



Universitatea
Transilvania
din Braşov

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de Inginerie mecanică

Ing. Romeo STEFAN-IONESCU

**Optimizarea constructivă și ecologică a
componențelor sistemului de frânare al
autoturismelor**

**Constructive and environmentally
friendly optimization of vehicle braking
system components**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Anghel CHIRU

BRAȘOV, 2019

D-lui (D-nei)

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Brașov

Nr. din

PREȘEDINTE:

Prof. dr. ing. Ioan Calin ROSCA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:

Prof. dr. ing. Ioan Anghel CHIRU

REFERENȚI:

Prof. dr. ing. Ion TABACU

Prof. dr. ing. Adriana Teodora MANEA

Prof. dr. ing. Corneliu COFARU

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

Data 27.09.2019, ora 11, sala NP7

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vă rugăm să le transmiteți în timp util, pe adresa romeostef@yahoo.com

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

Vă mulțumim.

CUPRINS

	Pg. teza	Pg. rezumat
INTRODUCERE	1	13
OBIECTIVELE TEZEI	4	13
1. CAPITOL 1 PREZENTAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE	6	16
1.1 Scurt istoric.....	6	16
1.2 Frânele cu tambur și saboți interiori.....	6	16
1.3 Frânele cu disc.....	9	18
1.3.1 Etrierul frânei disc.....	11	19
1.3.2 Discul.....	12	19
1.3.3 Placutele.....	13	19
1.4 Datele tehnice ale automobilului.....	13	19
1.5 Concluzii.....	15	19
2. CAPITOL 2 ASPECTE PRIVIND DINAMICA FRANARII AUTOVEHICULELOR SINGULARE	16	21
2.1 Încărcările statice ale punților.....	16	21
2.2 Încărcările dinamice ale punților.....	17	22
2.3. Forțele de frânare optime.....	19	23
2.3.1. Coeficientul de aderență optim la frânare.....	19	23
2.3.2. Forțele de frânare.....	20	23
2.3.3. Frânarea optimă în linie dreaptă.....	20	23
2.3.4. Drepte de coeficient de frecare constant.....	26	24
2.3.5 Parabola forțelor de frânare optime.....	30	-
2.4 Calculul coeficienților de eficacitate ai frânei disc respectiv ai frânei cu tambur.....	31	26
2.4.1 Modelarea frânei disc.....	31	26

2.4.2 Modelarea frânei cu tambur.....	32	-
2.5 Forțele reale de frânare dezvoltate de către frânele vehiculului.....	39	-
2.6 Coeficientul de repartiție.....	40	27
2.7 Concluzii.....	41	27
3. CAPITOLUL 3 – REPARTIȚIA FRANARII.....	42	29
3.1 Utilizarea aderenței pneu/cale.....	42	29
3.1.1 Frânarea numai cu roțile față.....	44	30
3.1.2 Frânarea numai cu roțile spate.....	44	30
3.1.3 Frânarea cu cele patru roți.....	44	30
3.2 Definirea curbelor.....	47	31
3.2.1 Curba decelerației pe puntea față.....	47	-
3.2.2. Curba decelerației pe puntea spate.....	48	-
3.3 Interpretarea curbelor.....	50	32
3.4 Calitatea repartiției la franare.....	52	34
3.4.1 Calculul raportului R1	53	-
3.4.2. Calculul raportului R2	54	-
3.4.3. Variația raportului de calitate a repartiției R în funcție de k.....	58	-
3.5 Influența resorturilor de readucere ale saboților la frânele cu tambur asupra repartiției.....	62	35
3.5.1 Decelerația obținută ținând cont de kr	66	36
3.5.2 Influența resoartelor de readucere asupra poziției punctului I sau $\gamma=Kg$	67	-
3.6. Influența corecțiilor $\Delta\gamma$ asupra distanței de oprire.....	71	37
3.6.1. Rotile fata blocheaza primele.....	72	-
3.6.2 Roțile spate blocheaza primele.....	73	-
3.7. Decelerația obținută în funcție de presiunea din circuitul hidraulic.....	73	38
3.8 Utilizarea frecării pneu-cale în cerințele regulamentelor.....	75	38
3.9 Concluzii.....	75	38

4. CAPITOLUL 4 - EVALUAREA CARACTERISTICILOR FUNCȚIONALE ALE CUPLEI	76	40
PLACUȚA/DISC.....		
4.1 Prezentarea elementelor ce vor fi supuse evaluării.....	77	-
4.2. Definirea parametrilor ce vor fi evaluați prin încercări.....	77	41
4.2.1 Eficacitatea prin frecare a cuplei plăcuța/disc.....	77	41
4.2.2 Uzura cuplei plăcuță/disc.....	85	-
4.2.3 Zgomotul și vibrațiile generate de cupla plăcuță/disc.....	87	42
4.2.4 Cuplul rezidual.....	88	43
4.3 Determinarea caracteristicilor funcționale ale cuplei plăcuță/disc.....	90	43
4.3.1 Eficacitatea.....	90	-
4.3.2 Uzura cuplei plăcuță/disc.....	104	-
4.3.3 Zgomotul.....	107	45
4.4 Evaluarea caracteristicilor funcționale ale cuplei plăcuță/disc, pe vehicul.....	111	46
4.4.1 Confortul la frânare.....	111	46
4.4.2 Eficacitate la cald: comportamentul vehiculului la încălziri puternice ale frânelor.....	114	-
4.4.3 Evaluarea sensibilității la zgomot tip „trepidatii” a vehiculului în echiparea TP39a/BF24C.....	115	-
4.5 Concluzii:.....	115	47
5. CAPITOLUL 5 - CALCULUL DE DIMENSIONARE A SISTEMULUI DE FRANARE	116	48
IN FUNCȚIE DE CUPLA PLACUȚA/DISC.....		
5.1 Date necesare pentru lansarea calculului sistemului de frânare.....	116	48
5.1.1 Ipoteze de calcul.....	116	48
5.1.2 Date vehicul.....	116	49
5.1.3 Date frâna spate.....	117	-
5.1.4 Date asistare la frânare.....	117	-
5.1.5 Date corector de frânare.....	118	-

5.1.6 Date circuit hidraulic.....	118	-
5.1.7 Date pedaliere.....	119	-
5.1.8 Date frâna față – caracteristici cuplă plăcuță/disc.....	119	-
5.2 Calculul parabolilor de echiaderență în situația GODM + conducător și MMAS.....	120	-
5.2.1 Repartiția eforturilor de frânare la frânare.....	120	-
5.2.2 Parabola de echiaderență.....	123	49
5.2.3 Caracteristica de frânare reală.....	124	50
5.3 Corecția caracteristicii de frânare reale – Corectorul de frânare.....	125	-
5.4 Calculul de performanță al sistemului în situația GODM + conducător și MMAS.....	130	52
5.4.1 Cuplurile minime de frânare pe punți.....	131	-
5.4.2 Calculul repartiției față/spate a eforturilor de frânare funcție de aderența (K).....	131	-
6. CAPITOLUL 6 - ANALIZA ZGOMOTULUI PRODUS DE CATRE FRANA DISC.....	138	54
6.1 Fenomene vibratorii și zgomote induse de către sistemele ce funcționează prin frecare.....	138	54
6.2 Considerații teoretice asupra calculului prin FEA a zgomotului produs la frânare.....	141	55
6.3 Abordări matematice ale analizei modale.....	142	56
6.3.1 Analiza modală reală.....	142	56
6.3.2 Analiza modală complexă.....	143	56
6.4 Metode de calcul a valorilor proprii complexe folosite de solverul MSC Nastran.....	144	57
6.5 Modalitatea de implementare a problemei în MSC Nastran.....	146	58
6.6 Modelul pentru analiza cu elemente finite.....	150	59
6.6.1 Importul modelului CAD pentru crearea geometriei în Patran.....	150	
6.6.2 Separarea pe grupuri în Patran a componentelor importate.....	151	
6.6.3 Discretizarea fiecărui component.....	151	60

6.6.4 Aplicarea constrangerilor.....	152	60
6.6.5 Aplicarea încărcării.....	153	61
6.6.6 Definirea proprietăților de material.....	155	-
6.6.7 Definirea in meniul de analiza din Patran a subcazului de calcul cat si a pasilor corespunzatori acestuia.....	157	-
6.6.8 Concluzii caz.....	164	62
6.7 Concluzii.....	166	62
7. CONCLUZII FINALE. CONTRIBUTII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR.		
DIRECTII VIITOARE DE CERCETARE.....	166	64
7.1 Concluzii generale.....	166	64
7.2 Contributii originale.....	170	65
7.3 Diseminarea rezultatelor. Direcții viitoare de cercetare.....	171	66
BIBLIOGRAFIE.....		67
Scurt Rezumat.....		70
CV.....		71

CONTENT

	Pg. thesis	Pg. abstract
INTRODUCTION	1	13
THE OBJECTIVES OF THE THESIS	4	13
1. CHAPTER 1 - PRESENTATION OF THE BRAKING SYSTEM	6	16
1.1 Short history	6	16
1.2 Drum brakes	6	16
1.3 Disc brakes	9	18
1.3.1 The disc brake caliper	11	19
1.3.2 The disc	12	19
1.3.3 The pads	13	19
1.4 Technical data of the vehicle	13	19
1.5 Conclusions	15	19
2. CHAPTER 2 - ASPECTS REGARDING THE DYNAMICS OF SINGLE AUTOMOBILE	16	21
BRAKING		
2.1 Static train loads	16	21
2.2 Dynamic train loads	17	22
2.3. Optimal braking forces.....	19	23
2.3.1. Friction coefficient on braking.....	19	23
2.3.2. Dynamic braking forces.....	20	23
2.3.3. Optimal braking in a straight line.....	20	23
2.3.4. Straight constant coefficient of friction.....	26	24
2.3.5 Parabola of optimal braking forces.....	30	-
2.4 The efficiency coefficients calculation of the disc brake and of the drum brake respectively.....	31	26

2.4.1 Modeling the disc brake.....	31	26
2.4.2 Modeling the drum brake.....	32	-
2.5 Actual braking forces developed by the brakes of the vehicle.....	39	-
2.6 Repartition coefficient.....	40	27
2.7 Conclusions.....	41	27
3. CAHAPTER 3 - BRAKE REPARTITION	42	29
3.1 Usage of tire/road grip.....	42	29
3.1.1 Front wheels braking only.....	44	30
3.1.2 Rear wheels braking only.....	44	30
3.1.3 Four-wheel braking.....	44	30
3.2 Defining curves.....	47	31
3.2.1 Deceleration curve on the front axle.....	47	-
3.2.2. Deceleration curve on the rear axle.....	48	-
3.3 Interpretation of the curves.....	50	32
3.4 Distribution quality to the braking.....	52	34
3.4.1 R1 ratio calculation.....	53	-
3.4.2. R2 ratio calculation.....	54	-
3.4.3. Variation of the quality ratio of the repartition R according to k.....	58	-
3.5 The influence of the shoe return springs to the drum brakes on the repartition.....	62	35
3.5.1 The deceleration obtained taking into account k_r	66	36
3.5.2 The influence of the return spring on the position of the point I or γ = $K \cdot g$	67	-
3.6. The influence of the $\Delta\gamma$ corrections on the stopping distance.....	71	37
3.6.1. The front wheels lock first.....	72	-
3.6.2 The rear wheels lock first.....	73	-
3.7. The obtained deceleration based on the pressure in the hydraulic circuit.....	73	38

3.8 Use of tire friction in the requirements of the regulations.....	75	38
3.9 Conclusions.....	75	38
4 . CHAPTER 4 – EVALUATION OF THE FUNCTIONAL CHARACTERISTICS OF THE DISC COUPLING.....	76	40
4.1 Presentation of the elements that will be the subject of the evaluation.....	77	-
4.2. Definition of the parameters that will be evaluated by tests.....	77	41
4.2.1 Efficiency by friction of the pad/disc coupling.....	77	41
4.2.2 The wear of the pad/disc coupling.....	85	-
4.2.3 The noise and the vibration generated by the pad/disc coupling.....	87	42
4.2.4 Residual torque.....	88	43
4.3 Identifying the functional characteristics of the disc/pad coupling.....	90	43
4.3.1 Effectiveness.....	90	-
4.3.2 The wear of the pad/disc coupling.....	104	-
4.3.3 The noise.....	107	45
4.4 Evaluation of the functional characteristics of the pad/disc coupling, on the vehicle.....	111	46
4.4.1 Brake comfort.....	111	46
4.4.2 Warm efficiency: the vehicle's behavior during strong braking.....	114	-
4.4.3 Evaluation of sensitivity at judder type noises of the vehicle in the TP39a / BF24C equipment.....	115	-
4.5 Conclusion.....	115	47
5. CHAPTER 5 – CALCULATING THE SIZING OF THE BRAKING SYSTEM ACCORDING TO THE DISC/PAD COUPLING.....	116	48
5.1 Data required to start the calculation of the braking system.....	116	48
5.1.1 Calculation hypotheses.....	116	48
5.1.2 Vehicle data.....	116	49
5.1.3 Rear brake data.....	117	-

5.1.4 Actuator data.....	117	-
5.1.5 Brake corrector data.....	118	-
5.1.6 Hydraulic circuit data.....	118	-
5.1.7 Pedal data.....	119	-
5.1.8 Front brake data – characteristics of the pad/disc coupling.....	119	-
5.2 Calculation of the iso-grip parabola at GODM + driver and MMAS situations.....	120	-
5.2.1 Distribution of braking efforts at braking.....	120	-
5.2.2 The iso-grip parabola.....	123	49
5.2.3 Real characteristic of the brake.....	124	50
5.3 Correction of the real braking characteristic - Brake corrector.....	125	-
5.4 System performance calculation in GODM + driver and MMAS situations.....	130	52
5.4.1 The minimum braking torques on trains.....	131	-
5.4.2 Calculation of the front/rear distribution of braking effort based on the coefficient of grip (K).....	131	-
5.5 Conclusions.....	138	54
6. CHAPTER 6 – ANALYSIS OF THE NOISE PRODUCED BY THE DISC BRAKE.....		
	138	54
6.1 Vibrations phenomenas and noises induced by the friction-operated systems.....	138	55
6.2 Theoretical considerations on the calculation by FEA of the noise produced during braking.....	141	56
6.3 Mathematical approaches to modal analysis.....	142	56
6.3.1 Actual modal analysis.....	142	56
6.3.2 Complex modal analysis.....	143	57
6.4 Methodes for calculating the complex eigenvalues used by the Nastran MSC solver.....	144	58

6.5 How to implement the problem in Nastran MSC.....	146	59
6.6 The model for finite element analysis.....	150	
6.6.1 Import of CAD model to create geometry in Patran.....	150	
6.6.2 Separation of imported components by group in Patran.....	151	60
6.6.3 Meshing of each component.....	151	60
6.6.4 Application of the constraints.....	152	61
6.6.5 Application of the load.....		-
	153	
6.6.6 Defining material properties.....	155	
		-
6.6.7 Defining in the Patran’s analysis menu of the calculation sub-case as well as its corresponding steps.....	157	62
6.6.8 Cas conclusions.....	164	62
6.7 Conclusions.....	166	
		64
7. CHAPTER 7 – FINAL CONCLUSIONS. ORIGINAL CONTRIBUTIONS. DISSEMINATION. FUTURE RESEARCH WORK.....	166	64
7.1 General conclusions.....	166	65
7.2 Original contributions.....	170	66
7.3 Dissemination. Future research work.....	171	67
BIBLIOGRAPH		70
Short abstract.....		71
CV.....		

INTRODUCERE

Dezvoltarea unui sistem de frânare unui automobil modern care să răspundă așteptărilor clienților și legislației în vigoare nu este un proces facil. În acest sens, optimizarea proceselor de concepție este un deziderat permanent în atenția inginerilor de dezvoltare. Viteza de schimbare a tehnologiilor presiunea permanentă privind reducerea costurilor atât ale automobilului cât și cele aferente dezvoltării, conduc inevitabil spre ameliorarea proceselor. Prin prezenta teză se propune o metodă de dezvoltare a elementelor de frecare aferente franelor față și spate ale unui autoturism.

Teza constituie o viziune personală asupra etapelor și acțiunilor ce sunt realizate pentru asigurarea unui proces de dezvoltare sigur și economic a cuplurilor de frecare din ansamblul punte față, respectiv din ansamblul punte spate al unui autoturism.

Cuplurile de frânare generate de către cuplurile de frecare trebuie să răspundă cerințelor de mase și dimensiuni ale vehiculului.

Asigurarea funcționării sistemului de frânare nu înseamnă exclusiv asigurarea cerințelor regulamentelor internaționale. Calitatea frânării este evaluată obligatoriu de eficacitatea frânării care se traduce prin progresivitate la frânare, timpul de răspuns la frânare, fermitatea angajamentului frânei. Calitatea frânării se mai traduce și prin nivelul confortului la frânare care se evaluează prin caracteristica cursă/efort la pedala de frână. În asigurarea calității funcționării frânare, rolul decisiv îl are cupla de frecare sabot-axial (plăcuță)/disc respectiv sabot-radial/tambur.

Tratarea fenomenelor parazite generate în cupla sabot-axial (plăcuță)/disc, respectiv sabot-radial/tambur și anume, zgomotele, a generat nenumarate studii în decursul ultimilor ani.

OBIECTIVELE TEZEI

Obiectivul principal este definirea unei metode de dezvoltare a elementelor de frecare instalate pe frânele disc respectiv tambur ale unui automobil, metodă care să răspundă următoarelor deziderate:

- confort la frânare respectându-se cerințele normelor în vigoare printr-o dimensionare optimă a sistemului de frânare
- cerințele funcționale eficacitate, durabilitate ale elementelor de frecare, sunt adaptate performanțelor cerute la frânare și sunt în concordanță cu normativele în vigoare.
- optimizarea proceselor de validare, cu impact direct asupra costurilor

- elementele de frecare sunt ecologice (în conformitate cu normele de mediu și fără impact negativ asupra conducătorului/pasagerilor sau a altor participanți la trafic) cât și economice (timpul de dezvoltare, deci, implicit, costurile cu studiile, sunt optimizate)

Pentru a încerca un răspuns la aceste provocări, se propune următoarea structură a lucrării:

- analiza soluțiilor actuale de mecanisme de frânare din sistemului de frânare al unui autoturism, istoricul dezvoltării acestora și prezentarea principalelor componente ale sistemului, frâna cu tambur și frâna disc, cele care asigură de altfel funcționarea cuplelor de frecare.
- evaluarea principalelor elemente care definesc din punct de vedere dinamic, un sistem de frânare. pornindu-se de la principalele caracteristici ale unui vehicul, masa vehiculului și repartitia acesteia pe punți, ampatament, înălțimea centrului de greutate vor fi definite ecuațiile de dimensionare ale sistemului de frânare.
- identificarea principalelor caracteristici cu ajutorul cărora sistemul de frânare este conceput.
- definirea parametrilor care caracterizează: eficacitatea la frânare indusă de cupla plăcuță/disc, rezistența la uzură, zgomotul la frânare. parametri definiți vor fi evaluați prin intermediul unor teste pe stand și pe vehicul.
- valorificarea parametrilor prin introducerea într-un sistem de calcul ce analizează comportamentul la frânare al unui vehicul. Rezultatele obținute utilizând sistemul de calcul vor asigura elaborarea unei predicții privind soluția propusă în ceea ce privește dimensionarea sistemului.
- în realizarea calculelor de dimensionare, se vor evalua numai parametrii cuplelor de frecare, ceilalți parametri ce caracterizează celelalte elemente ale sistemului rămânând neschimbați (iso definiție)
- prezentarea nivelului tehnicii privitor la impactul unui fenomen parazit inevitabil indus de către frecare și anume „scârțâitul” din cupla plăcuță/disc asupra mediului și conducătorului auto.
- se va elabora o metodă de predicție a zgomotului de tip „scârțâit”, metodă care permite simplificarea procesului de concepție, prin eliminarea buclei de validare la zgomot pe vehicul, în faza finală a proiectului. aceasta constă în realizarea unui model de concepție destinat a fi utilizat în fazele de dezvoltare ale proiectului. modelul propus valorifică evoluția metodelor de calcul cu element finit. metodologia propusă va fi utilizată în cadrul unui demers de concepție novator care va conduce la propunerea unei soluții de reducere a riscului de apariție a zgomotului tip „scârțâit”.

În partea finală a tezei vor fi sintetizate elementele de aport aduse de autor în lucrare și vor fi evocate perspectivele pe care aceasta le deschide.

1. CAPITOLUL 1 - PREZENTAREA SISTEMULUI DE FRÂNARE

Ce înseamnă frânarea ?

Frânarea este procesul prin care energia cinetică a automobilului se transformă în căldură prin frecarea din frâne. În acest sens, în principal, frâna este formată dintr-o parte rotitoare solidară prin butucul roții cu roata și o parte fixă, solidară prin piesa portfuzetă cu mecanismul de ghidare al punții. Procesul frânării se obține când între părțile fixă și rotitoare ale frânei se realizează prin intermediul saboților un contact cu frecare.

O categorie aparte o reprezintă sistemele de frânare ce combină sistemul mecanic cu frecare cu dispozitive de recuperare de energie, sisteme ce se regăsesc pe vehiculele cu tracțiune electrică.

În trecut, vehiculele dispuneau de un sistem de frânare amplasat direct pe transmisie dar astăzi, frânele sunt amplasate în volumul interior liber al jantei roții (Fig. 1.1).

1.1 Scurt istoric

Primele vehicule au preluat de la vehiculele cu tracțiune hipo, frânele cu saboți realizate din piele, din lemn sau, din cauciuc cu acționare asupra marginilor roților pentru a putea beneficia de un diametru maxim de frecare. Aceste sisteme exista încă astăzi în domeniul feroviar unde destul de multe vagoane sunt echipate cu saboți metalici ce freacă asupra pistei de rulare a roții. Cu toate acestea, aceste sisteme sunt puțin compatibile cu roțile automobil echipate cu pneuri și/sau benzi din cauciuc. Acest tip de frânare a inspirat frânele cu tambur așa cum le cunoaștem noi astăzi. Evoluția a apărut la începutul anilor 1950 când au apărut frânele cu disc, aducând cu ele cele mai bune performanțe la frânare. Începând cu anii 1970, au fost utilizate primele discuri din carbon de către industria aeronautică apoi în competițiile automobilistice, în special în Formula 1.

1.2 Frânele cu tambur și saboți interiori

Frânele cu tamburi au fost utilizate practic, pe toate vehiculele, timp de mai mult de o jumătate de secol, până la apariția frânelor disc. Cu toate acestea, ele sunt încă de actualitate pe punțile spate ale vehiculelor din gama economică. Frânele cu tambur sunt frânele la care partea rotitoare este un tambur cilindric iar saboții sunt acționați radial pe suprafața cilindrică interioară a tamburului. Acest tip de frâna este instalat în volumul interior al jantei roții și are avantajul menținerii suprafeței de frecare la adăpostul proiecțiilor de apă sau de noroi.

Datorită acestei arhitecturi, frânele cu tambur sunt perfect adaptate pentru instalarea funcției de frână de staționare.

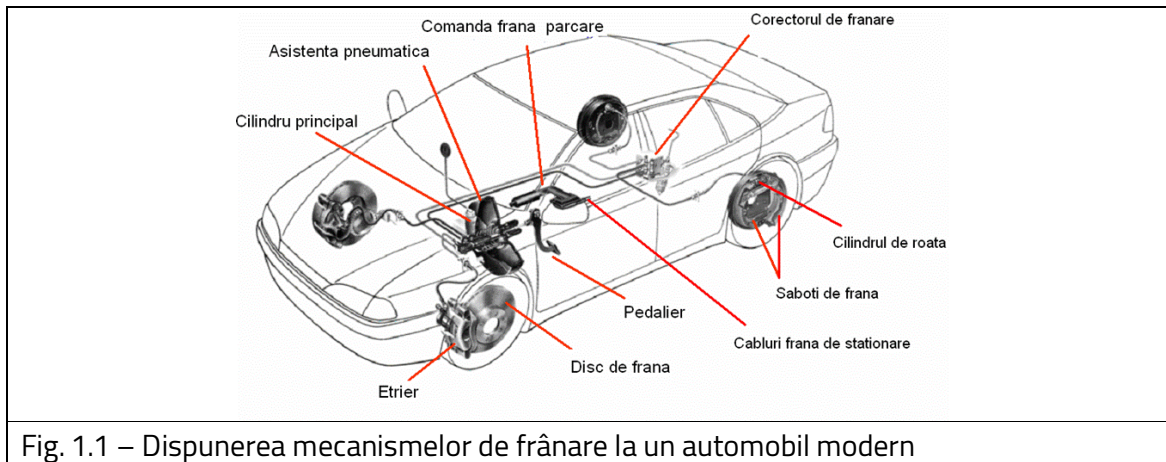


Fig. 1.1 – Dispunerea mecanismelor de frânare la un automobil modern

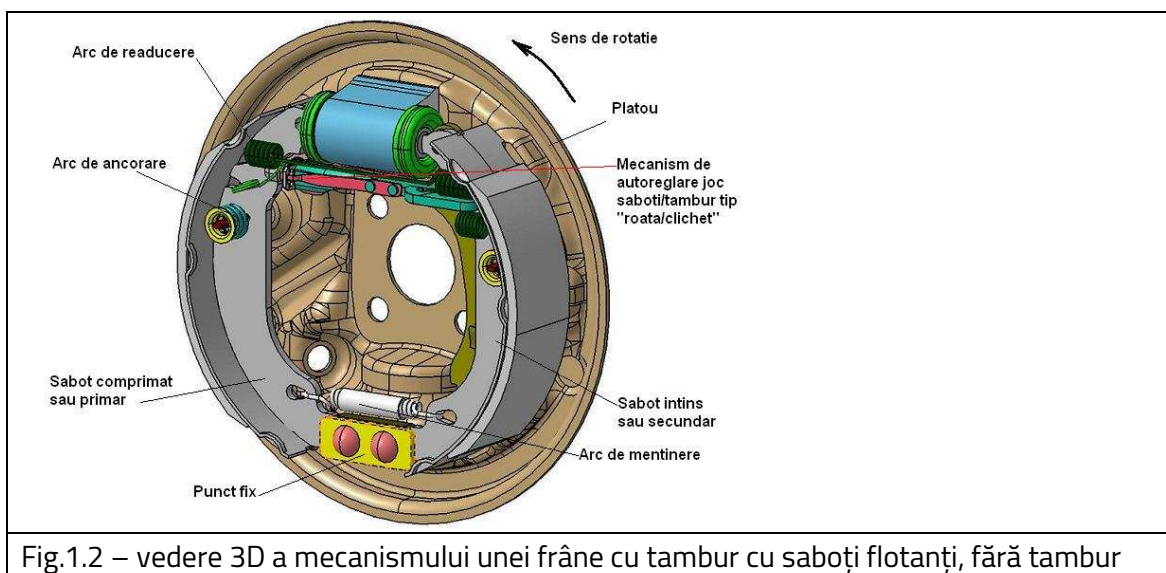


Fig.1.2 – vedere 3D a mecanismului unei frâne cu tambur cu saboți flotanți, fără tambur

Principiul de funcționare

Tamburul este solidar în rotație cu roata, solidarizarea fiind realizată prin flanșa butucului roții de care se fixează tamburul prin șuruburi. Partea fixă, respectiv saboții și componentele care generează forța de apăsare a saboților pe tambur sunt montate pe o piesă din tablă ambutisată numită platoul frânei și care se fixează prin șuruburi de portfuzetă. Resorturi elicoidale acționând la tracțiune conectează cei doi saboți și-i împiedică să intre în contact cu pista tamburului atunci când frânele nu sunt acționate (Fig. 1.2).

Sunt posibile diferite moduri de a fi articulați și comandați cei doi saboți. La frânele cu saboți este important sensul de rotație al tamburului. Sabotul 1 poartă denumirea de sabot primar iar sabotul 2 poartă denumirea de sabot secundar (Fig. 1.3). Cei doi saboți sunt acționați de către un cilindru hidraulic cu dublă acțiune care generează o forță de strângere $\vec{F}_p = -\vec{F}_s$.

Noțiunea de sabot primar și secundar este relativă și depinde de sensul de rotație al tamburului, care introduce o forță tangențială T_p și de sensul forței de acționare F_p respectiv F_s . În cazul sabotului primar, cele două sensuri sunt identice, iar la sabotul secundar sensurile sunt opuse. La sabotul primar, frecarea cu tamburul are tendința de a-l deschide, făcându-l să apese pe tambur mai mult decât apăsarea datorită forței F_p . Sabotul 1 capătă deci un efect de autofrânare, măbind astfel efectul de frânare corespunzător forței F_p .

1.3 Frânele cu disc

Frânele cu disc sunt cele mai potrivite pentru a opri eficace vehiculele a căror masă devine din ce în ce mai importantă, cu performanțe în constantă creștere și ale căror exigențele de securitate se modifică în mod regulat. În plus, aceste sisteme permit un mai bun control al puterii de frânare și astăzi sunt utilizate pentru asistarea la controlul vehiculului (sistemul ESP) în combinație cu alte componente ale vehiculului (motor, direcție...).

Extinderea utilizării frânelor cu disc la autovehicule se explică prin numeroasele avantaje pe care le prezintă în raport cu frânele cu tambur, dintre care cele mai importante sunt următoarele [3,15] :

- sensibilitate redusă față de variația coeficientului de frecare.
- distribuție uniformă a presiunii pe suprafețele de fricțiune și, ca urmare, uzura uniformă a garniturilor
- suprafață mare de răcire și condiții bune pentru evacuarea căldurii le permite să disipeze sub formă de căldură energii mari.
- stabilitate în funcționare la temperaturi joase și ridicate
- echilibrarea forțelor axiale și lipsa forțelor radiale
- posibilitatea funcționării cu jocuri mici între suprafețele de frecare ceea ce diminuează drastic timpul de intrare în funcțiune
- independența eficacității frânării de gradul de uzură al garniturilor de frecare
- asigurarea aceluiași moment de frânare indiferent de sensul de mers
- deformațiile pieselor din cupla de frecare mult mai avantajoase: discul se deformează pe direcția axială spre deosebire de deformația radială a tamburului care provoacă modificarea formei sale, afectând prin aceasta jocurile dintre suprafețele de frecare ;
- înlocuire facilă a garniturilor

Sunt și dezavantaje : eficacitate mai redusă, solicitări termice mai mari posibilitatea realizării funcționării frânei de parcare mai dificilă.

O frână cu disc de tipul cu etrierul fix este compusă dintr-un etrier fixat rigid, prin înșurubare, de port fuzetă și dintr-un disc, instalat între butuc și roată. Etrierul înglobează plăcuțele care, sub acțiunea cilindrului / cilindrilor hidraulic/i strâng discul și-i frânează rotația (fig. 1.4).

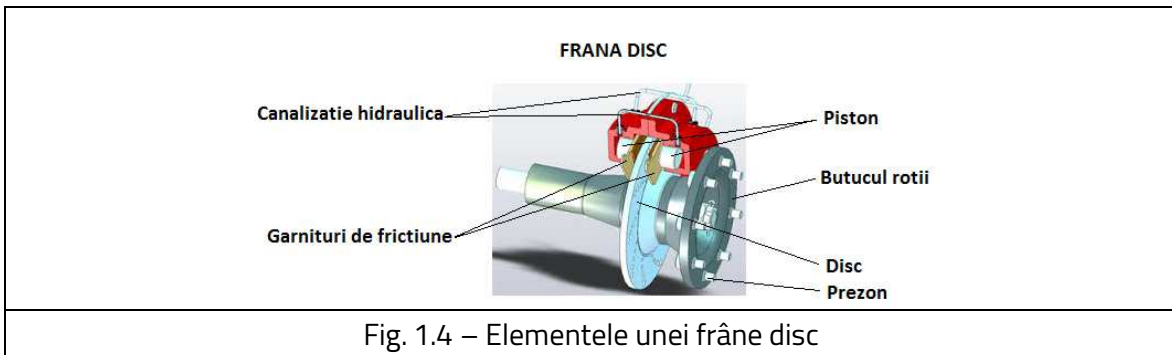


Fig. 1.4 – Elementele unei frâne disc

1.3.1 Etrierul frânei disc

Etrierul poate fi fix sau flotant.

Un etrier fix trebuie în mod obligatoriu să prezinte cel puțin câte un piston de fiecare parte a discului în timp ce un singur piston este necesar unui etrier flotant.

1.3.2 Discul

Discul de frana este fixat solidar pe butuc (rotor) și se rotește împreună cu acesta. Discul este în general realizat dintr-un singur material, în majoritatea cazurilor din fontă cenușie care este foarte rezistentă la uzură. Există totuși în cazul vehiculelor de înaltă performanță, discuri bimateriale cu un butuc (sau bol) din aluminiu sau oțel și o pistă de franare (coroană) din carbon ceramic asamblat prin șuruburi sau nituit.

1.3.3 Plăcuțele

Saboții axiali (plăcuțele de frână) sunt constituite dintr-o placă de metal relativ rigidă peste care se aplică aderent o garnitură realizată din materiale compozite ce rezistă la temperaturi și presiuni ridicate. Suprafața de contact fiind redusă, este supusă la presiuni mai ridicate, solicitările dinamice fiind de 20 de ori mai mari decât la o frână cu tambur iar încărcarea termică este de asemenea importantă. Garnitura este elementul de uzură al unui sistem de franare și periodicitatea de schimbare este mai scurtă decât cea a discului. Suprafața unei garnituri este foarte redusă comparativ cu puterea de franare pe care trebuie să o dezvolte. O placă de frana bună trebuie să aibă bune proprietăți termo-mecanice și, de asemenea să dezvolte un coeficient de frecare relativ stabil cu temperatura pentru a asigura o franare cât mai constant posibilă. Dacă rigiditatea garniturii este relativ mică, de ordinul a câtorva N/m, suportul metalic de pe dosul garniturii trebuie să fie rigid pe de o parte pentru a transmite efortul furnizat de către pistonul hidraulic și pe de altă parte, pentru a repartiza presiunea cât mai uniform posibil pe ansamblul suprafeței garniturii. Aceasta permite o uzură uniformă a garniturii, menținând frânarea constantă în timp și o repartizare optimă a fluxului de căldură.

1.4 Datele tehnice ale automobilului

Cupla de frecare plăcuță/disc a franei disc respectiv cupla sabot/tambur a franei cu tambur care fac obiectul acestei teze sunt destinate echipării unui automobil care se încadrează în categoria M1 (vehicule concepute și construite pentru transportul de pasageri prezentând în

afara scaunului conducatorului auto, maxim 8 locuri pe scaune). Automobilul respecta reglementarile specifice categoriei M1.

1.5 Concluzii

Acest prim capitol a permis prezentarea principalelor mecanisme de frâna utilizate pe autoturisme și utilitare ușoare. Franele cu tambur au fost larg raspandite la inceputul secolului XX dar, franele cu disc le-au luat locul în productia actuală de automobile, în majoritatea cazurilor, datorită performanțelor lor mult mai bune. Cu toate că aceasta tehnologie este bine stăpânită astazi, ea produce prin natura sa (prezența frecării între elementele mecanice și cele de frecare) probleme în mediu înconjurator. Una dintre cele mai cunoscute și mai curente este generarea zgomotului in faza de franare, care impactează atât domeniul automobil cât și domeniul feroviar sau aeronautic. Aceste probleme sunt de actualitate si fac obiectul unor cercetari aprofundate in mediile știintific și industrial.

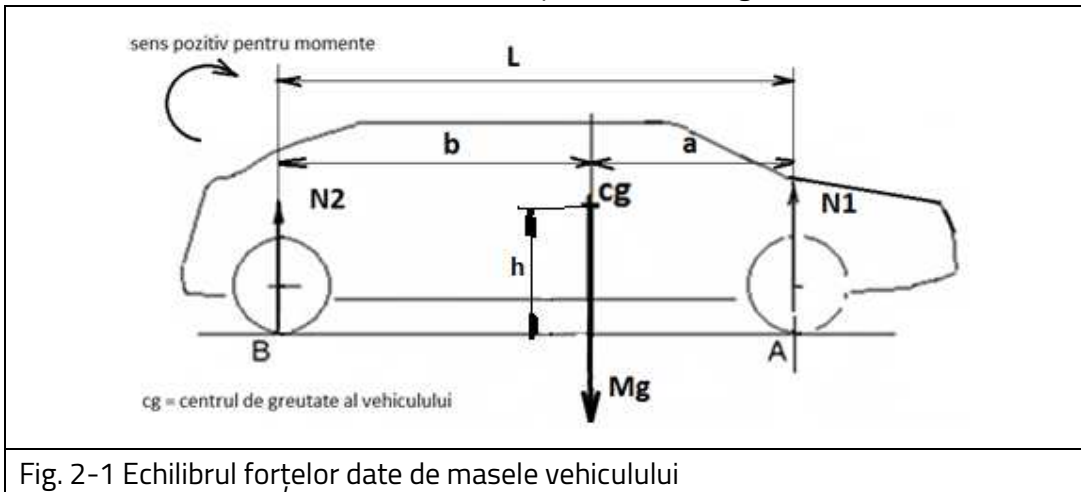
Tot in acest prim capitol s-au prezentat caracteristicile tehnice ale vehiculul de referință pentru care se vor realiza calculele de exemplificare ale cuplelor de frecare ce fac obiectul tezei.

2. CAPITOLUL 2 – ASPECTE PRIVIND DINAMICA FRANARII AUTOVEHICULELOR SINGULARE

În acest capitol se analizează răspunsul vehiculului la forțele produse de către sistemul de frânare. Este prezentat modul de stabilire a optimului forțelor de frânare la frânarea pe o cale orizontală. Sunt definite forțele de frânare reale și comparate cu cele optime și este discutat conceptul de utilizare a aderenței.

2.1 Încărcările statice ale punților

Forțele ce acționează asupra unui vehicul nedecelerat, fie staționar sau deplasându-se la o viteză constantă la nivelul drumului, sunt prezentate în Fig. 2-1.



Datorită distribuției greutății față/spate la un autoturism, punțile față și spate pot avea diferențe semnificative ale greutăților repartizate.

Distribuția încărcării pe punte în static este definită de raportul dintre încărcarea pe puntea spate static și greutatea totală a vehiculului, definită cu :

$$\frac{N_2}{M \cdot g} \quad (2.1)$$

Unde:

N_2 = încărcarea pe puntea spate, static, [N]

$M \cdot g$ = greutatea vehiculului (M = masa vehiculului, kg, g = accelerația gravitațională, m/s²), [N]

Încărcarea relativă pe puntea față, static, este dată de:

$$1 - \frac{N_2}{M \cdot g} = \frac{N_1}{M \cdot g} \quad (2.2)$$

Unde:

N_1 = încărcarea pe puntea față, static, [N]

Pentru cazul studiat,

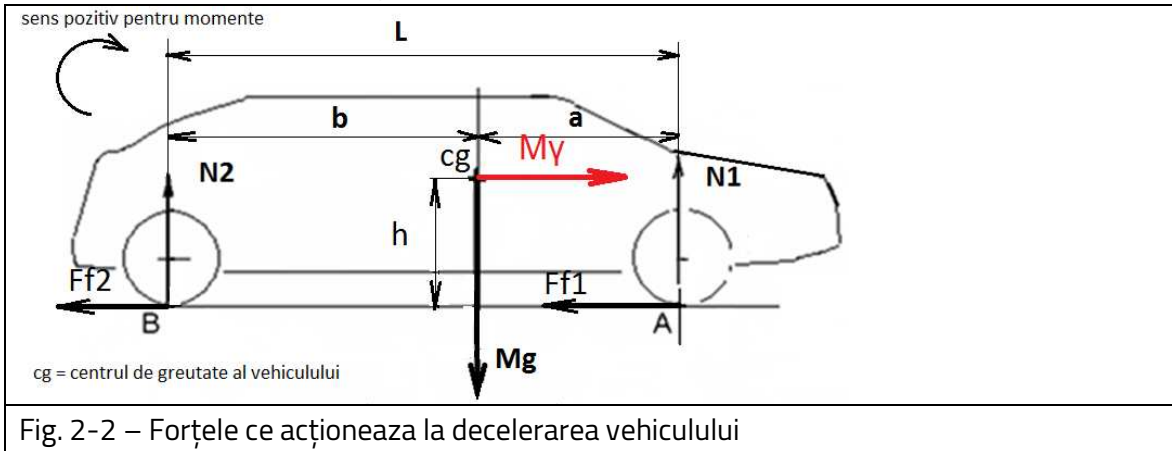
$$578 \cdot \frac{9,81}{1415 \cdot 9,81} = 0,40 \quad \text{la GODM}$$

indicând că numai 40 % din greutatea totală este susținută de către puntea spate.

2.2 Încărcările dinamice ale punților

Când frânele sunt acționate, cuplul dezvoltat de către frânele roților reacționează pe circumferința pneului unde este în contact cu solul. În cazul blocării frânei, mărirea forțelor de frecare este o funcție directă a cuplului produs de către frâna roții.

Forțele ce acționează asupra unui vehicul cu două punți decelerând, la nivelul caii, pe o cale orizontală sunt ilustrate în fig. 2-2.

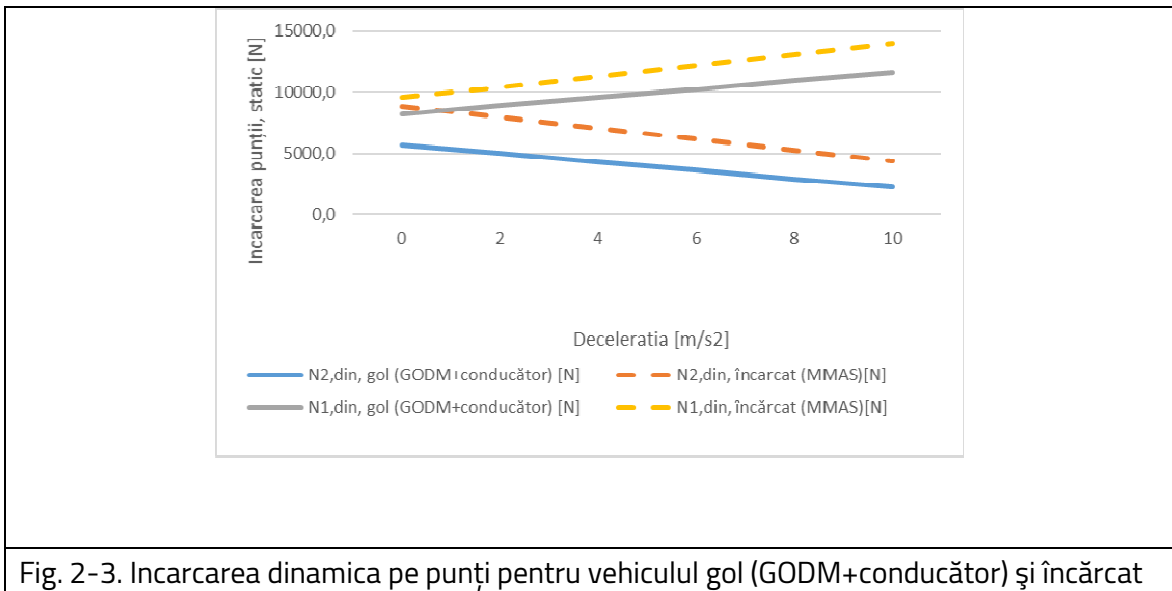


$$F_{f1} + F_{f2} = F_{f\text{totala}} = M \cdot \gamma$$

$$\gamma = F_{f\text{totala}}/M = \text{deceleratia, [m/s}^2]$$

$$N_1 + N_2 = M \cdot g$$

Analiza ecuațiilor (2-6a) și (2-6b) arată că forțele dinamice la axa normală sunt o funcție liniară de deceleratia γ , spre exemplu, o relație în linie dreaptă. Cantitatea transferului de sarcină de pe puntea spate pe puntea față este dată de termenul $M \cdot \gamma \cdot h/l$ în ecuațiile (2-6a) și (2-6b). Încărcările normale ale punților pentru vehiculul tracțiune față din exemplul nostru este ilustrată în fig. 2-3 pentru cazurile numai cu conducător (GODM+conducător) și sarcină maximă (MMAS).



2.3. Forțele de frânare optime

2.3.1. Coeficientul de aderență optim la frânare

Cuplurile de frânare la roată generează forțe de frânare între roată și sol. Raportul fortei de frânare la sarcina dinamică pe punte $N_{i,din}$ este definit ca și coeficient de aderență optim $K_{o,i}$ [15, 20] :

$$K_{o,i} = \frac{F_{frânare_i}}{N_{i,din}} \quad (2-7)$$

2.3.2. Forțele de frânare

Inmulțind sarcinile pe punte dinamice cu coeficientii de aderență optimi se obțin :

- forța de frânare pe puntea față :

$$F_{frânare_F} = (N_{1,static} + M_Y * h/l_1) K_{o,F} \quad , [N] \quad (2-8a)$$

In mod similar, pentru puntea spate:

$$F_{frânare_S} = (N_{2,static} - M_Y * h/l_2) K_{o,S} \quad , [N] \quad (2-8b)$$

Unde:

$K_{o,F}$ = coeficientul de aderență optim față

$K_{o,S}$ = coeficientul de aderență optim spate

2.3.3. Frânarea optimă în linie dreaptă

Pentru frânarea în linie dreaptă pe o suprafață plană, în absența oricărui efect aerodinamic, optimul la frânare ca și deceleratie maximă a vehiculului, este definit de :

$$K_F = K_S = \frac{\gamma}{g} \quad (2-9)$$

Unde : γ = deceleratia vehiculului , [m/s²]

K_F = coeficientul de aderență corespunzător blocării roții față

K_S = coeficientul de aderență corespunzător blocării roții spate

Reprezentarea grafică sunt două parabole, câte una relativ la fiecare stare de încărcare a vehiculului, așa cum este ilustrat în fig. 2-4 pentru exemplul nostru.

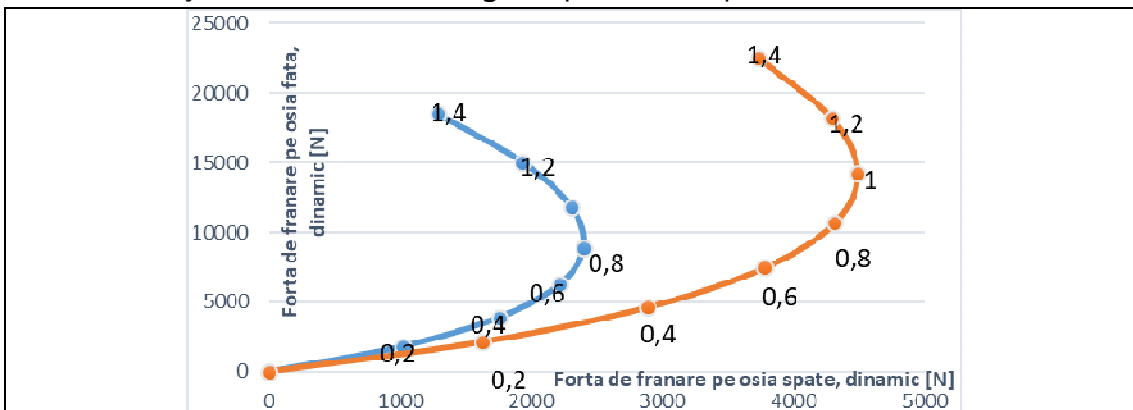


Fig. 2-4. Forțele de frânare dinamice (GODM+conducator + MMAS)

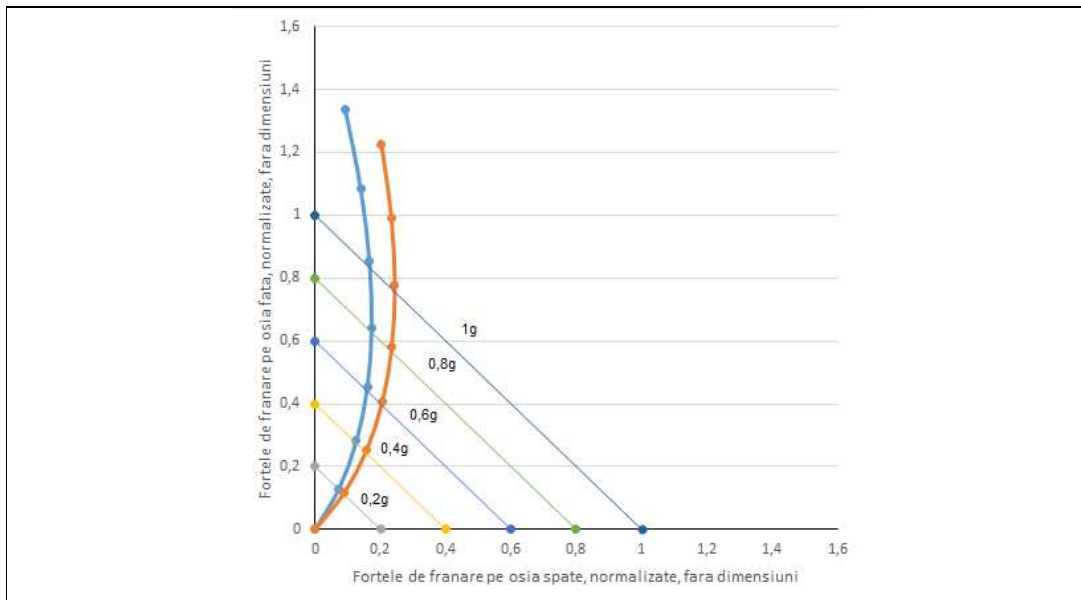


Fig. 2-5 Forțele de frânare dinamice, normalizate

Motivul pentru unghiul de 45 ° respecta legea a doua a lui Newton exprimata prin forțele de frânare:

$$\frac{F_{frânareF}}{M} + \frac{F_{frânareS}}{M} = \gamma \quad (2 - 12)$$

Pentru a armoniza mai bine forțele de frânare reale cu cele optime, devine convenabil sa eliminam deceleratia vehiculului prin rezolvarea ecuatiei (2-11a) pentru deceleratia γ si substituirea acesteia in ecuatie (2-12). Rezultatul este ecuatie generala a fortelor de frânare optime :

$$F_{frânareS}/M * g)_{opt} = \sqrt{\frac{\left(\frac{N_{laterale}}{Mg}\right)^2}{4(h/L)^2} + \left(\frac{1}{h/L}\right)\left(\frac{F_{frânareF}}{Mg}\right)} - \frac{N_{laterale}}{2h/L} - \frac{F_{frânareF}}{M} \quad (2 - 13)$$

2.3.4. Drepte de coeficient de frecare constant [71]

Pentru a creste decelerarea, presupunand ca aderența pneu-cale este suficient de importanta, frânarea optima a punții spate începe sa descreasca si ajunge la zero atunci cand întretaie puntea frânată față. In acest punct deceleratia vehiculului este suficient de importantă încat puntea spate începe să părăseasca solul datorita transferului de greutate excesiv.

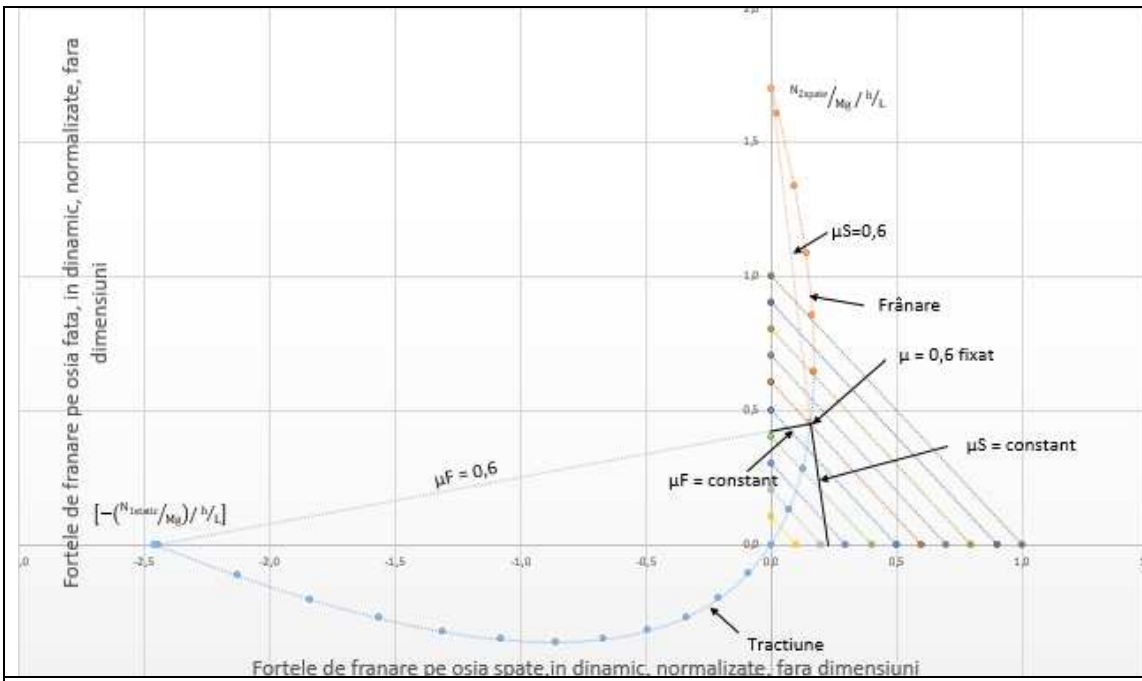


Fig. 2-6. Parabola forțelor de tracțiune și de frânare dinamice, normalizate [GODM + cond.]

Dreptele de coeficient de fricțiune constant sunt calculate în tabelul Tab.2.4. Reprezentarea grafică a dreptelor de coeficient de fricțiune constant, numite și dreptele de iso-aderență, pentru exemplul nostru este dată în Fig. 2.7

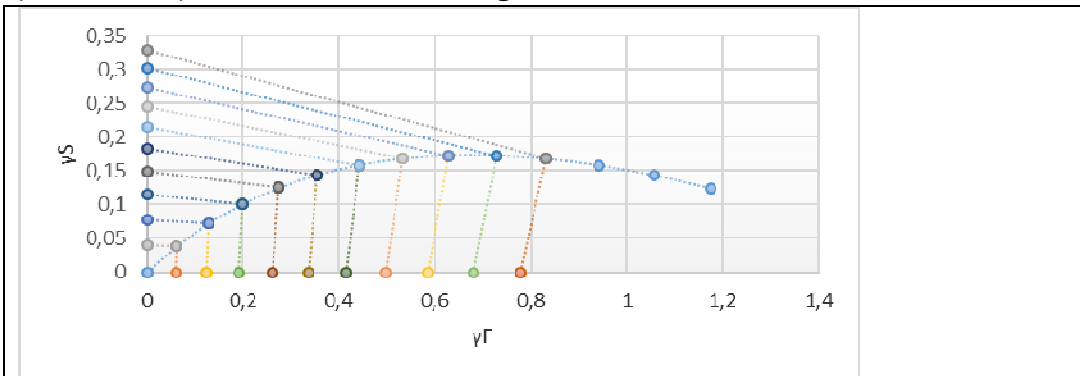


Fig. 2.7 – dreptele de iso-aderență, situația GODM+conducător

Pentru un coeficient de aderență K dat, intersecția dreptelor de iso-aderență față și spate definește punctul de echiaderență sau punctul de blocare simultană a roților față și spate. Acesta este punctul de funcționare ce permite accesarea la decelerații maxime permise de către aderența K .

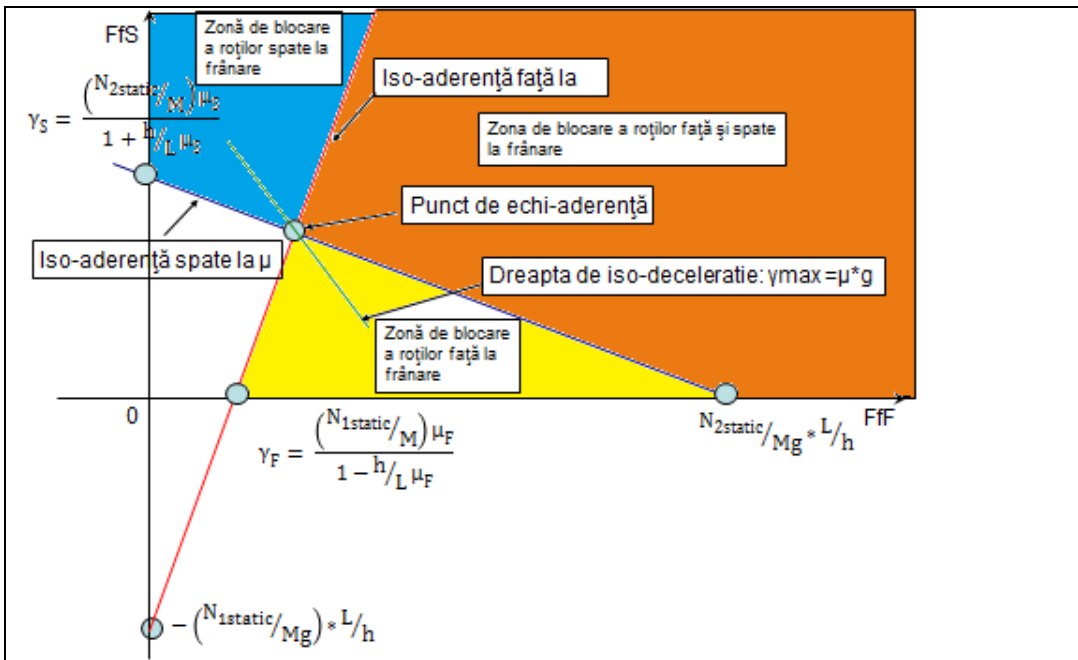


Fig. 2.8 – Definirea punctului de echiaderenta

2.4 Calculul coeficienților de eficacitate ai frânei disc respectiv ai frânei cu tambur [4]

2.4.1 Modelarea frânei disc

Aplicând asupra unei frâne disc un efort de comandă, rezultă un cuplu de comandă. Expresia acestui cuplu este dată de relația:

$$\mathbf{C} = \mathbf{r} * \mathbf{F} \quad (\text{daNm}) \quad (2-21)$$

Unde: F = efortul de comandă asupra frânei

\mathbf{r} = raza eficace, noțiune ce va fi definită în continuare

Sub acțiunea efortului de comandă, frâna dezvoltă un cuplu de frânare. Eficacitatea acestui cuplu este dată de către *factorul de frâna sau coeficientul de eficacitate* (C*).

Expresia acestuia este:

$$\mathbf{C}^* = \frac{\mathbf{F}_T}{\mathbf{F}} \quad (2-22)$$

Unde: \mathbf{F}_T = efortul de frecare pe rotor (disc)

F = efortul de comandă

Întrucât efortul de frânare se dezvoltă la interfața dintre plăcuțele de frâna și rotor (disc), valoarea acestuia este condiționată de mărimea suprafețelor în contact. Notând suprafața plăcuțelor cu S, valoarea efortului de frânare pe disc este dată de:

$$\mathbf{F}_T = \oint_S d\mathbf{f}_T \quad (2-23)$$

Pe de altă parte, cuplul de frânare recuperat de către disc are expresia:

$$\mathbf{C} = \mathbf{F}_T * \mathbf{R}_a \quad (\text{daNm}) \quad (2-24)$$

Unde: \mathbf{R}_a = raza de acțiune asupra discului. Aceasta coincide cu distanța dintre centrul discului și centrul pistonului de pe etrier.

Exprimând pe \mathbf{F}_T din relațiile (2-22) și (2-24) și egalând, rezultă expresia razei eficace \mathbf{r} :

$$r = R_a * C^3 \quad (m) \quad (2-25)$$

Pentru o frâna disc efortul de frecare asupra discului are expresia:

$$F_T = 2 * \mu * F \quad (daN) \quad (2-26)$$

unde : μ = coeficientul de frecare al plăcuței de frână

2.6 Coeficientul de repartiție

Se introduce noțiunea de *coeficient de repartiție fix prin construcție* k impus de caracteristicile frânelor vehiculului. Este definit ca raportul dintre forța de frânare spate și forța de frânare față, sau :

$$k = \frac{F_{frânare_s}}{F_{frânare_f}} \quad (2-31)$$

Pentru un vehicul fără dispozitive corectoare de frânare, distribuția forței de frânare este determinată utilizând ecuația (2-30) în ecuația (2-31) :

$$k = \frac{(p_1 - p_0)_s * (C/F)_s}{(p_1 - p_0)_f * (C/F)_f} = \frac{(C/F)_s}{(C/F)_f} \quad (2-32)$$

Ecuația (2-32) este folosită pentru a calcula distribuția fixă a forței de frânare într-un sistem de frânare. Când este utilizată o supapă de reducere a presiunii în circuitul de frână spate – și aceasta proporțională cu sarcina pe puntea spate - atunci distribuția forței de frânare este fixată la presiunea punctului de inflexiune al supapei proporționale și se schimbă la o pantă diferită pentru presiuni mai mari.

Reprezentarea parabolilor forțelor de frânare optime la situația de încărcare GODM+conducător respectiv sarcina maximă (MMAS) cât și a dreptei forțelor de frânare reale (față și spate) este reprezentată în fig. 2-14.

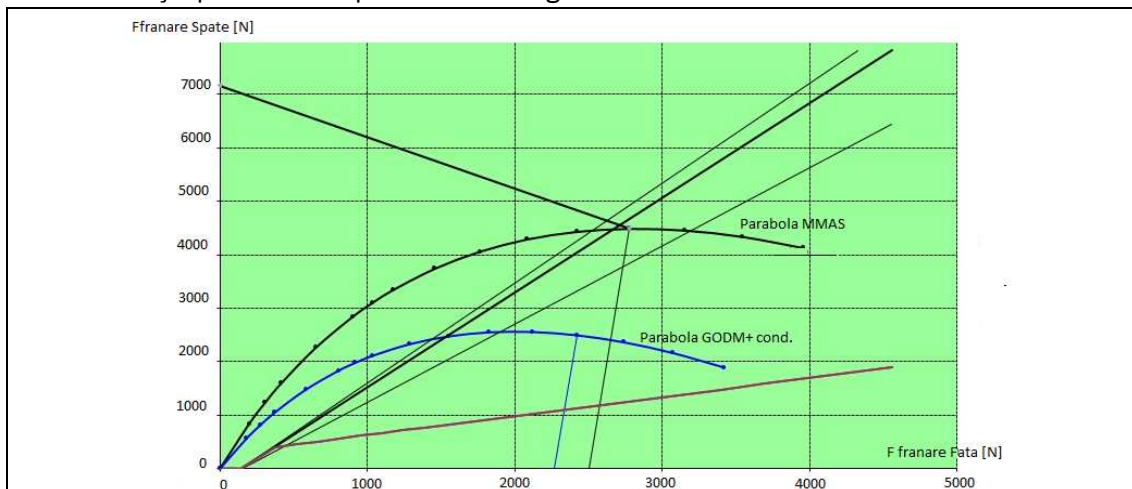


Fig. 2-14. Parabolele forțelor de frânare față și spate (GODM+ conducător și MMAS), cât și forțele reale de frânare

2.7 Concluzii

În acest al doilea capitol, pentru vehiculul supus studiului, au fost definite încărcările statice și dinamice ale punților. Pentru definirea optimului forțelor de frânare, a fost introdusă noțiunea de coeficient de aderență optim la frânare și, funcție de acesta s-au definit forțele de frânare dinamice. A fost identificată ecuația parabolei pentru calculul forțelor de frânare

optime prin intermediul careia se demonstrează ca aceste forțe sunt funcție numai de geometria vehiculului, masa, încărcările dinamice pe punte, raportul înălțimii centrului de greutate raportat la ampatament și decelerație. Au fost identificate ecuațiile dreptelor de coeficient de aderență corespunzător blocării roților constant (dreptele de iso-aderență).

S-au calculat eforturile de frânare reale dezvoltate de către frânele vehiculului, pornindu-se pentru identificarea factorilor de frână de la modelarea franei disc respectiv, modelarea franei cu tambur.

A fost definit coeficientul de repartizare fix prin construcție impus de caracteristicile frânelor vehiculului ce este necesar pentru alegerea caracteristicilor frânelor față și spate ce vin să echipeze un vehicul. Acest coeficient este strâns legat de forma parabolilor forțelor de frânare.

3. CAPITOLUL 3 – REPARTIȚIA FRANARII

Obiectul acestui capitol este analiza modului în care este asigurat echilibrul la franare față-spate de către forțele de franare reale, considerând caracteristicile vehiculului (masă, ampatament, înălțimea centrului de greutate) și de utilizarea aderenței pneu-cale. În cadrul studiului este prezentat un mod de lucru pentru analiza echilibrului la franare incluzând soluțiile posibile pentru asigurarea acestui echilibru (supape de dozare, dispozitive electronice).

Se prezintă comportamentul la frânare al unui vehicul cu două punți în condițiile limitării aderenței.

3.1 Utilizarea aderenței pneu/cale

Mai multe variante diferite ale aceluiași concept fizic au fost utilizate pentru a descrie cât de aproape este forța de frânare reală față de optim. Utilizarea aderenței pneu-cale se referă la decelerația maximă a roții neblocați la cel mai mic coeficient de frecare dintre anvelopă și cale cu care se poate realiza decelerația.

În capitolul 2 am definit ca forță de frânare pe puntea față:

$$F_{\text{frânare}_F} = (N_{1,\text{static}} + M\gamma * h/l_1)K_{o,F} \text{ , [N]}$$

În mod similar, pentru puntea spate:

$$F_{\text{frânare}_S} = (N_{2,\text{static}} - M\gamma * h/l_2)K_{o,S} \text{ , [N]}$$

Unde:

$K_{o,F}$ = coeficientul de aderență optim față

$K_{o,S}$ = coeficientul de aderență optim spate

Am mai stabilit că, în momentul începutului blocării pneului, coeficientul de aderență optim este egal cu coeficientul de aderență corespunzător blocării roții :

$$K_{o,F} = K_{o,S} = K_F = K_S = \frac{\gamma}{g}$$

Unde :

γ = decelerația vehiculului, [m/s²]

K_F = coeficientul de aderență corespunzător blocării roților față

K_S = coeficientul de aderență corespunzător blocării roților spate

Se consideră că frânarea integrală se obține pentru $\gamma = K * g$

Se definește ca fiind coeficient de repartitie teoretic [36] ce permite obținerea $\gamma = K * g$:

$$\rho = \frac{F_{\text{frânare}_S}}{F_{\text{frânare}_F}} \tag{3.1}$$

sau :

$$\rho = \frac{(N_{2,\text{static}} - M\gamma * h/L)K}{(N_{1,\text{static}} + M\gamma * h/L)K} \tag{3.2}$$

$$\rho = \frac{\frac{aMg}{L} - My\frac{h}{L}}{\frac{bMg}{L} + My\frac{h}{L}} \quad (3.3)$$

$$\rho = \frac{ag - \gamma h}{bg + \gamma h} \quad (3.4)$$

$$\rho = \frac{a - Kh}{b + Kh} \quad (3.5)$$

Variatii ale lui :

$K = 0$	$\rho = \frac{a}{b}$
$K = -\infty$	$\rho = -1$
$K = -\frac{b}{h}$	$\rho = \infty$
$K = \frac{a}{h}$	$\rho = 0$

In exemplul nostru, atunci cand K trece spre exemplu de la 0,2 la 0,8, ρ pentru situatia GODM+conducător trece de la 0,57 la 0,28 deci o variatie de 49% ($a = 1,0836$, $b = 1,5894$, $L=2,673$, $hgol = 0,6434$) respectiv pentru situtia MMAS ρ trece de la 0,46 la 0,18, deci o variatie de 39% ($a = 1,2873$, $b=1,3856$, $L=2,673$, $hsarcina= 0,6351$)

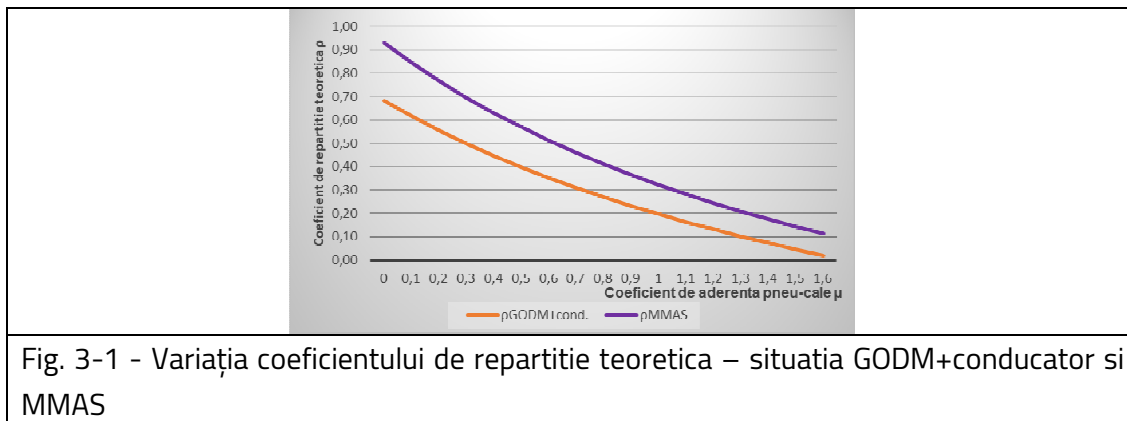


Fig. 3-1 - Variația coeficientului de repartitie teoretica – situatia GODM+conducator si MMAS

3.1.1 Frânarea numai cu roțile față

Expresia deceleratiei este in acest caz:

$$\gamma = \frac{K * g * b}{L - K * h} \quad (3.8)$$

3.1.2 Frânarea numai cu roțile spate

In acest caz deceleratia este :

$$\gamma = \frac{K * g * a}{L + K * h} \quad (3.11)$$

3.1.3 Frânarea cu cele patru roți

Coeficientul de repartiție k nu poate fi egal cu $\rho = \frac{(a - Kh)}{b + Kh}$ decât pentru o singură valoare a lui K .

3.1.3.a. Roțile față blochează primele

$$\gamma_F = \frac{Kgb(1+k)}{L - Kh(1+k)} \quad (3.19)$$

3.1.3.b. Roțile spate blochează primele

$$\gamma_S = \frac{Kga \frac{1+k}{k}}{L + Kh \frac{1+k}{k}} = \frac{Kga(1+k)}{kL + Kh(1+k)} \quad (3.33)$$

3.2 Definirea curbilor

Expresia deceleratiei (3.18) este o hiperbola de asimptote :

$$K = \frac{L}{h(1+k)} \quad (3.37)$$

$$\gamma = -\frac{gb}{h} \quad (3.38)$$

Curba intersectează dreapta $\gamma\gamma = Kg$ pentru:

$$K = \frac{a - bk}{h(1+k)} \quad (3.39)$$

$$\gamma'_F = \frac{[L - Kh(1+k)]gb(1+k) + Kgb(1+k)h(1+k)}{[L - Kh(1+k)]^2} \quad (3.40)$$

$$\gamma'_S = \frac{gbL(1+k)}{[L - Kh(1+k)]^2} \quad (3.41)$$

Expresiile :

$$\gamma_F = \frac{Kgb(1+k)}{L - Kh(1+k)} \quad \text{și} \quad \gamma_S = \frac{Kga(1+k)}{kL + Kh(1+k)}$$

sunt funcție de sarcina vehiculului. Atunci când masa totală = masa la gol + sarcina utilă variază, centrul de greutate se deplasează și cotele a , b , h iau valori corespunzătoare. Deci la fiecare valoare a greutății corespunde o singură valoare a lui γ_F/K sau γ_S/K , contrar frânelor integrale care este independentă de greutate.

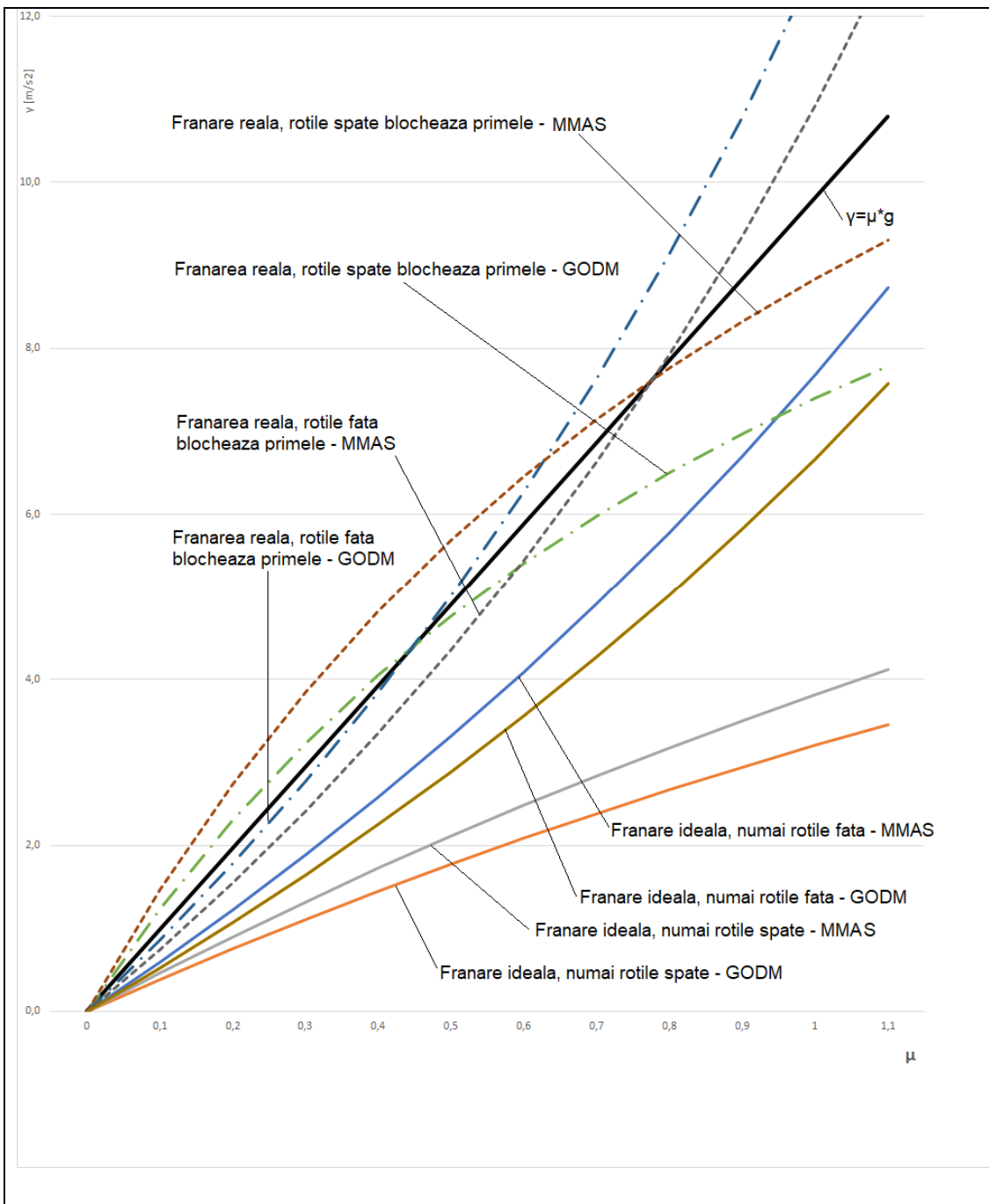


Fig. 3-2 - Curbele de franare in situatia GODM + conducator si sarcina maxima (MMAS)

3.3 Interpretarea curbelor

Consideram in continuare curbele ce definesc situatia GODM+conducator, aceasta fiind situatia cea mai defavorabila din punct de vedere al stabilitatii la franare.

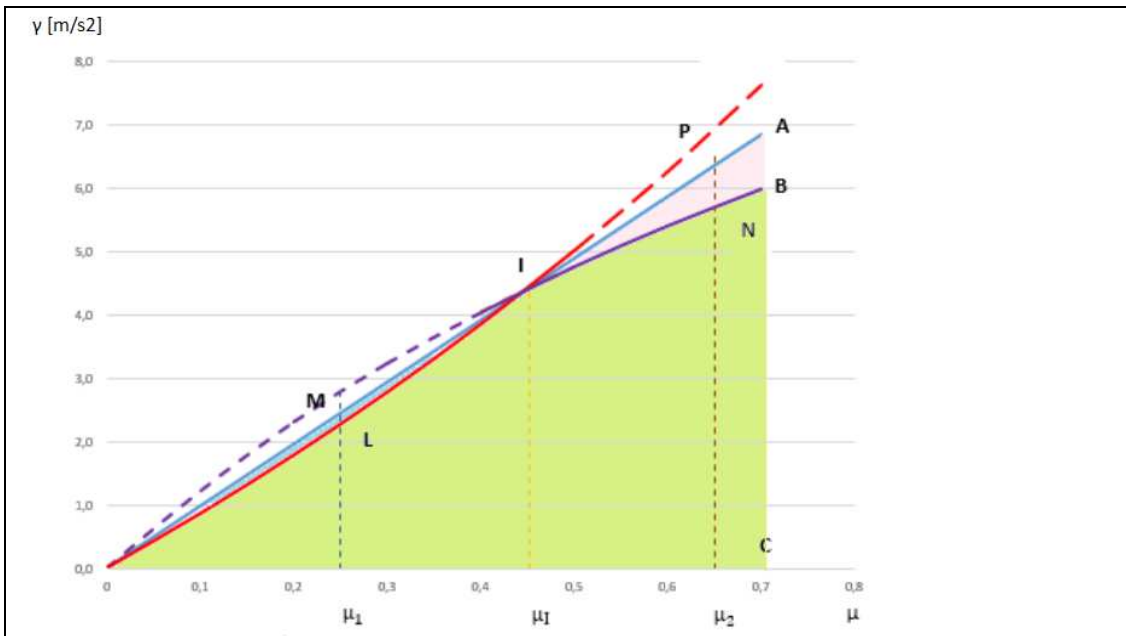


Fig.3-3 - Interpretarea curbelor (situatia GODM+conducator)

- Dreapta OIA este dreapta de franare integrala pentru care cele 4 roti sunt la limita de blocare. Ea reprezinta deceleratiile maxime care fizic sunt posibil de atins.
- Regiunea de deasupra acestei drepte nu are nici-o semnificatie si partile punctate ale curbelor sunt fara interes.
- Punctul I este singurul punct de franare integrala pe care vehiculul il poate obtine pentru o aderenta μ_1
- Daca $K < K_1$, rotile fata blocheaza primele si deceleratiile obtinute la acest moment sunt reprezentate de curba rosie OI.
- Daca $K > K_1$ rotile spate blocheaza primele și deceleratiile obținute la acest moment sunt reprezentate de curba violet IB.
- Zona verde este deci zona in care nici-o roata nu este blocata
- Zona bleu este o zona unde numai rotile fata sunt blocate.
- Zona roz este zona in care rotile spate sunt blocate

Procesul de franare:

- Pentru o aderenta data K_1 astfel incat $K_1 < K_1$ facem sa creasca progresiv deceleratia. Avem atunci:
 - In regiunea verde nici-o roata blocata
 - In punctul L rotile fata sunt la limita de blocare
 - Daca continuam sa facem sa creasca γ , rotile fata raman blocate in regiunea bleu in timp ce rotile spate isi cresc strangerea. Se ajunge la momentul la care atingem punctul M si rotile spate se blocheaza la randul lor. Franarea integrala este astfel realizata. Dar practic, blocarea rotilor fata anuleaza intregul efect director si se constituie ca un pericol care obliga la incetarea sau slabirea franarii pentru a readuce rotile in miscare. Suntem readusi astfel in punctul L. Deceleratia maxima obtinuta este deci pe curba rosie OI.
- Pentru o aderenta cunoscuta $K_2 > K_1$ avem de asemenea:

- In regiune verde, nici-o roata blocata
 - In punctul N rotile spate sunt la limita de blocare
 - Daca continuam sa facem sa crească, roțile spate raman blocate in regiunea roz in timp ce rotile fata isi maresc strangerea. Se ajunge la un moment la care atingem punctul P si rotile fata se blocheaza la randul lor. Franarea integrala este atunci realizata.
- Dar practic, blocarea rotilor spate poate usor provoca un deport autointretinut al spatelui vehiculului si constituie un pericol care obliga la intreruperea sau la reducerea franarii pentru a readuce rotile in miscare. Suntem astfel readusi in punctul N.
- Deceleratia maxima obtinuta este deci pe curba violet IB.

3.4 Calitatea repartitiei la franare

Calitatea repartitiei este data de raportul :

$$\frac{\gamma_L}{\gamma_M} = \frac{\text{deceleratia obtinuta}}{\text{deceleratia teoretica}} = \frac{\gamma_N}{\gamma_P} < 1 \quad (3.57)$$

pentru fiecare valoare a lui K.

Daca extindem aceasta notiune la toate valorile ce pot fi luate de catre K, calitatea generala a repartitiei este exprimata prin raportul :

$$R_T = \frac{\text{suprafata verde OLINBC}}{\text{suprafata triunghi OIAC}} \quad (3.58)$$

Se poate imparti aceasta notiune in doua cazuri corespunzatoare cazurilor de blocare a roților :

Rotile fata blochează :

$$R_1 = \frac{\text{suprafata hiperbola OLI}\mu_1}{\text{suprafata triunghi OMI}\mu_1} \quad (3.59)$$

Rotile spate blochează :

$$R_2 = \frac{\text{suprafata hiperbola INBC}\mu_1}{\text{suprafata trapez IPAC}\mu_1} \quad (3.60)$$

3.4.3. Variația raportului de calitate a repartitiei R în functie de k

Pentru $(a - h)/(b + h) < k < a/b$ cunoastem pe R_T calculat mai devreme.

Pentru $k < (a - h)/(b + h)$, recalculam raportul R_1 variind μ de la 0 la 1.

Avem :

$$S'_{h1} = \frac{gbL}{h^2(1+k)} (|x| - \ln|x+1|) \quad (3.104)$$

Cu $x = -(Kh(1+k))/L$

$K=0 \rightarrow x = 0$

$K=1 \rightarrow x = -h(1+k)/L$

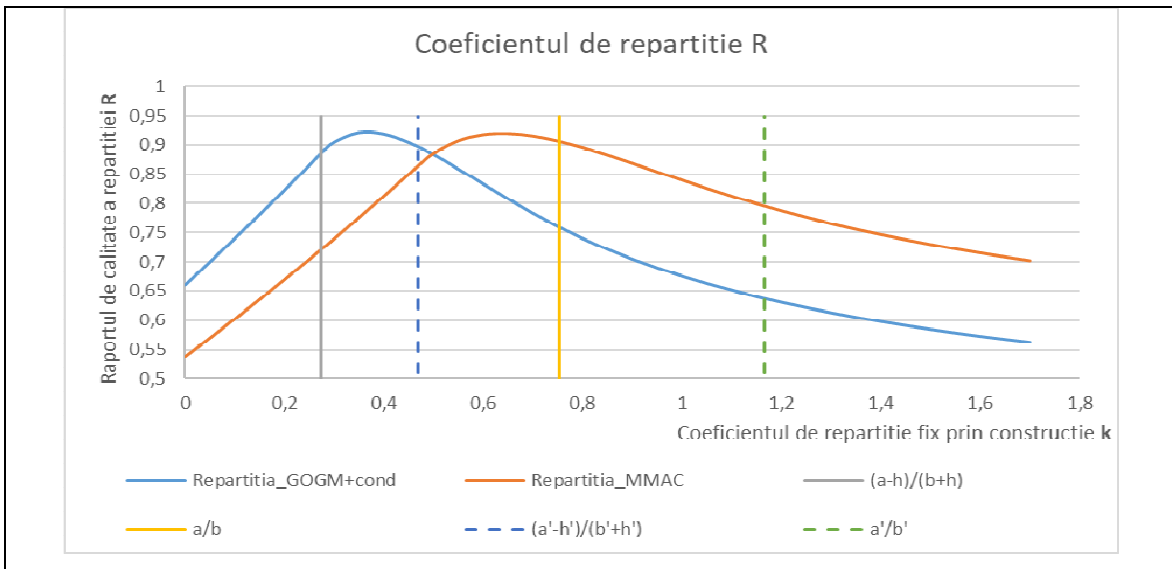


Fig.3-4 – Variația coeficientului de repartitie R pentru situația GODM+cond. și sarcina maximă (MMAS)

Se poate obține o repartitie perfectă utilizând un dispozitiv anti-blocare de două maniere :

- 1) $k = a/b$, antiblocare pe roțile spate.

Cu $k = a/b$, roțile spate blochează tot timpul, roțile față, niciodată.

Dispozitivul antiblocare împiedică blocarea roților spate la limita și dacă se crește presiunea în frâne se ajunge de asemenea la limita de blocare a roților față. Se obține astfel frânarea integrală.

- 2) $k = (a-h)/(b+h)$, antiblocarea pe roțile față.

Procesul este identic cu inversarea față/spate.

3.5 Influența resorturilor de readucere ale saboților la frânele cu tambur asupra repartitiei

Cuplul dezvoltat de către frânele unui tren de rulare este dat de :

$$C = 2 * \frac{C}{P} * (P_1 - P_0) = 2 * \frac{C}{P} * P_1 - 2 * \frac{C}{P} * P_0 \quad (3.122)$$

Rezulta:

$$P_1 = \frac{C + 2 * \frac{C}{P} * P_0}{2 * \frac{C}{P}} = \frac{C}{2 * \frac{C}{P}} + P_0 \quad (3.123)$$

De unde :

$$P_1 = \frac{C_F}{2 * \frac{C}{P_S}} + P_{0F} = \frac{C_S}{2 * \frac{C}{P_S}} + P_{0S} \quad (3.124)$$

Pentru exemplul studiat, vehiculul fiind echipat cu frâne disc cu etrier flotant pe puntea față și frâne cu tambur, cu saboți flotanți, pe trenul spate, nu există resorturi de reducere decât pe frânele cu tambur. Neavând resorturi de readucere pe frânele față, ne situăm în cel de-al doilea caz ($p_{0F} - p_{0S} < 0$).

Calculul ce definește coeficientul de repartitie k_r , funcție de deceleratia γ sunt prezentate în tabelul (3-1) :

γ [m/s ²]	M [kg]	R [m]	k	p0f-p0s	A [daN*m]	$k_r = (MR\gamma k + A)/(MR\gamma - A)$
0	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	-1
0,38591	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,374541893
1	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,410590795
2	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,422311398
3	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,426261669
4	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,428245045
5	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,42943772
6	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,430233944
7	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,430803219
8	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,431230472
9	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,431562957
10	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,431829056
11	1490	0,32095	0,434228407	-5,884580677	-8,013573	0,432046847

Tabelul 3-1 – Calculul coeficientului de repartitie k_r

Variatia coeficientului de repartitie k_r functie de deceleratie γ este prezentata in:

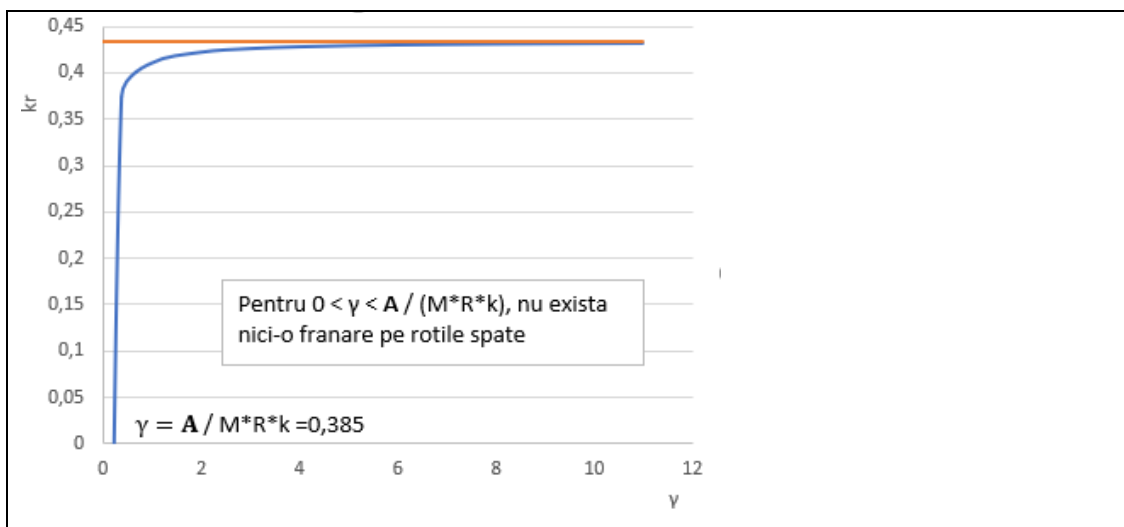


Fig. 3-5 – Variatia coeficientului de repartitie k_r functie de deceleratia γ

3.5.1 Deceleratia obtinuta tinand cont de k_r

3.5.1.a Rotile fața blochează primele

Din 3.18 si 3.137 rezultă :

$$\gamma = \frac{Kgb(1+k)}{L - Kh(1+k)}$$

$$k_r = \frac{MR\gamma_r k + A}{(MR\gamma_r - A)}$$

$$1 + k_r = \frac{MR\gamma_r k + A + MR\gamma_r - A}{MR\gamma_r - A} = \frac{MR\gamma_r (1+k)}{MR\gamma_r - A} \quad (3.142)$$

$$Y_r = \frac{Kgb \frac{MR_{Y_r}(1+k)}{MR_{Y_r} - A}}{L - Kh \frac{MR_{Y_r}(1+k)}{MR_{Y_r} - A}} = \frac{Kgb [MR_{Y_r}(1+k)]}{L(MR_{Y_r} - A) - Kh[MR_{Y_r}(1+k)]} \quad (3.143)$$

3.6. Influența corecțiilor $\Delta\gamma$ asupra distanței de oprire

Distanța de oprire normală, fără a ține cont de resorturi :

$$e = \frac{v^2}{2\gamma}$$

Distanța de oprire normală, ținând cont de resorturi :

$$e_r = \frac{v^2}{2\gamma_r}$$

Unde : v = viteza vehiculului

Distanței de oprire modificată:

$$e_r - e = \frac{v^2}{2\gamma_r} - \frac{v^2}{2\gamma} = \Delta e$$

Modificarea relativă a distanței de oprire :

$$\frac{\Delta e}{e} = \left(\frac{v^2}{2\gamma_r} - \frac{v^2}{2\gamma} \right) \frac{2\gamma}{v^2} = \frac{\gamma}{\gamma_r} - 1 = \frac{\gamma - \gamma_r}{\gamma_r} = - \frac{\Delta\gamma}{\gamma_r}$$

3.6.1. Rotile fata blocheaza primele

$$\frac{\Delta e_f}{e_f} = - \frac{AL}{KMRgb(1+k) - AL}$$

Valabilă pentru $\Delta\gamma$, această expresie nu are sens decât pentru :

$$K > \frac{AL}{MRbk + Ah}$$

3.6.2 Rotile spate blocheaza primele

Atunci când roțile spate blochează primele avem asemănător:

$$\frac{\Delta e_2}{e_2} = \frac{AL}{KMRa(1+k) - AL}$$

Variația lui : $\frac{\Delta e_1}{e_1}$ și a lui $\frac{\Delta e_2}{e_2}$

Atunci când A ia o anumită valoare negativă ca în cazul franei disc fără arcuri de readucere și frane cu tambur pe spate (cu arcuri de readucere), acțiunea resorturilor nu este cu totul neglijabilă. Se observă că pentru aderențe scăzute, distanța de oprire este considerabil crescută. Dimpotrivă, ea este redusă mai încet pentru aderențe ridicate.

Dacă se dorește eliminarea acțiunii resorturilor se poate :

- Fie să eliminăm în totalitate resorturile (frane disc pe cele 4 roți ale vehiculului sau frane tambur fără arcuri de readucere)

- Fie sa obtinem $A=0$ prin constructie

$$A = 2 * \frac{C}{F_s} (P_{OF} - P_{OS}) = 0$$

$$P_{OF} - P_{OS} = 0$$

3.7. Decelerația obținută în funcție de presiunea din circuitul hidraulic

Daca se neglijeaza in totalitate resorturile:

$$\gamma = 2 \frac{C}{F_s} P_i \frac{1+k}{MRk} = 2 \frac{C}{F_f} P_i \frac{1+k}{MR}$$

3.8 Utilizarea frecării pneu-cale în cerințele regulamentelor

Standardele de siguranta la franare europene pentru vehiculele comerciale cer ca sa fie realizata o anumita utilizare a frecarii pneu-cale. Daca este utilizat un dispozitiv special pentru a realiza aceasta, dispozitivul trebuie sa actioneze automat precum supapa de reducere a presiunii in circuitul de frana functie de sarcina. Complementar, o anumita secventa de blocare a rotilor este ceruta astfel incat curba de utilizare a aderenței pneu-cale la puntea față să se afle deasupra celei corespunzatoare punții spate pentru toate condițiile de încărcare. Altfel spus, pentru o decelerație dată, utilizarea frecării pe roțile spate sa fie mai mica decat cea a rotilor fata, ceea ce inseamna ca cele din spate ajung ultimele la blocare. Anumite optiuni sunt prevazute pentru conditii specifice.

Pentru automobile, utilizarea aderenței pneu-cale pe puntea față trebuie să fie mai mare decât cea pentru osia spate pe toata plaja de decelerații. Fabricanții trebuie să asigure calcule teoretice care sa demonstreze conformitatea cu cerintele de utilizare a aderenței. Intrucat calculele implica parametri componentelor sistemului de franare, si, in particular, factorul de frana (C^*), trebuie acordata atentie la obtinerea datelor de intrare exacte.

3.9 Concluzii

In cadrul acestui al treilea capitol s-au definit o serie de parametri necesari aprecierii calitatii repartitiei la franare: coeficientul teoretic de repartitie la franare, coeficientul de repartitie fix prin constructie impus de caracteristicile franelor vehiculului si diferit de coeficientul teoretic de repartitie. Au fost definite curbele deceleratiilor pe punte fata si spate in conditiile blocarii rotilor fata respectiv spate, primele. S-a definit notiunea de calitate a repartitiei la franare ca fiind raportul dintre deceleratia obtinuta si deceleratia teoretica. Calitatea repartitiei se evalueaza in doua situatii, corespunzator cazurilor de blocare a rotilor. A fost analizat modul in care coeficientul de repartitie fix prin constructie participa in aprecierea calitatii repartitiei. Acest parametru este cel care este luat in considerare atunci cand se pune problema asigurarii conditiilor pentru antiblocarea rotilor si definirea dispozitivului cel mai adecvat pentru aceasta (mecanic sau electronic). S-a determinat modul in care resorturile de readucere ale franei cu tambur influenteaza repartitia la franare, definindu-se coeficientul de

repartitie la sol, diferit de coeficientul de repartitie fix prin constructie al franelor. A fost determinata deceleratia obtinuta functie de coeficientul de repartitie la sol.

4. CAPITOLUL 4 - EVALUAREA CARACTERISTICILOR FUNCȚIONALE ALE CUPLEI PLACUȚA/DISC

În cadrul acestei teze se face o evaluare a caracteristicilor funcționale pentru o nouă placuță de frână (codificată tip TP39a) în raport cu o placuță de frână de referință (codificată BF24C). Materialele de frecare utilizate în construcția plăcuțelor de frână sunt materiale speciale ale căror caracteristici depind de compoziție și de procesul de fabricație. Datorită varietății amestecurilor utilizate și necunoscându-se mecanismul prin care componentele acestor materiale influențează diverși parametri ai frânării, fără o evaluare prealabilă pe stand sau pe vehicul a caracteristicilor funcționale ale cuplei plăcuță/disc, nu pot fi lansate calcule de evaluare a performanțelor la frânare. Procesul este același, fie că vorbim de un sistem pe un vehicul existent - în cazul schimbării tipului de plăcuță - sau calcule de dimensionare în situația creării de noi sisteme/vehicule.

Scopul acestei acțiuni este dublu:

- pe de o parte sunt verificate caracteristicile funcționale ale plăcuțelor de frână din noul tip (TP39a) comparativ cu caracteristicile funcționale ale plăcuțelor BF24C. Această analiză va permite să se identifice dacă sunt diferențe notabile între caracteristicile noilor plăcuțe față de ceea ce există, iar în situația în care sunt, să fie identificată mărimea acestor diferențe.
- cel de-al doilea obiectiv, la fel de important, este ca odată evaluate caracteristicile funcționale ale noului material TP39a, acestea să poată fi înregistrate și arhivate într-o bază de date. Ulterior, datele stocate vor putea fi folosite în calcule pentru îmbunătățirea performanțelor la frânare ale vehiculului existent (calcule pentru modificarea altor organe din sistem) sau la dimensionarea sistemelor de frânare ale altor vehicule.

Cupla plăcuță/disc se evaluează prin prisma a trei aspecte:

- Eficacitate la frânare pe toată plaja de temperaturi de funcționare care se traduce prin:
 - cuplul de frânare specific (daNm / MPa),
 - absorbția maximă a frânei (mm³),
 - rigiditate (mm³),
 - cuplul rezidual (daNm), pierdere eficacitate (%),
 - fermitatea angajamentului frânei (sau „mușcătura” frânei – daN/MPa);
- Confort care se traduce prin:
 - efort/cursă pedală de frână (daN/mm),
 - decelerație (m/s²);
- Lipsa zgomotului în cadrul procesului de frânare

4.2. Definirea parametrilor ce vor fi evaluați prin încercări

4.2.1 Eficacitatea prin frecare a cuplei plăcuța/disc

Punerea sub presiune a plăcuței pe disc se face prin intermediul presiunii hidraulice exercitate de către lichidul de frâna asupra pistonului și deci asupra plăcuței. Pistonul fiind mobil, această creștere a presiunii necesită un aport de volum de lichid de frâna. Ori acest volum consumat (vorbind de absorbția hidraulică a frânei) trebuie să fie limitat la minimum întrucât generează o cursă la nivelul pedalei de frâna. Cursa pedalei de frâna fiind limitată din considerente ergonomice și de arhitectură, rezultă ușor că absorbția trebuie limitată. Această constrângere este un parametru important în definirea unei frâne hidraulice.

Modelarea prin funcțiile de mai sus nefiind practică, s-au adoptat ipoteze simplificatoare (care reprezintă bine realitatea). Variabilele temperaturi și presiune au fost considerate ca fiind independente și modelarea frânei a fost făcută deci prin intermediul a 4 curbe a câte 2 dimensiuni:

- o curbă absorbție = $f(\text{temperatură})$ – (fig 4 – 3)
- o curbă absorbție = $f(\text{presiune})$ – (fig. 4 - 4)
- o curbă cuplu = $f(\text{temperatură})$ – (fig. 4 – 5); se reține curba cuplu/presiune = $f(\text{temperatura})$ întrucât cuplul este liniar (plecând de la o anumită presiune) deci este totodată echivalent să vorbim de curbă de cuplu decât de coeficientul sau director.
- O curbă cuplu = $f(\text{presiune})$

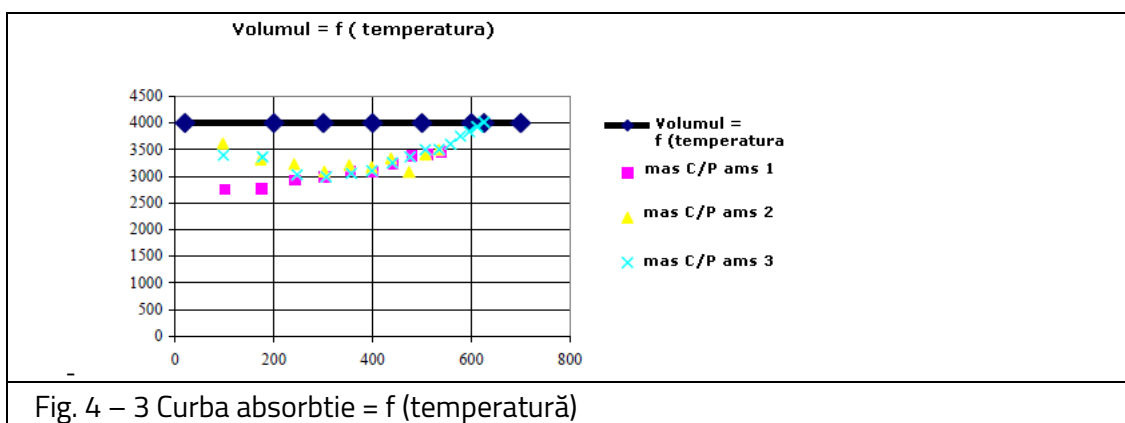


Fig. 4 – 3 Curbă absorbție = $f(\text{temperatură})$

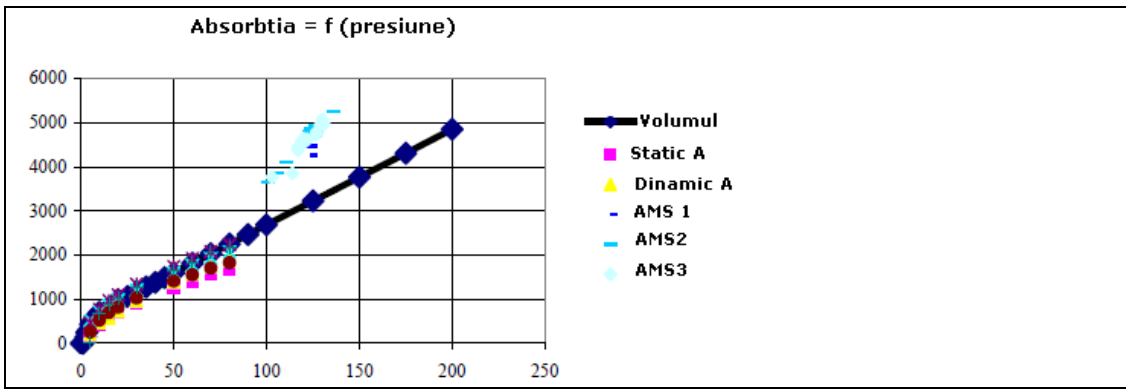


Fig. 4 – 4 Curba absorbție = f (presiune)

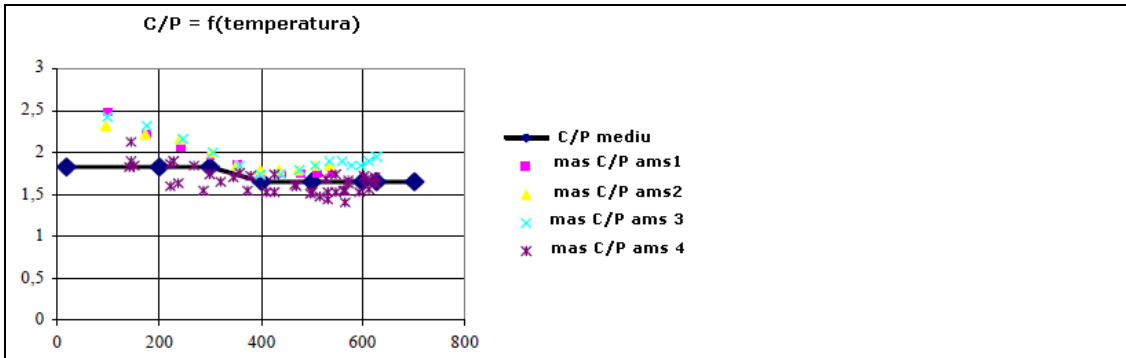


Fig. 4 – 5 Curba C/P = f (temperatura)

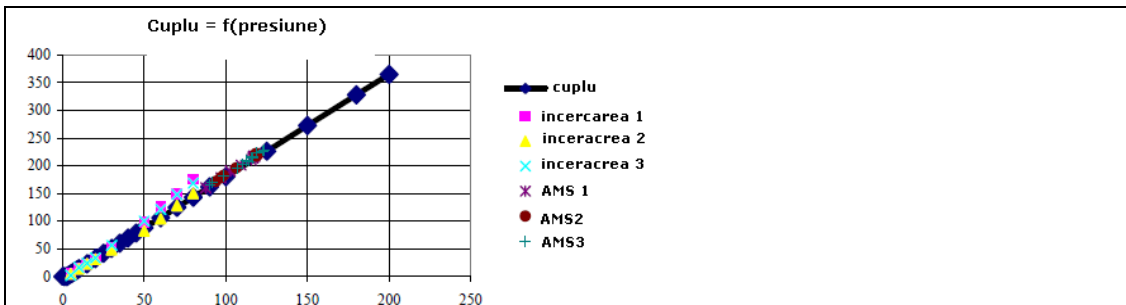


Fig. 4 – 6 Curba Cuplu = f (presiune)

4.2.3 Zgomotul și vibrațiile generate de cupla plăcuță/disc

Există 2 tipuri de vibrații parazite, zgomote (vibrații sonore) și vibrații mecanice (la nivelul volanului sau al caroseriei – vibrații ca zdruncinături sau bătăi). Trebuie precizat că aceste probleme sunt datorate sistemului și că ele pun în discuție alte elemente decât frâna, cum sunt: punțile, direcția, caroseria. Nu se vor prezenta aici decât consecințele asupra frânării a acestui tip de problemă, cuplajul cu alte sisteme ale vehiculului fiind foarte complex și nestăpânit în ziua de azi.

4.2.3 a) Zgomote sacadate - bătăi

Zgomotele sacadate (treidatiile) și bătăile desemnează fenomenele de aducere în stare de vibrație a volanului (și mai rar a caroseriei) în situația de frânare. Zgomotul sacadat este un

fenomen care se identifică la frig în situații tipice de frânare pe autostradă (frânare între 130 și 100 km/h). Bătăile, mult mai rare, acoperă același tip de fenomen (vibrații, zgomot de caroserie în mod esențial) dar în alte condiții de frânare (rulare în viraj pe bretele autostradă, sfârșit de coborâre pantă alpină spre exemplu).

4.2.3 b) Zgomot scârțâit strident

Scartaitul strident este cu certitudine fenomenul cel mai complex al frânării pentru că el dezvoltă legături dinamice între modurile de vibrație ale frânei și ale punții complete (cel puțin). Unde s-a ajuns cu înțelegerea acestui fenomen este dezvoltat în Cap. 6

4.2.4 Cuplul rezidual

Cuplul rezidual are impact asupra consumului de carburanți al vehiculului.

Forța de frânare reziduală este forța care poate persista în afara frânării dacă plăcuțele nu revin bine (conform fig. 3 – 2) și continuă frecarea pe disc. Pentru a depăși cât mai mult posibil acest fenomen, trebuie să ne asigurăm de punerea în concordanță a unui anumit număr de parametri pe sistemul etrier + plăcuțe.

4.3 Determinarea caracteristicilor funcționale ale cuplei plăcuță/disc

Pentru fiecare dintre parametri definiți mai înainte, sunt imaginat metode de evaluare, atât pe stand cât și pe vehicul.

4.3.1 Eficacitatea

Sunt determinate următoarele caracteristici funcționale:

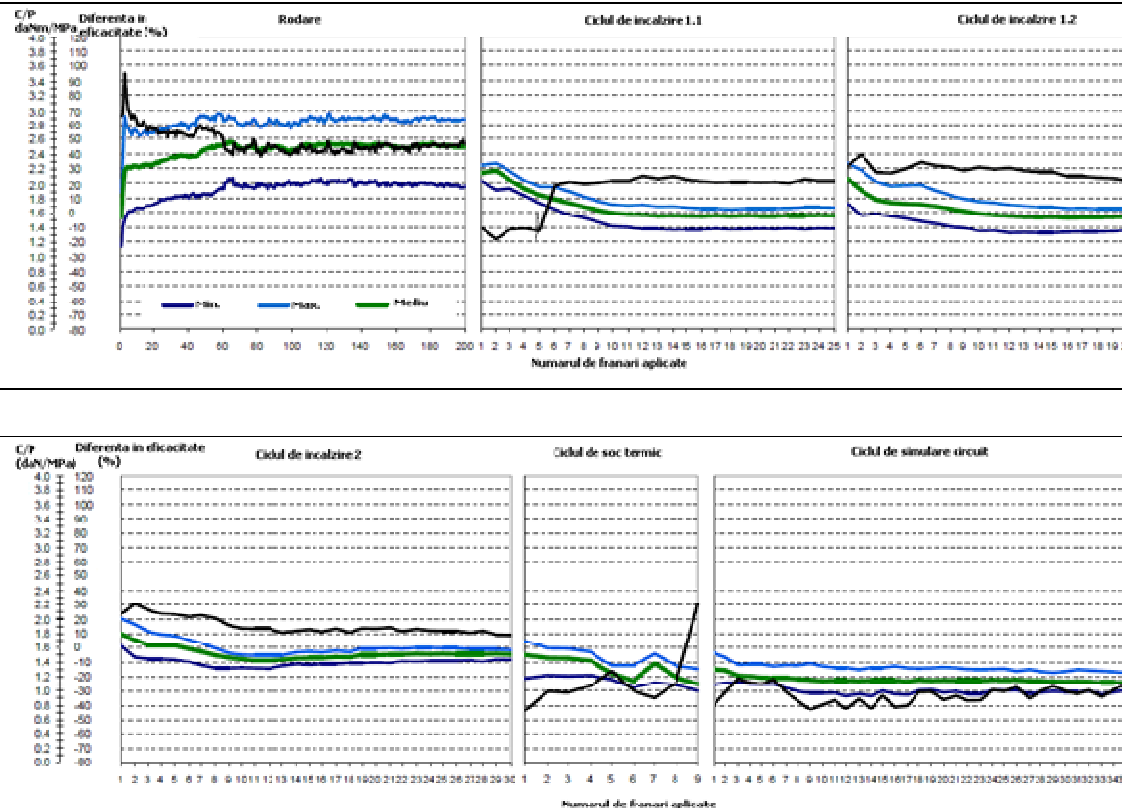
- absorbția, în static și în dinamic (mm³)
- rigiditatea statică și dinamică (mm³)
- cuplul rezidual (Nm)
- evoluția cuplului de frânare specific (C/P) - (daNm/ MPa), funcție de temperatură (°C) și funcție de presiune (MPa)
- fermitatea angajamentului la presiune joasă (1, 2 și 3 MPa)
- variația eficacității (%), la presiune joasă (MPa)

Evaluarea caracteristicilor se face pe un stand dinamometric, în funcție de severitatea ciclurilor de solicitare.



Ca si principiu, asupra montajului de roată incluzând discul și etrierul de frână, se aplică o masa inerțială ce corespunde ca valoare caracteristicilor vehiculului (masa maximă si raza sub sarcină)

Fig. 3-12 - Stand dinamometric



Pentru exemplificare sunt trasate caracteristicile principalilor parametri ce definesc eficacitatea plăcuțelor TP39a în raport cu plăcuțele BF24C. In fig. 4 – 21 este reprezentată evoluția parametrului absorbție, comparativ pentru cele două materiale, de-a lungul ciclurilor de solicitare.

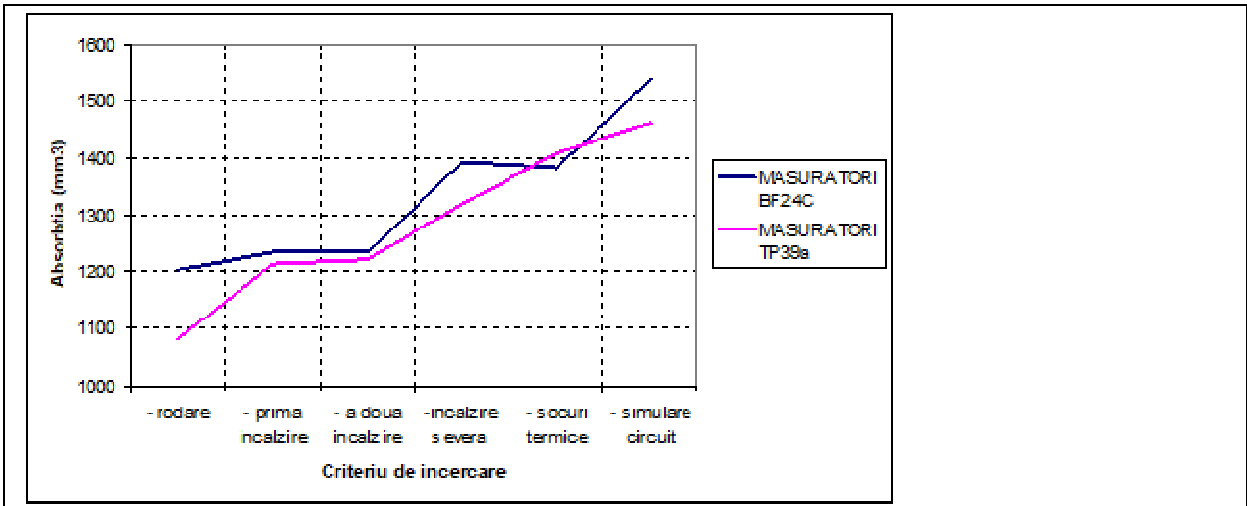


Fig. 4 – 21 Absorbția TP39a / BF24C în funcție de secvența de încercare

Comparând cele două grafice, se observă că absorbția plăcuțelor din material TP39a este mai redusă decât cea a materialului BF24C. Acest aspect este foarte important, limitând cursa de acționare la pedala de frână.

În fig. 4- 22 este reprezentat parametrul rigiditatea statică a sistemului, comparativ pentru cele două materiale, pe parcursul programului de solicitare:

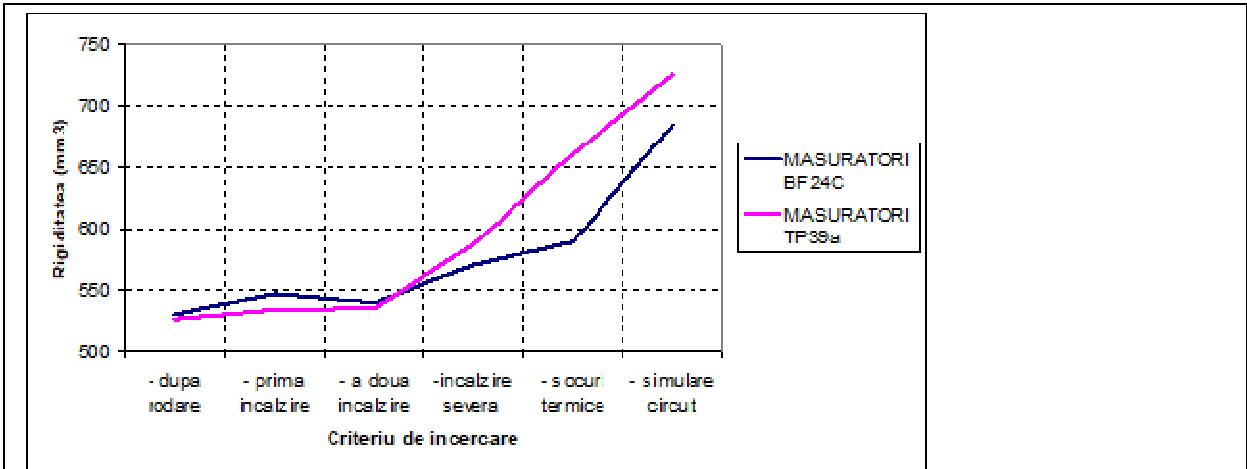


Fig. 4 – 22 Rigiditatea TP39a / BF24C în funcție de secvența de încercare

4.3.3 Zgomotul

Scopul evaluării: caracterizarea din punct de vedere al sensibilității la zgomot a sistemului de frânare din In fig. 3-32 este prezentată prima din cele trei frecvențe considerate critice datorită valorii indicelui de zgomot, pentru plăcuța TP39a.

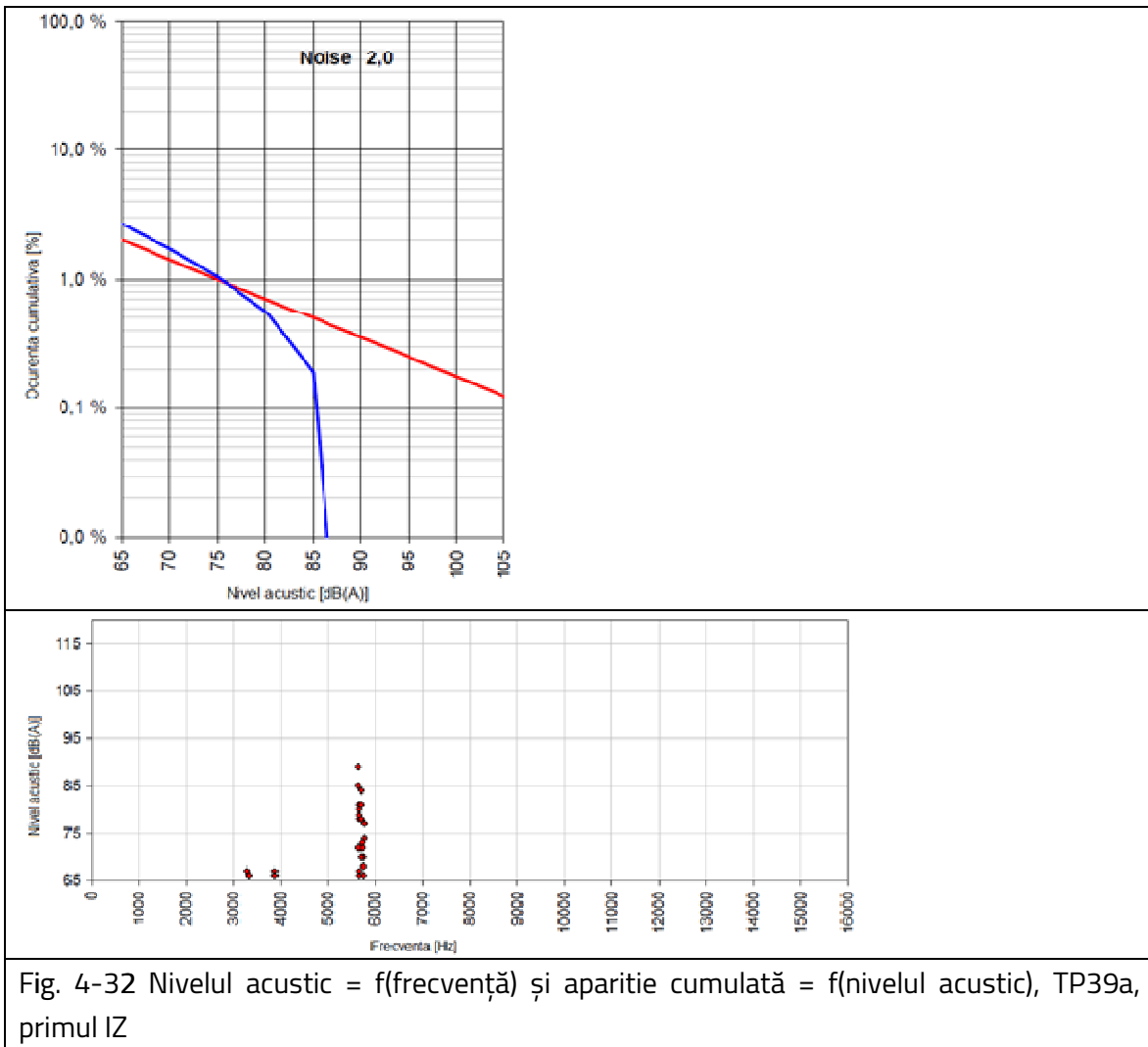


Fig. 4-32 Nivelul acustic = $f(\text{frecvență})$ și apariție cumulată = $f(\text{nivelul acustic})$, TP39a, primul IZ

are face parte plăcuța TP39a comparativ cu sensibilitatea la zgomot a sistemului echipat cu plăcuța BF24C.

Comparativ cu plăcuța TP39a unde frecvența critică se situează între 5 și 6 KHz, plăcuța BF24C este sensibilă la zgomot pentru frecvențe cuprinse între 6 și 7 KHz.

Nu există un criteriu de apreciere a nivelului de zgomot pe stand. Întrucât indicele de zgomot (IZ) obținut pentru ambele materiale este comparabil, se prezumă că nivelul de zgomot pe vehicul al noii calități de garnitură (TP39a) nu va fi superior celui produs de plăcuța de frână de serie (BF24C).

4.4 Evaluarea caracteristicilor funcționale ale cuplei plăcuță/disc, pe vehicul

4.4.1 Confortul la frânare

Confortul la frânare este un parametru important ce concurează la cuantificarea prestației vehiculului. Se definește ca relația ce există între efortul de comandă asupra pedalei de frână

și cursa pedalei. In mod natural, un efort asupra pedalei cât mai redus și o cursa mică definesc un confort la frânare optim.

Se realizează pe vehicul care este special echipat cu aparatură necesară determinării vitezei și decelerației vehiculului.

Pentru studiu, sunt realizate in paralel încercări cu plăcuțele BF24C si cu plăcuțele TP39a. Rezultatele sunt prezentate în diagramele de mai jos (fig.4-37 la 4-39).

Legenda:

- în negru: TP39a
- în verde: BF24C

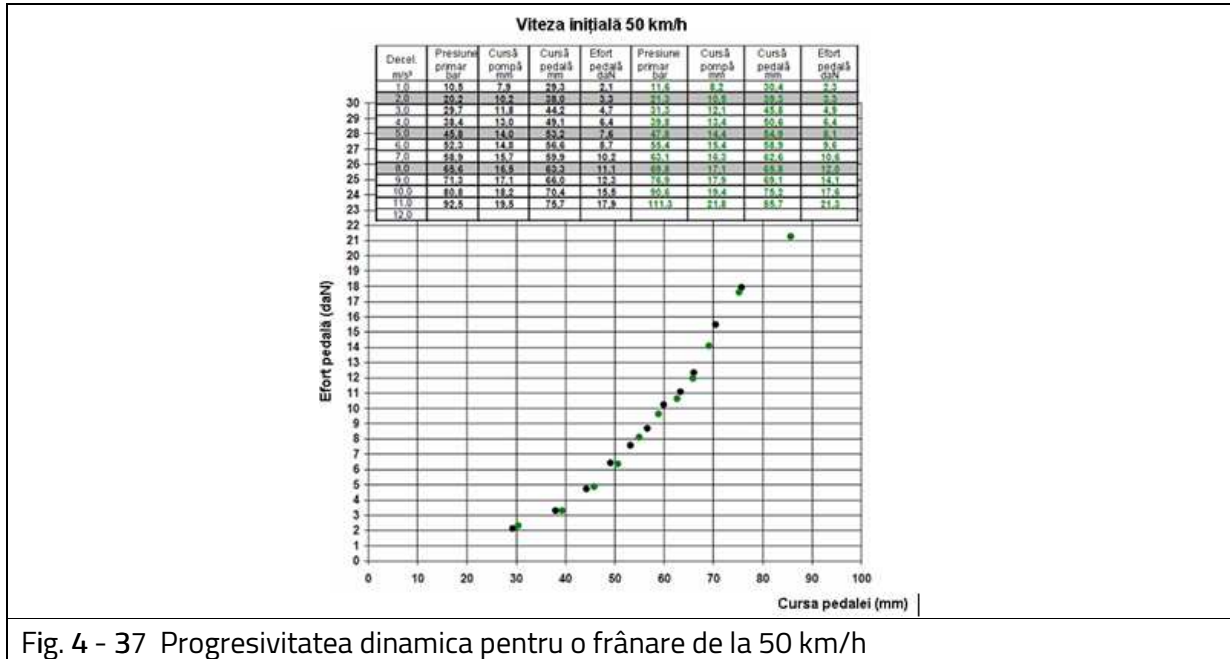


Fig. 4 - 37 Progresivitatea dinamica pentru o frânare de la 50 km/h

4.5 Concluzii:

In cadrul acestui capitol s-a prezentat un mod prin care pot fi evaluate prin teste de stand sau, pe vehicul, caracteristicile ce definesc din punct de vedere functional o cupla de frecare placuta/disc.

Au fost realizate teste comparativ pentru placuta tip TP39a in raport cu tipul de placuta BF24C pentru a fi evaluata eficienta la franare ce se defineste in principal prin cuplul de franare specific /P dezvoltata intr-o astfel de cupla. Acest parametru sta la baza lansarii de calcule de conformitate a franarii atat sub raportul confortului la franare cat si in raport cu regulamentele in domeniu.

5. CAPITOLUL 5 - CALCULUL DE DIMENSIONARE A SISTEMULUI DE FRANARE IN FUNCȚIE DE CUPLA PLACUȚA/DISC

În afara funcțiilor principale de încetinire și de imobilizare a unui vehicul, sistemul de frânare al unui vehicul trebuie să respecte norme de reglementare severe cum sunt limitele de blocare a roților față și spate sau garantarea performanțelor minime în cazul defectării sistemului.

Pentru modelarea comportamentului unui vehicul la frânare, sunt utilizate programe de calcul care reproduc cu destul de mare precizie fizica frânării unui vehicul. Nu există rețete universale valabile pentru aprecierea prin calcul a comportamentului unui vehicul la frânare. În metoda de calcul folosită în continuare, întrucât se consideră că nu influențează de manieră care să pună sub rezervă rezultatele obținute, sunt folosite ipoteze simplificatoare: este neglijată forța aerodinamică a aerului și rezistența la rulare, vehiculul se presupune că rulează în linie dreaptă, vehiculul este considerat ca un solid indeformabil, sarcinile repartizate pe fiecare roată ale aceleiași punți sunt egale.

În capitolul precedent au fost evaluate caracteristicile funcționale ale cuplei plăcuță/disc, pe stand și pe vehicul.

Odată identificate, valorile acestor caracteristici vor fi folosite ca elementele de referință în dimensionarea sistemului de frânare și calcularea nivelului de performanță al unui sistem de frânare. Pentru acesta se va proceda la:

- 1) definirea parabolilor de echiaderență și a dreptelor de isoaderență,
- 2) definirea caracteristicilor de performanță și confort,
- 3) verificarea conformității sistemului în raport cu cerințele legislative ale UE

Rezultatele calculului vor permite evaluarea performanței vehiculului echipat cu plăcuțe de frână tip TP39a, comparativ cu performanțele vehiculului echipat cu plăcuțe de frână tip BF24C.

5.1 Date necesare pentru lansarea calculului sistemului de frânare

5.1.1 Ipoteze de calcul

Sunt considerate în cele ce urmează datele privind dimensiunile și masele vehiculului cât și caracteristicile sistemului de frânare ce echipează vehiculul. Pentru studiul nostru, numai caracteristicile cuplei plăcuță/disc în versiunea TP39a sunt analizate comparativ cu cupla plăcuță/disc în versiunea BF24C. Datele vehiculului și caracteristicile sistemului de frânare (mai puțin cupla plăcuță/disc), sunt menținute aceleași pe parcursul calculului (iso definiție).

5.1.2 Date vehicul

Datele generale ale vehiculului ce sunt inserate în programul de calcul sunt date în tab. 5.1:

Tab. 5 – 1 Date vehicul

PARAMETRU CALCUL	UM	VALOARE
Masa totală a vehiculului la Gol Ordine de Mers + conducător	kg	1490
Masa pe puntea față la Gol Ordine de Mers + conducător	kg	886

Înălțimea centrului de greutate al vehiculului la GOM + conducător	m	0,6434
Masa totală a vehiculului la Masa Maximă Autorizată în Sarcină	kg	1875
Masa pe puntea fata la Masa Maximă Autorizată în Sarcină	kg	972
Înălțimea centrului de greutate al vehiculului la MMAS	m	0,6351
Raza sub sarcină a vehiculului	m	0,32095
Ampatamentul vehiculului	m	2,673

5.2 Calculul parabolilor de echiaderență în situația GODM + conducător și MMAS

5.2.1 Repartiția eforturilor de frânare la frânare

Iso-aderența față

Pentru un vehicul dat, se caută forța de frânare față ($Ff1_{max}$) la limita de blocare, în funcție de forța de frânare spate aplicată ($Ff2$) și de aderența pneu-sol (K)

$$Ff1_{max} = K(P1 + \Delta P) \quad (1)$$

cu :

$$\Delta P = \frac{M * \gamma * h}{L} = \frac{(Ff1_{max} + Ff2) * h}{L} \quad (2)$$

Rezultă:

$$Ff1_{max} = \frac{K(P1 + \frac{Ff2 * h}{L})}{1 - \frac{K * h}{L}} \quad (3)$$

În diagrama forțelor de frânare $Ff2 = f(Ff1)$, ecuația (3) descrie dreapta de iso-aderență față.

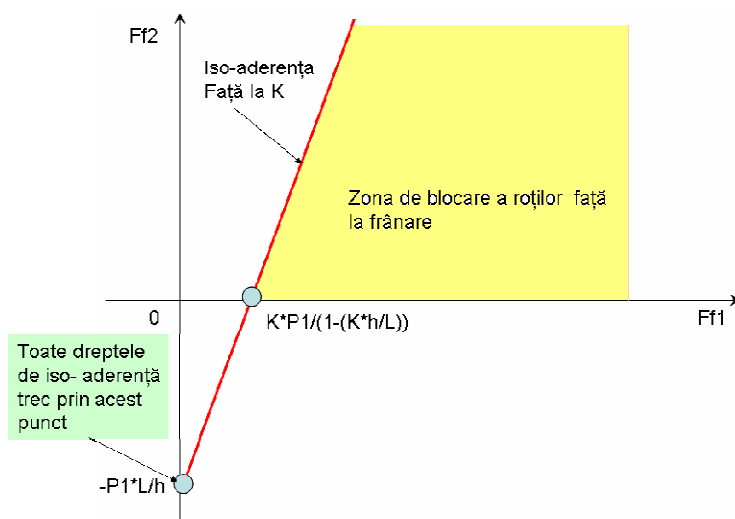


Fig. 5 - 1 Dreapta de iso –aderență față

5.2.2 Parabola de echiaderență

Expresia analitică a acesteia a fost definită în capitolul al 2-lea

Pentru vehiculul studiat, în fig.4 - 5 sunt prezentate parabolele de echiaderență în situațiile de încărcare cerute de regulamentul de frânare și anume:

- GOM + conducator : gol în ordine de mers (1102kg)
- MMAS: masa maximă autorizată in sarcină (1460kg)

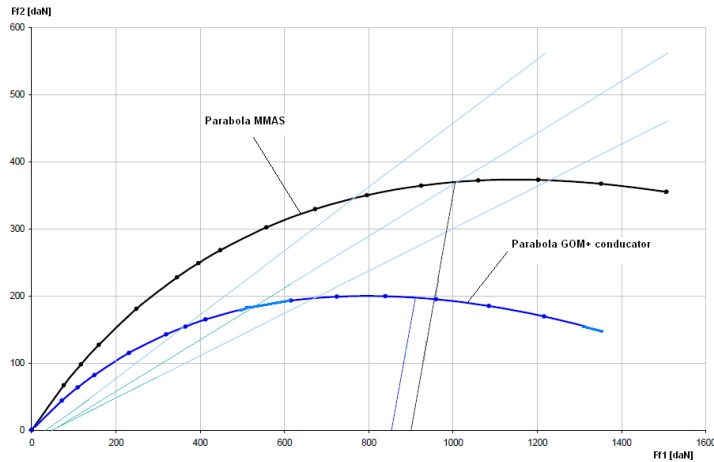


Fig. 5 - 4 Parabola de echiaderență vehicul studiu

5.2.3 Caracteristica de frânare reală

Dreptele in albastru (fig. 4 – 5) definesc caracteristicile reale de frânare ale vehiculului. Dreapta din mijloc reprezintă forțele de frânare Ff1 si Ff2, ambele cu valori nominale. Celelalte două drepte reprezintă caracteristicile de frânare ale vehiculului, cu dispersii. Astfel, dreapta de sus reprezintă Ff1 cu valoarea minimă și Ff2 cu valoarea nominală. Dreapta de jos reprezintă Ff1 cu valoarea nominală iar Ff2 cu valoarea minimă. Expresia matematică a acestor caracteristici este ecuația unei drepte ce are ca variabilă presiunea din sistem: (Ff1 = f(p); Ff2 = f(p)).

Se definește prin:

$$B = 2 * \frac{C/P}{R_s} \quad (\text{daN/MPa}) \quad (14)$$

Efortul de frânare pe unitatea de presiune (sau efortul specific), unde:

C/P = cuplul de frânare pe unitatea de presiune (daNm/ MPa)

R_s = raza sub sarcină.

Rezultă că expresiile forțelor de frânare reale funcție de efortul de frânare specific sunt:

$$Ff1 = p1 * B1 = p1 * 2 * \frac{(C/P)_1}{R_s} \quad (\text{daN}) \quad (15)$$

Similar, pentru puntea spate.

5.3 Corecția caracteristicii de frânare reale – Corectorul de frânare

Parabole de frânare există câte cazuri de încărcare ale vehiculului există. Dimpotrivă, sistemul de frânare fiind unic, el trebuie să se adapteze diferitelor cazuri de încărcare ale

vehiculului cât și diferitelor tipuri de aderență. În general, se prevede o dimensionare a frânelor față și a frânelor spate permițând să se afle la început sub parabolă, apoi, să taie parabola la gol la un anumit moment. Se va instala deci un corector de frânare pe roțile spate, al cărui rol va fi să limiteze presiunea în circuit îndată ce ne apropiem de parabolă.

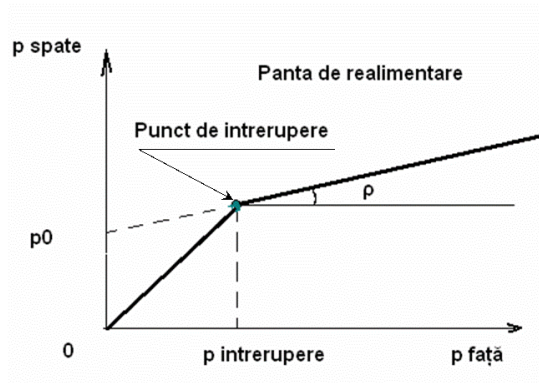


Fig. 5 - 9 Definirea parametrilor corectorului

Pentru automobilul studiat, caracteristicile de funcționare ale corectorului de frânare sunt determinate funcție de dimensiunile organelor de frânare cu care este echipat vehiculul.

Astfel, definiția tehnică a vehiculului:

- frâna față disc diam. 54 mm, garnituri de frecare BF24C
- Frâna spate tambur, diam. 228 mm, CR 22,2mm, garnituri de frecare (DON 8207)
- Servomecanism de frânare 9", Cilindru principal 22,2 mm

Pentru această definiție, vehiculul prezintă un corector cu legea asistată funcție de sarcină. Caracteristicile corectorului identificate pentru menținerea legii de frânare reale sub parabolă sunt:

- presiunea de întrerupere pentru situația de încărcare GOM+cond : 2,5 MPa , pantă de realimentare 20%.
- presiunea de întrerupere pentru situația de încărcare MMAS: 7,5 MPa, aceeași pantă de realimentare (20%)

Cu aceste date, caracteristicile reale la frânare, pe nominal, în cele două situații de încărcare regulamentare (GOM+cond și MMAS) și pentru cele două tipuri de plăcuțe de frână, pentru vehiculul studiat sunt:

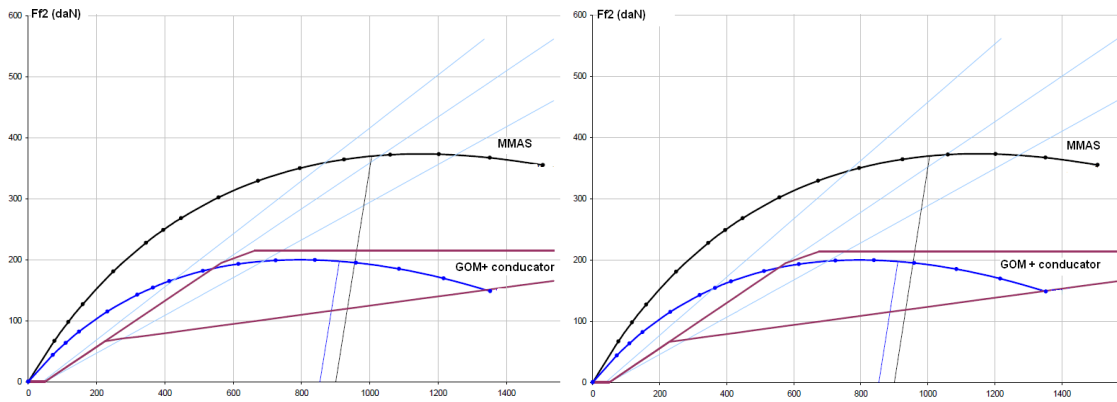
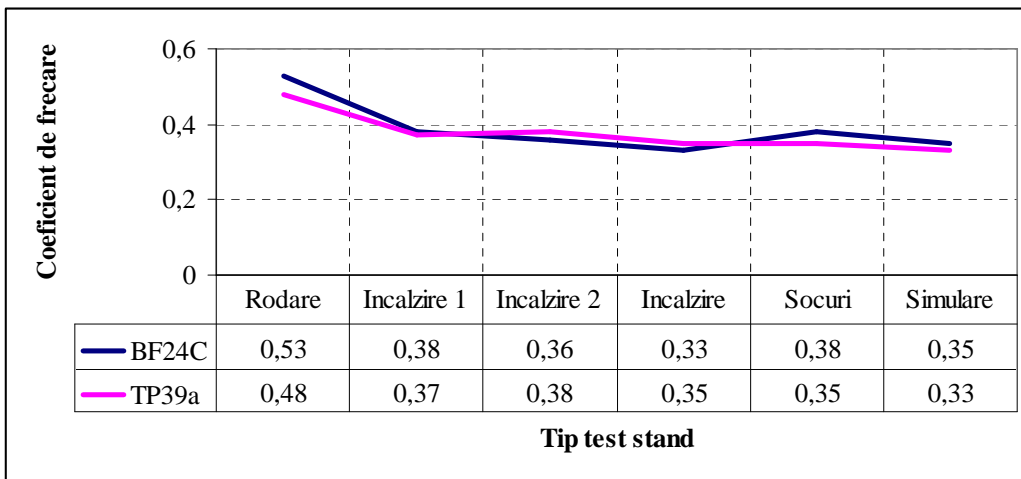


Fig. 5 – 10 Comparativ legi reale de frânare, fără dispersie, pentru plăcuțele BF24C și TP39a

5.4 Calculul de performanță al sistemului în situația GOM + conducător și MMAS

În tab. 5 – 8 este prezentat comparativ evoluția coeficientului de frecare în timpul testului de verificare a performanțelor plăcuțelor BF24C și TP39a:



Tab. 5 – 8 Evoluția coeficientului de frecare în timpul testului de performanță, plăcuța TP39a/BF24C

5.4.1 Cuplurile minime de frânare pe punți

Pentru vehiculul supus studiului, conform definiției tehnice a acestuia cuplurile minime de frânare pe punți sunt date de expresiile:

a) pentru frâna de serviciu de pe puntea față:

$$C = 2 * \left(\frac{221}{55}\right) * \frac{1809,56}{333,29} * 4 * 0,78 * 0,90 * 0,097 = 11,88 \quad (\text{Nm}) \quad (5.9)$$

Similar și pentru frânele spate.

5.4.2 Calculul repartiției față/spate a eforturilor de frânare funcție de aderența (K)

$$\gamma = \frac{(k * P_1 + p_0 * B2 + p_{01} * \alpha * B2) * B1 + (\alpha * k * P_1 - p_{02} * B1) * B2}{M * [(1 - k * \frac{h}{L}) * B1 - \alpha * k * \frac{h}{L} * B2]} \quad (5)$$

$$P_{circuitfata} = \frac{k * P_1 + [p_0 - (1 + \alpha) * p_{01} - p_{02}] * k * \frac{h}{L} * B2 + p_{01} * (1 - k * \frac{h}{L}) * B1}{(1 - k * \frac{h}{L}) * B1 - \alpha * k * \frac{h}{L} * B2} \quad (6)$$

si $p_1 = p_{circuit\ fa\c{t}a} - p_{01}$

in aceste condiții se poate calcula $p_{circuit\ spate}$ cu formulele (3) si (4), deci:

$$Ff2 = p_2 * B2 = (p_{circuit\ spate} - p_{02}) * B2$$

6. CAPITOLUL 6 - ANALIZA ZGOMOTULUI PRODUS DE CATRE FRANA DISC

6.1 Fenomene vibratorii si zgomote induse de catre sistemele ce functioneaza prin frecare

Principalul mecanism potrivit caruia functioneaza sistemul de franare este conversia energiei cinetice in caldura prin intermediul unui sistem ce functioneaza prin frecare. Pe langa aceasta transformare, o parte din energie este dispersata sub forma de vibratii. Pornind de la complexitatea sistemului, atat in ceea ce priveste numarul de componente cat si a proprietatilor materialelor din care sunt realizate si a non-liniaritatilor care le sunt asociate, comportamentul lor dinamic este propice crearii unui anumit numar de instabilitati vibratorii ce conduc la emiterea de zgomote in cursul franarii.

Sistemele care prezinta cea mai mare varietate de zgomote induse de catre frecare sunt sistemele de franare. Aceste sisteme care sunt cu disc sau cu tambur, pot genera aproape zece tipuri de zgomote diferite. Aceste zgomote se etaleaza pe tot spectrul audibil si au implicatii foarte diferite. In realitate, fenomenele de inalta frecventa nu implica in general decat nuante sonore, in timp ce fenomenele de joasa frecventa sunt insotite de vibratii care se transmit ansamblului vehicul si care pot altera performantele la franare si controlul vehiculului. Cele 5 tipuri de zgomote cele mai intalnite sunt regrupate in tab. 6.1 si detaliate in continuare.

Rang	Denumire	Denumire engleza	Frecventa (Hz)	Viteza (km/h)	Presiune (MPa)
1	Zgomot scartait strident joasa frecventa	LF Squeal	1 - 4 kHz	0 - 10	0 - 30
2	Zgomot scartait strident inalta frecventa	HF Squeal	4 - 16 kHz	0 - 10	0 - 30
3	Trepidatii	Judder	10 - 100 Hz	80 - Vmax	10 - 20
4	Zgomot tip geamat	Groan	50 - 500 Hz	0 - 1	5 - 10
5	Zgomot tip suspin	Moan	50 - 100 Hz	0 - 10	0 - 10

Tab. 6.1 – tipuri de zgomote dezvoltate de catre sistemele de franare

Punerea problemei

Analiza zgomotului de frânare sub aspect numeric, este o problema complexa. Ea presupune la modul foarte general :

- capacitatea de a realiza un model CAD
- discretizarea acestuia
- capacitatea de a utiliza solvere de analiza cu elemente finite atat liniare cat si neliniare
- capacitatea de a modela probleme de contact
- capacitatea de a inlantui diferite tipuri de analize: analiza neliniara structurala, analiza dinamica modala amortizata

- capacitatea de a efectua studii de senzitivitate in care sa se puna in evidenta influenta diferitilor parametrii geometrici si de material asupra fenomenului studiat: vibratiile induse in sistemul mecanic la actionarea franelor.

- posibilitatea de a face optimizari ale sistemului

In analiza zgomotului produs de sistemul de frânare sunt considerate următoarele zone de frecvente:

- zona de vibratii de joasa frecventa: 100Hz pana la 1000 Hz

- zona de vibratii de medie frecventa receptate de urechea umana ca asa numitele "zgomote scartait strident" 1000Hz pana la 7000 Hz. Aceste zgomote corespund unor moduri proprii de deplasare plana a rotorului discului de franare precum si a modurilor de incovoiere a placutelor de frana

- zona de vibratii de inalta frecventa a sistemului de franare 8000 Hz pana la 15000 Hz. In aceasta zona de frecvente frecarea dintre discul de franare si placutele de franare induce oscilatii receptate ca niste zgomote tip scartait strident acute si suparatoare.

Pentru a efectua predictii asupra acestui tip de vibratii, se porneste de la ipoteza ca ele sunt generate de o instabilitate a fortelor de frecare ce produc fenomene de rezonanta la nivelul discului si a placutelor de franare.

Abordarea acestui studiu se face printr-o analiza a sistemului pretensionat. Daca partea intreaga a raspunsului in frecventa este pozitiva, rezulta ca sistemul este instabil, producand vibratii ce cresc in amplitudine si deci in intensitate.

In mod traditional, producatorii de sisteme de franare trebuiau sa se bazeze in mod exclusiv pe experimente si pe testele practice. Aceasta lucru avea in mod inevitabil ca efect cresterea costurilor.

6.2 Considerații teoretice asupra calculului prin FEA a zgomotului produs la frânare

In analiza zgomotelor produse de sistemele de franare prin metoda FEA, se foloseste analiza modala complexa.

Analiza modala complexa se foloseste atunci cand matricile corespunzatoare sistemului ce trebuie rezolvat contin termeni nesimetrice, efecte de amortizare sau numere complexe, cazuri in care analiza modala reala nu mai poate fi folosita.

Domeniile in care de obicei este folosita aceasta analiza modala complexa sunt:

- flutter aeroelastic in aviatie

- acustica

- analiza sistemelor in rotatie

- analiza zgomotelor produse de sistemele de franare ale autovehiculelor

Miscarea unui sistem neincarcat poate fi exprimata ca o suma a deplasarilor modale ale acestuia, amplificate sau reduse cu diverse valori, folosindu-se termeni de forma:

$$u(t) = \text{Real} \left(\sum \{\Phi_i\} e^{(\alpha_i + i\omega_i)t} \right) \quad (6.1)$$

6.3 Abordari matematice ale analizei modale

Asa cum s-a aratat mai sus, sunt multe clase de probleme ce sunt abordate prin analiza modala. Din punct de vedere teoretic, acest tip de analiza poate fi realizat in doua feluri:

6.3.1 Analiza modală reală

Este exprimata printr-o ecuatie ce tine cont de doar doua matrici, provenite din prelucrarea datelor de analiza cu elemente finite:

$$[K - \lambda_1 M]\{\Phi_1\} = 0 \quad (6.2)$$

Unde:

K = matricea de rigiditate

M = Matricea de masa

Matricile K si M sunt reale si simetrice. Matricea M este si pozitiv semi-definita.

La acest tip de problema denumita Analiza Modala Reala, *toate efectele de amortizare sunt ignorate.*

6.3.2 Analiza modală complexă

Pentru acest tip de analiza, solutia este complexa adica contine atat o componenta reala cat si una imaginara.

Esential pentru interpretarea rezultatelor este faptul ca solutiile care contin si componente reale sunt solutii ce definesc o frecventa proprie care se manifesta ca o vibratie. Acestei vibratii ii corespunde o deformatie modala. Practic vorbind, aceste solutii se pot identifica si se manifesta ca o instabilitate a sistemului.

Proprietatile de ortogonalitate nu mai sunt atat de importante in analizele ulterioare bazate pe o analiza modala.

Ecuatia matriceala corespunzatoare acestui tip de problema este:

$$[K + pB + p^2M] = 0 \quad (6.5)$$

Unde:

$$p = \alpha + i\omega$$

In ecuatia (6.4) oricare dintre matrici poate contine atat numere reale cat si numere complexe, matricile putand fi atat simetrice cat si nesimetrice.

Daca toate matricile sunt simetrice, se poate defini o transformare similara cu cea din ecuatiile (6.3) si (6.4) care poate transforma toate matricile K, B si M in matrici diagonale.

Daca toate valorile proprii sunt distincte, (adica sistemul nu are solutii multiple) fiecare matrice poate fi redusa la o forma diagonala. O astfel de condiție de ortogonalitate pentru oricare doua rădăcini ale sistemului este:

$$[\Phi_L]^T [(p_i + p_j)M + B] \{\Phi_{Rj}\} = 0 \text{ cu } p_i \neq p_j \quad (6.6)$$

Unde: $\{\Phi_R\}$ si $\{\Phi_L\}$ sunt vectorii din dreapta si din stânga diagonalei matricii vectorilor proprii.

Unele metode de calcul a valorilor proprii folosesc acest tip de ortogonalitate pentru a genera vectori proprii liniar independenti.

6.4 Metode de calcul a valorilor proprii complexe folosite de solverul MSC Nastran

În conformitate cu documentația solverului de analiză cu elemente finite MSC Nastran [] sunt trei metode numerice integrate în program. Toate aceste metode numerice de rezolvare a problemei de vectori și valori proprii sunt metode iterative. Ca urmare în principiu nu este posibil de făcut a priori o estimare a volumului de calcul și implicit a timpului de lucru asociat rezolvării unui model de analiză cu elemente finite. O descriere foarte sumară a celor trei metode este prezentată mai jos:

- Metoda Hessenberg Complexa

În cadrul acestui algoritm, problema este redusă la rezolvarea unei probleme de valori și vectori proprii într-o formă simplă:

$$[A - \lambda I]\{u\} = 0 \quad (6.9)$$

În cazul în care matricea B nu este nulă, se va folosi ecuația în Ecuațiile (6.10) și (6.11), sunt mai apoi combinate pentru a forma:

$$\begin{bmatrix} M^{-1}B & M^{-1}K \\ -I & 0 \end{bmatrix} + P \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ w \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (6.12)$$

În cazul în care matricea B este nulă, se folosește ecuația (10) pentru a produce valorile proprii, calculându-se doar rădăcinile cu $\omega \geq 0$.

forma (6.12), care va produce 2n valori proprii. În general, la aceste metode, utilizatorul poate controla prin datele de intrare numărul de valori proprii pe care algoritmul să le calculeze.

Din punct de vedere practic în programul MSC Nastran, matricea M poate avea un invers M^{-1} , prin eliminarea singularităților de forma unor linii sau coloane nule. Liniiile și coloanele nule corespunzătoare unor astfel de grade de libertate pot fi înlăturate prin instrucțiuni de tip OMITi [].

În cazul modelelor de mari dimensiuni, o practică mai puțin laborioasă, este reținerea acestor grade de libertate ce conțin singularități prin instrucțiuni ASETi [].

- Metoda Lanczos Complexa

Este, în momentul de față metoda implicită pentru calculul problemelor de analiză modală fie în domeniul real fie în cel complex.

În conformitate cu relația (8) se calculează mai întâi punte de schimb, denumiți de asemenea și vectori Ritz. Aceste valori de schimb sunt teoretic determinați de utilizator. Practic însă programul MSC Nastran vine cu propriile valori implicite, recomandate.

- metoda Inverse Power Complexa

Se pornește de la Metoda Lanczos Complexa cu puncte de schimb în jurul cărora se calculează valori și vectori proprii ai problemei date. Algoritmul iterează până ajunge la o precizie de asemenea dată de utilizator.

Timpul de lucru pentru rezolvarea problemei este proporțional cu $2rn\mathbf{b}^2$ unde, la fel, \mathbf{b} este jumătatea lățimii de bandă a matricii de rigiditate, iar r este numărul de valori proprii calculat.

6.5 Modalitatea de implementare a problemei in MSC Nastran

In trecut, acest tip de problema necesita nu numai o discretizare specifica, cel putin pentru componentele principale: placutele de frana si discul de frana, dar de asemenea si o reprezentare speciala a contactului si a frecarii intre disc si placute.

Restrictiile impuse de versiunile mai vechi ale solverului MSC Nastra erau date de:

- mesh-ul sau discretizarea trebuia facuta asa fel incat nodurile in zona de contact placute –disc sa fie congruente
- separarea nu era permisa, trebuid sa se mentina tot timpul analizei contactul intre componente
- matricea zonei de contact trebuia furnizata in mod extern solverului prin instructiuni DMIG []
- Pentru fiecare caz de contact trebuia generata extern o astfel de matrice care urma apoi sa fie furnizata programului prin instructiuni DMIG

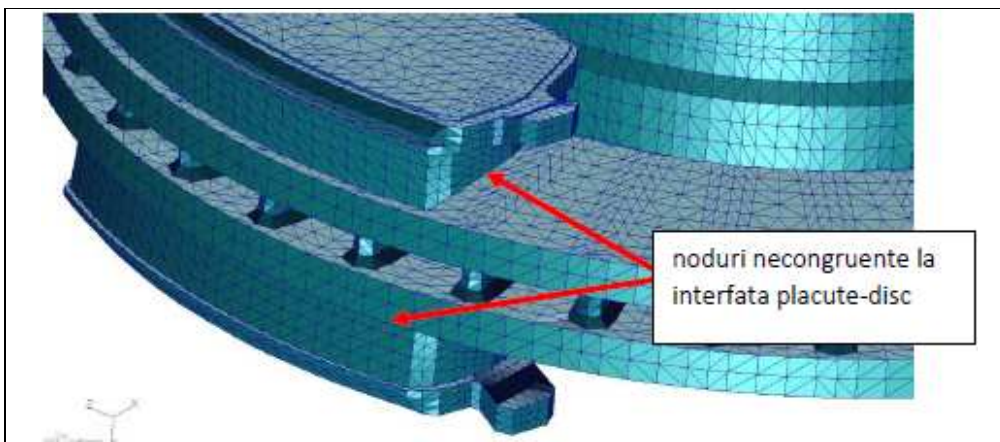


Fig.6.1 - Modelarea cu elemente finite a zonei de interfata placute-discuri

Un exemplu al modului in care este variat pasul de aplicare a încărcării este in fig.6.3

subcase /step #	inc #	cycl #	sepa #	cut #	cycl #	split #	separ #	cut #	rmesh #	time step of the job	total time of the job	wall time	cpu time	max resp. type
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1.0000E+00	0.0000E+00	16.00	16.24	0.0000E+00 disp
1	1	23	17	0	23	0	17	0	0	1.0000E-03	1.0000E-02	251.00	251.18	1.0867E-01 disp
1	2	12	7	0	35	0	24	0	0	1.2000E-02	2.2000E-02	375.00	374.57	1.0906E-01 disp
1	3	10	8	0	45	0	32	0	0	1.4400E-02	3.6400E-02	478.00	477.05	1.1219E-01 disp
1	4	5	3	0	50	0	35	0	0	1.7280E-02	5.3680E-02	529.00	528.02	1.1270E-01 disp
1	5	6	4	0	56	0	39	0	0	2.0736E-02	7.4416E-02	590.00	589.17	1.1399E-01 disp
1	6	6	4	0	62	0	43	0	0	2.4883E-02	9.9299E-02	651.00	650.35	1.1553E-01 disp
1	7	6	4	0	68	0	47	0	0	2.9860E-02	1.2916E-01	712.00	711.69	1.1715E-01 disp
1	8	4	2	0	72	0	49	0	0	3.5832E-02	1.6499E-01	753.00	752.74	1.1863E-01 disp
1	9	6	4	0	78	0	53	0	0	4.2998E-02	2.0799E-01	815.00	814.28	1.2017E-01 disp
1	10	6	4	0	84	0	57	0	0	5.1598E-02	2.5959E-01	876.00	875.84	1.2200E-01 disp
1	11	4	2	0	88	0	59	0	0	6.1917E-02	3.2150E-01	918.00	917.07	1.2399E-01 disp
1	12	4	2	0	92	0	61	0	0	7.4301E-02	3.9381E-01	959.00	958.05	1.2633E-01 disp
1	13	6	4	0	98	0	65	0	0	8.9161E-02	4.8497E-01	1021.00	1019.93	1.2706E-01 disp
1	14	9	7	0	107	0	72	0	0	1.0699E-01	5.8449E-01	1074.00	1072.93	1.2766E-01 disp
1	15	9	7	0	116	0	79	0	0	1.2839E-01	7.0000E-01	1127.00	1125.93	1.2816E-01 disp
1	16	7	5	0	123	0	84	0	0	1.5407E-01	8.3000E-01	1179.00	1177.93	1.2866E-01 disp
1	17	6	4	0	124	0	RR	0	0	1.7558E-01	1.0000E+00	1230.00	1228.93	1.2916E-01 disp

Fig.6.3 – varierea pasului de aplicare a efortului de incarcare

- BCONTACT = 1 → instructiunea de definire a contactelor
- SPC=2 → instructiunea de definire a constrangerilor
- LOAD = 2 → instructiunea de definire a incarcarilor

6.6 Modelul pentru analiza cu elemente finite

Pentru analiza zgomotului produs de sistemul de franare, pre-procesarea a fost efectuată cu ajutorul programului Patran. Etapele parcurse pentru crearea modelului au fost:

6.6.1 Importul modelului CAD pentru crearea geometriei în Patran

Pentru efectuarea acestei operații a trebuit să se țină cont de sistemul de unități de măsură folosit atât în mediul CAD cât și în Patran.

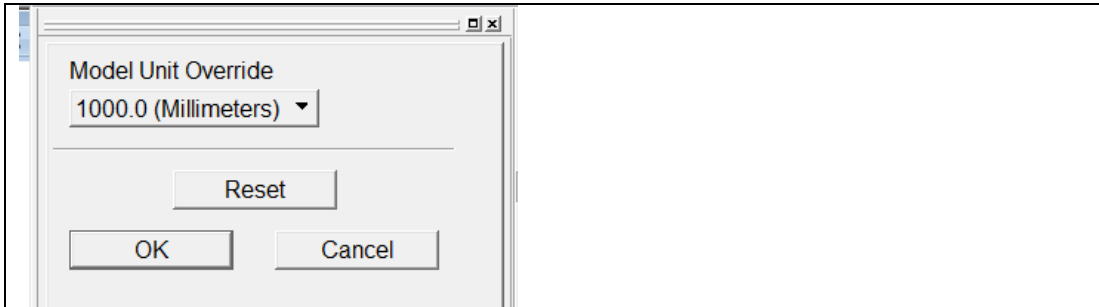


Fig.6.4 – Selectarea sistemului de unități de măsură pentru importul CAD

6.6.2 Separarea pe grupuri în Patran a componentelor importate

Această operație este necesară pentru a putea vizualiza ușor și repede fiecare componentă. În felul acesta se pot face ușor atribuiri de proprietăți, contacte, etc.

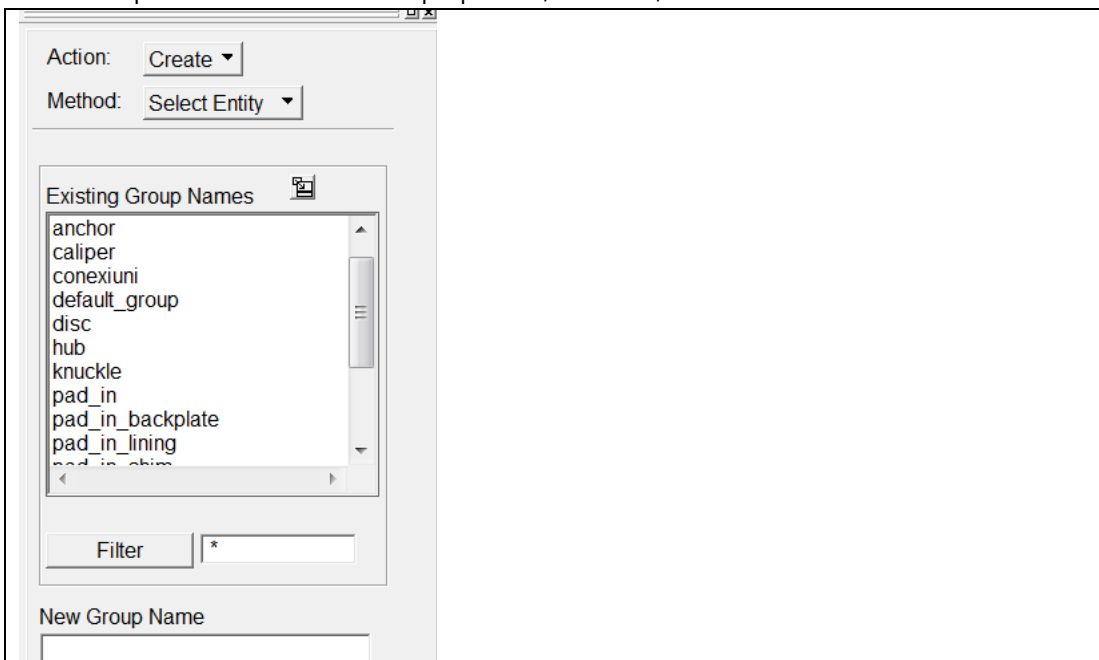


Fig. 6.5 – Separarea elementelor componente pe grupuri

6.6.3 Discretizarea fiecărui component

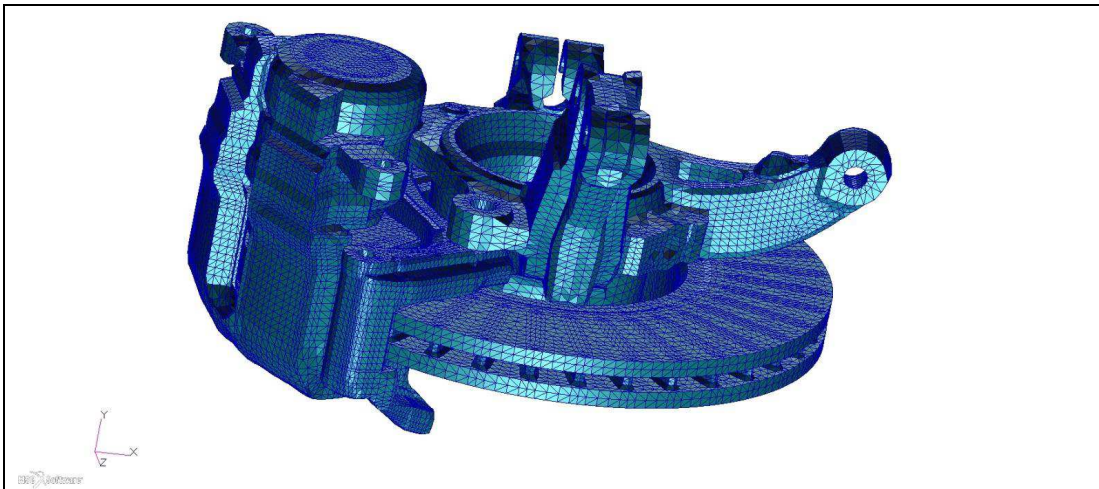


Fig. 6.6 – Modelul discretizat cu ajutorul elementelor tetraedrice

6.6.4 Aplicarea constrangerilor

Au fost create doua zone de constrangere a modelului cu elemente finite:

- zona de constrangeri aplicate pe diametrul interior al gaurilor de fixare ale discului de frana, pentru a se putea pune, ulterior in evidenta moduri proprii de vibratie ale discului de frana.
- zona de constrangeri aplicate pe placutele de frana, pentru a se putea, ulterior simula aplicarea de forta pe placutele de frana, fara ca acestea sa aiba deplasari laterale necontrolate.

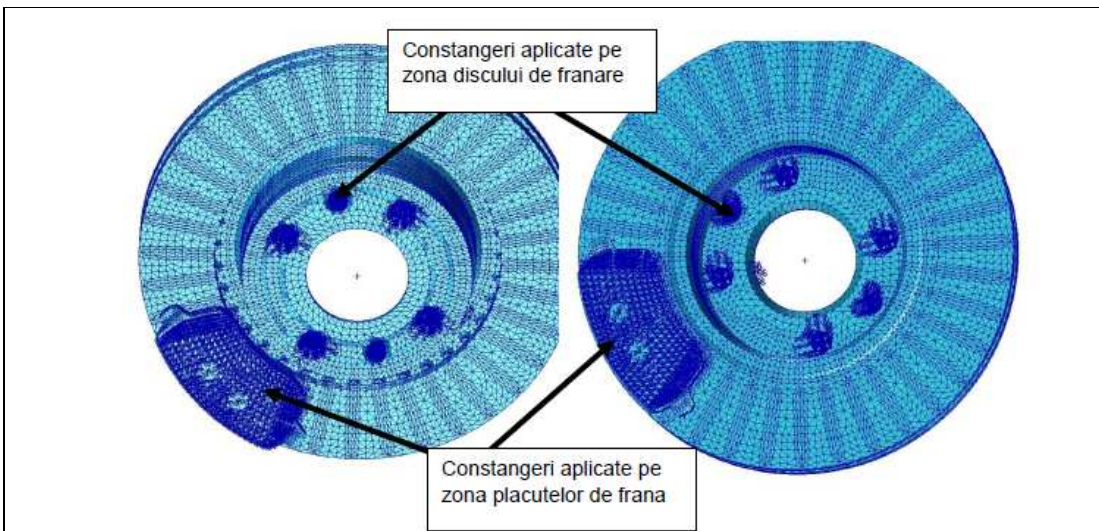


Fig. 6-8. – Aplicarea constrangerilor

6.6.5 Aplicarea încărcării.

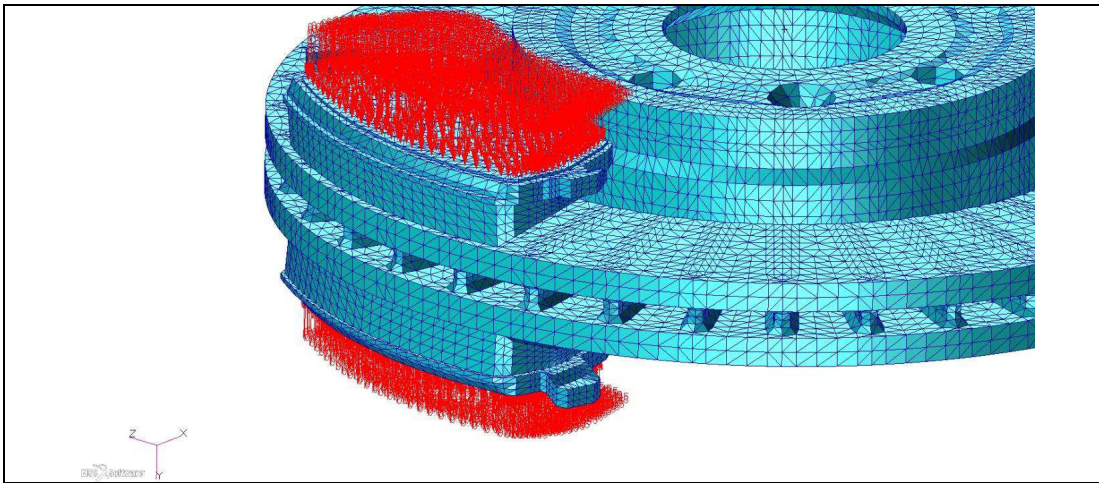


Fig. 6-9 – Zona de aplicare a incarcarilor

```

SOL 400
CEND
$ Direct Text Input for Global Case Control Data
  BCONTACT = 0
SUBCASE 1
  STEP 1
    SUBTITLE=static
    ANALYSIS = NLSTATIC
    NLSTEP = 1
    BCONTACT = 1
    SPC = 2
    LOAD = 2
    DISPLACEMENT(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
    SPCFORCES(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
  $ Direct Text Input for this Subcase
  STEP 2
    SUBTITLE=modal
    ANALYSIS = MCEIG
    METHOD = 2
    CMETHOD = 2
    NLIC LOADFACT 1.0
    BSQUEAL = 2
    $ BCONTACT = 2
    $ LOAD = 4
    DISPLACEMENT(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
    SPCFORCES(PLOT, SORT1, REAL)=ALL
  $ Direct Text Input for this Subcase
  BEGIN BULK
  
```

Constrangeri si incaracri active
in cadrul pasului de analiza
static neliniara

Constrangeri si incaracri
dezactivate in cadrul pasului de
analiza modala complexa

Fig. 6-10 – Definirea starii constrangerilor si a incarcarilor

Valorile frecventelor de instabilitate au fost determinate ca in figura 6-16

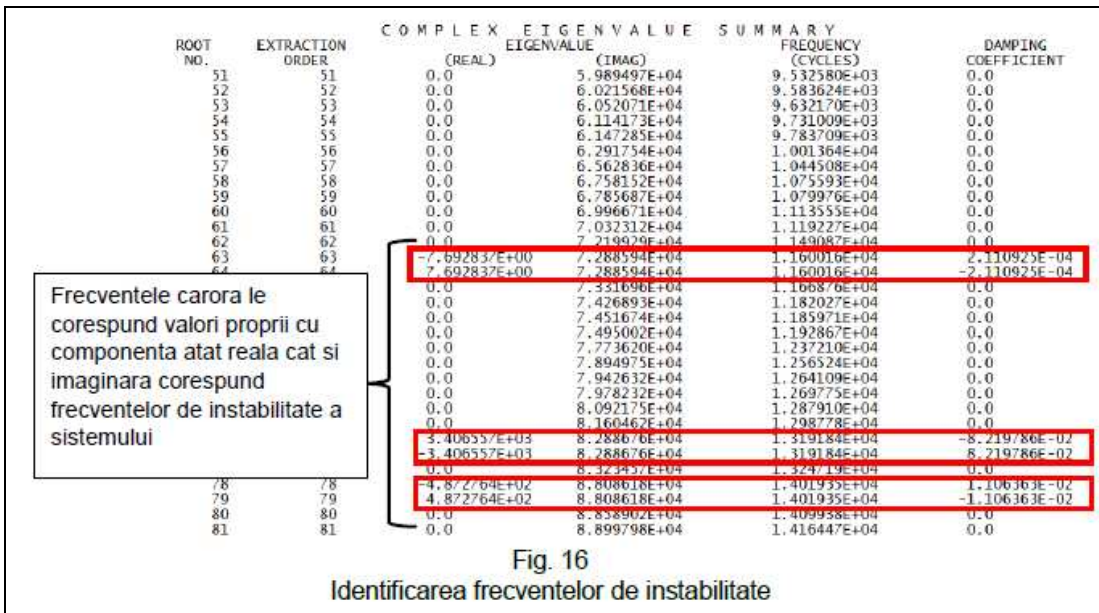


Fig. 16
Identificarea frecventelor de instabilitate

Fig. 6-16 – Identificarea frecventelor de instabilitate

6.6.8 Concluzii caz

Se pot identifica urmatoarele zone de raspuns ale sistemului:

- zona fluctuanta pana la : 10793 Hz
- zona de vibratie disc : 11596Hz – 11604 Hz
- zona de vibratie placute :13211 Hz – 13332 Hz
- zona de vibratie disc : 14030 – 14040 Hz
- zona de vibratie placute : 14539 Hz – 14603Hz
- zona de vibratie placute: 15355 Hz – 15496 Hz

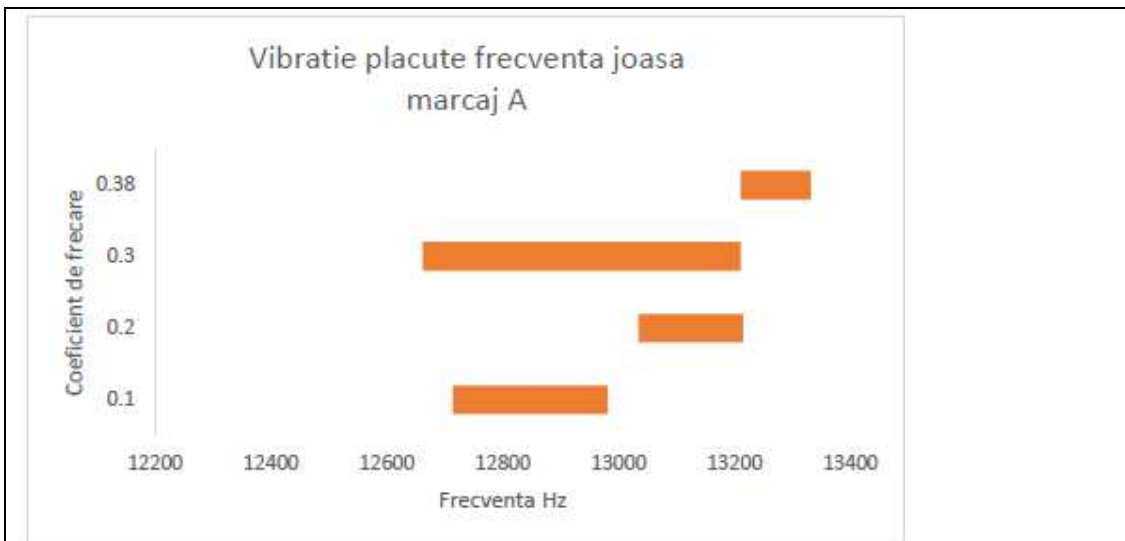


Fig. 6-17 - Benzile de frecventa corespunzătoare primului palier de frecvente de instabilitate pentru plăcuțele de frâna.

6.7 Concluzii

Se constata ca odată cu creșterea coeficientului de frecare, apare ca un trend general, creșterea frecventelor de instabilitate. Acest fapt conduce automat la ideea ca, noua plăcută

de frâna, în definiția realizată, cu toate că prezintă avantaje funcționale evidente, nu poate fi promovată pentru producție de serie.

Se impune ca să necesită mutarea frecvențelor de instabilitate în plaje de frecvență ce devin non audibile pentru urechea umană. O soluție posibilă este aplicarea de elemente antivibrație (shim) pe spatele plăcuței.

Modul cum se poate realiza o astfel de soluție este prezentat în fig. 6-20:



Fig. 6-20 – Ilustrarea unui shim asamblat mecanic pe spatele unei plăcuțe

7. CONCLUZII FINALE. CONTRIBUTII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECTII VIITOARE DE CERCETARE

7.1 Concluzii generale

Teza de doctorat intitulata « Optimizarea constructiva si ecologica a componentelor sistemului de franare al autoturismelor » a putut fi realizata dupa o lunga perioada in care au prevalat activitatea de documentare si studiul.

Conceperea si optimizarea elementelor de frictiune din cuplele tribologice ale sistemului de franare nu sunt actiuni facile. Constrangerile impuse de cerintele clientilor sau de impunerile legislative si al normelor de mediu au facut ca demersul sa fie si mai dificil.

Se stie ca de la jumatarea anilor '90, normele de mediu au evoluat si odata cu aceasta utilizarea azbestului in compozitia elementelor de frictiune de pe automobile a fost interzisa. Fiind in epoca un element fundamental in arhitectura elementelor de frictiune, inlocuirea acestuia a generat un efort de cercetare foarte mare, in special pentru furnizorii de elemente de frictiune. Noile compozitii pentru elementele de frictiune bazate pe fibre organice si pastrarea secretului asupra compozitiei/proprietatilor materialelor nou identificate, au obligat constructorii de sisteme de franare sa se adapteze noilor situatii.

Prezenta teza se vrea un raspuns pe care personal, din pozitia unui membru al familiei constructorilor de sisteme de franare, am incercat sa-l dau acestei problematici.

S-a inceput printr-un scurt istoric al dezvoltarii sistemelor de franare marcandu-se ca moment major anii '50 ai secolului trecut cand au fost inventate franele disc. S-a facut apoi o scurta prezentare a tipologiilor de frana cu tambur si a principiilor de functionare ale acestora. S-au prezentat franele disc in cele doua tipologii de baza, cu etrier fix si cu etrier flotant cat si modurile de functionare specifice celor doua tipologii. Elementele cuplei de frecare discul si placutele de frana sunt ultimele elemente care au facut obiectul istoricului sistemului de franare. Toate aceste elemente permit familiarizarea celor care vin in contact cu teza asupra elementelor ce vor fi detaliate.

S-a facut apoi o analiza asupra raspunsului vehiculului la fortele produse de catre sistemul de franare pentru datele unui vehicul luat ca si referinta. Pornindu-se de la distributia masei pe puncti, ampatament, inaltimea centrului de greutate s-au definit incarcările statice si dinamice ale punctilor si apoi incarcările dinamice ale acestora. Cu ajutorul coeficientului de aderență la frânare K_0 , s-au definit forțele de frânare dinamice si optimul forțelor de franare la franarea in linie dreapta. Au fost generate parabolele de franare in situatia vehiculului « gol in ordine de mers+conducator » si « sarcina maxima » pornindu-se de la expresia analitica a fortelor de franare optime.

S-a analizat modul in care resoartele de readucere influenteaza atingerea punctului de franare integrala. A fost reliefata influenta corectiilor aduse deceleratiei in spatial de franare pentru ambele situatii de atingere a limitei de blocare de catre fata sau spate.

S-a dat o expresie pentru deceleratia obtinuta in functie de presiunea din circuitul hidraulic. Nu in ultimul rand, au fost precizate cerintele legislative in utilizarea aderentei pneu-cale.

S-a trecut apoi la evaluarea caracteristicilor functionale ale cuplei placuta/disc. Pentru exemplificare s-a procedat la analiza in paralel a caracteristicilor functionale pentru o placuta de frana noua (codificata tip TP39a) in raport cu caracteristicile unei placute de frana de referinta (codificata tip BF40).

Au fost folosite in cadrul studiului evaluari ale caracteristicilor de franare obtinute in institute de cercetari de specialitate.

Evaluarea cuplei placuta/disc s-a facut pe trei directii: eficienta, confort si lipsa zgomotului.

S-au definit parametrii care au stat la baza studiului : curba absorbtiei, curba Cuplului de franare specific C/P, curba cuplului functie de presiune.

S-au precizat care sunt factorii care limiteaza durabilitate placutelor de frana.

S-au prezentat tipurile de zgomote dezvoltate intr-o cupla de frecare placuta/disc si s-au precizat factorii ce influenteaza cuplul rezidual al unei farne disc.

Valorile caracteristicilor absorbtie, rigiditate, cuplu rezidual, cuplu de franare specific C/P functie de temperatura si functie de presiune, zgomot, au fost precizate pe baza rezultatelor unor determinari pe stand, in institute de specialitate.

Pentru evaluarea confortului la franare respectiva a sensibilitatii la zgomot de tipul trepidatiilor, s-au folosit rezultatele unor teste pe vehicul realizate in institute de specialitate.

S-a trecut apoi la dimensionarea sistemului de franare in functie de cupla placuta/disc.

Parametrii definiti in cadrul incercarilor pe stand si pe vehicul au fost introdusi intr-un algoritm de calcul ce include elementele mentionate in studiul repartitiei. Au fost introduse elementele de definire ale unui corector de franare, pentru respectarea conditiilor cerute de legislatie.

S-au calculate cuplurile minime de franare pe punti.

In final s-a calculat influenta corectorului asupra repartitiei la franare, in raport cu cerintele legislative.

O ultima problematica tratata in teza a fost analiza zgomotului produs de catre frana disc.

7.2 Contributii originale

In construirea acestei teze, principala contributie a fost construirea unui instrument de calcul care permite corelarea elementelor teoretice privitor la dinamica la franare a unui vehicul solo cu parametrii reali ai elementelor de frictiune, identificati prin teste.

O alta contributie a fost generarea prin calcul a principalilor parametri ce intereseaza pe inginerii de franare si anume deceleratia si spatiul de franare tinandu-se cont de caracteristicile reale ale franelor in interdependenta cu dimensiunile si masele vehiculului. Este ceea ce s-a pus in evidenta prin Studiul repartitiei la franare.

Modul de calcul al utilizării aderenței de către un vehicul solo neechipat cu dispozitive antiblocare, este o altă contribuție originală în cadrul acestei teze.

Nu în ultimul rând, metodologia pentru identificarea instabilității vibrațiilor a cuplei plăcuță/disc se constituie ca și o contribuție originală.

7.3 Diseminarea rezultatelor. Direcții viitoare de cercetare

Rămân în continuare a fi studiate posibilele comportamente instabile ale cuplei plăcuță/disc, considerându-se întregul ansamblu punte independentă față, cunoscut fiind rolul de amplificator al modurilor proprii specifice cuplei plăcuță/disc atribuit mediului în care aceasta funcționează.

Un alt câmp de acțiune ce așteaptă o rezolvare este studiul comportamentului vibrațiilor al unei cuple garnitura sabot/ tambur de frână, evident, în ansamblul punții spate. Fiind necesare construirea de elemente de FEA de mari dimensiuni, posibilitatea de a realiza practic astfel de studii este relativ redusă dar, nu cu totul imposibilă.

Nu în ultimul rând, ca și un complement al prezentei teze ar fi conceperea tehnologiilor aferente realizării cuplelor de frecare, studiu care ar putea face obiectul unei alte teze de doctorat.

BIBLIOGRAFIE

- 1 [AF05] Carlos E. Agudelo, Eduardo Ferro, Technical overview of brake performance testing for Original Equipment and aftermarket industries in the US and European markets, *Link Technical Report, pag. 1-27*, 2005
- 2 [ADF06] Bertrand Andro, Alpha Diallo, Guillaume Fritz, Méthode numérique de prédiction des instabilités vibratoires. Application aux bruits de frein et au crissement d'essuie-glace, *Renault - Bulletin Technique numéro 98*, 2006
- 3 T. Baron, s.a., Calitate și fiabilitate, vol. I și II, *Editura Tehnica*, 1988
- 4 [BB08] Bert Breuer, Karlheinz H. Bill, Brake Technology Handbook, *SAE International*, ISBN 978-0-7680-1655-0, 2008
- 5 [Bo04] I.L. Bocanu, Prelucrarea datelor experimentale, *Academia Tehnica Militară*, 2004
- 6 [Bri88] E.O. Brigham The Fast Fourier Transform and its Applications, *Prentice Hall*, 1988
- 7 [BRO72] T.J. Broch. Mechanical vibration and shock measurement, *Application of the Brüel & Kjaer*, 1972
- 8 [JPB06] J. P. Brossard. Dynamique du véhicule. ISBN 2-88074-644-2, 2006
- 9 [CC01] O. Câmpian, Gh. Ciolan, Dinamica autovehiculelor, *Editura Universitatii Transilvania Brasov*, 2001
- 10 [CVCEP89] O. Câmpian, V. Vulpe, Gh. Ciolan, V. Enache, I. Preda, Automobile, *Universitatea Transilvania Brasov*, 1989
- 11 [CTQ06] Frank Chen, Chin An Tan, Ronald L. Quaglia, Disc Brake Squeal, Mechanism, Analysis, Evaluation and Reduction/Prevention, *SAE International*, ISBN 0-7680-1248-1, 2006
- 12 [CQ03] Frank Chen, Ronald L. Quaglia, Chin An Tan, On Automotive Disc Brake Squeal Part I : Mechanism and Causes, *SAE International*, 2003
- 13 [CTCQ03] F. Chen, H. Tong, S.E. Chen, R. Quaglia, On Automotive Disc Brake Squeal Part IV: Reduction and Prevention, *SAE International*, 2003
- 14 [Che91] Y.K. Cheung, Finite Element Methods in Dynamics, *Kluwer*, 1991
- 15 [Cio04] Gh. Ciolan, Analiza vibratiilor si zgomotelor la autovehicule, *Curs universitar*, 2004
- 16 [Con+92] P. Conti s.a. Test/ Analysis Correlation Using Frequency Response Functions, *IMAC*, 1992
- 17 [Cox04] J. Cox, Incorporating Product Lifecycle Management, *Mechanical Engineering Curricula, College of Engineering and Technology, Brigham Young University*, 2004

48	[THM+14]	T. Tison, A. Heussaff, F. Massa, I. Turpin, R.F. Nunes. Improvement in the predictivity of squeal simulations. Uncertainty and robustness. <i>Journal of Sound and Vibration</i> , 2014
49	[HC69]	C. Haris, C. Crede, Socuri si vibratii, <i>Editura Tehnica, Bucuresti</i> , 1969

50	[PH98]	P. Heppes, Noise insulators for brake squeal reduction – influence and selection of the damping material. <i>2nd International Seminar on Automotive Braking – Recent Developments and Future Trends</i> , 1998
51	[HUSD82]	C. Hilohi, M. Untaru, I. Soare, Gh. Druta, Metode si mijloace de incercare a automobilelor, <i>Editura Tehnica, Bucuresti</i> , 1982
52	[HKB06]	J. Huang, C.M. Krousgrill et A.K. Bajaj: Modeling of automotive drum brakes for squeal and parameter sensitivity analysis. <i>Journal of Sound and Vibration</i> , 289:245–263, 2006.
53	[lbr94]	R.A. Ibrahim: Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos part 1 : Mechanics of contact and friction. <i>ASME Design Engineering Technical Conferences</i> , 7:209–226, 1994
54	[lbr94]	R.A. Ibrahim: Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos part 2 : Dynamics and modeling. <i>ASME Design Engineering Technical Conferences</i> , 7:227–253, 1994
55	[IBB,03]	P. Ioannidis, P.C. Brooks, D.C. Barton, Drum brake contact Analysis and its influence on Squeal Noise Prediction, <i>SAE paper 2003-01-3348</i> , 2003
56	[JWY06]	N.A. Jaber, A.Y. Wang et R. Yan : Brake noise study (part 1) low-frequency squeal. <i>SAE paper 2006-01-0474</i> , 2006
57	[JWY06]	N.A. Jaber, A.Y. Wang et R. Yan : Brake noise study (part 2) high-frequency squeal. <i>SAE paper 2006-01-0475</i> , 2006
58	[BHD97]	J. Brecht, W. Hoffrichier et A. Dohle : Mechanisms of brake creep groan. <i>SAE paper 973026</i> , 1997
59	[JHPK06]	S.D. Joo, J.H. Han, K.W. Park et Y.J. Kim : Reducing brake squeal through fem approach and parts design modifications. <i>SAE paper 2006-01-3206</i> , 2006
60	[KIHK03]	T. Kaneda, K. Ishihara, H. Honda et M. Kokawa : Analysis of disk brake squeal using substructure synthesis method. <i>SAE paper 2003-32-0042</i> , 2003
61	[KBB02]	H-I. Kang, P.C. Brooks et D.C. Barton : Drum brake squeal prediction using a parametric finite element model. <i>Vehicle Noise and Vibration 2002, Institution of Mechanical Engineers, London, I MECH E, C605/007/2002:17–33</i> , 2002
62	[KI03]	P. Kapadnis et K. Im : Brake squeal reduction using robust design. <i>SAE paper 2003-010879</i> , 2003
78	[OMB]C98]	H. Ouyang, J.E. Mottershead, D.J. Brookfield, S. James and M.P. Cartmell, On the stick-slip dynamics of an elastic slider on a vibrating disc. <i>2nd International Seminar on Automotive Braking – Recent Developments and Future Trends</i> , 1998
79	[PH05]	F. Pacejka, B. Hans, Tyre and Vehicle Dynamics, <i>SAE International</i> , 2005
80	[Pa07]	L. Palaghian. Siguranță, durabilitate și fiabilitate la oboseală, <i>Editura Tehnica, București</i> , 2007
81	[PS10]	K. Popp, W. Schiehlen. Ground Vehicle Dynamics. Springer, 2010

82	[PHT80]	Gh. Potincu, V. Hara, I. Tabacu, <i>Automobile, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1980</i>
83	[RT77]	B. Randall, B. Tech. Frequency Analysis, <i>Application of the Brüel & Kjaer, 1977</i>
84	[RJMS98]	D. Riesland, J. Janevic, J. Malosh, W. Stingham, Rear disc brake moan – experimental investigation and ADAMS simulation. <i>2nd International Seminar on Automotive Braking – Recent Developments and Future Trends, 1998</i>
85		L. Z. Rumsiski. Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Indrumar. Editura Tehnica Bucuresti, 1974
86	[SMK,03]	U. Sailer, D. Mahnkopf, S. Knoll, Future utilisation of Stationary Brake Design in Simulation and Analysis of Brake Systems, <i>SAE International, ISBN 0-7680-1247-3, 2003</i>
87	[Sm74]	L.G Smith. Automotive Use of Finite Element Methods – Introduction and Overview, <i>SAE Publication, 1974</i>
88	[QC06]	R.L. Quaglia et F. Chen : Squeal reduction and prevention. In Disc Brake Squeal, <i>chapitre 15. SAE International, 2006</i>
89	[S-ICP14]	Romeo Stefan-Ionescu , Anghel Chiru, Gh. Petrache , The influence of material characteristics and altered geometry due to process on the vibrational behavior of the brake disc, <i>Buletinul Stiintific al Universitatii din Pitesti, „Conceptia si Ingineria automobilului” , an XX, numer 24 (1), Volum B, ISSN: 1453-1100, 2014</i>
90	[S-ICR14]	Romeo Stefan-Ionescu, Anghel Chiru, Adrian ROSESCU, Passenger car brake systems. Current practice and prospect. <i>Buletin AGIR – Creativitate, Inventica, Robotica, 2014</i>
91	[SIPVNP15]	R. Stefan-Ionescu , Gh. PETRACHE, I. VIERU, V. NICOLAE, S. PARLAC , STUDY OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF A CAR BODY FOR MOUNTING THE REAR AXLE, <i>Congres EAEC-ESFA'15 032-AEM – (ADVANCED ENGINEERING METHODS AND TOOLS), Bucuresti, 2015</i>
92	[JT11]	James K. Thompson. Brake NVH: Testing and Measurements. <i>SAE International, ISBN 978-0-7680-3480-6, 2011</i>
93	[TG03]	Jason J. Tao, H.T. Chang, A System Approach to the Drag Performance of Disc Brake Caliper, <i>SAE International, 2003</i>

REZUMAT

Teza de doctorat intitulată „Optimizarea constructivă și ecologică a componentelor sistemului de frânare al autoturismelor” a putut fi realizată după o îndelungată activitate de documentare și studiere a principiilor și activităților desfășurate pentru dezvoltarea sistemelor de frânare ale autoturismelor. Aceste cercetări au fost făcute în domeniile de dezvoltare și validare prin investigare experimentală cât și prin găsirea și experimentarea unor modele de calcul.

În lucrare se prezintă în principal două tipuri de plăcuțe de frână, realizate din materiale compozite ecologice, care sunt analizate în paralel, una fiind considerată de referință. Au fost caracterizate experimental prin prisma atributelor care definesc confortul la frânare și apoi este evaluat în cadrul unui calcul comportamentul acestora în ansamblul sistem de frânare.

În cadrul tezei se tratează și un fenomen întâlnit în exploatarea autoturismelor și anume zgomotul la frânare generat de către cuplele de frecare plăcuță/disc. Este prezentată o metodă de identificare prin FEM a unui tip de zgomot și se propune o soluție pentru limitarea impactului acestuia asupra pasagerilor și a celor aflați în proximitatea vehiculului.

Prin modul de tratare și prin problematica abordată, teza de doctorat prezintă un mod de lucru teoretic și experimental ce poate fi generalizat oricărui tip de vehicul.

ABSTRACT

The doctorate thesis named „Constructive and environmentally friendly optimization of vehicle braking system components” it was been have realized from a long activity of documentation and study about the principles and the activities deployed for braking systems development of the vehicle. This researches it was done on the development fields and validation, from experimental investigation and also by making and validate mathematical models.

In this paper is expose two types of brake pads, processed from environmentally friendly materials, who are both analyzed in parallel, one of them it considered reference. They are experimentally characterized from their parameters who defined the braking comfort and then it is evaluated by compute they behavior on the braking system assembly.

In the thesis is study an atypical phenomenon who are percept on the vehicle life, the noise generated on the pad/disc coupling. It is presented a method to identify by FEA of a typical noise and propose a solution for impact limitation of the vehicle passengers an on other.

This study assures the using of the concept and the rules for the theoretical and experimental model that can be generalized for all the vehicles.



Education

- 2012-now University "Transilvania" of Brașov, Romania
Ph. D. – Mechanical Engineering / Automotive Brake Systems
- 1977-1982 **University of Pitești, Romania**
Bachelor of Science – Automotive Engineering

Professional Experience

- Sep 2007 – **RENAULT Technologie Roumanie, Bucharest, Romania**
now
June 2016 – **Senior Quality Engineer**
now
- Ensure continuous improvement in quality within the moving parts area.
Set up actions to guarantee appropriate adaptation and observance of the quality requirements.
Contribute to the documentation of Quality Commitments expected at project milestones and propose changes / improvements in standards and quality processes.
Responsible for the rapid resolution of the quality problems of the clients by coordinating and structuring the research of the causes and ensuring that actions are carried out until they are capitalized in the standards.
Work in collaboration with the operational teams (Engineering, Quality, Factories or Suppliers) and train and coach on a daily basis quality and engineering teams.
- Apr 2011 – **Training Project Manager**
June 2016
Responsible for raising the technical and process competences within

- Sep 2007 – Engineering School of Renault Technologie Roumanie.
 Mar 2011 Creating personalized training materials according to Corporate orientations.
- Engineering Project Manager – Chassis Systems**
 Ensure the Technical Definition (DT) of the projects under my responsibility (Logan range ph1, Duster ph1, Avtovaz projects) and ensure the achievement of the Quality Costs Delays objectives.
 Maintain the cross-functional relationship between Design & Validation, Product Safety, Purchasing, Suppliers to meet QCD objectives.
 Assess and deploy the QCD objectives in terms of technical specifications for product design, assignment of suppliers and processing of technical information requested by the various players involved in the project.
 Validate and specify the solutions, in compliance with the business standards.
 Create the validation plan for the components and functions under my area of responsibility, in collaboration with other areas.
- Mar 2003 – Define and ensure a good level of representativeness of prototypes in
 Dec 2003 relation to project milestones.
 Managing the quality processes related to the new procedures and alert in case of QCD risk and propose alternative scenarios.
 Consolidate the Product / Process development milestones.
 Define and manage the sourcing plan.
- RENAULT Technocentre, Guyancourt, France**
Brakes Systems Design Engineer
- Sep 1982 – Training program at Renault Technocentre to transfer the design activity
 Aug 2007 for the brakes systems from France to Romania for Dacia Logan project.
 Ensure product/process design and specification of component, parts subassemblies or organs for the new vehicles of Dacia range in accordance with the functional specifications (design data, regulatory constraints, QCD objectives) and functional plan.
 Use of design specific tools and processes.
- Automobile DACIA, Pitești, Romania**
- Oct 2002 – Technical Expert / Project Manager on Brake Systems
 Mar 2003 Responsible for the design, modelling and calculation of the brake systems for the new vehicle projects.
 Ensure the production compliance for the brake systems in the

manufacturing process.

Budgeting for the Chassis Systems Department in Dacia plant.

Program Manager - Axles and Brakes

Oct 2000 – Sep 2002 Responsible for the redesign of the back axles and brake system on the new Dacia utility vehicles projects.

Ensure the production compliance in the manufacturing process for the systems and components under my area of responsibility.

Feb 1998 – Sep 2000 Coordinate the engineering teams in order to deliver design concepts on the projects.

Elementary Function Team Manager on Brake Systems in the new founded Dacia-Renault organization

Aug 1996 – Jan 1998

Department Manager - Chassis Systems

Apr 1991 – July 1996

Manage a 42 people engineering team, responsible to design and develop the chassis systems for the new and serial life vehicles projects (front/rear axles, suspensions, steering, brakes, pedals and dashboard mechanical buttons).

Mar 1991 – Sep 1982

System Responsible - Brakes

System responsible for the brake systems on the new vehicles of Dacia range especially all-wheels drive utility vehicles.

R&D Engineer

Design engineer for the parts subassemblies or organs for the gear shift control, pedals, steering system, acceleration and traction control and brake systems of the new utility vehicles and right hand driving Dacia vehicle projects.

Automotive Engineer

Junior engineer in different areas in the vehicles plant (engines workshop and assembly line) or in the R&D center.

Skills

Computer Skills Design tools:
CATIA V5

Microsoft Office package:
Excel, Word, Outlook, Power Point, One Note
Microsoft Project

Other skills Ability to work independently and in cross functional teams
Quick learner
Analytical thinking
Good interpersonal and communication skills
Results-oriented attitude

Languages Romanian – native
English – advanced
French – advanced

Driving B, C categories since 1981

Other trainings Renault Engineering school:
FMEA (FAILURE MODE ANALYSIS), FTA (FAILURE TREE ANALYSIS),
SIGNE (Integrated System of Range Nomenclature Enterprise); REVS
(Renault Engineering Validation System); LUP (Issues List), ANPQP-IS
(Alliance New Product Quality Procedure Informatics System), NewPDM,
V3P Process, QC Story