UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ din BUCUREŞTI
FACULTATEA I.M.S.T.
DEPARTAMENTUL TEORIA MECANISMELOR ŞI A ROBOŢILOR
INGINERIE INDUSTRIALĂ

LUCRARE DE DOCTORAT

MECANISME AUXILIARE ALE AUTOVEHICULELOR

REZUMAT

Doctorand:
Ing. Viorica VELIŞCU

Coordonator ştiinţific:
Prof. emerit dr. ing. Păun ANTONESCU

Bucureşti – 2017

CUPRINS

Cap. 1. Introducere 7
1.1. Prezentarea structurii tezei de doctorat 7
1.2. Activitatea științifică necesară elaborării tezei 10

Cap. 2. Stadiul actual al cercetărilor privind mecanismele auxiliare ale automobilelor 13
2.1. Aspecte generale și terminologia specifică 13
2.2. Mecanismele de ridicare tip cric auto 14
2.2.1. Cricuri mecanice cu șurub 14
2.2.2. Cricuri mecanice cu cremalieră 15
2.2.3. Cricuri hidraulice 16
2.2.4. Cricuri pneumatice 18
2.2.5. Scheme cinematice ale unor cricuri mecanice 20
2.2.6. Metode moderne de studiu al mecanismelor unor cricuri mecanice 22
2.3. Studiul mecanismelor de ștergere a parbrizelor 25
2.3.1. Aspecte generale 25
2.3.2. Tipuri constructive de ștergătoare de parbriz 27
2.4. Mecanismele de ridicare a geamurilor, tip macara 32

Cap. 3. Mecanismele cricurilor mecanice pentru automobile 33
3.1. Mecanismul cricului cu șurub și patină translantă rectiliniar 33
3.1.1. Schema cinematică și modul de funcționare 33
3.1.2. Structura topologică și calculul mobilității cu metoda legării mecanismelor 34
3.1.3. Calculul mobilității mecanismului cu formule generale adecvate 36
3.1.4. Calculul mobilității cu metoda familiei aparente 36
3.1.5. Calculul mobilității cu formula generală P. Antonescu 37
3.1.6. Geometria cinematică a mecanismului de ridicare 38
3.1.6.1. Calculul deplasărilor unghiulare ale barelor 3 și 4 39
3.1.6.2. Calculul variabilelor unghiulară φ_5 și liniară s_6 39
3.1.7. Calculul static al mecanismului de ridicare 40
3.1.7.1. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului diadic LD(5,6) 40
3.1.7.2. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului LD(3,4) 42
3.1.7.3. Calculul reacțiunilor din cupla șurub (1,2) 42
3.2. Mecanismul cricului cu șurub și patina translanta circular 43
3.2.1. Schema cinematică și modul de funcționare 43
3.2.2. Structura topologică și calculul mobilității cu metoda legării mecanismelor 44
3.2.3. Geometria cinematică a mecanismului de ridicare 46
3.2.3.1. Calculul deplasărilor unghiulare ale barelor 3 și 4 47
3.2.3.2. Calculul variabilelor unghiulară φ_5 și liniară s_6 48
3.2.4. Calculul static al mecanismului de ridicare 48
3.2.4.1. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului Lc(5,6) 49
3.2.4.2. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului Lc(3,4) 50
3.2.4.3. Calculul reacțiunilor din cupla șurub (1,2) 50
3.3. Mecanismul de ridicare cu șurub și angrenaje cilindrice 51
3.3.1. Schema cinematică și modul de funcționare 51
3.3.2. Analiza structurală topologică și calculul mobilității 52
3.3.3. Geometria cinematică a mecanismului cu șurub și angrenaje 54
3.3.4. Calculul static al mecanismului cu șurub și angrenaje 56
3.4. Concluzii 60

Cap. 4. Mecanismele de acționare a geamurilor auto 63
4.1. Aspecte generale 63
4.2. Scheme constructive de mecanisme pentru geamurile auto.....69
4.2.1. Mecanisme tip "macara" cu bare și roți dințate.....69
4.2.2. Mecanisme tip "macara" cu cremalieră elastică 71
4.2.3. Mecanisme cu cablu tip "macara" pentru geam 73
4.3. Scheme cinematice și mobilitatea mecanismelor "macara" cu bare și roți dințate 74
4.3.1. Mecanisme cu angrenaj cilindric și balansier.....74
4.3.2. Mecanisme cu roți dințate și bare articulate, mecanismul paralelogram.....75
4.3.3. Mecanisme cu roți și bare tip balansier-patină 77
4.3.4. Mecanisme cu roți dințate, bare și culise oscilante 80
4.4. Cinematica mecanismelor tip "macara" cu angrenaje și bare articulate 82
4.4.1. Mecanismul macara cu patrulaterul articulat tip manivelă - balansier.....82
4.4.2. Mecanismul macara cu patrulater tip paralelogram articulat 84
4.4.3. Mecanismul macara tip balansier – patină 86
4.4.4. Mecanismul macara cu roți, bare și culisă oscilantă 90
4.5. Calculul static al mecanismelor macara cu bare și angrenaje 91
4.5.1. Calculul static al mecanismului paralelogram.....91
4.5.2. Calculul static al mecanismului macara tip manivelă - balansier.....93
4.5.3. Statica mecanismului macara cu balansier - patină.....95
4. 6. Concluzii 97

Cap.5. Mecanismele ștergătoarelor de parbriz pentru automobile 99
5.1. Mecanism ștergător cu bare articulate, cu mișcarea brațelor in același sens 99
5.1.1. Aspecte generale.....99
5.1.2 Structura topologică a mecanismului ștergător-parbriz.....100
5.1.3 Analiza geometrică. Geometria cinematică a mecanismului.....101
5.1.4. Calculul vitezelor și accelerațiilor 102
5.1.5. Calculul forțelor de inerție ale elementelor cinematice ale mecanismului.....103
5.1.6. Calculul reacțiunilor din articulațiile mecanismului 104
5.2 Mecanism ștergător de parbriz cu structură complexă.....107
5.2.1. Structura și geometria mecanismului cu două brațe. 107
5.2.2.Calculul pozițiilor.....107
5.2.3. Calculul vitezelor și accelerațiilor 109
5.2.4. Calculul forțelor de inerție ale elementelor cinematice ale mecanismului.....111
5.2.5. Calculul reacțiunilor din articulațiile mecanismului 112
5.3.Concluzii.....116

Cap. 6. Modelarea și simularea unui mecanism plan folosit ca ștergător de parbriz 117
6.1. Procesarea numerică a deplasărilor, vitezelor și accelerațiilor 117
6.2. Procesarea numerică a reacțiunilor de cuplele cinematice.....122
6.3. Modelul virtual al mecanismului de tip ștergător de parbriz parametrizat 126
6.4. Simulări virtuale ale modelului parametrizat al mecanismului stergător de parbriz ...131
6.4.1. Generalități 131
6.4.2. Simulări virtuale ale mecanismului de tip ștergător de parbriz parametrizat pentru validarea analizei cinematice.....132
6.4.3. Determinarea forțelor de frecare în regim dinamic dintre lamela ștergătorului și parbriz.....143
6.5.Concluzii…….. 145

Cap. 7. Concluzii generale și contribuții originale.....147
7.1. Concluzii, din structura cricurilor mecanice din dotarea automobilelor.....147
7.2. Concluzii, mecanismele de acţionare a geamurilor auto.....149
7.3. Concluzii, mecanismele ștergătoarelor de parbriz pentru automobile.....150
7.4. Contribuțiile științifice originale..... 151

Bibliografie.....153

Anexa nr.1.....157
Anexa nr.2.....162
Anexa nr.3.....168
Anexa nr.4.....170
Anexa nr.5.....172
Anexa nr.6.....175

Cuvinte cheie: *mecanism planar, mișcare transversală circulară, angrenaje cilindrice, scheme cinematice, mecanism de ridicare, șurub, cric mecanic, structură topologică, mobilitate, analiză cinetostatică, mecanism, ștergătoare, metoda sistemelor multi-corp, simulări virtuale,mecanismul "macaralei", geamul ușii, bare angrenaje, cablurile, cremalieră elastică.*

Cap. 1. Introducere

1.1.Prezentarea structurii tezei de doctorat

Acest capitol introductiv:

- subliniază obiectivul central al acestei teze și anume studiul structural, cinematic și cinetostatic al unor mecanisme auxiliare folosite în întreținerea și construcția automobilelor,
- prezintă stadiul actual al cunoașterii științifice in domeniu, sunt prezentate tendințele actuale privind evoluția mecanismelor auxiliare din domeniul industriei automobilelor. De asemenea este prezentată importanța temei lucrării, ca un pas în dezvoltarea cunoașterii stiințifice prin modul de studiu, împletind sistematizarea structural-cinematică, analiza cinematico-dinamică și modelarea și simularea virtuală prin utilizarea de softuri specializate precum Maple, SolidWorks , MSC ADAMS, etc.
- sunt prezentate variantele constructive analizate din punct de vedere structural-topologic, geometro-cinematic şi cinetostatic pentru cele trei tipuri de mecanisme studiate ,
    - de ridicare - tip cric,
    - de acționare a geamurilor auto,
    - ștergătoare de parbriz

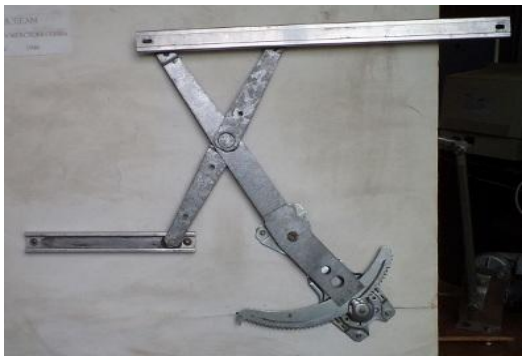






Fig.1.2.1. Imagini foto cu cele trei tipuri de mecanisme studiate

1.2. Activitatea științifică necesară elaborării tezei

Munca de cercetare și documentare, implicit de realizare a acestei lucrări științifice, s-a desfășurat în cadrul Universității Politehnice București, Școala Doctorală de Ingineria și Managementul Sistemelor Tehnologice sub îndrumarea D-lui Profesor Emerit Dr. ing. Păun Antonescu.

Cap.2. Stadiul actual al cercetărilor privind mecanismele auxiliare ale automobilelor

2.1. Aspecte generale și terminologia specifică

În proiectarea și realizarea mașinilor și utilajelor, cercetările actuale sunt orientate în direcția creșterii productivității, lărgirea domeniului de utilizare, diminuarea fenomenelor dinamice dăunătoare, un design atrăgator și reducerea prețului de cost.

Dezvoltarea și diversificarea mașiniilor și mecanismelor cu aplicații in toate domeniile, presupune noi cercetări științifice pentru sistematizarea și perfecționarea sistemelor mecanice existente, ceea ce implică structuri topologice tot mai complexe. Cu ajutorul softurilor moderne și specializate, algoritmul de calcul oferă posibilități noi și raționale de efectuare a analizei și sintezei mecanismelor și respectiv optimizarea acestora, prin reluarea sistematică a analizei mecanismului cu modificarea dimensiunilor inițiale. Acest avantaj permite determinarea mărimilor geometrice caracteristice ale mecanismului, astfel încât să satisfacă cerințele beneficiarului:

- comportare dinamică,
- materiale utilizate,
- jocuri in cuplele cinematice, ș.a.

Relevanţa temei lucrării pentru dezvoltarea cunoaşterii ştiinţifice este susținută și de creșterea exponențială a fabricației de autoturisme și autocamioane din ultimii ani. De asemenea, diversificarea soluțiilor și creșterea nivelului tehnologic al autovehiculelor actuale, au generat și evoluția pieței mecanismelor auxiliare, dintre care amintim:

a. Mecanismele de ridicare tip cric auto;
b. Mecanismele de ștergere a parbrizului și lunetei;
c. Mecanismele de ridicare geamuri, tip macara, toate aceste mecanisme fac obiectul de studiu al acestei lucrări.

2.2. Mecanismele de ridicare tip cric auto

Echipamentele pentru service roți implică ridicarea automobilului cu ajutorul cricurilor de diverse tipuri. Mecanismele de ridicare sunt atât de necesare în service-urile auto, formele constructive ale acestora depinzând de modul de ridicare a sarcinii cât și de modul de acționare a acestora.

După modul de acționare al acestora întâlnim:

- mecanisme cu acțiune mecanică;
- mecanisme cu acțiune hidraulică;
- mecanisme cu acțiune pneumatică;

2.3. Studiul mecanismelor de ștergere a parbrizelor

Dar, odată cu trecerea timpului, automobilul a devenit o necesitate, iar plimbările au devenit călătorii de afaceri, care nu puteau ţine cont de capriciile vremii. Astfel, pentru timp nefavorabil, au apărut automobilele acoperite şi cu parbriz, iar acesta necesita curăţire regulată, impunându-se apariţia unui mecanism de ştergere.

Capitole din tratatele de automobile se ocupă de construcţia sistemelor auxiliare, printre care şi sistemul de ştergere a parbrizului [2]. Totodată, ştergătorul de parbriz are un rol important în prevenirea accidentelor, impunându-se amplasarea acestuia în concordanţă cu construcţia postului de conducere (realizarea de condiţii anatomice, fiziologice şi psihologice

adecvate). Pe această direcţie se situează şi lucrarea *Evaluarea situaţiei referitoare la securitatea rutieră în România (C. Uţă) – Raport Registrul Auto Român.*



Fig.2.3.2.1.2. Ștergătore de parbriz cu două brațe[86]

2.4. Mecanismele de ridicare a geamurilor, tip macara

Mecanismele folosite pentru deplasarea geamurilor de la portierele laterale ale automobilelor rutiere sunt realizate în multe variante structural - topologice și constructive.S-au prezentat trei soluții distincte constructiv, trei mari grupe de astfel de mecanisme denumite "macarale" de geam: mecanisme cu bare articulate, mecanisme cu cremalieră elastică și mecanisme cu cablu metalic. Cele mai diversificate sunt mecanimele cu bare articulate (fig.2.4.1), acestea fiind acționate prin angrenaje cilindrice al căror raport de demultiplicare este de 15 ... 30. În acest scop se folosesc pinioane cu număr mic de dinți (6 ... 12), ceea ce implică realizarea unor roți dințate cu deplasare de profil.

Cap.3.Mecanismele cricurilor mecanice pentru automobile

În acest capitol au fost analizate geometric și cinematic trei modele de mecanisme de ridicat pentru:

- cricul cu şurub şi patină translantă;
- cricul cu șurub și piuliță translantă circular;
- cricul cu șurub și angrenaje cilindrice

În cazul cricului cu şurub şi patină translantă (subcap. 3.1), s-a considerat schema cinematică a acestui mecanism cu identificarea lanțurilor cinematice independente. În cadrul studiului structural topologic s-a urmărit şi cunoașterea formulei structurale pentru fiecare lanț cinematic independent, dar şi pentru întregul mecanism.

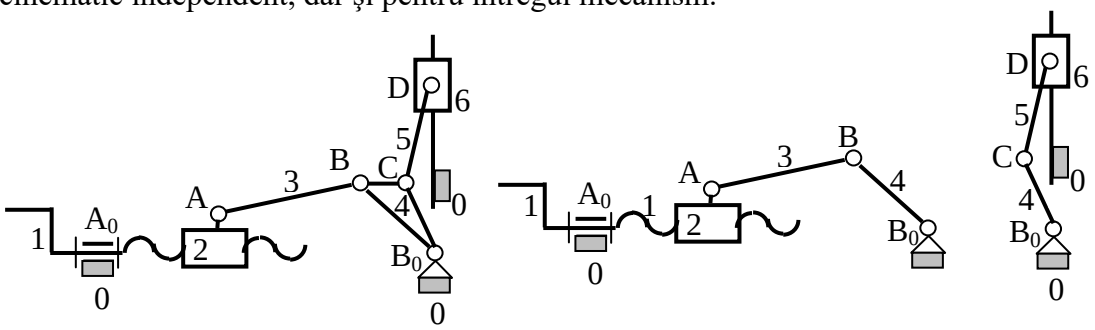


Fig. 3.1.2.1. Schema cinematică a mecanismului de cric
cu identificarea contururilor cinematice independente

3.1.2. Structura topologică și calculul mobilității cu mai multe metode

Schema cinematică a mecanismului analizat (fig. 3.1.2.1) arată că acesta este format din două lanțuri cinematice închise, dintre care unul spațial 3D (0, 1, 2, 3, 4, 0) și altul plan 2D (0, 4, 5, 6, 0).

Mobilitatea mecanismului s-a dedus cu mai multe metode de calcul numeric, formula Manafu - Manolescu [18,25]: $M = M_1 + M_2 - M_l$; (3.1.2.5)

$$M = 1+1-1 = 1; \quad (3.1.2.6)$$

metoda familiei aparente $M_{f_a} = (6 - f_a)n - \sum_{k=1}^{5}(k - f_a)C_k$; (3.1.4.2)

$$M_{\frac{5}{2}} = (6 - \frac{5}{2}) \times 6 - (5 - \frac{5}{2}) \times 8 = 1; \quad (3.1.4.3)$$

și cu formula generală P.Antonescu $M = \sum_{m=1}^{5} mC_m - \sum_{r=2}^{6} rN_r$; (3.1.5.1)

$$M = 1 \times 8 - (4 \times 1 + 3 \times 1) = 1 \quad (3.1.5.2)$$

după care se verifică prin construcții geometrice specifice, prin care se arată că, la o rotație a elementului actuator, elementul condus se deplasează pe verticală cu o anumită valoare univoc determinată.

3.1.6. Geometria cinematică a mecanismului de ridicare

Geometria cinematică a mecanismului de tip cric cu șurub și patină translantă este calculată în ipoteza că se cunoaște funcția de mișcare a elementului conducător, poziție, viteză, accelerație, parametrii geometrici constanți ai mecanismului (pasul șurubului de mișcare, lungimi și unghiuri constante) și trebuie determinate legile de mișcare ale elementelor cinematice din componența mecanismului.

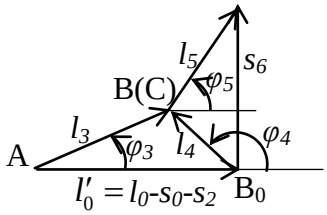


Fig.3.1.6.3.Schema contururilor vectoriale închise

Plecand de la schema contururilor vectoriale se identifică poligoanele vectoriale asociate independente pentru care se scriu ecuațiile vectoriale de închidere, din care vor rezulta variabilele unghiulare și liniare care definesc poziția elementelor cinematice conduse la un momentdat.

3.1.6.1. Calculul deplasărilor unghiulare ale barelor 3 și 4

Pentru calculul unghiurilor variabile φ_3 și φ_4 se consideră poligonul vectorial ABB_0 pentru care se scrie ecuația vectorială de închidere (fig. 3.1.6.3*b*):

$$\overrightarrow{AB} - \overrightarrow{AB_0} - \overrightarrow{B_0B} = \vec{0}; \quad (3.1.6.3)$$

Folosind simbolurile pentru fiecare latură, ecuația (3.1.6.3) se scrie:

$$\vec{l}_3 - \vec{l}_0' - \vec{l}_4 = \vec{0}\ ; \quad (3.1.6.4)$$

Ecuația vectorială (3.1.6.4) este echivalentă cu două ecuații scalare rezultate din proiecția poligonului vectorial pe axele de coordonate carteziene (fig. 3.1.6.3*b*):

$$l_3 \cos\varphi_3 - l_4 \cos\varphi_4 = l_0'; \quad (3.1.6.5)$$

Acest sistem de două ecuații neliniare se rezolvă prin eliminarea uneia din cele două variabile necunoscute. Se poate utiliza formula $\sin^2\varphi+\cos^2\varphi=1$, astfel, pentru a elimina unghiul φ_3, cele două ecuații se scriu:

$$l_3\cos\varphi_3=l_4\cos\varphi_4+l_0'; \quad (3.1.6.7)$$

$$l_3\sin\varphi_3=l_4\sin\varphi_4; \quad (3.1.6.8)$$

Dacă se ridică la pătrat fiecare ecuație și se adună termenii de aceeași parte a egalității, rezultă:

$$l_3^2=l_4^2\sin^2\varphi_4+(l_4\cos\varphi_4+l_0')^2; \quad (3.1.6.9)$$

După dezvoltarea binomului la pătrat și reducerea termenilor asemenea, ecuația (3.1.6.9) devine:

$$2l_4l_0'\cos\varphi_4=l_3^2-l_4^2-l_0'; \quad (3.1.6.10)$$

Din această relație se deduce unghiul φ_4 prin funcția:

$$\cos\varphi_4=\frac{l_3^2-l_4^2-l_0'}{2l_4l_0'}; \quad (3.1.6.11)$$

Pentru calculul unghiului φ_3 se apelează ecuația (3.1.6.8), de unde se obține:

$$\sin\varphi_3=\frac{l_4}{l_3}\sin\varphi_4; \quad (3.1.6.12)$$

Se va reține pentru unghiul φ_4 valoarea din cadranul 2, iar pentru unghiul φ_3 valoarea din cadranul 1

$$l_3\sin\varphi_3-l_4\sin\varphi_4=0; \quad (3.1.6.6)$$

3.1.6.2. Calculul variabilelor unghiulară φ_5 și liniară s_6

Se consideră poligonul vectorial B_0CD (fig.3.1.6.3*b*), pentru care se scrie ecuația vectorială de închidere a conturului triunghiular:

$$\overrightarrow{B_0C}+\overrightarrow{CD}-\overrightarrow{B_0D}=\vec{0}; \quad (3.1.6.13)$$

Folosind simbolurile adoptate anterior, ecuația vectorială (3.1.6.13) se scrie:

$$\vec{l}_4+\vec{l}_5-\vec{s}_6=\vec{0}; \quad (3.1.6.14)$$

Proiectând conturul vectorial B_0CD pe axele de coordonate se obțin două ecuații scalare, cu necunoscutele φ_5 și s_6, sub forma:

$$l_4\cos\varphi_4+l_5\cos\varphi_5=0; \quad (3.1.6.15)$$

$$l_4\sin\varphi_4+l_5\sin\varphi_5=s_6; \quad (3.1.6.16)$$

Sistemul de două ecuații neliniare este decuplat, ecuația (3.1.6.14) conține o singură necunoscută, ceea ce permite calculul acesteia:

$$\cos\varphi_5=-\frac{l_4}{l_5}\cos\varphi_4; \quad (3.1.6.17)$$

De observat că, în această formulă (3.1.6.17), unghiul φ_4 este obtuz ($90^0<\varphi_4<180^0$).

Din ecuația (3.1.6.16) se deduce variabila liniară s_6 (ce poziționează patina 6) în funcție de unghiurile φ_4 și φ_5, care au fost calculate anterior:

$$s_6=l_4\sin\varphi_4+l_5\sin\varphi_5; \quad (3.1.6.18)$$

În acest fel, toate variabilele mecanismului de ridicare (cric mecanic) au fost calculate succesiv de la s_2 (funcție de φ_1) la $\varphi_3,\varphi_4,\varphi_5$ și s_6.

3.1.7 Calculul static al mecanismului de ridicare

Pentru studiul modelului cinetostatic s-a luat în calcul doar ipoteza încărcării statice a elementelor componente, au fost neglijate forţele de inerţie, considerându-se numai caracteristicile masice ale elementelor cinematice (forţele de greutate care lucrează în plan vertical). Astfel, fiind neglijate componentele torsorului de inerție din centrele de masă, calculul cinetostatic se reduce la calculul static al mecanismului cu şurub şi patină translantă.

Calculul analitic al reacțiunilor directe și inverse din articulațiile mecanismului s-a efectuat pentru fiecare lanț cinematic din componența mecanismului cu şurub şi patina translantă, acestea fiind sisteme static determinate.

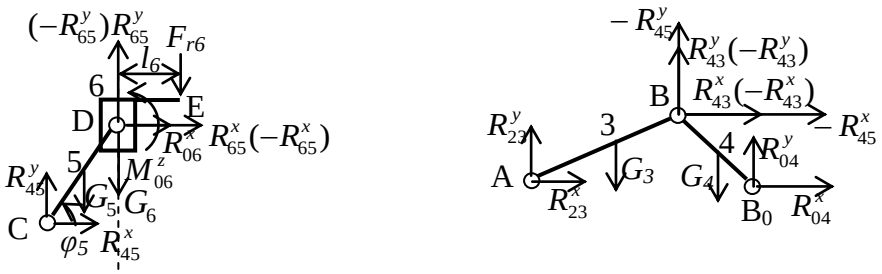


Fig.3.1.7.2, 3.1.7.3 Lanțurile diadice (5,6) (3,4) static determinate

Au fost identificate două lanțuri cinematice de tip diadă, pentru fiecare din acestea, echilibrul static este reprezentat de un sistem de 6 ecuaţii scalare(4 ecuații de proiecții și 2 de momente), cu 6 necunoscute, reprezentând coponentele ortogonale ale reacţiunilor din cele trei articulaţii ale lanțurilor diadice LcD(5,6) ȘI LcD(3,4).

3.1.7.1. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului diadic LD(5,6)

În articulația activă D(5,6) se introduc componentele reacțiunii lui 6 față de 5 (R_{65}^x, R_{65}^y) cu semn pozitiv, iar în paranteză apare reacțiunea lui 5 față de 6 ($-R_{65}^x, -R_{65}^y$) cu semn negativ.

În continuare se scriu cele trei ecuații scalare de echilibru static în plan, pentru fiecare element cinematic 5 și 6, acestea sunt două de proiecții și una de momente (fig. 3.1.7.2).

Ecuațiile de echilibru static ale barei 5 sunt:

$$R_{45}^x + R_{65}^x = 0 \ ; \tag{3.1.7.1}$$

$$R_{45}^y + R_{65}^y - G_5 = 0 ; \tag{3.1.7.2}$$

$$\sum M_{5D}^z = 0 : \ R_{45}^x \cdot l_5 \sin\varphi_5 - R_{45}^y \cdot l_5 \cos\varphi_5 - G_5 \cdot 0{,}5 l_5 \cos\varphi_5 = 0 ; \tag{3.1.7.3}$$

Pentru patina 6 (fig. 3.1.7.2) ecuațiile de echilibru sunt:

$$R_{06}^x - R_{65}^x = 0 ; \tag{3.1.7.4}$$

$$R_{65}^y + G_6 + F_{r6} = 0 ; \tag{3.1.7.5}$$

$$\sum M_{6D}^z = 0 : \ M_{06}^z - F_{r6} \cdot l_6 = 0 ; \tag{3.1.7.6}$$

Sistemul de 6 ecuații liniare (3.1.7.1, ..., 3.1.7.6) se poate rezolva cu ajutorul unui program de calcul specializat, dar, în cazul acesta particular, soluția se poate afla prin substituție.

Astfel, din ecuațiile (3.1.7.5) și (3.1.7.6), care au o singură necunoascută, se deduc:

$$R_{65}^y = -G_6 - F_{r6} \ ; \tag{3.1.7.5*}$$

$$M_{06}^z = F_{r6} \cdot l_6 ; \tag{3.1.7.6*}$$

Din ecuația (3.1.7.2) se obține:

$$R_{45}^{y} = G_5 - R_{65}^{y} = G_5 + G_6 + F_{r6}; \qquad (3.1.7.2^*)$$

În continuare, din ecuația (3.1.7.3) se deduce componenta orizontală a reacțiunii din C:

$$R_{45}^{x} = \frac{1}{l_5 \sin\varphi_5}(R_{45}^{y} \cdot l_5 \cos\varphi_5 + 0{,}5G_5 \cdot l_5 \cos\varphi_5) = \frac{1}{tg\varphi_5}(1{,}5G_5 + G_6 + F_{r6}) \ ; \qquad (3.1.7.3^*)$$

Ecuația (3.1.7.1) determină componenta:

$$R_{65}^{x} = -R_{45}^{x} = \frac{-1}{tg\varphi_5}(1{,}5G_5 + G_6 + F_{r6}); \qquad (3.1.7.1^*)$$

Ultima necunoascută R_{06}^{x} se deduce din ecuația (3.1.7.4):

$$R_{06}^{x} = R_{65}^{x} = \frac{-1}{tg\varphi_5}(1{,}5G_5 + G_6 + F_{r6}); \qquad (3.1.7.4^*)$$

3.1.7.2. Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului LD(3,4)

Ecuațiile de echilibru pentru LcD(3,4), bara 3 (fig. 3.1.7.3) au expresiile:

$$R_{23}^{x} + R_{43}^{x} = 0; \qquad (3.1.7.7)$$

$$R_{23}^{y} + R_{43}^{y} - G_3 = 0; \qquad (3.1.7.8)$$

$$\sum M_{3B}^{z} = 0: \ R_{23}^{x} \cdot l_3 \sin\varphi_3 - R_{23}^{y} \cdot l_3 \cos\varphi_3 + G_1 \cdot 0{,}5 l_3 \cos\varphi_3 = 0 \qquad (3.1.7.9)$$

Pentru bara 4, cele trei ecuații de echilibru static sunt (fig. 3.1.7.3):

$$R_{04}^{x} - R_{43}^{x} - R_{45}^{x} = 0; \qquad (3.1.7.10)$$

$$R_{04}^{y} - R_{43}^{y} - R_{45}^{y} - G_4 = 0; \qquad (3.1.7.11)$$

$$\sum M_{4B}^{z} = 0: \ R_{04}^{x} \cdot l_4 \sin\varphi_4 - R_{04}^{y} \cdot l_4 \cos\varphi_4 + G_4 \cdot 0{,}5 l_4 \cos\varphi_4 = 0 \qquad (3.1.7.12)$$

Cele șase componente de reacțiuni din articulațiile A, B și B_0 se calculează din sistemul de șase ecuații liniare (3.1.7.7, ..., 3.1.7.12). Unghiurile φ_3 și φ_4 au fost calculate în etapa anterioară.

3.1.7.3. Calculul reacțiunilor din cupla șurub (1,2)

Se consideră patina (piulița) 2 în echilibru static (fig.3.1.7.4), asupra căreia acționează componentele cunoscute ($-R_{23}^{x}, -R_{23}^{y}$) din articulația A(2,3).

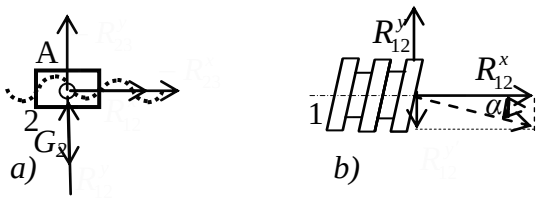


Fig. 3.1.7.4. Patina (piulița) 2 în echilibru static

Pentru a scrie ecuațiile de echilibru ale patinei (piuliță) 2, se precizează că acesteia i se impune o mișcare constrânsă de translație în lungul axei șurubului 1 (fig. 3.1.7.4*a*).

Astfel, reacțiunile șurubului 1 față de piulița 2 (fig. 3.1.7.4*b*) sunt $R_{12}^{x}, R_{12}^{y'}$ (dependente de unghiul α) și R_{12}^{y} (perpendiculară pe axa șurubului, pe suprafața cilindrică a acestuia).

Ecuațiile de echilibru static au expresiile:

$$R_{12}^{x} - R_{23}^{x} = 0; \qquad (3.1.7.13)$$

$$R_{12}^{y} - R_{23}^{y} - G_2 = 0; \qquad (3.1.7.14)$$

Din aceste ecuații se obțin cele două necunoscute:

$$R_{12}^{x} = R_{23}^{x};\ R_{12}^{y} = R_{23}^{y} + G_2; \qquad (3.1.7.13^*,\ 14^*)$$

Observând reprezentarea șurubului pătratic cu unghiul de înclinare α (fig. 3.1.7.4*b*), se deduce componenta tangențială: $R_{12}^{y'} = R_{12}^{x} \cdot tg\alpha$.

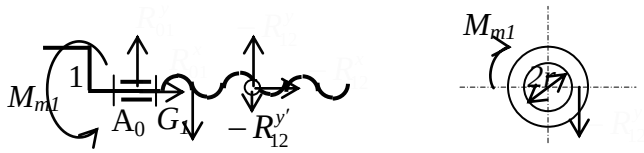


Fig. 3.1.7.5. Șurubul de mișcare în echilibru static

Pentru șurubul 1 (fig. 3.1.7.5) se scriu cele trei ecuații de echilibru static:

$$R_{01}^{x} - R_{12}^{x} = 0; \qquad (3.1.7.15)$$

$$R_{01}^{y} - R_{12}^{y} - G_1 = 0; \qquad (3.1.7.16)$$

$$M_{m1} + R_{12}^{y'} \cdot r = 0. \qquad (3.1.7.17)$$

Din aceste ecuații se deduc necunoscutele:

$$R_{01}^{x} = R_{12}^{x};\ R_{01}^{y} = R_{12}^{y} + G_1;\ M_{m1} = -R_{12}^{y'} \cdot r.$$

Cap.4.Mecanismele de acționare a geamurilor auto

Au fost studiate trei categorii distincte constructiv, fiind considerate ca reprezentative pentru "macarale" de geam:

- mecanisme cu bare articulate;
- mecanisme cu cremalieră elastică;
- mecanisme cu cablu metalic.

4.1. Aspecte generale

Mecanismul pentru acționarea (manevrarea) geamului mobil al ușilor de automobil este cunoscut sub denumirea de macara [6,67] pentru ridicarea (închiderea) respectiv coborârea (deschiderea) geamului de la ușile (portierele) laterale.

De regulă, geamul de la ușile / portierele automobilelor are o mișcare de translație rectiliniară (fig.4.1.1a) sau, în cazul unor autoturisme moderne [16], mișcarea geamului este de translație curbilinie (fig.4.1.1b).

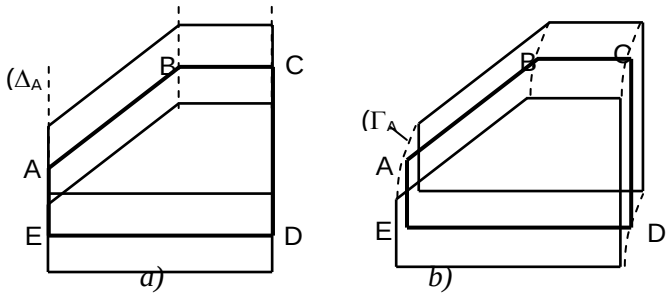


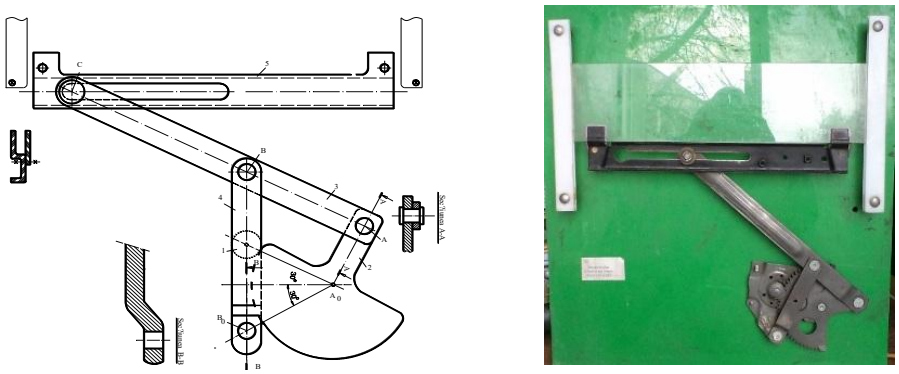
Fig. 4.1.1. Geometria și cinematica geamului unei uși (portiere)
a) Translație rectiliniară pe dreapta (Δ_A), b) Translație curbilinie pe curba (Γ_A)

Pentru fiecare din cele trei tipuri constructive (cu bare și roți dințate, cu cremalieră elastică, cu cablu) s-au prezentat cel puțin două soluții constructive distincte, cum sunt întâlnite în structura mecanică a ușilor laterale ale autovehiculelor.

4.2. Scheme constructive de mecanisme pentru geamurile auto

4.2.1. Mecanisme tip "macara" cu bare și roți dințate

Dintre mecanismele tip "macara" cu bare articulate, cel mai mult este folosit mecanismul patrulater plan articulat, de tip manivelă - balansier (fig. 4.2.1.1), manivelă – patină (fig. 4.2.1.2) sau de tip paralelogram articulat , ca în cazul autoturismului Dacia [16].

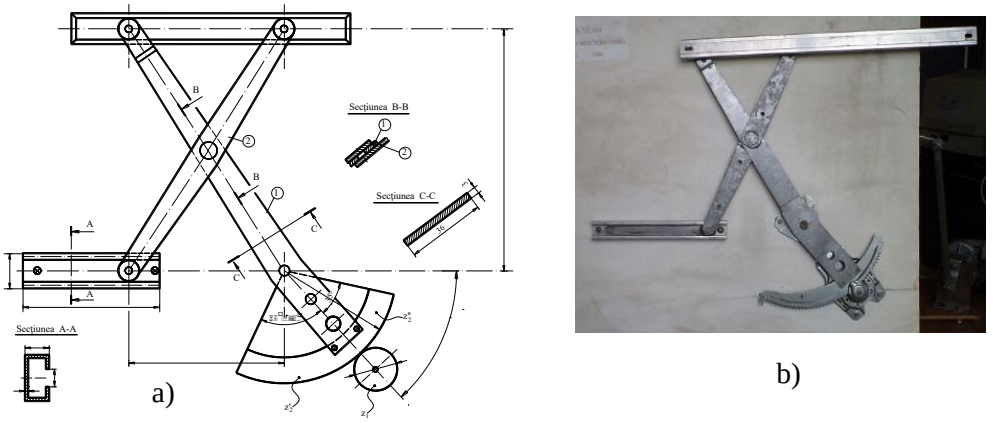


a b

Fig. 4.2.1.1. Schema constructivă (*a*) și poza (*b*) a mecanismului "macara" pentru deplasarea geamului, cu angrenajul cilindric exterior și patrulaterul manivelă-balansier

La această variantă (fig. 4.3.1.1) bara-manivelă 2 este solidarizată cu un sector dințat, cu z_2 dinți, care se află în angrenare directă cu pinionul 1 (cu z_1 dinți). Se menționează că pe arborele pinionului 1 se fixează manivela de acționare a mecanismului patrulater articulat[67].

4.2.1.2. Varianta constructivă cu mecanism balansier - patină



a) b)

Fig. 4.2.1.2. Schema constructivă (*a*) și poza (*b*) a mecanismului "macara" pentru deplasarea geamului compus din angrenajul cilindric exterior și mecanismul balansier-patină

A doua variantă a mecanismului cu bare este cea care folosește mecanismul balansier - patină (fig. 4.2.1.2), la care patina este înlocuită cu o cuplă cinematică de roto-translație.

Această cuplă superioară este materializată printr-un bolț care ghidează biela 3 într-un ghidaj orizontal fix [22,67].

Mecanismele cu bare articulate sunt cele care prezintă cele mai multe variante constructive, acestea fiind acționate prin intermediul unor angrenaje cilindrice interioare sau exterioare. Sunt folosite angrenaje de tip reductor(roata pinion conducătoare cu z= 6..7 dinți), ceea ce presupune realizarea unor roți dințate cu deplasare de profil.

4.3. Scheme cinematice și mobilitatea mecanismelor "macara" cu bare și roți dințate

S-au realizat, pentru mecanismele de acţionarea geamurilor auto cu bare şi roţi dinţate, schemele cinematice. Pentru schemele cinematice cu structură topologică complexă, calculul numeric al mobilităţii, a scos în evidență elementele cinematice pasive și mişcări de prisos ale acestora, (role).

4.3.3.2. O nouă schemă cinematică a macaralei tip balansier - patină

O nouă variantă a acestui mecanism se bazează pe proprietatea paralelogramului articulat ce permite realizarea mişcării de translaţie curbilinie [16,22].

În acest scop la mecanismul balansier – patină (fig. 4.3.3.4) se ataşează un lanţ diadic LD(5, 6) prin legarea barei 6 la biela 3 (în punctul C) şi a barei 5 la patina 4 (în punctul E).

Paralelogramul astfel format (BCDE) menţine latura CD paralelă cu latura BE care se deplasează în lungul ghidajului rectiliniar fix (Δ_4).

În cazul particular A_0A = AB respectiv $l_2 = l_3$ punctele C şi D şi implicit bara 6 realizează mişcare de translaţie rectiliniară pe direcţia perpendiculară la ghidajul fix (Δ_4).

Lungimea segmentului BE = CD = l_6 se stabileşte astfel încât, pentru unghiul φ_1 corespunzător poziţiei inferioare a culisei 8, patina 4 să fie în apropierea ghidajului fix vertical (Δ_8).

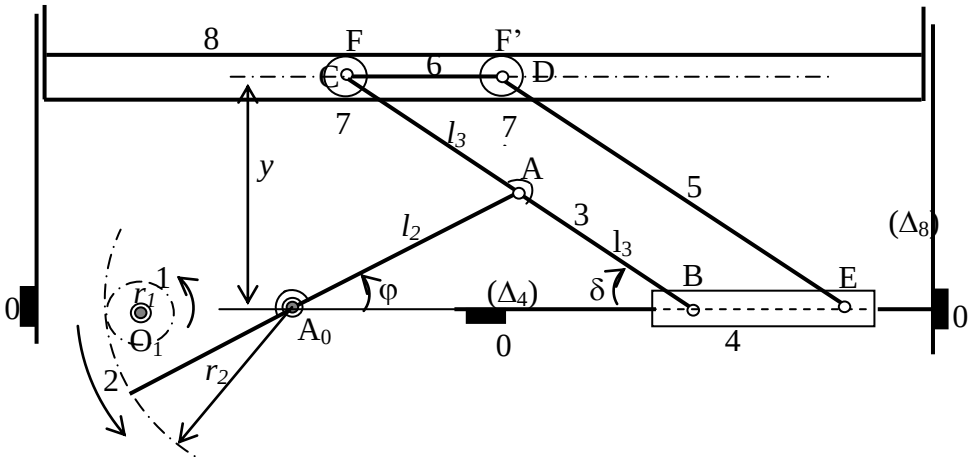


Fig. 4.3.3.4. O nouă schemă cinematică a macaralei tip balansier-patină

În poziţia superioară a culisei 8 unghiul de presiune δ_2 trebuie să fie sub valoarea maximă admisă ($\delta_{2max} = 60^0$) pentru evitarea blocării mecanismului.

Angrenajul cilindric (1, 2) este de tip reductor, realizând un raport de demultiplicare de 5...7, astfel încât forţa sau cuplul de acţionare să fie cât mai mici, mai ales în varianta acţionării manuale.

În plus angrenajul cu raport mare de demultiplicare, mecanismul cu bare şi roţi dinţate nu poate fi acţionat de la elementul condus (culisa 8) decât cu o forţă mare.

Valoarea relativ mare a raportului de demultiplicare se poate obţine, într-un gabarit limitat, cu ajutorul unor pinioane cu număr mic de dinţi ($z_1 = 6 \cdots 12$) ceea ce implică realizarea de angrenaje cu deplasare de profil.

Contactul dintre rolele 7 şi 7' şi culisa translantă 8 din punctele F şi F' trebuie să fie realizat în zona centrală a acesteia, pentru a se evita tendinţa de blocare a geamului, mai ales în timpul acţionării la închidere (fig. 5.4.3.5).

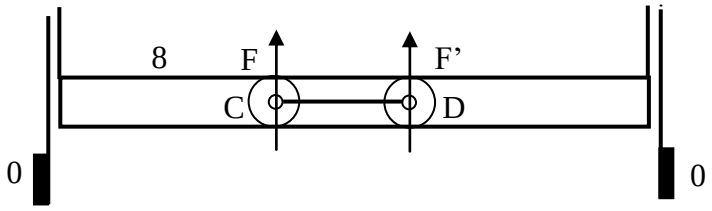


Fig. 4.3.3.5. Soluție constructivă adoptată pentru evitarea blocării geamului

Mobilitatea acestui mecanism plan se calculează cu formula

$$M = 3n - 2C_5 - C_4 = 3 \times 8 - 2 \times 10 - 2 = 2; \qquad (4.3.3.3)$$

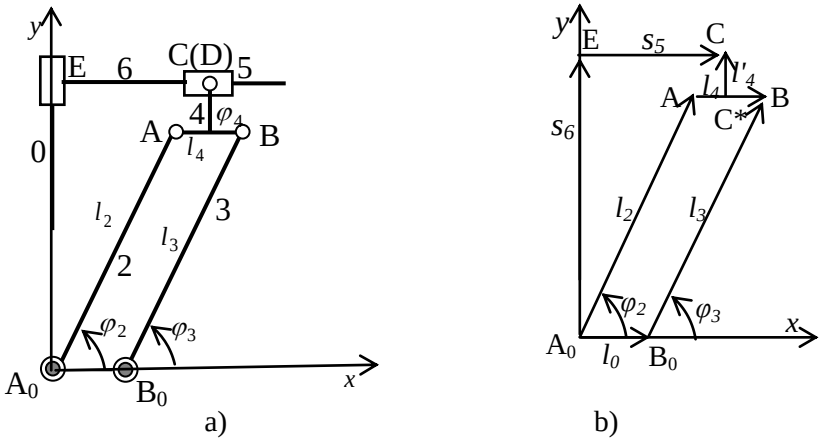
Cele 8 elemente cinematice mobile sunt numerotate pe schema cinematică (fig. 4.3.3.4), în care una din rolele 7 este element de prisos. Cuplele cinematice monomobile sunt $C_5 = 10$, dintre care opt sunt articulații și două sunt cuple de translație, iar cuplele bimobile sunt $C_4 = 2$, una fiind angrenarea roților 1 și 2 și cealaltă este cupla de roto-translație între rola 7 și cadrul 8.

4.4. Cinematica mecanismelor tip "macara" cu angrenaje și bare articulate

S-a elaborat analiza cinematică pentru calculul deplasărilor liniare și unghiulare ale elementelor componente în cazul a patru variante de mecanisme tip macara pentru geamurile auto.

4.4.2. Mecanismul macara cu patrulater tip paralelogram articulat

Mecanismul paralelogram are baza A_0B_0 perpendiculară pe ghidajul vertical (Δ_0) al culisei 6 în care se fixează geamul portierei [16,22].



a) b)

Fig. 4.4.2.3 a) Schema cinematică a mecanismului cu deplasările specifice
b) Contururile vectoriale închise independente

Acest mecanism foloseşte mişcarea de translaţie circulară a bielei 4 pe care sunt montate rolele 5 şi 5' în punctele C şi C', astfel încât CC' || AB.Contactul rolelor 5 şi 5' cu culisa 6 se realizează în punctele D şi D', ceea ce permite o mai bună ghidare a geamului între cele două ghidaje paralele fixe (Δ_0) pe direcție verticală.

Pentru calculul geometro-cinematic al mecanismului cu bare se cunosc parametrii geometrici constanți ai mecanismului, aceștia putând fi dați prin coordonate carteziene, lungimi și unghiuri constante (fig.4.4.2.3a).
Dacă se impune poziția elementului conducător (printr-o deplasare liniară sau una unghiulară), atunci trebuie calculată poziția oricărui element cinematic din componența mecanismului. Pentru poziționarea barelor 2, 3 și 4 se introduc unghiurile specifice $\varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ (fig. 4.4.2.3b).Sensul acestor deplasări (unghiulare și liniare) implică orientarea fiecărui element cinematic (bară articulată) într-un sens convenabil (fig.4.4.2.3b), pentru fiecare contur vectorial asociat fiecărui lanț cinematic închis.
Ecuația vectorială de închidere a conturului A_0ABB_0 (fig. 4.4.2.3b) se scrie:

$$\overrightarrow{A_0B_0} + \overrightarrow{B_0B} = \overrightarrow{A_0A} + \overrightarrow{AB}; \qquad (4.4.2.1)$$

Folosind notațiile din schița conturului vectorial (fig. 4.4.2.3b) ecuația (4.4.2.1) capătă forma:

$$\vec{l}_0 + \vec{l}_3 = \vec{l}_2 + \vec{l}_4; \qquad (4.4.2.2)$$

Deoarece laturile opuse sunt paralele și egale, conturul vectorial este un paralelogram, astfel că unghiurile specifice acestor bare paralele sunt egale.

Prin urmare, pentru determinarea variabilei unghiulare, se observă pe conturul vectorial (fig. 4.4.2.3b), că unghiurile φ_2 și φ_3 sunt egale, ca fiind corespondente: $\varphi_3 = \varphi_2$.

De asemenea, unghiurile de poziționare ale barelor orizontale sunt nule: $\varphi_0 = \varphi_4 = 0$, de unde rezultă că bara 4 execută o mișcare de translație circulară

Pentru al doilea contur cinematic independent A_0AC^*CE (fig. 4.4.2.3b), ecuația vectorială de închidere are expresia:

$$\overrightarrow{A_0A} + \overrightarrow{AC^*} + \overrightarrow{C^*C} = \overrightarrow{A_0E} + \overrightarrow{EC}; \qquad (4.4.2.3)$$

Cu simbolurile adoptate pe schiță (fig. 4.4.2.3b), ecuația (4.4.2.3) se scrie

$$\vec{l}_2 + 0{,}5\vec{l}_4 + \vec{l}'_4 = \vec{s}_6 + \vec{s}_5; \qquad (4.4.2.4)$$

Cele două deplasări liniare se obțin din ecuațiile de proiecții ale conturului vectorial pe axele de coordonate, ecuații care sunt decuplate:

$$s_5 = l_2 \cos\varphi_2 + 0{,}5l_4; \qquad (4.4.2.5)$$

$$s_6 = l_2 \sin\varphi_2 + l'_4; \qquad (4.4.2.6)$$

Cursa geamului portierei se obține pentru valorile extreme ale unghiului φ_2:

$$h_6 = s_{6\max} - s_{6\min} = l_2(\sin\varphi_{2\max} - \sin\varphi_{2\min}); \qquad (4.4.2.7)$$

Numărul de rotații ale pinionului 1 (fig. 4.4.2.1) se deduce cu formula

$$n_1 = \frac{1}{2\pi}\frac{z_2}{z_1}(\varphi_{2\max} - \varphi_{2\min}); \qquad (4.4.2.8)$$

4.5. Calculul static al mecanismelor macara cu bare și angrenaje

Pentru o parte a mecanismelor cu bare și roți dințate (subcap. 4.5) s-a efectuat calculul static, cu privire la deducerea reacțiunilor din cuplele cinematice, deoarece viteza de acționarea a acestor mecanisme este mică iar accelerația devine neglijabilă.

4.5.1. Calculul static al mecanismului paralelogram

Acest calcul static începe cu ultimul element cinematic, asupra căruia acționează forța exterioară dată F_r și se termină cu echilibrul primului element cinematic (roata pinion 1), asupra căruia acționează cuplul actuator (motor) (fig. 4.5.1.1).

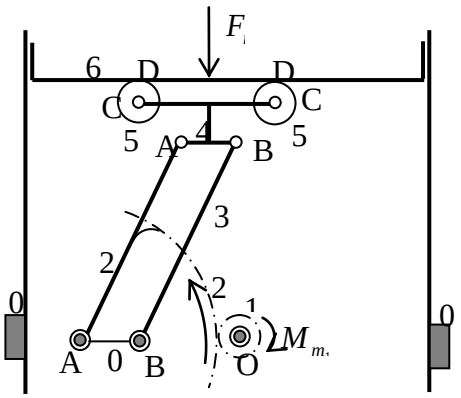


Fig. 4.5.1.1. Schema cinematică a mecanismului

Calculul reacțiunilor din cuplele lanțului cinematic diadic LcD(3,4)

Se izolează lanțul diadic LcD(3,4) format din balansierul 3 si elementul cinematic 4 (fig. 4.5.1.2), asupra căruia acționează forța de rezistență F_{r_6} prin intermediul rolelor 5 și 5'.

În articulația A se introduc componentele reacțiunii directe, cu semnul plus (pentru bara 4) și cele inverse reacțiunii, cu semnul minus (pentru bara 2); la fel se procedează și în punctul B [18,25].

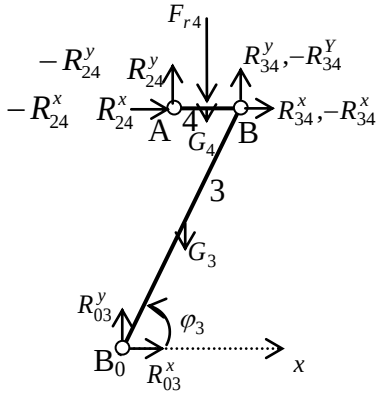


Fig. 4.5.1.2. Lanțul cinematic diadic LcD(3,4) izolat static

În continuare, se scriu câte trei ecuații de echilibru static pentru bara 4 si respectiv pentru bara 3, considerându-se cunoscute și forțele de greutate ale fiecărui element cinematic care se introduc ca forţă concentrată în centrul de masă.

Ecuaţiile de echilibru static pentru bara 4 (fig. 4.5.1.2) au expresiile:

$$R_{24}^{x} + R_{34}^{x} = 0; \quad (4.5.1.1)$$

$$R_{24}^{y} + R_{34}^{Y} - F_{r4} - G_4 = 0; \quad (4.5.1.2)$$

$$\sum M_B^z = 0: \; R_{24}^{y} l_4 - G_4 0{,}5 l_4 - F_{r4} 0{,}5 l_4 = 0 \; ; \quad (4.5.1.3)$$

Ecuaţiile de echilibru static pentru bara 3 (fig. 4.5.1.2) au expresiile:

$$R_{03}^{x} - R_{34}^{x} = 0 \; ; \quad (4.5.1.4)$$

$$R_{03}^{y} - R_{34}^{y} - G_3 = 0; \quad (4.5.1.5)$$

$$\sum M_B^z = 0: \; R_{03}^{x} l_3 \sin\varphi_3 - R_{03}^{y} l_3 \cos\varphi_3 - G_3 0{,}5 l_3 \cos\varphi_3 = 0 \quad (4.5.1.6)$$

Cele sase componentele de reacțiuni din articulațiile A, B și B_0 se calculează din sistemul de șase ecuații liniare (4.5.1.1, ..., 4.5.1.6). Unghiurile $\varphi_4 = 0$ și φ_3 au fost calculate în etapa anterioară.

Echilibrul static al barei 2' solidară cu sectorul dințat 2

Bara 2' este solidară cu sectorul dințat 2 (fig. 4.5.1.3), astfel că forța de greutate G_2 acționează în centrul de masă S_2 de coordonate x_{S_2}, y_{S_2}.

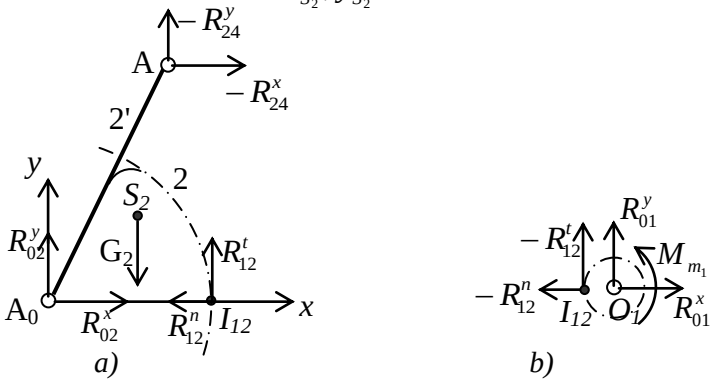


Fig. 4.5.1.3. Bara 2' izolată împreună cu sectorul dințat 2 (a), roata dințată pinion 1 izolată static (b)

Componentele reacțiunii din articulația A au fost calculate în etapa anterioară, iar cele două componente din articulația fixă A_0 sunt necunoscute. În punctul I_{12} (centrul de angrenare) se introduc componentele tangențială și normală (radială) care sunt legate de unghiul de angrenare $\alpha=20^0$ a angrenajului cilindric (fig. 4.5.1.3a):

$$R_{12}^{n} = R_{12}^{t} \cdot tg\alpha \quad ; \tag{4.5.1.7}$$

Așadar, din echilibrul static al barei 2' solidară cu sectorul dințat 2 (fig. 5.6.1.3a), se pot calcula trei necunoscute:

$$R_{02}^{x} - R_{24}^{x} - R_{12}^{n} = 0; \tag{4.5.1.8}$$

$$R_{02}^{y} - R_{24}^{y} + R_{12}^{t} - G_2 = 0; \tag{4.5.1.9}$$

$$\sum M_{2'A_0}^{z} = 0: \; R_{12}^{t} \cdot r_2 + R_{24}^{x} \cdot l_2 \sin\varphi_2 - R_{24}^{y} \cdot l_2 \cos\varphi_2 - G_2 \cdot x_{G_2} = 0; \tag{4.5.1.10}$$

În ultima etapă a calculului static se izolează roata dințată 1 (fig. 4.5.2.1b) asupra căreia acțoonează ca necunoscute 3 componente: două reacțiuni și un cuplu motor.

Din ecuațiile de echilibru se calculează:

$$R_{01}^{x} = R_{12}^{n}; \; R_{01}^{y} = R_{12}^{y}; \; M_{m1} = -R_{12}^{t} \cdot r_1; \tag{4.5.1.11}$$

Cap.5. Mecanismele ștergătoarelor de parbriz pentru automobile

Au fost analizate două tipuri de ştergătoare de parbriz, în ceea ce privește structura lor topologică, analiza cinematică şi cinetostatică.

5.1. Mecanism ștergător cu bare articulate, cu mișcarea brațelor in același sens

5.1.2 Structura topologică a mecanismului ștergător-parbriz

Acest tip de mecanism Ş-P cu bare articulate (fig.5.1.2.1) se foloseşte la majoritatea autovehiculelor rutiere, având avantajul unei structuri mecanice simple, care prezintă siguranţă în funcţionare (la mai multe viteze de lucru), precum şi o înaltă fiabilitate [9,11,35].

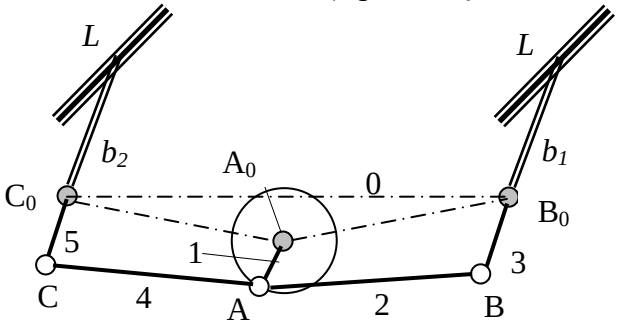


Fig. 5.1.2.1. Schema cinematică a M.Ş-P cu 2 braţe în paralel

Fiecare din cele două braţe b_1 şi b_2 au montate la capătul superior câte o lamelă elastică (L_1, L_2). Aceste braţe sunt solidarizate cu balansierele 3 şi 5, care se rotesc în jurul punctelor fixe B_0 respectiv C_0.Cele două balansiere (3, 5) sunt acţionate de la aceeaşi manivelă 1 (articulată în A_0 la bază), prin intermediul bielelor 2 şi 4, care sunt articulate în acelaşi punct A la manivelă.

Gradul de mobilitate al mecanismului Ş-P se calculează cu formula generală [9].

$$M = \sum_{m=1}^{5} mC_m - \sum_{r=2}^{6} rN_r \; ; \qquad (5.1.2.1)$$

În formula (5.1.2.1) C_m este numărul cuplelor cinematice de clasa funcţională m, iar N_r este numărul contururilor închise independente de rangul r. Aceşti parametri structural-topologici sunt evidenţiaţi în matricea:

$$\begin{bmatrix} C_1 & C_2 & C_3 & C_4 & C_5 \\ N_2 & N_3 & N_4 & N_5 & N_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \qquad (5.1.2.2)$$

Cu aceste valori numerice formula (4.2.1) se scrie:

$$M = 1 \cdot 7 - 3 \cdot 2 = 1; \qquad (5.1.2.3)$$

ceea ce arată că mecanismul Ş-P analizat (fig. 5.1.2.1) are un singur grad de mobilitate; acesta fiind redat de mişcarea elementului conducător, reprezentat de manivela 1.

5.1.3 Analiza geometrică. Geometria cinematică a mecanismului

Daca se impune poziția elementului conducător ,printr-o deplasare unghiulara φ_1 ,atunci trebuie calculată poziția oricarui element cinematic din componența mecanismului.

Se cunosc parametrii geomertici : l_1 , l_2, l_4, l_5, l_3 , se vor determina deplasarile unghiulare, φ_2, φ_3, φ_4 și φ_5.

5.1.6. Calculul reacțiunilor din articulațiile mecanismului

Analiza cinematică și cinetostatică s-a făcut în ipoteza că mecanismul spațial al ștergătorului de parbriz este un mecanism plan, întrucât curbura suprafeței parbrizului este mică. Studiul modelului dinamic al mecanismului ştergător de parbriz prezintă calculul forţelor în mecanismul de ştergere bicontur, pornind de la forţa de rezistență tehnologică dintre lamelă şi parbriz și calculul cuplului motor cu care trebuie acționat asupra elementului conducător.

Calculul reacțiunilor din diada LD(4,5)

Se consideră schemele cinematice ale lanțurilor diadice LD(2,3) și LD(4,5) care sunt sisteme static determinate (fig.5.1.6.1).

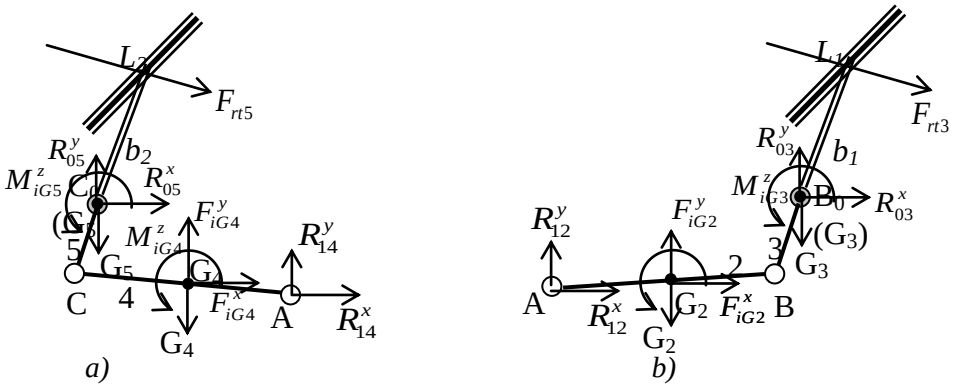


Fig.5.1.6.1. Echilibrul cinetostatic al LD(4,5) și LD(2,3)

Pentru echilibrul acestor lanțuri cinematice prevăzute cu semicuple exterioare (semiarticulatii) în A (prin separarea de la bara 1) și în C_0 și B_0 (prin izolarea de la elementul fix 0), se introduc componentele reacțiunii elementului îndepărtat față de elementul rămas.

De menționat că în articulațiile interioare C(4,5) și B(2,3) reacțiunile se reprezintă doar intr-un sens pozitiv (fig. 1.5.2), urmând ca cea se semn contrar sa fie luată cu semnul negativ.

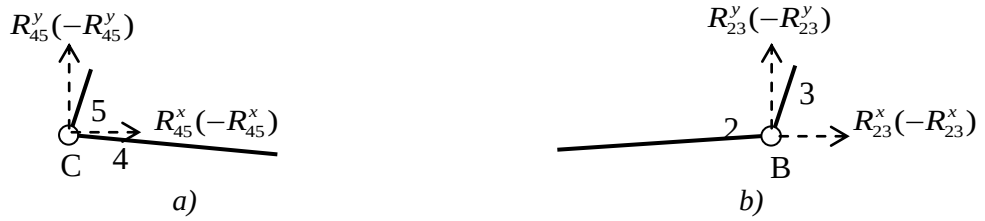


Fig.5.1.6.2. Modelul folosit pentru considerarea reacțiunii în articulațiile C și B

Se scriu ecuațiile de echilibru cinetostatic pentru fiecare din cele două lanțuri diadice. Astfel, pentru fiecare lanț diadic se scriu 6 ecuații scalare (câte 3 ecuații pentru fiecare element cinematic).

Pentru LD(4,5) echilibrul fiecărei bare 4 și 5 este modelat prin două ecuații de proiecții și o ecuație de momente față de punctul C (fig.4.6.1.a):

$$R_{14}^x + F_{iG4}^x - R_{45}^x = 0; \quad (5.1.6.1)$$

$$R_{14}^y + F_{iG4}^y - G_4 - R_{45}^y = 0; \quad (5.1.6.2)$$

$$R_{14}^x(y_C - y_A) + R_{14}^y(x_C - x_A) + F_{iG4}^x(y_C - y_{G4}) + (F_{iG4}^y - G_4)\cdot(x_C - x_{G4}) + M_{iG4}^z = 0; \quad (5.1.6.3)$$

$$R_{05}^x + F_{rt}\sin\varphi_5 + R_{45}^x = 0; \quad (5.1.6.4)$$

$$R_{05}^y + F_{rt}\cos\varphi_5 - G_5 + R_{45}^y = 0; \quad (5.1.6.5)$$

$$R_{05}^x(y_C - y_{C_0}) - (R_{05}^y - G_5)\cdot(x_C - x_{C_0}) + M_{iG5}^z - F_{rt}\cdot b_2 = 0; \quad (5.1.6.6)$$

În formulele (5.1.5.3) și (5.1.5.6) brațele unora din forțe se pot calcula cu formulele:

$$x_C - x_A = l_4\cos\varphi_4;\ y_C - y_A = l_4\sin\varphi_4;$$

$$x_C - x_{G_4} = 0{,}5l_4\cos\varphi_4;\ y_C - y_{G_4} = 0{,}5l_4\sin\varphi_4.$$

$$x_C - x_{C_0} = l_5\cos\varphi_5;\ y_C - y_{C_0} = l_5\sin\varphi_5.$$

Cap. 6. Modelarea și simularea unui mecanism plan utilizat ca ștergător de parbriz

Cu ajutorul softurilor moderne și specializate, algoritmul de calcul oferă posibilități noi și raționale de efectuare a analizei și sintezei mecanismelor și respectiv optimizarea acestora, prin reluarea sistematică a analizei mecanismului cu modificarea dimensiunilor inițiale. În procesarea numerică s-a apelat la soft-ul MAPLE, unde a fost creat un algoritm de calcul, ce poate fi parametrizabil pentru orice model cinematic și respectiv model cinetostatic, ținând cont de datele de intrare reprezentate de lungimile elementelor.

În urma analizei geometrice a mecanismului real, s-au dedus următorii parametri geometrici caracteristici: x_{B0} = 130mm; x_{C0} = -130mm; $y_{B0} = y_{C0}$ = 25mm; l_1= 30mm; $l_2 = l_4$ = 240mm; $l_3 = l_5$ = 50mm; $b_1 = b_2$= 350mm; $L_1 = L_2$ = 355mm.

Pentru modelarea virtuală a mecanismului de tip ștergător de parbriz s-a apelat la soft-ul SolidWorks 2008. Au fost obținuți parametrii dimensionali ai mecanismului real, prin măsurători directe cu ajutorul unor instrumente de măsură precise.

Au fost generate modelele reperelor din structura acestuia într-un mod simplificat de așa natură încât mecanismul să poată fi exportat și studiat cinematic și cinetostatic cu ajutorul soft-ului MSC Adams – modulul Adams/View.

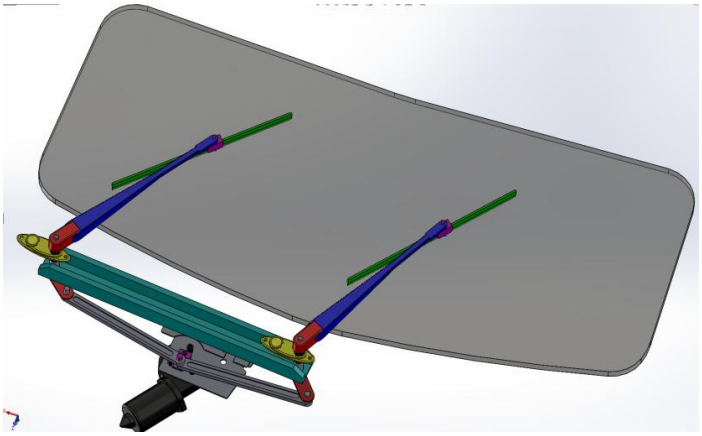


Fig. 6.3.3. Modelul virtual al mecanismului analizat cu soft-ul SolidWorks 2008 – vedere de ansamblu în timpul unei presimulări virtuale

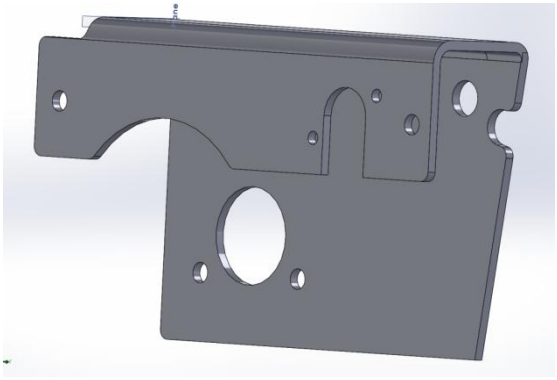


Fig. 6.3.7. Modelul virtual al suportului pe care se poziționează actuatorul

Cu ajutorul softului MSC Adams s-au definit proprietăţile de material aferente elementelor, s-au identificat cuplele cinematice și constrângerile specifice.
Au fost prezentate simulări virtuale ale mecanismului pentru un singur ciclu cinematic, cu durata de 4 secunde.

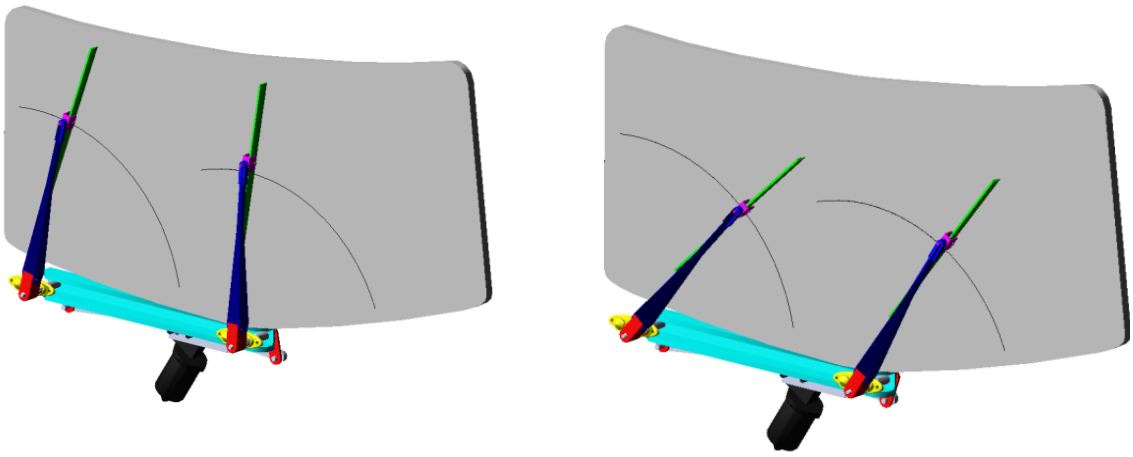


Fig. 6.4.10. Secvențe ale simulărilor virtuale rezultate din timpul analizei cinematice

Modelul teoretic care descrie analiza cinematică a fost validat prin compararea diagramelor ce descriu variaţiile unghiulare în timp ale unghiurilor φ_2, φ_3, φ_4, φ_5, ale vitezelor

şi ale acceleraţiilor unghiulare aferente acestora. Se constată că diagramele au aceeaşi formă, dar valorile numerice sunt apropiate.

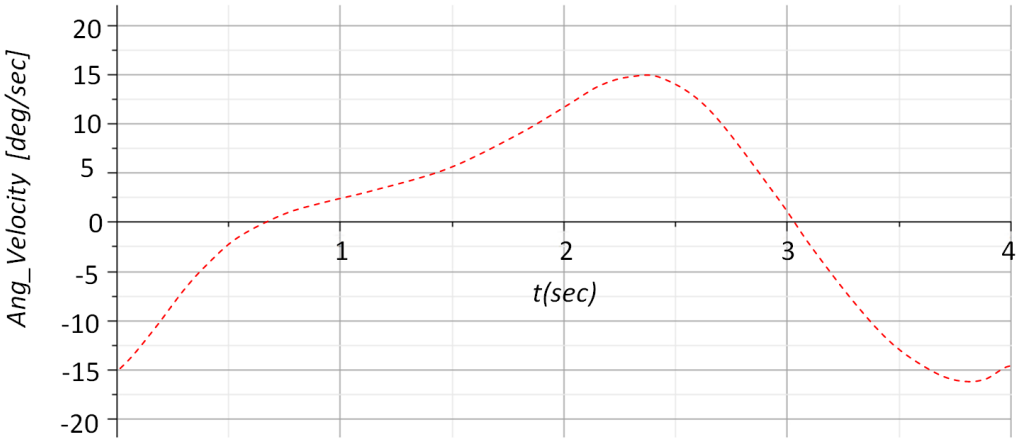


Fig. 6.1.3b. Viteza unghiulară,modelul teoretic, $\dot{\varphi}_2$ [grade/sec]

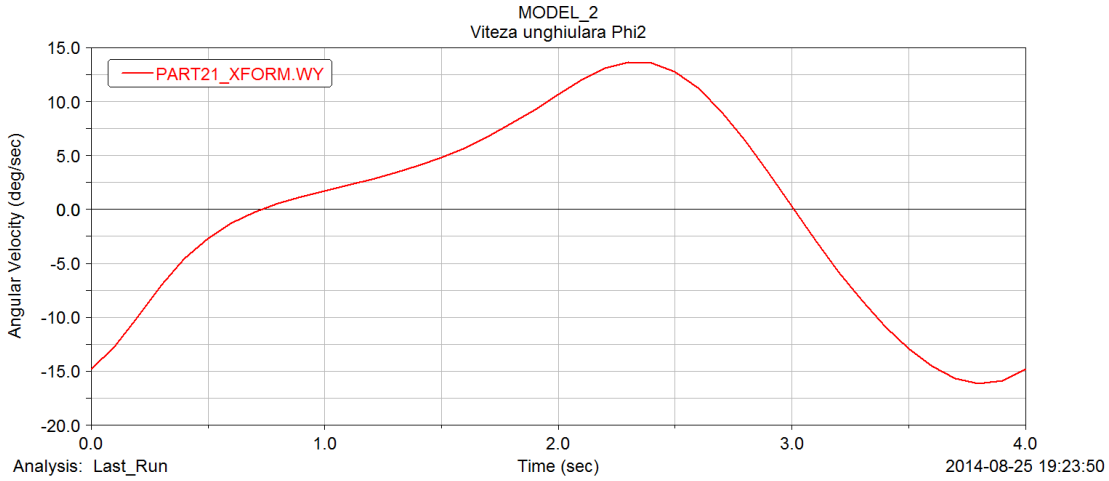


Fig. 6.4.13. Viteza unghiulară,modelul virtual, $\dot{\varphi}_2$ [grade/sec]

Modelul dinamic, ce foloseşte ca date de intrare momentul motor procesat cu ajutorul soft-ului MAPLE, a fost validat prin compararea valorilor obţinute pt.forţele de frecare, dintre lamele şi parbriz ,cu valorile din literatura de specialitate F_{rt} =15N.

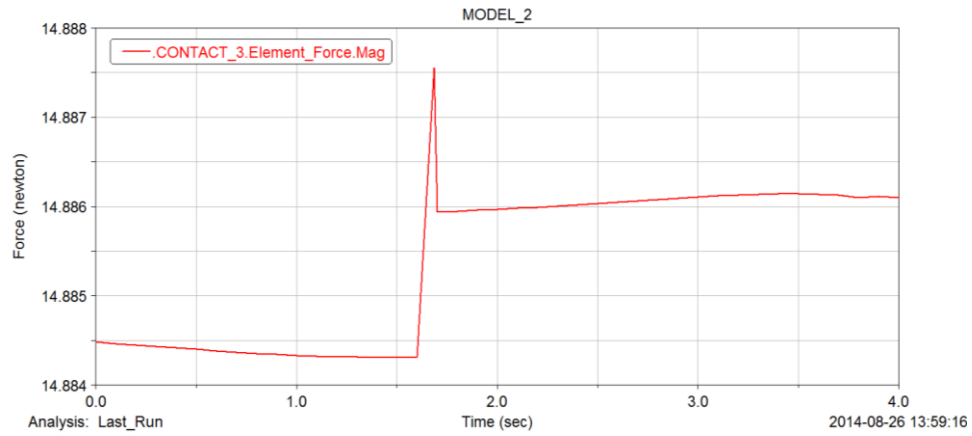


Fig. 6.4.26. Variaţia forţei de frecare [N] pentru lamela ştergătorului L_1 în timp [sec]

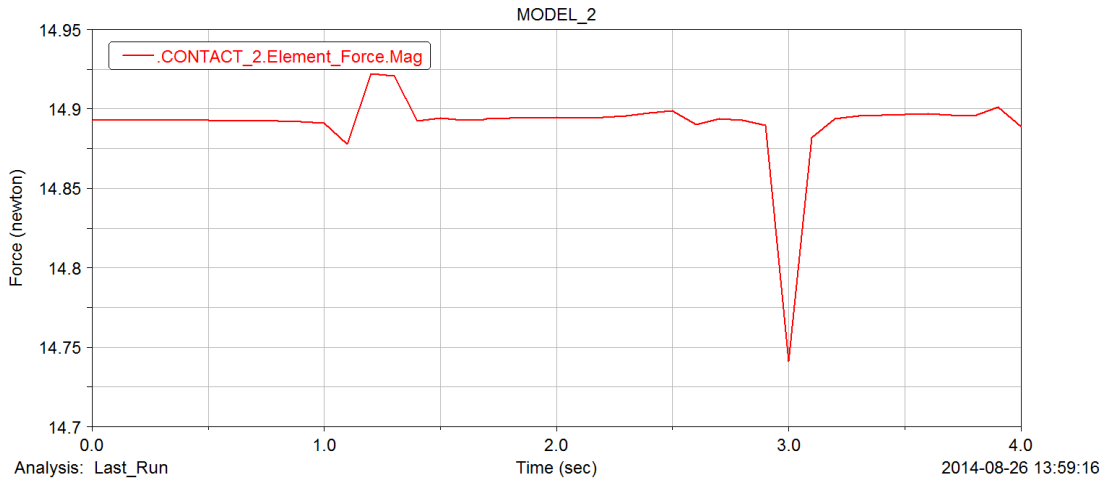


Fig. 6.4.27. Variația forței de frecare [N] pentru lamela ștergătorului L_2 în timp

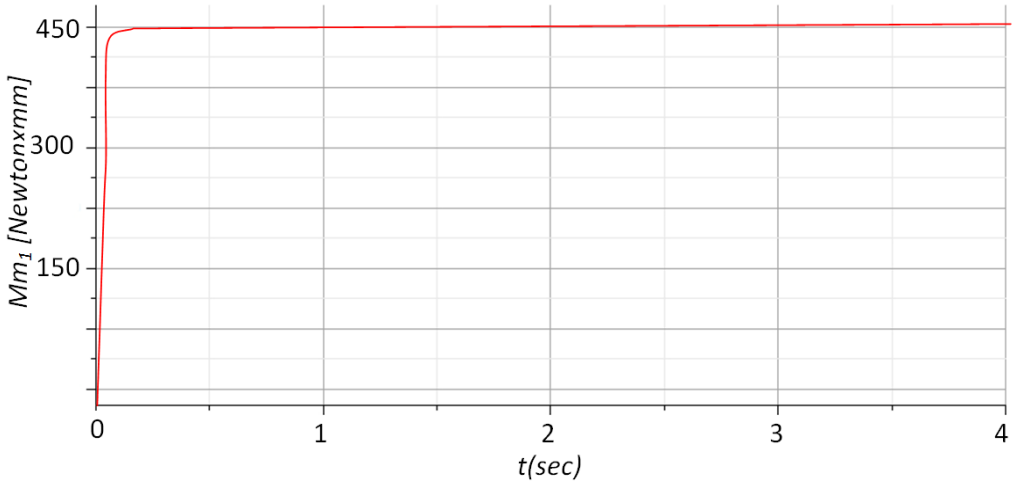


Fig. 6.2.7. Variația momentului motor M_{m1} [Nmm] în timp [sec]

Cap. 7. Concluzii generale și contribuții originale

7.1 În cazul mecanismelor din structura cricurilor mecanice din dotarea automobilelor (cap. 3) au fost cercetate o serie de mecanisme de ridicare, de tip cric, pentru fiecare dintre acestea s-au elaborat cele trei modele de studiu: modelul structural topologic, modelul geometric şi modelul cinetostatic.

În cazul mecanismului de tip cric cu şurub şi piuliță translantă circular (mecanism cu bare tip paralelogram) ,calculul analitic al reacţiunilor directe și inverse din articulaţiile mecanismului s-a efectuat pentru fiecare lanț cinematic din componența mecanismului , acestea fiind sisteme static determinate.

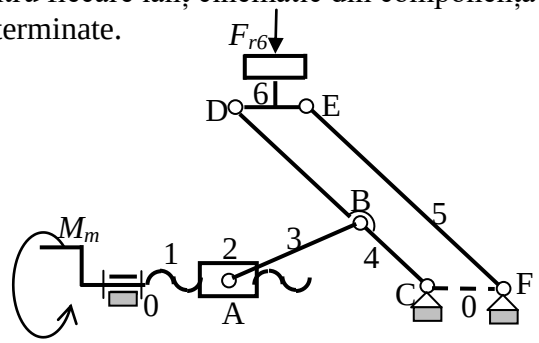


Fig. 3.2.1.1. Schema cinematică a cricului cu șurub și piuliță translantă

Au fost identificate două lanțuri cinematice de tip diadă, pentru fiecare din acestea, echilibrul static este reprezentat de un sistem de 6 ecuaţii scalare(4 ecuații de proiecții și 2 de momente), cu 6 necunoscute, reprezentând coponentele ortogonale ale reacţiunilor din cele trei articulaţii ale lanțurilor diadice LcD(5,6) ȘI LcD(3,4).

7.2.În capitolul, mecanismele de acţionare a geamurilor auto (cap. 4)**,** s-au realizat, pentru mecanismele de acţionarea geamurilor auto cu bare şi roţi dinţate, schemele cinematice , (subcap. 4.3). Pentru schemele cinematice cu structură topologică complexă, calculul numeric al mobilităţii, a scos în evidență elementele cinematice pasive și mişcări de prisos ale acestora, (role).

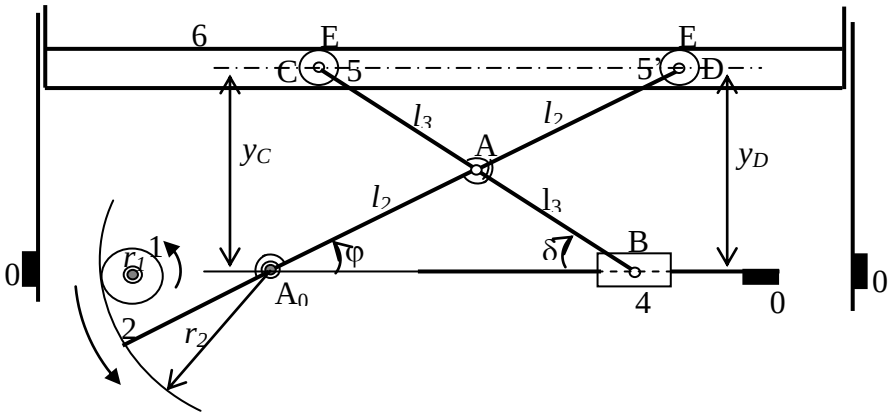


Fig. 4.3.3.3. Schema cinematică a mecanismului, tip balansier-patină, optimizat

7.4 Dintre contribuțiile științifice originale ale tezei se menționează:

- utilizarea unei metode unitare de analiză structural topologică și geometro-cinematică a unor mecanisme auxiliare ale automobilelor;
- sinteza structurală a principalelor scheme constructive și cinematice ale mecanismelor auxiliare folosite drept cricuri mecanice la automobile;
- elaborarea explicită, în cazul mecanismelor de ridicare a schemelor constructive și cinematice;
- evidențierea cu ajutorul formulelor structural topologice ale mecanismelor de ridicare, a unor lanțuri cinematice complexe de tip triadă și tetradă;
- prezentarea unitară a schemelor cinematice ale mecanismelor auxiliare, având în componență bare articulate, șuruburi de mișcare, roți dințate, role și cabluri;
- studierea unitară a schemelor cinematice complexe ale mecanismului de ridicare cu șurub și bare articulate;
- calculul pozițiilor unghiulare, cât și calculul vitezelor unghiulare ale elementelor mecanismelor auxiliare studiate;
- calculul cinetostatic, care se reduce la calculul static al mecanismelor cricurilor mecanice, având lanțuri cinematice plane complexe, unele dintre acestea, la care reacțiunile din articulații se deduc ca soluții ale unor sisteme de 22 şi 29 de ecuaţii scalare liniare;
- Realizarea modelului cinematic teoretic pentru mecanismul de tip ștergător de parbriz analizat. Scopul acestei analize a fost acela de a identifica ecuațiile cinematice parametrizabile prin intermediul unui soft de calcul specializat;
- Realizarea modelului cinetostatic teoretic pentru mecanismul analizat în vederea identificării ecuațiilor momentelor de inerție ale elementelor mecanismului, cât și ecuațiile pentru determinarea reacțiunilor;

- A fost achiziționat un mecanism de tip ștergător de parbriz din structura autoturismului VW Golf 2 cu poziția conducătorului auto pe partea dreaptă, mecanismul fiind plan;
- Au fost procesate ecuațiile pentru mecanismul parametrizat valabile pentru analiza cinematică cât și pentru analiza cinetostatică, în baza cărora s-au extras rezultatele variațiilor unghiulare ale unor elemente din structura sa cât și variațiile în timp ale reacțiunilor din cuplele cinematice;
- Momentul motor a putut fi procesat prin aceste modele, fiind utilizat ulterior în simulări virtuale. Acesta a avut o valoare constantă, de 450Nmm;
- S-a modelat mecanismul de tip ștergător de parbriz parametrizat cu ajutorul soft-ului SolidWorks 2008;
- S-a realizat o interafață pentru exportul mecanismului din SolidWorks în MSC Adams sub extensia *.xt pentru simulări virtuale cinematice și dinamice;
- A fost importat modelul mecanismului parametrizat în soft-ul MSC Adams și s-au definit proprietățile de material aferente elementelor, s-au identificat cuplele cinematice și constrângerile specifice;
- S-au realizat simulări virtuale specifice mecanismului pe un ciclu complet cu o durată de 4 secunde, echivalentă cu cea din analizele cinematice procesate apelând la algoritmul dezvoltat cu ajutorul programului MAPLE;
- Modelul teoretic ce descrie analiza cinematică a fost validat prin compararea diagramelor ce descriu variațiile unghiulare în timp ale unghiurilor φ_2, φ_3, φ_4, φ_5, vitezelor și accelerațiilor unghiulare aferente acestora. Se constată că diagramele au aceași formă, dar valorile numerice sunt apropiate;
- Pentru simulările virtuale cu ajutorul soft-ului MSC Adams, punerea în mișcare a elementului conducător a fost considerată cea a unghiului φ_1;
- În cazul simulărilor virtuale în regim dinamic s-a considerat ca date de intrare momentul motor Mm_1, procesat cu ajutorul soft-ului MAPLE;
- S-a definit contactul dintre lamela de cauciuc și parbriz, acest contact fiind cel de tip element flexibil pe element solid-rigid. Pentru aceasta s-au definit lamelele ștergătoarelor de parbriz ca fiind flexibile cu ajutorul modulului Flexible-Bodies existent în structura soft-ului MSC Adams;
- S-au procesat forțele de frecare dintre lamelele ștergătoarelor și parbriz în regim dinamic, acestea fiind apropiate de valorile teoretice existente în literatura de specialitate F_{rt}.

Bibliografie -selecție

1. *Adams* - User Manual 2012;
2. *Alexandru, C., Buta, A.C.*, „Mecanismele ştergătoarelor de parbriz – Modelare şi prototipare virtuală", Editura Universităţii „Transilvania", ISBN: 973-635-635-3, Braşov, 2006;
3. *Alexandru, C., Pozna, Cl.*, „Dinamica sistemelor mecanice pe baza prototipării virtuale, cu aplicare la mecanismele vehiculelor", Editura Universităţii „Transilvania" din Braşov 2003;
4. *Alexandru, P., Vişa, I., „*Mecanisme – Analiză", Editura Universităţii „Transilvania", Braşov, vol. I, pag. 213-218, 1982;
5. *Antonescu, O.*, „Mecanisme auxiliare în industria autovehiculelor", e-curs, 2014;
6. *Antonescu, O.*, ***Velișcu, V.,*** *Antonescu, D.*, „Planar Mechanisms used for Generating Curve Line Translation Motion", Fiability &Durability, Editura 'Academica Brancuși',Targu Jiu, ISSN 1844-640X, p.84-9, No1/2015;
7. *Antonescu,O.*, ***Velișcu,V.,*** *Brezeanu,C.*, „Main Types of Mechanisms Used as Wwindshield wiper" ,Fiability &Durability, , Editura „Academica Brancuși",Targu Jiu, ISSN 1844-640X, p.91-99, No1/2015;
8. *Antonescu, P.*, „Mecanisme şi Manipulatoare, aplicaţii - teme de proiect", Printech Buc., 2000;
9. *Antonescu, P.*, „Mecanisme", Ed. Printech Bucureşti, 2003;
10. *Antonescu, P.*, „Mechanism and Machine Science", Printech Publishing, 2005;
11. *Antonescu, P., Mitrache, M., Cocoşilă, M.*, „Contribuții la sinteza mecanismelor utilizate ca ştergătoare de parbriz", SYROM´89, Vol. IV, p. 23-32, Bucureşti, 1989;
12. *Buta, A.C.*, „Optimization in virtual environment of a windshield wiper mechanism", TEHNONAV, pag. 195 – 200, ISBN: 973-614-307-4, 978-973-614-307-6, Constanţa, 2006;
13. *Buta, A.C.*, „Proiectarea funcţională a mecanismelor ştergătoarelor de parbriz auto", Sesiunea de comunicări ştiinţifice studenţeşti, Universitatea "Transilvania", Braşov, 2003;
14. *Buta, A.C., Alexandru, C.*, „Kinematic optimization of a windshield wiper mechanism", SYROM '05, vol. I, pag. 17–20, ISBN: 973-718-289-8, Bucureşti, 2005;
15. *Buta, A.C., Alexandru, C.*, „Sistematizarea structurală a mecanismelor ştergătorului de parbriz", IMT Oradea, vol. IV, pag. 188b, ISSN: 1583-0691 Oradea, 2005;
16. *Copilusi, C,*. ***Velișcu*, *V.***,"An approach regarding windshield wiper mechanism design". Proceedings of International Congress of Science and Management of Automotive and Transportation Engineering - SMAT ,Ed. Universitaria. Vol. 1. pp. 313-318, 2014;
17. *Catrina, Gh.*, s.a., „Proiectarea sistemelor cu transmisii prin cuple elicoidale", Editura Universitaria, Craiova, 2004;
18. *Mondiru*, C., „Automobile Dacia : diagnosticare, întreținere, reparare",Editura Tehnica,1998;
19. *Creţu, S.M.*, „Mecanisme plane şi spaţiale", Ed. Sitech Craiova, 2000;
20. *Mesarici,D.,****Velișcu, V.,*** *Antonescu, D.*, **„**Cable Mechanisms Used for Actuating Car Elevators with 2 and 4 Poles", Fiability &Durability, Editura 'Academica Brancuși',Targu Jiu, ISSN 1844-640X, p.99-106, No1/2015;
21. *George,P.L.*, „Automatic Mesh Generation. Application to Finite Element",1988;
22. *Popescu, I.*, ***Velișcu*, *V.,*** *Antonescu, D.*, „Analysysis and synthesis of av power switch, Journal Mechanisms and Manipulators", ARoTMM-IFToMM, ISSN 1583-4743 Vol.11, p.35-40, No.2,2012;
23. ***Velișcu, V.,****Mesarici, D.,Antonescu, P.*, „Mechanisms Used For driving Windows Of Car Side Doors", Fiability &Durability, Editura ,'Academica Brancuși',Targu Jiu, ISSN 1844-640X , p.126-133 ,No1/2015;
24. ***Velișcu,V.,*** *Mesarici,D., Antonescu,P.*, „Topological Structure and Mobility of the Mechanisms used in car Mechanical Jacks", Fiability &Durability, Editura ,'Academica Brancuși',Targu Jiu, ISSN 1844-640X, p.133-140, No1/2015;
25. *Vision-based Smart Windshield Wiper System, Journal of Mechanical Science and Technology (KSME Int. J.), vol. 20, no. 9, pp. 1418-1427, 2006;*
26. *http://acta.fih.upt.ro/pdf/2014-4/ACTA-2014-4-09.pdf;*
27. *http://autobann.su/wp-content/uploads/2015/11/WIPERS-op21_6.jpg;*
28. *http://clovis.ro/auto-moto/intretinere-cosmetica/cele-mai-bune-cricuri-auto/;*

29. *http://emagazinulcuscule.ro/34938-large_default/cric-balon-pneumatic-pentru-masini-offroad.jpg;*
30. *http://www.elcar.ro/sites/default/files/105_ico.jpg;*
31. *http://www.google.ca/patents/US3842460;*
32. *http://www.google.co.ug/patents/US2543686;*
33. *http://www.google.com.na/patents/US3688333;*
34. *http://www.google.com/patents/US3125777;*
35. *http://www.theautomotiveindia.com/forums/attachments/do-yourself/100471d1375109377-rear-wiper-washer-my-maruti-alto-sam_0314.jpg;*
36. *http://www.totaltrading.ro/assets/images/cric-560-2.jpg;*
37. *http://www.totaltrading.ro/assets/images/cric-traversa-omcn.jpg;*
38. *https://images8.bizoo.eu/image/img360/sale/2014/2/26/Cric-hidraulic-butelie-50-TO_8502451_1393411288.jpg;*
39. *https://s3.amazonaws.com/.../Final_Report.pdf;*
40. *https://www.academia.edu/1949396/scissor_lift_design_for_use_in_the_automotive_industy;*
41. *https://www.andrew.cmu.edu/.../24-688/;*
42. *https://www.iist.ac.in/sites/default/.../s2p07.pdf;*
43. *https://www.okazii.ro/cautare/mecanism+stergatoare.html;*
44. *http://images4.bizoo.eu/image/img360/sale/2012/8/1/Cric-de-canal_u0528_1343813714.jpg;*
45. *www.directorproduse.ro/oferte/cric-de-5t/;*
46. *www.auto.howstuffworks.com*
47. *www.screw jack.mechanism*