

**Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București
Facultatea de Ingineria Sistemelor Biotehnice**



**Universitatea Națională
de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA BUCUREȘTI**

Rezumat al Tezei de Doctorat

***CERCETĂRI PRIVIND REALIZAREA UNUI VEHICUL
AGRICOL AUTOPROPULSAT ACȚIONAT ELECTRIC***

CONDUCĂTOR DE DOCTORAT:

Prof. habil. dr. ing. Sorin-Ștefan BIRIȘ

AUTOR:

Cristea Mario

București, 2023

REZUMAT

Valoarea pe care tractorul a căpătat-o în cadrul fermelor a crescut foarte repede în timp ajungând să fie unul dintre sistemele tehnice principale ale fermierului. Ca urmare producătorii de tractoare reușesc să adauge funcții suplimentare tractorului sau să aducă modificări astfel încât acestea au devenit mai puternice, mai rapide, mai confortabile și cu capacități de a executa lucrări din în ce mai diversificate.

Obiectivul general al tezei îl constituie realizarea de cercetărilor și experimentărilor privind comportamentul dinamic și energetic al unui vehicul agricol autopropulsat acționat electric. În această lucrare, din punct de vedere teoretic, a fost elaborat un model matematic privind forțele care acționează asupra unui tractor cu tracțiune 4x2 sau 4x4, necesarul forței motorului cât și al cuplului pentru o deplasare în condiții optime a tractorului pe diferite tipuri de sol, comportamentul dinamic al tractorului și modul cum poate fi influențată dinamica atunci când, fără adăugarea de greutate suplimentare pe punțile tractorului, se modifică centrul de greutate. Din punct de vedere experimental s-au avut în vedere următoarele aspecte: determinarea parametrilor fizici a celor 4 vehicule agricole electrice, vitezele maxime de deplasare dar și cele optime de deplasare, dinamica vehiculelor în condiții reale de lucru, distanțelor de frânare, zgomotul produs de fiecare vehicul în parte și consumul de energie electrică pentru situații reale de lucru. Datele obținute în cadrul experimentelor au fost sub forma de tabele iar calculele au fost realizate folosind programul Microsoft Excel versiunea Microsoft 365. Pentru realizarea graficelor a fost folosit programul Microsoft Excel dar și cu ajutorul limbajului de programare Python la care au fost adăugate librării specifice lucrului cu tabele de mari dimensiuni.

ABSTRACT

The value that the tractor has gained within farms has grown rapidly over time, becoming one of the main technical systems for farmers. As a result, tractor manufacturers have been able to add additional functions to the tractor or make modifications to make them more powerful, faster, more comfortable, and capable of performing increasingly diverse tasks.

The overall objective of this thesis is to conduct research and experiments on the dynamic and energetic behavior of a self-propelled electric agricultural vehicle. In this work, from a theoretical perspective, a mathematical model has been developed regarding the forces acting on a 4x2 or 4x4 traction tractor, the engine power required, as well as the torque needed for optimal tractor movement on different types of soil, the dynamic behavior of the tractor, and how dynamics can be influenced when the center of gravity is changed without adding additional weights to the tractor's axles. From an experimental perspective, the following aspects were considered: determining the physical parameters of the four electric agricultural vehicles, their maximum and optimal travel speeds, vehicle dynamics under real working conditions, braking distances, noise produced by each vehicle, and electricity consumption for real working situations. The data obtained in the experiments were in the form of tables, and calculations were performed using Microsoft Excel, Microsoft 365 version. Graphs were created using Microsoft Excel and the Python programming language, with specific libraries for working with large tables.

MULȚUMIRI

La finalul acestei etape a vieții mele, doresc să adresez câteva cuvinte de mulțumire tuturor celor care au fost alături de mine, m-au îndrumat și sprijinit pe tot parcursul acestor ani necesari realizării acestei lucrări de doctorat.

Cu deosebit respect adresez cele mai sincere mulțumiri domnului Prof. Habil. Dr. Ing. Sorin-Ștefan BIRIȘ, care în calitate de conducător m-a îndrumat și mi-a acordat tot sprijinul și ajutorul de care am avut nevoie pe tot parcursul întregii perioade de cercetare și elaborare a tezei de doctorat.

Mulțumesc domnilor Prof. Univ. Dr. Ing. Gheorghe VOICU, Prof. Univ. Dr. Ing. Edmond MAICAN, Prof. Habil. Dr. Ing. Cristina Ileana Covaliu-Mierlă și Ș.I. Dr. Ing. Mihaela Florentina DUȚU pentru sprijinul, sugestiile și încurajările permanente acordate pe tot parcursul elaborării tezei de doctorat.

Sincere mulțumiri colegilor din cadrul Institutul Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Mașini și Instalații Destinate Agriculturii și Industriei Alimentare – INMA București, cu ajutorul cărora am realizat majoritatea cercetărilor experimentale, în special domnilor Dr. Ing. Valentin VLĂDUȚ, Dr. Ing. Mihai MATACHE, Dr. Ing. Iulian-Florin VOICEA, Drd. Ing. Gabriel GHEORGHE, Dr. Ing. Radu CIUPERCĂ și Drd. Ing. Cătălin PERSU, pentru sprijinul moral, sugestiile și încurajările acordate și pentru faptul că mi-au pus la dispoziție echipamentele necesare pe întreaga perioadă de elaborare a tezei de doctorat.

Mulțumesc tuturor membrilor comisiei de doctorat, pentru răbdarea de care au dat dovadă la analizarea lucrării, precum și pentru sugestiile pe care le-au formulat.

Și, nu în ultimul rând, mulțumesc tuturor membrilor familiei pentru înțelegerea și susținerea mea în această perioadă.

Cuprins

REZUMAT	1
MULTUMIRI	2
CUVÂNT ÎNAINTE	5
Capitolul 1 Tractorul în agricultură	6
Introducere	6
1.2. Necesitatea și importanța tractorului în realizarea culturilor agricole.....	6
1.3. Proprietățile fizico-mecanice ale tractoarelor agricole (dimensiuni, masa, forță)	6
Capitolul 2 Stadiul actual al tractoarelor agricole.....	8
2.1. Stadiul actual privind tractoarele agricole care se fabrică pe plan mondial	8
Capitolul 3 Parametrii principali de lucru ai tractoarelor agricole – modele matematice	10
3.1. Parametri dinamici.....	10
3.2 Transformarea cuplului motor în forță de propulsie.....	11
3.3. Cinematica roților	11
3.4. Dinamica roții pe teren nedeformabil	13
3.5. Dinamica roții conduse pe teren deformabil.....	13
3.6. Dinamica roții motoare pe teren nedeformabil	15
3.7. Dinamica roții motoare pe teren deformabil	17
3.8. Patinarea roților	18
3.9. Centrul de masă și coordonatele centrului de greutate	18
3.10 Dinamica tractorului.....	20
3.10.1. Dinamica tractorului 4x2.....	20
3.10.2. Dinamica tractoarelor care sunt dotate cu tracțiune 4X4	23
3.11. Stabilitate longitudinală.....	26
Capitolul 4 Stadiul actual privind construcția tractoarelor și a șasiurilor destinate echipării cu motoare electrice	29
4.1 Sistemul de propulsie al tractoarelor echipate cu motoare au ardere internă.....	29
4.1.1 Motorul.....	29
4.1.2 Transmisia	29
4.2. Componentele sistemelor de propulsie electrice	30
4.2.1. Tipuri de motoare electrice	30
4.2.2. Tipuri de baterii de acumulatori	31
4.2.3. Tipuri de controlere de motoare.....	32
4.2.4. Tipuri de convertoare DC/DC	32
4.2.5. Tipuri de încărcătoare.....	33
4.2.6. Tipuri de sisteme de management al bateriilor (BMS)	34
Capitolul 5 Cercetări experimentale privind realizarea vehiculelor agricole acționate electric	35
5.1. Analiza posibilității de înlocuire a unui motor cu ardere internă cu unul electric și studierea echipamentelor necesare.....	35
5.2. Șasiuri de tractor folosite la experimentări	37
5.2.1 Șasiu legumicol.....	37
5.4. Dispozitive, aparatura și metodele de setare reglare și măsurare folosite	39
5.4.1. Interfețe de programare și control	39
5.4.2. Software pentru PC necesar la programare, configurare și control.....	39
5.4.3. Aparatura folosită pentru măsurători și control	39
5.5. Determinarea caracteristicilor fizice ale vehiculele agricole acționate electric.....	39
5.5.1. Determinarea masei vehiculelor electrice	39
5.5.2. Determinarea turației la arborele motor	39
5.5.3. Determinarea timpului de încărcare a bateriei	40
5.5.4. Determinarea maselor tractoarelor	40
5.5.5. Determinarea siguranței la frânare	41
5.5.5. Determinarea nivelului presiunii acustice în jurul tractorului și la urechea tractoristului	41
5.5.6. Determinarea indicilor energetici	42
5.5.6.1. Determinarea vitezei de deplasare	42

5.5.6.2. Determinarea consumului de energie electrica de la rețea.....	43
5.5.6.3. Determinarea forței de tracțiune.....	43
5.5.6.4. Determinarea autonomiei.....	44
5.5.6.5. Economia de combustibil.....	45
Capitolul 6 Cercetări teoretice privind realizarea vehiculelor electrice agricole acționate electric	47
6.1. Forța și cuplul necesar deplasării tractorului.....	47
6.1.1. Cazul deplasării pe suprafață orizontală.....	47
6.1.2. Cazul deplasării pe suprafață înclinată.....	48
6.2. Calculul cuplului minim necesar pentru deplasarea tractorului.....	48
6.3 Calculul puterii necesare sistemului de propulsie	50
6.4 Calculul centrului de greutate	52
6.5. Modificarea poziției centrului de greutate	53
6.6. Randamentul total	59
6.7. Alunecarea rotorului	59
6.8. Consumul de energie	60
6.9. Încărcarea bateriei.....	62
Capitolul 7 Concluzii generale, contribuții, perspective	63
7.1. Concluzii	63
7.2. Contribuții personale	64
7.3. Perspective	64
Listă de lucrări.....	64
Cerere brevet	65
Cerere model utilitate	65
Bibliografie selectivă	66
Anexe	68
Abrevieri.....	68
Lista de notații.....	68

CUVÂNT ÎNAINTE

Teza de Doctorat “Cercetări privind realizarea unui vehicul agricol autopropulsat acționat electric” are ca principal obiectiv cercetarea teoretică și experimentală privind comportamentul dinamic și energetic a patru șasiuri de tractoare agricole la care a fost montat un sistem propulsor bazat pe un motor electric alimentat de la un acumulator.

Lucrarea este cuprinde 7 capitole, 233 pagini, 161 figuri, 43 grafice, 43 tabele, 224 relații matematice, 21 anexe și 91 referințe bibliografice.

În **Capitolul 1** „Tractorul în agricultură” se prezintă istoria, rolul și importanța tractorului în agricultură pe plan mondial dar și în România, proprietățile generale ale tractorului și obiectivele tezei.

În **Capitolul 2** „Stadiul actual al tractoarelor agricole” este prezentat nivelul de dezvoltare la care au ajuns tractoarele la nivel mondial și în România, componentele electrice care pot fi montate pe tractoare pentru a se realiza o propulsie electrică, cu descrierea detaliată a caracteristicilor dar și a performanțelor acestora.

În **Capitolul 3** „Parametrii principali de lucru ai tractoarelor agricole – modele matematice” se prezintă detaliat modelarea matematică a parametrilor dinamici, cinematica tractorului și a roții, fenomenul de patinare a roților, centrul de masă al tractorului și dinamica tractorului 4X2 și 4X4.

În **Capitolul 4** „Stadiul actual privind construcția tractoarelor și a șasiurilor destinate echipării cu motoare electrice” sunt prezentate componentele folosite la construcția unui tractor clasic propulsat de un motor cu ardere internă dar și noile modele de roboți și tractoare electrice folosite în agricultură. De asemenea sunt prezentate tipuri de motoare electrice, baterii, controlere de motoare și încărcătoare pentru baterii care au fost folosite în cercetarea privind folosirea motorului electric pentru a se realiza un sistem de propulsie.

În **Capitolul 5** „Cercetări experimentale privind realizarea vehiculelor agricole acționate electric” sunt prezentate soluțiile adoptate pentru înlocuirea motoarelor termice care sunt montate pe tractoare agricole cu motoare electrice alimentate de la o baterie, metodele și sistemele tehnice de măsură folosite pentru programarea și configurarea sistemului, determinarea caracteristicilor fizice ale vehiculelor agricole utilizate la experimentări și determinarea indicilor energetici.

În **Capitolul 6** „Cercetări teoretice privind realizarea vehiculelor electrice agricole acționate electric” sunt prezentate calculele pentru determinarea forța minimă pe care motorul electric trebuie să o furnizeze sistemul pentru deplasare pe suprafețe plane sau înclinate sub diferite unghiuri, determinarea cuplului minim necesar pentru deplasarea tractorului, determinarea consumului de energie electrică la deplasare dar și a echipamentelor auxiliare, dinamica vehiculului, valorile mărimilor electrice măsurate în timpul experimentelor.

În **Capitolul 7** „Concluzii generale, contribuții, perspective” sunt prezentate concluziile generale, contribuții aduse de această lucrare în domeniul documentar, teoretic și al experimentelor și perspective pentru folosirea energiei electrice în domeniul vehiculelor agricole.

Capitolul 1 Tractorul în agricultură

Introducere

Tractorul, de la apariția sa și până să ajungă mașină inteligentă pe care o vedem astăzi a parcurs un drum lung și complex, fiind rezultatul unor procese complexe evolutive ale științei și tehnicii dar nu numai. Descoperirea și perfecționarea mașinii cu abur dar și a motoarelor cu ardere internă au condus la apariția tractorului. Primele tractoare acționate cu ajutorul motoarelor cu abur au apărut în Anglia și Franța, înainte de mijlocul secolului al XIX-lea și au fost folosite cu precădere în armată și industria de transporturi.

Prima mențiune documentară referitoare la importul de unelte agricole în Țara Românească, apare în anul 1830. Câțiva ani mai târziu a fost înființată Societatea de agricultură și astfel apare ferma model de la Pantelimon, unde se vor folosi tractoarele ce erau propulsate de motoare cu abur. Domnitorul Ghica inițiază înființarea „Societății de agricultură”, în anul 1835, ce are ca rol principal popularizarea și experimentarea mașinilor agricole.

Rolul și importanța tractorului în România

România dispune de o suprafață agricolă semnificativă și anume de aproximativ 14 milioane hectare. Dintre acestea, 9,7 milioane hectare sunt în categoria de teren arabil. Această suprafață ne situează pe locul 7 între țările din Europa. Prelucrarea în condițiile tehnice moderne a unor asemenea suprafețe, implică o bază tehnico-materială cu o structură complexă, unde rolul principal este deținut de tractoarele agricole.

Putem spune că tractoarele agricole sunt utilaje agricole multifuncționale datorită faptului că acestea pot utiliza o gamă largă de accesorii agricole în cele mai diverse activități agricole. Analizând datele statistice conform site-ului www.madr.ro parcul de tractoare din România este în continuă creștere (figura 1.1).

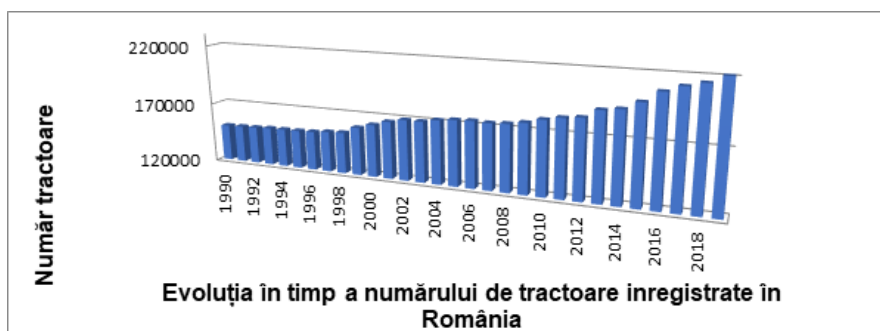


Figura 1.1 Evoluția numărului de tractoare în România

1.2. Necesitatea și importanța tractorului în realizarea culturilor agricole

Agricultura modernă s-a dezvoltat în trepte datorită evoluției industriale care s-a manifestat în decursul timpului dar în principal în secolul al XX-lea, atunci când a început mecanizarea agriculturii și perfecționarea tehnologiilor de lucru.

Principala sursă de energie la realizarea lucrărilor agricole este tractorul, fiind elementul principal într-un sistem compus din utilaje agricole. Apariția și dezvoltarea tractorului în agricultură a ajutat fermierii să crească producția agricolă și să eficientizeze fermele.

1.3. Proprietățile fizico-mecanice ale tractoarelor agricole (dimensiuni, masa, forță)

Tractoarele agricole moderne trebuie să respecte regulamente și norme privind siguranța și protecția mediului dar și cerințe referitoare la utilizarea în cadrul lucrărilor agricole. Un exemplu de regulament care impune normele pentru tractoare agricole este Regulamentul nr. 167/2013 al parlamentului european și al consiliului din 5 februarie 2013. [2]

În tabelul 1.1 este prezentată clasificarea tractoarelor după criteriul clasei de tracțiune:
Tabel 1.1 Clasificarea tractoarelor conform criteriului clasei de tracțiune

Clasa de tracțiune	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Forța de tracțiune (KN)	2	6	8	14	20	30	40	50	60	80	100	150	250	350

La tractoarele agricole forța nominală de tracțiune este forța la care un tractor – care lucrează pe o miriște cu compactitate și umiditate normală – are un randament de tracțiune maxim, la o patinare admisibilă de 8-12% pentru tractoare pe roți 4x4, 10-15% pentru tractoare pe roți 4x2 și 5% pentru tractoare pe șenile.

Capitolul 2 Stadiul actual al tractoarelor agricole

2.1. Stadiul actual privind tractoarele agricole care se fabrică pe plan mondial

Combustibili utilizați în agricultură sunt, în general combustibili fosili sau biocombustibili. Cei mai utilizați combustibili sunt benzina și motorina. Biocombustibilii cei mai des folosiți în agricultură sunt uleiul vegetal, biodieselul, biogazul, bioetanolul și biometanolul.

Preocupările pentru reducerea poluării mediului pe plan mondial au dus la elaborarea de proceduri și dezvoltarea de echipamente antipoluare în industrie. Organismele acreditate au stabilit de la an la an noi standarde privind poluarea produsă de industrie dar și de transporturi. Constructorii de autoturisme au început să dezvolte și să realizeze autoturisme care sunt propulsate cu ajutorul motoarelor mai puțin poluante sau chiar cu poluarea zero.

Astfel au apărut normele de poluare Euro 1, Euro 2 până la Euro 6. De asemenea au fost dezvoltate și propulsoarele hibrid, cele alimentate cu hidrogen sau chiar alimentate din baterii.

Mulți producători de tractoare și utilaje agricole cercetează sau chiar au produs echipamente care sunt propulsate de motoare electrice. Motivele care au condus la intensificarea cercetărilor în această direcție sunt multiple, începând cu reducerea poluării și până la optimizarea proceselor cu ajutorul implementării inteligenței artificiale.

Producătorii se pregătesc pentru viitoarele modele de vehicule agricole care au capacitatea de a nu mai polua mediul prin introducerea sistemelor de propulsie și a sistemelor auxiliare alimentate din baterii de acumulatori, exemplu tractorul de la Fendt prezentat în figura 2.1.



Figura 2.1 Tractorul electric Fendt e100 Vario [6]

John Deere au avansat mai mult. Aceștia au realizat deja tractoare electrice de diferite puteri destinate atât fermelor mari cât și celor de mici dimensiuni. Aceste tractoare sunt echipate cu sisteme de control la distanță, dar pot lucra și autonom, sunt integrate în rețele de comunicație și pot transmite date atât între ele cât și către un centru de control. Aceste tractoare sunt dotate cu inteligență artificială. Acest lucru face posibil ca multe lucrări agricole să fie realizate cu pierderi minime și în timp redus. Tractorul electric autonom prototip produs de John Deere poate fi echipat cu roți sau șenile, are un motor electric de 500 kW. Acesta a fost prezentat prima oară la Agritechnica Germania în 2019 (figura 2.2) [9]



Figura 2.2 Tractor autonom electric John Deere [9]

Producătorul Rigitrac are, de asemenea, un prototip de tractor electric, SKE-50 (figura 2.3), dezvoltat în colaborare cu Universitatea Elvețiană de Științe Aplicate din Buchs, tractorul fiind dotat cu 4 motoare electrice, câte unul pentru fiecare punte iar celelalte două sunt folosite la ieșirile de putere din față și spate. Puterea totală instalată este 50 kW. [13]



Figura 2.3 Tractor SKE-50 produs de Rigitrac [13]

Capitolul 3 Parametrii principali de lucru ai tractoarelor agricole – modele matematice

3.1. Parametri dinamici

Performanțele dinamice ale tractorului sunt influențate de performanțele dinamice ale motorului. Astfel, cunoscând caracteristicile motorului, pot fi deduși cei mai importanți indici de exploatare a tractorului.

Factorul dinamic este definit prin raportul de mai jos:

$$D = \frac{F_m - F_a}{G_a} \quad (3.1)$$

Forțele rezistente variază în spectru foarte larg depinzând de mediul de lucru. În mod ideal motorul unui tractor dezvoltă o putere constantă indiferent de regimul de funcționare. În acest caz:

$$P_m = M \omega = ct. \text{ sau } M n = ct. \quad (3.2)$$

Puterea nominală și momentul nominal, notate cu P_n și M_n , se manifestă la turația nominală a motorului. Pentru motoarele cu ardere internă se folosește relația de calcul a turației de mers în gol:

$$n_g = (1,06 \dots 1,15) n_n \quad (3.3)$$

La motoarele cu ardere internă există diferențe chiar între cele două tipuri de motoare folosite, în general, la tractoare și anume: cele cu aprindere cu scânteie (motoarele pe benzină) care dacă funcționează un timp îndelungat la turația nominală ajung să se încălzească excesiv iar acest lucru are ca rezultat o ieșire a motorului din parametrii iar ca rezultat pot să apară anomalii în funcționare.

La motoarele diesel s-a constatat că pentru:

$$n \in (n_{min}, n_M), \frac{dM_e}{dn} > 0 \quad (3.4)$$

rezultă o funcționare instabilă.

Iar pentru:

$$n \in (n_m, n_g), \frac{dM_e}{dn} < 0 \quad (3.5)$$

motorul are o funcționare stabilă.

Motoarele pot fi categorisite cu adaptabilitate ridicată sau elastice. Coeficientul de adaptabilitate se definește ca:

$$K_a = \frac{M_{max}}{M_n} \quad (3.6)$$

Coeficientul de elasticitate este definit de următoarea relație:

$$c = \frac{n_n}{n_M} = \frac{\omega_n}{\omega_M} \quad (3.7)$$

Energia cinetică necesară pentru a se deplasa tractorul este descrisă de următoarea relație:

$$E = \frac{1}{2} J_{mm} (\omega_n^2 - \omega_M^2) = \frac{1}{2} J_{mm} \omega_n \left(1 - \frac{1}{c^2} \right) \quad (3.8)$$

În concluzie: cu cât "c" este mai mare cu atât este mai mare capacitatea motorului de a realiza deplasarea tractorului.

Se poate spune că un motor cu ardere internă este mai elastic cu cât "c" este mai mare iar cei doi coeficienți, k au valori: k = 1,20 - 1,35, c = 1,5 - 2,25 în cazul motoarelor pe benzină și k = 1,05 - 1,20, c = 1,25 - 1,55 pentru motoarele diesel.

3.2 Transformarea cuplului motor în forță de propulsie

Cuplul generat de motor este transmis la roată prin intermediul transmisiei, dar din totalitatea subansamblelor care constituie transmisia, numai o parte sunt folosite la transmiterea efectivă a cuplului de la motor. Raportul de transmitere total este produsul rapoartelor pe care le au toate subansamblele care constituie transmisia și se consideră:

$$i_{tr} = i_{tmc} i_{cv} i_{tc} i_{tf} \quad (3.9)$$

Transmiterea cuplului de la motor prin transmisie la roți are loc cu pierderi. Aceste pierderi au loc pe tot lanțul de transmisie și pot evidențiate în randamentul transmisiei, care poate fi scris simplificat cu ajutorul expresiei:

$$\eta_{tr} = \frac{P_m}{P_e} = \frac{M_m}{M_e i_{tr}} \quad (3.10)$$

Randamentul total mai poate fi calculat cu ajutorul expresiei:

$$\eta = \eta_{tmc} \eta_{cv} \eta_{card} \eta_{tc} \eta_{tf} \quad (3.11)$$

Randamentul transmisiilor poate fi determinat și experimental prin măsurători ale momentelor care apar în arborii transmisiei și arborele motor, dar în general aceste randamente sunt cunoscute și sunt organizate în tabele de calcul, de exemplu pentru tractoare randamentul este 0,86 până la 0,89.

În relațiile de mai sus momentele pot fi înlocuite cu forțe ce acționează la o distanță față de un punct de referință, de obicei un ax.

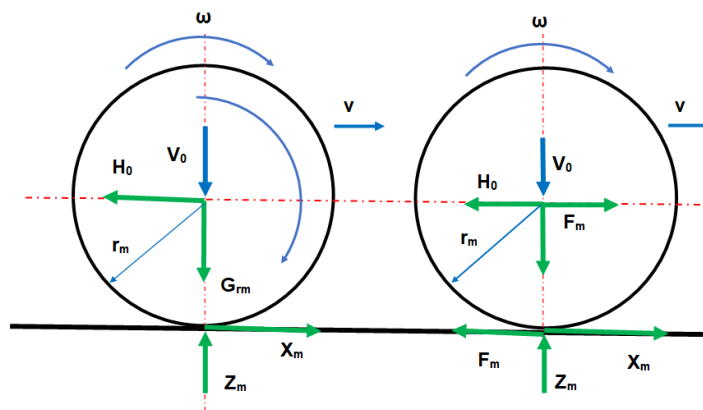


Figura 3.1 Forțele și momentele ce acționează asupra roții motoare [35]

$$F_m = \frac{M_{mr}}{r_m} = \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_m} \quad (3.12)$$

Momentul motor maxim determină valoarea maximă a forței "F_m":

$$F_m = \frac{M_m}{r_m} = \frac{M_m i_{tr} \eta_{tr}}{r_m} \quad (3.13)$$

Deplasarea are loc în cazul forța motoare reală este mai mare sau egală cu forța determinată de rezistențele care se opun deplasării.

3.3. Cinematica roților

Mișcarea roților pe timpul deplasării este considerată ca fiind plan paralelă. Dar în condiții ideale, se consideră că terenul este nedeformabil și plan iar roata nu se deformează sub acțiunea sarcinilor care apar pe timpul deplasării. Din relația lui Euler rezultă distribuția vitezelor astfel:

$$\vec{V} = \vec{V}_r + \vec{\omega}_i \vec{r} \quad (3.14)$$

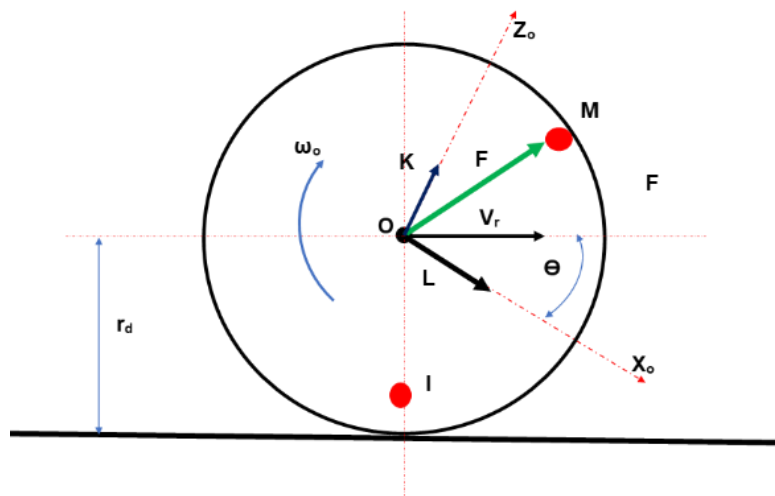


Figura 3.2 Poziția centrului de rotație al roții

Sistemul de referință mobil este $OX_0Y_0Z_0$, (figura 3.2) iar relațiile care definesc vectorii sunt:

$$\vec{V}_r = v_r \cos \theta \bar{i} + v_r \sin \theta \bar{k} \quad (3.15)$$

$$\vec{\omega} = \omega_j \quad (3.16)$$

$$\vec{r} = x \bar{i} + z \bar{k} \quad (3.17)$$

Rezultă ecuația (3.14) devine;

$$v = v_r \cos \theta \bar{i} + v_r \sin \theta \bar{k} + \begin{bmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & \omega & 0 \\ x & 0 & z \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

$$v_x = v_r \cos \theta + \omega z \quad (3.19)$$

$$v_y = 0 \quad (3.20)$$

$$v_z = v_r \sin \theta - \omega x \quad (3.21)$$

Coordonatele punctului "I" care este în planul xy și care la un moment dat are viteză egală cu zero sunt:

$$x_I = \frac{v_r}{\omega} \sin \theta \quad (3.22)$$

$$z_I = \frac{v_r}{\omega} \cos \theta \quad (3.23)$$

În funcție de variația raportului v_r/ω și de raza de la centrul roții la sol se disting următoarele cazuri:

1. $OI = \frac{v_r}{\omega} = r_d$ caz în care viteza reală este egală cu viteza teoretică;

Viteza reală este egală cu viteza teoretică.

2. $OI = \frac{v_r}{\omega} < r_d$ caz în care viteza reală este mai mică decât viteza teoretică și apare patinarea;

$$\sigma = \frac{v_{pat}}{v_t} = \frac{v_t - v_r}{v_t} = \frac{\Delta r_d}{r_d} \quad (3.24)$$

$$v_r = v_t(1 - \sigma) \quad (3.25)$$

3. $OI = \frac{v_r}{\omega} > r_d$ caz în care viteza reală este mai mare decât viteza teoretică și apare fenomenul de alunecare;

$$\varepsilon = \frac{v_r - v_t}{v_t} = \frac{v_{al}}{v_t} = \frac{\Delta r_d}{r_d} \quad (3.26)$$

$$v_r = v_t(1 + \varepsilon) \quad (3.27)$$

Apariția patinării este specifică roților motoare iar alunecarea apare la roțile conduse.

3.4. Dinamica roții pe teren nedeformabil

Atunci când se deformează pneul dar și terenul este o situație reală de lucru a tractorului.

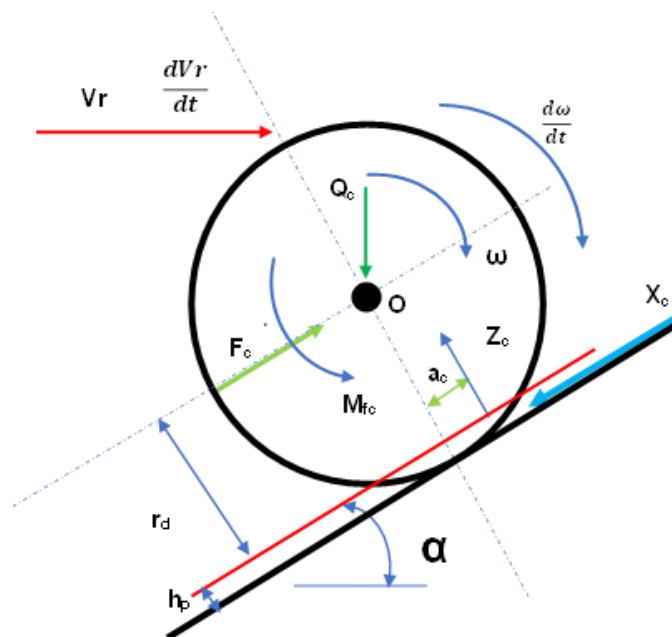


Figura 3.3 Dinamica roții pe teren nedeformabil [35]

În figura 3.3 avem forțele și momentele care guvernează dinamica roții pe teren nedeformabil.

Ecuțiile de mișcare sunt:

$$m_c \frac{dv_r}{dt} = F_c - Q_c \sin \alpha - X_c \quad (3.28)$$

$$Q_c \cos \alpha - Z_c = 0 \quad (3.29)$$

$$J_c \frac{d\omega}{dt} = X_c r_d - Z_c a_c - M_{fc} \quad (3.30)$$

După înlocuiri și prelucrarea relațiilor rezultă:

$$F_c = Q_c \cos \alpha \frac{a_c}{r_c} + Q_c \sin \alpha + \frac{M_{fc}}{r_d} r_d + \left(m_c \frac{dv_r}{dt} + J_c \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{r_d} \right) \quad (3.31)$$

$$f_c = \frac{a_c}{r_d} \quad (3.32)$$

Dacă în relația (3.31) se înmulțește cu viteza reală se obține bilanțul de puteri al roții conduse ($F_c v_r$):

$$F_c v_r = Q_c \cos \alpha f_c v_r + Q_c \sin \alpha v_r + \frac{M_{fc}}{r_d} v_r + \left(m_c \frac{dv_r}{dt} + I_c \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{r_d} \right) v_r \quad (3.33)$$

Unde: $F_c v_r$ - este puterea primită de roată de la șasiu; $Q_c \cos \alpha f_c v_r$ - puterea necesară învingerii rezistenței la rulare; $Q_c \sin \alpha v_r$ - puterea necesară urcării pantei; $\frac{M_{fc}}{r_d} v_r$ - puterea necesară învingerii frecărilor din lagăre; $\left(m_c \frac{dv_r}{dt} + I_c \frac{d\omega}{dt} \frac{1}{r_d} \right) v_r$ - puterea necesară accelerării roții;

Atunci când are loc deformarea pneului are loc fenomenul de histererez ca urmare a frecărilor ce au loc în interiorul pneului.

3.5. Dinamica roții conduse pe teren deformabil

În acest caz sunt explicate forțele și momentele care apar la roți atunci când terenul este deformabil. Cum forțele și momentele care acționează asupra roții sunt identice cu cele care apar în cazul terenului nedeformabil se vor evidenția numai implicațiile care rezultă ca urmare a deformării terenului în bilanțul de forțe și puteri.

Condiții impuse:

$$\alpha \text{ este zero} \quad (3.34)$$

$$\frac{dv_r}{dt} = 0 \quad (3.34)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (3.34)$$

$$M_{fc} = 0 \quad (3.34)$$

Ca urmare se poate scrie relația între forțe:

$$F_c = X_c = Q_c * f_c \quad (3.35)$$

Pentru puteri avem:

$$F_c * v_r = Q_c f_c v_t + Q_c f_c v_{al} \quad (3.36)$$

Puterea care se pierde la deformarea pneului și a terenului este $Q_c f_c v_t$, iar $Q_c f_c v_{al}$ este puterea pierdută la alunecare.

$$Q_c f_c v_t = P_{hist.pneu} + P_{def.teren} \quad (3.37)$$

Dacă în relația de mai sus sunt introduse relațiile 3.35 și 3.36 atunci avem următoarele relații:

$$X_c v_r = P_{hist.pneu} + P_{def.teren} + X_c v_{al} \quad (3.38)$$

Rezultă:

$$X_c = \frac{P_{hist.pneu} + P_{def.teren}}{v_r - v_{al}} = \frac{v_r}{v_r - v_{al}} \left(\frac{P_{hist.pneu}}{v_r} + \frac{P_{def.teren}}{v_r} \right) = \frac{v_r}{v_t} \left(\frac{P_{hist.pneu}}{v_r} + X_{def.teren} \right) = (1 + \varepsilon) \left(\frac{P_{hist.pneu}}{v_r} + X_{def.teren} \right) \quad (3.39)$$

$$X_{def.teren} = \frac{P_{def.teren}}{v_r} \quad (3.40)$$

După înlocuire rezultă următoarea relație:

$$f_c = \frac{X_c}{Q_c} = (1 + \varepsilon) \left(\frac{P_{hist.pneu}}{v_r} + X_{def.teren} \right) \frac{1}{Q_c} \quad (3.41)$$

Conform relației de mai sus constatăm că valoarea lui f_c pentru situațiile roților care se deplasează pe teren deformabil depinde de valoarea puterii disipate prin histerezis dar și de K , unde K este proporțional cu deformarea terenului pe plan vertical.

$$X_{def.teren} = k \left(\frac{\sigma}{\frac{k_c}{b} + k_v} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.42)$$

Se observă că valoarea coeficientului de rezistență la rulare (f_c) pe teren deformabil depinde de $P_{hist.pneu}$ și $X_{def.teren}$, acestea având variații opuse.

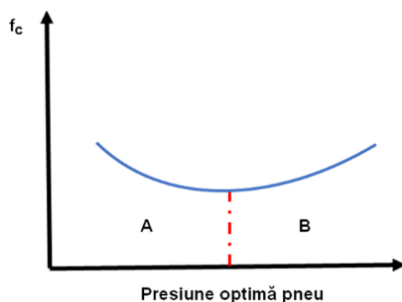


Figura 3.4 Modul de variație al coeficientului de rezistență la rulare

Variația coeficientului de rezistență la rulare poate fi reprezentată printr-o curbă unde apare un minim care împarte domeniul de sub curbă în două suprafețe (figura 3.4), **A** și **B**.

Există două situații distincte în care comportamentul unui pneu poate varia în funcție de presiunea din interiorul acestuia.

Prima situație are loc atunci când deformarea pneului este semnificativă, notată ca "**A**". În această situație, coeficientul de frecare " f_c " se modifică în mod invers proporțional cu presiunea din interiorul pneului.

A doua situație apare atunci când terenul este foarte deformabil, marcând-o ca "**B**". În acest context, coeficientul de frecare " f_c " se schimbă în mod direct proporțional cu presiunea din pneu.

În concluzie atunci când are loc deplasarea pe teren deformabil pentru fiecare tip de pneu există doar o valoare a presiunii pentru care coeficientul de rezistență la rulare este minim.

3.6. Dinamica roții motoare pe teren nedeformabil

Situația în care deplasarea are loc pe un teren nedeformabil dar în pantă are ca rezultat un sistem complex de forțe și momente așa cum este explicat în figura 3.5.

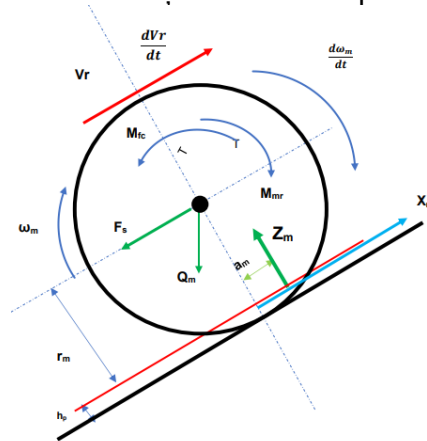


Figura 3.5 Dinamica roții pe teren nedeformabil în pantă [35]

Forțele și momentele care apar în dinamica roții sunt reprezentate în figura 3.5.

Raza dinamică a roții este:

$$r_m = r_o - h_p \quad (3.43)$$

D_a depinde, invers proporțional de presiunea din pneu și de tipul pneului.

Relațiile de mișcare a roții sunt:

$$m_m \frac{dv_r}{dt} = X_m - F_s - Q_m \sin \alpha \quad (3.44)$$

$$0 = Q_m \cos \alpha - Z_m \quad (3.45)$$

$$J_m \frac{d\omega_m}{dt} = M_{mr} - X_m r_m - Z_m a_m - M_{fm} \quad (3.46)$$

Cu ajutorul relațiilor de mai sus se poate scrie bilanțul forțelor de tracțiune la roată:

$$F_m = \frac{M_{mr}}{r_m} = F_s + Q_m \sin \alpha + Q_m \cos \alpha \frac{a_m}{r_m} + m_m * \frac{dv_r}{dt} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \frac{1}{r_m} + \frac{M_{fm}}{r_m} \quad (3.47)$$

Din această relație se poate observa unde este transmisă forța generată de motor, mai exact la deplasarea șasiului, depășirea forțelor de rezistență și accelerația roții.

Relația simplificată poate fi scrisă după cum urmează:

$$F_m = \varphi_a Z_m \quad (3.48)$$

Coeficientul de aderență depinde de tipul terenului, modelul pneului și condițiile meteorologice. Se definește coeficientul de utilizare a aderenței – φ_m :

$$\varphi_m = \frac{F_m}{Z_m} \quad (3.49)$$

Dar pentru ca tractorul să fie capabil de o deplasare este necesar ca:

$$\varphi_m \leq \varphi_a \quad (3.50)$$

Dacă nu se iau în considerare forțele de frecare iar tractorul se deplasează cu viteză constantă atunci rezultă:

$$F_m = F_S + Z_m f_m \quad (3.51)$$

Dacă în relația de mai sus se adaugă și coeficientul de utilizare a aderenței atunci relația devine:

$$\varphi_m Z_m = F_S + Z_m f_m \quad (3.52)$$

$$F_S = Z_m (\varphi_u - f_m) = G_S (\varphi_u - f_m) \quad (3.53)$$

Atunci când în relație este introdusă și viteza unghiulară a roții atunci se poate scrie puterea motorului după cum urmează:

$$P_m = M_m \omega_m = F_m r_m \omega_m = F_m v_t = F_m (v_r + v_{pat}) = F_m v_r + F_m v_{pat} \quad (3.54)$$

Dacă expresia este detaliată, acesta capătă forma:

$$P_m = F_S v_r + Q_m \sin \alpha v_r + Q_m \cos \alpha f_m v_r + \left(m_m \frac{dv_r}{dt} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \frac{1}{r_m} \right) v_r + \frac{M_{fm}}{r_m} v_r + F_m v_{pat} \quad (3.55)$$

Din această relație se poate observa unde este folosită puterea generată de motor. O parte este utilizată pentru deplasarea tractorului, urcarea pantei, accelerația roții, învingerea tuturor rezistentelor la înaintare și frecărilor care apar dar și o parte a puterii care se pierde prin patinare.

În această relație avem următoarele forțe:

- Forța care ajunge la axul roții, $F_c v_r$;
- Forța necesară depășirii rezistenței la rulare, $Q_m \cos \alpha f_m v_r$;
- Forța necesară pentru a se urca o pantă, $Q_m \sin \alpha v_r$;
- Forța care este necesară pentru a depăși frecările din lagăre, $\frac{M_{fm}}{r_m} v_r$;
- Forța necesară accelerării tractorului, $\left(m_m \frac{dv_r}{dt} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \frac{1}{r_m} \right) v_r$.

Înlocuind în relația 3.24 Rezultă relația 3.58 de unde avem puterea pierdută prin patinare:

$$P_{pat} = F_m v_{pat} = F_m v_t \delta = P_m \delta \quad (3.56)$$

Astfel putem defini randamentul roții motoare ca și suma puterilor utile în funcție de puterea care ajunge efectiv la roată:

$$\eta_{rm} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{F_S v_r + Q_m \sin \alpha v_r + \left(m_m \frac{dv_r}{dt} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \right) v_r}{P_r} \quad (3.57)$$

Rezultă:

$$\eta_{rm} = (1 - \delta) \left(1 - \frac{f_m}{\varphi_m} \right) = \eta_\delta \eta_f \quad (3.58)$$

$$\eta_\delta = 1 - \delta \quad (3.59)$$

$$\eta_f = 1 - \frac{f_m}{\varphi_a} \quad (3.60)$$

Rezultă că randamentul roții motoare depinde de patinare și de aderența roții la sol. Cu cât patinarea est mai mică și aderența este mai mare avem un randament al roții motoare mai ridicat.

3.7. Dinamica roții motoare pe teren deformabil

Ecuțiile de mișcare sunt identice cu cele de la dinamica roții motoare pe teren nedeformabil dar și bilanțul puterii. Se consideră viteza constantă și fără frecări în lagăre.

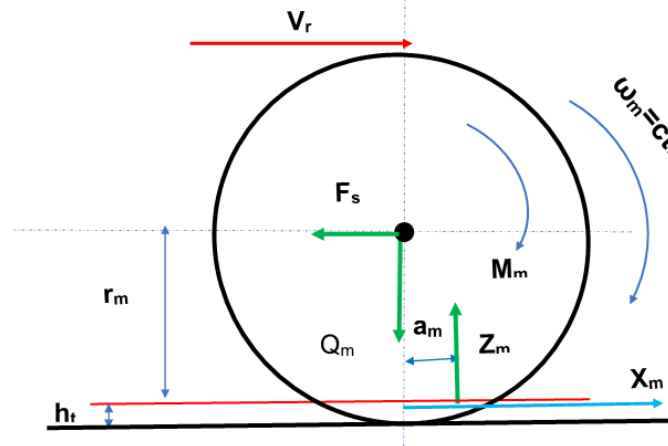


Figura 3.6 Dinamica roții motoare pe teren deformabil [35]

Forța motoare:

$$F_m = F_s + Z_m f_m \quad (3.61)$$

Atunci când se ia în calcul interacțiunea dintre roată și teren avem forța motoare sub următoare formă:

$$F_m = \tau A \quad (3.62)$$

Coeficientul de utilizare al aderenței este:

$$\varphi_m = \frac{F_m}{Z_m} = \frac{F_m}{\tau * A} = \left(\frac{A}{\tau} + tg \varphi \right) \left(1 - e^{-k\delta} \right) \quad (3.63)$$

Atunci când are loc o rotație a roții cu un unghi egal cu unghiul la centru între două muchii distanța teoretică parcursă de axul roții va fi: $s_t = t$ iar distanța reală $s_t = t - j$, rezultă viteza teoretică și viteza reală sunt:

$$v_t = \frac{t}{\Delta t} \quad (3.64)$$

$$v_r = \frac{t-j}{\Delta t} \quad (3.65)$$

Se introduce, în relația de mai sus, coeficientul de patinare și obținem:

$$\varphi_m = \varphi_{max} \left(1 - e^{-k\delta} \right) \quad (3.66)$$

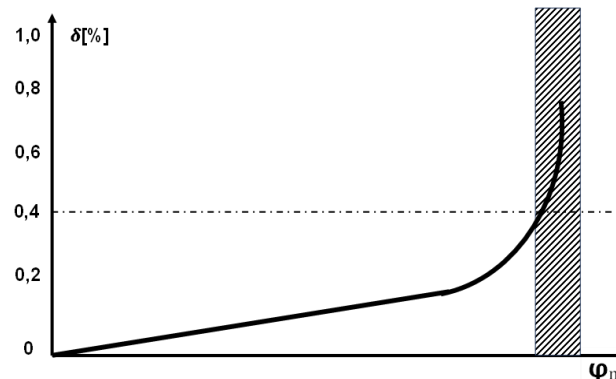


Figura 3.7 Variația patinării roții motoare funcție de coeficientul de utilizare a aderenței [35]

Este recomandat ca în calcule φ să aibă o valoare ce variază între 0,6 și 0,8 iar k între 7,5 și 25, valorile mai mici corespund terenurilor moi.

Exemplu de calcul a patinării:

$$\delta = \frac{0,246 \varphi_m}{1 - 3,06 \varphi_m^2} \quad (3.67)$$

Pentru a simplifica calculele se folosesc mărimi relative cum ar fi coeficientul rezistenței la rulare. Acesta are următoarea relație de calcul:

$$f_c = \frac{D}{r_d} \quad (3.68)$$

Patinarea este foarte mult influențată de dimensiunile roților de valoarea tensiunii normale, σ , dar și de presiunea din pneuri. Potrivit experimentelor făcute [35] s-a constatat că presiune din pneuri trebuie să fie situată între limite relativ reduse.

3.8. Patinarea roților

La deformarea pneului apare un lucru mecanic care are ca rezultat degajarea de căldură. În realitate apare și fenomenul de patinare al roții, care este definit de coeficientul de patinare, δ .

Astfel se definește coeficientul de patinare:

$$\delta = \frac{v_{pat}}{v_t} = \frac{v_t - v_r}{v_t} = \frac{\Delta r_d}{r_d} \quad (3.69)$$

Din această relație se poate deduce viteza reală:

$$v_r = v_t(1 - \delta) \quad (3.70)$$

După ce în relația 3.42 se introduce și lucrul mecanic care apare la deformarea roții se poate scrie următoarea relație a forței care este necesară pentru deplasarea tractorului:

$$Q_c \cos \alpha f_c v_r = Q_c \cos \alpha f_c (v_t - v_{pat}) = Q_c \cos \alpha f_c v_t + Q_c \cos \alpha f_c v_{pat} \quad (3.71)$$

După studiul forțelor care apar la nivelul roților se poate trage concluzia că deplasarea tractorului este dependentă de aderență dar și de momentul motor care este transmis către roți.

Deci forța care realizează practic deplasarea vehiculului depinde de coeficientul de utilizare a aderenței, coeficientul de rezistență la rulare și reacțiunea normală (încărcarea pe verticală – Q_c).

Puterea necesară pentru deplasare este:

$$P_m = M_m \omega_m = F_m r_m \omega_m = F_m v_t = F_m (v_r + v_{pat}) = F_m v_r + F_m v_{pat} \quad (3.72)$$

3.9. Centrul de masă și coordonatele centrului de greutate

La vehicule centrul de masă sau centrul de greutate, se consideră a fi amplasat în planul vertical care trece prin axa de simetrie longitudinală iar acesta se definește prin înălțimea față de sol și distanța relativă de la puntea față și puntea spate a autovehiculului.

Tabel 3.1 Valori medii pentru parametrii centrului de masă

Parametru	Starea	Autotractor
a/L	Gol/Încărcat	0,61 - 0,67
h _g /L	Gol/Încărcat	0,31 - 0,4

Calculul centrului de greutate se poate determina cu ajutorul centrelor de masă ale echipamentelor ce intră în componența tractorului. Se folosește expresia de mai jos [36]:

$$a = \frac{\sum m_i a_i}{\sum m_i} = \frac{\sum m_i a_i}{m_a} \quad (3.73)$$

$$b = L - a \quad (3.74)$$

$$h_g = \frac{\sum m_i h_i}{\sum m_e} = \frac{\sum m_i h_i}{m_a} \quad (3.75)$$

Pentru ușurința calculelor, în literatura de specialitate, au fost definite valori medii recomandate ale maselor echipamentelor care sunt montate pe tractoare. Un exemplu cu astfel de date este prezentat în tabelul 3.2, unde m este masa tractorului. [36]

Tabel 3.2 Valori ale maselor subansamblelor raportate la masa vehiculului

Denumirea echipamentului	m_e/m [%]
Motor echipat cu ambreiaj și cutie de viteze	12,6 – 16,0
Ambreiaj	0,3 - 0,7
Cutie viteze	2,5 – 5,0
Transmisie cardanică	1,0 – 1,4
Punte spate	11,0 – 16,0
Punte față	1,5 – 3,5
Suspensie față	1,5 – 3,5
Suspensie spate	5,5 – 8,0
Roți	17,0 – 20,0
Ramă	10,0 – 15,0
Platformă	11,0 – 16,0
Cabină	5,0 – 14,0

Atunci când se utilizează valorile din tabelul 3.2 relațiile după care se calculează poziția centrului de greutate se pot scrie astfel:

$$a = \frac{\sum \frac{m_i}{m_0} a_i}{m_a} m_0 = \frac{\eta_G}{1+\eta_G} \sum \frac{m_i}{m_0} a_i \quad (3.76)$$

$$\eta_G = \frac{m}{m_u} \quad (3.77)$$

$$h_g = \frac{\sum \frac{m_i}{m_0} h_i}{m_a} m_0 = \frac{\eta_G}{1+\eta_G} \sum \frac{m_i}{m_0} h_i \quad (3.78)$$

Masa tractorului este transmisă către sol prin intermediul punților conform figurii de mai jos:

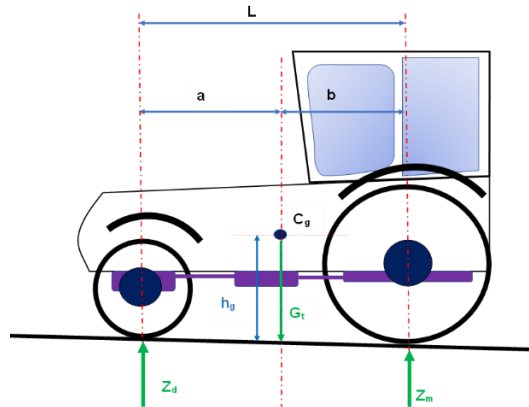


Figura 3.8 Exemplu de transmitere a masei unui tractor către sol

Pentru calcul maselor care sunt transmise prin intermediul punților se folosește relația:

[36]

$$m_1 = \frac{b}{L} m_a \quad (3.79)$$

$$m_2 = \frac{b}{L} m_a \quad (3.80)$$

Pentru calculul greutăților se folosesc relațiile:

$$Z_d = \frac{l_2}{L} G_t \quad (3.81)$$

$$Z_m = \frac{l_1}{L} G_t \quad (3.82)$$

3.10 Dinamica tractorului

3.10.1. Dinamica tractorului 4x2

În figura 3.9 este prezentată analiza unui tractor care are o transmisie mai des întâlnită și anume 4x2, care se deplasează pe o pantă în urcare. Forțele care apar în această situație sunt prezentate în figura de mai jos.

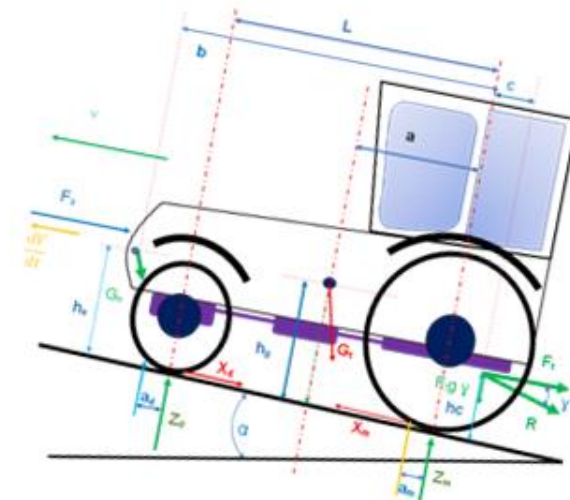


Figura 3.9 Forțele prezente la un tractor cu transmisie 4x2

Ecuțiile de mișcare a tractorului sunt:

$$\frac{G_t}{g} \frac{dV}{dt} = X_m - (G_t + G_l) \sin \alpha - F_t - X_d - R_d \quad (3.83)$$

$$0 = Z_m + Z_d - (G_t + G_l) \cos \alpha - F_t \tan \gamma \quad (3.84)$$

În aceste relații nu apare în mod evident momentul motor dar acesta se poate afla din reacțiunea tangențială asupra punții motoare.

Din relațiile care descriu dinamica roților se poate scrie:

$$M_m = X_m r_m + Z_m a_m + M_{fm} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.85)$$

$$X_c r_d = Z_c a_c + M_{fd} + J_c \frac{d\omega_c}{dt} \quad (3.86)$$

Rezultă:

$$X_m = \frac{M_m}{r_m} - Z_m \frac{a_m}{r_m} - \frac{M_{fm}}{r_m} - J_m \frac{d\omega_m}{dt} \frac{1}{r_m} \quad (3.87)$$

$$X_d = Z_d \frac{a_d}{r_d} + \frac{M_{fd}}{r_d} + J_d \frac{d\omega_d}{dt} \frac{1}{r_d} \quad (3.88)$$

Pentru a scrie relația forței de tracțiune a tractorului se notează:

$$\frac{a_m}{r_m} = f_m \quad (3.89)$$

$$\frac{a_d}{r_d} = f_d \quad (3.90)$$

$$f_m = f_d = f \quad (3.91)$$

Rezultă:

$$F_m = \frac{M_m}{r_m} = ((G_t + G_l) \cos \alpha + F_t t g \gamma) f + F_t + (G_t + G_l) \sin \alpha + F_a + \left(\frac{G_t}{g} \frac{dv}{dt} + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \frac{1}{r_m} + J_d \frac{d\omega_d}{dt} \frac{1}{r_d} \right) + \left(\frac{M_{fm}}{r_m} + \frac{M_{fd}}{r_d} \right) \quad (3.92)$$

$$F_r = [(G_t + G_l) \cos \alpha + F_t t g \gamma] f \quad (3.93)$$

$$F_\alpha = (G_t + G_l) \sin \alpha \quad (3.94)$$

$$F_j = \frac{G_t}{g} \frac{dv}{dt} + J_m \frac{d}{dt} \frac{1}{r_m} + J_d \frac{d}{dt} \frac{1}{r_d} \quad (3.95)$$

$$F_f = \frac{M_{fm}}{r_m} + \frac{M_{fd}}{r_d} \quad (3.96)$$

După înlocuire rezultă:

$$F_m = F_r + F_t \pm F_\alpha + F_a \pm F_j + F_f \quad (3.97)$$

Puterea motoare este produsul dintre forța motoare și viteza teoretică, folosind următoarele relații se poate scrie conform relației 3.24, 3.25 și 3.54:

$$\sigma = \frac{v_{pat}}{v_t} = \frac{v_t - v_r}{v_t} = \frac{\Delta r_d}{r_d} \quad (3.98)$$

$$v_r = v_t (1 - \sigma) \quad (3.99)$$

$$P_m = M_m \omega_m = F_m r_m \omega_m = F_m v_t = F_m (v_r + v_{pat}) = F_m v_r + F_m v_{pat} \quad (3.100)$$

$$P_m = F_m v_t = F_m (v_r + v_{pat}) = F_m v_t \frac{v_{pat}}{v_t} = F_m v_r + P_m \delta \quad (3.101)$$

Puterea pierdută prin patinare este $P_\delta = P_m \delta$. Conform relațiilor de mai sus se pot scrie următoarele relații:

$$P_m = F_r v_r + F_t v_r \pm F_\alpha v_r + F_a v_r \pm F_j v_r + F_f v_r + P_\delta \quad (3.102)$$

În relația de mai sus se evidențiază:

1. Puterea necesară pentru a depăși rezistenței la deplasare,

$$F_r v_r = P_r \quad (3.103)$$

2. Puterea necesară pentru deplasarea tractorului,

$$F_t v_r = P_t \quad (3.104)$$

3. Puterea folosită pentru urcarea pantei,

$$F_\alpha v_r = P_\alpha \quad (3.105)$$

4. Puterea folosită la învingerea rezistenței aerului,

$$F_a v_r = P_a \quad (3.106)$$

5. Puterea folosită pentru accelerarea tractorului,

$$F_j v_r = P_j \quad (3.107)$$

6. Puterea care se pierde la frecările din lagăre,

$$F_f v_r = P_f \quad (3.108)$$

7. Puterea pierdută la patinare,

$$P_m \delta = P_\delta \quad (3.109)$$

Datorită vitezelor de deplasare reduse, la tractoare, rezistența aerului este neglijată, iar frecarea care apare în lagăre este redusă motiv pentru care și aceasta este neglijată ca urmare bilanțul forțelor și al puterilor poate fi scris sub următoarea formă:

$$F_m = F_r + F_t \pm F_\alpha \pm F_j \quad (3.110)$$

$$P_m = P_r + P_t \pm P_\alpha \pm P_j + P_\delta \quad (3.111)$$

Pentru ca deplasarea tractorului să se poată realiza trebuie îndeplinite condițiile următoare:

$$F_m = \varphi_m Z_m \leq \varphi_a Z_m = F_{m \max} \quad (3.112)$$

Sau:

$$\varphi_m = \frac{F_m}{Z_m} \leq \varphi_a \quad (3.113)$$

În calcule distanțele a_m și a_d sunt neglijate datorită faptului că aceste dimensiuni sunt mici în comparație cu ampatamentul. La o deplasare cu viteză constantă rezultă:

$$Z_m L + G_l \cos \alpha (b - L) - G_t \cos \alpha (L - a) - G_t \sin \alpha h_g - G_l \sin \alpha h_1 - F_t t g \gamma (L + 0) - F_t h_c = 0 \quad (3.114)$$

Rezultă:

$$Z_m = \frac{G_t [(L-a) \cos \alpha + h_g \sin \alpha] + G_l [h_l \sin \alpha - (b-L) \cos \alpha]}{L} + \frac{F_t [(L+0) t g \gamma + h_c]}{L} \quad (3.115)$$

Coeficientul de repartizare al greutății totale este:

$$\lambda_m = \frac{Z_m}{G_t + G_l} \quad (3.116)$$

Atunci când tractorul se află în mișcare se definește coeficientul dinamic de repartizare a greutății totale la punțile motoare:

$$\lambda_{mdm} = \frac{G_t [(L-a) \cos \alpha + h_g \sin \alpha] + G_l [h_l \sin \alpha - (b-L) \cos \alpha]}{L(G_t + G_l)} + \frac{F_t}{G_t + G_l} \frac{(L+0) t g \gamma + h_c}{L} \quad (3.117)$$

Atunci când tractorul nu se deplasează se definește coeficientul static de repartizare a greutății totale pe puntea motoare:

$$\lambda_{msc} = \frac{G_t [(L-a) \cos \alpha + h_g \sin \alpha] + G_l [h_l \sin \alpha - (b-L) \cos \alpha]}{L(G_t + G_l)} \quad (3.118)$$

Pentru ca tractorul să se deplaseze trebuie îndeplinită condiția:

$$Z_d \geq Z_{d \text{ nec}} \quad (3.119)$$

Din studiile și experimentele efectuate s-a reușit să se stabilească o valoare a lui $Z_{d \text{ nec}}$ în jurul a 10% din greutatea totală a tractorului.

$$Z_{d \text{ nec}} = 0,1 (G_t + G_l) \quad (3.120)$$

Din:

$$0 = G_t + Z_d - (G_t + G_l) \cos \alpha - F_t t g \gamma \quad (3.121)$$

rezultă:

$$Z_d = (G_t + G_l) \cos \alpha + F_t t g \gamma - Z_m \quad (3.122)$$

Dacă se ia în considerare relația (3.110) atunci rezultă:

$$Z_d = (G_t + G_l)(\cos \alpha - \lambda_d) + F_t t g \gamma \quad (3.123)$$

Când valorile lui λ_d sunt mari înseamnă că este posibil să rezulte forțe motoare mari și, ca urmare, forțe de tracțiune mari. Dar aceste forțe pot avea ca efect negativ o degradare a manevrabilității tractorului.

Considerând condiția (3.113) rezultă:

$$(G_t + G_l)(\cos \alpha - \lambda_d) + F_t t g \gamma \geq Z_{d \text{ nec}} \quad (3.124)$$

$$\lambda_d \leq \frac{(G_t + G_l) \cos \alpha + F_t t g \gamma - Z_{d \text{ nec}}}{G_t + G_l} = (\cos \alpha - 0,1) + \frac{F_t t g \gamma}{G_t + G_l} \quad (3.125)$$

În locuind λ_d în (3.112) și (3.119) rezultă:

$$\frac{F_t}{G_t + G_l} \leq \frac{(\cos \alpha - 0,1 - \lambda_d)L}{h_c + c \operatorname{tg} \gamma} \quad (3.126)$$

În concluzie pentru a se păstra manevrabilitatea tractorului trebuie limitată forța de tracțiune conform relației 3.120.

Conform relațiilor 3.102, 3.116 și 3.111 se poate observa ca existența greutății suplimentare montată în fața tractorului (lest) nu contribuie la creșterea reacțiunii Z_m , nu conduce la crearea de condiții suficiente pentru a se obține o forță motoare mare, dar influențează semnificativ reacțiunea Z_d .

Atunci când tractorul este folosit la lucrări, acesta are un utilaj care este posibil să fie suspendat în spatele tractorului, dar și în față.

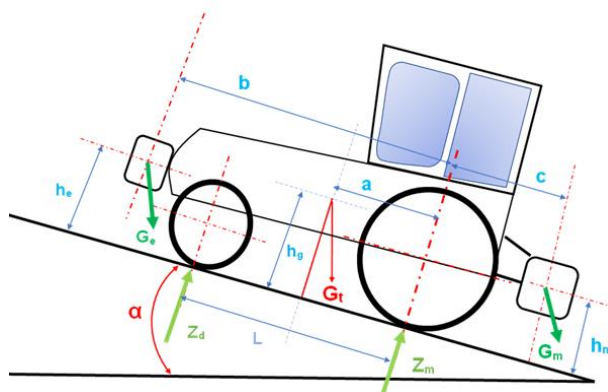


Figura 3.10 Forțele care apar suplimentar atunci când sunt adăugate greutăți suplimentare

Ca urmare a apariției acestor greutăți apar și momente, respectiv momentul stabilizator și momentul cabrator care definesc stabilitatea longitudinală (figura 3.10).

Din condiția:

$$Z_d \geq Z_{d \text{ nec}} = 0,1 (G_t + G_l) \quad (3.127)$$

Rezultă următoarea relație a coeficientului de stabilitate longitudinală (λ):

$$\lambda = \frac{M_s}{M_c} = \frac{G_t \cos \alpha a + G_l \cos \alpha b}{G_m \cos \alpha l_m + G_m \sin \alpha h_m + G_t \sin \alpha h_g + G_l \sin \alpha h_l} \quad (3.128)$$

$$Z_d = \frac{G_t \cos \alpha a + G_l \cos \alpha h_m - G_m \cos \alpha h_m - G_t \sin \alpha h_g - G_l \sin \alpha h_c}{L} \quad (3.129)$$

$$Z_d = \frac{G_t \cos \alpha a + G_l \cos \alpha b - \frac{G_t \cos \alpha a + G_l \cos \alpha b}{\lambda}}{L} \quad (3.130)$$

$$\lambda_{lim} = \frac{G_t \cos \alpha a + G_l \cos \alpha b}{G_t(a \cos \alpha - 0,1L) + G_l \cos \alpha b} \quad (3.131)$$

Atunci când se calculează coeficientul de stabilitate nu se ia în considerare lestul, adică $G_l=0$, $\alpha=0$ și $a \approx L/3$.

Astfel, se poate calcula greutatea maximă a vehiculului, cu tot cu greutatea suplimentare:

$$G_m \leq \frac{(G_t a + G_l b) \cos \alpha - \lambda \sin \alpha (G_t h_g + G_l h_l)}{\lambda (l \cos \alpha + h_m \sin \alpha)} \quad (3.132)$$

3.10.2. Dinamica tractoarelor care sunt dotate cu tracțiune 4X4

La tractoarele care sunt echipate cu tracțiune 4x4, greutatea totală este folosită pentru a se măria aderența la sol.

Forțele care acționează asupra tractorului 4x4 sunt identice ca acelea de la un tractor 4x2, pentru ca relațiile să fie totuși diferențiate au fost introduși indicii "față -f" și "spate -s".

În acest caz ecuațiile de mișcare sunt:

$$\frac{G_t}{g} \frac{dv}{dt} = X_{ms} + X_{mf} - F_t \quad (3.133)$$

$$0 = Z_{m s} + Z_{m f} - G_t - F_t t g \gamma \quad (3.134)$$

Din relațiile care descriu dinamica roții motoare 3.44:

$$M_m = X_m r_m + Z_m a_m + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.135)$$

Se folosesc ipotezele:

$$r_{m s} = r_{m f} = r_m \quad (3.136)$$

și

$$a_{m s} = a_{m f} = a_m \quad (3.137)$$

Rezultă:

$$X_{m s} = \frac{M_{m s}}{r_m} - Z_{m s} \frac{a_m}{r_m} - \frac{1}{r_m} J_{m s} \frac{d\omega_m}{dt} = F_{m s} - Z_{m s} f_m - \frac{1}{r_m} J_{m s} \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.138)$$

$$X_{m f} = \frac{M_{m f}}{r_m} - Z_{m f} \frac{a_m}{r_m} - \frac{1}{r_m} J_{m f} \frac{d\omega_m}{dt} = F_{m f} - Z_{m f} f_c - \frac{1}{r_m} J_{m f} \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.139)$$

$$f_m = \frac{a_m}{r_m} \quad (3.140)$$

Dacă sunt introduse cele două momente de inerție și coeficientul de rezistență la rulare atunci rezultă:

$$F_{m f} + F_{m s} = (Z_{m s} + Z_{m f}) f_m + F_t + \frac{G_t}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{r_m} \frac{d\omega_m}{dt} (J_{m f} + J_{m s}) \quad (3.141)$$

Ținând cont de egalitatea din relația 3.131 rezultă bilanțul forțelor de tracțiune:

$$F_{m f} + F_{m s} = (G_t + F_t t g \gamma) f_m + F_t + \frac{G_t}{g} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{r_m} \frac{d\omega_m}{dt} (J_{m f} + J_{m s}) \quad (3.142)$$

Sau:

$$F_m = F_{m f} + F_{m s} = F_r + F_t \pm F_j \quad (3.143)$$

Oricare ar fi forța dezvoltată de motorul tractorului pentru ca deplasarea să aibă loc trebuie îndeplinită condiția de aderență. Notând coeficientul de utilizare efectivă a aderenței:

$$\varphi_m = \varphi_{m f} = \varphi_{m s} \quad (3.144)$$

Rezultă:

$$F_{m s} = \varphi_m Z_{m s} \text{ și } F_{m f} = \varphi_m Z_{m f} \quad (3.145)$$

Dacă se consideră o mișcare uniformă, din relația 3.138 și condiția de aderență rezultă forța de tracțiune, după cum urmează:

$$F_t = \varphi_m (G_t + F_t t g \gamma) - f_c (G_t + F_t t g \gamma) \quad (3.146)$$

După simplificare rezultă:

$$F_t = G_t \frac{\varphi_m - f_m}{1 - (\varphi_m - f_m) t g \gamma} \quad (3.147)$$

În condiții de lucru identice, același tip de tractor dar cu tracțiune 4x2 sau 4x4, atunci cel care are tracțiune 4x4 va dezvolta o forță de tracțiune mai mare.

Dacă:

$$t g \gamma = 0 \quad (3.148)$$

$$F_{t 4x4} = (\varphi_m - f_m) G_t \quad (3.149)$$

și

$$F_{t 4x2} = (\varphi_m \lambda_m^{-f} \lim) G_t \quad (3.150)$$

rezultă:

$$\frac{F_{m\ 4X4}}{F_{m\ 4X2}} = \frac{\varphi_m^{-f}}{\varphi_m \lambda_m^{-f}} \quad (3.151)$$

Atunci când se folosesc valorile care sunt considerat uzuale, $\varphi_m = 0,6$ și $f = 0,1$ rezultă:

$$\frac{F_{m\ 4X4}}{F_{m\ 4X2}} = 1,3 \quad (3.152)$$

Din relația de mai sus se poate observa ca atunci când se folosește tracțiunea 4x4, pentru aceeași putere a motorului, rezultă o forță de tracțiune cu 30% mai ridicată.

Anterior au fost folosite condițiile: $a_{mf} = a_{ms}$, $\varphi_{mf} = \varphi_{ms}$, $f_{mf} = f_{ms}$, $r_{mf} = r_{ms}$ rezultă $Z_{mf} = Z_{ms}$.

În aceste condiții avem relația:

$$Z_{ms} = Z_{mf} = \frac{G_t + F_t t g \gamma}{2} \quad (3.153)$$

Ecuția care definește momentele care apar în raport cu axul roții și punctele de contact cu solul, pentru roțile din spate este:

$$\frac{G_t + F_t t g \gamma}{2} (2a_m + L) + F_t (h_c + c t g \gamma) - G_t a = 0 \quad (3.154)$$

Unde:

$$a = \frac{L}{2} + a_m + \frac{F_t}{2 * G_t} [t g \gamma (2a_m + 2c + L) + 2h_c] \quad (3.155)$$

Se observă că $b > L/2$, în concluzie, centrul de greutate este situat spre fața tractorului.

Dacă notăm v_{tf} și v_{ts} vitezele teoretice la roțile din față și cele din spate în acest caz apar și coeficienți de patinare pentru roțile față și spate care sunt notați cu δ_f și δ_s .

Astfel, se poate defini viteza reală:

$$v_r = v_{ts} (1 - \delta_s) = v_{tf} (1 - \delta_f) \quad (3.156)$$

Cum vitezele sunt:

$$v_{ts} = r_{ms} \omega_s \text{ și } v_{tf} = r_{mf} \omega_f \quad (3.157)$$

Rezultă:

$$\frac{r_{ms} + \omega_s}{r_{mf} + \omega_f} = \frac{1 - \delta_f}{1 - \delta_s} \quad (3.158)$$

$$k_{cin} = \frac{\omega_s}{\omega_f} \quad (3.159)$$

$$k_r = \frac{r_{ms}}{r_{mf}} \quad (3.160)$$

Atunci când roțile au raze egale $k_{cin} = 1$ de aici rezultă:

$$k_r = \frac{1 - \delta_f}{1 - \delta_s} \quad (3.161)$$

Din relația de mai sus se deduce legătură între coeficienții de patinare între puntea față și spate și anume:

$$\delta_s = \left(1 - \frac{1}{k_r}\right) + \frac{\delta_f}{k_r} \quad (3.162)$$

Condiția ca un tractor să funcționeze este ca $\delta_f = 0$ și $k_r = 1$, atunci când $k_r > 1$ roțile din spate patinează.

$$\delta_s < 1 - \frac{1}{k_r} \quad (3.163)$$

Atunci când $\delta_f < 0$ roțile din față patinează. În acest caz, puntea din față pierde capacitatea de a învinge forțele de rezistență, acest lucru fiind preluat de forțele care acționează prin intermediul roților din spate.

Practic apariția forțelor parazite face ca un tractor cu transmisie 4x4 să se comporte pe o durată de timp redusă ca un tractor echipat cu transmisie 4x2.

Mai există cazul care apare atunci când $k_r < 1$ și $\delta_s < 0$. În acest caz, patinarea are loc la roțile din spate, atunci când tractorul are roți inegale k_r și $k_{min} \neq 1$, soluția tehnică în acest caz a fost introducerea la nivelul punții față a unui cuplaj unidirecțional.

3.11. Stabilitate longitudinală

Prin definiție, stabilitatea longitudinală este capacitatea tractorului de a staționa frânat sau de efectua o deplasare uniformă în cadrul unei lucrări pe o linie cu cea mai mare pantă a unui teren înclinat fără a se răsturna (figura 3.11).

Stabilitatea longitudinală poate fi exprimată prin valoarea reacțiunii pe puntea aflată în amonte, reacțiune care trebuie să fie egală cu zero, mai mare sau la limită,

Respectiv, pentru $Z_d \geq 0$,

$$F_m v_t = F_m (v_r + v_{pat}) = F_m v_r + F_m v_t \frac{v_{pat}}{v_t} = F_m v_r + P_m \delta \quad (3.164)$$

Rezultă:

$$Z_d = \frac{G_t a \cos \alpha - G_t h_g \sin \alpha}{L} \geq 0 \quad (3.165)$$

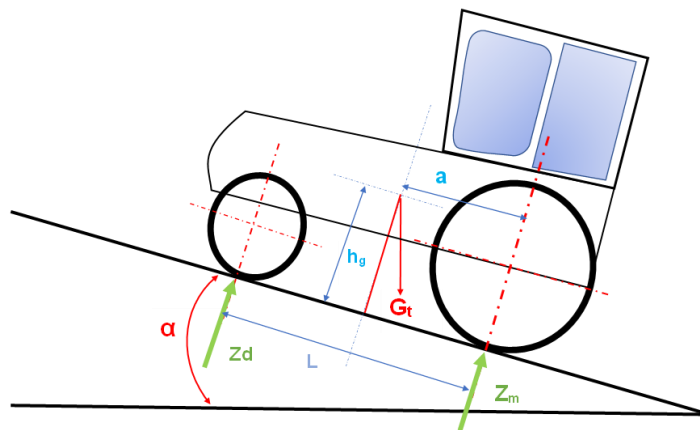


Figura 3.11 Forțele stabilități longitudinale

Rezultă:

$$\operatorname{tg} \alpha_u \leq \frac{l_2}{h_g} \quad (3.166)$$

Pentru a afla unghiul maxim al pantei ce poate fi urcată trebuie ca următoarea egalitate să fie adevărată:

$$\operatorname{tg} \alpha_{max u} = \frac{l_2}{h_g} \quad (3.167)$$

La momentul când tractorul coboară o pantă, nu există forță de tracțiune cu condiția: $Z_m \geq 0$ adică:

$$Z_m = \frac{G_t(L-a) \cos \alpha - G_t h_g \sin \alpha}{L} \geq 0 \quad (3.168)$$

Rezultă:

$$\operatorname{tg} \alpha_c \leq \frac{L-a}{h_g} \quad (3.169)$$

Valoarea maximă a unghiului de coborâre este definit de:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max c} = \frac{L-a}{h_g} \quad (3.170)$$

Condiția de stabilitate este:

$$Z_d \geq 0 \quad (3.171)$$

Sau:

$$Z_d = \frac{G_t a \cos \alpha - G_t h_g \sin \alpha - F_t h_c - F_t \operatorname{tg} \gamma a}{L} \geq 0 \quad (3.172)$$

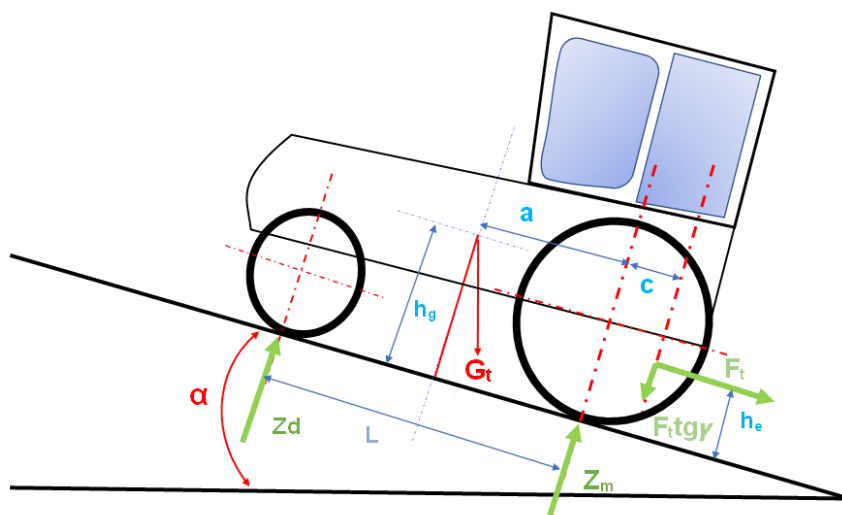


Figura 3.12 Stabilitatea tractorului în pantă cu forță de tracțiune

Din relația bilanțului forțelor de tracțiune și cu condiția ca F_a , F_j și F_r să se negligeze, rezultă:

$$F_t = F_m - F_r - F_\alpha = \varphi \lambda_d G_t \cos \alpha - f(G_t \cos \alpha + F_t \operatorname{tg} \gamma) - G_t \sin \alpha \quad (3.173)$$

Iar

$$F_t = \frac{G_t(\varphi_0 \lambda_m \operatorname{lim} \cos \alpha - f \cos \alpha - \sin \alpha)}{1 + f \operatorname{tg} \gamma} \quad (3.174)$$

Dacă se introduce în 3.113 reiese condiția::

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{a(1 + f \operatorname{tg} \gamma) - (h_c + c \operatorname{tg} \gamma)(\varphi_0 \lambda_m \operatorname{lim} - f)}{h_g(1 + f \operatorname{tg} \gamma) - (h_c + c \operatorname{tg} \gamma)} \quad (3.175)$$

În concluzie:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max \text{ din } u} = \frac{a(1 + f \operatorname{tg} \gamma) - (h_c + c \operatorname{tg} \gamma)(\varphi_0 \lambda_m \operatorname{lim} - f)}{h_g(1 + f \operatorname{tg} \gamma) - (h_c + c \operatorname{tg} \gamma)} \quad (3.176)$$

Atunci când $\gamma = 0$ rezultă:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max \text{ din } u} = \frac{a - h_c(\varphi_0 \lambda_m \operatorname{lim} - f)}{h_g - h_c} \quad (3.177)$$

3.12. Stabilitatea transversală

Stabilitatea transversală a tractorului împiedică răsturnarea. Pentru aceasta este necesar ca reacțiunile pe roțile din partea dreaptă și stângă să fie mai mari de zero (figura 3.13).

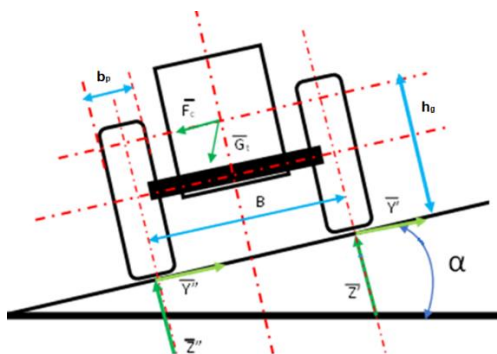


Figura 3.13 Forțele care apar la înclinarea transversală a tractorului

În figura 3.13 sunt prezentate forțele care apar la înclinarea transversală a tractorului. Condiția de stabilitate este $Z' \geq 0$. În momentul în care vehiculul staționează sau are o deplasare uniformă și rectilinie se poate scrie relația:

$$Z' = \frac{G_t \cos \alpha B - 2G_t \sin \alpha h_g}{2B} \geq 0 \quad (3.178)$$

Și:

$$\operatorname{tg} \alpha_{tr} \leq \frac{B}{2h_g} \quad (3.179)$$

Situația de răsturnare apare atunci când vehiculul execută un viraj în amonte, în această situație forța centrifugă contribuie la răsturnare.

În acest caz avem:

$$Z' = \frac{G_t \cos \alpha B - 2G_t \sin \alpha h_g - 2F_c h_g}{2B} \geq 0 \quad (3.180)$$

Practic unghiul de răsturnare se calculează cu relația următoare:

$$G_t B \cos \alpha - 2G_t h_g \sin \alpha - 2F_c h_g \geq 0 \quad (3.181)$$

Pentru aflarea valorii maxime a unghiului de înclinare se rezolvă funcția:

$$f(\alpha) = \frac{G_t(B \cos \alpha - 2h_g \sin \alpha)}{2h_g} \quad (3.182)$$

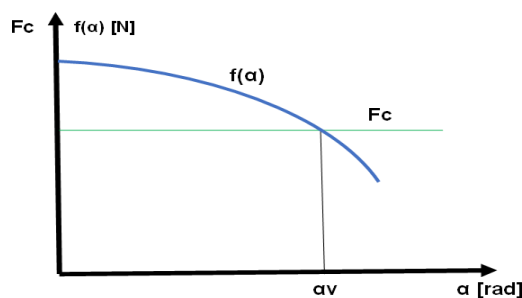


Figura 3.14 Caracteristica stabilității transversală

Graficul funcției $f(\alpha)$ este prezentat în figura 3.14. Se poate observa că unghiul maxim de stabilitate transversală este influențat și de forța de tracțiune.

Capitolul 4 Stadiul actual privind construcția tractoarelor și a șasiurilor destinate echipării cu motoare electrice

4.1 Sistemul de propulsie al tractoarelor echipate cu motoare au ardere internă

4.1.1 Motorul

Au fost inventariate tipurile de motoare existente pe tractoare și identificate specificațiile esențiale necesare pentru ca acestea să asigure forța specifică fiecărui tip de tractor.

Motorul reprezintă sursa de energie a tractorului care transformă energia termică rezultată din arderea combustibilului fosil sau a biocombustibilului în energie mecanică, necesară pentru deplasarea tractorului și acționarea mașinilor din agregat.

Motoarele termice folosite la tractoare sunt:

- cu ardere internă care folosesc fie combustibili lichizi fie combustibili gazoși;
- cu turbină cu gaze;
- cu aburi. [37]

În figura 4.1 este prezentată variația cuplului și a puterii la motoarele cu ardere internă, ca grafice generale, nespecifice unui anumit motor.

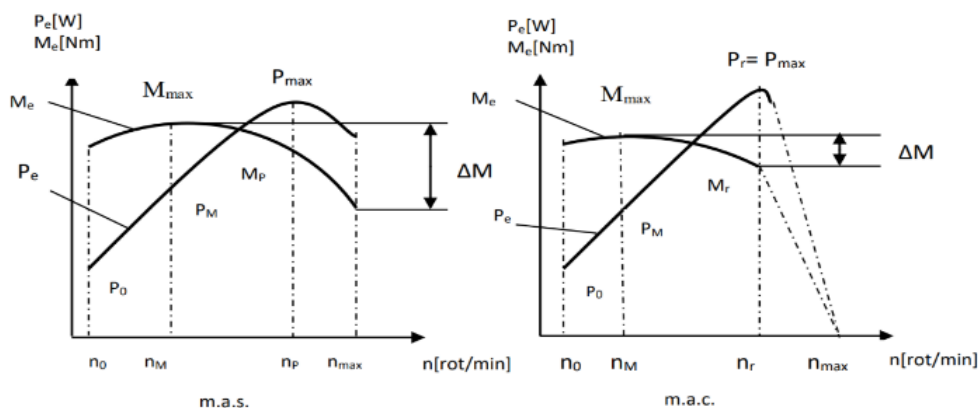


Figura 4.1 Variația cuplului și a puterii în funcție de turație [38]

Curbele de cuplu și putere prezentate sunt generice, nu aparțin unui motor anume. De asemenea forma curbelor depinde de tipul motorului (benzină sau motorină), tipul sistemului de admisie de aer (aspirat sau supraalimentat) sau de tipul de injecție (directă sau indirectă).

4.1.2 Transmisia

Transmisia la tractoare se poate reprezenta ca suma mecanismelor prin care puterea motorului este transferată la roți sau șenile.

După felul transmisiei tractoarele pot fi:

- cu transmisie mecanică (în trepte sau continuă);
- cu transmisie hidrostatică;
- cu transmisie hidrodinamică;
- cu transmisie electrică;
- cu transmisie combinată (electromecanică). [37]

4.2. Componentele sistemelor de propulsie electrice

4.2.1. Tipuri de motoare electrice

În cadrul experimentărilor au fost studiate 4 tipuri de motoare, ale căror caracteristici sunt prezentate în continuare.

Motorul AME200.0114 de 16 kW, este un motor trifazat asincron, alimentat de la o baterie de 144 V (figura 4.2).



Figura 4.2 Motor AME200 produs de C.F.R. S.R.L. Italia [41]

Motorul YS210H1096H61-LU de 10 kW (figura 4.3) alimentat la 96 Vcc.



Figura 4.3 Motor 10 kW

Motorul ME1115 (figura 4.4) produs de Motenergy. [43]

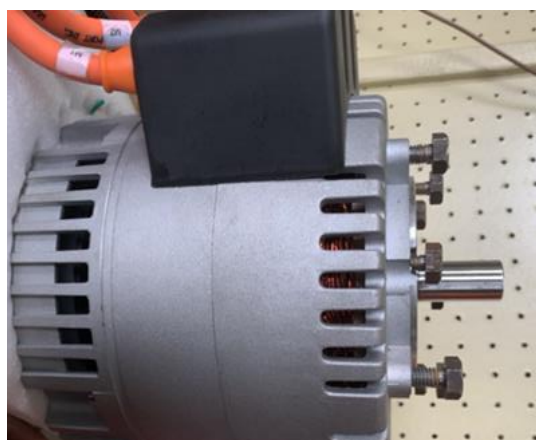


Figura 4.4 Motor ME1115

Motorul ME 0907 poate fi alimentat cu tensiuni cuprinse între 24 și 48 VDC (figura 4.5). [44]



Figura 4.5 Motor de 6kW ME 0907

4.2.2. Tipuri de baterii de acumulatori

Bateria de 144 V, model **PMI1-120S3P-1069-00000** (figura 4.6), este construită din celule Li-Ion de 3,7 V care sunt conectate în serie.



Figura 4.6 Bateria de 144V model PMI1-120S3P-1069-00000

Bateria 96V (figura 4.7) formată din acumulatori Li-Ion cu tensiunea celulei de 3,7 V și 70 Ah, cu o capacitate maximă de 9 kWh.

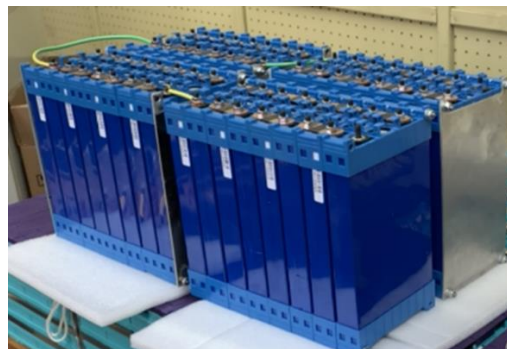


Figura 4.7 Baterie 96V

Un alt model de baterie de asemenea de 96 V și 70 Ah este prezentat în figura 4.8.



Figura 4.8 Baterie de 9 kW

4.2.3. Tipuri de controlere de motoare

În cadrul experimentărilor au fost studiate 4 tipuri de controlere de baterii, ale căror caracteristici sunt prezentate în continuare.

Controlerul de motor **KellyControllers** (figura 4.9).



Figura 4.9 Controler Kelly KAC-8080I [46]

Controler de motor **Kelly KLS 7245** (figura 4.10).



Figura 4.10 Controler Kelly KLS 7245 [46]

Controlerul de motor, **Curtis 1239e**, prezentat în figura 4.11.



Figura 4.11 Controler Curtis 1239e [50]

Controlerul de motor **SEVCON GEN 4**, prezentat în figura 4.12



Figura 4.12 Controler Sevcon Gen 4

4.2.4. Tipuri de convertoare DC/DC

În cadrul experimentărilor au fost studiate 3 tipuri de convertoare DC-DC, ale căror caracteristici sunt prezentate în continuare.

Convertorul **DC/DC Mean Well 1000W**, figura 4.13.



Figura 4.13 Convertor DC/DC de la 144 V la 12 V 1000 W Mean Well [52]

Convertorul **DC/DC de 300 W** (figura 4.14).



Figura 4.14 Convertizor DC/DC

Convertorul **DC/DC ElCon 500W** (figura 4.15).



Figura 4.15 Convertizor DC/DC ElCon de 500W

4.2.5. Tipuri de încărcătoare

Încărcătorul **HK-J seria de 6.6 kW** (figura 4.16).



Figura 4.16 Încărcător de 6,6 kW

Încărcătorul **TC charger 3,3 kW** (figura 4.17).



Figura 4.17 Încărcător 3,3 kW

Încărcătorul de **3,3kW ElCon** (figura 4.18).



Figura 4.18 Încărcător EIcon 3,3 kW [58]

4.2.6. Tipuri de sisteme de management al bateriilor (BMS)

BMS-ul Orion 2 (figura 4.19).



Figura 4.19 BMS Orion 2 [60]

BMS-ul G1 BMS Control Unit (figura 4.20).



Figura 4.20 BMS EMUS G1

Capitolul 5 Cercetări experimentale privind realizarea vehiculelor agricole acționate electric

5.1. Analiza posibilității de înlocuire a unui motor cu ardere internă cu unul electric și studierea echipamentelor necesare

Unul dintre obiectivele tezei de doctorat a fost reprezentat de investigarea posibilității de a înlocui un motor cu ardere internă cu unul electric, în cazul unui tractor electric. În consecință, s-a impus rezolvarea unor probleme tehnice dificile de adaptare și conversie la tracțiunea electrică pentru îndeplinirea acestui obiectiv.

O primă problemă care a trebuit depășită a fost cea a modului de conectare fizică a motorului electric la sistemul de tracțiune al vehiculului. Astfel, au fost testate o serie de modalități de a ajunge la o soluție care să fie sigură mai ales pentru personalul care va opera acest vehicul. Prin cercetarea acestui mod de montare s-a încercat ca șasiul vehiculului să fie modificat cât mai puțin posibil. Acest aspect a fost gândit pentru o reducere a bugetului necesar acestui tip de modificare (figurile 5.1 și 5.2).



Figura 5.1 Sistemul de montaj al motorului electric la șasiul de tractor electric legumicol



Figura 5.2 Montaj motor pe șasiu

Din studiul efectuat asupra șasiului tractoarelor s-a constatat că în general acesta are integrat în structura de rezistență chiar blocul motor al motorului termic. Acest lucru a generat o serie de complicații legate de proiectarea structurii de rezistență a tractorului deoarece motorul electric nu este conceput pentru a rezista la forțe de torsiune și forfecare de mărimea celor care apar în structura de rezistență a unui tractor.

Aceste probleme au fost rezolvate prin proiectare și realizarea unui nou segment de șasiu care este capabil de a rezista la astfel de forțe și momente (figura 5.3).



Figura 5.3 Experimente la realizarea noului șasiu al tractorului electric

Deși bateria este voluminoasă și are o masă considerabilă, între 100 și 300 kg în funcție de numărul de celule, aceasta are un avantaj extraordinar și anume acela că poate fi montată pe o structură care are posibilitatea de a fi mutată ușor în planul longitudinal al tractorului electric oferind, astfel, posibilitatea de a modifica centrul de greutate al tractorului după necesități fără a fi nevoie de adăugare de greutate suplimentare la tractor și astfel asigură un consum constant dar o tracțiune mai bună (figurile 5.4, 5.5 și 5.6).



Figura 5.4 Experimente cu structura pe care va fi montată bateria și sistemul electronic de control al motorului



Figura 5.5 Detalii privind sistemul de montaj al bateriei și al sistemului electronic de control al motorului



Figura 5.6 Suport baterie și sistem electronic de control finalizat

La finalul experimentelor au fost acceptate soluțiile de montaj pentru motorul electric, a sistemului de control și al bateriei (figura 5.7).



Figura 5.7 Detaliu de la montarea echipamentului electronic la tractorul electric

Concluzia finală a acestor experimente a fost că se poate monta un motor electric în locul unui termic cu un număr redus de modificări asupra șasiului.

5.2. Șasiuri de tractor folosite la experimentări

5.2.1 Șasiu legumicol

Pentru experimente au fost folosite patru șasiuri proiectate și realizate în cadrul INMA București.

1. Tractor electric legumicol

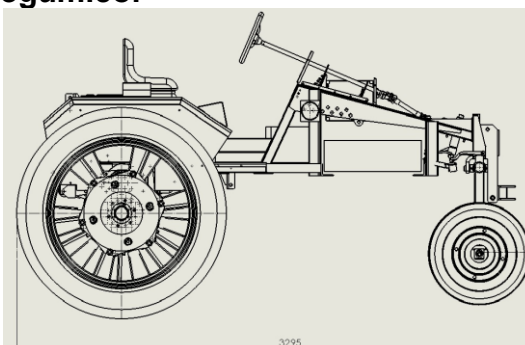


Figura 5.8 Schiță șasiu tractor electric legumicol

2. Tractor electric de uz general, tractor cu putere mică.

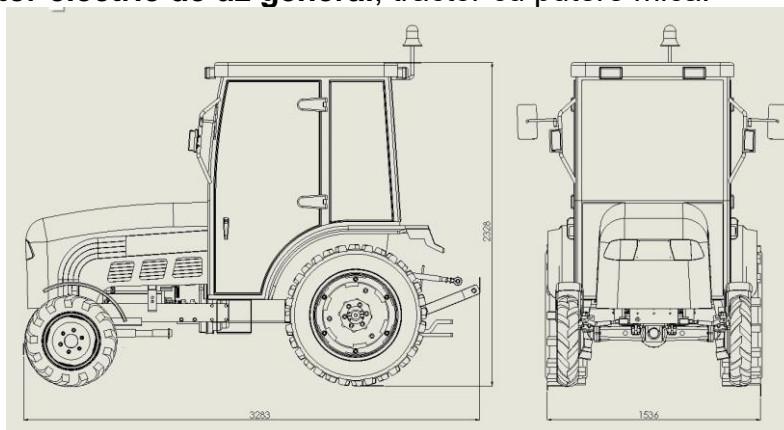


Figura 5.9 Schița tractorului electric

3. Tractorul electric destinat transportului produselor agricole.



Figura 5.10 Tractor electric transportului

4. Șasiul vehicul electric destinat lucrărilor de stropit.



Figura 5.11 Vehicul electric destinat lucrărilor de stropit la teste pe teren

5.4. Dispozitive, aparatura și metodele de setare reglare și măsurare folosite

5.4.1. Interfețe de programare și control

- Programatorul mobil 1313;
- Interfața IXXAT, USB-to-CAN V2;
- Clearview-display;

5.4.2. Software pentru PC necesar la programare, configurare și control

- Interfață 1314;
- Curtis Integrated Toolkit V1.5 (CIT);
- Orion BMS 2 Utility;
- canAnalyser;
- EMUS BMS Control Panel;
- KMC User App;

5.4.3. Aparatura folosită pentru măsurători și control

- Amarell Digital Thermometer;
- Cântar digital CAS RW 2601P;
- GPS-ul MatrixPro 570G;
- Sonometrul Bruel & Kjaer, tip 2237;
- Termohigrometrul DOSTMANN, tip P330;
- Anemometrul Cole-Parmer tip CIH20DL;
- QuantumX MX1615B / MX1616B;

5.5. Determinarea caracteristicilor fizice ale vehiculele agricole acționate electric

5.5.1. Determinarea masei vehiculelor electrice

Masa vehiculelor agricole a fost determinată prin cântărire cu ajutorul cântarelor platformă RW10P, temperatura aerului 25,6 °C, presiunea atmosferică 747,1 mm coloană de mercur și umiditatea relativă 58%. În urma determinării, a rezultat valoarea prezentată în tabelul 5.1.

Tabel 5.1 Masele vehiculelor electrice din experimente.

Nr. crt.	Caracteristica	U.M.	Valoarea parametrilor determinați la încercări
1.	Masa totală tractor electric legumicol	kg	1450
2.	Masa totală tractor electric	kg	1970
3	Masa totală vehicul electric de stropit	kg	1283
4	Masa totală tractor electric de transport	kg	1379

5.5.2. Determinarea turației la arborele motor

Măsurarea turațiilor s-a efectuat cu ajutorul tahometrului pe tractoarele electrice în condiții de staționare și s-au înregistrat turații foarte apropiate de 2300 rpm, cu variații de până la $\pm 2\%$. În timpul deplasării, turația nu a rămas constantă din cauza influenței forțelor de inerție

și a rezistenței la deplasare, rezultând variații ale turației de până la $\pm 20\%$ în comparație cu turația maximă stabilită.

Tabel 5.2 Turațiile măsurate la tractoarele utilizate la încercări.

Nr crt.	Caracteristica	U.M.	Turația determinată la încercări		
			În staționare (rpm)	În deplasare valori minime (rpm)	În deplasare valori maxime (rpm)
1.	Turație motor măsurată, tractor electric	rot/min	2347	1900	2540
2	Turație motor măsurată, tractor electric legumicol	rot/min	2334	1923	2533
3	Turație motor măsurată, vehicul electric de stropit	rot/min	2348	1892	2485
4	Turație motor măsurată, tractor electric de transport	rot/min	2325	1897	2379

5.5.3. Determinarea timpului de încărcare a bateriei

Timpul de încărcare a celor trei tipuri de baterii s-a măsurat cu ajutorul unui multimetru și un cronometru dar și cu ajutorul interfeței de comunicație cu PC-ul conectată la BMS. S-au determinat timpurile de încărcare corespunzătoare celor trei regimuri de alimentare.

Bateria de 17 kWh (figura 4.6) a fost montată pe tractorul electric de uz general și pe tractorul electric legumicol, bateria de 9 kWh tip 1 (figura 4.7) a fost montată pe tractorul electric de transport și bateria de 9 kWh tip 2 (figura 4.8) a fost montată pe vehiculul electric de stropit.

Tabel 5.3 Timpul necesar de încărcare a bateriilor

Tip baterie	Caracteristica	U.M.	Timpul de încărcare determinat la încercări		
Baterie de 17 kWh	Alimentare de la 220 V 6 A	Minute	648	660	667
Baterie de 17 kWh	Alimentare de la 220 V 16 A	Minute	263	251	248
Baterie de 17 kWh	Alimentare de la 220 V 32 A	Minute	132	127	124
Baterie de 9 kWh tip 1	Alimentare de la 220 V 6 A	Minute	432	426	426
Baterie de 9 kWh tip 1	Alimentare de la 220 V 16 A	Minute	163	164	162
Baterie de 9 kWh tip 1	Alimentare de la 220 V 32 A	Minute	78	79	77
Baterie de 9 kWh tip 2	Alimentare de la 220 V 6 A	Minute	426	438	426
Baterie de 9 kWh tip 2	Alimentare de la 220 V 16 A	Minute	166	168	166
Baterie de 9 kWh tip 2	Alimentare de la 220 V 32 A	Minute	82	81	83

5.5.4. Determinarea maselor tractoarelor

În tabelul 5.5 se prezintă masele tractoarelor electrice folosite la experimentări precum și distribuția acestora pe punțile față-spate.

Tabel 5.5 Sunt prezentate distribuția maselor pe punțile față-spate la tractoarele electrice utilizate la încercări.

Tip tractor	Masa totală a tractorului la încercări (kg)	Masa pe roțile față (kg)	Masa pe roțile spate (kg)
Tractor electric legumicol	1450	500	950
Tractor Electric	1970	750	1220
Vehicul electric de stropit	1270	427	843
Tractor electric de transport	1430	489	941

5.5.5. Determinarea siguranței la frânare

Condiții de încercare - conform Regulamentul (UE) nr. 167/ 2013 al Parlamentului European și al Consiliului privind omologarea și supravegherea pieței pentru vehiculele agricole și forestiere. Rezultatele sunt prezentate în tabelele 5.6 și 5.7.

Tabel 5.6 Rezultate încercări frânare Tip frână: cu frânele reci

Parametrii determinați		Valori maxime admise	Valori determinate, Tractor electric	Valori determinate, tractor electric legumicol	Valori determinate, vehicul electric de stropit	Valori Determinate tractor electric de transport
Viteza inițială	[km/h]	40 + 3	27,8	30,2	33,7	29,7
	m/s	11,1	7,72	8,38	9,36	8,25
Decelerația medie [m/s ²]		-	2,91	3,82	2,94	3,79
Decelerația maximă [m/s ²]		-	8,61	10,40	7,71	9,86
Distanța de frânare (m)	calculat	$x < 0,15v + v^2/116$	10,73	12,43	10,84	12,35
	determinat experimental	-	8,17	9,63	7,69	9,07
Timpul total de frânare [s]		-	2,39	4,21	2,31	4,11
Forța de acționare la pedală [daN]		max 60	54,75	56,04	55,04	56,03

Tabel 5.7 Rezultate încercări frânare Tip frână: cu frânele calde

Parametrii determinați		Valori maxime admise	Valori determinate, Tractor electric	Valori determinate, tractor electric legumicol	Valori determinate, vehicul electric de stropit	Determinate tractor electric de transport
Viteza inițială	km/h	40 + 3	27,8	30,2	33,7	29,7
	m/s	11,1	7,72	8,38	9,36	8,25
Decelerația medie [m/s ²]		-	3,11	4,28	2,81	4,30
Decelerația maximă [m/s ²]		-	8,64	10,73	7,59	10,81
Distanța de frânare (m)	calculat	$1/x < (0,15v + v^2/116) * 75\%$	11,97	13,87	10,72	13,72
	determinat experimental	-	8,28	10,31	7,34	10,28
Timpul total de frânare [s]		-	2,34	4,37	2,27	4,35
Forța de acționare la pedală [daN]		max 60	56,8	56,24	54,9	56,29

5.5.5. Determinarea nivelului presiunii acustice în jurul tractorului și la urechea tractoristului

Zgomotul tractorului este suma zgomotelor generate de motor, evacuare, ventilatorul de răcire dar și zgomotul mecanic creat de transmisii și accesorii. Spectru de zgomot acoperă frecvența cuprinsă între 20 Hz și 20 kHz. Un tractor zgomotos poate fi motiv de stres, poate duce la lipsa de concentrare, oboseală și deteriorarea auzului.

Datele obținute la experimentări sunt trecute în tabelul 5.8.

Tabel 5.8 Nivelul zgomotului în jurul tractorului.

Parametrul	Valori admise	Valori Determinate tractor electric	Valori Determinate tractor electric legumicol	Valori Determinate tractor electric de transport	Valori Determinate vehicul electric de stropit
Viteza de intrare în test/viteză de testare (km/h)	treapta corespunzătoare la $\frac{3}{4}$ din V_{max} dar cu motorul neambalat / aceeași treaptă cu motorul ambalat la maxim	cca. 19,83/28 (treapta a IV a)	cca. 27,60/30 (treapta a III a)	cca. 27,60/30 (treapta a III a)	cca. 33,4/30 (treapta a II a)
Nivel zgomot exterior, (dB)	89 pentru $m_t > 1,5$ t	62,6 stânga 81,9 dreapta	59,1 stânga 60,03 dreapta	58,8 stânga 59,6 dreapta	57,7 stânga 57,8 dreapta

S-a constatat că există diferențe între partea dreapta și cea stângă a vehiculelor în ce privește zgomotul generat. Acest lucru este datorat poziției sistemului hidraulic care este responsabil de servodirecție dar și de acționarea utilajelor care pot fi atașate la tractor.

Nivelul de zgomot măsurat în cabină la înălțimea urechii operatorului sunt prezentate în tabelul 5.9.

Tabel 5.9 Nivelul de zgomot măsurat la nivelul urechii operatorului.

Parametrul	Valori admise	Valori determinate tractor electric	Valori determinate tractor electric legumicol	Valori determinate tractor electric de transport	Valori determinate vehicul electric de stropit
Viteza de testare km/h	7,25	~ 7,25	~ 7,25	~ 7,25	~ 7,25
Nivelul zgomotului la urechea operatorului (dB)	max. 86 cu ferestrele și ușile închise (conf. anexa II)	76,8	61,3 (nu are cabină)	60,6 (nu are cabină)	77,4
	max. 86 cu ferestrele și ușile deschise (conf. anexa II)	75,9	61,3 (nu are cabină)	60,6 (nu are cabină)	76,9

Valorile determinate se încadrează în limitele legale, din acest punct de vedere toate tractoarele echipate cu motoare electrice produc zgomot sau presiune acustică cu valori aflate mult sub cele generate de un tractor echipat cu motor termic.

5.5.6. Determinarea indicilor energetici

5.5.6.1. Determinarea vitezei de deplasare

Viteza de deplasare se determină prin calcul, cronometrând timpul necesar pentru parcurgerea distanței de 50 m. Au fost efectuate trei măsurători, raportându-se media datelor măsurate. Viteza s-a calculat cu formula:

$$v = \frac{3,6d}{t} [km/h] \quad (5.1)$$

Tabel 5.4 Prezentare rezultate obținute în urma experimentelor.

Nr crt.	Caracteristica	U.M.	Viteză maximă	Viteză medie
1	Viteză calculată tractor electric	Km/h	28,3	25,1
2	Viteză calculată tractor electric legumicol	Km/h	30,2	27,3
3	Viteză calculată vehicul electric de stropit	Km/h	40,4	31,7
4	Viteză calculată tractor electric de transport	Km/h	30,1	26,9

5.5.6.2. Determinarea consumului de energie electrica de la rețea

S-a măsurat puterea absorbită (P) de la rețea, energia electrică consumată calculându-se cu formula:

$$W = \frac{P t}{3600} [kWh] \quad (5.2)$$

Energia de încărcare, care ajunge să fie înmagazinată în baterie, se determină cu un coeficient de randament al încărcătorului (μ).

$$E_b = W\mu [kW] \quad (5.3)$$

În tabelul 5.10 este prezentat consumul de energie din rețea atunci când se încarcă bateriile care sunt montate pe tractoarele electrice, timpul de încărcare este prezentat în tabelul 5.3.

Tabel 5.5 Rezultate obținute la experimentări.

Tip baterie	Caracteristica	U.M.	Energie consumată W	Energie înmagazinată $W^* \mu$	Coeficient de randament încărcător μ	Tip tractor
17 kW	Energie consumată la 220 V 6 A	kWh	1320	1227	93%	Tractor electric Tractor electric legumicol
17 kW	Energie consumată la 220 V 16A	kWh	3520	3273	93%	Tractor electric Tractor electric legumicol
17 kW	Energie consumată la 220 V 32 A	kWh	7040	6547	93%	Tractor electric Tractor electric legumicol
9 kW (1)	Energie consumată la 220 V 6 A	kWh	1320	1254	95%	Vehicul electric de stropit
9 kW (1)	Energie consumată la 220 V 16A	kWh	3520	3344	95%	Vehicul electric de stropit
9 kW (1)	Energie consumată la 220 V 32 A	kWh	7040	6687	95%	Vehicul electric de stropit
9 kW (2)	Energie consumată la 220 V 6 A	kWh	1320	1214	92%	Tractor electric de transport
9 kW (2)	Energie consumată la 220 V 16A	kWh	3520	3238	92%	Tractor electric de transport
9 kW (2)	Energie consumată la 220 V 32 A	kWh	7040	6476	92%	Tractor electric de transport

Aceste teste au fost efectuate pe bancul de probă existent în cadrul laboratorului de motoare INMA București.

5.5.6.3. Determinarea forței de tracțiune

Testul de tracțiune a fost efectuat pe teren agricol și asfalt în aproximativ aceleași condiții atmosferice.

Tabel 5.6 Forțele de tracțiune determinate la experimentări.

Nr crt.	Caracteristica	U.M.	Tractor electric Forță tracțiune 4X4	Tractor electric Forță tracțiune 4X2	Tractor electric legumicol Forță tracțiune 4X2	Tractor electric de transport Forță tracțiune 4X2	Vehicul electric de stropit Forță tracțiune 4X2
1.	Tracțiune pe asfalt	kN	16,5	15	7,6	5,8	5,2
2.	Tracțiune pe teren agricol	kN	21,5	18	14,2	9,3	7,8

5.5.6.4. Determinarea autonomiei

S-a efectuat folosind metoda de estimare a stării de încărcare a bateriei (State of charge --- SOC) care constă în determinarea scăderea consumului de energie electrică și prin adăugarea regenerării energiei electrice. Sunt utilizați următorii parametri: SOC₀ la pornire (raportat de BMS), SOC actual (raportat de BMS), pierderile de energie, X₀ distanță inițială în km (înregistrat la bord), X Distanța parcursă, timpul de începere, timpul de final, X_{max} Distanța maximă.

Estimarea distanței rămase care poate fi parcursă trebuie făcută de computerul de bord (CB) și trebuie să fie vizibilă șoferului. O metodă este de a calcula intervalul rămas, în km, folosind formula:

$$X_{max} = X + (SOC - SOC_{min}) \frac{X - X_0}{SOC_0 - SOC} \quad (5.4)$$

Această metodă este relativă, considerând resetarea contorului la începutul fiecărei călătorii, ca fiind echivalentă cu reîncărcarea completă a vehiculului electric.

Graficele din figurile 5.12 și 5.13 prezintă curentul furnizat de baterie în timp - exprimat în secunde. Pentru o evaluare corectă este oferită o valoare integrată a curentului în ultimele 60 de secunde, folosind metoda "media mobilă". [82]

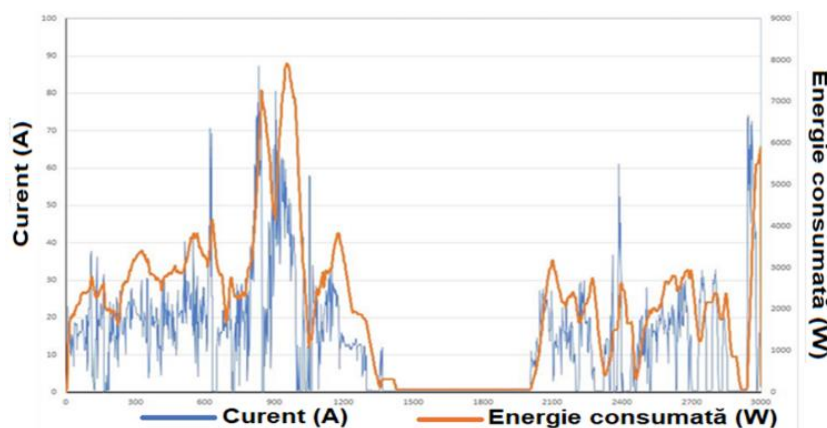


Figura 5.1 Variația medie a curentului și tensiunii în 60 de secunde [83]

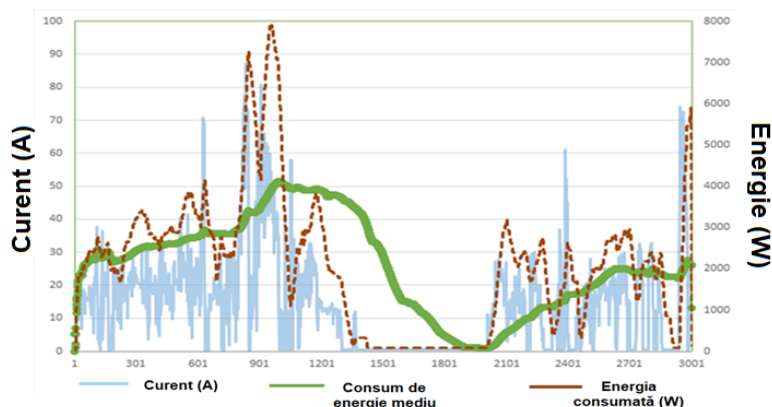


Figura 5.2 Variația medie a curentului și a puterii consumate în timp de 60 de secunde [83]

Se poate vedea că, dacă se intenționează să se deducă energia rămasă pentru estimarea autonomiei în momentul n , trebuie să se utilizeze ecuația (5.6) și întrucât valoarea factorului integrator k_n este un divizor, trebuie luată în considerare valoarea minimă pentru acest factor. În acest caz, se consideră o valoare de 1054 Wh, aleasă ca fiind cea mai mică valoare a puterii instantanee atunci când tractorul se deplasează fără sarcină.

$$t_n = P_{tot} \frac{SOC - SOC_0}{k_n} \quad (5.5)$$

$$k_n = \frac{1}{m \Delta t} \sum_{i=n-m}^n P_i \quad (5.6)$$

O altă metodă de estimare a autonomiei este bazată pe rezerva de energie utilizând măsurători predefinite și înregistrări ale energiei consumate. Metoda constă în utilizarea ecuației 5.5 și trebuie ales un factor de consum de energie pentru sarcina minimă k_{\min} și altul pentru sarcina maximă k_{\max} . Există două rezultate ale autonomiei și anume t_{load} , pentru un minim de consum și t_{free} , pentru un maxim.

$$t_{\text{free}} = P_{\text{tot}} \frac{SOC - SOC_0}{k_{\min}} \quad (5.7)$$

$$t_{\text{load}} = P_{\text{tot}} \frac{SOC - SOC_0}{k_{\max}} \quad (5.8)$$

Experimentele au fost efectuate pe pista aflată în interiorul INMA București, pe suprafață asfaltată, drum de pământ și pe suprafețe înclinate și la arat.

În tabelul 5.12 este prezentată autonomia tractoarelor electrice pentru diferite lucrări.

Tabel 5.7 Autonomie vehicule agricole electrice

Lucrare	Autonomie tractor electric (h)	Autonomie tractor electric legumicol (h)	Autonomie tractor electric de transport (h)	Autonomie vehicul electric de stropit (h)
Deplasare	4,5	5,0	3	4,7
Tractare 2000kg	3,8	3,6	2,1	NA
Arat	1,1	NA	NA	NA

La experimentele pentru determinarea autonomiei la deplasare, a fost folosit un traseu prestabilit, pista de încercări din cadrul INMA București.

5.5.6.5. Economia de combustibil

La motoarele termice, pentru menținerea forței de tracțiune cât mai constant se folosesc cutii de viteze cu mai multe trepte, pentru ca tractorul să poată fi folosit eficient. Pentru comparație au fost utilizate datele cu consumul specific al tractoarelor ce este afișat pe site-ul www.cdep.ro.

Considerentele care au stat ca fundament la alegerea bateriilor sunt fi montate pe vehicule au fost:

1. Posibilitatea ca acesta să poată fi încărcate de la rețeaua de 220 V cu un minim de 6 A;
2. Randamentul energetic al lanțului de încărcare să fie peste 90 %;
3. Dispozitivul de încărcare să folosească pentru conectare la rețeaua de alimentare un conector folosit și de către alte vehicule;
4. Randamentul controlerului de motor să fie peste 90 %;

La alegerea tipului de baterie au fost impuse constrângerile pe care le au controloarele de motor. De exemplu pentru motorul de 6 Kw, alimentat la 96 V cu un consum maxim de curent 80 A la turația nominală:

$$I_d \geq \frac{P_n}{U_a \eta_e} = \frac{6000}{96 * 0.95} = 65,79 \text{ A} \quad (5.9)$$

Conform acestui calcul se poate alege o baterie care poate suporta un curent de descărcare de maxim 70 Ah.

Pentru încărcarea acestui tip de baterie curentul de încărcare se poate calcula relativ simplu cu ajutorul relației de mai jos:

$$I_c = \frac{I_d}{2} = 35 \text{ A} \quad (5.10)$$

Energia debitată de baterie este:

$$E_a = U_a I_c = 96 * 70 = 6,3 \text{ kWh} \quad (5.11)$$

Astfel se poate calcula și energia care poate fi folosită, aproximativ 80% din energia totală a bateriei:

$$E_e = E_a * 0,8 = 5,05 \text{ kWh} \quad (5.12)$$

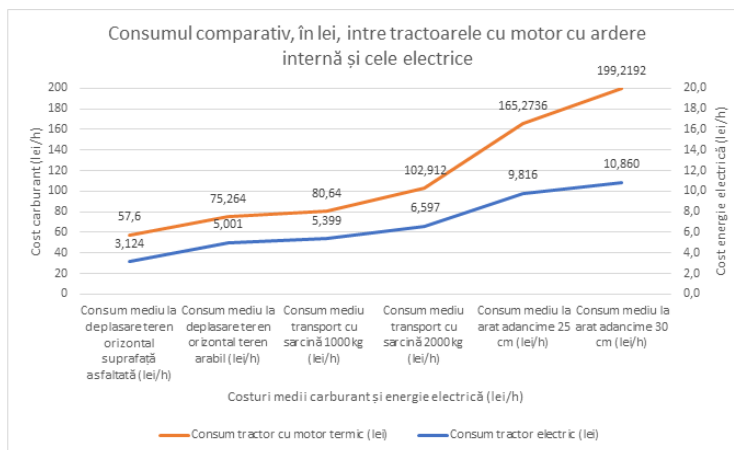


Figura 5.3 Compararea costurilor energetice între tractorul echipat cu un motor cu ardere internă și tractorul electric.

După cum reiese din grafic (figura 5.14) consumul în lei pe oră al tractorului electric folosit numai la tractare unde consumul este cel mai mic, adică 4,45 kWh și cu un preț al energiei electrice de 0,68 lei pentru 1 kWh rezultă un consum de 3,12 lei pe oră. Consumul de motorină utilizat pentru comparare al tractorului cu motor cu ardere internă este cel mai mic, adică la tractare și anume de cel de 7,5 l/h, prețul motorinei la momentul comparației este de aproximativ 7,68 lei/l. La cheltuielile cu combustibilul la tractorul cu motor cu ardere internă se adaugă și următoarele costuri la funcționare (costuri estimate pentru o oră de funcționare): ulei motor - 0,21 lei; ulei hidraulic - 2,26 lei; antigel - 0,04 lei; filtru ulei - 0,03 lei; filtru motorina - 0,03 lei; total - 2,57 lei.

Se poate observa că utilizarea unui tractor electric, din punct de vedere al economiei de combustibil, este mult mai eficientă în funcționare, comparativ cu tractorul cu motor cu ardere internă.

Capitolul 6 Cercetări teoretice privind realizarea vehiculelor electrice agricole acționate electric

Înlocuirea sistemului de propulsie clasic cu unul electric la orice vehicul, dar în special la un tractor, atunci când nu se modifică șasiul, are ca efect modificarea masei și ca urmare modificarea distribuției forțelor la nivelul punților și al anvelopelor. După studiarea forțelor și momentelor care sunt aplicate la nivelul roților, atât în regim static cât și dinamic, se poate crea un model matematic pentru realizarea de simulări cu care se poate studia comportamentul unui tractor care a fost supus unei modificări la propulsia electrică

6.1. Forța și cuplul necesar deplasării tractorului

Forțele aplicate asupra roților sunt identice chiar dacă motorul este cu ardere internă sau electric. Forțele care acționează asupra tractorului sunt reprezentate în figura de mai jos.

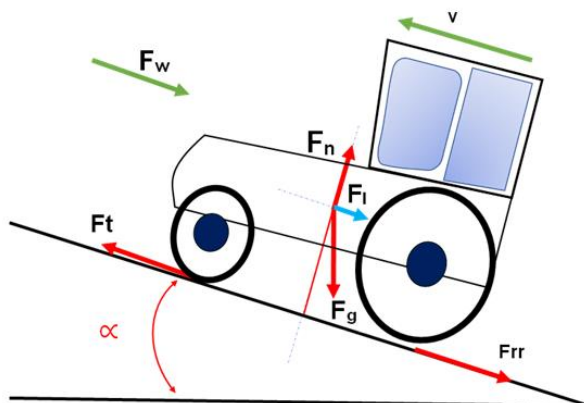


Figura 6.1 Forțele care acționează asupra tractorului

Forța de tracțiune a tractorului se calculează cu relația [85]:

$$F_t = F_l + F_{gt} \pm F_{rr} \pm F_w = ma_t + mg \sin \alpha \pm vmg \cos \alpha c_{rr} \pm (v + v_w) \frac{1}{2} \rho C_d A_f (v + v_w)^2 \quad (6.1)$$

$$C_{rr} = 0,001 \left(1 + \frac{3,6}{100} v \right) \quad (6.2)$$

Tabelul 6.1 Diferite valori ale coeficientului de rezistență la rulare pentru anumite viteze de deplasare ale unui tractor calculate cu relația 6.2.

Viteza tractor (m/s)	1	5	10	20	50	70	100
Viteză tractor (km/h)	3,6	18	36	72	180	252	360
Coeficient de rezistență la rulare a roților, calculat - C_{rr}	0,001	0,001	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005

În concordanță cu dinamica tractorului, relația 3.143, forța motoare poate fi scrisă:

$$F_m = F_r + F_t \pm F_\alpha + F_a \pm F_j + F_f \quad (6.3)$$

F_j și F_f se pot neglija, acestea având în realitate valori extrem de mici.

A fost calculată forța de tracțiune pentru următoarele situații:

- deplasarea pe un plan orizontal;
- deplasarea pe un plan inclinat.

6.1.1. Cazul deplasării pe suprafață orizontală

Condiții: $\alpha=0$, rezultă $\sin \alpha$ este 0, unghiul γ este 0 deci $\tan \gamma$ este 0, $\cos \alpha$ este 1, viteza vântului este sub 1 m/s și de aceea se neglijează, f este 0,001 și F_α este 0. Distanța de rulare 50 m, viteză 15 km/h (4,16 m/s) pentru tractorul electric, 13 km/h (3,6 m/s) pentru tractorul electric legumicol, 17 km/h (4,7 m/s) pentru tractorul electric pentru transport, 10 km/h (2,8

m/s) pentru vehiculul electric de stropit. Coeficient aerodinamic este cel al unui cub și se consideră $C_d = 1,05$.

Relația (6.3) devine:

$$F_m = ma_t + mgc_{rr} + v \frac{1}{2} \rho C_d A_f v^2 \quad (6.4)$$

6.1.2. Cazul deplasării pe suprafață înclinată

Condiții: Viteza vântului este sub 1 m/s și se neglijează, c_{rr} este 0,001, F_j și F_f se neglijează, unghiul pantei $\alpha = 20^\circ$, $\sin 20^\circ = 0,342$, $\cos 20^\circ = 0,939$, distanța 50 m, viteză tractoarelor este de la 10 până 15 km/h, nu există utilaj remorcat.

Se poate scrie:

$$F_m' = ma_t + mg \sin \alpha + vmg \cos \alpha c_{rr} + v \frac{1}{2} \rho C_d A_f v^2 \quad (6.5)$$

Rezultatele calculelor sunt prezentate în tabelul 6.2 :

Tabel 6.2 Forțele necesare deplasării tractorului pe suprafață plană sau pe suprafață înclinată cu un unghi de 20° , luând în considerare o masă estimată.

	m (kg)	a_t (m/s ²)	A_f (m ²)	v (m/s)	ρ (kg/m ³)	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	F_m (N)	F_m' (N)
Tractor electric	2000	0,3461	2,434	4,16	1,225	0,912	0,408	824,53	7592,04
Tractor electric legumicol	1500	0,2592	0,779	3,6	1,225	0,912	0,408	426,88	5494,78
Tractor electric de transport	1400	0,4418	0,757	4,7	1,225	0,912	0,408	682,79	5427,02
Vehicul electric de stropit	1300	0,1568	1,682	2,8	1,225	0,912	0,408	240,33	4622,92

În tabelul 6.2 au fost luate în calcul o masă a tractoarelor estimată pentru calcul estimativ al forței motoare pe care trebuie să o asigure un motor electric pentru a deplasa.

Tabel 6.3 Forța necesară deplasării tractorului atunci când a fost înlocuită masa estimată cu cea reală.

	m (kg)	a_t (m/s ²)	A_f (m ²)	v (m/s)	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$	F_m (N)	F_m' (N)
Tractor electric	1970	0,3461	2,434	4,16	0,3420	0,9396	813,859	7479,85
Tractor electric legumicol	1450	0,2592	0,779	3,6	0,3420	0,9396	413,438	5312,39
Tractor electric de transport	1379	0,4418	0,757	4,7	0,3420	0,9396	673,315	5346,38
Vehicul electric de stropit	1283	0,1568	1,682	2,8	0,3420	0,9396	237,506	4562,78

6.2. Calculul cuplului minim necesar pentru deplasarea tractorului.

Pentru ca tractorul să se deplaseze este necesar ca forța motoare să genereze un cuplu suficient de mare la nivelul roții pentru ca tractorul să fie pus în mișcare.

Conform relației:

$$T_r = F_m r_m = \frac{M_m}{r_m} = \frac{M_e i_{tr} \eta_{tr}}{r_m} \quad (6.6)$$

rezultă:

$$M_m = F_m r_m \quad (6.7)$$

$$M_e = \frac{F_m r_m}{i_{tr} \eta_{tr}} \quad (6.8)$$

În tabelul următor sunt specificate rapoartele de transmitere a montate pe cele patru tractoare electrice care au fost studiate.

Tabel 6.4 Rapoartele de transmitere ale transmisiilor existente la cele patru vehicule agricole.

Treaptă	Rapoarte de transmitere					reductor roata	Raport total treapta 1	Raport total treapta 4
	1	2	3	4	Înapoi			
Tractor electric	6,18	3,83	2,76	2,09	4,96	2,94	18,17	6,14
Tractor electric legumicol	5,80	3,70	2,90	1,63	4,98	11,38	66,00	18,55
Tractor electric de transport	6,01	4,10	3,20	1,52	5,04	10,12	60,82	15,38
Vehicul electric de stropit	4,83	3,54	2,13	1,02	3,80	NA	4,83	3,80

Una dintre ipotezele inițiale de calcul a fost că atunci când forța motorului este cel puțin egală cu forțele de rezistență în acest caz puterea motorului trebuie crescută astfel încât aceasta să depășească forțele de inerție care apar în sistemul de forțe.

Ținând cont de această ipoteză se poate spune că accelerația este în funcție de cuplul motorului. Condiția ca deplasarea să aibă loc este: $T_r = R_i \leq R_i \text{ lim}$. În această situație roata este într-o mișcare uniformă sau accelerată ($T_r \leq R_i$), momentul efectiv la motoarele electrice este egal cu momentul generat de motor și depinde de turație.

Cuplu necesar tracțiunii se calculează cu următoarele relație, cu condiția ca raportul de transmitere să fie egal cu 1:

$$M_m = F_m r_m \quad (6.9)$$

Pentru calculul puterii minime pentru deplasarea celor patru tipuri de vehicule agricole la o viteză de 10 km/h, se utilizează relația:

$$P_m = F_m v \quad (6.10)$$

Momentul motorului electric minim necesar pentru deplasarea vehiculelor agricole este:

$$M_g = \frac{M_t}{\eta_m r_m} \quad (6.11)$$

Tabel 6.5 Momentele calculate pentru deplasarea vehiculelor agricole pe suprafețe orizontale dar și în pantă

	r_m (m)	i_{tr}	F_m (N)	F_m' (N)	M_e (Nm)	M_e' (Nm)	M_m (Nm)	M_m' (Nm)
Tractor electric	1,05	6,14	813,85	7479,85	169,602	1558,746	854,552	7853,852
Tractor electric legumicol	1,3	18,55	413,43	5312,39	35,335	454,036	537,471	6906,120
Tractor electric de transport	1,3	15,38	673,31	5346,38	69,394	551,017	875,311	6950,294
Vehicul electric de stropit	0,88	3,80	237,50	4562,78	67,075	1288,590	209,006	4015,247

Valorile cuplului la motoarele electrice folosite la tractoarele electrice sunt trecute în tabelul 6.6. Deoarece turația maximă motorului electric la tractoare a fost limitată la 2300 rpm, valorile sunt până la această turație. Cunoscând aceste valori se poate calcula momentul efectiv la roată pentru treapta de viteză 1.

Deci, în concluzie, diferența principală constă în sursa de forță: cuplul mecanic este generat de o forță aplicată manual sau mecanic, în timp ce cuplul electric este generat de interacțiunea câmpurilor magnetice într-un motor electric.

În cadrul testelor cu tractorul pe teren au fost salvate datele furnizate de controlerul de motor, rezultatele sunt detaliate în figura 6.2.

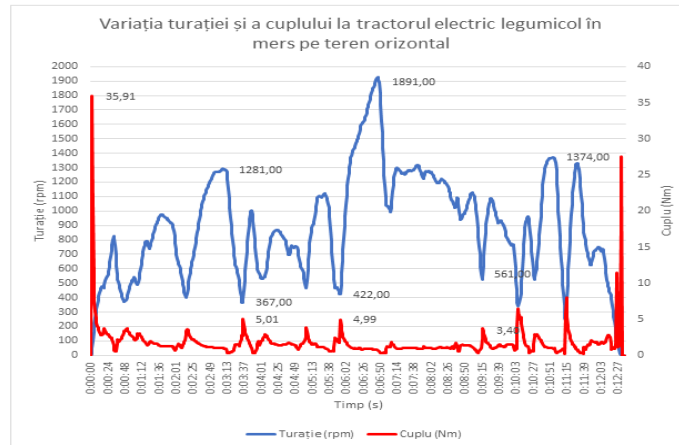


Figura 6.2 Variația momentului motor în funcție de turație la tractorul electric legumicol

6.3 Calculul puterii necesare sistemului de propulsie

Puterea la axul motorului electric este determinat de relația:

$$P_g = M_g \omega_g \quad (6.12)$$

Pentru calcularea puterii necesare la plecarea de pe loc au fost folosite valorile cuplului generat de motor la anumite turații, valorile calculate sunt prezentate în tabelul 6.6.

Tabel 6.6 Puterea consumată de tractoarele electrice la diferite turații ale motorului

M_g (Nm)	Turație (rpm)	ω_g	P_g (W)
Tractor electric			
142	500	52,361	7435,333
139,8	1000	104,723	14640,276
137,8	1500	157,084	21646,245
134,8	2000	209,446	28233,322
134,2	2300	240,862	32323,803
Tractor electric legumicol			
142	500	52,361	7435,333
139,8	1000	104,723	14640,276
137,8	1500	157,084	21646,245
134,8	2000	209,446	28233,322
134,2	2300	240,862	32323,803
Vehicul electric de stropit			
80	500	52,361	4188,920
78,9	1000	104,723	8262,645
77,8	1500	157,084	12221,174
76,1	2000	209,446	15938,841
75,7	2300	240,862	18233,322
Tractor electric de transport			
118	500	52,361	6178,657
116,5	1000	104,723	12200,230
114,8	1500	157,084	18033,301
112,3	2000	209,446	23520,787
111	2300	240,862	26735,783

Se poate observa că puterea necesară cu valoarea cea mai mică este de 4189 de W, iar cea mai mare valoare a puterii este de 32323 W. Aceste valori sunt doar atunci când tractoarele electrice pleacă de pe loc. În timpul deplasării aceste consumuri scad, rezultatele fiind prezentate în figura 6.3.

Aceste valori sunt calculate doar pentru deplasarea vehiculelor pe suprafețe orizontale, pentru deplasarea pe suprafețe înclinate necesarul de putere crescând. Pentru a se putea folosi eficient motorul trebuie să fie de o putere mai mare decât cea rezultată.

Consumul măsurat la tractorul electric la plecarea de pe loc pe teren plan, fără sarcină în 11,6 secunde este prezentat în figura 6.3:

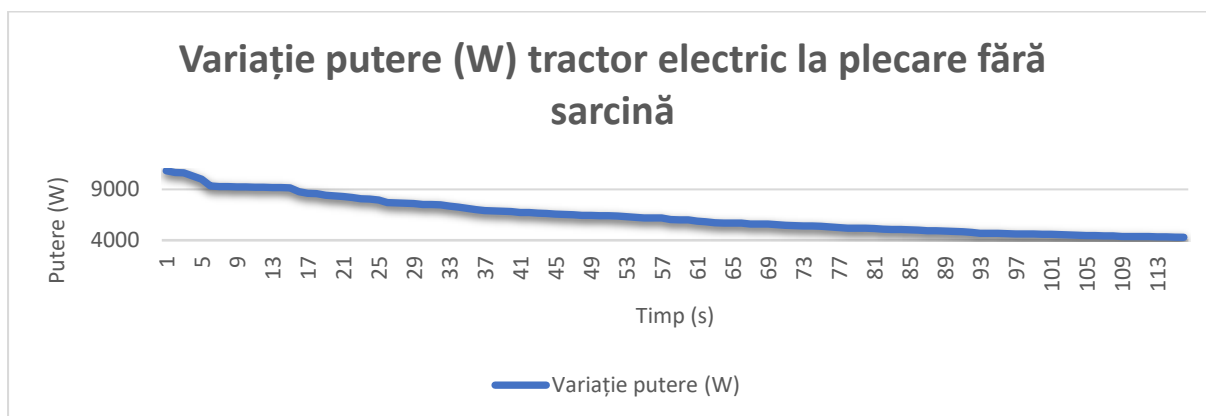


Figura 6.3 Puterea consumată la plecare fără sarcină a tractorului electric

Este foarte importantă urmărirea variațiilor de curent deoarece randamentul vehicului este funcție de curent.

$$M_m = f(I) \quad (6.13)$$

$$\eta_m = f(I) \quad (6.14)$$

La un tractor electric este necesar un surplus de energie iar bateria trebuie să asigure acest surplus fără o reducere semnificativă a autonomiei.

De aceea, atunci când se alege capacitatea bateriei trebuie ținut cont și de acești consumatori. Un consum estimativ suplimentar este de 1320 W ce se adună la consumul motorului.

În figura 6.4 este prezentată variația în timp real a puterii și al turației la deplasarea pe teren plan nedeformabil.

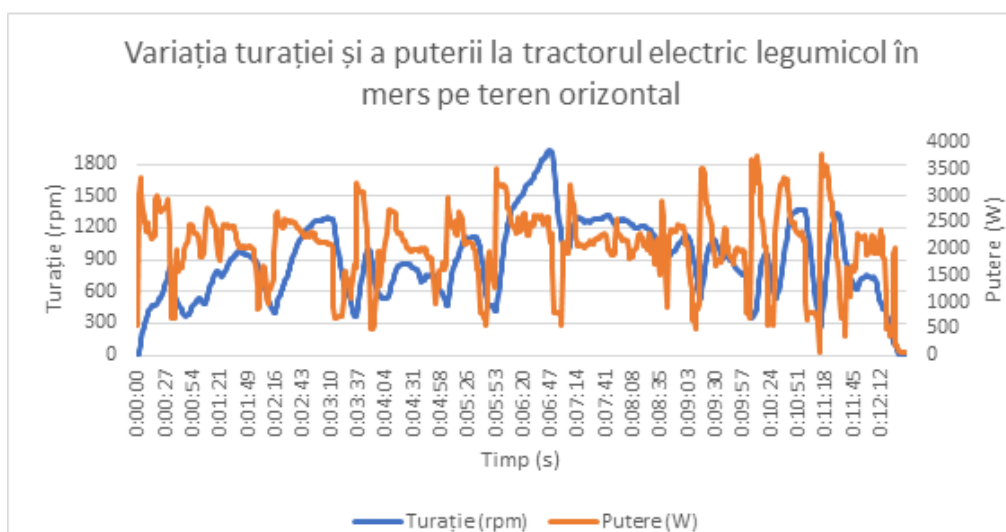


Figura 6.4 Variația reală a puterii și a turației în timpul deplasării la tractorul electric legumicol

Bateriile au fost alese astfel încât energia debitată să acopere funcționarea vehiculului cel puțin timp de 60 minute la putere maximă.

Sistemul de încărcare al bateriilor este conceput ca alimentarea să poată fi realizată de la rețeaua care există în aproape orice locuință, adică tensiunea de alimentare 220 V curent alternativ cu un curent de la 6 A până la 32 A.

În figura 6.5 este prezentat modul de încărcare atunci când încărcătorul este alimentat de la 220 V și 16 A.

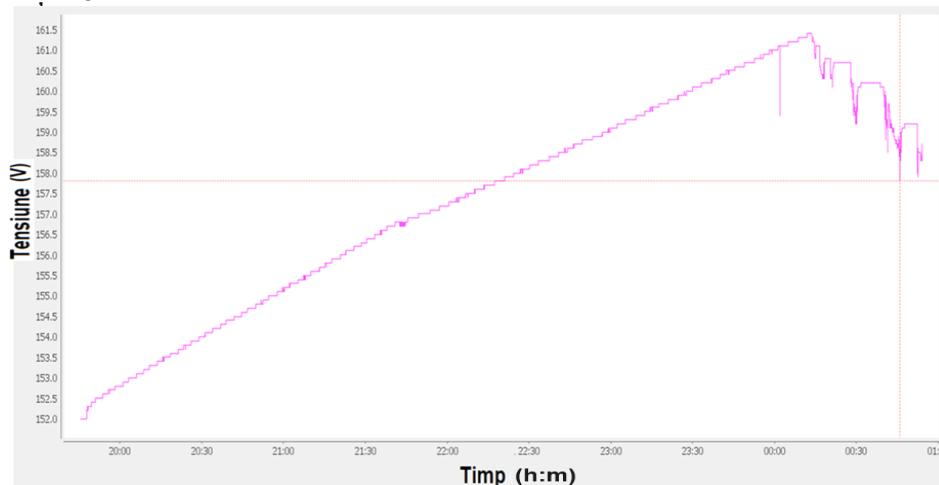


Figura 6.5 Variația tensiunii la încărcarea bateriei

În figura 6.6 se poate observa cum tensiunea pe fiecare celulă crește în trepte.

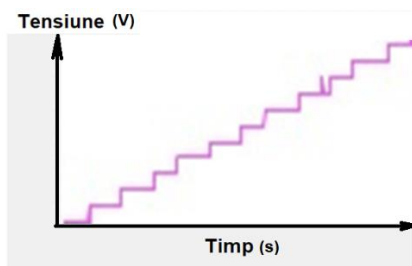


Figura 6.6 Detaliu cu variația tensiunii la încărcare

6.4 Calculul centrului de greutate

După ce s-a stabilit ce tipuri de motoare vor fi folosite, acestea au fost montate pe șasiuri iar pasul următor a fost cântărirea vehiculelor. Rezultatul este prezentat în tabelul 6.7:

$$G_t = m \cdot g$$

Tabel 6.7 Greutatea reală a vehiculelor electrice agricole.

Nr crt.	Caracteristica	U.M.	Valoarea parametrilor determinați la încercări
1.	Greutate totală tractor electric	N	19325,70
2.	Greutate totală tractor electric legumicol	N	14224,50
3	Greutate totală tractor electric de transport	N	13527,99
4	Greutate totală vehicul electric de stropit	N	12586,23

Utilizând relațiile (3.24, 3.71, 3.72, 3.56) s-a calculat "a" și "b" pentru a afla poziția centrului de greutate.

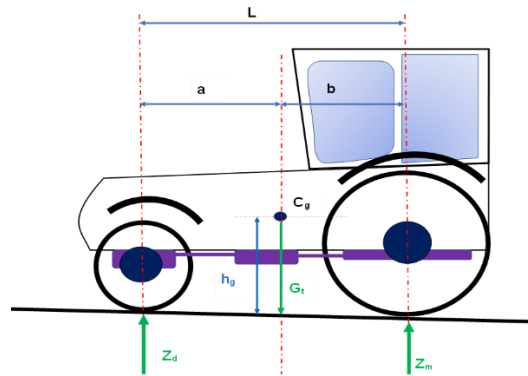


Figura 6.7 Distribuția forțelor pe axele vehiculului

Sunt cunoscute: Z_d este reacțiunea normală a solului asupra punții și este egală cu greutatea pe puntea față [N]; Z_m este reacțiunea normală a solului asupra punții și este egală cu greutatea pe puntea spate [N]; L - ampatamentul [m]; m_f - masa pe puntea față [kg]; m_s - masa pe puntea spate [kg]; G_t - greutatea totală [N];

Avem următoarele relații:

$$a = \frac{Z_m L}{G_t} \quad (6.15)$$

$$b = \frac{Z_d L}{G_t} \quad (6.16)$$

Tabel 6.7 Poziția centrului de greutate față de punțile față și spate

	L (m)	Z_d (N)	Z_m (N)	a (m)	b (m)	G_t (N)
Tractor electric	2,02	7357,5	11968,2	1,25	0,77	19325,70
Tractor electric legumicol	2,3	5052,15	9172,35	1,48	0,82	14224,50
Tractor electric de transport	2,3	4797,09	8730,9	1,490	0,81	13527,99
Vehicul electric de stropit	2,7	4718,61	7867,62	1,690	1,01	12586,23

În figura 6.8 sunt reprezentate repartiția greutăților pe punțile față/spate la vehiculele electrice folosite în experimente.

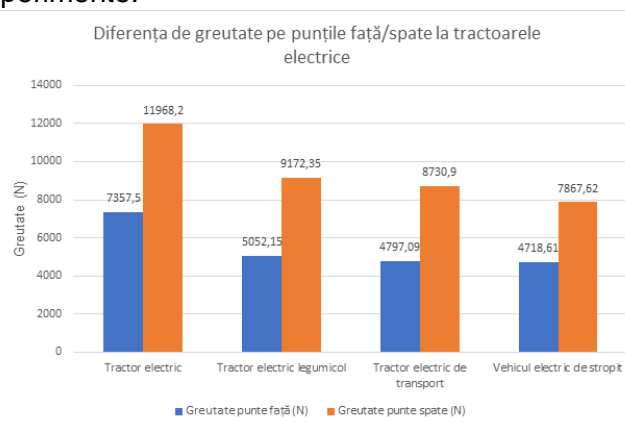


Figura 6.8 Diferența de greutate pe punțile vehiculelor electrice folosite în experimente

6.5. Modificarea poziției centrului de greutate

În experimentele și studiile efectuate s-a constatat că mărirea coeficientului de rezistență la rulare este influențat de o multitudine de factori:

- Viteza de deplasare;
- Presiune pneului;
- Sarcina pe roată;
- Momentul aplicat roții;
- Suprafața de rulare;

În tabelul 6.9 sunt prezentate valorile folosite în calcule ale coeficientului de rezistență la rulare (f) definit de relația (3.91).

Tabel 6.8 Valorile medii ale coeficientul de rezistență la rulare [37]

Suprafața de rulare	Coeficientul de rezistență la rulare
Asfalt sau beton	0,015-0,020
Drum cu pietriș de râu	0,025-0,050
Drum cu piatră spartă	0,020-0,025
Drum de pământ bătătorit	0,025-0,250
Drum de pământ nisipos	0,040-0,300
Miriște	0,100-0,120
Pajiște	0,07-0,100
Câmp arat proaspăt	0,180-0,220
Câmp lucrat	0,160-0,250

În relația (3.49) este definit coeficientul de aderență și coeficientul de utilizare a aderenței iar coeficientul de patinare în relația (3.48).

Rezultă:

$$v_r = v_t(1 - \delta) \quad (6.17)$$

Efortul la compresiune al căii de rulare este:

$$\sigma = CD_{cr}^n \quad (6.18)$$

Experimental au fost stabilite valorile pentru "C"

$$C = \frac{\sigma}{y^n} \quad (6.19)$$

Tabel 6.9 Valori din literatura de specialitate ale coeficientului C ce depinde de deformația căii de rulare. [37]

Suprafață rulare	Valoare C
sol înțelenit	9...20
sol cultivat	15
pământ	9...12
nisip	3...5

Se poate defini un coeficient care depinde de forța de tracțiune și de greutatea pe roată, numit coeficient de folosire a greutateii de aderență, φ_{ga} . Astfel, rezultă relația [37]:

$$\varphi_{ga} = \frac{F_t}{G_{ad}} \quad (6.20)$$

$$G_{ad} = \frac{Q_c}{2} \quad (6.21)$$

În tabelul 6.11 este calculat coeficientul de folosire a greutateii de aderență la vehiculele la care au fost montate sisteme de propulsie electric, pentru prima treaptă de viteză:

Tabel 6.10 Valori ale coeficientului de folosire a greutății

	φ_{ga}	G_{ad} (N)	Q_c (N)
Tractor electric	0,136004	5984,10	11968,20
Tractor electric legumicol	0,090149	4586,18	9172,35
Tractor electric de transport	0,154237	4365,45	8730,90
Vehicul electric de stropit	0,060376	3933,81	7867,62

În figurile 6.9, 6.10, 6.11 sunt reprezentate valorile încărcărilor pe roată la fiecare tractor electric (Q_c) și valorile coeficientului de folosire a greutății pe roată (φ_{ga}). Aceste încărcări cât și coeficientul de folosire a greutății sunt calculate pentru un teren orizontal.

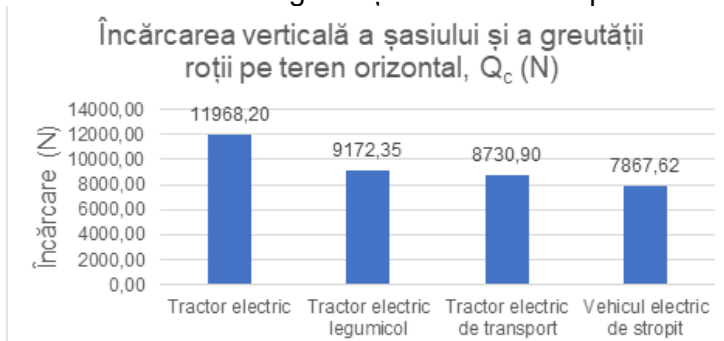


Figura 6.9 Graficul cu valorile încărcării verticale la tractoarele electrice

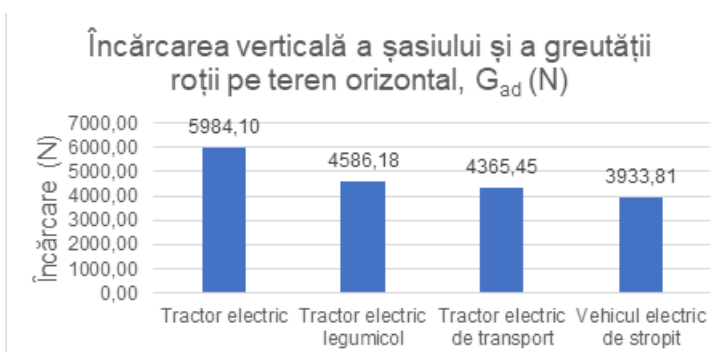


Figura 6.10 Graficul cu valorile încărcării verticale pe teren în pantă la tractoarele electrice

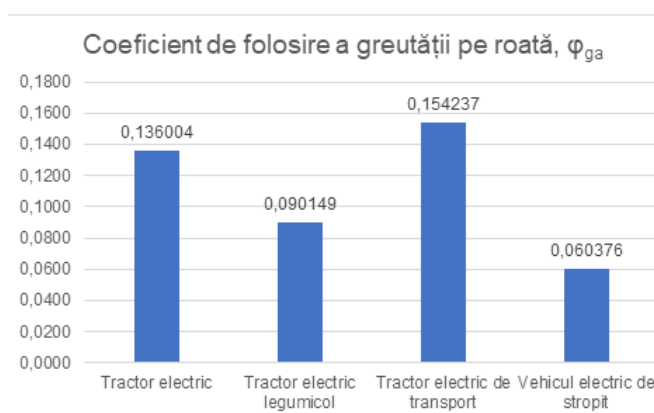


Figura 6.11 Graficul cu valorile coeficient de folosire a greutății pe roată la tractoarele electrice

Dacă se modifică masa, cu 50 kg (490,3325 N) respectiv 75 kg (735,49875), care este transmisă la roată rezultă o modificare a coeficientului de folosire a greutății așa cum este evidențiată în tabelul 6.12.

Tabel 6.11 Modificarea coeficientului de folosire a greutateii

	φ_{ga}	φ'_{ga}	φ''_{ga}	Q_c' (N)	Q_c'' (N)
Tractor electric	0,1360035	0,1257	0,121117192	6474,43	6719,60
Tractor electric legumicol	0,0901489	0,0814	0,077689617	5076,51	5321,68
Tractor electric de transport	0,1542374	0,1387	0,13199815	4855,78	5100,95
Vehicul electric de stropit	0,0603757	0,0537	0,050865525	4424,14	4669,31

În figura 6.12 este prezentat graficul cu modificarea coeficientului de folosire a greutateii în momentul când se modifică greutatea pe punțile tractoarelor și are ca rezultat o modificare a încărcării pe roată.

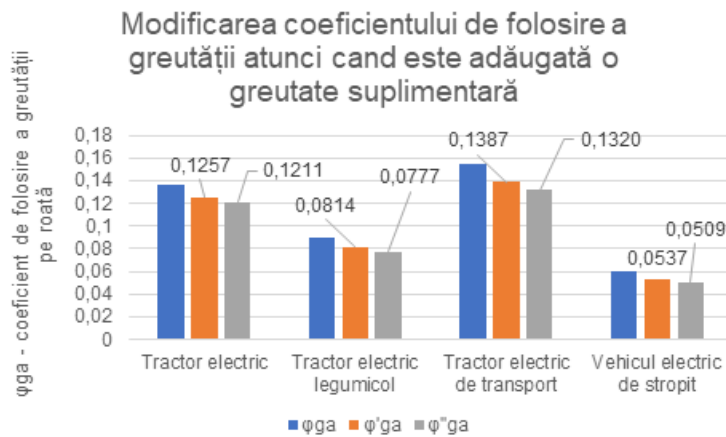


Figura 6.12 Variația coeficientului de folosire a greutateii atunci când este modificat centrul de greutate

În figura 6.13 este prezentată modificarea greutateii pe roată când pe tractor este adăugată o greutate suplimentară.

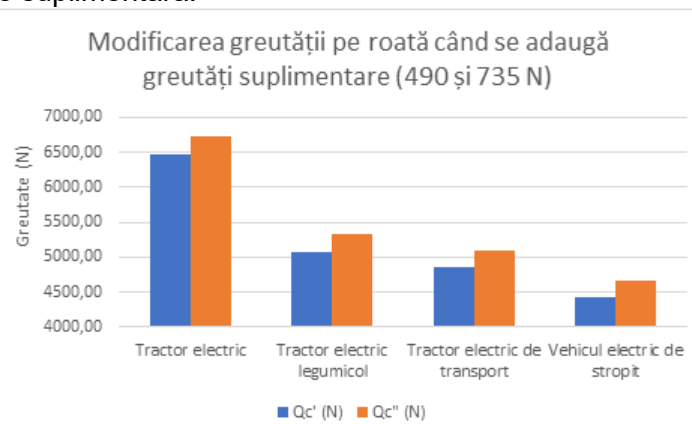


Figura 6.13 Modificarea greutateii pe roată la adăugarea de greutăți suplimentare

Se poate observa ca forța de tracțiune depinde de coeficientul de frecare, suprafața de rulare și sarcina care acționează pe roată. Deoarece singura variabilă care se poate controla este greutatea pe roată, s-a realizat un suport mobil pe care s-a montat bateria și tot sistemul electronic de control al propulsiei pentru ca astfel să se poată modifica, în anumite limite, poziția centrului de greutate astfel încât forțele care acționează pe roți să poată fi modificate.

Patinarea este calculată cu relația [37]:

$$\delta = a_a \frac{F_t}{G_{ad}} + b_b \left(\frac{F_t}{G_{ad}} \right)^{c_c} \quad (6.22)$$

Coeficienții, a_a, b_b și c_c , din relația (6.22) sunt influențați de variabile precum tipul de anvelopă utilizat, presiunea aerului din anvelope și natura solului pe care tractorul se deplasează.

În tabelul 6.12 se prezintă valorile calculate ale coeficientului patinării roților pentru vehiculele care au fost folosite în cadrul experimentelor, pe teren plan și în treapta de viteză 1, cu presiunea în pneu 0,7 și 1,0 bari (7 și 10 N/cm²).

Tabel 6.12 Valorile calculate ale coeficientului patinării roților

Starea solului/Presiune pneu	Tractor electric	Tractor electric legumicol	Tractor electric de transport	Vehicul electric de stropit
δ pentru sol afânat/ 7 N/cm ² (%)	1,632600	1,081835	1,852034	0,724514
δ pentru sol compact/ 7 N/m ² (%)	1,360046	0,901490	1,542404	0,603758
δ pentru sol afânat/ 10 N/cm ² (%)	1,632910	1,081861	1,852694	0,724516
δ pentru sol compact/ 10 N/m ² (%)	1,360051	0,901490	1,542415	0,603758

Forța de tracțiune care trebuie generată de tractor la roată este în funcție de frecarea care apare la nivelul solului cu pneul dar și de greutatea care este distribuită la roată și se poate calcula cu următoarea relație:

$$F_{tm} = \eta Q_{mm} + \sigma A c \quad (6.23)$$

La calculul forței de tracțiune produsul dintre efortul la compresie și aria totală a suprafeței de contact cu solul este notat cu "Q" rezultatele sunt prezentate în tabelul de mai jos.

Tabel 6.13 Valorile calculate ale forței de tracțiune

	F_{tm} (N)	η	Q_{mm} (N)
Tractor electric	2250,0216	0,7520	2992,0500
Tractor electric legumicol	1724,4018	0,7520	2293,0875
Tractor electric de transport	1641,4092	0,7520	2182,7250
Vehicul electric de stropit	1479,1126	0,7520	1966,9050

Dacă este mutată poziția centrului de greutate în direcția față sau spate poate fi redusă patinarea pentru anumite tipuri de lucrări sau soluri. Acest lucru este posibil fără să mai fie adăugate greutate suplimentare la tractor ci este posibil prin mișcarea poziției bateriei și a echipamentelor electronice care sunt astfel montate pe un cadru care are posibilitatea de a fi montat la diferite distanțe față de punțile tractorului.

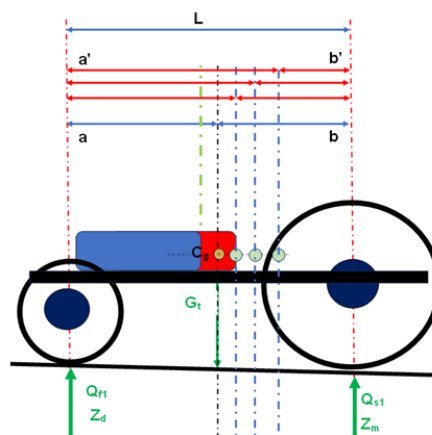


Figura 6.14 Modificarea poziției centrului de greutate atunci când bateria este mutată către puntea spate

Modificarea poziției de lucru a bateriei, datorită construcției, este posibilă numai la tractorul electric. După a fost modificată poziția bateriei către spate cu 5, 10, 15 și 20 cm (figura 6.14), înlocuind în relațiile 6.14 și 6.15 noile valori a și b (distanțele de la centrul de

greutate până la punțile față/spate – figura 6.8), rezultă următoarele valori ale greutăților pe punțile față și spate.

Tabel 6.14 Valorile obținute prin calcul pentru greutățile distribuite pe punțile tractorului electric și distanțele de la centrul de greutate la punțile față și spate în momentul în care bateria este mutată către partea din spate.

	L (m)	Q_{f1} (N)	Q_{s1} (N)	a' (m)	b' (m)	G_t (N)	Modificarea poziției (m)
Tractor electric	2,02	6879,141	12437,33	1,30	0,72	19325,7	0,05
Tractor electric	2,02	6400,782	12924,92	1,35	0,67	19325,7	0,10
Tractor electric	2,02	5922,423	13403,28	1,40	0,62	19325,7	0,15
Tractor electric	2,02	5444,064	13881,64	1,45	0,57	19325,7	0,20

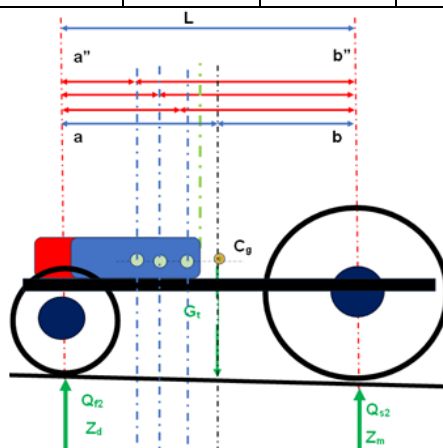


Figura 6.15 Modificarea poziției centrului de greutate atunci când bateria este mutată către puntea față

În următorul tabel este prezentată variația greutăților pe punțile tractorului dacă este mutată bateria cu 5, 10, 15 și 20 cm către față din punctul inițial de montaj:

Tabel 6.15 Valorile obținute prin calcul pentru greutățile distribuite pe punțile tractorului electric și distanțele de la centrul de greutate la punțile față și spate în momentul în care bateria este mutată către partea din față.

	L (m)	Q_{f2} (N)	Q_{s2} (N)	a'' (m)	b'' (m)	G_t (N)	Modificarea poziției (m)
Tractor electric	2,02	7835,859	11489,84	1,20	0,82	19325,7	0,05
Tractor electric	2,02	8314,218	11011,48	1,15	0,87	19325,7	0,10
Tractor electric	2,02	8792,577	10533,12	1,10	0,92	19325,7	0,15
Tractor electric	2,02	9270,936	10054,76	1,05	0,97	19325,7	0,20

În figura 6.16 sunt prezentate variațiile greutăților pe punțile față și spate atunci când este mutată bateria față de punctul inițial cu 5, 10, 15 și 20 cm, către față și către spate.

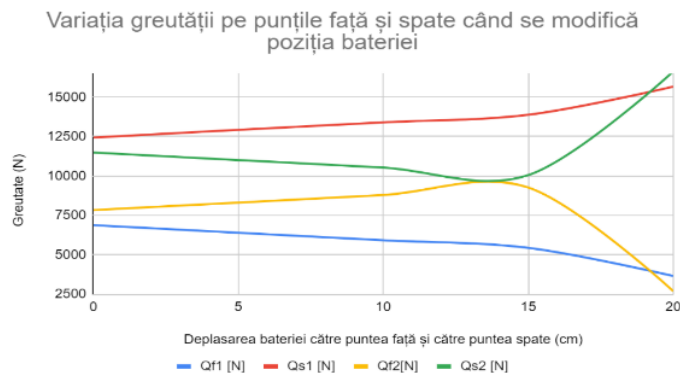


Figura 6.16 Variația greutății pe puntea față și spate atunci când se modifică poziția bateriei

6.6. Randamentul total

Așa cum a fost descris în relația (3.11) randamentul total este produsul randamentelor tuturor subsansamblelor care constituie transmisia, când o parte a subsansamblelor ce compun transmisia sunt eliminate, de exemplu transformatorul mecanic de cuplu și atunci relația (3.11) devine:

$$\eta = \eta_m \eta_{tr} \quad (6.24)$$

Randamentul unui motor electric trifazat sincron cu magnet permanent este cuprins între 95 și 98%. Se va lua în calcul valoarea mai mică.

$$\eta_m = 0,95 * 0,86 = 0,82 \quad (6.25)$$

În figura 6.17 se prezintă graficul cu diferența de randament a motoarelor cu ardere internă și motoarele electrice, un grafic general folosit doar pentru comparație.

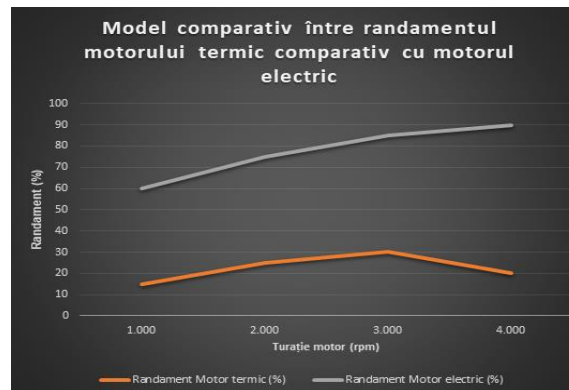


Figura 6.17 Comparație între randamentul (în general) motorului termic și cel electric

Randamentul în mod simplificat este:

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_{b-out}} [\%] \quad (6.26)$$

La vehiculele electrice puterea generată la mersul în frână de motor [85]:

$$P_{b-in} = \frac{\psi v}{\eta_t \eta_m} \left(M_v g (f_r + i) + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f v^2 + M \delta \frac{dv}{dt} \right) \quad (6.27)$$

Iar energia totală reală consumată din baterie este:

$$E_{out} = \int_{tracțiune} P_{b-out} dt + \int_{frână} P_{b-in} dt \quad (6.28)$$

Dar la tractor nu există energie generată de motor, ca urmare $P_{b-in} = 0$.

6.7. Alunecarea rotorului

Variația relației cuplu-turație a motorului poate fi controlată prin modificarea tensiunii aplicate la bornele motorului dar și variația frecvenței acestei tensiuni. În calculul turației motorului se ține cont și de alunecarea rotorului care este determinată de modul de alimentare trifazat.

Acest fenomen fiind cunoscut din cercetările anterior efectuate pe vehiculele electrice atunci când se folosesc motoare electrice, care au o posibilitate mult superioară de control, se poate introduce un procesor special destinat reducerii alunecării în cadrul sistemului de control al motorului. Acest procesor determină momentul când are loc alunecarea și aplică corecții corespunzătoare la controlul de putere al motorului astfel se evită pierderea controlului sau altfel spus păstrează în limitele stabilite manevrabilitatea tractorului dar are ca efect și reducerea de energie.

Producătorii de controlere de motor electric au introdus suplimentar în schema de funcționare un circuit specializat care are sarcina de a reduce sau chiar elimina efectul de alunecare care se manifestă la motorul electric.

6.8. Consumul de energie

Capacitatea bateriei se măsoară în kWh ca urmare autonomia poate fi calculată relativ ușor. Relația care exprimă energia consumată din baterie, fără consumatori auxiliari, este:

$$P_{b-out} = \frac{v}{\eta_t \eta_m} \left(M_v g (f_c + i) + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_f v^2 + M \delta \frac{dv}{dt} \right) \quad (6.29)$$

Calculul estimativ de energie consumată din baterie pentru toate cele patru vehicule agricole, deplasare pe teren orizontal. Unghiul de înclinare este zero, $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$, $\sin \alpha = 0$, $C_D = 1,05$, $g = 9,81$, $f_r = 0,001$, δ estimat la 0,0026, $\eta_m = 0,95$, $\eta_t = 0,86$.

Tabel 6.16 Energia consumată estimată din baterie pentru 15 secunde.

	timp (s)	A_f (m ²)	v (m/s)	η_t	η_m	P_{b-out}
Tractor electric	15	2,434	4,16	0,86	0,95	236,337
Tractor electric legumicol	15	0,779	3,6	0,86	0,95	91,2884
Tractor electric de transport	15	0,757	4,7	0,86	0,95	139,691
Vehicul electric de stropit	15	1,682	2,8	0,86	0,95	72,2004

Energia consumată din baterie nu este doar cea consumată de motor. Sistemele auxiliare ale sistemului de propulsie sunt alimentate chiar dacă vehiculul nu se deplasează, aceste având un consum mediu de aproximativ 800W.

Cu ajutorul BMS-ului a fost realizat un raport al consumului energiei din baterie, valorile înregistrate fiind prezentate în tabelul 6.18.

Tabel 6.17 Energia consumată măsurată din baterie la tractorul electric timp de 15 secunde.

Timp (s)	Curent baterie (A)	Tensiune baterie (V)	Putere baterie (W)
00:00:00	1,4	163,1	228,34
00:00:01	1,4	163,1	228,34
00:00:02	1,4	163,1	228,34
00:00:03	2,8	163	456,4
00:00:04	6,4	162,9	1042,56
00:00:05	10,3	162,7	1675,81
00:00:06	16	162,5	2600
00:00:07	14,1	162,5	2291,25
00:00:08	7,6	162,8	1237,28
00:00:09	15,8	162,5	2567,5
00:00:10	7,1	162,8	1155,88
00:00:11	6,1	162,8	993,08
00:00:12	10,4	162,7	1692,08
00:00:13	7,9	162,7	1285,33
00:00:14	9,1	162,7	1480,57
Putere medie (W)			1360,38

Se poate observa că există o diferență între energia estimată și cea reală.

Graficul variației tensiunii și a curentului timp de 15 secunde la tractorul electric de transport este prezentat în figura 6.18.

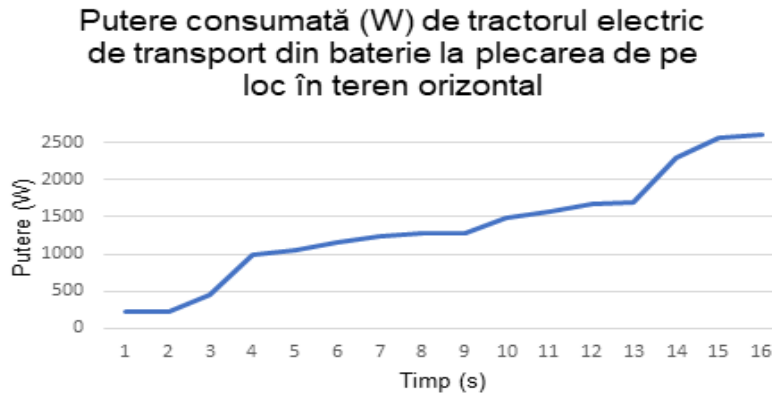


Figura 6.18 Consumul de energie din baterie timp de 15 secunde la tractorul electric

Calculul estimativ de energie consumată din baterie pentru toate cele patru vehicule agricole, deplasare pe teren înclinat cu 10 grade (0,1745 rad), restul condițiilor fiind identice cu cele de mai sus.

Tabel 6.18 Puterea consumată la o deplasare timp de 15 secunde:

	timp (s)	m (Kg)	A_f (m ²)	V (m/s)	η_t	η_m	P_{b-out}
Tractor electric	15	1970	2,434	4,16	0,86	0,95	17323,8
Tractor electric legumicol	15	1450	0,779	3,6	0,86	0,95	10975,3
Tractor electric de transport	15	1379	0,757	4,7	0,86	0,95	13653,6
Vehicul electric de stropit	15	1283	1,682	2,8	0,86	0,95	7562,55

Au fost efectuate teste pe durată mai mare, vehiculele au fost folosite la diferite sarcini, apoi încărcate și iarăși au fost utilizate. În figura 6.19 este prezentat raportul generat de către BMS-ul sistemului de propulsie, atunci când tractorul electric a fost utilizat timp de aproximativ 6 de ore.

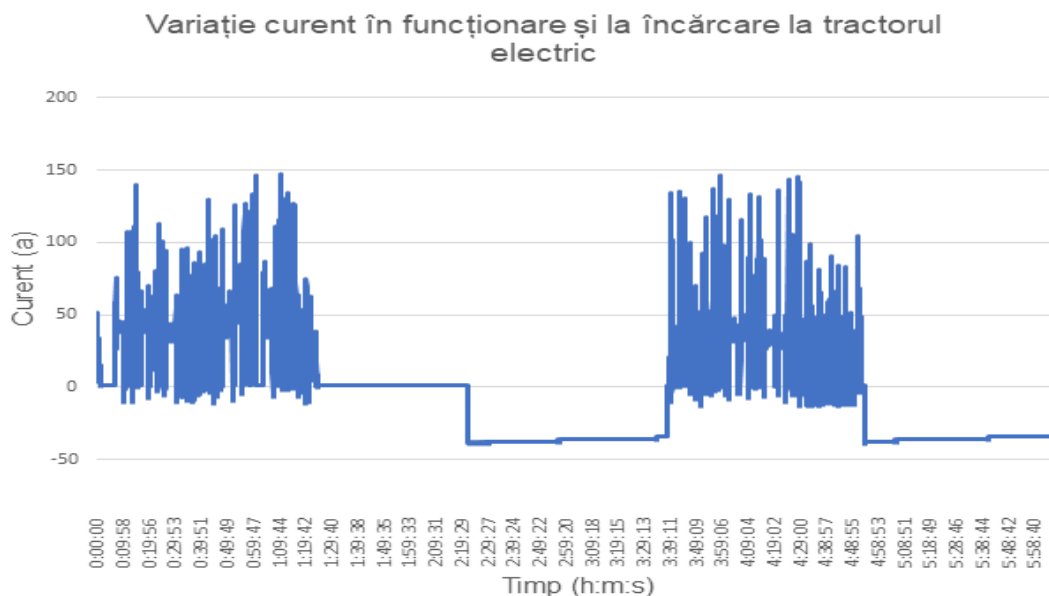


Figura 6.19 Consumul din baterie la tractorul electric timp de 6 ore

Atunci când se analizează tabele care conțin un număr mare de linii și coloane așa cum este fișierul care a generat graficul din figura 6.20 se poate folosi Python 3.8.10 cu librăriile "pandas" și "datetime".

6.9. Încărcarea bateriei

Timpul de încărcare este un parametru important atunci când este în discuție un vehicul electric. Încărcarea bateriei este realizată de la rețeaua de alimentare electrică. Se pot folosi prize care au o tensiune de 220 V cu 50 Hz dar cu un curent de la 6 A până la 32 A.

Relația de calcul a timpului de încărcare a bateriei este:

$$T_{inc} = \frac{C_{bat}}{C_{inc}} \quad (6.30)$$

Curentul necesar pentru încărcare:

$$C_{inc} = C_{bat} 10\% \quad (6.31)$$

Experimentele efectuate la încărcarea bateriei au fost folosind diferite puteri de la priza de curent, începând de la 6 A până la 32 A cu 220 V.

În figura 6.20 este prezentată variația tensiunii și a curentului la încărcarea bateriei. Se observă că valoarea curentului este trecută cu valori negative, acesta fiind curentul cu care încărcătorul alimentează bateria.

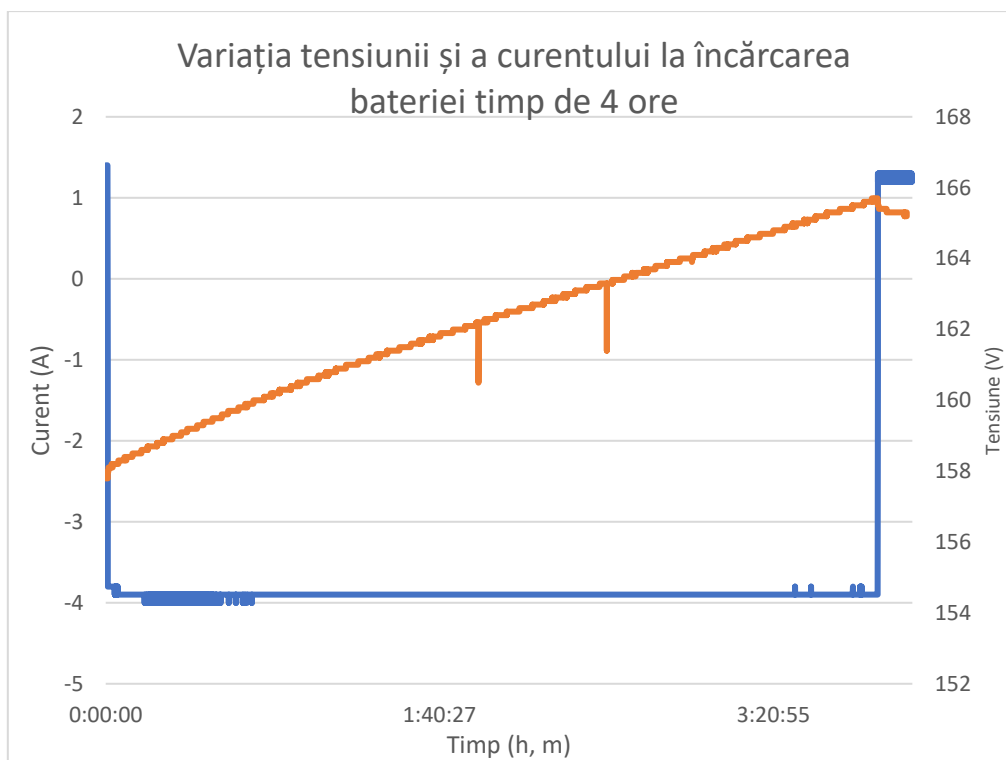


Figura 6.20 Variația tensiunii și a curentului la încărcare

Atunci când nivelul de energie ajunge la cel stabilit în parametri BMS-ului, este comandată întreruperea încărcării.

Capitolul 7 Concluzii generale, contribuții, perspective

7.1. Concluzii

- ❖ Sistemele de echipare pentru propulsie electrică permit adaptarea pe orice tip de vehicul.
- ❖ Modelarea numerică a unui vehicul cu sistem de propulsie electrică implică rezolvarea unor ecuații ale căror soluții sunt implementate pe vehicul într-un mod prestabilit în cursul proiectării. Utilizarea modelării se face pentru optimizarea proiectului de echipare. Modelarea accelerației vehiculului reprezintă, probabil, cea mai generală caracteristică de performanță. Soft-urile de modelare, precum Excel sau Matlab, pot oferi rezultate viabile comparabile cu datele reale, iar modelul matematic permite proiectantului să testeze caracteristicile a diferite subansambluri pentru a depista echiparea potrivită, în funcție de vehicul, fără costuri reale. Rezultatul modelării poate fi validat cu valorile reale, doar după ce vehiculul a fost echipat.
- ❖ Studiul sistemului de alimentare cu energie electrică a vehiculelor a dezvoltat, conform graficelor de încărcare/descărcare cât și comportamentului în condiții reale, că bateria se comportă în limitele normale, comparativ cu rezultatele obținute de către ceilalți dezvoltatori de tractoare electrice. Încărcarea până la 90% din capacitatea totală a durat 3 ore, ceea ce o încadrează în media timpului de încărcare obținut și de alte echipamente de același tip. Timpul mediu de funcționare în lucru cu sarcină a fost de aproximativ 4 ore, fiind o autonomie care se încadrează în media de utilizare a acestor tipuri de echipamente.
- ❖ Avantajele pe care tractorul electric le are mai ales în spații închise sunt net superioare unui tractor tradițional. În spațiile închise, precum serele sau solarile, pot fi amplasate stații de încărcare cu alimentare de la rețeaua națională sau din surse regenerabile, pentru a folosi timpul în care utilajul nu este utilizat, ca urmare mărindu-se randamentul de utilizare. Dacă tractorul este folosit în câmp deschis există chiar posibilitatea de a se aduce stații mobile de încărcare care pot fi amplasate cât mai aproape de locul unde aceste utilaje sunt folosite, pentru a utiliza energia solară sau cea a vântului în scopul producerii energiei necesare încărcării bateriilor.
- ❖ Prin utilizarea tractoarelor cu propulsie electrică, se elimină emisiile de gaze nocive în atmosferă. De asemenea au un impact redus asupra solului. Acest lucru se datorează și faptului că atunci când utilajul este alimentat cu energie electrică dintr-o baterie, nu există riscul scurgerilor de combustibili fosili care ar putea ajunge pe suprafața de lucru din greșeală sau în urma unui accident.
- ❖ Folosirea de baterii care au posibilitatea de fi montate în poziții diferite în timp foarte scurt, permite deplasarea centrului de greutate al tractorului în funcție de necesitate, astfel încât să se asigure o mai bună aderență și o manevrare mai facilă. Posibilitatea de modificare a poziției bateriei are ca rezultat o reducere a patinării de cel puțin 15% comparativ cu un tractor cu motor termic.
- ❖ În lucrare a fost demonstrat că folosirea de tractoare electrice este mult mai economică din punct de vedere al folosirii pe timp îndelungat. În acest moment, producerea, integrarea și folosirea curentului electric ca și combustibil, din punct de vedere financiar, poate părea scump și ineficient dar calculul pe termen lung arată că, din contră, această tehnologie va aduce mari beneficii financiare și mai ales din punct de vedere al impactului asupra mediului.
- ❖ După toate testele efectuate se poate considera ca un șasiu legumicol dar și un șasiu de tractor pentru uz general poate fi acționat electric de la baterii. Bateria testată a reușit ca în condiții foarte apropiate de cele normale să poată duce la bun sfârșit sarcinile ce au fost propuse.

7.2. Contribuții personale

- Studiul bibliografic privind evoluția tractoarelor în planul reducerii poluării și a consumului de carburant sau energie;
- Studiu bibliografic privind motoarele și transmisiile existente pe tractoare;
- Studiul bibliografic al sistemelor de propulsie electrice existente la vehicule dar mai ales la automobile;
- Studiu bibliografic al programelor care sunt folosite la configurarea și controlul sistemelor de propulsie electrică;
- Studiu bibliografic privind dinamica vehiculelor în special al celor agricole;
- Analiza fenomenului de patinare care apare în cazul tractoarelor pe diferite tipuri de sol;
- Analiza efectelor forțelor și momentelor care apar la nivelul roților în cazul tractoarelor cu tracțiune 4X2 și 4x4;
- Analiza sistemelor de propulsie electrice care sunt montate pe vehiculele electrice;
- Analiza tipurilor de erori care pot să apară în timpul funcționării la sistemele electronice de comandă și control care compun sistemul de propulsie electric;
- Realizarea unui stand cu rol de simulator pentru a verifica sistemul de propulsie înainte de a fi montat pe șasiu, în cadrul INMA București;
- Determinarea experimentală a caracteristicilor pentru sistemele de propulsie formate din trei tipuri de baterii, patru tipuri de motoare electrice și patru tipuri de controlere de motor;
- Determinarea timpilor de încărcare pentru cele trei tipuri de baterii cu patru tipuri de încărcătoare;
- Participarea la dezvoltarea a patru tipuri de suporturi pentru fixarea motoarelor electrice pe șasiurile folosite în cadrul experimentelor;
- Participarea la realizarea unui sistem de montaj al motorului la transmisie, culisant, pentru care a fost depusă o cerere de brevet la OSIM cu nr. de înregistrare A/000648 din data de 21.10.2021;
- Participarea la realizarea primului tractor electric românesc funcțional în cadrul INMA București;
- Participarea la realizarea primului vehicul destinat lucrărilor de stropit complet electric, în cadrul INMA București;
- Realizarea unui model care demonstrează cum prin utilizarea bateriei ca pe o greutate se poate reduce patinarea și creșterea manevrabilității vehiculului;
- Demonstrarea reducerii de consum de energie cu ajutorul algoritmilor care sunt optimizați pentru fiecare caz în parte;

7.3. Perspective

Această lucrare deschide un nou orizont privind folosirea energiei electrice în agricultură în special la tractoare la care se credea că este puțin probabil să fie acționate de motoare electrice. Lucrarea aduce în atenția producătorilor de vehicule agricole posibilitatea de a utiliza propulsia electrică, avantajele acestei tehnologii și soluții care stau la baza dezvoltării ulterioare a acestor tipuri de vehicule. De asemenea, aceste rezultate pot fi folosite chiar de dezvoltatorii de baterii, care pot avea performanțe mărite, specifice unor astfel de vehicule. Cercetătorii din domeniul protecției mediului pot folosi aceste vehicule pentru a dezvolta noi standarde privind poluarea.

Listă de lucrări

1. **Cristea M.**, Matache M., Grigore A.I., Grigore I., Vlăduțoiu L., Persu C., Dumitru I. 2019,- *Study on the use of automotive battery pack for driving agricultural vehicles*, ISB-INMA TEH Volume Symposium pag. 100-108, http://isbinmateh.inma.ro/pdf/Volume_Symposium_2019.pdf;

2. **Cristea M.**, Matache M., Sorică C., Biriș S. Șt., Ungureanu N., Cristea R.D., 2020, *Study on the behavior of a battery mounted on an electric tractor prototype*, INMATEH vol. 62, nr. 3, pag 19-28,
3. **Cristea M.**, Matache M., Sorică C., Grigore A.I., Vlăduțoiu L., Grigore I., Sorică E., Dumitru I., Cristea R.D., 2020, *Study regarding the noise level generated by an electric powered agricultural vehicle*, ISB-INMA-TEH International Symposium, pag. 734-738, https://isbinmateh.inma.ro/wp-content/uploads/2023/02/Volume_Symposium_2020.pdf ;
4. Tudor E., Matache M.G., Sburlan I.C., Vasile I., **Cristea M.**, 2020, *Electric circuits dimensioning for small power electric tractor*, ISB-INMA-TEH International Symposium, pag 104-113, https://isbinmateh.inma.ro/wp-content/uploads/2023/02/Volume_Symposium_2020.pdf ;
5. Nenciu F., Matache M.G., **Cristea M.**, Găgeanu I., Voicea I., 2020, *Research on the use of photovoltaic systems to power off-road electric tractors*, ISB-INMA-TEH International Symposium, pag 586-591, https://isbinmateh.inma.ro/wp-content/uploads/2023/02/Volume_Symposium_2020.pdf ;
6. Matache A., Matache M.G., Petre A.A., Vanghele N.A., **Cristea M.**, 2020. *Pollution of the environment and organisms in the context of modern agriculture*, ISB INMA TEH' 2020 International Symposium, Bucharest, pp.515-522, https://isbinmateh.inma.ro/wp-content/uploads/2023/02/Volume_Symposium_2020.pdf ;
7. Matache M.G., **Cristea M.**, Găgeanu I., Zapciu A., Tudor E., Carpus E., Popa L.D., 2020. *Small power electric tractor performance during ploughing works*, INMATEH Agricultural Engineering, vol 60, nr 1/2020, pp 123-128, <https://doi.org/10.35633/inmateh-60-14> ,
8. Grigore A. I., Vlăduțoiu L., Sorică C., **Cristea M.**, Petre A.A., Sorica E., 2021, *Aspects regarding the evolution of organic agriculture in Romania and worldwide*, ISB-INMA-TEH International Symposium, pag 668-673, https://isbinmateh.inma.ro/wp-content/uploads/2023/02/Volume_Symposium_2021.pdf ;
9. **Cristea M.**, Vlăduțoiu L., Grigore A. I., Cristea D. R., 2021, *Types of electric motor controllers that can be used on agricultural electric tractors*, Analele Universității din Craiova, vol. 51;
10. Tudor E., Matache M. G., Sburlan. I. C., Vasile I., **Cristea M.** 2021. *Experimental validation of combined trip estimator for small power electric tractor*. INMATEH-Agricultural Engineering, vol 64, nr. 2. WOS:000709094600009, <https://inmateh.eu/volumes/volume-64--no-2--2021/experimental-validation-of-combined-trip-estimator-for-small-power-electric-tractor/> ;
11. **Cristea M.**, Matache, M. G., Ioniță C., Perișoară L. A., Cristea R. D., Arsenoia V. N. 2022. *GSM wifi mobile communication system for agricultural vehicles*. INMATEH-Agricultural Engineering, vol. 67, nr. 2. WOS:000844838300002, <https://inmateh.eu/volumes/volume-67--no-2--2022/gsm-wifi-mobile-communication-system-for-agricultural-vehicles/> ;
12. Vasile I.; Tudor E.; Sburlan I.-C.; Matache M. G.; **Cristea M.** 2023. *Optimization of the Electronic Control Unit of Electric-Powered Agricultural Vehicles*. World Electr. Veh. J. 2023, 14, 267. <https://doi.org/10.3390/wevj14100267>. <https://www.mdpi.com/2032-6653/14/10/267> ;
13. **Cristea M.**, Biriș S. Șt., Cristea R.D., Tăbărașu A., 2023, *The use of electric motors for the propulsion of agricultural vehicles*, Universitatea Politehnica București Buletin Științific article being evaluated.;

Cerere brevet

1. Ciupercă Radu, Matache Mihai, Zaica Ana, Persu Cătălin, **Cristea Mario**, 2012, *Sistem tehnic inovativ pentru asamblarea motoarelor electrice pe mașinile agricole acționate electric*, nr. cerere A-00668;

Cerere model utilitate

1. **Cristea Mario**, Matache Mihai-Gabriel, (INMA București) Zapciu A. (INCDMTM), Tudor E. (INCDIE ICPE) Carpus E. (INCDTP), Laslo L. (INCDPM), 2019, *Tehnologii de realizare a lucrărilor agricole utilizând utilaje ecologice: prototip tractor electric*, nr. cerere M 164343;

Bibliografie selectivă

- [1] MADR, „DATE GENERALE DESPRE AGRICULTURA ROMÂNIEI,” 2015. [Interactiv]. Available: <https://www.madr.ro/docs/agricultura/agricultura-romaniei-2015.pdf>.
- [2] Parlamentul European, „Jurnalul Oficial al Uniunii Europene 2.3.2013 L60/I,” 02 mar 2013. [Interactiv]. Available: http://publications.europa.eu/resource/cellar/79ce6e68-96dc-418f-b104-a0c0b7130cee.0006.03/DOC_1.
- [3] I. Conf.univ.dr.ing. BĂISAN, „TRACTOARE, AUTOMOBILE ȘI SISTEME DE PROPULSIE A MAȘINILOR AGRICOLE - partea I,” 2020. [Interactiv]. Available: <https://mec.tuiasi.ro/wp-content/uploads/2020/11/TASPMA-curs-partea-I-a.pdf>.
- [4] A. Zhuravlev, D. Sychev și N. Savosteenko, „Mass-dimensional parameters of traction drive,” *Procedia Engineering*, pp. 946-950, 2015.
- [5] A. Ioniță, „Răsărire uniformă cu semănătoarea John Deere,” 15 oct 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.agrimedia.ro/articole/rasarire-uniforma-cu-semanatoarea-jd>.
- [6] FENDT, „Fendt FutureFarm,” 05 mar 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.fendt.com/int/e100-vario>.
- [7] V. Măț, „AGRICULTURA cu MAȘINI INTELIGENTE (II),” *Revista Ferma*, p. 1, 02 Noembrie 2017.
- [14] S. Sinha, „Revolution in Agriculture Technology: Best Electric Tractors for Farmers,” 24 noi 2021. [Interactiv]. Available: <https://tractornews.in/articles/revolution-in-agriculture-technology-best-electric-tractors-for-farmers>.
- [19] L. Drotleff, „greenhousegrower,” 06 mai 2021. [Interactiv]. Available: <https://www.greenhousegrower.com/technology/why-horticulture-is-ripe-for-artificial-intelligence/>.
- [20] IBEX Automation LTD, „IBEX,” 13 iun 2018. [Interactiv]. Available: <http://www.ibexautomation.co.uk/>.
- [21] E. Black și L. Kolodny, „This robot can pick tomatoes without bruising them and detect ripeness better than humans,” 11 mai 2019. [Interactiv]. Available: <https://www.cnn.com/2019/05/11/root-ai-unveils-its-tomato-picking-robot-virgo.html>.
- [22] S. Crowe, „Abundant Robotics shuts down fruit harvesting business,” 6 iul 2021. [Interactiv]. Available: <https://www.therobotreport.com/abundant-robotics-shuts-down-fruit-harvesting-business/>.
- [23] B. Heater, „Abundant’s apple harvesting robots get their first commercial deployment,” 26 mar 2019. [Interactiv]. Available: <https://techcrunch.com/2019/03/25/abundants-apple-harvesting-robots-get-their-first-commercial-deployment/>.
- [24] iso-group, „Roboplant,” 05 noi 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.iso-group.nl/en/machines/roboplant>.
- [25] ENERGID, „energid.com,” 19 sep 2021. [Interactiv]. Available: <https://www.energid.com/industries/agricultural-robotics>.
- [26] Agrobot, „www.agrobot.com,” 10 ian 2023. [Interactiv]. Available: <https://www.agrobot.com/e-series>.
- [27] Metromotion, „Greenhouse Robotic Worker,” 05 noi 2022. [Interactiv]. Available: <https://metomotion.com/robotic-worker/>.
- [28] Harvest Automation, „MOBILE ROBOTS FOR INDUSTRIAL PRODUCTIVITY,” 09 mar 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.public.harvestai.com/>.
- [32] B.-A. Mordechai și M. Francesco, *Elements of Robotics*, Springer Cham, 2018.
- [33] J. J. Istvan, „Gyomirtás automatikusan, minimális herbiciddel - Bemutakozik az ecoRobotix pont-permetező robot,” *Agroforum Online*, p. 1, 26 oct 2018.
- [34] C. Bo-Chiuan, G. Jen-Chiun și L. Jhih-Hong, „Adaptive power management control of range extended,” *The 6th International Conference on Applied Energy – ICAE2014*, pp. 67-70, 2014.
- [35] I. D. Păunescu și M. Constantin, *Tractoare și Automobile, mecanica sistemelor de propulsie*, București: Universitatea Politehnica București, 1993.
- [36] Ș. Tabacu, I. Tabacu, T. Macarie și E. Neagu, *DINAMICA AUTOVEHICULELOR, Îndrumar de proiectare*, Pitești: Universității din Pitești, 2004.
- [37] I. Băisan, *TRACTOARE, AUTOMOBILE ȘI SISTEME DE PROPULSIE A MAȘINILOR AGRICOLE*, Iași, 2020.
- [38] N. T. Macarie, I. Vieru și H. Bădărău-Șuter, *TRANSMISII AUTOMATE, AUTOMATIZATE ȘI CONTINUE PENTRU AUTOMOBILE*, Iași: PIM, 2018.
- [39] I. D. Păunescu, *Tractoare și automobile*, București: U.P.B., 1993.
- [40] Y. Kazakov, V. Batmanov și V. Medvedev, „Wheel drive with integrated differential,” *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021.
- [46] M. Cristea, L. Vlăduțoiu, I. A. Grigore și R. D. Cristea, „TYPES OF ELECTRIC MOTOR CONTROLLERS THAT CAN BE USED ON AGRICULTURAL ELECTRIC TRACTORS,” *Analele Universității din Craiova*,

- seria Agricultură –Montanologie –Cadastru (Annals of the University of Craiova -Agriculture, Montanology, Cadastre Series), pp. 235-250, 2021.*
- [47] Kellycontrollers, „KellyKAC-8080NUserManualV1.13-120N-3.pdf,” 18 feb 2023. [Interactiv]. Available: <https://media.kellycontroller.com/new/KellyKAC-8080NUserManualV1.13-120N-3.pdf>.
- [48] Kellycontrollers, „kls7245h,” 18 mai 2022. [Interactiv]. Available: <https://www.kellycontrollers.eu/kls7245h>.
- [49] CurtisInstruments, „1239E_datasheet_en.pdf,” 20 iul 2021. [Interactiv]. Available: https://cdn.curtisinstruments.com/products/datasheets/1239E_datasheet_en.pdf.
- [50] EvolveElectrics, „1239-e,” 09 apr 2020. [Interactiv]. Available: <https://evolveelectrics.com/products/1239-e>.
- [64] M. Cristea, M. G. Matache, C. Sorică, I. A. Grigore, I. Grigore, E. Sorică, I. Dumitru, R. D. Cristea și F. Nenciu, „STUDY REGARDING THE NOISE LEVEL GENERATED BY AN ELECTRIC POWERED AGRICULTURAL VEHICLE,” *ISB INMA TEH*, pp. 734-738, 2020.
- [65] Curtis, „Handheld Programmer Model 1313,” 21 dec 2019. [Interactiv]. Available: https://cdn.curtisinstruments.com/products/datasheets/1313_datasheet_en.pdf.
- [66] HMS_Industrial_Networks_AB, „USB-to-CAN FD,” 09 dec 2019. [Interactiv]. Available: <https://www.ixxat.com/technical-support/pages/can-interfaces?ordercode=1.01.0351.12001>.
- [67] EVEA, „SEVCON Clearview configurable CANopen colour display,” 31 mar 2023. [Interactiv]. Available: <https://evea-kartmasters.fr/en/controller-programming-tools/1640-sevcon-clearview-configurable-canopen-colour-display.html>.
- [68] Electric_Drive_Engineering_Pty_Ltd, „SEVCON Clearview Display,” 04 feb 2020. [Interactiv]. Available: <https://electricdriveengineering.com.au/product/sevcon-clearview/>.
- [69] Curtis, „Windows PC Software Tool for Curtis Programmable Devices Model 1314,” 11 dec 2019. [Interactiv]. Available: https://cdn.curtisinstruments.com/products/datasheets/1314_datasheet_en.pdf.
- [79] HBM, „Strain gauge amplifier – QuantumX MX1615B / MX1616B,” 6 feb 2020. [Interactiv]. Available: https://www.hbm.com/en/3053/quantumx-mx1615b-bridge-amplifier-for-strain-gauges/?product_type_no=QuantumX%20MX1615B/MX1616B%20Strain%20Gauge%20Amplifier.
- [80] HBM, „Strain gauge amplifier – QuantumX MX1615B / MX1616B,” 25 apr 2021. [Interactiv]. Available: https://www.hbm.com/en/3053/quantumx-mx1615b-bridge-amplifier-for-strain-gauges/?product_type_no=QuantumX%20MX1615B/MX1616B%20Strain%20Gauge%20Amplifier.
- [81] M. Cristea, M. G. Matache, I. G. Grigore, L. Vlăduțoiu, C. Persu și I. Dumitru, „STUDY ON THE USE OF AUTOMOTIVE BATTERY PACK FOR DRIVING AGRICULTURAL VEHICLES,” *ISB INMA TEH*, pp. 106-115, 2019.
- [82] I. Arinata, A. Ahmad Husman, W. Dito, H. Hilwadi și A. Purwadi, „An easy speed measurement for incremental rotary encoder using multi stage moving average method,” *International Conference on Electrical Engineering and Computer Science (ICEECS)*, 2015.
- [83] M. G. Matache, M. Cristea, I. Găgeanu, A. Zapciu, E. Tudor, E. Carpus și L. D. Popa, „SMALL POWER ELECTRIC TRACTOR PERFORMANCE DURING PLOUGHING WORKS,” în *International Symposium ISB-INMA TEH 2020*, București, 2020.
- [84] CDEP, „Consumuri specifice de motorină pentru lucrări mecanizare,” 4 aug 2020. [Interactiv]. Available: <https://www.cdep.ro/proiecte/2006/600/20/6/ax2.pdf>.
- [85] M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay și A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles Fundamentals, Theory, and Design*, Washington, D.C: CRC PRESS, 2005.
- [86] M. Cristea, M. G. Matache, C. M. Sorica, S. Ș. Biriș, N. Ungureanu și R. D. Cristea, „STUDY ON THE BEHAVIOR OF A BATTERY MOUNTED ON AN ELECTRIC TRACTOR PROTOTYPE,” *INMATEH Agricultural Engineering*, 2020.
- [87] M. Z. Frank și D. G. Robert, *Traction and Tractor*, Louisville, Kentucky, USA: American Society of Agricultural Engineers, 2003.
- [88] Maurelma, „LiFePO4/3_3KW_User_Manual_mau.pdf,” 17 noe 2019. [Interactiv]. Available: https://www.maurelma.ch/Produkte/Ladegeraete/LiFePO4/3_3KW_User_Manual_mau.pdf.
- [89] Agri_Expert, „Moteur complet tracteur AVTO Belarus MTZ 80,MTZ 82,MTZ 900,MTZ 920 sans démarreur,” 9 iun 2020. [Interactiv]. Available: <https://www.agri-expert.fr/moteur-complet-sans-demarreur-pour-avto-belarus-mtz80-mtz82-mtz900-mtz920.html>.
- [90] „SEVCON Clearview configurable CANopen colour display,” 31 mar 2023. [Interactiv]. Available: <https://evea-kartmasters.fr/en/controller-programming-tools/1640-sevcon-clearview-configurable-canopen-colour-display.html>.
- [91] F. M. Zoz și R. D. Grisso, *Traction and Tractor Performance*, Louisville, Kentucky, USA: American Society of Agricultural Engineers, 2003.

Anexe

Abrevieri

BMS	Battery Management System
CAN	Controller Area Network
CAN FD	Controller Area Network Flexible Data-Rate
CIT	Curtis Integrated Toolkit
GLONASS	GLOBAL'naia NAVigaționaia Sputnikovaia Sistema
GNSS	Global Navigation Satellite System
GPS	Global Positioning System
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik
KMC	Kelly Motor Controllers
LCD	Liquid Crystal Display
INMA	Institutul Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Mașini și Instalații Destinate Agriculturii și Industriei Alimentare
m.a.c.	motor cu aprindere prin compresie
m.a.s.	motor cu aprindere prin scântee
.NET	Este un cadru software proprietar dezvoltat de Microsoft
RMS	Root mean square
SoC	State of charge
TACT	Instrument de test, analiză și calibrare
TE.	Tractor electric
USB	Universal Serial Bus
VCL	Pachet de software dedicat controlerelor de la Curtis

Lista de notații

α	este unghiul de inclinare al suprafeței de rulare [rad/s];
α_c	este unghiul de coborâre [grade];
α_u	este unghiul pantei de urcare [grade];
$\alpha_{max\ u}$	este unghiul maxim de urcare [grade];
$\alpha_{max\ c}$	este unghiul maxim de coborâre [grade];
α_v	este unghiul de maxim de stabilitate transversală [grade];
ϵ	este coeficientul de alunecare;
σ	este tensiunea între suprafața de contact a roții și teren;
Δ_t	este timpul necesar pentru rotire [s];
δ	este coeficientul de patinare;
λ	este coeficientul de stabilitate longitudinală;
λ_{lim}	este limita maximă a coeficientului de stabilitate;
$\Phi_{ad'}$ și $\Phi_{ad''}$	sunt coeficienți de folosire a greutateii pe roată;
φ_a	este coeficient de aderență;
φ_{ga}	este coeficient de folosire a greutateii pe roată;
$\varphi_{_m}$	este coeficientul de aderență efectivă;
$\varphi_{_a}$	este coeficientul de utilizare efectivă a aderenței;
φ_m	este coeficientul de utilizare a aderenței
ω_{-}	este viteza unghiulară a motorului [rad/s];
ω_g	este viteza unghiulară a axului motorului [rad/s];
ω_j	este viteză unghiulară roată;
ω_m	este turația maximă a motorului [rad/s];
ω_n	este turația nominală a motorului [rad/s];
ω_M	este turația maximă a motorului [rad/s];
ω_p	este turația cauzată de alunecarea câmpului electromagnetic [rad/s];
ρ	este densitate aer, 1,225 la nivelul mării, 15 grade Celsius [kg / m ³];
μ_p	este coeficient frecare pneu suprafață rulare;
η	este randamentul total [%];
η_{card}	este randament cardan [%];
η_{cv}	este randamentul cutiei de viteze [%];
η_s	este randament de patinare [%];
η_f	este randament de rulare [%];
η_m	este randamentul motorului [%];
η_{tc}	este randamentul transmisiei centrale [%];
η_{tmc}	este randamentul transformatorului mecanic de cuplu [%];
η_{tf}	este randamentul transmisiei finală [%];
η_{tr}	este randamentul total [%];
τ	este tensiunea tangențială [N];
a	este distanța de la centrul de greutate la puntea din față [m];

a'	este noua valoare a distanței dintre puntea față și centrul de greutate, când bateria este mutată către spate
$[m];$	
a''	este noua valoare a distanței dintre puntea față și centrul de greutate, când bateria este mutată către spate
$[m];$	
a_{a}, b_{b}, c_{c}	sunt coeficienți ce depind de pneu, presiune și suprafața de rulare;
A	este aria suprafeței de contact între roată și teren $[m^2];$
A_c	este aria totală a suprafeței de contact pneu sol;
A_f	este suprafața frontală a tractorului $[m^2];$
a_m	este deplasarea în sensul mișcării a normalei pe suprafață $[m];$
a_i	este distanța de la centrul de greutate la echipamentul respectiv $[m];$
A_t	este accelerație tractor $[m/s^2];$
b	este distanța de la centrul de greutate la puntea spate $[m];$
b'	este noua valoare a distanței dintre puntea spate și centrul de greutate, când bateria este mutată către față
$[m];$	
b''	este noua valoare a distanței dintre puntea spate și centrul de greutate, când bateria este mutată către față
$[m];$	
b_p	este lățimea pneului $[m];$
B	este ecartamentul $[m];$
c	este coeficient de elasticitate;
C	este coeficient ce depinde de deformarea suprafeței de rulare;
C_{bat}	capacitatea bateriei $[Ah];$
C_d	este coeficient aerodinamic;
C_g	este poziția centrului de greutate al tractorului $[m];$
C_{inc}	curent de încărcare $[A];$
C_{rr}	este coeficientul de rezistență la rulare a roților;
D	este factorul dinamic;
D_{cr}	este deformarea căii de rulare $[m^2];$
E	este energia $[J];$
E_b	energia care ajunge real la baterie $[kWh];$
E_{out}	energia consumată din baterie $[Ah];$
f_m și f_d	sunt coeficienții de rezistență la rulare;
f_t	este forța motoare $[N];$
f_i	este forța de inerție $[N];$
f_{r}	este reacțiunea tangențială asupra punților $[N];$
f_g	este greutatea de exploatare $[N];$
f_n	este forța normală a tractorului $[N];$
f_w	este rezistență aerului $[N];$
f_c	este coeficient de rezistență la rulare al roții conduse;
F_a	este forța utilizată pentru urcarea pe planul înclinat $[N];$
F_a	este forța rezistentă a aerului $[N];$
F_c	este forța de tracțiune $[N];$
F_j	este forța necesară accelerării tractorului $[N];$
F_f	este forța necesară depășirea forțelor de frecare $[N];$
F_r	este forța de rezistență la rulare $[N];$
F_t	este forța de tracțiune dezvoltată de tractor $[N];$
F_m	este forța motoare $[N];$
F_m'	este forța motoare la urcarea pantei $[N];$
F_s	este reacțiunea paralelă cu planul șasiului $[N];$
f_m	este coeficient de rezistență la rulare;
F_{tm}	este forța medie de tracțiune;
g	este accelerația gravitațională $[m/s^2];$
G	este greutatea tractorului $[N];$
G_a	este greutatea totală $[N];$
G_{ad}	este greutatea pe roată $[N];$
G_l	este greutatea suplimentară (lest), în fața tractorului $[N];$
G_f	este greutatea pe puntea față $[N];$
G_m	este greutate maximă $[N];$
G_s	este greutatea pe puntea spate $[N];$
G_t	este greutatea de exploatare $[N];$
h_i	este înălțimea subansamblului față de sol $[m];$
h_m	este înălțime centru greutate utilaj $[m];$
h_g	este înălțimea centrului de greutate $[m];$
h_l	este înălțime centru greutate lest $[m];$
h_p	diferența dintre raza dinamică și raza roții $[m];$
i, j și k	sunt versorii axelor O_x, O_y și $O_z;$
i_{cv}	este raportul cutiei de viteze;
i_t	este raportul total de transmisie;
i_{tc}	este raportul transmisiei centrale;
i_{tmc}	este raportul transformatorului mecanic de cuplu;
i_{tf}	este raportul transmisiei finale;
i_{tr}	este raportul total de transmitere;
j	este deformarea terenului în plan tangențial;
J_c	este momentul de inerție a roții conduse în raport cu axa de rotație $[Nm];$
J_m și J_{ms}	sunt momentele de inerție ale elementelor în mișcare ale roților $[Nm];$
J_d	este momentul de inerție al roții în raport cu axa de rotație la roata motoare $[Nm];$

J_{mm}	este momentul de inerție al motorului [Nm];
J_m	este momentul de inerție al roții cu referință la axul roții [Nm];
K	este coeficient de adaptabilitate;
k	este deformarea terenului [m];
k_y	este deformarea maximă [m];
k_0	este deformarea minimă [m];
k_r	este coeficient de neconcordanță a razelor roților;
k_{cin}	este coeficient de neconcordanță cinematic;
L	este ampatament [m];
I_1	este intensitate curent prin bobina 1 a motorului [A];
L_m	este inductanța bobinei [H];
I_m	este curentul la bornele bobinei motorului [A];
M	este momentul motor [Nm];
m	este masa totală [Kg];
m_0	este masa proprie [kg];
m_a	este masa pe puntea față [kg];
M_a	este cuplul motor [Nm];
m_c	este masa roții conduse [kg];
M_e	este momentul efectiv [Nm];
M_e'	este momentul efectiv la urcarea pantei [Nm];
m_f	este masa pe puntea față [N];
M_{fd}	este momentul de rezistență la axul roților motoare/directoare [Nm];
M_{fc}	este momentul de frecare din lagărele roții [Nm];
M_{fm}	este momentul forței de frecare din lagărele roții [Nm];
M_g	este momentul la axul motorului electric [Nm];
m_i	este masa echipamentului [kg];
m_m	este masa roții [kg];
M_{mr}	este momentul la roată (radial) [Nm];
M_{max}	este momentul maxim motor [Nm];
M_n	este momentul la turația reală [Nm];
M_m	este momentul motorului [Nm];
M_m'	este momentul motorului la urcarea pantei [Nm];
m_s	este masa pe puntea spate [Kg];
m_u	este masa utilă [kg];
n	este turația [rpm];
n_g	este turația maximă de mers în gol [rpm];
η_G	este raportul dintre masa tractorului și masa utilă;
η_m	este randamentul motorului [%];
n_m	este turația motorului [rpm];
n_{min}	este turația minimă [rpm];
n_n	este turația nominală a motorului [rpm];
N_n	este turația motorului citită [rpm];
n_M	este turația la momentul maxim [rpm];
P_{b-in}	este puterea care ajunge la baterie de la motor/generator [Ah];
P_{b-out}	este puterea de la baterie care ajunge la motor [Ah];
P_g	este puterea motorului la ax [W];
P_m	este puterea motorului [W];
$P_{def.terent}$	este puterea necesară pentru deformarea terenului [W];
$P_{hist.pneu}$	este puterea pierdută prin histerezis la deformarea pneului [W];
P_e	este puterea la roată [W];
r	este vectorul de poziție de la centrul roții la un punct oarecare N [m];
R	este reacțiunea pe care o produce un utilaj remorcat [N];
R_1	este rezistivitatea bobinei 1 a motorului [Ω];
r_d	este raza roții deformate [m];
r_m	este raza dinamică a roții [m];
r_o	este raza roții [m];
Q_c	este încărcarea verticală a șasiului și a greutății roții pe teren orizontal [N];
Q_{r1} și Q_{r2}	este produsul dintre efortul la compresie și aria totală a suprafeței de contact cu solul la roata din față [N];
Q_{s1} și Q_{s2}	este produsul dintre efortul la compresie și aria totală a suprafeței de contact cu solul la roata din spate [N].
Q_m	este încărcarea verticală a șasiului și a greutății roții pe teren înclinat [N];
Q'_m	este greutatea pe roată crescută [N];
Q''_m	este greutatea pe roată crescută [N];
Q_{mm}	este greutatea medie pe roată motoare;
t	este pasul muchiilor de aderență;
T_{inc}	timpul de încărcare [s];
T_r	este tracțiunea reală (forța la roată) [N];
U	este tensiunea [V];
U_n	este tensiunea nominală [V];
\vec{V}	este vectorul viteză de deplasare [m/s];
\vec{V}_{-r}	este vectorul viteza centrului roții [m/s];
v	este viteza de deplasare [m/s];
V	este tensiunea [V];
v_{al}	este viteza de alunecare
v_{pat}	este viteza la patinare [m/s];
v_r	este viteza reală [m/s];

v_t	este viteză teoretică [m/s];
v_w	este viteză vânt [m/s];
x și z	sunt coordonatele unui punct oarecare, M ;
X_c	este componenta tangențială a reacțiunii terenului asupra roții [N];
$X_{def.teren}$	este componenta orizontală a reacțiunii terenului la deformare [N];
X_m și X_d	sunt reacțiunile tangențiale asupra punților [N];
$X_{m s}$	este reacțiunea tangențială la roțile spate [N];
$X_{m f}$	este reacțiunea tangențială la roțile față [N];
X_{mb}	este reactanța bobinei [Ω]
Y'	este reacțiunea solului la roată 1 [N];
Y''	este reacțiunea solului la roată 2 [N];
Z'	este reacțiunile normale ale solului asupra roții 1 [N];
Z''	este reacțiunile normale ale solului asupra roții 2 [N];
Z_c	este reacțiunea terenului asupra roții [N];
Z_d	este greutatea pe puntea față [N];
$Z_{d nec}$	este greutate [N];
Z_m și Z_d	sunt reacțiunile normale ale solului asupra punților [N];