

ASPECTE PRIVIND ANALIZA MECANISMELOR ȘTERGĂTOARELOR DE PARBRIZ CONSIDERATE SISTEME MULTICORP

Cătălin ALEXANDRU

Universitatea "Transilvania" din Brașov, Facultatea I.T., calex@unitbv.ro

Abstract. In this paper, the modeling of the windshield wiper mechanisms as multibody systems is made, having in view to perform the analysis – simulation by using MBS environment. The mechanical models used in the design process and the main steps for modeling the windshield wiper mechanism as multibody systems are presented. In this way, the windshield wiper mechanisms are prepared to be analyzed with specialized MBS environment. Finally, the kinematic model for a single-arm windshield wiper system is developed and analyzed, using the commercial MBS ADAMS of MSC Software.

1. INTRODUCERE

Mecanismele ștergătoarelor de parbriz fac parte din categoria mecanismelor de poziționare, rolul lor fiind de a asigura, pe rotația continuă a elementului conducător – manivela antrenată de motorul electric, o serie de poziții la elementul de lucru (brațul ștergător), care de regulă este un balansier (există însă și soluții constructive la care brațul execută mișcare de rototranslație, pentru a sigura o mai eficientă ștergere a parbrizului). Între elementul conducător și cel(e) condus(e) sunt intercalate elemente intermediare cu mișcare plană sau spațială, având de regulă forme simple de bară. Legăturile dintre elemente sunt realizate prin cuple cinematice (restricții geometrice în mișcarea elementelor), de regulă utilizându-se cuple de rotație, sferice sau cilindrice.

În studiul mecanismelor ștergătoarelor de parbriz sunt frecvent abordate trei modele mecanice:

- modelul structural, care conține doar elementele mecanismului și legăturile dintre acestea (cuplele cinematice) și pe care se stabilește condiția determinabilității transiterii mișcării (mobilitatea mecanismului);
- modelul cinematic, care, pe lângă modelul structural, include și parametrii geometrici care definesc mecanismul și pe care se stabilesc legile de mișcare (poziție, viteză și accelerație) ale elementelor în funcția de mișcarea dată (cunoscută / impusă) a elementului conducător;
- modelul dinamic, care, în plus față de modelul cinematic, conține și caracteristicile masice ale elementelor (masă, momente și produse de inerție), precum și sistemul de forțe (externe și interne) care acționează asupra mecanismului; pe acest model se determină mișcarea elementelor sub acțiunea forțelor.

Evident, pentru cunoașterea mișcării reale a elementelor mecanismului trebuie luat în considerare modelul dinamic. Până la abordarea acestuia se impune, însă, cunoașterea în amănunt a modului cum se transmite / transformă mișcarea prin mecanism și, totodată, a modului în care mecanismul satisface anumite cerințe funcționale impuse, privitor, de regulă, la mișcarea elementelor sale (mișcare considerată separat pe elemente sau corelat). Aceste probleme pot fi rezolvate prin abordarea modelului cinematic al mecanismului, care, chiar dacă nu ia în considerare sistemul de forțe care acționează asupra mecanismului, oferă o imagine de ansamblu asupra caracteristicilor / funcțiilor mecanismului, deci a modului în care acesta răspunde cerințelor pentru care este, de fapt, proiectat.

2. ETAPELE ANALIZEI CU METODA SISTEMELOR MULTICORP

Proiectarea funcțional - cinematică a mecanismelor ștergătoarelor de parbriz presupune, de regulă, parcurgerea următoarelor etape:

- stabilirea cerințelor funcționale concrete pe care mecanismul trebuie să le satisfacă;
- descrierea modelului geometrico-cinematic al mecanismului și definirea sistemelor de referință asociate elementelor;
- transpunerea cerințelor funcționale într-un algoritm (grafic, analitic) adecvat, pe baza căruia se desfășoară sinteza dimensională;
- obținerea mecanismului (parametrilor geometrici specifici);
- determinarea funcțiilor cinematice realizate de mecanismul rezultat în urma sintezei și analiza comparativă a acestora cu valorile impuse prin cerințele funcționale (abaterea de la valorile teoretice);
- optimizarea mecanismului pentru obținerea funcțiilor adecvate, dacă abaterile obținute nu sunt convenabile.

Prin stabilirea legii de mișcare se pot vedea, de asemenea, abaterea de la legea impusă, precum și alți parametri de mișcare care nu sunt încorporați în condițiile funcționale (de exemplu, zona de lucru în care trebuie să se încadreze mecanismul). Se pot determina nu numai mișcările absolute (față de elementul bază – caroseria automobilului, în cazul mecanismelor ștergătoarelor de parbriz), ci și cele relative (dintre elementele mecanismului).

Mașina motoare (motoreductorul electric) care antrenează mecanismul impune legea de mișcare în timp a elementului conducător (manivela). De fapt, parametrul pozițional al elementului conducător se constituie ca parametru cinematic independent al mecanismului ștergătorului de parbriz.

Literatura de specialitate conține o serie de metode pentru stabilirea funcțiilor cinematice ale mecanismelor [1, 6, 7]. Prioritare sunt metode analitice, bazate pe determinarea legilor de mișcare sub formă de funcții analitice. Deși aparent mai dificilă, abordarea analitică oferă o precizie mare a rezultatelor obținute, se poate aplica tuturor tipurilor de mecanisme articulate (plane, spațiale și sferice) și se pretează la programare pe calculator. Există, totodată, și metode geometrice de analiză cinematică, care abordează proprietățile geometrice ale mișcării, fără ca parametrul timp să apară, respectiv metode grafice, care studiază proprietățile grafice ale mișcării, parametrul timp apărând camuflat sub forma unei deplasări independente. Deși oferă o imagine mai intuitivă asupra mișcării și prin programele CAD de desenare / proiectare asistată poate fi efectuată cu ajutorul calculatorului, analiza cinematică grafică & geometrică are totuși precizie și aplicabilitate redusă.

În aceste condiții, având în vedere implementarea pe scară largă a calculatorului în activitatea de proiectare, metodele analitice de analiză, bazate pe algoritme matematice mai mult sau mai puțin sofisticate, sunt foarte utilizate în prezent, ele asigurând și o precizie foarte ridicată a rezultatelor. Analiza poate fi efectuată atât cu programe specializate "in- house" - realizate pe platforma unui limbaj de programare, cât și cu softuri performante MBS (MultiBody Systems) - bazate pe teoria sistemelor mecanice multicorp.

În cazul abordării clasice "in - house", prin utilizarea unui limbaj de programare, modelul teoretic al sistemului mecanic este descris de relații analitice care materializează funcțiile de mișcare / forță din sistem, iar utilizatorul transpune relațiile matematice în codul limbajului de programare, respectiv stabilește algoritmul numeric de rezolvare.

În cazul softurilor MBS, ecuațiile de mișcare sunt autoformulate de soft pe baza modelului geometrico - elastic al mecanismului și a restricțiilor în mișcarea elementelor. Ca formalisme de calcul frecvent utilizate de softurile MBS sunt Lagrange, Euler, Kane,

D’Alambert, putându-se identifica două mari grupe de softuri MBS: programe care formulează numeric ecuațiile de mișcare ale sistemului pentru fiecare pas de integrare; programe care formulează simbolic ecuațiile de mișcare, utilizatorul stabilind ulterior dacă se face sau nu integrarea, operație care se poate efectua cu programe de calcul simbolic gen MATLAB sau MAPLE [6, 7].

Adevărate prototipuri virtuale pot fi create cu ajutorul calculatorului, având în vedere obținerea unor produse care să corespundă funcțional cerințelor mari impuse de piață. Aceasta înseamnă că se poate merge până la modelarea fidelă atât a componentelor sistemului cât și a condițiilor de funcționare ale acestuia, ceea ce permite testarea rapidă a numeroase variante geometrico - constructive, în vederea optimizării mecanismului. Astfel, se elimină o mare parte din etapa de testare experimentală, proces scump și consumator de timp [2].

Analiza cu metoda sistemelor multicorp, pe bază căreia sunt realizate softurile MBS, presupune parcurgerea următoarelor etape [3, 4]:

- definirea mecanismului ca sistem multicorp (definire corpurii și restricții);
- stabilirea sistemelor de referință atașate corpurilor (sisteme locale pentru corpurile mobile, plus sistemul global atașat corpului fix);
- definirea geometrică a corpurilor în sistemele de referință proprii;
- definirea orientării corpurilor (determinarea componentelor matricilor de trecere de la sistemele locale la sistemul de referință global);
- exprimarea relațiilor analitice ale coordonatelor globale ale punctelor de interes din model (localizările constrângerilor, puncte de aplicare a forțelor ș.a.);
- exprimarea relațiilor analitice care definesc constrângerile geometrice și cinematice din model (ecuații algebrice);
- formularea ecuațiilor diferențiale de mișcare, utilizând diverse formalisme de calcul (ex. Newton - Euler, Lagrange);
- exprimarea caracteristicilor de masă ale corpurilor și a forțelor / momentelor de reacțiune din sistemul mecanic;
- rezolvarea sistemului mixt de ecuații algebrice și diferențiale.

Pentru modelul cinematic al mecanismului este necesară parcurgerea primelor șase etape (modelul cinematic nu ia în considerare caracteristicile de masă și forță) și evident rezolvarea sistemului de ecuații algebrice obținut (se pot utiliza metode numerice, de exemplu Newton - Kantorovici, Newton - Raphson ș.a., sau softuri specializate de calcul numeric, gen MATLAB, MAPLE ș.a.).

În ceea ce privește modelarea mecanismului ca sistem multicorp, etapa constă din identificarea (stabilirea) corpurilor din mecanism și respectiv a constrângerilor aplicate acestora. Prin abordarea "clasică", toate elementele cinematice ale mecanismului pot fi considerate corpurii, între care sunt aplicate restricții geometrice simple (ex., rotație, translație). În anumite condiții, o serie de elemente cinematice pot fi modelate ca restricții compuse (ex., rotație - rotație, rotație - translație) și nu corpurii, simplificând astfel modelul.

Cazurile în care un element cinematic poate fi modelat ca restricție (de regulă, de distanță sau arie constantă) sunt următoarele (se face precizarea că ultimele trei condiții sunt specifice doar modelului dinamic, modelul cinematic neluând în considerare condiții de forță și masă) :

- elementul nu este corp de intrare (element conducător) sau de ieșire (element condus) al sistemului mecanic (caz în care interesează mișcarea elementului);
- elementul nu are mai mult de două legături (deci doar dacă este element binar);
- elementul anterior sau următor din lanțul cinematic al sistemului mecanic nu este deja modelat ca o restricție (nu se poate introduce restricție decât între corpurii);
- elementul este mobil (baza trebuie modelată printr-un corp fix);

- pe element nu sunt conectate elemente elastice sau de amortizare (ex. arcuri);
- asupra elementului nu acționează forțe / momente exterioare;
- masa elementului este suficient de mică, astfel încât neglijarea caracteristicilor masico - inerțiale să nu influențeze comportamentul.

Spre exemplificare, se prezintă cazul unui mecanism ștergător de parbriz (fig. 1), cu două brațe / lamele, la care modelul „multicorp” cu număr minim de corpuri este definit astfel: un corp fix: 1 – caroseria automobilului; patru corpuri mobile: 2 – corp de intrare (pârghia motor), 3 – corp cu trei legături (B, C, G), 4 & 5 – corpuri de ieșire (brațele / lamelele ștergătoare); trei restricții de distanță, de tip rotație – rotație (RR): CD și FG – între corpurile 3 și 4, respectiv HI – între corpurile 4 și 5.

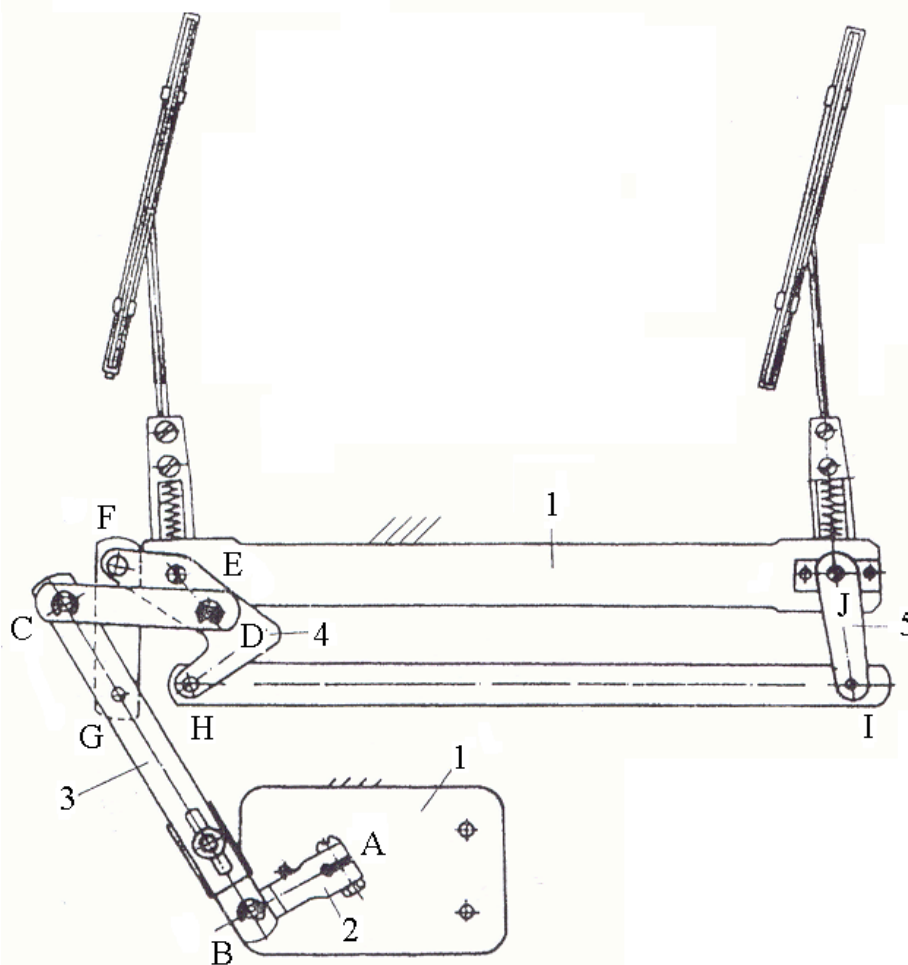


Fig. 1 Mecanism ștergător de parbriz cu două brațe

Pe lângă restricțiile compuse tip RR, modelul astfel obținut include și patru cuple de rotație (A, B, E, J), rezultând un singur grad de mobilitate (rotația pârghiei motoare): $M = 3 \cdot 4 - (4 \cdot 2 + 3 \cdot 1) = 1$. Prin abordarea „clasică” (toate elementele modelate ca și corpuri), modelul ar include un corp fix și șapte corpuri mobile, conectate prin zece cuple de rotație, deci: $M = 3 \cdot 7 - 10 \cdot 2 = 1$.

Așadar, modelarea mecanismului ca sistem multicorp este de o importanță deosebită, de aceasta depinzând în mare măsură complexitatea modelului și, evident, timpul necesar efectuării analizei sistemului mecanic. Se recomandă modelarea mecanismului cu număr minim de corpuri, cu respectarea însă a criteriilor de modelare anterior formulate (cazurile de modelare a elementelor prin corpuri, respectiv restricții).

Prin metoda sistemelor multicorp, în sistemul mecanic există două tipuri de sisteme de coordonate de referință: sistemul global (inerțial) atașat corpului fix din model (este sistemul de bază în care se studiază mișcarea), uzual codificat în literatura de specialitate GRF (Global Reference Frame) sau GCS (Global Coordinate System); sisteme de referință locale, câte unul pentru fiecare corp mobil din componența sistemului mecanic, codificate BRF (Body Reference Frame) sau LCS (Local Coordinate System).

În funcție de modul în care se definește poziția unui punct de locație / obiect, sistemul de coordonate poate fi cartezian, cilindric sau sferic. Dintre acestea, în mod frecvent se utilizează sistemul cartezian, prin care se definește locația unui punct utilizând trei coordonate carteziene X, Y, Z (în plan sunt, evident, două coordonate).

Mișcarea corpului mobil se raportează (definește) prin coordonatele originii și orientarea reperului local atașat relativ la sistemul de referință global. Rezultă astfel câte șase parametri de mișcare pentru fiecare corp mobil k din componența sistemului mecanic: $X_{Ok}, Y_{Ok}, Z_{Ok}, \varphi_{xk}, \varphi_{yk}, \varphi_{zk}$ (pentru mecanismele plane sunt câte trei parametri pe corp, de exemplu considerând planul de mișcare XY : $X_{Ok}, Y_{Ok}, \varphi_{zk}$).

Originea și orientarea sistemului local pe corp pot fi stabilite arbitrar, dar pentru simplificarea modelului se pot lua în considerare anumite criterii, de exemplu originea sistemului local al corpului să fie localizată într-una dintre legăturile (cuplele) corpului respectiv (în acest fel coordonatele locale ale punctului de locație a cuplei vor fi nule), respectiv una dintre axele sistemului local să fie plasată pe o direcție care intersectează o altă cuplă a corpului (astfel, două dintre coordonatele locale ale punctului de locație a cuplei sunt nule).

În sistemele de referință atașate corpurilor se definesc coordonatele locale ale punctelor caracteristice / de interes (puncte pentru localizarea cuplelor, conectarea elementelor elastice, aplicarea forțelor ș.a.). Evident, în cazul punctelor specifice corpului fix, definirea coordonatelor se face direct în sistemul global, care este atașat (asociat) acestui corp. Coordonatele punctelor în sisteme proprii corpurilor se constituie în date de intrare ale modelului (parametri geometrici cunoscuți) și rămân constante în timpul mișcării corpului (funcționarea mecanismului).

Ca exemplu se va considera mecanismul plan al ștergătorului de parbriz, cu un singur braț, reprezentat în figura 2, la care modelul multicorp conține un corp fix (caroseria - 0) și două corpuri mobile (manivela - 1 și brațul ștergător cu lamela - 2), conectate prin două cuple de rotație ($A - 1/0, D - 2/0$) și respectiv o restricție de distanță constantă RR ($CB - 1/2$).

Sistemul local X_1Y_1 atașat manivelei este ales cu originea în centrul articulației elementului la caroserie, axa Y_1 fiind pe direcția elementului (trece prin articulația B). Sistemul local X_2Y_2 atașat brațului - lamelei are originea în centrul articulației D la caroserie, axa Y_2 fiind pe direcția elementului (trece prin articulația C). În aceste condiții, modelul geometric al mecanismului este definit prin următorii parametri:

- coordonatele articulațiilor în sistemele locale atașate corpurilor mobile: $X_{A(1)}=0, Y_{A(1)}=0, X_{B(1)}=0, Y_{B(1)}=l_1; X_{D(2)}=0, Y_{D(2)}=0, X_{C(2)}=0, Y_{C(2)}=l_2$;
- coordonatele focarelor fixe (articulațiile la bază) în sistemul caroseriei (coordonațe globale): $X_A, Y_A; X_D, Y_D$.

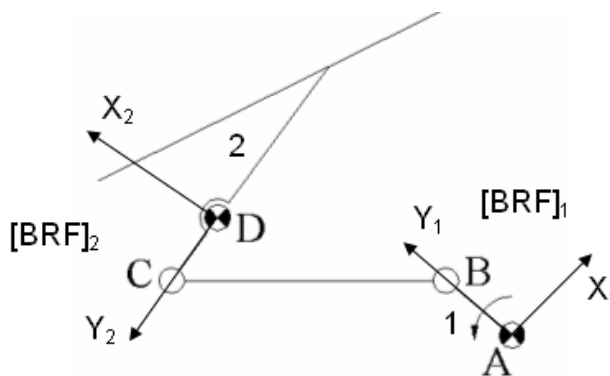


Fig. 2 Sisteme de coordonate locale

Coordonatele locale ale punctelor de interes din mecanism definesc modelul geometric și se vor utiliza pentru calculul coordonatelor globale ale punctelor respective, în vederea exprimării relațiilor analitice de constrângere din sistem.

Pentru transformarea coordonatelor locale (din sistemele legate de corpurile mobile) în coordonate globale (în sistemul de referință de bază în care se studiază mișcarea) este necesară obținerea relațiilor de legătură dintre cele două tipuri de sisteme. Etapa constă din definirea modului de orientare a corpurilor (axelor sistemelor locale) relativ la axele sistemului global, fiind deci necesară determinarea componentelor matricilor de trecere de la sistemele locale la sistemul de referință global. În cazul general (spațial) matricea de trecere (legătură) $[BRF]_K \rightarrow [GRF]$ este de forma următoare:

$$[M_{K0}] = \begin{bmatrix} \cos \langle X, X_k \rangle & \cos \langle X, Y_k \rangle & \cos \langle X, Z_k \rangle \\ \cos \langle Y, X_k \rangle & \cos \langle Y, Y_k \rangle & \cos \langle Y, Z_k \rangle \\ \cos \langle Z, X_k \rangle & \cos \langle Z, Y_k \rangle & \cos \langle Z, Z_k \rangle \end{bmatrix}, \quad (1)$$

în care componentele matricii, $[a_{ij}]_{i,j=1..3}$, pot fi exprimate ca produse scalare ale versorilor sistemelor de referință:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \bar{i} \cdot \bar{i}_k, & a_{12} &= \bar{i} \cdot \bar{j}_k, & a_{13} &= \bar{i} \cdot \bar{k}_k, \\ a_{21} &= \bar{j} \cdot \bar{i}_k, & a_{22} &= \bar{j} \cdot \bar{j}_k, & a_{23} &= \bar{j} \cdot \bar{k}_k, \\ a_{31} &= \bar{k} \cdot \bar{i}_k, & a_{32} &= \bar{k} \cdot \bar{j}_k, & a_{33} &= \bar{k} \cdot \bar{k}_k. \end{aligned} \quad (2)$$

Versorii axelor sistemului local se obțin în urma rotațiilor aplicate, de exemplu în cazul modelării orientării prin unghiurile Euler (fig. 3), considerând rotațiile axelor în sens trigonometric, se obține:

$$[\bar{i}_k] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_z \cdot \cos \varphi_z' - \sin \varphi_z \cdot \cos \varphi_x \cdot \sin \varphi_z' \\ \sin \varphi_z \cdot \cos \varphi_z' + \cos \varphi_z \cdot \cos \varphi_x \cdot \sin \varphi_z' \\ \sin \varphi_x \cdot \sin \varphi_z' \end{bmatrix}, \quad [\bar{j}_k] = \begin{bmatrix} -\cos \varphi_z \cdot \sin \varphi_z' - \sin \varphi_z \cdot \cos \varphi_x \cdot \cos \varphi_z' \\ -\sin \varphi_z \cdot \sin \varphi_z' + \cos \varphi_z \cdot \cos \varphi_x \cdot \cos \varphi_z' \\ \sin \varphi_x \cdot \cos \varphi_z' \end{bmatrix},$$

$$[\bar{k}_k] = \begin{bmatrix} \sin \varphi_z \cdot \sin \varphi_x \\ -\cos \varphi_z \cdot \sin \varphi_x \\ \cos \varphi_x \end{bmatrix}. \quad (3)$$

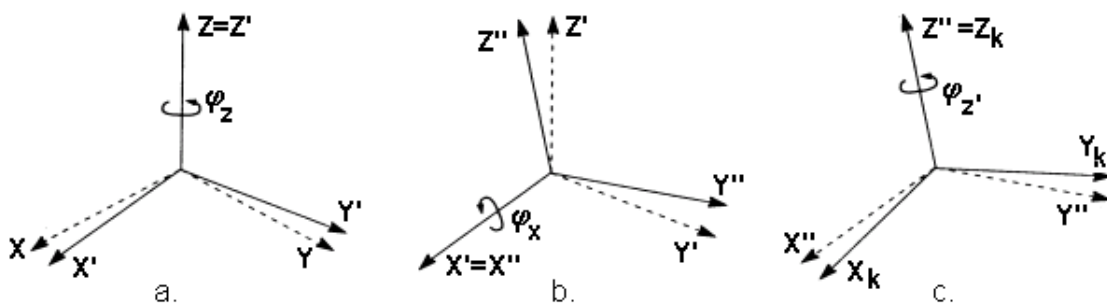


Fig. 3 Orientarea sistemului local prin unghiurile Euler

Pe baza relațiilor (1 - 3) se pot calcula componentele matricii M_{K0} care definește orientarea spațială a corpului mobil relativ la sistemul de referință fix. În funcție de modul concret de orientare a sistemului local și de mișcarea pe care o execută corpul respectiv, matricea M_{K0} se poate simplifica.

În vederea exprimării ecuațiilor analitice de constrângere din mecanismul ștergătorului de parbriz este necesară determinarea coordonatelor globale ale punctelor prin care se definesc restricțiilor respective; aceasta este necesară și pentru alte puncte specifice din mecanism (de exemplu, punctele de aplicare a forțelor din modelul dinamic). Astfel, pentru un punct oarecare M de pe un corp k, coordonatele globale pot fi exprimate în funcție de coordonatele originii sistemului local al corpului (X_{OK} , Y_{OK} , Z_{OK}), coordonatele locale ale punctului ($X_{M[K]}$, $Y_{M[K]}$ și $Z_{M[K]}$) și respectiv matricea de legătură (M_{k0}), după cum urmează:

$$\begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{OK} \\ Y_{OK} \\ Z_{OK} \end{bmatrix} + [M_{k0}] \cdot \begin{bmatrix} X_{M[K]} \\ Y_{M[K]} \\ Z_{M[K]} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Relații de forma (4) definesc toate punctele de interes legate de corpurile mobile din mecanismul ștergătorului de parbriz. Pentru corpul fix (baza mecanismului), punctele de interes sunt exprimate direct în sistemul de referință global atașat bazei (coordonate globale).

În acest fel, mecanismele ștergătoarelor de parbriz sunt „pregătite” în vederea efectuării analizei prin utilizarea de programe specializate tip MBS, concepute pe baza metodei anterior descrise.

Softurile MBS autoformulează și rezolvă ecuațiile de mișcare ale sistemului mecanic, pe baza modelului geometrico - elastic și a restricțiilor în mișcare existente în sistem. Ca formalisme de calcul frecvent utilizate de softurile MBS sunt Lagrange, Euler, Kane, D’Alambert, putându-se identifica două mari grupe de softuri MBS: programe care formulează numeric ecuațiile de mișcare ale sistemului pentru fiecare pas de integrare; programe care formulează simbolic ecuațiile de mișcare, utilizatorul stabilind ulterior dacă se face sau nu integrarea, operație care se poate efectua cu programe de calcul simbolic gen MATLAB sau MAPLE.

Pentru analiza unui sistem mecanic, softurile MBS permit mai multe opțiuni, anume: analiza fezabilității (asamblarea modelului), redundanța (eliminarea legăturilor redundante - suplimentare), echilibrul static, echilibrul cvasistatic, analiza cinematică, analiza dinamică și dinamica inversă. Acestea pot fi realizate separat sau împreună într-o anumită secvență, depinzând de tipul analizei și de gradul de libertate (DOF - Degree Of Freedom) al sistemului, definit ca numărul mișcărilor nedeterminate cinematic, $DOF = DOM - DN$, unde DOM reprezintă gradul de mobilitate (Degrees Of Mobility), adică numărul coordonatelor generalizate care definesc mișcarea tuturor corpurilor din mecanism, iar DN (Driver Number) – numărul mișcărilor conducătoare (restricții cinematice).

3. EXEMPLU DE CAZ, REZULTATE ȘI CONCLUZII

Pe baza celor prezentate, în continuare se prezintă și analizează modelul cinematic al unui mecanism ștergător de parbriz cu o singură lamelă. Analiza este efectuată prin utilizarea softului specializat ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [8], deținut cu licență la Catedra D.P.R. – Centrul de Dezvoltare Durabilă.

Modelul cinematic al mecanismului ștergătorului de parbriz conține corpurile din sistem, conectate prin cuple cinematice, și parametrii geometrici specifici mecanismului (locațiile cuplelor); intrarea se face utilizând o restricție cinematică (mișcare conducătoare - generatoare) aplicată în cupla de rotație la bază (caroserie) a pârgheii motoare de antrenare, prin care se controlează poziția / viteza unghiulară a pârgheii.

Mecanismul articulat luat în considerare (fig. 4), tip manivelă – balansier, conține un lanț cinematic spațial (ABCD), care transmite mișcarea la pârghia motoare (1) la pârghia

oscilantă / brațul ștergător (3), constrângerile geometrice din A și D fiind realizate prin cuple de rotație, în timp ce legăturile din B și C sunt articulații sferice. În cupla sferică din C s-a aplicat o mișcare conducătoare pentru a se bloca (anula) rotația proprie a bielei (2), astfel cupla funcționând ca și cuplă sferică cu bolt. Brațul ștergător (3') este rigid conectat pe pârghia oscilantă.

În aceste condiții, verificarea topologiei modelului conduce, evident, la un sistem cinematic cu $DOF=0$, fără legături redundante (supraconstrângeri), după cum urmează:

- 3 corpuri mobile, 2 cuple de rotație, 2 cuple sferice, 2 mișcări generatoare;
- $DOF = 6 \cdot n - \sum r = 6 \cdot 3 - (2 \cdot 5 + 2 \cdot 3 + 2 \cdot 1) = 0$.

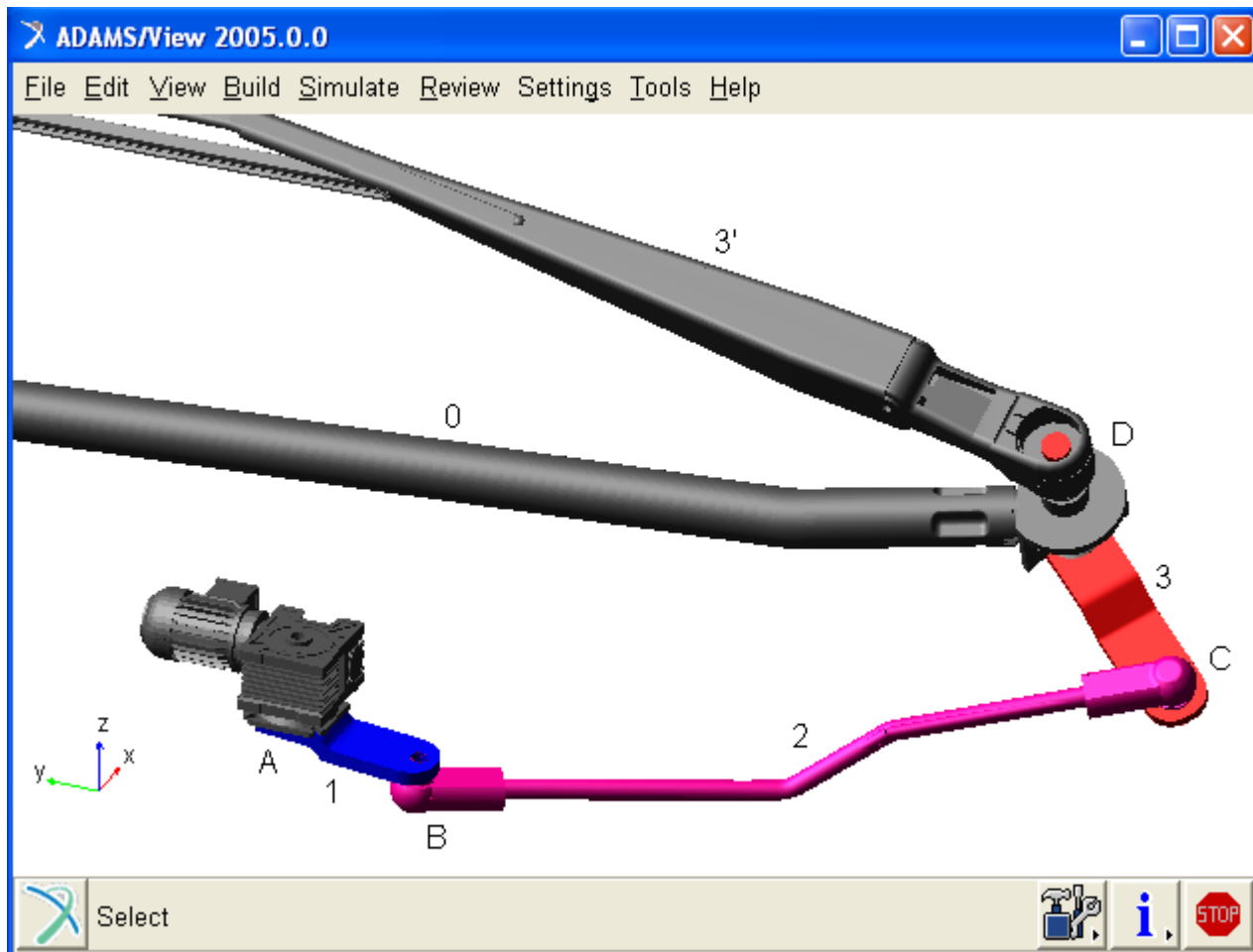


Fig. 4 Mecanism ștergător de parbriz cu un singur braț

Mecanismul dispune de un singur grad de mobilitate (rotația pârgheii motoare), care în modelul cinematic este controlat (impus) prin restricția cinematică $\varphi_1(t)$. Considerând turația de ieșire din moto-reductorul de antrenare $n_1 = 65$ [rot/min], va rezulta: $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 6.803 \Rightarrow \varphi_1 = \omega_1 t = 6.803 t$ [rad/sec] (fig. 5). Prin urmare, pârghia motoare a mecanismului execută o rotație completă ($\varphi_1 = 0 \dots 360^\circ$) în 0.923 sec., acesta fiind de fapt intervalul de timp în care se va efectua analiza cinematică / simularea mecanismului, care corespunde cu o cursă completă a brațului ștergător (revenirea mecanismului în poziția de parcare).

Mecanismul ștergătorului de parbriz este modelat în sistemul de referință global al automobilului (caroseriei - baza mecanismului / ground în ADAMS), la care X este axa longitudinală a autovehiculului, Y – axa transversală, Z - axa verticală (fig. 6).

Procesarea modelului cinematic este realizată prin apelarea modului ADAMS/Solver, care autoformulează și rezolvă ecuațiile cinematice de mișcare (ecuațiile analitice de constrângere geometrică și ecuația restricției cinematice). Parametrii analizei cinematice includ: tipul analizei, durata, numărul de pași în care se împarte intervalul de timp respectiv toleranțele pentru rezolvarea ecuațiilor.

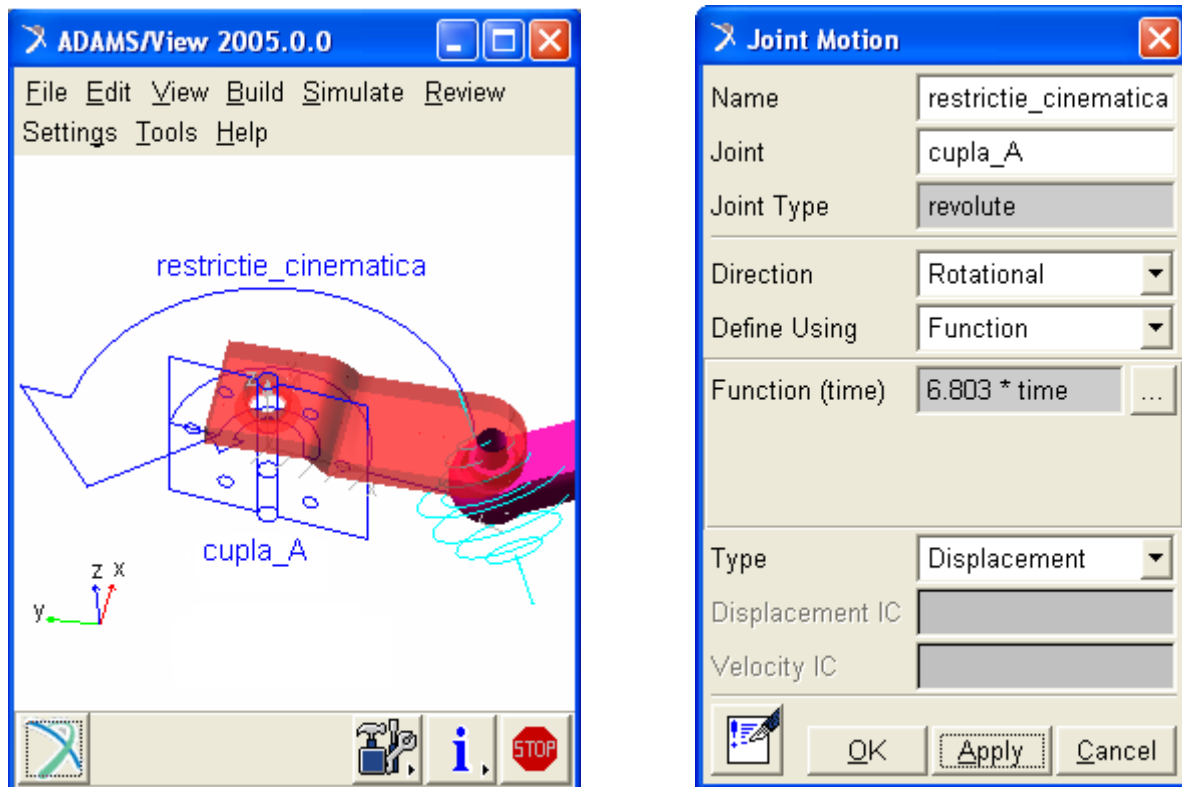


Fig. 5 Mișcarea conducătoare aplicată manivelei

În urma analizei (procesării) modelului se determină comportamentul cinematic al mecanismului ștergătorului de parbriz, pentru a cărui evaluare se efectuează în continuare postprocesarea (prelucrarea) rezultatelor. Aceasta constă din trasarea de diagrame de variație, în funcție de timp sau de un alt parametru, pentru mărimile cinematice de interes (poziții, viteze, accelerații), animarea grafică a modelului virtual, tabele cu rezultate ș.a.

De exemplu, în figura 7 sunt prezentate diagramele de variație în timp pentru parametrii cinematiци de interes specifici brațului ștergător: unghiul de rotație / ștergere, viteza și accelerația unghiulară a brațului. Pe baza unor astfel de mărimi se poate trece la optimizarea geometrico - cinematică a mecanismului ștergătorului de parbriz, subiect care este prezentat pe larg în [4].

Analiza mecanismelor ștergătoarelor de parbriz prin utilizarea de metodă & soft MBS permite evaluarea exactă a comportamentului mecanismului, oferind posibilitatea de a măsura facil orice tip de parametru și în orice punct / zonă din sistem.

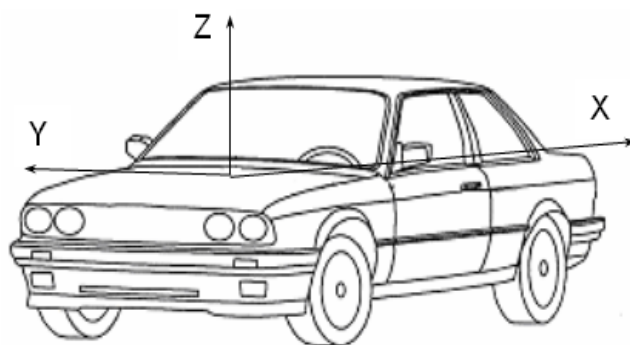


Fig. 6 Sistemul de coordonate global

Aceste măsurători se pot face inclusiv pentru parametri și în zone dificil de testat prin încercări experimentale (de exemplu, în cazul unui spațiu greu accesibil pentru amplasarea senzorilor de măsurare).

Aplicația prezentată în acest articol este un exemplu edificator asupra posibilităților oferite de metoda sistemelor multicorp și respectiv softurile MBS în proiectarea – testarea mecanismelor ștergătoarelor de parbriz (în general, sistemele mecanice complexe, dificil de abordat prin metode clasice).

Lucrarea a fost realizată în cadrul proiectului de cercetare MEC - CNCSIS, cod 1321 – tip A.

BIBLIOGRAFIE

1. Alexandru, C. Simularea pe calculator a sistemelor mecanice articulate, Editura Lux Libris, Brașov, 2001.
2. Alexandru, C., Pozna, C. Dinamica sistemelor mecanice pe baza prototipării virtuale, Editura Universității "Transilvania", Brașov, 2003.
3. Alexandru, C., Barbu, I. Proiectarea sistemului de ștergere a parbrizului automobilului pe baza prototipării virtuale funcționale, Buletinul AGIR, nr. 1-2, pag. 6-9, 2004.
4. Alexandru, C., Buta, A.C. Mecanisme ștergătoarelor de parbriz – Modelare și prototipare virtuală, Editura Universității "Transilvania", Brașov, 2006.
5. Buta, A., Alexandru, C. Sistematizarea structurală a mecanismelor ștergătorului de parbriz, Analele Universității din Oradea, vol. IV, pag. 188b (abstract book), 2005.
6. Haug, E.J. Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Allyn and Bacon, 1989.
7. Shabana, A. Dynamics of Multibody Systems, John Wiley and Sons, New York, 1988.
8. *** Getting Started using ADAMS v2005, MSC Software, 2005.

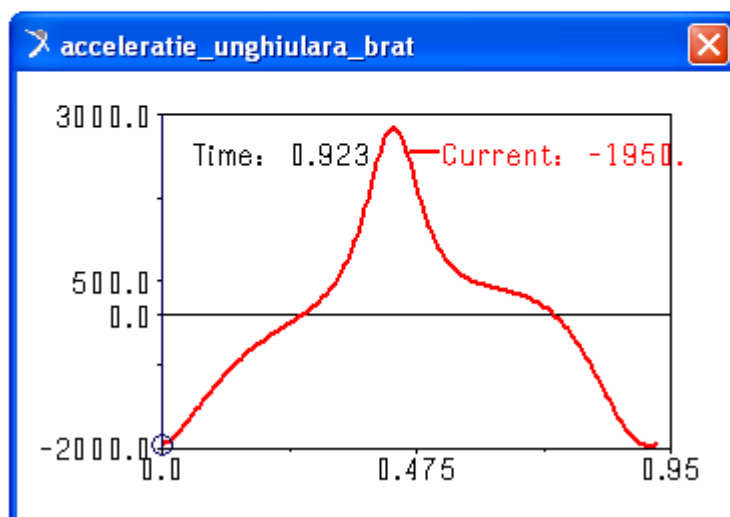
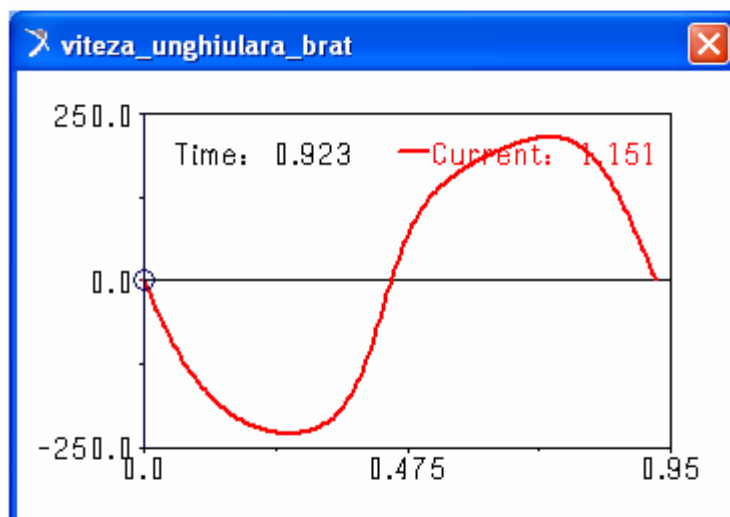
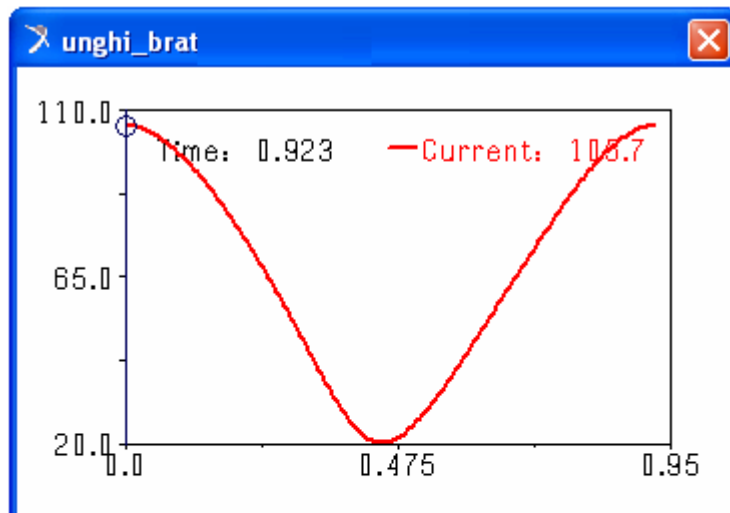


Fig. 7 Rezultate specifice analizei cinematice