

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Мехатронні системи та транспортні
технології

проф. _____ Анатолій ПАНЧЕНКО

“ _____ ” _____ 2021 року

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

здобувача ступеня вищої освіти «Магістр»

(ступінь вищої освіти)

на тему:

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ
КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТЯГОВОГО КЛАСУ 3,0 З
РІЗНОМАНІТНИМИ КОНСТРУКЦІЯМИ ХОДОВИХ СИСТЕМ**

ЗІМСД.039.000000ПЗ

Виконав: здобувач ВО 2 курсу 22 МБ АІ групи

Спеціальності 208 Агроінженерія

за ОПІ Агроінженерія

(цифр і назва спеціальності та ОПІ)

_____ Дмитрій БАЩУК

Керівник професор

Консультант професор

Нормоконтроль ст. викл.

Рецензент

Мелітополь – 2021 рік

РЕФЕРАТ

Дипломна робота: 83 сторінки машинописного тексту, п'ять розділів 10 рисунків, 9 таблиць, 19 джерел літератури.

Графічна частина роботи – 7 листів формату А1.

Мета роботи – покращення тягово-енергетичних показників колісних тракторів тягового класу 3,0 та їх зчіпних властивостей шляхом застосування різноманітних конструкцій ходових систем.

В роботі проведено тяговий розрахунок колісного трактора тягового класу 3,0 з трьома типами ходових систем при прямолінійному поступальному русі, розраховано, побудовано теоретичні тягові характеристики трактора, які оцінюють тягово-зчіпні, швидкісні і економічні якості трактора з різноманітними конструкціями ходових систем та зроблено аналіз його тягово-енергетичних показників.

При проведенні тягового розрахунку трактора визначено моменти, що підводяться до ведучих колес, коефіцієнти корисної дії, діапазони швидкостей руху і відповідне передаточне число трансмісії та питомі витрати палива при використанні трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.

Багато уваги в роботі приділено охороні праці та безпеці у надзвичайних ситуаціях, розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпечних умов праці робітників, безпечної експлуатації техніки та обладнання. Закінчується робота розробкою карти контролю по показниках безпеки трактора тягового класу 3,0 (на прикладі трактора ХТЗ-150К-09).

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ТРАКТОР, ХОДОВА СИСТЕМА, ТЯГОВИЙ КЛАС, РЕГУЛЯТОРНА ХАРАКТЕРИСТИКА, ТЕОРЕТИЧНА ТЯГОВА ХАРАКТЕРИСТИКА, МОБІЛЬНИЙ ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ЗАСІБ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ МОДУЛЬ, КАРТА КОНТРОЛЮ ПО ПОКАЗНИКАХ БЕЗПЕКИ.

ВСТУП

Актуальність теми. Трактор - саморушна машина, що виконує сільськогосподарські, дорожньо-будівельні, землерийні, транспортні та ін. роботи в агрегаті з причіпними, навісними або стаціонарними машинами (знаряддями).

Сучасні трактори поділяються на два основних типи [1, 2]: колісні та гусеничні. Переваги колісних тракторів полягають у тому, що вони можуть пересуватися по асфальтованих автострадах, не псуючи їх, з досить великою швидкістю. Однак через це в них менше, ніж у гусеничних, зчеплення із ґрунтом, а на пухкій землі вони можуть пробуксовувати і сила тяги в них менше. Щоб позбутися від цього недоліку виробники випустили колісні трактори із приводом на всі колеса та з більш широкими шинами, тому що такі трактори важать більше, чим звичайні і занадто ущільнюють ґрунт.

Вплив ходової системи колісного трактора на опорну поверхню має велике значення при проектуванні тракторів та їх виробництві.

Для покращення тягово-енергетичних показників колісних тракторів та їх зчіпних властивостей застосовують різні схеми та варіанти компонування ходових систем (встановлення здвоєних шин, широкопрофільних шин, застосування багатовісних енергетичних засобів та ін.). Ці заходи також дозволяють знизити негативний вплив ходових систем на ґрунт, зменшити його ущільнення, і таким чином створити більш сприятливі умови для вирощування сільськогосподарських культур.

Колісна ходова система трактора повинна задовольняти певним вимогам: добре зчеплення ведучих коліс з ґрунтом, мінімальний опір перекочуванню трактора, мінімальне ущільнення ґрунту, стійкий прямолінійний рух трактора з начіпними та причіпними знаряддями, легкість повороту та необхідну плавність ходу.

В цьому зв'язку, **метою роботи** є покращення тягово-енергетичних показників колісних тракторів тягового класу 3,0 та їх зчпних властивостей шляхом застосування різноманітних конструкцій ходових систем.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Зробити аналіз колісних тракторів тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.
2. Зробити тягові розрахунки колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.
3. Зробити розрахунок і побудувати теоретичні тягові характеристики колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем та зробити їх порівняльний аналіз.
4. Розробити карту контролю колісноґо трактора тягового класу 3,0 по показниках безпеки.

Об'єктом дослідження є процеси, що відбуваються при роботі колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем, що впливає на зміну його тягово-енергетичних показників.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують процеси, які відбуваються при роботі колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.

Практичне значення одержаних результатів полягає в можливості порівнянні за тягово-енергетичними показниками ефективності застосування різних варіантів компонування та схем ходових систем колісних тракторів тягового класу 3,0.

1 СТАН ПИТАННЯ. МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ходова система є складовою частиною трактора. Від конструкції та типу ходової системи залежать тягово-енергетичні та зчіпні властивості трактора.

Тому метою виконання даного розділу є:

- проаналізувати існуючі конструкції ходових систем колісних тракторів тягового класу 3,0;
- визначити фактори, які впливають на взаємодію рушія з опорною поверхнею (опір коченню, зчеплення, буксування рушія);
- визначити мету, об'єкт та предмет дослідження.

1.1 Аналіз конструкцій ходових систем колісних тракторів

Ходова система колісних тракторів складається з колісного рушія, підвіски та механізму керування.

Рушій включає в себе ведучі та напрямні колеса.

До складу підвіски входять елементи, які з'єднують колеса з остовом трактора. Підвіска може бути: жорсткою (при відсутності пружних елементів); напівжорсткою (при наявності пружних елементів в підвісці передніх коліс); пружною (при наявності пружних елементів в підвісках всіх коліс).

Механізм керування необхідний для напряму руху трактора та включає елементи зміни положення направляючих коліс відносно остову або зміни положення передніх та задніх коліс.

До основних характеристик ходових систем тракторів відносяться величини, які значно впливають на технічний рівень трактора (матеріаломісткість, тяговий коефіцієнт корисної дії, прохідність, плавність ходу, надійність, вантажопідйомність, технологічність, вплив на ґрунт).

При експлуатації трактора найбільше значення мають:

- тягові якості та прохідність, які залежать від довжини та ширини опірної поверхні рушіїв, положення центра тяготіння відносно середини бази

трактора, числа опор (коліс для колісного трактора), розмірів та форм ґрунтозачепів, доріжного та агротехнічного просвітів. Основними заходами, які направлені на поліпшення тягових якостей колісних тракторів, є збільшення зчіпної ваги; застосування раціональних розмірів шин та рисунку протектора; встановлення оптимального тиску повітря в шинах; використання усіх коліс трактора в якості ведучих; раціональний розподіл по вісям експлуатаційної маси; збільшення опорної поверхні та ефективності зачеплення ведучих коліс (застосування додаткового пристосування); застосування активних причепів та робочих органів сільськогосподарських машин; блокування диференціалів ведучих коліс.

- плавність ходу, яка визначається схемою, типом та жорсткістю підвіски та шин, типом та опором гасників коливань, базою та числом опор, їх пружним ходом;

- надійність, яка залежить в першу чергу від якості ущільнень та параметрів зношувальних пар тертя, а також від конструктивних розмірів та матеріалів деталей;

- вантажопідйомність, яка залежить від розмірів та числа коліс та шин, типа та потенціальної енергії підвіски;

- вплив на ґрунт, в значної мірі впливаючи на врожайність сільськогосподарських культур та на наступну обробітку, яка залежить від розмірів опорної поверхні рушіїв, маси трактора, положення центра тяготіння, форми та розмірів ґрунтозачепів [1].

У структурі тракторного парку сільського господарства колісні трактори займають провідне місце. Незважаючи на свої явні переваги, вони мають значні недоліки: відносно низькі тягово-зчіпні якості і прохідність; досить задовільна відповідність агровимогам у плані впливу на ґрунт.

Дослідження тягово-енергетичних показників колісних тракторів проводимо для тягового класу 3,0, які випускає Україна (трактори сімейства ХТЗ).

Розглянемо різні варіанти компонування ходових систем на базі трактора ХТЗ-150К-09.

Колісний сільськогосподарський трактор загального призначення ХТЗ-150К-09 (рис. 1.1) призначений [1] для виконання енергоємних сільськогосподарських робіт, а також транспортних робіт з причепами вантажопідйомністю до 20 тон.



Рис. 1.1 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-150К-09 з колісною формулою 4К4

В таблиці 1.1 наведена технічна характеристика трактора ХТЗ-150К-09 .

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика трактора ХТЗ-150К-09

Модель двигуна	ЯМЗ-236Д
Потужність номінальна, кВт (к. с)	128,7 (175)
Номінальна частота обертання, об/хв	2100
Число циліндрів, шт.	6
Розташування циліндрів	V- подібне
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	130/140
Робочий об'єм, л	11,15
Питома витрата палива при номінальній потужності, г/кВт·год (г/к.с.-год)	220(162)

Продовження таблиці 1.1

Тягове зусилля, кгс:	
номінальне	4000
максимальне	6000
Гранична швидкість, км/год	30,08
База, мм	2860
Колія, мм	1680 або 1860
Габарити, мм:	
довжина	6130
ширина	2406
висота	3195
Дорожній просвіт, мм	400
Маса експлуатаційна, кг	8200
Колісна схема	4x4
Розмір шин	21,3R24

В останні роки спостерігається тенденція обмеження експлуатації колісних енергонасичених тракторів на польових роботах через шкідливий вплив коліс на ґрунт. Сучасна технологія вирощування сільськогосподарських культур потребує багатократного проходу по полю тракторних агрегатів.

Ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів знижує швидкість фільтрації води більш ніж у 3...7 разів, знижує інтенсивність протікання біологічних процесів в ґрунті.

Питанням вивчення та підвищення тягово-зчіпних якостей колісних тракторів присвячені роботи Надикто В.Т., Аксьонова В.П., Бочарова Н.Ф., Кузнецова Н.Г., Калініна Є.І. та ін. В роботах даних авторів розглядаються експлуатаційні та конструктивні фактори, які впливають на тягово-зчіпні властивості колісних тракторів, проведено аналіз основних факторів та їх вплив на тягово-зчіпні властивості. Одним з найбільш впливових факторів є площа опорної поверхні. Збільшення її призводить до зниження питомого тиску на

грунт, зниження буксування, а й як наслідок підвищенню тягового зусилля. Можна виділити декілька способів збільшення площі опорної поверхні: застосування уширювачів коліс, напівгусеничного ходу, встановлення широкопрофільних шин, зниження внутрішнього тиску в шинах та ін. Найбільш оптимальним та ефективним способом в реальних умовах сільськогосподарського виробництва є встановлення на тракторі подвійних шин [2].

Колісний сільськогосподарський трактор загального призначення ХТЗ-150К-09 призначений [1] для виконання енергоємних сільськогосподарських робіт, а також транспортних робіт з причепами вантажопідйомністю до 20 тон.

Кількісний дефіцит енергетичних засобів усугубляється дефіцитом по номенклатурі, так як Україна з необхідних їй класів тракторів (не враховуючи самохідних шасі) виробляє тільки два (1,4 та 3,0). Для вирішення виникаючих при цьому проблем необхідно або закуповувати невивстаючи енергетичні засоби за кордоном, або наладити їх самостійне виробництво.



Рис.1.2 – Загальний вигляд трактора ХТЗ-150К-09 зі здвоєними шинами

Вихід з створеного положення можливо шляхом створення на основі існуючих в країні тракторів принципово нових модульних енергетичних засобів (МЕЗ) змінного тягового класу [3]. Практична реалізація такого напрямлення в тракторобудуванні дозволить створити агрегати, які забезпечують виконання практично всього комплексу сільськогосподарських робіт в діапазоні тягових зусиль від 14 до 55 кН, зменшення руйнівного впливу рушіїв МЕЗ на ґрунт, збільшення продуктивності праці та зменшення питомої витрати палива. При цьому, в силу високої універсальності та технологічної адаптивності МЕЗ не потрібно корінних змін матеріально-технічної бази в сфері їх експлуатації.

Однак слід враховувати, що МЕЗ змінного тягового класу не можна створити шляхом баластування того чи іншого трактора існуючої тягової концепції. Не представляється можливим вирішення проблеми й простим додаванням до останнього одного або декількох технологічних модулів. Крім того, існуюча методологія експлуатації серійних енергетичних засобів не може забезпечити повне використання більшості потенційних можливостей МЕЗ [3].



Рис.1.3 – Загальний вигляд МЕЗ-300

Принциповою особливістю трактора тягово-енергетичної концепції є енергонасиченість. Оптимальна значина цього параметра повинна знаходитися в межах 32...34 кВт/т [4, 5]. Остання вимога породжує досить гостру проблему пошуку шляхів ефективного використання тягово-енергетичного засобу у технологічному варіанті. Необґрунтоване збільшення енергонасиченості

тракторів старої тягової концепції може привести до їх недовантаження на 45...50% [6].

Енергетичні засоби другого покоління повинні мати розвинуту систему відбору і передачі потужності на привід технологічної частини МТА. Серед розробок слід відзначити створений ВІМ (Росія) макетний зразок тривісного мобільного енергетичного засобу для нечорноземної і степової зон колишнього СРСР [7], побудованого на базі вузлів і агрегатів Т-150К. Потужність його двигуна доведена до 184 кВт. Рама – жорстка і не має шарнірних зчленувань. Керування енергетичним засобом здійснюється поворотом передніх і задніх коліс зі допомогою гідроприводу.

Тривісний мобільний енергетичний засіб аналогічного призначення був розроблений ВІМ і на базі трактора К-701. Потужність його двигуна складала 330 кВт, поздовжня база – 6 м, а мінімальний радіус повороту – 10,75 м [1].

Фінською фірмою Valmet створено модель тривісного трактора колісної формули 6К4, у якого передні рушії керовані, а задні за допомогою гідроциліндра подвійної дії можуть бути підняті в транспортне положення [2]. З метою розширення діапазону використання даного енергетичного засобу його конструкція передбачає установку аروحних шин і напівгусеничного ходу.

У світовій практиці були відомі спроби створення багатовісних енергетичних засобів з потужністю двигуна 330...736 кВт і вище [4]. Так, американською фірмою Versatile створено і випробувано трактор Big Roy із двигуном Cummins потужністю 442 кВт [2]. Для зниження питомого тиску на ґрунт і забезпечення нормальних тягово-зчіпних властивостей цей енергетичний засіб обладнувався чотирма підресорними вісями з вісьмома ведучими колісьми.

Не дивлячись на позитивні якості, усі ці трьохвісні та багатовісні енергетичні засоби були і є конструктивно складними, мають недостатньою маневреністю при русі на поротній смузі, низьке річне завантаженням, недостатню адаптивність стосовно матеріально-технічної бази в сфері експлуатації [6].

Крім того, рух багатовісних колісних машин по деформованим ґрунтам має свої особливості. Так, колеса другої вісі рухаються по ґрунту, який вже деформований колесами першої вісі, колеса наступних вісей – по ще більш деформованому (рис. 1.4). При цьому наступні після першого проходу по тієї ж колії як би подовжують тривалість впливу навантаження на ґрунт (хоча цей вплив не можна вважати безперервним) в 2, 3, 4 рази в залежності від числа вісей. Між кінцем опорної площадки попередньої вісі та початком опорної площадки наступної є певна відстань, причому звичайно значно перевищує довжину самої опорної площадки; крім того, проходить деякий час між двома послідовними впливами. Після першого проходу ґрунт може ущільнитися та залишитися в цьому стані – це найбільш характерно для зв'язуючих ґрунтів з вологістю нижче межі пластичності та для щільного снігу, якщо його шар відносно невеликий. Колеса другої та наступних вісей будуть рухатися по вже ущільненому ґрунту, тому робота на його деформацію, а значить, й опір ґрунту коченню цього колеса зменшаться.

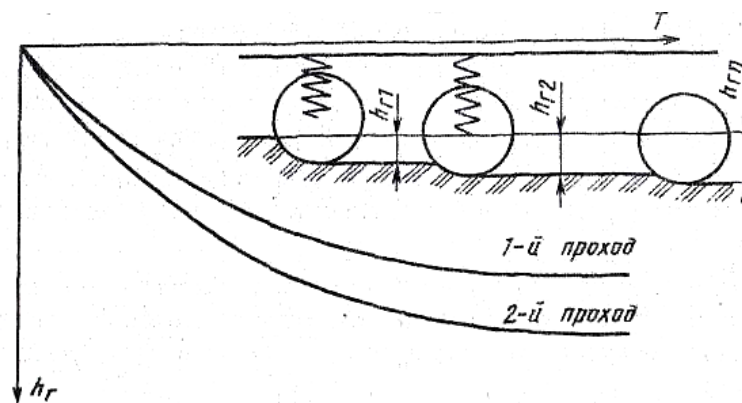


Рис. 1.4 – Схема створення колії при послідовному проході коліс

T - тривалість дії навантаження; h_2 - глибина колії

У зв'язку з тим, що по-різному може ущільнитися або розпушитися ґрунт, різною буде й опорна площадка колеса, яка залежить не тільки від характеристики шини, але й від характеристики ґрунту. Як наслідок, відмінними від деформацій коліс першої вісі, виявляться деформації коліс наступних вісей та опір шин коченню.

Якщо ґрунт ущільнюється та підвищується його опір стисканню, то при тому ж навантаженні коліс другої та наступних вісей деформація ґрунту під ними буде менше, ніж під час першого проходу, та зменшується опорна площа цих коліс. Через це тиск вище, ніж при першому проході, що може дещо збільшити глибину колії.

Багато експериментів виявили, що коефіцієнт опору коченню значно знижується при другому проході, менше – при третьому та ще менше при четвертому. Практично не спостерігаються відмінності у відносній зміні величини f при різних режимах кочення, різних величинах нормального навантаження, тиску повітря в шинах та розмірів шин [9].

Більш перспективними є принципово нові енергетичні засоби з колісною формулою 2К2, на базі яких можна одержати трактор з колісною формулою 4К4, самохідне шасі, кормороздавальний і навантажувальний агрегати, самохідний комбайн, трактор-тандем і т.д. Зниження питомої ваги енергетичної частини в цих конструкціях досягає по масі до 50% і по вартості – до 60% [7].

1.2 Фактори, що впливають на взаємодію рушія з опорною поверхнею

При вивченні питання взаємодії рушія колісного трактора з опорною поверхнею потрібно звернути уваги на поняття коефіцієнт опору коченню, коефіцієнт зчеплення та буксування [9].

Опор коченню – опір руху транспортного засобу, викликане коченням коліс. Коефіцієнт опору коченню суттєво впливає на втрати енергії при русі трактора.

На коефіцієнт опору коченню впливає [9-12]:

- тип покриття дороги та її стан;
- швидкість руху;
- тиск повітря в шинах;
- температура шини;

- навантаження на колесо;
- розміри колеса;
- конструктивні особливості шини.

Як правило, коефіцієнт опору коченню при збільшенні швидкості зростає. На рівних дорогах при зміні швидкості від нуля до деякого значення, яке залежить від конструктивних особливостей шин, нормального навантаження на колесо та внутрішнього тиску повітря, зростання коефіцієнта не значне. На нерівних дорогах навіть при середніх швидкостях з збільшенням швидкості коефіцієнт може зростати доволі сильно.

Із збільшенням температури шини її опір коченню знижується, по-перше, за рахунок зменшення гістерезисних втрат в резині, по-друге, в результаті підвищення внутрішнього тиску повітря. При цьому знижується коефіцієнт в результаті зменшення деформацій шини.

Коефіцієнт опору коченню на різних агрофонах у різному ступені залежить від тиску повітря в шині. На дорогах з твердим покриттям він зменшується із збільшенням тиску повітря в шинах, досягаючи мінімального значення при тиску повітря в шинах, близькому до рекомендованого для даної шини. При чрезмірному тиску повітря в шинах зростають динамічні навантаження, що виникають внаслідок взаємодії колеса з нерівностями дороги, що призводить до деякого зростання коефіцієнта. Якщо рух відбувається по деформованим дорогам, при зменшенні тиску повітря в шинах збільшуються втрати, пов'язані з деформацією шини, але зменшуються втрати, пов'язані з деформацією дороги. Можливо підібрати такий оптимальний тиск повітря в шинах, при якому опір коченню буде мінімальним. Оптимальний тиск тим менше, чим більше деформованість опорної поверхні.

При незмінному тиску повітря в шинах збільшення навантаження на колесо призводить до зростання коефіцієнта опору коченню. На дорогах з твердим покриттям при зміні навантаження в межах 80...110% номінального збільшення коефіцієнта несуттєво. При перевищенні навантаження на 20% номінального значення коефіцієнта зростає приблизно на 5%, а при

подальшому перевантаженні – більш інтенсивно. Сильно зростає коефіцієнт зі збільшенням навантаження на колесо на деформованій опорній поверхні.

Значення коефіцієнта опору коченню залежить від великої кількості конструктивних параметрів.

Збільшення товщини протектору підвищує коефіцієнт, особливо у діагональних шин. У зв'язку з цим по мірі зносу шин опір коченню падає. При повністю зношеному протекторі опір коченню може зменшитися на 20...25% у порівнянні з незношеними [12].

Зменшення відношення висоти H профілю шини до її ширини B призводить до зниження коефіцієнта опору коченню. Зниження H/B зменшує також залежність коефіцієнта від швидкості руху [12].

Внутрішня будова каркасу шини здійснює суттєвий вплив на коефіцієнт опору коченню. При $v < 30... 35$ м/с найменшим опором коченню володіють радіальні шини (коефіцієнт у них менше, ніж у діагональних на 15...20%). При великих швидкостях найменшим коефіцієнтом володіють діагонально-опоясані та низькопрофільні діагональні шини. По мірі зносу переваги радіальних шин у порівнянні з діагональними зменшуються.

Збільшення діаметра колеса призводить до зменшення коефіцієнта. На рівних дорогах з твердим покриттям зменшення невелике. Чим більше розміри та число нерівностей на опорній поверхні та чим більше на ній швидкість руху, тим значніше вплив діаметра колеса на коефіцієнт. Особливо сильно знижується коефіцієнт на деформованих опорних поверхнях.

Збільшення ширини колеса на дорогах з твердим покриттям незначно збільшує коефіцієнт, а на більшості деформованих опорних поверхнях суттєво знижує.

Удосконалення якості гуми дозволяє значно знизити опір коченню.

На тракторах зі здвоєними колесами додаткові втрати на кочення виникають також внаслідок нерівномірного розподілу між шинами здвоєних коліс нормальних навантажень та крутних моментів. Причиною нерівномірності є неоднакові геометричні розміри та знос шин, різниця в

температурі, наявність поперечного нахилу опорної поверхні, прогинання балки моста, неоднаковість внутрішнього тиску повітря та ін. Уся сукупність конструктивних заходів, які покращують енергетичні властивості шин, дозволяє знизити їх опір коченню у 2...3 рази [12].

Зчеплення колеса з опорною поверхнею. Контакт деформованого колеса з опорною поверхнею здійснюється по певній площадці, через що при дії направленої у будь-яку сторону реакції цієї поверхні відбувається ковзання хоча б частини елементів шини. Зі збільшенням поздовжньої реакції змінюється окружна деформація шини колеса, радіус кочення, а значить змінюється поступова швидкість колеса. Одночасно змінюється і відносна швидкість, тобто швидкість ковзання елементів шини.

Для гуми, як основного матеріалу шини, відомо, що в початковий момент ковзання сила тертя гуми різко збільшується, а потім при підвищенні швидкості ковзання – зменшується. Не зовсім суворо, але якісно цю закономірність можливо поширити і на шину, маючи на увазі, що зі збільшенням поздовжньої реакції збільшується відносна кількість ковзаючих елементів шини, які визначають зону ковзання та зменшують зону зчеплення опорної площадки.

При розгляді кочення колеса велике практичне значення має не швидкість ковзання, а коефіцієнт ковзання s колеса [12].

Найбільше значення сили, діючої в опорній площині, яке може бути реалізовано колесом, прийнято називати силою зчеплення колеса P_φ .

Відповідно найбільше значення питомої сили колеса прийнято називати коефіцієнтом зчеплення колеса з опорною поверхнею $\varphi = P_\varphi / R_z$.

Коефіцієнт зчеплення на твердих опорних поверхнях звичайно відповідає 10 – 15%-вому ковзанню колеса. При досяганні максимальної сили починається швидке збільшення коефіцієнта ковзання колеса, яке супроводжується у відповідності з вказаним вище зменшенням сили зчеплення. В більшості випадків при деякому значенні коефіцієнта ковзання величини сили та коефіцієнт зчеплення стабілізуються.

Коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею залежить передусім від роду та стану зчіплюючих тіл – шини та опорної поверхні. На сухих твердих та відносно рівних опорних поверхнях, де контакт шини з опорною поверхнею здійснюється лише по зовнішній поверхні шини, коефіцієнт зчеплення φ в основному залежить від властивостей опорної поверхні. Це пояснюється тим, що фрикційні властивості усіх шин майже однакові. Деяка різниця коефіцієнтів φ шин з однаковою гумою може бути наслідком неоднакової форми та напрямлення рисунку протектора.

Зі збільшенням площі відтиску шини колеса зростає число мікронерівностей, охоплюємих цим відтиском, тому в більшості випадків зі збільшенням його площі зростає й коефіцієнт зчеплення.

Площа відтиску залежить від розмірів та конструкції шини, а для даної шини – від навантаження колеса та внутрішнього тиску повітря в шині, яке є визначаючим фактором нормальної жорсткості шини. Чим менше тиск повітря в шині, чим м'ягче сама шина, тим більше деформація та площа відтиску шини та більше коефіцієнт зчеплення.

Деякий вплив на коефіцієнт φ здійснює швидкість кочення колеса. Для процесу деформації шини, впровадження елементів її поверхні у западини мікронерівностей або виступів дороги в шину необхідний час. Тому при русі з великою швидкістю елементи шини можуть «не встигнути» зробити це, колесо рухається начебто по верхівкам мікронерівностей, що призводить до деякого зниження коефіцієнта зчеплення.

Вельми великий вплив на величину коефіцієнтів зчеплення здійснює вологість опорної поверхні. На мокрих поверхнях коефіцієнт зчеплення φ менше, ніж на сухих. Виключенням є рух по деяким опорним поверхням, наприклад по вологому піщаному ґрунту. Внаслідок зв'язності частинок вологого, більш щільного піску коефіцієнт зчеплення φ отримується більшим, чим при русі по сухому сипкому піску.

На зменшення зчеплення колеса з мокрою поверхнею значно впливає швидкість руху колеса, а також деякі конструктивні показники шини.

Говорячи про негативну дію на ґрунт ходової системи, не можна не розглядати буксування рушіїв.

Буксування – прослизання ведучих коліс трактора.

Численні дослідження відбивають вплив буксування на експлуатаційно-технологічні показники роботи машинно-тракторного агрегату: зниження продуктивності й прохідності, підвищення питомої витрати палива, зношування шин; і на фізікобіологічні властивості ґрунту: відхилення від оптимальних таких характеристик ґрунтів як твердість, пористість, структура, кількість біомаси й особливо щільність.

Як підтверджують дослідники, серед причин, що викликають буксування, важлива роль приділяється коливанням тягового навантаження й сил опору руху [10, 11].

Руйнування структури ґрунту рушіями трактора при їх буксуванні повинна бути одним з основних критеріїв для встановлення допустимого буксування. Збільшення швидкості проскользування колеса відносно ґрунту більше 0,18...0,20 м/с призведе до інтенсивного збільшення несприятливою для росту рослин фракції діаметром менше 0,5 мм.

Ведучі моменти на рушіях викликають появу між ними і дорогою відповідних реакцій, що збігаються з напрямом руху машин та являють собою дотичні сили тяги. Розглянемо ведуче колесо з центром O_k , що рухається з кутовою швидкістю ω_k по горизонтальній поверхні.

Під час сталого руху дотична сила тяги P_k , H визначається [13]:

$$P_k = \frac{M_{вед}}{r_k},$$

де $M_{вед}$ – ведучий момент на рушії, $H \cdot m$.

Момент, який підводиться до рушіїв називається ведучим моментом $M_{вед}$ визначається за формулою:

$$M_{вед} = M_k \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр},$$

де M_{κ} - крутний момент на валу двигуна, $H \cdot м$;

i_{mp} - передаточне число трансмісії;

η_{mp} - механічний КПД трансмісії.

При максимальному ведучому моменті на колесі $M_{вед_{max}}$, маємо:

$$P_{\kappa_{max}} = \frac{M_{вед_{max}}}{r_{\kappa}},$$

де G_{κ} - вага, яка приходить на ведуче колесо (зчіпна вага, H);

r_{κ} - динамічний радіус ведучого колеса, $м$;

F_{κ} - реакція остову, H ;

R_{κ} - рівнодіюча реакція ґрунту на обід колеса, H ;

a_{κ} - зміщення рівнодіючої реакції ґрунту від вертикальної осі колеса, $м$;

h_{κ} - глибина колії, $м$.

Розкладемо рівнодіючу реакцію ґрунту на ободі колеса R_{κ} на складові (рис. 1.5): горизонтальну X_{κ} та вертикальну – Y_{κ} . Горизонтальна складова реакція ґрунту X_{κ} називається рушійною або штовхаючою силою.

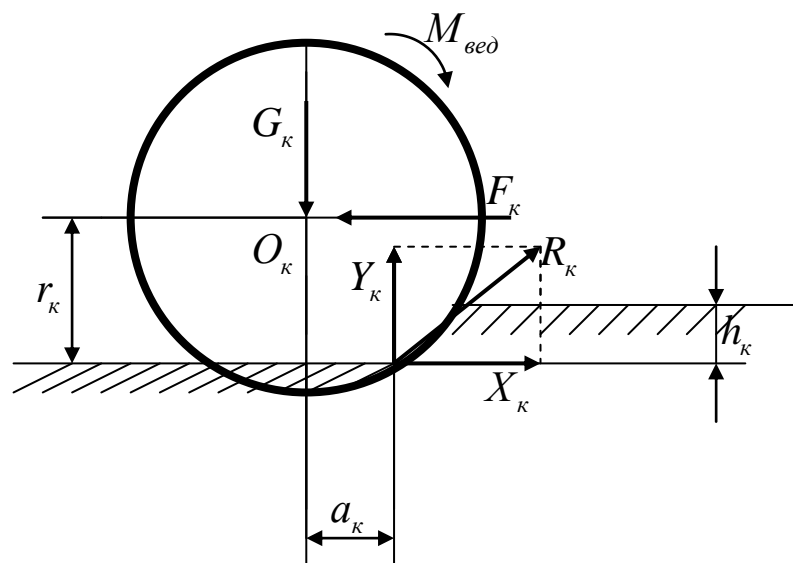


Рис. 1.5 – Сили і реакції, діючі на ведуче колесо під час його руху

Рівняння рівноваги плоскої системи сил, зображеної на рис. 1.5, мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sum X = 0 & & X_{\kappa} - F_{\kappa} = 0 & & X_{\kappa} = F_{\kappa} \\ \sum Y = 0 & & Y_{\kappa} - G_{\kappa} = 0 & & Y_{\kappa} = G_{\kappa} \\ \sum M_{O_{\kappa}} = 0 & & M_{\text{вед}} - Y_{\kappa} \cdot a_{\kappa} + X_{\kappa} \cdot r_{\kappa} = 0 \end{aligned}$$

де $\frac{a_{\kappa}}{r_{\kappa}} = f$ - коефіцієнт опору коченню

$f \cdot Y_{\kappa} = P_f$ - сила опору коченню ведучого колеса, Н;

$$P_{\kappa} = P_f + F_{\kappa}$$

При сталому русі дотична сила тяги витрачається на подолання сили опору коченню та сили опору з боку остову. Максимальна величина P_{κ} обмежена зчепленням рушіїв з ґрунтом (дорогою).

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_{\text{зч}}$$

де φ – коефіцієнт зчеплення;

$G_{\text{зч}}$ – зчїпна вага, або вага, яка приходитьсья на ведучу ось (нормальна реакція ґрунту Y_{κ}).

Розрізняють два граничних значення дотичної сили тяги P_{κ} :

- «по двигуну» $P_{\kappa_{\text{max}}} = \frac{M_{\text{вед}_{\text{max}}}}{r_{\kappa}}$

- «по зчепленню» $P_{\varphi} = \varphi \cdot G_{\text{зч}}$

Для руху колїс трактора без буксування необхідно, щоб дотична сила «по двигуну» була меншою за дотичну силу «по зчепленню»:

$$P_{\varphi} \geq P_{\kappa_{\text{max}}}$$

Таким чином, питання підвищення ефективності роботи колїсного трактора при виконанні технологїчних операцій у рослинництві за рахунок зниження буксування рушїя в умовах змінного тягового навантаження

актуальний і обумовлений практичною необхідністю підвищення продуктивності МТА при мінімізації собівартості кінцевого продукту.

1.3 Мета та задачі дослідження

Вплив ходової системи колісного трактора на опорну поверхню має велике значення при проектуванні тракторів та їх виробництві. Для покращення тягово-енергетичних показників колісних тракторів та їх зчіпних властивостей застосовують різні схеми та варіанти компонування ходових систем (встановлення здвоєних шин, широкопрофільних шин, застосування багатовісних енергетичних засобів та ін.).

Тому **об'єктом дослідження** є процеси, що відбуваються при роботі колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем, що впливає на зміну його тягово-енергетичних показників.

Предмет дослідження – функціональні залежності, що описують процеси, які відбуваються при роботі колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.

Метою роботи є покращення тягово-енергетичних показників колісних тракторів тягового класу 3,0 та їх зчіпних властивостей шляхом застосування різноманітних конструкцій ходових систем.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Зробити аналіз колісних тракторів тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.
2. Зробити тягові розрахунки колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем.
3. Зробити розрахунок і побудувати теоретичні тягові характеристики колісного трактора тягового класу 3,0 з різноманітними конструкціями ходових систем та зробити їх порівняльний аналіз.
4. Розробити карту контролю колісного трактора тягового класу 3,0 по показниках безпеки.

1.4 Висновки по розділу

В результаті виконання даного розділу проаналізовано існуючі конструкції ходових систем колісних тракторів тягового класу 3,0, визначено фактори, які впливають на взаємодію рушія з опорною поверхнею.

Конструкція та тип ходової системи трактора впливає на його тягово-енергетичні та зчіпні властивості, що обумовлено питаннями взаємодії рушія з опорною поверхнею, ущільнення ґрунту, сучасними технологіями вирощування сільськогосподарських культур.

Розглянуто три типи ходових систем колісного трактора тягового класу 3,0 (на прикладі трактора ХТЗ-150К-09), які є широко розповсюдженими та перспективними:

- трактор з колісною формулою 4к4;
- трактор зі здвоєними шинами;
- трактор з використанням технологічного модуля.

2 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА ТЯГОВОГО КЛАСУ 3,0 З РІЗНОМАНІТНИМИ КОНСТРУКЦІЯМИ ХОДОВИХ СИСТЕМ

Метою виконання даного розділу є проведення тягового розрахунку трактора тягового класу 3,0 (на прикладі трактора ХТЗ-150К-09) з різноманітними конструкціями ходових систем:

- з колісною формулою 4к4;
- зі здвоєними шинами;
- з технологічним модулем.

2.1 Тяговий розрахунок колісного трактора тягового класу 3,0 з колісною формулою 4к4

Визначення вагових параметрів трактора

Максимальну експлуатаційну масу трактора беремо з технічної характеристики прототипу (табл. 1.1), таким чином $m_{\max} = 8200 \text{ кг}$.

Мінімальна експлуатаційна маса [13, 14] трактора m_{\min} , кг

$$m_{\min} = (0,9 \dots 0,95)m_{\max} \quad (2.1)$$

$$m_{\min} = 0,92 \cdot 8200 = 7544 \text{ кг}$$

Маса баластових вантажів трактора [13, 14] $m_{\bar{o}}$, кг

$$m_{\bar{o}} = \lambda_{\kappa} \cdot (m_{\max} - m_{\min}) \quad (2.2)$$

де λ_{κ} - коефіцієнт навантаження ведучих коліс, $\lambda_{\kappa} = 1$

$$m_{\bar{o}} = 1,0 \cdot (8200 - 7544) = 656 \text{ кг}$$

Максимальна і мінімальна експлуатаційна вага трактора G_{\max} , G_{\min} , Н

$$G_{\max} = m_{\max} \cdot g \quad (2.3)$$

$$G_{\min} = m_{\min} \cdot g \quad (2.4)$$

$$G_{\max} = 8200 \cdot 9,81 = 80442 \text{ Н}$$

$$G_{\min} = 7544 \cdot 9,81 = 74006,64 \text{ Н}$$

Визначення номінальної потужності двигуна

Номінальну потужність двигуна N_n беремо з технічної характеристики прототипу $N_n = 128,7 \text{ кВт}$.

Розрахунок регуляторної характеристики двигуна

Номінальний крутний момент двигуна [13, 14], M_n , Н·м

$$M_n = 9550 \cdot \frac{N_n}{n_n} \quad (2.5)$$

$$M_n = 9550 \cdot \frac{128,7}{2100} = 585,28 \text{ Н·м}$$

Номінальна годинна витрата палива G_{m_n} , кг/год

$$G_{m_n} = 10^{-3} \cdot g_{e_n} \cdot N_n \quad (2.6)$$

де g_{e_n} - номінальна питома витрата палива, $г/кВт\cdot год$, $g_{e_n} = 220$ (з технічної характеристики)

$$G_{m_n} = 10^{-3} \cdot 220 \cdot 128,7 = 28,31 \text{ кг/год}$$

Годинна витрата палива на холостому ході G_{m_x} , $кг/год$

$$G_{m_x} = (0,25 \dots 0,30) G_{m_n} \quad (2.7)$$

$$G_{m_x} = 0,28 \cdot 28,31 = 7,93 \text{ кг/год}$$

Максимальна частота обертання двигуна на холостому ході $n_{x,x}$, $хв.^{-1}$

$$n_{x,x} = n_n \cdot \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p} \quad (2.8)$$

де δ_p - ступінь нерівномірності роботи регулятора, $\delta_p = 0,06 \dots 0,08$.

$$n_{x,x} = 2100 \cdot \frac{2 + 0,07}{2 - 0,07} = 2252,33 \text{ хв.}^{-1}$$

Поточні значення потужності двигуна N_e , крутного моменту M_δ та годинної витрати палива G_m визначаються згідно таблиці 2.1. Результати розрахунків заносять у таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри регуляторної характеристики двигуна

Частота обертання вала двигуна, n , $хв.^{-1}$	1050	1260	1470	1680	1890	2100	2252,33
Потужність двигуна ефективна, N_e , $кВт$	68,21	86,23	100,39	111,97	122,27	128,7	0
Крутний момент, M_δ , $Н\cdot м$	620,4	649,66	643,81	637,95	620,4	585,28	0
Годинна витрата палива, G_m , $кг/год$	17,55	20,67	23,22	25,2	26,9	28,31	7,93

За значеннями таблиці 2.1 будемо регуляторну характеристику двигуна

(рис.2.1).

Визначення швидкостей прямування трактора і тягових зусиль

Для кожного класу трактора існує визначений діапазон тягових навантажень δ_m , утворений сільськогосподарськими машинами, які агрегатуються. Для забезпечення економічної роботи трактора у всьому діапазоні тягових навантажень необхідно змінювати передатне число трансмісії таким чином, щоб при різноманітних значеннях дотичної сили на рушіях крутний момент на валу двигуна був у зоні мінімальних питомих витрат палива. Крутні моменти двигуна змінюються в однакових межах при роботі трактора на всіх передачах, якщо робочі швидкості підбираються за принципом геометричної прогресії.

Робочі швидкості трактора підбираються по принципу геометричної прогресії [13, 14]:

$$\frac{V_{H_2}}{V_{H_1}} = \frac{V_{H_3}}{V_{H_2}} = \dots = \frac{V_{H_z}}{V_{H_{z-1}}} = q$$

де q - знаменник геометричної прогресії

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній роботі розглянуто три типи ходових систем: звичайний трактор з колісною формулою 4к4, зі здвоєними шинами та з використанням технологічного модуля. В якості енергетичного засобу обрано трактор ХТЗ-150К-09, який широко використовується в сільському господарстві. Для цього трактора заводом-виготовлювачем передбачено можливість встановлення здвоєних шин. Найбільш перспективними та розповсюдженими заходами підвищення тягово-енергетичних та експлуатаційних показників колісних тракторів тягового класу 3 є саме застосування здвоєних шин, широкопрофільних шин, мобільних енергетичних засобів перемінного тягового класу. На процес взаємодії рушіїв колісного трактора з опорною поверхнею значно впливає опір кочення, зчеплення та буксування.

2. Для кожного типу ходової системи трактора проведено тягові розрахунки. На основі даних технічної характеристики трактора ХТЗ-150К-09 розраховано та побудовано регуляторну характеристику, яка використовувалась в подальших тягових розрахунках для усіх типів ходової системи. За регуляторною характеристикою частота обертання вала двигуна змінюється від 1050 до 2252,33 хв.⁻¹, потужність двигуна ефективна – від 0 до 128,7 кВт, крутний момент – від 0 до 649,66 Н·м, годинна витрата палива – від 7,93 до 28,31 кг/год.

При встановленні здвоєних шин та використанні технологічного модуля змінюються по передачах певні параметри тягового розрахунку:

- швидкість прямування – від 6,5 до 10,11 км/год та від 6,5 до 9,98 км/год, відповідно;
- сила опору коченню – від 6435 до 7946 Н та від 6435 до 9339 Н, відповідно;
- номінальна дотична сила тяги – від 64871,11 до 41726,3 Н та від 64871,11 до 42233,24 Н, відповідно;
- номінальна сила тяги на крюку – від 56925,01 до 33780,2 Н та від

55531,99 до 32894,12 *H*, відповідно.

3. На основі тягових розрахунків побудовано теоретичні тягові характеристики трактора тягового класу 3,0 для кожного типу ходової системи (на прикладі трактора ХТЗ-150К-09). Тягову характеристику трактора використовують при комплектуванні машинно-тракторного агрегату для з'ясування, на якій передачі повинний працювати трактор при виконанні різноманітних операцій по обробленню сільськогосподарських культур. Теоретична тягова характеристика дозволяє оцінити тягово-зчіпні, швидкісні і економічні якості трактора при різноманітних сталих режимах роботи.

4. Встановлення здвоєних шин на колісний трактор дозволяє покращити його тягово-енергетичні властивості та зменшити негативний вплив ходової системи на ґрунт. В результаті цього зменшується ущільнення ґрунту, що створює більш сприятливі умови для вирощування сільськогосподарських культур. Крім того, істотно зменшується буксування рушіїв, що дозволяє збільшити продуктивність машинно-тракторних агрегатів. При встановленні здвоєних шин в зоні великих тягових зусиль зростає тяговий ККД на 4,8% та при малих тягових зусиллях зменшується, паливна економічність покращується в зоні великих тягових зусиль та погіршується в зоні малих, потужність тягова зменшується при малих зусиллях в середньому на 1,7% і зростає при великих зусиллях в середньому на 4,8%. Однак, при встановленні здвоєних шин виникла необхідність в широких розвертаннях на обрію поля, що призвело до втрати часу. По-друге, здвоєні колеса стискають землю так, що по їх сліду між колесами утворювалася вузька переущільнена смуга землі, негативно впливаюча на сходи та розвиток рослин.

При використанні технологічного модуля з трактором ХТЗ-150К-09 його тягово-енергетичні показники відрізняються від аналогічного трактора з колісною формулою 4к4 за рахунок збільшення загальної експлуатаційної маси мобільного енергетичного засобу й відповідно сили опору кочення. Коефіцієнт буксування знаходиться в допустимих для колісних тракторів межах (0,15...0,3). При цьому тяговий ККД знижується в середньому на 8,1%, питома

витрата палива збільшується в середньому на 6,2%, потужність тягова зменшується в середньому на 4,5% в порівнянні з трактором колісної формули 4к4. Використовувати технологічний модуль ефективно та доцільно у складі мобільних енергетичних засобів саме з тракторами тягово-енергетичної концепції.

5. Охорона праці на сільськогосподарських підприємствах має велике значення для забезпечення нормальних умов праці, безпечної експлуатації техніки та обладнання. Розроблення організаційних, технічних та санітарно-гігієнічних заходів з охорони праці та цивільного захисту дозволяє знизити ризик виникнення травмонебезпечних ситуацій, аварій на виробництві, рівень професійних захворювань, зменшити негативний вплив небезпечних та шкідливих факторів на працюючих, своєчасно діяти при надзвичайних ситуаціях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Панченко А.І., Волошина А.А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення. Трактори країн СНД: посібник. – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2018. – 176 с.
2. Панченко А.І., Волошина А.А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення. Закордонні трактори країн: посібник. – Мелітополь: Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2019. – 600 с.
3. Калинин Е.И. Оценка установки сдвоенных шин как одного из способов повышения эффективности работы пахотного агрегата на агрофоне со слабой несущей способностью [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.rusnauka.com/8_NND_2010/Agricole/60388.doc.htm.
4. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навчальний посібник. – Мелітополь: ТДАТУ, 2005. – 337 с.
5. Рубцов И.В., Русанова О.Г., Годжаев З.А. Использование технологий специального назначения в сельскохозяйственной робототехнике // Сельскохозяйственные машины и технологии, 2018. – 12(1). – С. 37-41. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2018-12-1-37-41>.
6. Селиванов Н.И., Шабунько А.В., Никитин И.С. Оптимизация эксплуатационных параметров колесных тракторов общего назначения // Вестник КрасГАУ, 2011. – №9. – С. 252-260.
7. Надикто В.Т. Роль энергонасыщенности тракторов в формировании их типажа // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2012. – №3. – С. 16-21.
8. Щитов, С. В. Повышение тягово-сцепных свойств мобильных энергетических средств в транспортно-технологическом обеспечении АПК Дальневосточного федерального округа: монография / С. В. Щитов, З. Ф. Кривуца, Н. Н. Сенникова, Н. Ф. Двойнова. – Южно-Сахалинск : СахГУ, 2017. – 176 с.

9. Кинематика и динамика колеса [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://nijaz.chatclub.ru/autolecture/lec2/>.
10. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебник. – М.: Колос, 1972. – 475 с.
11. Котиков В.М., Ерхов А.В. Тракторы и автомобили: учебник. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 416 с.
12. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. – 490 с.
13. Панченко А.І., Волошина А.А., Болтянський О.В. Розрахунок експлуатаційних показників тракторів і автомобілів: методичні вказівки для курсового проекту з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 46 с.
14. Панченко А.І., Волошина А.А. Тяговий розрахунок трактора з механічною трансмісією: методичні вказівки з дисципліни «Трактори і автомобілі» для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – ТДАТУ, 2020. – 34 с.
15. Лехман С.Д., Целинський В.П., Козирев С.М. та ін. Довідник з охорони праці в сільському господарстві. – К.: Урожай, 1990 – 400 с.
16. Стеблюк М.І. Цивільна оборона та цивільний захист: підручник. – К.: Знання-Прес, 2007. – 487 с.
17. Бутко Д.А., Лущенко В.Л., Войнов М.Т., Мазілін С.Д. Організація охорони праці в сільському господарстві: навчальний посібник. – Сімферополь: Бізнес-Інформ, 1998. – 368 с.
18. Рогач Ю.П. Пожежна безпека. – Сімферополь, Таврія Плюс, 2001. – 124с.
19. Бойко В.С, Левченко В.Є, Крижачківський М.Л. та ін. Контроль сільськогосподарської техніки за показниками безпеки. – К.: Урожай, 1994. – 336 с.