

SOLUȚII PRIVIND ANALIZA PE MODELE EXPERIMENTALE LA SCARA REDUSĂ A FUNCȚIONĂRII UNUI MOTOR ELECTRIC DE TRACȚIUNE

Leonard MELCESCU

Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București
lmclescu@yahoo.co.uk

Rezumat. Lucrarea prezintă un studiu legat de identificarea datelor de proiectare ale unor modele experimentale la scară redusă pentru un motor electric destinat utilizării în sistemul de tracțiune al unui automobil. Într-o prima etapă este descrisă o procedură de determinare a cerințelor și caracteristicilor unui motor electric de tracțiune pe baza specificațiilor caroseriei, a unei diagrame de drum standardizate și a prescripțiilor tehnice legate de construcția drumurilor publice. Considerând particularitățile sarcinii motorului electric în aplicațiile de tracțiune se prezintă configurația unui stand de testare în condiții de laborator. Se propun două modele experimentale având puterea redusă la scara 1:10, care permit analiza cu costuri reduse a funcționării motorului real la cuplul maxim, respectiv la turație maximă. Se prezintă o variantă redusă la scara a standului de testare care permite utilizarea aceluiași sistem de încărcare pentru încercările celor două modele experimentale.

1. INTRODUCERE

Mașinile electrice folosite în sistemele de acționare ale vehiculelor electrice au un regim de funcționare solicitant, caracterizat de perioade de accelerări și decelerări succesive, respectiv de treceri frecvente din regim de motor în regim de generator. Obținerea unor soluții constructive caracterizate de densități mari ale cuplului și puterii implică utilizarea unor sisteme speciale de răcire și funcționarea la turații ridicate [1].

Dezvoltarea unei astfel de mașini electrice este un proces complex, ce presupune proiectarea simultană a structurii electromagnetice și a sistemului de răcire. Chiar dacă în etapele de proiectare pot fi folosite programe de calcul performante este esențială dezvoltarea și testarea unor modele experimentale. Pentru reducerea costurilor este indicat ca în etapele inițiale testele să fie făcute pe modele de laborator de puteri mai mici, [2-4]. Lucrarea prezintă un studiu privind principiile obținerii unor modelele experimentale la scară redusă ale unei mașini electrice proiectată pentru sistemul de acționare al unui autoturism electric de clasa medie, Fig. 1, [5].

În prima parte se prezintă o procedură de identificare a caracteristicilor motorului electric de tracțiune pe baza performanțelor pe care trebuie să le atingă vehiculul, considerând specificațiile caroseriei, o diagramă de drum standardizată și particularitățile tehnice ale drumurilor publice.

Pentru testarea în laborator a motorului de tracțiune se propune structura unui stand experimental în care cuplul de sarcină este obținut prin utilizarea unei volante și a unui sistem de acționare electrică cu mașină asincronă, care permite controlul continuu al cuplului și stabilirea punctului de funcționare în fiecare din cele patru cadrane ale planului caracteristici mecanice.



Fig. 1 Dacia Sandero

Modelele experimentale la scară redusă trebuie să asigure analiza funcționării motorului electric în condiții de solicitare maximă a unor componente, precum și testarea sistemului de răcire. În acest scop, se propune un prim model obținut prin reducerea la scara 1:10 a cuplului maxim, menținând turația maximă și tensiunea de alimentare. Curentul absorbit se va reduce proporțional, de aproximativ 10 ori. Acest model permite analiza experimentală a solicitărilor circuitelor magnetice, a sistemului de izolație și a pierderilor suplimentare din înfășurări la funcționarea la frecvențe ridicate, precum și a sistemului de lagăre. Al doilea model se obține prin reducerea la scara 1:10 a turației maxime cu menținerea valorii cuplului maxim. Alimentarea se face cu o tensiune de 10 ori mai mică, iar curentul maxim va fi comparabil cu cel al motorului propriu zis. Pe acest model experimental se analizează pierderile din înfășurări și funcționarea sistemului de răcire.

Standul de încercare a celor două modele experimentale se obține prin reducerea la scară și adaptarea sistemului de testare propus pentru motorul de tracțiune propriu zis. Se arată că prin utilizarea unor reductoare, același sistem de producere al cuplului de sarcină poate fi folosit încercarea ambelor modele experimentale.

2. DETERMINAREA SPECIFICAȚILOR MAȘINII ELECTRICE DE TRACȚIUNE

În acest paragraf se prezintă o procedură de determinare a specificațiilor unei mașini electrice de tracțiune, pe baza unei diagrame de drum standardizate, Fig. 2, considerând normele de proiectare a căilor de rulare și caracteristicile caroseriei vehiculului.

Forța de tracțiune necesară pentru propulsia unui vehicul, F_t , se poate determina cu relația (1), în care F este forța rezultantă, egală cu produsul dintre masa totală a vehiculului m și accelerația a . Suma forțelor rezistente F_{rez} cuprinde: forța de frecare cu aerul la înaintare F_w , forța de frecare cu calea de rulare, F_r , forța gravitațională la deplasarea pe planul înclinat, F_g , [1].

$$F_t = F + F_{rez} = ma + F_{rez} = ma + (F_w + F_r + F_g). \quad (1)$$

Prin derivarea în timp a curbei vitezei din Fig. 2 rezultă evoluția în timp a accelerației și apoi se poate reprezenta variația forței rezultante, F , de-a lungul perioadei ciclului standardizat, Fig. 3.

Pentru calculul forțelor rezistente se folosesc relațiile (2)-(4), [1], în care C_x reprezintă coeficientul aerodinamic, S_{auto} este aria suprafeței frontale a vehiculului, ρ_{aer} densitatea aerului, v viteza de deplasare, $C_R = 0,015$ este coeficientul de frecare la rulare pentru un drum european, g accelerația gravitațională, iar α unghiul de înclinare al căii de rulare față de direcția de deplasare.

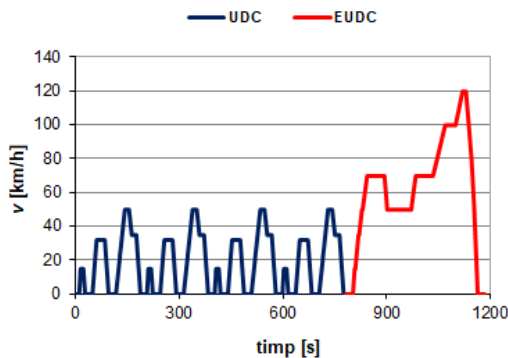


Fig. 2 Diagrama de drum standardizata

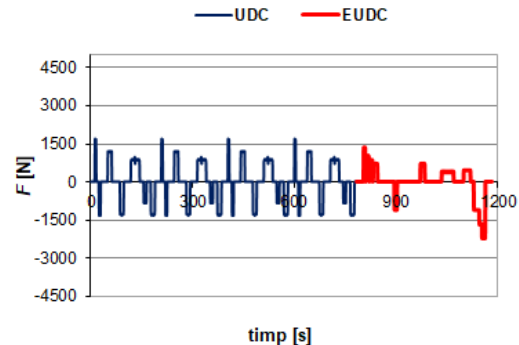


Fig. 3 Variația în timp a forței rezultante

Tabelul 1

Caracteristicile automobilului Dacia Sandero 2017

Număr locuri	5
Dimensiuni	$L = 4058 \text{ mm}; l = 1733 \text{ mm}; h = 1518 \text{ mm}$
Masă proprie	980 kg
Masă utilă	535 kg
Masa totală	1515 kg
Motor combustie	Renault H4B
Putere maximă	71 kW (97CP)
Viteza maximă	175 km/h
Coefficient de frecare aerodinamică - C_x :	0,35
Raza Roții	301,6 mm
Aria suprafeței frontale - S_{auto}	2,18 m ²

$$F_w = C_x \cdot S_{\text{auto}} \cdot \rho_{\text{aer}} \cdot \frac{v^2}{2}, \quad (2)$$

$$F_r = C_R \cdot m \cdot g, \quad (3)$$

$$F_g = m \cdot g \cdot \sin(\alpha). \quad (4)$$

Pentru automobilul considerat, Dacia Sandero, valorile coeficienților și ale mărimilor descrise în ecuațiile de mai sus sunt preluate din *Tabelul 1*, [5].

Declivitatea maximă a căii de rulare specificată în norme este de 18%, respectiv de $\alpha = 10,2^\circ$, și se întâlnește de regulă la ieșirile din garaje sau parcări subterane. În schimb pe drumurile publice înclinarea este mai mică pe măsură ce viteza maximă admisă este mai mare, [6]. Pentru calculul forței gravitaționale la deplasarea pe planul înclinat, F_g , pe baza datelor din normative [6], s-a considerat o dependență liniară a înclinării maxime a drumului cu viteza, corespunzător ipotezelor descrise de diagrama de drum. Astfel pe porțiunea diagramei asociată deplasării în zona urbană, UDC, din Fig. 1 declivitatea maximă s-a calculat cu relația (5.a), iar pentru deplasarea în zona extraurbană, EUDC, s-a folosit expresia (5.b).

$$d_{\text{mUDC}}[\%] = 18 - 0,3175 \cdot v \quad (5.a)$$

$$d_{\text{mEUDC}}[\%] = 11 - 0,05 \cdot v \quad (5.b)$$

Pentru determinarea solicitărilor maxime ale sistemului de tracțiune s-a considerat că drumul are înclinarea o maximă corelată cu viteze de deplasare și s-a admis că în perioadele de accelerare vehiculul se afla pe un drum în rampă, $\alpha > 0$, iar în perioadele de decelerare pe un drum în pantă, $\alpha < 0$.

Curba de variație a sumei forțelor rezistente, F_{rez} , în intervalul de timp definit de diagrama de drum și curba evoluției forței de tracțiune ce trebuie dezvoltată de sistemul de acționare, F_t , sunt reprezentate în Fig. 4, respectiv în Fig. 5.

Cuplul total de tracțiune care trebuie să acționeze asupra roților, M_{t_R} , se obține prin înmulțirea relației (1) cu raza roților, R :

$$M_{t_R} = m \frac{dv}{dt} \cdot R + M_{\text{rez}_R} = m \frac{d\Omega_R}{dt} \cdot R^2 + M_{\text{rez}_R} \cdot R \quad (6)$$

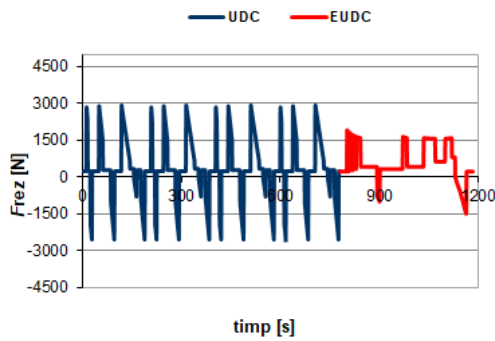


Fig. 4 Evoluția sumei forțelor rezistente

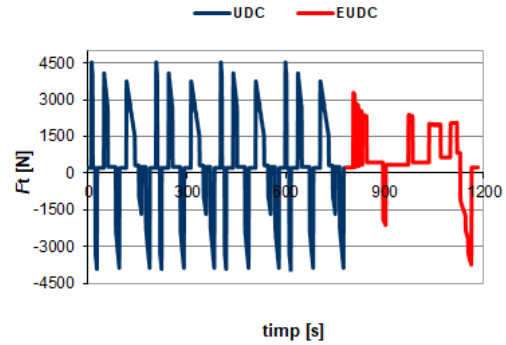


Fig. 5 Curba de variație în timp a forței de tracțiune

Relația de mai sus evidențiază cele două componente ale cuplului de sarcină a sistemului de tracțiune: componenta inerțială proporțională cu derivata vitezei unghiulare a roților, Ω_R , și componenta M_{rez_R} , dată de forțele rezistente.

De regulă transmisia puterii mecanice de la axul motorului de tracțiune la roțile vehiculului electric se face prin intermediul unui reductor. Dacă raportul transmisiei mecanice se notează cu i , ecuația de bilanț a cuplurilor de la nivelul roților (6) poate fi rescrisă la nivelul axului motorului:

$$M_{motor} = m \frac{d\Omega}{dt} \cdot \frac{R^2}{i^2} + \frac{M_{rez_R}}{i} = m \left(\frac{R}{i} \right)^2 \frac{d\Omega}{dt} + M_{rez_motor} = J_{auto_ax} \frac{d\Omega}{dt} + M_{rez_motor} \quad (7)$$

În relația de mai sus M_{motor} reprezintă cuplul dezvoltat de motor, M_{rez_motor} este cuplul produs de forțele rezistente văzut la axul motorului, iar J_{auto_ax} momentul de inerție corespunzător masei autoturismului:

$$J_{auto_ax} = m \left(\frac{R}{i} \right)^2 \quad (8)$$

Eliminarea timpului între curbele din Fig. 3 și Fig. 2, respectiv Fig. 4 și Fig. 2 permite obținerea forței rezultante și a sumei forțelor rezistente în funcție de viteza de deplasare. Folosind relațiile (6)-(8) rezultă valorile componentelor cuplului de sarcină văzute la axul motorul în funcție de turația acestuia, Fig. 6-7.

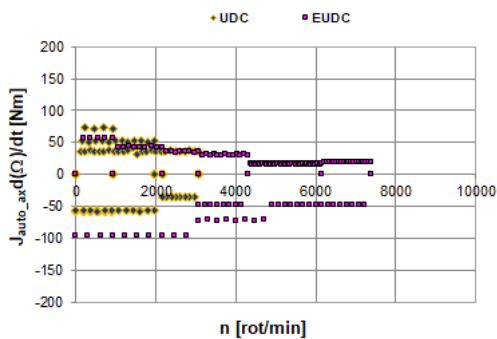


Fig. 6 Cuplul de corespunzător inerției autoturismului văzut la axul motorului de tracțiune pentru diverse valori ale turației

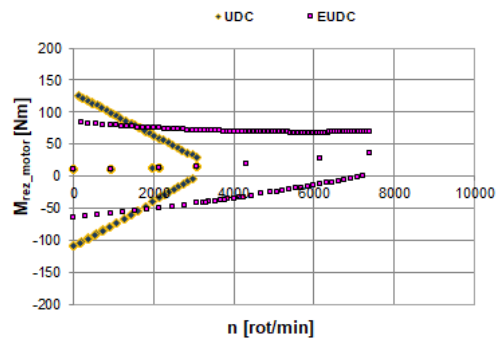


Fig. 7 Cuplul de corespunzător forțelor rezistente văzut la axul motorului de tracțiune pentru diverse valori ale turației

Prin însumarea valorilor cuplurilor reprezentate în figurile de mai sus, rezultă punctele de funcționare ale motorului de tracțiune din planul caracteristicii mecanice, Fig. 8, definite de diagrama de drum, Fig. 1, și de caracteristicile vehiculului considerat.

În urma analizei distribuției punctelor de funcționare, rezultă că un motor electric cu puterea $P_n = 75 \text{ kW}$ asociat cu o transmisie mecanică cu raportul 1:7, răspunde cerințelor de tracțiune, dacă acesta produce un cuplul maxim, $M_m = 205 \text{ Nm}$, până la turația $n_m = 3500 \text{ rot/min}$ și poate atinge turația maximă $n_{\max} = 10000 \text{ rot/min}$, Fig. 8.

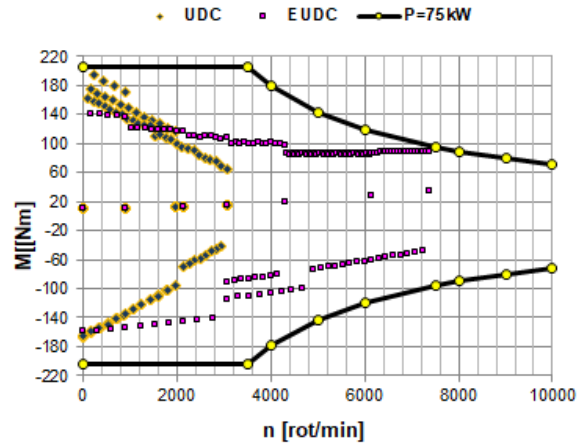


Fig. 8 Punctele de funcționare în planul caracteristicii mecanice ale motorului de tracțiune, definite de diagrama de drum, încadrate de limitele zonei de operare

3. STRUCTURA SISTEMULUI DE ÎNCERCARE

Pentru testarea funcționării în sarcină a motorului de tracțiune și a sistemului de control este necesar un stand de încercare prevăzut cu o frână controlabilă. Astfel, în Fig. 9 se propune utilizarea ca frână a unui sistem de acționare cu mașina asincronă, care poate funcționa în cele patru cadrane ale planului caracteristicii mecanice, $M = f(n)$.

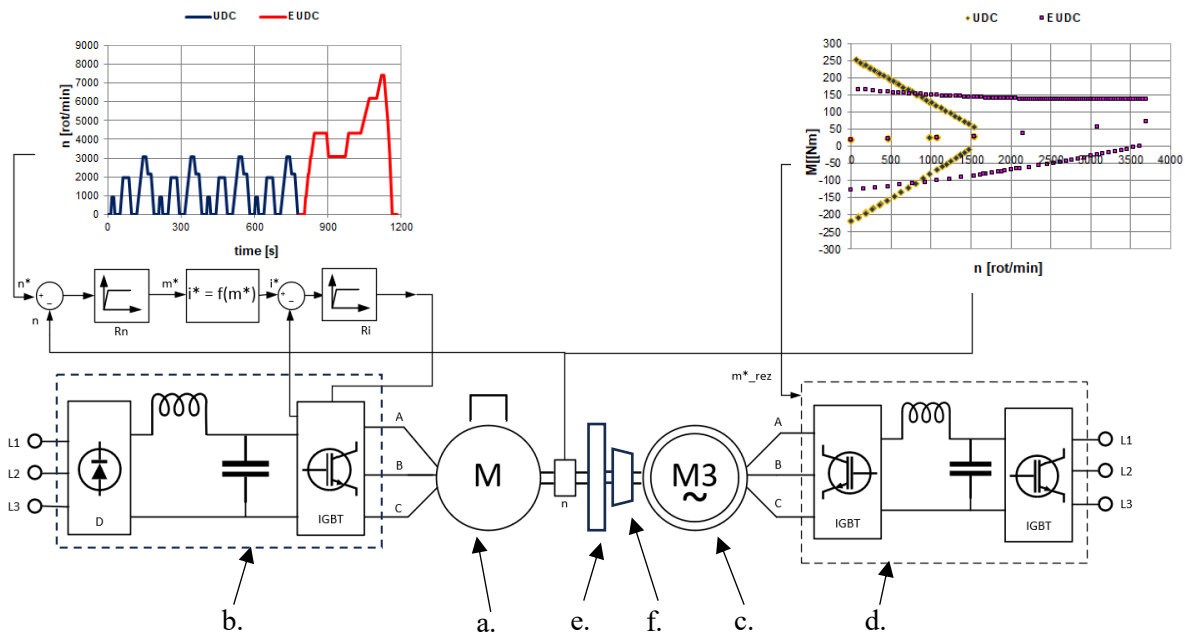


Fig. 9 Structura standului de încercare a sistemului de tracțiune electrică: a. mașina electrică de tracțiune, b. sistemul de acționare și control al mașinii de tracțiune, c. mașină asincronă, d. sistemul de acționare și control al mașinii asincrone, e. volantă, f. reductor.

Standul propus permite încercarea unui sistem electric de propulsie a unui vehicul în condițiile impuse de o diagrama de drum, prin impunerea vitezei mașinii electrice de tracțiune și a cuplului de sarcină. Acesta este controlat prin intermediul sistemului de acționare al mașinii asincrone pe baza turației, a caracteristicilor vehiculului și a înclinării căii de rulare.

După cum s-a prezentat mai sus cuplul pe care trebuie să-l producă sistemul de încărcare are o componentă inerțială și una variabilă corespunzătoare forțelor rezistente (7). Prima componentă poate fi considerată prin intermediul unei volante, al cărei moment de inerție, $J_{\text{auto_ax}}$, depinde masa vehiculului, m , raza roții, R , și raportul total al transmisiei, i , (8). Pentru exemplul analizat volanta trebuie să aibă un moment de inerție $J_{\text{auto_ax}} = 2,97 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. În Tabelul 2 sunt prezentate orientativ dimensiunile unei volante de formă cilindrică, realizată din oțel.

Tabelul 2
Momentul de inerție al volantei [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$] de tip cilindru plin realizată din oțel în funcție de înălțime, h , și rază, r

$h[\text{mm}]$ $r[\text{mm}]$	170	175	180	185	190	195
186	2,51	2,59	2,66	2,73	2,81	2,88
188	2,62	2,70	2,78	2,85	2,93	3,01
190	2,74	2,82	2,90	2,98	3,06	3,14
192	2,85	2,94	3,02	3,10	3,19	3,27
194	2,97	3,06	3,15	3,24	3,32	3,41
196	3,10	3,19	3,28	3,37	3,46	3,55

Componentă a cuplului de sarcină asociat forțelor rezistente urmează să fie produsă de către mașina asincronă. Fig. 6-7 prezintă punctele de funcționare din planul caracteristicii mecanice ale componentelor standului folosite pentru producerea cuplului de sarcină.

Reprezentările grafice din Fig. 8 arată că sarcina trebuie să poată funcționa la o turație de până la $n_{\text{max}} = 8000 \text{ rot/min}$. Dacă în configurarea sarcinii se folosește o mașina asincronă cu $2p = 2$ poli, pe cuplajul dintre motor și sarcină trebuie adăugat un reductor cu raportul $i_{\text{MSMP_MAS}} = 2$.

Pe baza datelor din Fig. 7 se alege un motor asincron de serie cu puterea nominală $P_n = 37 \text{ kW}$ cu $2p = 2$ poli și frecvența nominală $f_n = 50 \text{ Hz}$, [7]. În continuare, plecând de la datele de catalog, se analizează dacă acest motor răspunde cerințelor sistemului de testare. În Fig. 10 sunt prezentate curbe ale caracteristicii mecanice ale mașinii asincrone pentru trei frecvențe diferite ale tensiunii de alimentare: f_n , $f_n/2$ și $2\cdot f_n$, considerând controlul clasic al turației, prin care raportul U/f este menținut constant la frecvențe mai mici decât cea nominală. Curbele au fost obținute cu relația lui Kloss cunoscând capacitatea de suprasarcină a motorului asincron $k_m = M_m/M_n = 3,3$. Cum mașina asincronă va funcționa ca sarcină, sensul de referință al cuplului pe cuplajul dintre cele două mașini electrice este cel al mașinii de tracțiune. Limita zonei de operare a mașinii asincrone s-a obținut prin limitarea cuplului de încărcare la 70% din valoarea cuplului maxim, [8]. Reprezentarea grafică din Fig. 11 arată că mașina asincronă aleasă asigură producerea cuplului asociat forțelor rezistente la înaintarea vehiculului, pentru toate punctele de funcționare definite de diagrama de drum considerată.

Realizarea practică a unui astfel de stand implică existența unui laborator prevăzut surse de alimentare de mare putere și este relativ costisitoare.

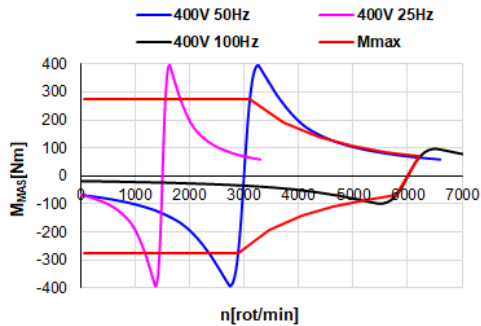


Fig. 10 Curbele caracteristici mecanice ale mașinii asincrone cu 2 poli și $P_n = 37$ kW la diverse frecvențe ale tensiunii de alimentare.

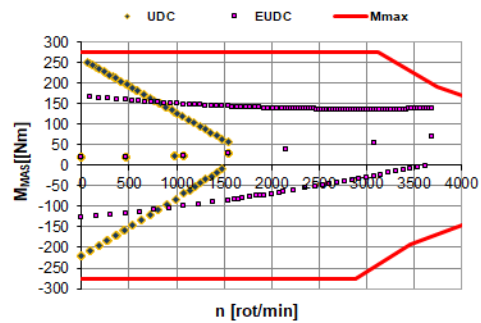


Fig. 11 Zona de operare a mașinii asincrone împreună cu punctele de funcționare corespunzătoare cuplului forțelor rezistente

4. MODELE EXPERIMENTALE REDUSE LA SCARA 1:10

În etapa de dezvoltare a unui produs industrial cercetarea pe modele experimentale reprezintă o etapă importantă ce permite validarea proiectării și a modelelor numerice. De regulă motoarele electrice de tracțiune sunt răcite forțat și trebuie să răspundă unor cerințe specifice: să dezvolte cuplu maxim la valori scăzute ale turației, respectiv să poată funcționa un timp îndelungat la o turație maximă pentru un cuplul de sarcină redus. Modelele experimentale la scară redusă permit analiza cu costuri reduse a funcționării sistemului de tracțiune în aceste condiții limită.

În continuare se analizează sistemele de testare pentru două modele experimentate având puterea maximă redusă la scara în raportul 1:10. Primul model este dedicat analizei funcționării la viteze mari, iar al doilea funcționării la cuplu maxim.

4.1 Model experimental la cuplu maxim redus la scara 1:10

Acest model experimental se obține prin diminuarea de 10 ori a cuplului maxim la ce trebuie furnizat până la turația $n_m^A = 3500$ rot/min, menținând valoarea maximă turației ce trebuie atinsă, $n_{max}^A = 10000$ rot/min. Astfel motorul va dezvolta cuplu maxim $M_m^A = 20,5$ Nm. Acesta corespunde unui autovehicul cu masa de 10 ori mai mică, care totuși trebuie să atingă viteza maximă impusă de diagrama de drum, Fig.1. Punctele din planul caracteristici mecanice, care trebuie atinse de motor conform diagramei de drum, sunt reprezentate în Fig. 12, împreună cu limita zonei de operare, definită de cuplul maxim până la turația $n_m^A = 3500$ rot/min, respectiv de puterea maximă pentru turații mai mari.

Modelul experimental cu puterea nominală $P_n^A = 7,5$ kW permite analiza experimentală a pierderilor în fier, a pierderilor suplimentate din înfășurări la funcționarea la frecvențe ridicate, precum și a fiabilității sistemului de lagăre la viteze mari. Diminuarea puterii nominale impune reducerea proporțională a puterii absorbite, care se face prin reducerea curentului și menținerea tensiunii de alimentare. Este indicat ca proiectarea modelului la scară redusă să conserve secțiunea transversala a mașinii de referință, respectiv scăderea puterii utile să se obțină prin reducerea lungimii axiale a mașinii. Diminuarea curentului determină reducerea secțiunii transversale a conductoarelor înfășurărilor, lăsând spațiul necesar creșterii proporționale a numărului de spire, pentru a menține neschimbată valoarea tensiunii electromotoare.

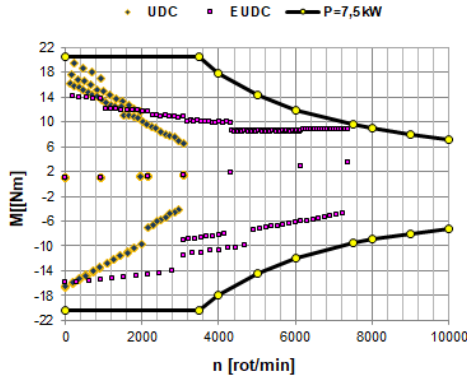


Fig. 12 Punctele de funcționare în planul caracteristicii mecanice ale modelului experimental al motorul de tracțiune cu cuplu maxim redus la scara 1:10, încadrate de limitele zonei de operare.

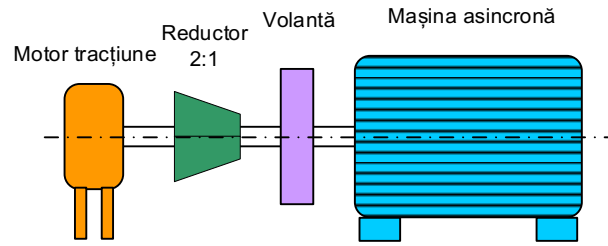


Fig. 13 Structura standului de încercarea a modelului experimental al motorul de tracțiune la cuplu maxim redus la scara 1:10

Similar cu cele prezentate în paragraful anterior sarcina motorului de tracțiune la scară redusă va fi alcătuită dintr-o volantă și o mașină asincronă al cărui cuplu va fi controlat printr-un sistem de acționare electrică. Pe lanțul cinematic al standul de testare, Fig. 13, se află un reductor cu raportul $i_A=2:1$ și după acesta o volantă. Contribuția acestora la producerea cuplului de sarcină asociat punctelor de funcționare din Fig. 12 este descrisă în Fig. 14. Cum masa vehiculului ce poate fi propulsat de motorul realizat la scară redusă este de 10 ori mai mică, momentul de inerție al volantei, J_{SA} , se poate exprima în funcție de inerția volantei J_{auto_ax} descrisă în standul din Fig. 9:

$$J_{SA} = \frac{1}{10} i_A^2 \cdot J_{auto_ax} = 0,4 \cdot J_{auto_ax} \quad (9)$$

Punctele de funcționare pe care trebuie să le atingă mașină asincronă, reprezentate în Fig. 15, impun alegerea unei motor asincron cu puterea nominală $P_n = 4 \text{ kW}$ cu $2p = 2$ poli [7]. Cunoscând capacitatea de suprasarcină, $k_m = 3,7$, folosind relația lui Kloss, în Fig. 16 se reprezintă

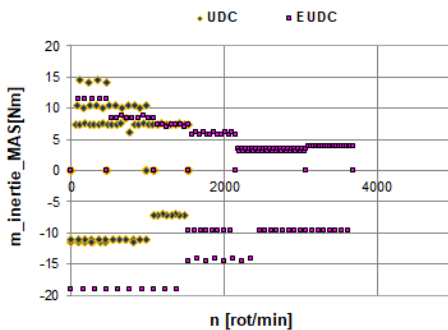


Fig. 14 Cuplul de corespunzător inerției autoturismului cu masa redusă în raportul 1:10 văzut la axul mașinii asincrone pentru diverse valori ale turației

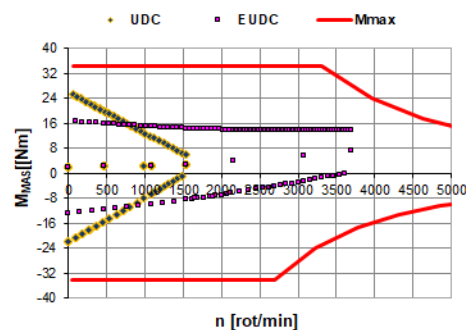


Fig. 15 Cuplul de corespunzător forțelor rezistente văzut la axul motorului de tracțiune cu cuplu maxim redus la scara 1:10, pentru diverse valori ale turației, împreună cu limita zonei de operare a mașinii asincrone

curbe ale caracteristicii mecanice ale mașinii asincrone pentru trei frecvențe diferite ale tensiunii de alimentare: f_n , $f_n/2$ și $2 \cdot f_n$. S-a considerat metoda clasică de control a mașinii asincrone prin menținerea constantă a raportului U/f . Limita zonei de operare a mașinii asincrone, Fig. 16, rezultă din condiția ca la funcționarea în regim dinamic cuplul la ax să nu depășească 70% din valoarea maximă a cuplului ce poate fi produs [8]. Adăugarea acestei curbe în graficul din Fig. 15 arată ca motorul asincron ales răspunde cerințelor sistemului de testare.

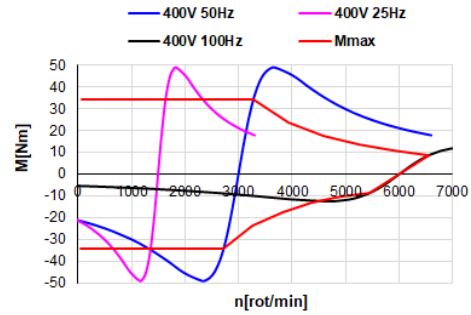


Fig. 16 Curbele caracteristicii mecanice ale mașinii asincrone cu 2 poli și $P_n = 4$ kW la diverse frecvențe ale tensiunii de alimentare.

4.2 Model experimental la turație maximă redusă la scara 1:10

Acest model experimental se obține prin diminuarea de 10 ori a turației maxime, la $n_{max}^B = 1000$ rot/min precum și a turației $n_m^B = 350$ rot/min până la care cuplul maxim, $M_m^B = 205$ Nm, este constant. Motorul cu aceste specificații corespunde deplasării autovehiculului considerat cu o viteză de 10 ori mai mică față de cea definită de diagrama de drum, Fig. 2. Punctele din planul caracteristicii mecanice, care trebuie atinse de motorul la scară redusă, sunt reprezentate în Fig. 17 împreună cu limita zonei de operare, definită de cuplul maxim până la turația n_m^B , respectiv de puterea maximă pentru turații mai mari decât acest prag.

Și în acest caz puterea nominală a modelului experimental se reduce de 10 ori ajungând la $P_n^B = 7,5$ kW. Diminuarea puterii absorbite se face prin reducerea proporțională a tensiunii de alimentare, păstrând valoarea curentului. Cum volumul unei mașini electrice este dat de cuplu, modelul experimental la scară redusă este identic cu motorul de tracțiune propriu-zis, reducerea la scară reprezentând practic o denominare a turației și a tensiunii de alimentare. Acest model permite analiza pierderilor din înfășurări în regim tranzitoriu și a sistemului de răcire al motorului.

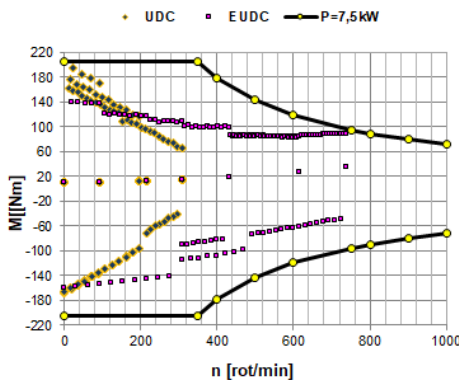


Fig. 17 Punctele de funcționare în planul caracteristicii mecanice ale modelului experimental al motorului de tracțiune la turație maximă redusă la scara 1:10, încadrate de limitele zonei de operare.

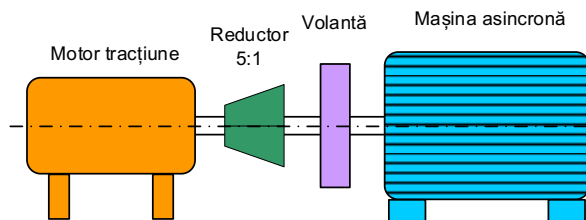


Fig. 18 Structura standului de încercare a modelului experimental al motorului de tracțiune la turație maximă redusă la scara 1:10

Încercarea modelului experimental al motorului redus la scară, prin diminuarea turației, se poate face folosind aceeași sarcină ca în cazul modelului la scară redusă obținut prin micșorarea

cuplului. În acest caz pe cuplajul mecanic dintre motor și sarcină se pune un reductor cu raportul $i_B=1:5$, Fig. 18, [9]. Pentru ca sarcină să asigure același nivel al cuplului la axul motorului, în condițiile reducerii de 10 ori a turației, respectiv a accelerației, conform relației (7) trebuie ca momentul de inerție al volantei la nivelul axului motorului, $J_{\text{auto_ax}}$ sa fie crescut de 10 ori. Cum poziționarea volantei pe lanțul cinematic este în dreptul mașinii asincrone, momentul de inerție, J_{sB} , se determină cu relația:

$$J_{sB} = i_B^2 \cdot 10J_{\text{auto_ax}} = \frac{1}{5^2} \cdot 10J_{\text{auto_ax}} = 0,4 \cdot J_{\text{auto_ax}}. \quad (10)$$

Astfel se demonstrează că același sistemul de încărcare în sarcină poate fi folosit pentru testarea ambelor modele experimentale realizate la scară redusă.

5. CONCLUZII

Studiul elaborat poate fi considerat o etapă preliminară în procesul dezvoltare a unui sistem electric de tracțiune. Procedurile prezentate permit identificarea cerințelor pentru elaborarea temei de proiectare a unui motor de tracțiune și a caracteristicilor elementelor componente ale standului pentru testarea în condiții de laborator.

Pe baza exemplurilor prezentate se poate alege raportul optim de reducere la scară a modelelor experimentale, în funcție de disponibilitatea anumitor echipamente sau componente și de facilitățile laboratorului în care se vor efectua testele. Dacă că modelele experimentale reduse la scară au puteri similare se pot testa pe același stand prin utilizarea unor reductoare cu rapoarte diferite.

CONFIRMARE

Lucrarea a fost prezentată la Simpozionul de Mașini Electrice SME'XX, ediția 2024

BIBLIOGRAFIE

1. Ehsani, M., Gao, Y., Gay, S.E., & Emadi, A., *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design* (2st ed.), CRC Press, 2017.
2. F. Graffeo, S. Ferrari, S. Rubino, S. Vaschetto, G. Pellegrino, *A Scaling Procedure for Electrically-Excited Synchronous Machines Utilizing Flux and Loss Maps*, International Conference on Electrical Machines (ICEM), pp. 1-8, 2024.
3. P.E. Babu, S. Kumaravel, S. Ashok, *A laboratory scale energy recovery system for under loaded electric motor used in hybrid electric vehicles*, International Conference on Technological Advancements in Power and Energy (TAP Energy), pp. 1-5, 2017.
4. A. Credo, M. Villani, G. Fabri, M. Popescu, *Adoption of the Synchronous Reluctance Motor in Electric Vehicles: A Focus on the Flux Weakening Capability*, IEEE Transactions on Transportation Electrification, **9**, 1, pp. 805-818, 2023.
5. ***https://www.automobile-catalog.com/auta_details1.php#gsc.tab=0;
6. *** , *Proiectarea, construirea și modernizarea drumurilor | Normă tehnică*, Ministerul Transporturilor, Ordin 1296/2017;
7. *** , ABB catalog *Low voltage process performance cast iron motors 400 V 50 Hz, 460 V 60*, H9AKK105944 EN 02-2024 | ABB IEC LV MOTORS, new.abb.com/motors-generators ;
8. *** , ABB drives - *Technical guide book, 2016*, www.abb.com;
9. ***<https://www.apexdyna.com/download/catalog/AD-ADR-ADS-Eng.pdf>.