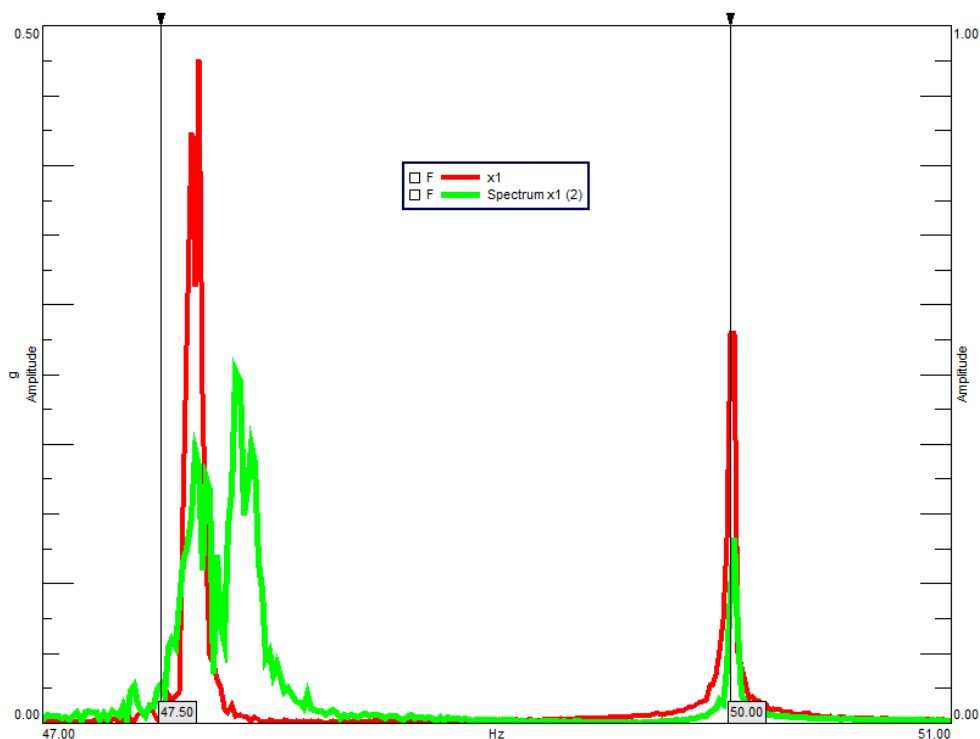


Figura 5.20 Armonica fundamentală pentru direcția Ox măsurată în zona lagărului palier înainte (roșu) și după (verde) montarea arcului.

Conform figurii 5.20, în urma introducerii arcului, armonica fundamentală s-a deplasat mai aproape de excitația de 50Hz, în consecință alunecarea specifică motorului cu inducție a scăzut, respectiv și cuplul de antrenare a scăzut. Corespunzător scăderii cuplului, lucrul mecanic consumat de mecanismul bielă-manivelă a scăzut sau, dintr-un alt punct de vedere, eficiența mecanismului a crescut.

În figura 5.21 sunt reprezentate grafic amplitudinile corespunzătoare fiecărui domeniu spectral, pentru fiecare direcție de măsurare, înainte și după introducerea arcului.

Amplitudinile înregistrate în urma măsurărilor se întind pe un domeniu larg, proporția dintre cea mai mare și cea mai mică amplitudine fiind de aproximativ 10^3 . În figura 5.22 sunt reprezentate cele mai mari 16 amplitudini din cele 106 măsurate, făcându-se abstracție de originea sau direcția de măsurare. Scopul acestei reprezentări este de a compara valorile maxime absolute înainte și după montarea arcului.

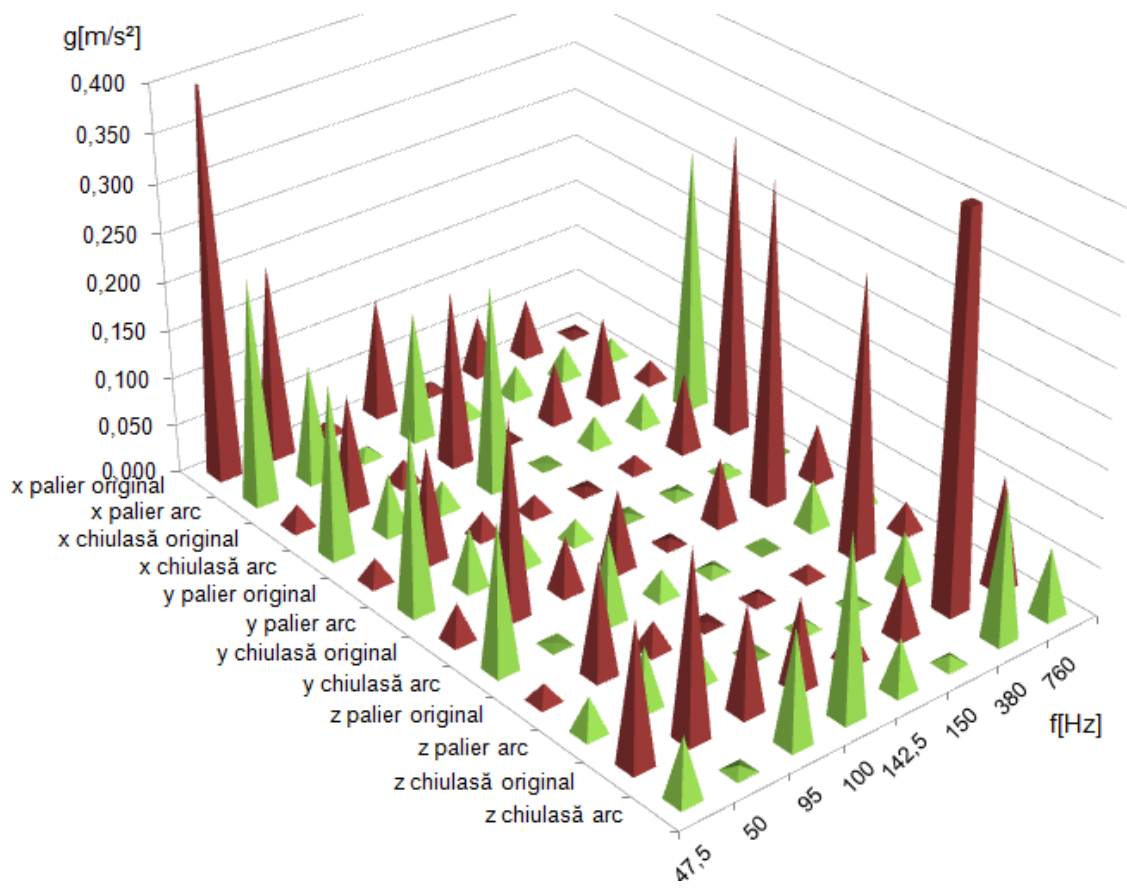


Figura 5.21 Amplitudinile maxime măsurate în zona palierului și a chiulasei înainte (roșu) și după montarea arcului (verde), pentru frecvențele critice descrise în capitolul 4.2.2.1

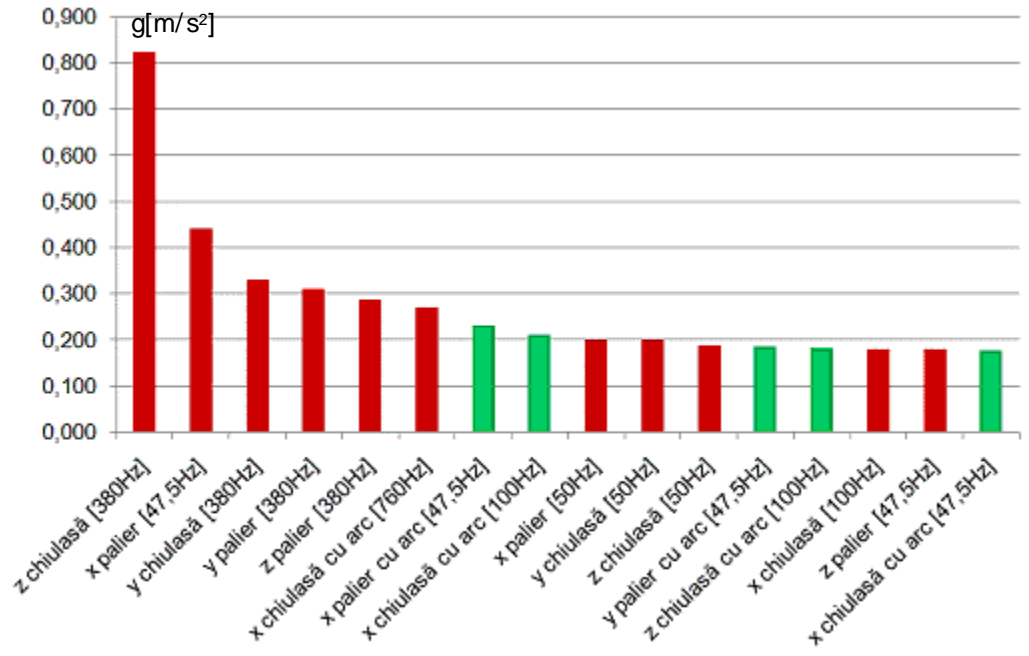


Figura 5.22 Analiza Cepstrum pentru semnalele măsurate pe direcția Ox în urma implementării arcului

Conform rezultatelor din figura 5.22 se poate trage concluzia că amplitudinea maximă generată de dinamica mecanismului bielă-manivelă alături de dinamica motorului electric cu inducție este redusă în urma introducerii arcului.

Se poate constata că cea mai mare amplitudine înregistrată după montarea arcului este a 7-a în ordinea amplitudinii și este de aproximativ patru ori mai mică decât amplitudinea maximă înregistrată în condițiile inițiale. De asemenea se poate constata că doar cinci din cele 16 valori corespund măsurătorilor realizate ulterior montării arcului.

Conform figurii 5.23 valoarea maximă a amplitudinii pe direcția x a scăzut. Valoarea maximă corespunde în acest caz armonicii fundamentale de 47.5 Hz. În zona chiulasei valorile maxime au crescut atât pentru armonica fundamentală cât și pentru frecvența de 760 Hz.

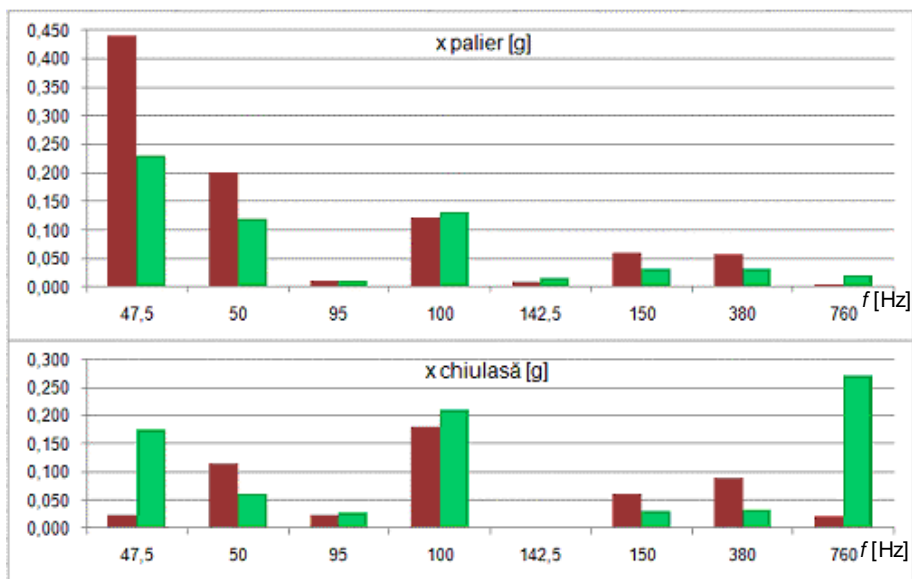


Figura 5.23 Analiză comparativă în frecvență pentru măsurătoarea în direcția x înainte (roșu) și după (verde) montarea arcului

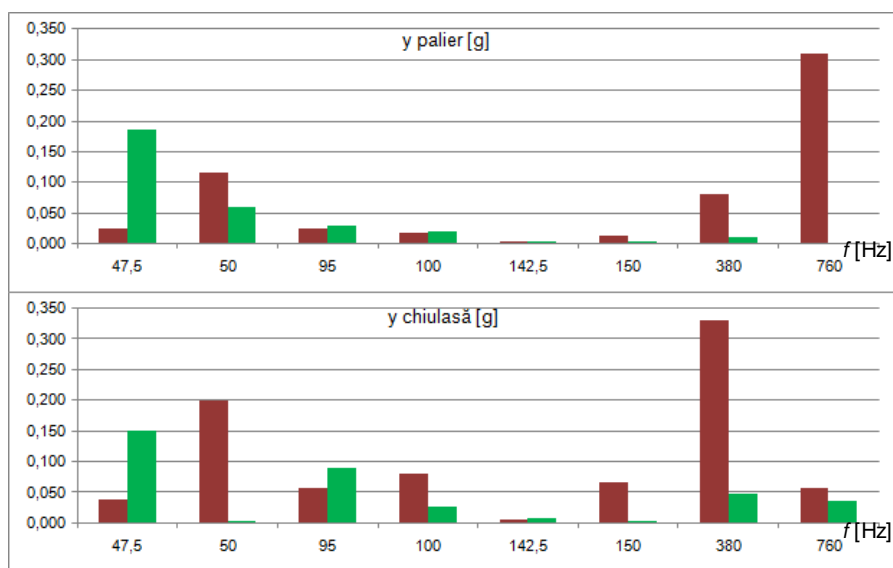


Figura 5.24 Analiză comparativă în frecvență pentru măsurătoarea în direcția y înainte (roșu) și după (verde) montarea arcului

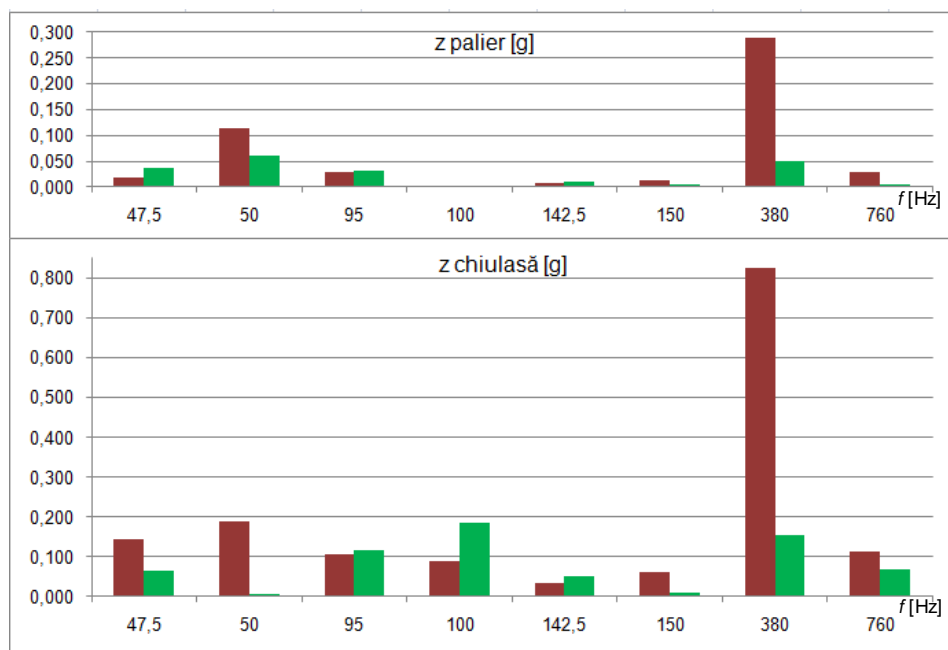


Figura 5.25 Analiză comparativă în frecvență pentru măsurătoarea în direcția z înainte (roșu) și după (verde) montarea arcului

Pe direcția Oy au fost reduse amplitudinile maxime care corespund frecvenței de comutare a polilor motorului electric, dar a crescut valoarea amplitudinii corespunzătoare armonicii fundamentale de 47.5 Hz. Această creștere valorică este, aparent, antiintuitivă în condițiile în care este direcția de acționare a arcului. Posibile explicații pentru această creștere sunt:

- Echilibrarea forței inerțiale a masei în translație a condus la o dezechilibrare a contragreutății de pe arborele cotit.
- Masele arcului și ale suportului pentru arc au generat forțe inerțiale suplimentare care au depășit beneficiile aduse de arc.
- Masele arcului și ale suportului s-au adăugat maselor inerțiale originale și au condus la o forță inerțială suficient de mare încât să învingă forța arcului. Astfel, suportul arcului s-ar fi putut desprinde de pe piston și să genereze impact la fiecare ciclu.

În cazul direcției Oz sunt vizibile cele mai mari diferențe în urma introducerii arcului. Valoarea amplitudinii corespunzătoare frecvenței de 380 pe direcția z este cea mai mare din totalul de măsurători realizate. Factorul de reducere în acest caz este de aproximativ 5 atât pentru palier cât și pentru chiulasă.

5.4 Analiză Cepstrum

Analiza cepstrum este folosită în cazul măsurătorilor cu arcul montat în mod similar cu analiza măsurătorilor originale. Mai exact pentru a putea izola semnalele cu anumite frecvențe de șocurile care apar la aceeași frecvență.

Limitele analizei cepstrum rămân în cepstrul $10^{-5} s \div 2 \cdot 10^{-2} s$, cu creșterea de 0,2 secunde corespunzând frecvenței de 50 Hz.

6. Concluzii generale. Contribuții personale. Direcții viitoare de cercetare

6.1 Considerații generale

Mecanismul bielă-manivelă este un dispozitiv tehnic de actualitate și cu perspective ample de utilizare în ingineria mecanică. Aplicațiile mecanismului sunt prezente în domenii vaste, iar presiunea din partea pieței cu privire la confort, preț și fiabilitate este într-o continuă creștere. Datorită acestei presiuni metodele convenționale de echilibrare sunt exploatate și dezvoltate, dar la un nivel la care progresul se măsoară în pași incremental, tehnologiile fundamentale fiind, în final, aceleași.

În această lucrare este realizată o analiză asupra dezechilibrului și a implicațiilor aduse de dezechilibru asupra mecanismului bielă-manivelă și este cercetată o soluție neconvențională de echilibrare dinamică, respectiv echilibrarea prin intermediul unor elemente elastice. Anumite metode specifice de echilibrare a mecanismului ce implică elemente elastice sunt frecvent întâlnite în aplicațiile mecanismului, însă acestea sunt aplicate indirect, cel mai frecvent regăsindu-se în cuplajul mecanismului către o transmisie sau în cadrul suporturilor care susțin sistemul tehnic.

Pentru aplicarea corespunzătoare a soluției tehnice propuse întreg mecanismul este abordat din punct de vedere energetic. Încă de la începutul lucrării se derulează o analiză a energiei mecanismului, a factorilor care influențează această energie, a pozițiilor critice din punct de vedere energetic, a variațiilor de energie și a consecințelor generate de toate acestea. Această analiză este derulată în paralel cu analiza convențională a mecanismului, respectiv cea care are la bază viteza de rotație a manivelei.

Este optat un compresor de aer cu piston pentru validarea soluției. Compresorul de aer este preferat în defavoarea unui motorului termic. Principalele avantaje care favorizează soluția sunt: regim de lucru constant, sarcini dinamice mari în raport cu excitațiile externe și turație de antrenare constantă.

Este realizat un model multicorp al compresorului pentru simularea acestuia. Modelul este construit pe baza dimensiunilor măsurate și a celor furnizate de producător.

Au loc o serie de simulări pentru identificarea elementului elastic necesar echilibrării. Sunt realizate multiple simulări deoarece, conform modului de abordare al mecanismului, simulările trebuie să indice un comportament derivat din starea energetică a mecanismului și nu dintr-o serie de date de intrare care dictează starea energetică. Din acest motiv simulările sunt împărțite în trei categorii: conform modelului convențional; derivate din legea conservării energiei; dictate de un bilanț energetic constant. La finalul acestor simulări sunt evaluate diferențele rezultate și ponderea pe care o pot avea asupra sarcinilor dinamice. Aceste variații sunt luate în calcul pentru dimensionarea arcului. Variațiile dintre modelul convențional și modelul derivat din legea conservării energiei sunt reduse la o singură funcție. Această funcție este definită ca un raport între masa aflată în mișcare de translație și o masă teoretică aflată în mișcare de rotație, masă care este concentrată în fusul maneton.

Calculul arcului este realizat pentru piston, iar valoarea de referință pentru calcul este deplasarea pistonului și nu deplasarea manivelei. Arcul este calculat astfel încât în urma deformației să genereze o forță aproximativ egală cu variația totală a forței dinamice a pistonului. Sunt luate în calcul posibilități multiple de a echilibra forța în diferite momente precum capetele de cursă sau momentul în care forța dinamică își schimbă direcția. De asemenea sunt luate în calcul soluții tehnice precum generarea forței prin intermediul mai multor arcuri.

Arcul calculat este verificat astfel încât să nu aibă o frecvență proprie apropiată de frecvența de oscilația a pistonului.

Compresorul pentru care este calculat arcul a fost testat, iar măsurătorile au fost analizate în domeniile timp, frecvență și crevență pentru a fi ulterior utilizate ca valori de referință. Măsurătorile sunt realizate cu acclerometre triaxiale dispuse în zona arborelui cotit și pe chiulasă. Datele generate au fost analizate, iar excitațiile generate de motorul electric sau de jocurile de asamblare din cadrul mecanismului sunt au fost identificate și separate de valorile de referință.

Arcul real a fost identificat în funcție de geometria compresorului și de posibilitățile de montaj ale acestuia ținându-se cont de constanta de elasticitate determinată prin simularea în ADAMS. Pentru asigurarea montajului sunt proiectate câteva elemente care asigură interfața dintre arc și componentele compresorului.

6.2 Concluzii generale

Pe baza celor descrise în prezenta lucrare pot fi concluzionate următoarele aspecte generale:

- Introducerea unui element elastic în mecanismul bielă-manivelă poate contribui la reducerea vibrațiilor generate de dinamica mecanismului;
- Utilizarea unui element elastic în mecanismul bielă-manivelă poate determina micșorarea nivelului vibrațiilor transmise de către o sursă de antrenare, dacă aceasta este un motor asincron;
- Elementul elastic introdus în mecanismul bielă-manivelă duce la o scădere a alunecării specifice motorului cu inducție. Scăderea alunecării indică la o scădere a cuplului de antrenare al mecanismului;
- Întreaga comportare dinamică a mecanismului bielă-manivelă este puternic influențată de raportul dintre energia cinetică aferentă masei în mișcare de translație și energia cinetică înmagazinată în masele aflate în mișcare de rotație;
- Introducerea unui element elastic sub formă de arc are beneficii din punct de vedere funcțional prin îmbunătățirea echilibrării dinamice a mecanismului bielă-manivelă;
- Echilibrarea dinamică a mecanismului bielă-manivelă poate fi realizată și prin metode neconvenționale;
- Echilibrarea poate fi îmbunătățită prin utilizarea unui arc cu caracteristică elastică progresivă;
- Echilibrarea forței dinamice a pistonului prin intermediul unui singur arc presupune echilibrarea forței la o valoare absolută mai mare decât amplitudinea maximă a forței dinamice a pistonului. Valoarea la care se echilibrează forța poate fi scăzută dacă sunt utilizate mai multe arcuri.

6.3 Contribuții personale

Principalele contribuții personale, reieșite din studiul teoretic și experimental realizat, pot fi sintetizate astfel:

- Analiza mecanismului bielă-manivelă din punct de vedere energetic și a principalelor posibilități de echilibrare statică și dinamică cu elemente elastice (capitolul 1);
- Propunerea unei variante de echilibrare statică a mecanismului bielă-manivelă prin elemente elastice (figura 1.3);
- Definirea vitezei unghiulare critice începând de la care dezechilibrul dinamic al mecanismului bielă-manivelă depășește dezechilibrul static (relația (1.11));
- Analizarea forțelor inerțiale ca funcții de deplasări liniare pentru mecanismul bielă-manivelă;
- Propunerea echilibrării forțelor dinamice prin elemente elastice și generalizarea modurilor de implementare (figura 1.6);
- Realizarea modelului multicorp pentru mecanismul bielă-manivelă și realizarea simulărilor funcționării acestuia;
- Definirea coeficientului k_m (relația (3.3) și analiza implicațiilor pe care acesta le are asupra dinamicii mecanismului bielă-manivelă;
- Determinarea pe baza simulărilor în programul ADAMS a unei constante elastice care să ducă la echilibrarea dinamică a mecanismului bielă-manivelă considerat;
- Proiectarea unui arc care să aibă constanta elastică identică cu cea determinată din simulare și verificarea acestuia din punct de vedere modal pentru a nu se suprapune frecvența acestuia cu frecvențele asociate funcționării compresorului;
- Proiectarea și realizarea unei soluții tehnice cu arc atașat mecanismului bielă-manivelă în vederea echilibrării dinamice a acestuia;
- Analiza dinamică a comportării soluției constructive cu arc propusă și interpretarea rezultatelor;
- Realizarea de măsurători și analiza acestora în domeniile timp și frecvență precum și analiza prin metodele Cepstrum și Envelope;

În urma simulărilor arcul reduce substanțial forțele dinamice generate de piston.

6.4 Direcții viitoare de cercetare

În lucrarea de față este analizată o soluție de echilibrare dinamică care prezintă potențial în echilibrarea dinamică a mecanismului bielă-manivelă. Soluția de echilibrare prezentată și validată în această lucrare asigură echilibrarea la o valoare absolută mai mare decât valoarea instantaneei maxime a sarcini dinamice pe care o echilibrează. Ca urmare, sarcina care acționează asupra componentelor și asupra lagărelor are valori crescute. În consecință, forțele de frecare vor fi mai mari și implicit, eficiența va scădea. În subcapitolul 3.4 sunt prezentate câteva soluții cu potențial de scădere a sarcinilor fără a compromite echilibrarea.

Această abordare nu poate fi generalizată universal. În cazul motoarelor mari de turații mici dezechilibrul static poate depăși dezechilibrul dinamic. O posibilă direcție de cercetare este posibilitatea dezvoltării acestei soluții în tandem cu echilibrarea statică.

În cazul mecanismelor care operează la turații foarte mari sarcinile dinamice sunt net superioare oricăror alte sarcini. În urma implementării unei soluții de echilibrare prin elemente elastice apare următoarea problemă: elementul elastic generează forța necesară echilibrării și atunci când mecanismul nu este în funcționare. Din această situație pot deriva două probleme: mecanismul va fi forțat să stea într-o poziție fix întotdeauna după oprire și dacă sursa de energie a mecanismului nu poate livra cuplu la turații joase atunci nu va putea porni mecanismul pentru că nu va putea învinge forța generată de elementul elastic.

În urma analizei realizată în capitolul 1 se pot realiza în mod similar soluții cu cuple sau componente elastice. De asemenea se pot realiza soluții care să echilibreze sarcinile generate pe direcții perpendiculare față de axa de deplasare a pistonului.

Bibliografie

- [A1] Arakelian, V și Makshudyan, N. Generalized Lanchester balancer. *Mechanics Research Communications* 37, pag. 647-649, 2010)
- [A2] Arakelian, V și Briot, S. Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms. *Mechanics Research Communications* 37, pag. 265-269, 2010)
- [B1] Barber D. E. (2009), "Performance Characteristics of Prototype MR Engine Mounts Containing Lord Glycol MR Fluid", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* (0)
- [B2] <http://www.blackanddecker.co.uk/en-gb/products/equipment/air-compressors/air-compressor-bd-20550/bxcm0032e>
- [B3] Bobescu, Gh., Radu Gh.-A., ș. a. Motoare pentru automobile și tractoare, vol. II, Dinamică, calcul și construcție, Ed."Tehnica", Chișinău, 1998
- [B4] BOLFA T., Călin I. ROȘCA, Nicolae DUMITRIU și Cornel BIȚ. „Rezistența materialelor” - vol. I, Editura „LUX LIBRIS” din Brașov, 1996 (ISBN 973-9240-18-6)
- [B5] Beer, F, Johnston, R, Dewolf, J, & Mazurek, D. *Mechanics of materials*. New York: McGraw-Hill companies. 2009
- [B6] Beer FP, Johnston ER, Mazurek DF, Cornell PJ, and Eisenberg, ER (2009). *Vector Mechanics for Engineers: Statics and Dynamics* (9th ed.). McGraw-Hill. p. 158
- [C1] Chondros G., "Deus-Ex-Machina" Reconstruction and Dynamics. *International Symposium on History of Machines and Mechanisms*, pag. 87-104, 2004
- [C2] Chapman S.J., "Electrical Machinery Fundamental 5th Ed" McGraw-Hill Education, pag. 312-315, 2011 ISBN-13: 978-0-07-352954-7
- [C3] Comisia Europeană. COM(2016) 501 final. Bruxelles, 2016
- [C4] Comisia Europeană. Directiva 2008/50/CE. Bruxelles, 2008
- [C5] Comisia Europeană. Directiva 2002/49/CE. Bruxelles, 2002
- [C6] Chișu A., et. al., *Organe de mașini*, Ediția a II-a Revizuită și completată. Editura didactică și pedagogică, București, p.189, 1977
- [D1] Deng-Ting, L et. al., A balancing cam mechanism for minimizing the torque fluctuation of engine camshafts, *Mechanism and Machine Theory* 108, pag. 160-175, 2017
- [D2] Doronin, V. I. și A. I. Pospelov. "Balanced slider-crank mechanism". Patent SU1627769 (1991): 02-15,
- [F1] Frățilă, Gheorghe. *Calculul și Construcția Automobilelor*. Editura didactică și pedagogică, București, 1977
- [G1] Grünwald, Berthold. *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Editura Didactică și Pedagogică, 1980
- [G2] Geropp, Berod. Envelope Analysis – A signal Analysis Technique for Early Detection and isolation of Machine Faults. *IFAC Proceeding Volumes*, Vol. 30, Issue 18, pp 977-981, 1997

- [GD1] Groza D., Raport de cercetare. Echilibrarea motoarelor cu ardere internă ce folosesc mecanismul bielă-manivelă. Universitatea Transilvania din Brasov, 2015
- [GD2] Groza D., Raport de cercetare. Soluții Constructiv funcționale pentru atenuarea vibrațiilor induse de mecanismul bielă-manivelă. Universitatea Transilvania din Brasov, 2016
- [GD3] Groza D., Raport de cercetare. Aparatură și metodică pentru determinarea nivelului de vibrații produs de mecanismul bielă-manivelă. Universitatea Transilvania din Brasov, 2016
- [GD4] Groza D., Balancing of a Slider-Crank Mechanism by Using a Counter Mass and a Progressive Spring with Two Rates. Applied Mechanics and Materials. Vo.I 823, Pp 37-42. 2016
- [GD5] Groza D., Device for Modifying Compression Ratio of a Cylinder Unit in an Internal Combustion Engine with Lifting Piston. Patent RO20140000175. OSIM, 2015
- [GD6] Groza D., Balancing of a Single Stage Reciprocating Compressor with Elastic Elements. CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering. Pp 305-310. 2016
- [GD7] Groza D., Investigation on the Intake Process for a Theoretical Twin Opposite Piston Compressor Using R744 Refrigerant. Applied Mechanics and Materials. Vol 823. Pp 75-78. 2016
- [GD8] Groza D., Antonya C., NVH Spring Balanced Piston Model for Internal Combustion Engines. European Automotive Congress EAEC-ESFA. Pp 140-148. 2015
- [GD9] Groza D., Antonya C., NVH Dynamically Spring Balanced Slider-Crank Mechanism for Reciprocating Machines. SSRG International Journal of Mechanical Engineering. Vol II, Issue 6, Pp 23-27. 2015
- [GD10] Groza D., Roșca I.C., Radu. G.A., Energy Based Slider-Crank Mechanism Model. International Congress of Automotive and Transport Engineering AMMA, 2018
- [H1] Herder, Justus Laurens. Energy-free Systems. Theory, conception and design of statically. Vol. 2. 2001.
- [H2] Homutescu V.M., Homutescu C.A., Homutescu A. Mașini și instalații termice și hidraulice. pag. 120. Editura CERMI. 2001.
- [H3] Konstantin-Hansen H., Herlufsen H. Envelope and Cepstrum Analyses for Machinery Fault Identification. Brüel and Kjær, Nærum, Danemarca, 2010.
- [I1] Ianuș, Gelu. Mașini Organe de mașini. Editura POLITEHNIUM. Iași, 2010.
- [J1] Jula. A, Lateș M. Organe de Mașini. pag. 120. Editura CERMI. 2001. pag. 56-62. Editura Universității Transilvania. 2004.
- [K1] Kalavrytinou, C. Dynamic Analysis of a Three Cylinder Engine. MSc Mechanical Engineering
- [L1] Lanchester, Frederick William. "Balancing means for reciprocating engines." U.S. Patent No. 1,163,832. 14 Dec. 1915.
- [M1] Manafi, N. "Bazele mecanicii aplicate—Statica și cinematica." pag. 377 (2002).
- [M2] Marin, C. "Vibrațiile structurilor mecanice." pag. 138 (2003).

- [M3] Industrial Air Compressor Market by Type (Positive Displacement & Dynamic), Maximum Pressure (0–20 bar, 20–100 bar & above), Output Power (0–50 kW, 50–250 kW, 250–500 kW & above), Seal (Oil immersed & Oil free), End-Use - Global Forecast to 2021. Markets and Makets (2016).
- [M4] Moran, James, and Thawan Sucharitakul. "Variations in Dry Sliding Friction Coefficients with Velocity" Recent Advances on Mechanics, Materials, Mechanical Engineering and Chemical Engineering, 2015 INASE Conference. 2015.
- [N1] Norton M. P., Karczub D. G. "Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers." Cambridge University Press, pp503-504, 2003.
- [P1] Piroi, Ion. Mașini electrice. pag. 174 Editura Eftimie Murgu, 2009.
- [P2] Paredes, M. and Rodriguez, E. Optimal design of conical springs. Engineering with Computers, DOI 10.1007/s00366-008-0112-3, 2008
- [R1] Radeș, Mircea. Dinamica mașinilor. pag. 243 Editura Printech, 2009
- [R2] Rosca, I. C. Vibratii mecanice. Editura Infomarket, Brasov (2002).
- [R3] Radu Gh-Al., Abăitănței H., ș.a. : Analiza în mediu virtual a procesului de admisie în motorul cu ardere internă. Editura Universității Transilvania din Brașov,2004. ISBN 973-635-073-8
- [S1] Stamatescu, Cornel, Marieta Grigoriu, and Dan Tașcă. Compressoare volumice. Ed. tehn., 1965.
- [S2] Schey, John A., and Prakash C. Nautiyal. "Effects of surface roughness on friction and metal transfer in lubricated sliding of aluminium alloys against steel surfaces." Wear 146.1 (1991): 37-51.
- [S3] Shabana, A. Ahmed. Dynamics of Multibody Systems. Combridge University Press, 2013.
- [S4] https://www.schaeffler.com/content.schaeffler.com/en/news_media/mediathek/mediathek__p_ress_media/mediathek_3.jsp?tab=mediathek-pic&subfilter=app:dc;language-vid:167;language-pub:167;mediatyp-pub:all;referencetyp-pub:0
- [S5] Srivastava, Avinash; Kumar, Ravi. "Torque Slip Characteristics of Induction Motor". Course notes. Malnad College Of Engineering, 2017
- [T1] Takano T., Okui K., Matsuno Y. Balancer shaft for internal combustion engine. US Patent 6405702B2, 2001.
- [T2] Taraza, D., Dinamica motoarelor cu ardere internă, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 1985
- [W1] Wang Y., Gu J., Chen C., The Effect of Harmonic Torque to Torsional Vibration of Induction Machines. Journal of the Chinese Institute of Engineers, Vol 22, No. 5, pp 669-675, 1999
- [W2] Williams J. C., Fixed Moment Arm Internal Gear Drive Apparatus. Patent US 20120204661. 2011

Publicații personale care nu sunt menționate în lucrare

Groza D. Piezoelektrischer Linearmotor. Patent RO130696, 2015

Groza D. Pressure Accumulator with Integrated Magnetic Valve. Patent DE102014225584A1, 2015

Groza D. Kraftstoffleitungsabsperrentil. Patent DE102014225128A1, 2015

Otelea V.M., et. al. An arrangement for changing the valve timing of an internal combustion engine. Patent DE102016219701A1. 2018

Otelea V.M., et. al. An arrangement for changing the valve timing of an internal combustion engine. Patent DE102016219700A1. 2018

Trebehs C., Groza D., Reinvestigation of the Electromagnetic Valve Train (EMVT) Technology via Multidomain Simulation. CONAT 2016 International Congress of Automotive and Transport Engineering. Pp 178-186. 2016

Rezumat

În această lucrare este propusă și testată o metodă neconvențională de echilibrare dinamică a mecanismului bielă manivelă. Această soluție constă în introducerea unui element elastic (arc elicoidal) între una dintre componentele mecanismului și o componentă rigidă, fixă. Soluția este rezultată în urma unei analize a dinamicii mecanismului față de deplasările elementelor și nu față de unghiul de rotație a manivelei. Pentru calculul, construcția și validarea experimentală a soluției de echilibrare este ales un mecanism bielă-manivelă utilizat în cadrul unui compresor de aer cu piston. Pentru acest compresor sunt construite modele multicorp care sunt, ulterior, simulate în diferite scenarii. Rezultatul util al simulărilor este o serie de valori ale forțelor inerțiale, forțe ce sunt considerate ca fiind excitatoare în generarea dezechilibrului. Pe baza acestor valori este calculat un element elastic ideal care poate echilibra forța inerțială corespunzătoare masei în mișcare de translație. Pornind de la constanta elastică ideală sunt calculate o serie de limite în care se poate încadra un arc elicoidal cu o constantă apropiată de cea ideală. Din domeniul de valori disponibile este identificat un arc compatibil cu interfețele de montaj și cu spațiul de lucru disponibil. Pe lângă arc, sunt proiectate elementele de interfață care transmit sarcina arcului către piston și către blocul motor. Înaintea testării cu elementul elastic sunt realizate o serie de măsurători cu privire la vibrațiile compresorului în variantă nemodificată. Măsurătorile sunt realizate triaxial, în zona lagărului palier și a chiuasei. În urma primului set de măsurători sunt analizate vibrațiile în timp și în spectrul frecvență, unde sunt identificate armonicile specifice mecanismului bielă-manivelă, dar și alte frecvențe specifice motorului cu inducție care antrenează mecanismul. Ulterior, experimentul este reluat în aceleași condiții de măsurătoare, dar cu elementul elastic montat. În final cele două seturi de rezultate, cu și fără element elastic, sunt interpretate și comparate.

Abstract

In this paper an unconventional dynamic balancing method for the slider-crank mechanism is proposed. The solution consists in an elastic element (helical spring) which is applied between one of the slider-crank components and an external fixed part. This solution is the outcome of an analysis concerning the slider-crank mechanism dynamics relative to each component displacement, rather than crank angle. A slider-crank from a piston compressor was chosen for calculation, design and experimental validation of the balancing solution. A series of multibody models were built and simulated with respect to the piston compressor. The simulation output were a series of inertial forces that were considered as input for the imbalance. Based on this values, an elastic element was designed in order to balance the dynamic load which is generated by the reciprocating mass. A series of boundary conditions were defined with regards to an ideal spring rate. These conditions enclose a domain which constrains the limits in which a helical spring can be designed. Considering the available space, the assembly interfaces and the previous boundaries, a spring was identified for the compressor. The spring along with the assembly interfaces between the piston and cylinder block were further designed. A series of measurements were done on the original equipment before using the helical spring. The measurements concerned the vibrations on three axis in the crank bearing and on the cylinder head. The data was analyzed in time and frequency in order to identify the amplitudes and critical frequencies of the slider-crank mechanism and induction motor that turns the crank. Further away the experiment is rerun using the same measurement setup but this time with the helical spring assembled. Finally both result sets, with and without helical spring, are analyzed and compared.

Curriculum Vitae – Limba română

Data nașterii:



Studii

- Stagiu: Doctorat: “Echilibrarea dinamică a mecanismelor bielă-manivelă utilizat în sisteme tehnice”
Instituție: Dep. Inginerie Mecanică, Universitatea Transilvania din Brasov (2013-prezent)
- Stagiu: Master: “Automobilul și Mediul” (2011-2013)
Instituție: Dep. Autovehicule Rutiere și Transporturi, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
- Stagiu: Facultate: “Autovehicule Rutiere” (2007-2011)
Instituție: Facultatea de Mecanică, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca

Experiență profesională

- Perioadă: 2017 - prezent
Funcție: Manager
Departament: Dezvoltare - Sisteme de Motoare
Companie: Schaeffler Group
Localitate: Brasov, Romania
- Perioadă: 2012 - 2017
Funcție: Inginer Dezvoltare de Prods
Departament: Dezvoltare Avansată – Sisteme de Motoare
Companie: Schaeffler Group
Localitate: Brasov, Romania
Rol principal: Coordonarea proiectelor de dezvoltare pentru produse adresate motoarelor cu combustie internă și autovehiculelor hibride.
Roluri aux.: Colaborarea cu mediul academic; Participarea la conferințe, simpozioane și expoziții.

Competențe

- Limbi străine: Engleză Citire:C1; Scriere:C1; Vorbire:C1
Germană Citire:A2; Scriere:A1; Vorbire:A1
- Hard skills: Microsoft Office; MathCAD; MSC Adams; ProEngineer; Femm
Soft skills: Pragmatic; Responsabil; Intuitiv; Adaptiv; Asertiv;

Hobbi-uri

Ciclism, Literatură Sci-Fi, Călătoritul, Volley

Vă rog să mă contactați pentru detalii legate de publicații sau brevete.

Curriculum Vitae – Limba engleză

Date of birth:



Studies

- Stage: Phd: “Dynamic Balancing of the slider-crank mechanism applied in technical systems”
Institution: Dep. of Mechanical Engineering, Transilvania University of Brasov (2013-present)
- Stage: Master: “Automotive and Environment” (2011-2013)
Institution: Dep. of of Automotive Engineering and Transportation, Tech. Univ. of Cluj-Napoca
- Stage: Bachelor Degree “Automotive Engineering” (2007-2011)
Institution: Faculty of Mechanics, Technical University of Cluj-Napoca

Working experience

- Period: 2017-present
Position: Manager
Department: Development – Engine Systems
Company: Schaeffler Group
Location: Brasov, Romania
- Period: 2012-2017
Position: Design Engineer
Department: Advanced Development – Engine Systems
Company: Schaeffler Group
Location: Brasov, Romania
Description: Coordination and involvement in research and development projects of innovative products for internal combustion engines. Main targets cover improving conventional technologies by electrification and hybridisation.
Aux. tasks: Collaboration with Academia; Attendance at conferences and symposiums; Mentoring new employees.

Skills

- Language: English Reading:C1; Writing:C1; Speaking:C1
German Reading:A2; Writing:A1; Speaking:A1
- Hard skills: Microsoft Office; MathCAD; MSC Adams; ProEngineer; Femm
- Soft skills: Pragmatic; Decision-making; Responsible; Intuitive; Adaptive; Assertive

Hobbies

Cycling, Sci-Fi Literature, Hiking, Volleyball, Formula 1

Please contact me for further information regarding patents or publications.