МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **“Покращення експлуатаційних властивостей автомобіля MAN TGS завдяки удосконаленню трансмісії”**

Виконав: студент IV курсу групи Ат-41
Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”
(шифр і назва)
Василь ЦАП
(ім’я та прізвище)
Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ
(ім’я та прізвище)

Дубляни 2023

УДК 629.114.3

Цап В. В. Покращення експлуатаційних властивостей автомобіля MAN TGS завдяки удосконаленню трансмісії: кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2023. 61 с.

Табл. 6; рис. 2; бібліогр. джерел 25.

У кваліфікаційній роботі проведено аналіз умов експлуатації автомобіля MAN TGS в аграрному виробництві та способів переключення передач, описана конструкція планетарного редуктора; проведений тягово-динамічний та економічний розрахунки серійного та удосконаленого автомобіля.

Підвищення ефективності роботи у важких дорожніх умовах вантажного автомобіля здійснено за рахунок введення у трансмісію додаткового редуктора. Рух повністю завантаженого вказаного автомобіля по стерні під час транспортування зерна можливий на 1 і 2-ій передачах на всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна (поступальна швидкість руху 3,9 – 36,7 км/год) і на 3-ій передачі при частоті обертання 1800 об/хв, що відповідає швидкості руху 36,2 км/год. В той же час рух удосконаленого автомобіля за цих же умов можливий на 1, 2 і 3-ій передачах в усьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна із швидкістю від 2,8 до 45,3 км/год. Діапазон швидкостей руху при цьому дещо розширюється, а витрата палива зменшується на 26%..

Кваліфікаційна робота передбачає впровадження заходів із дотримання безпечних умов праці. Обгрунтовано економічну ефективність використання автомобіля з удосконаленою трансмісією.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП 6
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ 8
1.1. Транспортні роботи у аграрному виробництві 8
1.1.2. Класифікація сільськогосподарських вантажів та дорожні умови . 10
1.1.3. Види і особливості перевезень в аграрному виробництві 13
1.2. Аналіз способів переключення передач автомобіля 15
1.2.1. Привід безпосередньої дії 11
1.2.2. Командний привід 12
1.2.3. Автоматичний привід 13
1.3. Обґрунтування необхідності вдосконалення механізму переключення передач 14
Висновки 17
2. ТЯГОВО-ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК УДОСКОНАЛЕНОГО АВТОМОБІЛЯ 18
2.1. Швидкісна характеристика двигуна автомобіля 18
2.2. Розрахунок тягово-динамічних властивостей автомобіля 19
2.3. Розрахунок паливної економічності автомобіля 26
2.3. Операційно-технологічна карта на перевезення озимої пшениці.... 30
2.4. Продуктивність транспортного засобу 35
Висновки 41
3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА 42
3.1. Конструкція і принцип роботи планетарного редуктора 47
3.2. Розрахунок на міцність складових планетарного редуктора 51
3.2.1. Розрахунок планетарної передачі 51
3.2.2. Розрахунок вала 55
3.2.3. Розрахунок фрикційної муфти 56
3.2.4. Розрахунок шліцевого з’єднання 57
Висновки 43

4. ОХОРОНА ПРАЦІ 44
4.1. Аналіз стану охорони праці в підприємстві 44
4.2. Техніка безпеки під час автомобільних перевезень 46
4.2.1. Техніка безпеки під час перевезення зерна 46
4.2.2. Техніка безпеки під час перевезення людей 47
4.2.3. Техніка безпеки під час перевезення тварин 48
4.3. Розрахунок загального штучного освітлення дільниці оцінки технічного стану автомобілів 49
4.4. Пожежна профілактика при автомобільних перевезеннях 50
Висновки 51
5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОНСТРУКТИВНОЇ РОЗРОБКИ 52
5.1. Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля 52
5.2. Розрахунок економічної ефективності використання удосконаленого автомобіля 55
Висновки 57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ 58
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК 81

Вступ

Автотранспорт – одна з найважливіших допоміжних галузей аграрного виробництва. Основними його завданнями є: якісне задоволення потреб сільського господарства в перевезеннях вантажів і підвищення економічності його роботи.

Переведення аграрного виробництва на промислову основу вимагає значної інтенсифікації всіх ланок виробництва, в тому числі сільськогосподарського транспорту. У загальному комплексі сільськогосподарських робіт транспортні та навантажувальні належать до найбільш трудомістких і енергоємних процесів; транспортні витрати у собівартості сільськогосподарської продукції становлять від 15 до 40% [16].

Основним видом транспорту у сільському господарстві є автомобільний, на частку якого припадає до 80% обсягу перевезень вантажів (участь тракторів у цих процесах не перевищує 16%) [19]. Значний обсяг перевезень виконують транспортно-технологічні засоби, що об’єднують функції транспортних і технологічних машин.

Потреба аграрного виробництва в автомобільних перевезеннях вантажів неухильно збільшується. Тому, щоб ввести в дію додаткові резерви необхідно постійно вдосконалювати виробничо-технічну базу, підвищувати професійну майстерність водіїв і авторемонтників та ширше використовувати новітні досягнення й науки й техніки.

Для подальшого розвитку автомобільного транспорту необхідно підвищувати його економічну ефективність і продуктивність. Розв’язанню цих задач в значній мірі сприяє раціоналізація структури автомобільного парку господарств. Поряд з такими заходами, що пов’язані з великими капіталовкладеннями, залишається в силі як один з резервів підвищення економічної ефективності і продуктивності праці на автомобільному транспорті, повне використання конструктивних можливостей автомобіля та їх удосконалення.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення тягово-динамічних та економічних властивостей автомобіля MAN TGS , що працює в польових умовах.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

1.1. Транспортні роботи у аграрному виробництві

Вирощування та збирання різних сільськогосподарських культур пов’язано із виконанням великого об’єму транспортних робіт. На кожен гектар більшості сільськогосподарських культур необхідно навантажити та перевезти на поле до 30...50 т органічних добрив, 0,15...0,25 т насіння, 0,15...0,8 т мінеральних добрив, 2...6 т технічних вантажів (палива, мастила, машини тощо), а з поля треба вивезти весь врожай як основної так і додаткової (побічної) продукції. На виконання цих робіт припадає 40...60 % затрат енергії, 35...40 % вартості механізованих робіт, до 35 % затрат робочого часу. В міру підвищення інтенсивності виробництва маса транспортованих вантажів у розрахунку на 1 га збільшується [16, 17].

Слід враховувати, що основна маса перевезень здійснюється по ґрунтових дорогах чи полях, поверхня яких часто зрихлена. Немаловажним фактором є і те, що робота транспортних та навантажувально-розвантажувальних засобів повинна узгоджуватись із роботою технологічних засобів – посівних та збиральних агрегатів.

Перебої у транспортному процесі зменшують продуктивність агрегатів, які виконують посів, внесення добрив чи збирання. Особливе велике значення має робота транспортних засобів під час збирання сільськогосподарських культур. При цьому, недостатня чи неорганізована робота транспорту призводить до псування урожаю, погіршення його властивостей та значних втрат. Наприклад, за одну добу зменшення маси коренів цукрових буряків становить: при зберіганні у закритих польових кагатах – 0,2 %, в незакритих - 0,8 %, а коренів розстелених по полю – 8 %. Без достатньої кількості і чіткої організації роботи транспортних засобів взагалі неможливо використовувати потокові методи виконання транспортних робіт [10].

1.1.2. Класифікація сільськогосподарських вантажів та дорожні умови

У сільськогосподарському виробництві виникає потреба у перевезенні різноманітних вантажів; зерна, фруктів, овочів, води, добрив, отрутохімікатів і т. д. В зв'язку з цим можлива різна класифікація вантажів за: фізико-механічними властивостями, за безпечністю та шкідливістю що до навколишнього середовища, за особливостями механізації навантажувально-розвантажувальних робіт, за терміновістю, масовістю, сезонністю та ступенем використання вантажопідйомності транспортних засобів. Остання ознака має особливе значення під час організації перевезень, так як ступінь використання вантажопідйомності необхідно враховувати при розрахунку кількості вантажу, який може перевезти автомобіль чи причеп. Ступінь використання вантажопідйомності оцінюють за значенням наступного виразу

$$\alpha_в = \frac{S \cdot h \cdot \rho}{Q_н}, \qquad (1.1)$$

де S – площа вантажної платформи, м^2;

h – висота вкладання вантажу, м;

$Q_н$ – вантажопідйомність транспортного засобу, т;

ρ - щільність вантажу (питома маса), т/м^3.

В залежності від $\alpha_в$ всі вантажі розділяють на п'ять класів.

Транспортні засоби у аграрному виробництві працюють у різних дорожніх умовах. Від дорожніх умов залежить вибір типу транспортного засобу (автомобіль, трактор з причепом), швидкість руху, опір переміщенню, вантажопідйомність.

Для нормування робіт транспортних засобів всі автомобільні дороги ділять на п'ять технічних категорій: I – дороги загальнодержавного значення; II, III – дороги обласного та деякі дороги державного (регіонального) значення; IV, V – дороги місцевого (районного, обласного) значення.

Дороги для тракторного транспорту ділять на три групи: I – звичайні ґрунтові рівні дороги в сухому стані, накатані снігові дороги, дороги з твердим покриттям; II – стерня зернових, піщані і ґрунтові розбиті дороги, твердий задернілий ґрунт зимою і літом; III – зоране поле нормальної вологості, мокрий луг, поле після збирання коренеплодів, задернілий ґрунт під час відлиги, снігова дорога після проїзду саней із гусеничними тракторами, дороги другої групи (розбиті чи після дощу, крім піщаних).

1.1.3. Види і особливості перевезень в аграрному виробництві

Всі перевезення у аграрному виробництві ділять на внутрігосподарські і зовнішні. Внутрігосподарські (2...20 км) – основний вид перевезень продуктів урожаю з поля на склад, добрив на поля і т.д., здійснюють тракторами, гужовим транспортом і спеціальними транспортними засобами. Вони часто виконуються по полях та ґрунтових дорогах. Для цих перевезень використовуються трактори з причепами, автомобілі підвищеної прохідності, автомобілі – самоскиди. Зовнішні перевезення (40...60 км і більше) – транспортування продуктів на заготівельні пункти, завезення у господарство мінеральних добрив тощо. Їх доцільно виконувати великовантажними автомобілями і автопоїздами.

Транспортні засоби за ознакою їх зв’язку із технологічними агрегатами можна розділити на дві групи: виробничі та самостійні (незалежні).

Виробничі (залежні) транспортні агрегати обслуговують (забезпечують) роботу сільськогосподарських машин (сівалок, розкидачів органічних та мінеральних добрив, комбайнів). Їх можна розділити агрегати, які здійснюють забирання вантажу від комбайна (зерна, картоплі, буряків) і його транспортування та агрегатів, що розвозять (підвозять) вантажі (зерно, отрутохімікати, добрива) до технологічних машин. Робота цих агрегатів повинна бути узгоджена із роботою технологічної машини у полі.

Самостійні (незалежні) агрегати не зв’язані із виробничим процесом під час їх використання основну увагу слід приділяти зменшенню часу на навантажувально-розвантажувальні операції і організацію роботи на лінії.

Точний розрахунок кількості транспортних засобів, які необхідні для роботи із заданою кількістю сільськогосподарських машин чи для самостійної роботи з навантажувачами, утруднений з тієї причини, що багато показників процесу є випадковими величинами. Найбільш прийнятною для цих цілей є методика, що використовує теорію масового обслуговування. Для її використання необхідно знати ряд показників, значення яких змінюються у широких межах в залежності від місцевих умов і не можуть бути визначеними завчасно. Тому, під час розрахунку необхідної кількості транспортних засобів необхідно виходити із рівності (однаковості) продуктивності технологічних агрегатів і транспорту [17].

1.2. Аналіз способів переключення передач автомобіля

Приводи управління служать для переключення передач водієм або автоматично. Вони складаються з механізму переключення передач, розміщеного безпосередньо в коробці, важеля управління (чи заміняючого його пристрою) в кабіні водія і зв’язуючих їх деталей (власне приводу). В механізм переключення входять важелі, повзуни, валики, вилки, фіксатори, замки, синхронізатори. Крім того можуть входити різні види гідро-, пневмо- або електропристроїв (гідроакумулятор, гідроциліндр, електромагнітна муфта), що полегшують або спрощують процес переключення передач.

Привід управління може бути автоматичний, що полегшує управління машиною і дозволяє переключати передачі в певні моменти, підтримуючи оптимальне навантаження двигуна.

В автоматичному приводі головні елементи – сенсори швидкості руху і завантаження двигуна машини. В якості першого використовують відцентровий регулятор, зв’язаний з вторинним валом коробки передач, а другого – положення рейки паливного насоса (у дизелів), чи педалі управління дросельною заслінкою (на бензикових двигунах). Автоматизований привід дублюють приводом

безпосередньої дії або командним, яким доводиться користуватися при русі в екстремальних умовах, наприклад при підвищеному буксуванні рушіїв, тобто коли неможливе автоматичне включення нижньої передачі, потрібної в даній ситуації.

Приводи управління повинні забезпечувати легке і просте управління коробкою передач, малий час на переключення передачі, надійність і простоту в обслуговуванні, добрі тягово-динамічні і економічні показники роботи машини, відсутність циклічності при переключенні передач (самовільне циклічне переключення з нижньої на вищу і навпаки), дублювання автомата приводом безпосередньої командної дії.

Щоб уникнути циклічності переключення передач, в системі повинна дотримуватись рівність сил тяги рушіїв машини до і після переключення передач при постійному положенні педалі подачі палива.

1.2.1. Привід безпосередньої дії

Для включення відповідних зубчастих муфт або шестерень пересувають каретки важелем, за допомогою якого діють на вилки, з’єднані з каретками. Важіль управління коробкою з рухомими каретками встановлюють в кришці коробки передач. Найбільше розповсюдження отримала конструкція з установкою важеля в нульовій опорі. Верхній довгий кінець важеля закінчується рукояткою для переключення передач. Нижнє коротке плече при гойданні важеля в поперечній площині відносно повздовжньої осі машини заходить в проріз одного з повзунів. При нахилі важеля управління вперед чи назад відповідний повзун буде переміщувати закріплену на ньому вилку переключення передач. Для включення шестерень або зубчастих муфт коробки передач на певну довжину зуба і усунення самовільного включення або виключення передач під час роботи машини служать фіксатори. Вони закріплюють повзуни, отже і шестерні чи муфти у включеному чи виключеному положенні.

Повзун може займати кілька положень: включено, виключено, нейтральне, для чого на повзуні є три проточки, в які при правильному положенні каретки входить фіксатор. Встановлення фіксаторів не гарантує, що важіль управління коробкою передач випадково не посуне два повзуни одночасно. Щоб уникнути поломок в коробці передач крім фіксаторів застосовують спеціальні замки-куліси-пласнини з фігурними вирізами. Довжиною і розміщенням пазів в кулісі визначається переміщення важеля і запобігається одночасне включення двох передач.

Крім фіксаторів і замків існують блокуючі пристрої. Педаль муфти зчеплення з'єднана тягою з важелем, надітим на кінець блокувального валика, що розміщений над фіксаторами. На валику є повздовжній паз. Коли зчеплення виключене, блокувальний валик повертається так, що повздовжній паз розміщається над торцями фіксаторів, їх стержні зможуть піднятись і повзуни будуть звільнені. При включеній муфті зчеплення поздовжній паз на блокувальному валику займе інше положення і фіксатори не зможуть піднятись – повзуни будуть заблоковані. Цим самим досягається забезпечення можливості включення передачі лише при виключеній муфті зчеплення.

1.2.2. Командний привід

Це такий привід, коли водій сам не прикладає зусиль, а діючи на управляючий елемент впливає на переключення, яке відбувається за рахунок енергії гідронасоса або електродвигуна. Коробки з таким приводом мають шестерні постійного зачеплення.

Передачу включають за допомогою багатодискової фрикційної муфти, змонтованої на вторинному валу, яка включається за рахунок енергії тиску оливи. Привід складається з гідронасоса, бака, забірного фільтра, радіатора, гідроакумулятора, фільтра нагнітання, розподільника, клапанів, що дозволяють підт-

римувати температуру і тиск оливи в системі на різних режимах роботи. Привід працює наступним чином.

Олива засмоктується насосом через забірний фільтр, проходить фільтр лінії нагнітання і поступає до перепускного клапана та розподільника. Від золотника розподільника олива по каналу вторинного вала попадає до поршня (бустера) фрикційної муфти передачі, що включається, який затискає диски і включає передачу (інші муфти в цей час з'єднані із зливом). Одночасно олива через перекидні клапани поступає до гідроакумулятора, який служить для підтримання тиску в бустері передачі, що включається, на деякий період часу, щоб не допустити розриву потоку потужності в коробці передач при переключенні передачі.

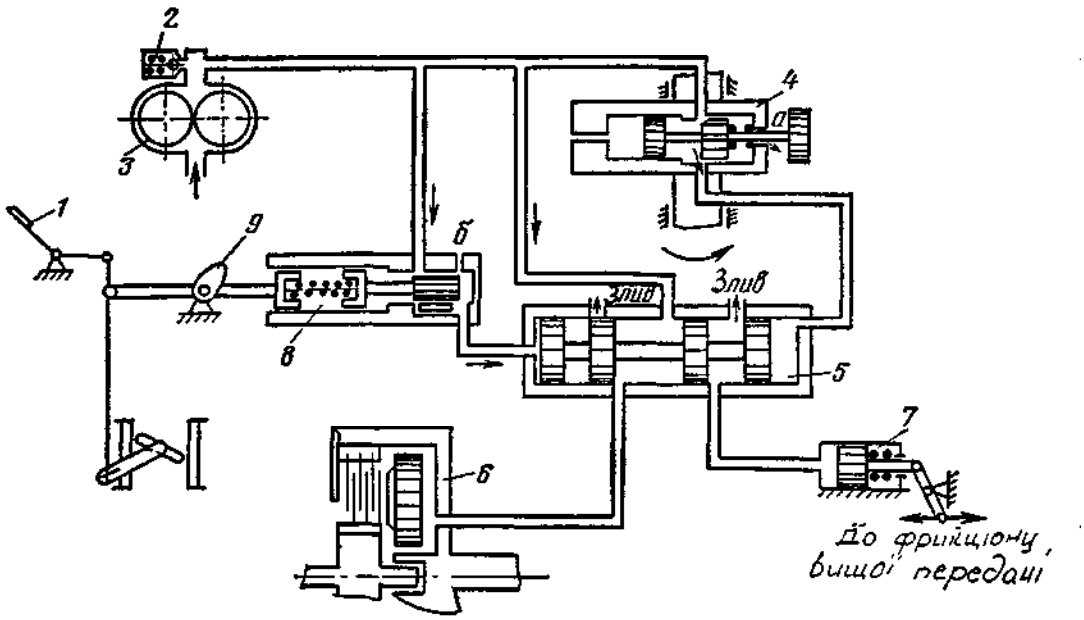
З перепускного клапана олива по трубопроводах поступає для змащування фрикційних елементів коробки передач, до бака і радіатора. Для переключення передач водій повертає рукоятку золотника розподільника, з'єднуючи фрикціон включеної передачі з насосом, а тієї, що виключається – із зливом.

1.2.3. Автоматичний привід

Цей тип приводу відрізняється від командного тим, що сигнал для переключення передач подається не водієм, а автоматичним пристроєм (залежно від швидкості руху машини і завантаження двигуна). Автоматичне переключення передачі з нижньої на вищу відбувається наступним чином. На нижній передачі (рис. 1.1) золотник клапана 5 переключення зміщений вліво і з'єднує нагнітальну магістраль насоса 3 з гідроциліндром 6 фрикціона нижньої передачі. Порожнина гідроциліндра 7 фрикціона вищої передачі при такому положенні золотника з'єднана із зливом.

Датчик швидкості (регулятор) зв'язаний з веденим валом коробки передач. Золотник регулятора, обертаючись разом з веденим валом, під дією відцентрової сили зміщується до периферії (вліво) передаючи опір пружини і тиск оливи на торець лівого пояска золотника. При цьому змінюється прохідний пе-

реріз зливного отвору, відповідно змінюється тиск оливи на правий торець золотника клапана 5 в залежності від швидкості руху машини.



1 – педаль приводу дросельної заслінки; 2 – запобіжний клапан; 3 – маслонасос; 4 – відцентровий регулятор; 5 – золотник переключення передач; 6 – гідроциліндр фрикціону нижньої передачі; 7 – гідроциліндр фрикціону вищої передачі; 8 – силовий регулятор; 9 – кулачок приводу; а і б – зливні отвори

Рисунок - 1.1 Схема автоматичного управління коробкою передач:

Силовий регулятор 8 зв’язаний з приводом дросельної заслінки 1 і змінює тиск оливи на лівий торець золотника клапана 5 пропорційно куту відкриття дросельної заслінки. Чим більше вона відкрита, тим далі вправо зміщується золотник регулятора 8 і менше витікає оливи через зливний отвір “б”. Тому від кута відкриття дросельної заслінки залежить тиск оливи на лівий торець золотника клапана 5. Коли опір рухові машин зменшується, при незмінному куті відкриття дросельної заслінки, частота обертання колінчастого вала двигуна збільшується, що викличе збільшення швидкості руху машини за рахунок збільшення тиску на лівий торець клапана. Золотник клапана 5 переміститься вправо, в результаті чого включиться фрикціон вищої передачі виключиться фрикціон нижньої передачі.

1.3. Обґрунтування необхідності вдосконалення механізму переключення передач

Аналіз способів переключення передач дає можливість зробити висновок про необхідність вдосконалення ступінчастої трансмісії з безпосереднім переключенням. Це пояснюється виходячи з наступних обставин.

Після рушання повністю завантажений автомобіль розганяється по стерні до виходу двигуна на номінальний режим, виключається муфта зчеплення і перша передача переведенням важеля коробки передач у нейтральне положення, далі дається невелика витримка (2...3 с) і починається включення другої передачі. За цей час оберти колінчастого вала двигуна незначно зменшуються (2500–2800 об/хв), але враховуючи, що автомобіль має невелику інерцію руху (швидкість руху незначна) і великий опір коченню, це викликає його повну зупинку за час менший однієї секунди. Оскільки первинний вал обертається, а вторинний зупинився, то чути “тріск” зубів і передача може не включитися. Це ще більше затягує процес переключення і сприяє зупинці автомобіля. Коли ж передачу вдається включити, то доводиться рушати практично з другої передачі, що на стерні для завантаженого автомобіля неможливо. Коли ж спробу рушання продовжити, то завдяки великій роботі буксування зчеплення перегрівається і виходять з ладу фрикційні накладки – потрібен ремонт і автомобіль простоює.

Рух автомобіля на першій передачі супроводжується високою витратою палива і низькою продуктивністю. Усунути цей недолік можна введенням в трансмісію такого проміжного елемента, який дозволив би переключити передачу без розриву потоку потужності. Для цього доцільно використати планетарний редуктор з блокувальною багатодисковою сухою фрикційною муфтою. Він монтується на короткому карданному валі між коробкою передач і проміжною опорою карданного вала. Редуктор має напівавтоматичну схему управління, яка живиться стиснутим повітрям.

Висновки

1. Вирощування та збирання різних сільськогосподарських культур пов’язано із виконанням великого об’єму навантажувально-розвантажувальних та транспортних робіт. Основна маса перевезень здійснюється по ґрунтових дорогах чи полях, поверхня яких часто зрихлена, що збільшує опір рухові транспортних засобів.

2. Приводи управління перемикання передач повинні забезпечувати легке і просте управління коробкою передач, малий час на переключення передачі, надійність і простоту в обслуговуванні, добрі тягово-динамічні і економічні показники роботи машини, відсутність циклічності при переключенні передач (самовільне циклічне переключення з нижньої на вищу і навпаки), дублювання автомата приводом безпосередньої командної дії.

Щоб уникнути циклічності переключення передач, в системі повинна дотримуватись рівність сил тяги рушіїв машини до і після переключення передач при постійному положенні педалі подачі палива

3. Рух автомобіля на першій передачі супроводжується високою витратою палива і низькою продуктивністю. Усунути цей недолік можна введенням в трансмісію такого проміжного елемента, який дозволив би переключити передачу без розриву потоку потужності. Для цього доцільно використати планетарний редуктор з блокувальною багатодисковою сухою фрикційною муфтою.

2. ТЯГОВО-ДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК УДОСКОНАЛЕНОГО АВТОМОБІЛЯ

З метою підвищення ефективності транспортних робіт у господарстві пропонується використовувати удосконалений автомобіль MAN TGS з модернізованою трансмісією. Для прикладу пропонується перевірити ефективність даного конструктивного рішення на транспортуванні озимої пшениці від комбайна до складського приміщення господарства.

2.1. Швидкісна характеристика двигуна автомобіля

Дані швидкісної характеристики двигуна D20 автомобіля MAN TGS представимо у вигляді табл. 2.1. Частоту обертання колінчастого вала двигуна $n_д$, потужність двигуна N_e, годинну витрату палива $G_т$ приймаємо згідно [7], решту показників розраховуємо.

Таблиця 2.1 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

$n_∂$, об/хв	N_e, кВт	$M_∂$, Нм	g_e, г/кВтгод	G_m, кг/год
1000	27,0	258,0	352	9,5
1800	52,9	280,8	340	18,0
2200	65,4	284,0	327	21,4
2600	75,3	276,7	325	24,5
3000	83,1	264,6	325	27,0
3200	84,6	252,6	335	28,3

Для кожного значення частоти обертання визначаємо крутний момент

$$M_{∂i} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{ei}}{\pi \cdot n_{∂i}}, \qquad (2.1)$$

де N_{ei}, $n_{дi}$ – відповідно потужність і частота обертання колінчастого вала двигуна згідно із швидкісною характеристикою.

Для номінального режиму роботи

$$M_{\partial i} = \frac{3 \cdot 10^4 84{,}6}{3{,}14 \cdot 3200} = 252{,}6 \text{ Нм}.$$

Аналогічно розраховуємо $M_{дi}$ для решта швидкісних режимів. Результати розрахунків параметрів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна записуємо в табл. 2.1.

Отримані дані характеризують зміну основних техніко експлуатаційних показників залежно від обертів двигуна.

2.2. Розрахунок тягово-динамічних властивостей автомобіля

Динамічна характеристика – це залежність динамічного фактора від швидкості руху автомобіля на різних передачах [8].

Динамічний фактор – це відношення запасу сили тяги, що витрачається на подолання зовнішніх опорів руху, за винятком опору навколишнього середовища, до ваги автомобіля.

Проведемо розрахунок динамічного фактора для серійного автомобіля [27]. Для порожнього автомобіля він визначається за формулою:

$$D_{zoi} = \frac{P_{kzi} - P_{wzi}}{G_o}, \qquad (2.2)$$

де $P_к$ – дотична сила тяги автомобіля, Н;

P_w – сила опору навколишнього середовища, Н;

G_o – вага порожнього автомобіля, Н, G_o=33504 Н [1].

Для заданих частот обертання на всіх передачах визначаєм швидкості руху автомобіля

$$V_{zi} = 0{,}377 \frac{n_{\partial i} \cdot r_к}{i_{kz} \cdot i_o}, \qquad (2.3)$$

де i – індекс, що відповідає значенню частоти $n_д$ за швидкісною характеристикою двигуна;

$r_к$ – динамічний радіус колеса, м, $r_к$ = 0,463 м [1];

z – індекс номера передачі.

На першій передачі для відповідних частот по швидкісній характеристиці V_{zi} становитимуть

$$V_{z1000} = 0{,}377 \cdot 1000 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 3{,}9 \text{ км/год};$$

$$V_{z1800} = 0{,}377 \cdot 1800 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 7{,}1 \text{ км/год};$$

$$V_{z2200} = 0{,}377 \cdot 2200 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 8{,}7 \text{ км/год};$$

$$V_{z2600} = 0{,}377 \cdot 2600 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 10{,}3 \text{ км/год};$$

$$V_{z3000} = 0{,}377 \cdot 3000 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 11{,}8 \text{ км/год};$$

$$V_{z3200} = 0{,}377 \cdot 3200 \cdot 0{,}463/6{,}48 \cdot 6{,}83 = 12{,}6 \text{ км/год}.$$

Аналогічно розраховуєм V_{zi} для решта передач, результати розрахунків записуєм в табл. 2.2.

Дотична сила тяги визначається

$$P_{kzi} = \frac{M_{\partial i} \cdot i_{kz} \cdot i_o \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \qquad (2.4)$$

Для першої передачі P_{kzi} становитиме

$$P_{к1000} = 258 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 22193 \text{ Н};$$

$$P_{к1800} = 280{,}8 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 24156 \text{ Н};$$

$$P_{к2200} = 284 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 24435 \text{ Н};$$

$$P_{к2600} = 276{,}7 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 23805 \text{ Н};$$

$$P_{к3000} = 264{,}6 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 22768 \text{ Н};$$

$$P_{к3200} = 252{,}6 \cdot 6{,}48 \cdot 6{,}83 \cdot 0{,}9/0{,}463 = 21730 \text{ Н}.$$

Аналогічно розраховуєм P_{kzi} для решта передач.

Сила опору навколишнього середовища

$$P_{wzi} = \frac{k_w \cdot F \cdot V_{zi}^2}{13}, \qquad (2.5)$$

де k_w – коефіцієнт обтічності, Н с^2/м^4, k_w = 0,7 Н с^2/м^4 [1];

F – площа лобового опору, м^2, F = 3,6 м^2 [11].

Для першої передачі:

$$P_{w1000} = 0{,}7 \cdot 3{,}6 \cdot 3{,}9^2/13 = 3 \text{ Н};$$

$$P_{w1800} = 0{,}7 \cdot 3{,}6 \cdot 7{,}1^2/13 = 9{,}8 \text{ Н};$$

$$P_{w2200} = 0,7 \cdot 3,6 \cdot 8,7^2/13 = 14,6 \text{ Н};$$

$$P_{w2600} = 0,7 \cdot 3,6 \cdot 10,3^2/13 = 20,4 \text{ Н};$$

$$P_{w3000} = 0,7 \cdot 3,6 \cdot 11,8^2/13 = 27,1 \text{ Н};$$

$$P_{w3200} = 0,7 \cdot 3,6 \cdot 12,6^2/13 = 30,9 \text{ Н}.$$

Таблиця 2.2 - Показники динамічної характеристики серійного автомобіля MAN TGS

Передача	$n_д$, об/хв	V_{zi}, км/год	$M_{дi}$, Нм	P_{kzi}, Н	P_{wzi}, Н	D_o	D_a
1	1000	3,9	258,0	22192,8	3,0	0,662	0,301
	1800	7,1	280,8	24156,4	9,8	0,721	0,328
	2200	8,7	284,0	24434,5	14,6	0,729	0,331
	2600	10,3	276,7	23805,1	20,4	0,710	0,323
	3000	11,8	264,6	22768,2	27,1	0,679	0,309
	3200	12,6	252,6	21730,5	30,9	0,648	0,294
2	1000	11,5	258,0	7637,3	25,5	0,227	0,103
	1800	20,6	280,8	8313,1	82,5	0,246	0,112
	2200	25,2	284,0	8408,8	123,2	0,247	0,112
	2600	29,8	276,7	8192,2	172,1	0,239	0,109
	3000	34,4	264,6	7835,4	229,1	0,227	0,103
	3200	36,7	252,6	7478,2	260,7	0,215	0,098
3	1000	20,1	258,0	4349,5	78,5	0,127	0,058
	1800	36,2	280,8	4734,4	254,3	0,134	0,061
	2200	44,3	284,0	4788,9	379,9	0,132	0,060
	2600	52,3	276,7	4665,5	530,6	0,123	0,056
	3000	60,4	264,6	4462,3	706,5	0,112	0,051
	3200	64,4	252,6	4258,9	803,8	0,103	0,047
4	1000	35,5	258,0	2465,9	244,2	0,066	0,030
	1800	63,9	280,8	2684,0	791,3	0,056	0,026
	2200	78,1	284,0	2714,9	1182,1	0,046	0,021
	2600	92,3	276,7	2645,0	1651,0	0,030	0,013
	3000	106,5	264,6	2529,8	2198,1	0,010	0,005
	3200	113,6	252,6	2414,5	2500,9	0,003	0,001

Аналогічно розраховуємо P_{wzi} для інших передач.

Тоді динамічний фактор згідно формули (2.2) на першій передачі для порожнього автомобіля становитиме

$$D_{o1000}=(22193–3)/33504 = 0,662;$$

$$D_{o1800}=(24156–9,8)/ 33504 = 0,721;$$

$$D_{o2200}=(24435–14,6)/ 33504 = 0,729;$$

$$D_{o2600}=(23805–20,4)/ 33504 = 0,710;$$

$$D_{o3000}=(22768–27,1/33504 = 0,679;$$

$$D_{o3200}=(21730–30,9/33504 = 0,648.$$

Динамічний фактор для повністю завантаженого автомобіля визначається з наступного співвідношення

$$D_{zai} = \frac{P_{kzi} - P_{wzi}}{G_a}, \qquad (2.6)$$

де G_a – вага повністю завантаженого автомобіля, Н, G_a=73704 Н [1].

Відповідно динамічний фактор для повністю завантаженого автомобіля на першій передачі становитиме

$$D_{a1000}=(22193–3)/ 73704 = 0,301;$$

$$D_{a1800}=(24156–9,8)/ 7704 = 0,328;$$

$$D_{a2200}=(24435–14,6)/ 73704 = 0,331;$$

$$D_{a2600}=(23805–20,4)/ 73704 = 0,323;$$

$$D_{a3000}=(22768–27,1/ 73704 = 0,309;$$

$$D_{a3200}=(21730–30,9/ 73704 = 0,294.$$

Аналогічно розраховуємо D_{zoi} і D_{zai} для інших передач. Результати розрахунків показників динамічної характеристики автомобіля записуємо в табл. 2.2. і будуємо криві динамічного фактора для кожної з передач автомобіля.

Сила зведеного опору дороги (горизонтальна поверхня) під час руху повністю завантаженого автомобіля становитиме

$$P_\psi = (i + f)\, G_a, \qquad (2.7)$$

де і – складова опору рухові, що враховує кут підйому, приймаємо і=0;

f – коефіцієнт опору коченню, при русі по стерні f = 0,06 [27].

Тоді

$$P_{\psi} = 73704 \cdot 0{,}06 = 4422 \text{ Н}.$$

Отримане значення опору рухові свідчить про те, що рух повністю завантаженого автомобіля MAN TGS по стерні можливий на 1 і 2-ій передачах на всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна (поступальна швидкість руху 3,9–36,7 км/год) і на 3-ій передачі при частоті обертання 1800 об/хв, що відповідає швидкості руху 36,2 км/год.

Аналіз тягово-динамічних показників свідчить про неможливість одержання більш високих швидкостей руху по стерні для завантаженого автомобіля, що негативно позначається на його продуктивності і економічності. Для усунення цього недоліку необхідно змінити ряд передатних чисел трансмісії шляхом введення додаткового редуктора, який дозволить збільшити силу тяги на вищих передачах. Якщо ввести в трансмісію автомобіля MAN TGS додатковий редуктор з передатним числом i = 1,42, то тягово-динамічні параметри автомобіля матимуть значення, що представлено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 - Показники динамічної характеристики удосконаленого автомобіля

Передача	$n_д$, об/хв	V_{zi}, км/год	$M_{дi}$, Нм	P_{kzi}, Н	P_{wzi}, Н	D_o	D_a
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1000	2,8	258,0	31513,8	1,5	0,941	0,428
	1800	5,0	280,8	34302,1	4,8	1,024	0,465
	2200	6,1	284,0	34697,0	7,2	1,035	0,471
	2600	7,2	276,7	33803,3	10,1	1,009	0,458
	3000	8,3	264,6	32330,8	13,5	0,965	0,438
	3200	8,9	252,6	30857,3	15,3	0,921	0,418
2	1000	8,1	258,0	10845,0	12,6	0,323	0,147
	1800	14,5	280,8	11804,6	40,9	0,351	0,160
	2200	17,8	284,0	11940,5	61,1	0,355	0,161
	2600	21,0	276,7	11632,9	85,4	0,345	0,157
	3000	24,2	264,6	11126,2	113,6	0,329	0,149
	3200	25,8	252,6	10619,1	129,3	0,313	0,142

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8
3	1000	14,2	258,0	6176,3	38,9	0,183	0,083
	1800	25,5	280,8	6722,8	126,1	0,197	0,090
	2200	31,2	284,0	6800,2	188,4	0,197	0,090
	2600	36,8	276,7	6625,0	263,2	0,190	0,086
	3000	42,5	264,6	6336,4	350,4	0,179	0,081
	3200	45,3	252,6	6047,6	398,6	0,169	0,077
4	1000	25,0	258,0	3501,5	121,1	0,101	0,046
	1800	45,0	280,8	3811,3	392,4	0,102	0,046
	2200	55,0	284,0	3855,2	586,2	0,098	0,044
	2600	65,0	276,7	3755,9	818,8	0,088	0,040
	3000	75,0	264,6	3592,3	1090,1	0,075	0,034
	3200	80,0	252,6	3428,6	1240,3	0,065	0,030

Аналізуючи показники табл. 2.3, видно, що рух повністю завантаженого удосконаленого автомобіля MAN TGS по стерні можливий на 1, 2 і 3-ій передачах в усьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна із швидкістю від 2,8 до 45,3 км/год.

2.3. Розрахунок паливної економічності автомобіля

Одним з основних показників, за яким оцінюється паливна економічність автомобіля, є витрата палива на 100 км шляху Q_s [27]. Проведемо розрахунок економічної характеристики серійного автомобіля MAN TGS при рівномірному русі з повним завантаженням на 1 і 2-ій передачах у заданих дорожніх умовах (ψ=0,06). Витрата палива на 100 км пройденого шляху становить

$$Q_{si} = \frac{g_{ei} \cdot N_{ei}}{10 \cdot \rho_n \cdot V_{zi}}, \qquad (2.8)$$

де N_{ei} – потужність двигуна, яка необхідна для руху автомобіля в заданих дорожніх умовах, кВт;

g_{ei} – питома витрата палива, що відповідає заданому режиму роботи двигуна, г/кВт год;

$\rho_п$ – питома вага палива (для бензину $\rho_п$ = 0,725 кг/л [10]);

V_{zi} – швидкість руху автомобіля, км/год.

Потужність, яка необхідна для руху автомобіля на даній швидкості у заданих дорожніх умовах визначається за формулою

$$N_{ei} = \frac{V_{zi}}{3600 \cdot \eta_{mp}} (G_a \cdot \psi + P_{wzi}), \qquad (2.9)$$

де V_{zi} – швидкість руху автомобіля на різних швидкісних режимах роботи двигуна на відповідних передачах, км/год;

ψ – приведений коефіцієнт дорожнього опору, який дорівнює 0,06;

P_{wzi} – сила опору навколишнього середовища для різних швидкостей руху автомобіля на відповідних передачах, Н.

Тоді, потужність, яка необхідна для руху повністю завантаженого автомобіля в заданих дорожніх умовах на 1-ій передачі рівна

N_{e1000}=(3,9/3600·0,9)(73704·0,06 + 3,0) = 5,39 кВт;

N_{e1800}=(7,1/3600·0,9)(73704·0,06 + 9,8) = 9,71 кВт;

N_{e2200}=(8,7/3600·0,9)(73704·0,06 + 14,6) = 11,88 кВт;

N_{e2600}=(10,3/3600·0,9)(73704·0,06 + 20,4) = 14,06 кВт;

N_{e3000}=(11,8/3600·0,9)(73704·0,06 + 27,1) = 16,25 кВт;

N_{e3200}=(12,6/3600·0,9)(73704·0,06 + 30,9) = 17,35 кВт.

Аналогічно розраховуємо N_{ei} для 2-ої передачі. Результати розрахунків заносимо в табл. 2.4.

Питома витрата палива, яка відповідає і-ому режиму роботи двигуна

$$g_{ei} = k_n \cdot k_N \cdot g_{ен}, \qquad (2.10)$$

де k_n – коефіцієнт, який враховує вплив на питому витрату палива швидкісного режиму двигуна і визначається з рис. 2.3а [27] із врахуванням відношення $n_{ді}/n_н$;

$n_{ді}$, $n_н$ – проміжна і номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{1};

k_N – коефіцієнт, що визначає вплив на питому витрату палива навантажувального режиму роботи двигуна, визначається з рис. 2.3б із врахуванням відношення $N_{ei}/N_{ei(зовн)}$ [27];

N_{ei}, $N_{ei(зовн)}$– потужність, яка необхідна для подолання опорів руху автомобіля з даною швидкістю і потужність двигуна за зовнішньою характеристикою на тій же частоті обертання колінчастого вала.

Таблиця 2.4 - Показники економічної характеристики серійного автомобіля

Передача	ψ	V, км/год	$n_д$, об/хв	$n_{дi}/n_н$	k_n	N_e, кВт	$N_{ei}/N_{ei(зов)}$	k_N	g_e, г/кВтгод	Q_s, л/100
I	0,06	3,94	1000	0,3125	1,055	5,39	0,20	2,00	707,57	133,3
		7,10	1800	0,5625	0,966	9,71	0,18	2,05	665,34	125,5
		8,68	2200	0,6875	0,948	11,88	0,18	2,06	655,03	123,7
		10,25	2600	0,8125	0,951	14,06	0,19	2,04	651,40	123,2
		11,83	3000	0,9375	0,977	16,25	0,20	2,01	659,63	124,9
		12,62	3200	1	1,000	17,35	0,21	1,98	664,62	126,0
II	0,06	11,46	1000	0,3125	1,055	15,73	0,58	1,17	414,39	78,46
		20,63	1800	0,5625	0,966	28,68	0,54	1,23	398,97	76,51
		25,21	2200	0,6875	0,948	35,37	0,54	1,23	392,19	75,89
		29,80	2600	0,8125	0,951	42,25	0,56	1,20	383,44	75,00
		34,38	3000	0,9375	0,977	49,36	0,59	1,16	378,80	75,01
		36,67	3200	1	1,000	53,01	0,63	1,12	373,79	74,52
III	0,06	36,2	1800	0,5625	0,966	52,28	0,99	0,98	318,30	63,37

Визначимо питому витрату палива на 1-ій передачі

$$g_{e1000}=1,055\cdot2,00\cdot335 = 707,6 \text{ г/кВт год};$$

$$g_{e1800}=0,966\cdot2,05\cdot335 = 665,3 \text{ г/кВт год};$$

$$g_{e2200}=0,948\cdot2,06\cdot335 = 655,0 \text{ г/кВт год};$$

$$g_{e2600}=0,951\cdot2,04\cdot335 = 651,4 \text{ г/кВт год};$$

$$g_{e3000}=0,977\cdot2,01\cdot335 = 659,6 \text{ г/кВт год};$$

$$g_{e3200}=1,0\cdot1,98\cdot335 = 664,6 \text{ г/кВт год}.$$

Аналогічно розраховуємо g_{ei} для решта передач. Отримані дані заносимо в табл. 2.4.

Із отриманих значень V, N_{ei}, g_{ei} можна визначити витрату палива в літрах на 100 км пройденого шляху для різних швидкостей руху за формулою (2.8).

$$Q_{s1000} = 707,6 \cdot 5,39/10 \cdot 0,725 \cdot 3,9 = 133,3 \text{ л/100 км};$$

$$Q_{s1800} = 665,3 \cdot 9,71/10 \cdot 0,725 \cdot 7,1 = 125,5 \text{ л/100 км};$$

$$Q_{s2200} = 655,0 \cdot 11,88/10 \cdot 0,725 \cdot 8,7 = 123,7 \text{ л/100 км};$$

$$Q_{s2600} = 651,4 \cdot 14,06/10 \cdot 0,725 \cdot 10,3 = 123,2 \text{ л/100 км};$$

$$Q_{s3000} = 659,6 \cdot 16,25/10 \cdot 0,725 \cdot 11,8 = 124,9 \text{ л/100 км};$$

$$Q_{s3200} = 664,6 \cdot 17,35/10 \cdot 0,725 \cdot 12,6 = 126,0 \text{ л/100 км}.$$

Аналогічно розраховуєм Q_{si} для решта передач. Отримані результати записуєм в табл. 2.4.

Користуючись формулами (2.9)–(2.11) проведемо розрахунок показників економічної характеристики для модернізованого автомобіля (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 - Показники економічної характеристики удосконаленого автомобіля

Передача	ψ	V, км/год	$n_д$, об/хв	$n_{дi}/n_н$	k_n	N_e, кВт	$N_{ei}/N_{ei(зов)}$	k_N	g_e, г/кВтгод	Q_s, л/100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	0,06	2,78	1000	0,3125	1,055	3,79	0,14	2,22	786,22	148,06
		5,00	1800	0,5625	0,966	6,83	0,13	2,28	736,98	138,90
		6,11	2200	0,6875	0,948	8,35	0,13	2,28	725,37	136,78
		7,22	2600	0,8125	0,951	9,88	0,13	2,27	722,26	136,28
		8,33	3000	0,9375	0,977	11,41	0,14	2,24	732,90	138,40
		8,89	3200	1	1,000	12,17	0,14	2,21	740,00	139,80
II	0,06	8,07	1000	0,3125	1,055	11,05	0,41	1,48	522,97	98,74
		14,53	1800	0,5625	0,966	20,01	0,38	1,55	500,41	95,08
		17,76	2200	0,6875	0,948	24,57	0,38	1,55	492,89	94,07
		20,98	2600	0,8125	0,951	29,19	0,39	1,53	486,01	93,26
		24,21	3000	0,9375	0,977	33,90	0,41	1,48	485,26	93,70
		25,83	3200	1	1,000	36,28	0,43	1,44	481,94	93,38

Продовження таблиці 2.5

III	0,06	14,2	1000	0,3125	1,055	19,51	0,72	1,02	360,48	68,46
		25,5	1800	0,5625	0,966	35,81	0,68	1,06	343,58	66,53
		31,2	2200	0,6875	0,948	44,37	0,68	1,06	336,71	66,09
		36,8	2600	0,8125	0,951	53,28	0,71	1,03	329,07	65,64
		42,5	3000	0,9375	0,977	62,62	0,75	1,00	325,95	66,22
		45,3	3200	1	1,000	67,47	0,80	0,97	323,53	66,40

Проведемо аналіз показників економічності серійного і удосконаленого автомобілів. Рух серійного повністю завантаженого автомобіля, як було вже сказано, можливий лише на 1 і 2-ій передачах в діапазоні швидкостей 3,9–36,7 км/год з шляховою витратою палива 133,3–74,5 л/100 км.

Повністю завантажений модернізований автомобіль може рухатись по стерні на 1, 2 і 3-ій передачах в діапазоні швидкостей 2,8–45,3 км/год з шляховою витратою 98,7–66,4 л/100 км. Як видно, діапазон швидкостей руху дещо розширився, а витрата палива зменшилась на 26%.

2.3.3. Продуктивність транспортного засобу

Продуктивність транспортного засобу виражається кількістю перевезеного вантажу (в тоннах) або роботою (в тонно-кілометрах), виконаною за одиницю часу. Продуктивність в тоннах перевезеного вантажу залежить від номінальної вантажопідйомності $Q_н$, коефіцієнта використання вантажопідйомності $k_{в.п}$ автомобіля та кількості рейсів $n_р$ виконаних за зміну [19].

Змінна продуктивність транспортного засобу визначається за формулою

$$W_{зм} = Q_н \cdot k_{в.п} \cdot n_р. \qquad (2.11)$$

Кількість рейсів, виконаних автомобілем за зміну при перевезенні зерна знаходимо з виразу

$$n_p = \frac{T_{зм} \cdot \alpha_n \cdot V_m}{l_г + t_{п.р} \cdot \alpha_n \cdot V_m}, \quad (2.12)$$

де $T_{зм}$ – час зміни (приймаємо $T_{зм}$=10 год);

α_n – коефіцієнт використання пробігу автомобіля;

$t_{п.р}$ – середня тривалість навантаження і розвантаження автомобіля, год;

V_m – середня технічна швидкість руху автомобіля, км/год;

$l_г$ – віддаль перевезень, км.

Середня тривалість навантаження і розвантаження автомобіля визначається з виразу

$$t_{п.р} = \frac{t_{зав} + t_{розв}}{60}. \quad (2.13)$$

Підставивши значення у вираз (2.13), отримаємо:

$$t_{п.р} = \frac{3 + 3{,}6}{60} = 0{,}11 \text{ год.}$$

Кількість рейсів за виразом (2.12) становитиме

$$n_p = \frac{10 \cdot 0{,}5 \cdot 35}{5 + 0{,}11 \cdot 0{,}5 \cdot 35} = 25{,}3.$$

Приймаємо n_p=26 рейсів.

Коефіцієнта використання вантажопідйомності автомобіля

$$k_{в.п} = \frac{G_б \cdot n_б}{Q_н}, \quad (2.14)$$

де $G_б$ – маса зерна у бункері комбайна, т;

$n_б$ – кількість бункерів комбайна, які можна завантажити на один автомобіль;

$Q_н$ – номінальна вантажопідйомність автомобіля, т.

Після підстановки отримуємо:

$$k_{в.п} = \frac{2{,}1 \cdot 1}{4} = 0{,}52.$$

За виразом (2.11) значення змінної продуктивності становить

$$W_{зм} = 4 \cdot 0{,}52 \cdot 26 = 54 \text{ т.}$$

Витрата палива одного автомобіля за зміну $G_{п.зм}$ визначаємо з виразу

$$G_{п.зм} = \frac{q_{км_1}}{100} \cdot \left(\frac{l_г}{\alpha_п} \cdot n_р + 2 \cdot l_{пз} \right) + \frac{q_{км_2}}{100} \cdot l_{зав} \times$$

$$\times n_р + \frac{q_{т \cdot км}}{100} \cdot n_р \cdot W^р_{т \cdot км} + 0{,}25 \cdot n_р , \qquad (2.15)$$

де $q_{км\ 1}$ – витрата палива на 100 км пробігу для автомобіля даної марки (за проведеними розрахунками $q_{км\ 1}$= 74,5 л/100 км;

$q_{км\ 2}$ – витрата палива на 100 км пробігу, яка враховує тип дороги (за [17] для польової дороги $q_{км\ 2}$=1,2* $q_{км\ 1}$=1,2*74,5=89,4 л/100 км);

$q_{т\ км}$ – норма витрати палива на 100 т·км (для автомобілів, що виконують роботу, яка облікується в тонно-кілометрах, крім лінійної витрати $q_{т\ км}$ на кожні 100 т·км за [17] приймається додаткова витрата – для бензинових двигунів $q_{т\ км}$=2 л);

$W^р_{т \cdot км}$ - рейсова продуктивність автомобіля, т·км;

$l_{пз}$ – віддаль від гаражу до місця завантаження (за даними господарства $l_{пз}$=2 км);

$l_{зав}$ – шлях, що проходить автомобіль під час завантаження, км;

0,25 – витрата палива автомобілем-самоскидом в пунктах розвантаження, л.

Рейсова продуктивність автомобіля рівна

$$W^р_{т \cdot км} = Q_н \cdot k_{в.п} \cdot l_г . \qquad (2.16)$$

Після підстановки отримуємо:

$$W^р_{т \cdot км} = 4 \cdot 0{,}52 \cdot 5 = 10{,}4 \text{ т·км.}$$

Після підстановки значень у вираз (2.15) отримуємо:

$$G_{п.зм} = \frac{74{,}5}{100} \cdot \left(\frac{5}{0{,}5} \cdot 26 + 2 \cdot 2 \right) + \frac{89{,}4}{100} \cdot 0{,}15 \times$$

$$\times 26 + \frac{2}{100} \cdot 26 \cdot 10{,}4 + 0{,}25 \cdot 26 = 212 \text{ л/зм.}$$

Застосування у збиральному комплексі транспортних засобів – удосконаленого автомобіля MAN TGS дозволить збільшити середню технічну швидкість до 45 км/год.

На підставі цього, за попередньо наведеною методикою здійснюємо перерахунок показників процесу перевезення зерна озимої пшениці запропонованим автомобілем.

Час їздки удосконаленого автомобіля визначаємо з виразу:)

$$t_{їзд} = \frac{62,5 \cdot 5}{45 \cdot 0,5} = 13,8 \text{ хв.}$$

А час одного циклу автомобіля становить:

$$T_{ц.а} = 3 + 13,8 + 4,5 + 2 = 24,9 \text{ хв.}$$

Кількість рейсів за зміну визначаємо з виразу (2.12)

$$n_p = \frac{10 \cdot 0,5 \cdot 45}{5 + 0,11 \cdot 0,5 \cdot 45} = 30,1.$$

Приймаємо 31 рейс.

Циклограма руху автомобіля за серійного та запропонованого автомобіля зображена на рис. 2.1.

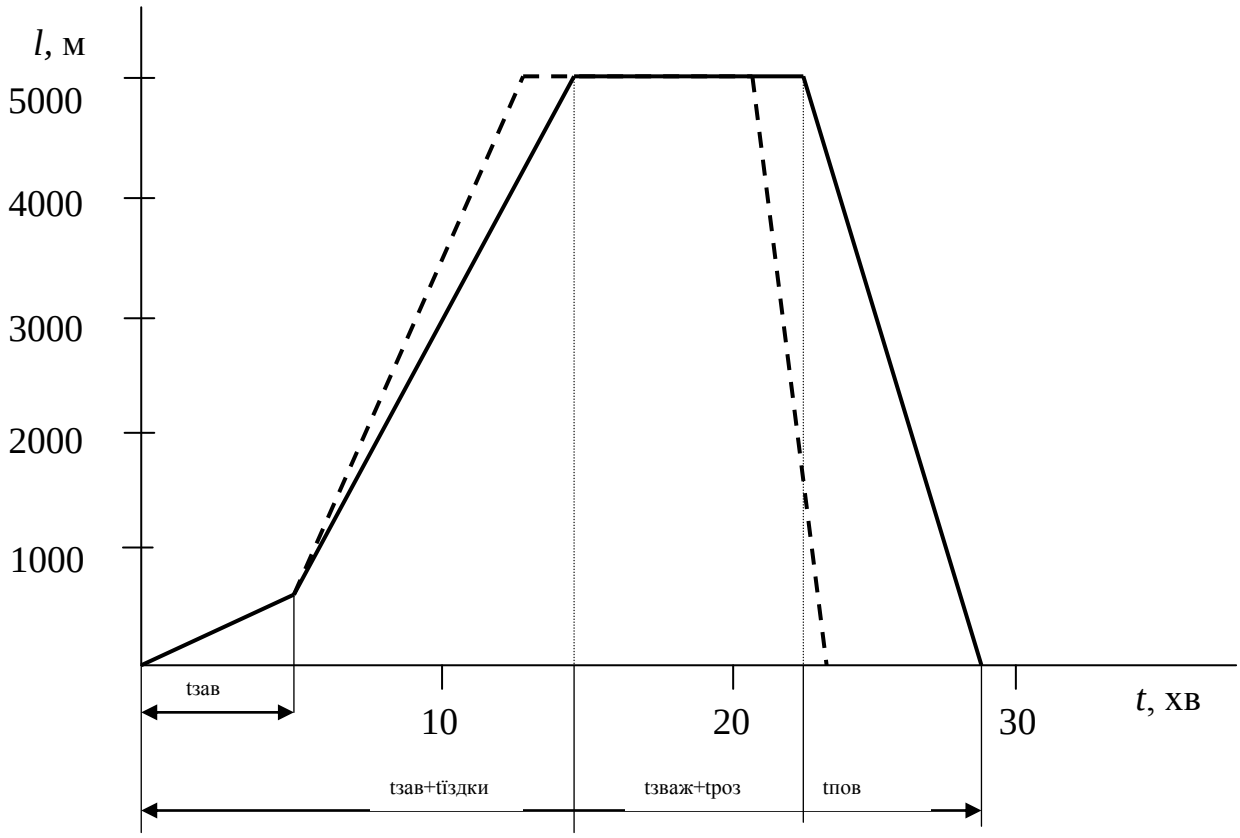


Рисунок 2.1 - Циклограма руху серійного та удосконаленого автомобіля.

З виразу (2.11) змінна продуктивність автомобіля

$$W_{зм} = 4 \cdot 0{,}52 \cdot 31 = 64{,}5 \text{ т.}$$

Змінна витрата палива за виразом (2.12)

$$G_{п.зм} = \frac{66{,}4}{100} \cdot \left(\frac{5}{0{,}5} \cdot 31 + 2 \cdot 2 \right) + \frac{79{,}7}{100} \cdot 0{,}15 \times$$

$$\times 31 + \frac{2}{100} \cdot 31 \cdot 10{,}4 + 0{,}25 \cdot 31 = 226 \text{ л/зм.}$$

Витрата палива за зміну (кг) під час перевезення зерна з використанням серійного та удосконаленого автомобіля визначається з виразу

$$G^{!}_{п.зм} = G_{п.зм} \cdot \gamma_п; \quad (2.17)$$

$$G^{!}_{п.зм.запр} = G_{п.зм.запр} \cdot \gamma_п, \quad (2.18)$$

де $G^{!}_{п.зм}, G_{п.зм.запр}$ - змінна витрата з використанням серійного та удосконаленого автомобіля, л/зм;

$\gamma_п$ – питома вага палива (бензину) (за [10] $\gamma_п$=0,725 кг/л).

Після підстановки отримуємо:

$$G^{!}_{п.зм} = 212 \cdot 0{,}725 = 153{,}7 \text{ кг/зм;}$$

$$G^{!}_{п.зм.запр} = 226 \cdot 0{,}725 = 163{,}8 \text{ кг/зм.}$$

Продуктивність транспортного засобу в т·км за зміну під час перевезення зерна за попередньої та планової урожайності визначаємо з виразів

$$W^{зм}_{т \cdot км} = W^{г}_{т \cdot км} \cdot T_{зм}; \quad (2.19)$$

$$W^{зм}_{т \cdot км.запр} = W^{г}_{т \cdot км.запр} \cdot T_{зм}, \quad (2.20)$$

де $W^{г}_{т \cdot км}$, $W^{г}_{т \cdot км.запр}$ - годинна (технічна) продуктивність, відповідно для серійного та запроектованого автомобілів, т·км/год.

Годинна (технічна) продуктивність розраховується за формулами

$$W^{г}_{т \cdot км} = W^{р}_{т \cdot км} \cdot \frac{60}{t_{ц.а}}; \quad (2.21)$$

$$W^{г}_{т\cdot км.запр} = W^{р}_{т\cdot км.запр} \cdot \frac{60}{t_{ц.а.запр}}, \qquad (2.22)$$

де $W^{р}_{т\cdot км}$, $W^{р}_{т\cdot км.запр}$ – рейсова продуктивність, відповідно з використанням серійного та удосконаленого автомобіля, т·км;

$t_{ц.а}$, $t_{ц.а.запр}$ – час циклу автомобіля, відповідно з використанням серійного та удосконаленого автомобіля, хв.

Підставивши значення у вирази (2.33) і (2.34), отримаємо:

$$W^{г}_{т\cdot км} = 10{,}4 \cdot \frac{60}{28{,}9} = 21{,}5 \text{ т·км/год;}$$

$$W^{г}_{т\cdot км.запр} = 10{,}4 \cdot \frac{60}{24{,}9} = 25{,}1 \text{ т·км/год.}$$

В загальному змінна продуктивність автомобіля для двох випадків використання становитиме

$$W^{зм}_{т\cdot км} = 21{,}5 \cdot 10 = 215 \text{ т·км/зм;}$$

$$W^{зм}_{т\cdot км.запр} = 25{,}1 \cdot 10 = 251 \text{ т·км/зм.}$$

Для покращення показників продуктивності транспортних засобів необхідно покращити їх експлуатаційні властивості (збільшення швидкості, покращення гальмівних властивостей, стійкості та керованості) [8].

Висновки

Рух повністю завантаженого автомобіля MAN TGS по стерні під час транспортування зерна можливий на 1 і 2-ій передачах на всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна (поступальна швидкість руху 3,9–36,7 км/год) і на 3-ій передачі при частоті обертання 1800 об/хв, що відповідає швидкості руху 36,2 км/год з шляховою витратою палива 133,3–74,5 л/100 км.

3. Рух повністю завантаженого автомобіля MAN TGS, обладнаного понижувальним редуктором, по стерні можливий на 1, 2 і 3-ій передачах в усьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна із швидкістю від 2,8 до 45,3 км/год з шляховою витратою 98,7–66,4 л/100 км. Діапазон швидкостей руху дещо розширюється, а витрата палива зменшується на 26%.

3 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА

3.1. Конструкція і принцип роботи планетарного редуктора

Планетарний редуктор (лист графічної частини проекту) має блокувальний фрикціон (3, 14, 17, 18, 19) і гальмо 6 барабана сонячної шестерні.

Планетарний редуктор забезпечує при затягнутому гальмі 6 і виключеному блокувальному фрикціоні збільшену величину крутного моменту, що передається від вторинного вала коробки передач до головної передачі заднього моста.

До планетарного редуктора відносяться епіциклічне (корончасте) колесо 5, три сателіти 4, водило 24 сателітів, сонячна шестерня 17 і деталі кріплення планетарного редуктора [23].

Епіцеклічне колесо 5 встановлене на двох кулькових підшипниках, напресованих на маточину водила і болтами і болтами 45 з'єднане з фланцем-кришкою 7 карданного вала. Внутрішні зуби епіцеклічного колеса знаходяться у зачепленні із сателітами. Отвори в диску колеса дозволяють перевіряти зачеплення зубів колеса із зубами сателітів і забезпечувати прохід оливи до шестерень.

Заодно з епіцеклічним колесом виконаний оливовідбивач. По зовнішньому діаметру маточини колеса проточені три канавки під ущільнюючі чавунні кільця 41.

Сателіти 4 знаходяться в зачепленні з епіцеклічною і сонячною шестернями і розміщені у вікнах водила 24 на осях 25. Кожний сателіт обертається на двох кулькових підшипниках.

Водило 24 встановлене на шліцах вихідного вала 8 редуктора і через внутрішні кільця кулькових підшипників 37 закріплене на ньому гайкою 27. Водило виготовлене заодно з барабаном блокувального фрикціона. З зовнішнього боку барабана водило болтами 43 приєднана зовнішня кришка 29 редуктора.

Сонячна шестерня 17 виготовлена заодно з внутрішнім барабаном блокувального фрикціона і барабаном гальма, монтується на двох кулькових підшип-

никах 37 на вихідному валу 8. Між внутрішніми кільцями встановлена розпірна 23 втулка, а між упорним кільцем 12, під ущільнюючі кільця 39, і розпірною втулкою 14 знаходиться регулювальне кільце 13.

Для заправлення оливи в планетарний редуктор в кришці 29 є чотири отвори, закриті пробками 33. Кожен з отворів при певних положеннях барабана може служити для контролю рівня оливи чи її зливу.

Для герметичності редуктора передбачено три ущільнюючі кільця 41 не маточині епіциклічного колеса, два ущільнюючі кільця 40 на маточині сонячної шестерні, оливовідбивач епіциклічного колеса і ущільнюючі прокладки між корпусами. Під час роботи планетарного механізму олива розбризкується і попадає на всі тертьові поверхні редуктора.

Планетарний редуктор закріплений на вихідному валі гайкою 27, яка штифтується. Зусилля затяжки гайки сприймається буртом вихідного вала.

Блокувальний фрикціон забезпечує з’єднання сонячної шестерні з водилом сателітів при включенні прямого приводу від вторинного вала коробки до заднього моста і відключення сонячної шестерні від водила для одержання сповільненої передачі. Він складається з зовнішнього барабана водила 24, внутрішнього барабана сонячної шестерні 17. Між ними знаходиться пакет дисків тертя 3 і 18, що стискається пружинами 21 через стержні 20 натискним диском 19. Інші кінці стержнів зв’язані з відтискним диском 2. Стискаючись, диски забезпечують блокування сонячної шестерні з водилом.

До механізму виключення фрикціона належать рухома чашка 1, нерухома 11 і три кульки 36. Рухома чашка 1 впресована у внутрішнє кільце кулькового підшипника, зовнішнє кільце якого знаходиться у відтискному диску. Чашка виконана разом з поводком, в який впресований і приварений палець для з’єднання із штоком пневмокамери. В приклепаному до рухомої чашки кільці вифрезувані три лунки змінної глибини під кульки виключення 36. Нерухома чашка 11 кріпиться до поперечної балки рами автомобіля. В ній також є три лунки змінної глибини. В зібраному механізмі виключення лунки рухомої і нерухомої чашок розміщені одна проти одної і спрямовані в протилежні сторони. В

лунках розміщені кульки 36 виключення. При включеному блокувальному фрикціоні між кульками і лунками повинен бути осьовий зазор 1,2...1,5 мм, який забезпечується регулювальним кільцем 13, а хід пальця повідка виключення чашки 1 має бути в межах 20–24 мм.

Наявність зазору між кульками і лунками забезпечує надійне стискання дисків, тобто повноту включення блокувального фрикціона і відсутність пробуксовування дисків.

Повне виключення блокувального фрикціона забезпечується ходом натискного диска в межах 4,0...4,5 мм.

Гальмо 6 служить для включення сповільненої передачі в планетарному механізмі шляхом зупинки сонячної шестерні.

Працює планетарний редуктор наступним чином. При включеному блокувальному фрикціоні і відпущеній стрічці гальма сонячної шестерні планетарний механізм разом з вихідним валом 8 обертається як одне ціле, тому оберти вхідного вала (вторинного вала коробки передач) і вихідного (з'єднаного з хвостовиком головної передачі) рівні (передатне число планетарного редуктора рівне одиниці). Коли на шляху автомобіля зустрічається ділянка з великим опором коченню, або виникає потреба рушати з місця на такій ділянці, необхідно включити понижену передачу. Для цього водій, не змінюючи режиму роботи двигуна, тобто не міняючи положення дросельної заслінки натискає кнопку управління механізмом переключення передач редуктора. Спрацьовують електропневматичні клапани. Стиснуте повітря з ресивера по трубопроводах поступає до пневмокамер. Шток однієї з пневмокамер через палець повертає на певний кут повідок рухомої чашки 1 і через механізм виключення зміщує натискний диск, між ними появляється зазор і фрикціон виключається. Одночасно шток другої пневмокамери діє на двоплечий важіль гальма і затягує гальмівну стрічку 6, зупиняючи сонячну шестерню. Це відповідає включенню сповільненої передачі планетарного редуктора, оскільки сонячна шестерня стає нерухомою і сателіти, оббігаючи навколо неї під дією епіциклічної шестерні, захоплюють за собою водило, яке буде обертатись в 1,42 рази повільніше епіцикліч-

ної шестерні. Тягове зусилля збільшується і автомобіль долає важкопрохідну ділянку.

При переході на нормальний режим необхідно перевести важілець на рукоятці переключення передач назад і кнопка розімкне коло живлення електропневматичних клапанів, які перекриють подачу стиснутого повітря до пневмокамер і з'єднають їх з атмосферою. Зусилля на штоках зникнуть, під дією натискних пружин замкнеться фрикціон, а відтяжні пружини повернуть у вихідне положення діафрагми, повідок (рухому чашку) і гальмівну стрічку. Планетарний редуктор почне обертатись як одне ціле з вихідним валом.

3.2. Розрахунок на міцність складових планетарного редуктора

3.2.1. Розрахунок планетарної передачі

Проведемо розрахунок планетарної передачі. Вихідні дані: крутний момент Т=1766 Нм, частота обертання $n_в$=2200 об/хв, передаточне число і=1,42. Навантаження близьке до постійного, строк роботи довготривалий.

Приймаємо число сателітів С=3 і визначаємо число зубів. Вибираємо z_a=31 і визначаємо число зубів на колесі за формулою:

$$z_в = (i + 1)\, z_a, \tag{3.1}$$

де і – передатне число;

z_a – кількість зубів на колесі.

Підставивши дані у формулу (3.1), отримаємо

$$z_в = (1{,}42 + 1)\, 31 = 75{,}02.$$

Приймаємо $z_в$ = 75 за умовою симетричного розміщення сателітів. За умовою співвісності визначаємо кількість зубів сателіта

$$z_д = \frac{z_в - z_a}{2} = \frac{75 - 31}{2} = 22. \tag{3.2}$$

За умовою сусідства

$$(z_a + z_д)\sin\left(\pi / c\right) > (z_д + 2) \tag{3.3}$$

$$(31+22)\sin\left(\pi/3\right) > (22+2)$$

45,9 > 24, умова виконується.

Дійсне передатне число дорівнює

$$i = \frac{z_в}{z_a} - 1 = \frac{75}{31} - 1 = 1{,}419 \approx 1{,}42.$$

Визначаємо розміри коліс пари в-д за дотичним напруженням міцності. Вибираємо прямозубе зачеплення, матеріал сталь 45 при середній твердості для колеса в 280 НВ, а для сателіта д сталь 45 при середній твердості для колеса в 280 НВ, а для сателіта д – 250 НВ (табл. 8.9 [3]). Діаметр

$$d_в = 1{,}35\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_н]^2 \psi_{вд}} \frac{K_c}{C}\left(\frac{u \pm 1}{u}\right)}, \qquad (3.5)$$

де $E_{пр}$ – приведений модуль пружності;

T_1 – крутний момент, Нмм;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження по дотичному напруженні;

K_c – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами;

u – передатне число, знак “+” для зовнішнього зачеплення, а “-“ – для внутрішнього;

$\psi_{вд}$ – коефіцієнт ширини колеса;

С – число сателітів;

$[\sigma_н]$ – допустиме напруження, Н/мм^2.

В конструкції передбачаємо плаваючим центральне колесо і приймаємо K_c = 1,1. Для розглядуваної пари в формулі (3.5)

$$u = \frac{z_в}{z_д} = \frac{75}{22} = 3{,}4.$$

Приймаємо $\psi_{вд}$ = 0,11 [24].

Визначаємо допустимі дотичні напруження

$$[\sigma_н] = \frac{\sigma_{но}}{S_н} K_{HL}, \qquad (3.7)$$

де $S_н$ – коефіцієнт безпеки, $S_н$ = 1,1 (табл. 8.9 [15]);

$К_{HL}$ – коефіцієнт довговічності;

$\sigma_{но}$ – межа міцності, Н/мм^2, з таблиці [3] для матеріалу сателіта, як менш міцного, одержимо

$$\sigma_{но} = 2\ НВ + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570\ Н/мм^2;$$

$К_{HL} = 1$ – довгопрацююча передача, для якої $N_{HE} > N_{HG}$ [24].

Підставивши значення у формулу (3.7), одержимо

$$[\sigma_н] = \frac{570}{1{,}1} 1{,}0 = 520\ Н/мм^2.$$

З графіка залежності $К_{Hβ}$ від $\psi_{вд}$ [24] $К_{Hβ} = 1{,}02$.

Підставляємо дані у формулу (3.5):

$$d_в = 1{,}35 \sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 1766 \cdot 10^3 1{,}01}{520^2 0{,}11} \frac{1{,}1}{3} \left(\frac{3{,}4 - 1}{3{,}4} \right)} = 207\ мм.$$

Звідси отримаємо

$$в_w = d_в \cdot \psi_{вд} = 207 \cdot 0{,}11 = 24\ мм. \qquad (3.9)$$

$$m = \frac{d_в}{z_в} = \frac{207}{75} = 2{,}76. \qquad (3.10)$$

З таблиці ряду модулів приймаємо m = 3. Уточнюємо:

$$d_в = 75 \cdot 3 = 225\ мм;$$

$$d_д = 22 \cdot 3 = 66\ мм;$$

$$d_a = 31 \cdot 3 = 93\ мм.$$

Виконаємо перевірочний розрахунок на втомлюваність по дотичним напруженням при $\alpha_w = \alpha = 20^o$.

$$\sigma_H = 1{,}18 \sqrt{\frac{E_{пр} T_1 K_H}{d_{w_1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \le [\sigma_н], \qquad (3.11)$$

де $К_H$ – коефіцієнт концентрації навантаження на міцність;

d_{w1} – діаметр шестерні, мм;

b_w – ширина шестерні, мм.

Колова швидкість становить

$$V = \frac{\pi d_a n_a}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 225 \cdot 10^{-3} \cdot 2200}{60} = 25{,}9 \text{ м/с}. \quad (3.12)$$

З таблиці [25] встановлюємо 7-у степінь точності, для якої визначаємо коефіцієнт $К_{HV} = 1{,}04$.

$$\text{Звідси } К_H = К_{H\beta} \cdot К_{HV} = 1{,}02 \cdot 1{,}04 = 1{,}06. \quad (3.13)$$

З формули (3.11) з врахуванням $К_C$ і С одержимо

$$\sigma_H = 1{,}18\sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 1766 \cdot 10^3 1{,}06 \cdot 1{,}1}{225^2 \cdot 24 \cdot 0{,}6428 \cdot 3}\left(\frac{3{,}4-1}{3{,}4}\right)} = 425 \le [\sigma_н] = 520 \text{ Н/мм}^2.$$

Виконаємо перевірочний розрахунок за напруженнями згину. Розрахуємо зуби сателіта, оскільки вони підлягають знакоперемінним напруженням.

$$\sigma_F = \frac{Y_F F_t K_F}{b_w m} \le [\sigma_F], \quad (3.14)$$

де $[\sigma_F]$ – допустиме напруження згину, Н/мм^2;

$К_F$ – коефіцієнт розрахункового навантаження;

Y_F – коефіцієнт форми зуба;

F_t – колова сила, Н.

Допустиме напруження згину визначаємо за формулою:

$$[\sigma_F]_{max} = 2{,}74 \text{ НВ} = 2{,}74 \cdot 250 = 685 \text{ Н/мм}^2. \quad (3.15)$$

Коефіцієнт розрахункового навантаження

$$К_F = К_{F\beta} \cdot К_{FV}, \quad (3.16)$$

де $К_{F\beta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження за дотичним напруженням згину, з [21] $К_{F\beta} = 1{,}05$;

$К_{FV}$ – коефіцієнт динамічного навантаження за згинаючим напруженням згину, з [21] $К_{FV} = 1{,}08$.

Підставивши отримані значення у формулу (3.16), одержимо

$$К_F = 1{,}05 \cdot 1{,}08 = 1{,}13.$$

Коефіцієнт форми зуба визначаємо з [15]. При х=0, $Y_F = 3{,}6$.

Колову силу F_t розраховуємо за формулою:

$$F_t = \frac{2T_1 K_c}{dC} = \frac{2 \cdot 1766 \cdot 10^3 \cdot 1{,}1}{225 \cdot 3} = 8174 \text{ Н}. \quad (3.17)$$

Підставивши в формулу (3.14) значення визначимо:

$$\sigma_F = \frac{3{,}6 \cdot 8174 \cdot 1{,}13}{24{,}3 \cdot 3} = 482 \le [\sigma_F] = 685 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова міцності виконується.

3.2.2. Розрахунок вала

Розрахунок вала проводимо за напруженням кручення

$$\tau = \frac{T}{W_д} \le [\tau], \quad (3.18)$$

де Т – крутний момент, що передається через вал, Н/м;

$W_д$ – полярний момент опору, мм^3.

$$T = T_1 \cdot i, \quad (3.19)$$

де T_1 – крутний момент коробки передач, Н/м;

i – передатне число планетарного редуктора.

$$T = 1766 \cdot 1{,}42 = 2508 \text{ Н/м}.$$

Для вала з суцільним перерізом момент опору рівний

$$W_д = \frac{\pi d^3}{16}, \quad (3.20)$$

де d – діаметр вала в небезпечному перерізі, мм.

Звідси

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \le [\tau]. \quad (3.21)$$

Визначаємо діаметр вала в небезпечному перерізі

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}},$$

де [τ] – допустиме напруження, Н/мм^2.

Вибираємо леговану сталь 45Х з термообробкою. Допустиме напруження [τ] = 140 МПа [3].

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2508 \cdot 10^3}{3{,}14 \cdot 140}} = 45{,}02 \text{ мм}.$$

Приймаємо d = 45 мм.

3.2.3. Розрахунок фрикційної муфти

Вихідні дані: крутний момент $M_к$ = 1766 Нм, частота обертання вала муфти 2200 об/хв, число поверхонь тертя i=13, коефіцієнт запасу зчеплення β = 1,2, зовнішній радіус поверхонь тертя R = 118 мм, внутрішній радіус поверхонь тертя r = 91 мм.

Середній радіус поверхонь тертя

$$r = \frac{R + r}{2} = \frac{118 + 91}{2} = 104{,}5 \text{ мм}. \quad (3.22)$$

Середня колова швидкість

$$V = \frac{\pi r_{cp} n}{30 \cdot 100} = \frac{3{,}14 \cdot 10{,}45 \cdot 2200}{30 \cdot 100} = 24{,}07 \text{ м/с}. \quad (3.23)$$

Необхідне зусилля стиску дисків

$$S = \frac{M_k \beta}{r_{cp} i f}, \quad (3.24)$$

де f – коефіцієнт тертя, для асбокаучуку по сталі f = 0,4...0,5;

i – число поверхонь тертя,

$$i = m + n + 1, \quad (3.25)$$

де m – число ведучих дисків;

n – число ведених дисків.

Звідси i = 7 + 7 – 1 = 13.

Підставивши значення у формулу (3.24) одержимо

$$S = \frac{1766 \cdot 1{,}22}{0{,}1045 \cdot 13 \cdot 0{,}45} = 3466{,}6 \text{ Н}.$$

Допустимий тиск на поверхні тертя

$$p = \frac{S}{\pi\left(R^2 - r^2\right)} \le [p], \tag{3.26}$$

де [р] – допустимий тиск на поверхні тертя, для асбокаучуку [р]=20 Н/см^2 [3].

$$p = \frac{3466{,}6}{3{,}14\left(11{,}8^2 - 9{,}1^2\right)} = 19{,}5 \le [p] = 20 \text{ Н/см}^2.$$

3.2.4. Розрахунок шліцевого з'єднання

Розрахунок шліцевого з'єднання проводимо за напруженням зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{M_{кмах}}{\psi F l r_{ср}} \le [\sigma_{зм}], \tag{3.27}$$

де $M_{кмах}$ – найбільший допустимий крутний момент, Нмм;

ψ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розташування зусиль по робочим поверхням зубів;

F – площа всіх бокових поверхонь зубів з однієї сторони на 1 мм довжини, мм^2.

$$F = 0{,}8 \text{ m } z_n, \tag{3.28}$$

де m – модуль;

z – число шліців,

$$F = 0{,}8 \cdot 2{,}0 \cdot 22 = 35{,}2 \text{ мм}^2,$$

$r_{ср}$ – середній радіус. мм,

$$r_{ср} = 0{,}5 \text{ d},$$

де d – ділильний діаметр, мм,

$$r_{ср} = 0{,}5 \cdot 41 = 20{,}5 \text{ мм},$$

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання бокових поверхонь зубів шліцевих з'єднань, $[\sigma_{зм}]$ = 6,0...10,0 Н/мм^2 [3].

Підставивши значення у формулу (3.27), отримаємо

$$\sigma_{зм} = \frac{250800}{0{,}8 \cdot 35{,}2 \cdot 52 \cdot 20{,}5} = 8{,}35 \le [\sigma_{зм}] = 10 \text{ Н/мм}^2.$$

Умова виконується.

Висновки

1. Аналіз роботи автомобіля MAN TGS в процесі транспортування зернових по стерні можливий лише на першій передачі, спроби включити другу закінчуються невдало через малий момент інерції та великий опір рухові. Покращення ефективності роботи автомобіля у важких дорожніх умовах можливе завдяки включенню в трансмісію додаткового редуктора.

2. Додатковий редуктор, що містить багатодисковий фрикціон та власне планетарний редуктор, дозволяє без розриву потоку потужності збільшити величину крутного моменту, що передається до головної передачі заднього моста в 1,42 рази.

3. Проведений розрахунок складових редуктора свідчить про достатній їх запас міцності.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз стану охорони праці в підприємстві

Одним з важливих завдань, що стоять перед інженерно-технічними працівниками – намагання зробити техніку безпечною для використання людиною. Під час використання техніки повинна повністю виключатись можливість травматизму робітників або негативного впливу її на здоров'я обслуговуючого персоналу.

Відповідальність за організацію роботи з охорони праці і забезпечення нормальних умов роботи в фермському підприємстві несе його власник. Контроль за своєчасним проведенням і якістю інструктажів здійснює головний інженер. В офісі є кабінет з охорони праці, де проводяться інструктажі та навчання.

Провівши аналіз стану охорони праці у підприємстві, відмічено ряд важливих недоліків. Насамперед, працівники господарства не пройшли такі види інструктажу як вступний та на робочому місці, і не ведеться журнал інструктажів з техніки безпеки. В документальному плані немає всіх розроблених і затверджених інструкцій згідно з положенням про розробку інструкцій з охорони праці.

Багато недоліків в організації техніки безпеки трапляються на ремонтно-транспортних роботах, на роботах пов'язаних з перевезенням мінеральних добрив і небезпечних вантажів. Водіям не завжди видаються потрібний спецодяг.

Недосконалим робочим місцем з точки зору травматизму є ремонтна майстерня. Причиною цього є невідповідність застарілого обладнання, наявність старого слюсарного інструменту. Майстерня не відповідає вимогам на ремонт наявних машин.

Майстерня, яка розміщена у дворі підприємства, обігрівається газовим примусом, що є небезпечним. У приміщенні майстерні не передбачена вентиляція, що спричиняє загазованість приміщення, а це негативно впливає на здоров'я працівників. Слід зазначити також, що майстерня не має загального рубильника для відключення електроенергії, а використання електропродовжувачів

саморобного виготовлення спричинили два випадки травматизму. Потрібно відзначити те, що не всі транспортні засоби забезпечені аптечками першої допомоги.

Територія підприємства не відокремлена від житлової забудови санітарно-захисною зоною і не відгороджена парканом, що не відповідає вимогам до облаштування та утримання території.

Отже, існує необхідність щодо покращання умов праці та дотримання правил техніки безпеки, що певним чином впливає як на стан здоров'я працівників, так і на продуктивність праці.

Підприємству слід звернути увагу на пожежну безпеку, тобто всі приміщення повинні забезпечуватись первинними засобами пожежогасіння, у кількості, як визначається розрахунками, викладених у Правилах пожежної безпеки на Україні. Для їх розміщення потрібно встановити спеціальні пожежні щити, а вогнегасники розмістити на висоті не вище 1,5 м від рівня підлоги до нижнього торця вогнегасника і на відстані від дверей, достатній для їх повного відчинення.

Для профілактики травматизму і професійних захворювань потрібно вміти оцінювати безпеку машин і обладнання – оглядом, вимірюванням або випробуванням, порівнюючи з вимогами стандарту, для визначення безпечності. Від кількості нещасних випадків і днів непрацездатності залежать коефіцієнти частоти і тяжкості травматизму в підприємстві [9]. Коефіцієнт частоти травматизму визначається за формулою:

$$K_н = \frac{1000T}{P}, \tag{4.1}$$

де Т – число травм за період аналізу;

Р – середньоспискове число працівників, чол.

Коефіцієнт тяжкості травматизму визначається з виразу:

$$K_т = \frac{Д_н}{T}, \tag{4.2}$$

де $Д_н$ – число днів непрацездатності;

Показник втрати робочого часу визначається за формулою:

$$K_п = K_н \times K_т . \quad (4.3)$$

Згідно Закону України „Про охорону праці” в підприємстві ведеться облік виробничого травматизму. Останніми роками відбувається значне старіння матеріально-технічної бази, мало оновлюються виробничі потужності, несвоєчасно проводиться належний контроль і перевірка технічного стану робочого обладнання, що негативно впливає на стан травматизму. У таблиці 4.1 наведені показники стану охорони праці.

Таблиця 4.1 - Основні показники стану охорони праці в підприємстві

Показники	Умовне позначення	Роки		
		2020	2021	2022
Середньорічне число працюючих, чол.	Р	11	12	14
Кількість травм	Т	-	1	1
Втрачено днів працездатності	$Д_н$	-	8	7
Показник частоти травматизму	$К_н$	0	83,3	71,4
Показник тяжкості травматизму	$К_т$	0	8	7
Показник втрати робочого часу	$К_п$	0	666,4	499,8

Виходячи з даних таблиці 4.1, можна зробити висновок, що показники стану охорони праці в підприємстві не задовольняють умови. Усе це відбувається внаслідок виділенні недостатньої кількості коштів на заходи з охорони праці.

4.2. Техніка безпеки під час автомобільних перевезень

4.2.1. Техніка безпеки під час перевезення зерна

Зерно – найбільш масовий сільськогосподарський вантаж: його перевозять весною із складу на поля до сівалок, восени від комбайнів на токи та елеватори. У зв’язку з цим дуже важливо правильно організувати роботу збиральних агрегатів і транспортних засобів, а також забезпечити безпечні умови праці [13].

Водій повинен проявляти особливу увагу під час під’їздів до комбайна під завантаження зерном з бункера. Розрівнювати зерно в кузові дозволяється лише тоді, коли автомобіль зупинений. При цьому не можна переходити з кузова по

шнеку на комбайн і назад. Шнек комбайна необхідно очищати за допомогою спеціальних гачків.

Якщо комбайн на ходу вивантажує зерно в кузов автомобіля, у цьому кузові не повинно бути людей, що розрівнюють в ньому зерно. Водій повинен вести транспортний засіб паралельно комбайну і з такою самою швидкістю. Таке розвантаження допускається тільки на рівних ділянках поля.

Після завершення завантаження зерна у транспортний засіб кузов закривають брезентом, щоб зерно не розсипалося.

Під час транспортування забороняється на зерні перевозити людей. Для розвантаження зерна на току борти повинні відкриватись двома робітниками, що стоять з двох сторін борта.

4.2.2. Техніка безпеки під час перевезення людей

Категорично забороняється перевозити людей на тракторних причепах і автомобілях самоскидах, а також на безбортових платформах, на вантажі, розміщеному на рівні або вище бортів кузова та рядом з вантажем.

Для керування автомобілем, призначеним для перевезення людей, допускаються водії тільки першого і другого класів, і, як виняток, водії третього класу за певних умов. Перевезення людей доручають найбільш дисциплінованим водіям.

Вантажні автомобілі, виділені для перевезення людей обладнують надійно закріпленими лавками, які встановлюють на висоті 400 мм від підлоги кузова, але не менше як на 150 мм від рівня бортів. Задня лавка повинна бути з міцною спинкою.

Автомобілі, призначені для постійного перевезення людей треба обладнати тентом для захисту людей від сонця, дощу, вітру, а також драбинкою для посадки і висадки людей і електричним освітленням всередині кузова.

Для запобігання отруєння відпрацьованими газами двигуна людей, які знаходяться в кузові критого автомобіля, кінець вихлопної труби слід вивести за межі заднього борта на 4 см.

Автомобіль перед рейсом повинен бути в технічно справному стані. За посадкою людей в кузов автомобіля повинен стежити водій і суворо дотримуватись норм посадки людей.

4.2.3. Техніка безпеки під час перевезення тварин

Для перевезення овець, свиней. Великої рогатої худоби автомобілі обладнують дерев'яними решітками, піднятими на 0,8 м над рівнем бортів. Завантаження і розвантаження тварин можна проводити по міцному містку-настилу з поручнями, містку-причепу або з земляного насипу. Під час завантаження забороняється порушувати спокій тварин. Якщо тварина упирається, її треба втягувати в кузов за допомогою спеціальних лямок. Бугаїв-плідників повинен вводити на транспортний засіб тваринник. Лякливих коней вводять у кузов з зав'язаними очима [20].

Для перевезення ВРХ і коней кузов обладнують високими дерев'яними решітками і розмежувальними брусами. Перевозити корів і коней, встановлених упоперек кузова транспортного засобу дозволяється тільки як виняток, по рівній горизонтальній дорозі. При такому перевезені значно знижується стійкість транспортного засобу. Водій автомобіля зобов'язаний вести його обережно, без різких гальмувань і ривків. Люди, що супроводжують тварин, повинні знаходитись у кабіні автомобіля.

4.3. Розрахунок загального штучного освітлення дільниці оцінки технічного стану автомобілів

Розрахунок освітлення здійснюється за методом коефіцієнта використання [17], необхідного для досягнення заданої освітленості з врахуванням світла, відбитого стінами та вікнами.

Сумарний світловий потік визначається за заданою освітленістю згідно формули:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_н S k z}{\eta}, \tag{4.4}$$

де $E_н$ – нормативна освітленість, лк;

S – площа приміщення, м^2;

k – коефіцієнт запасу (k = 2);

η – коефіцієнт використання світлового потоку;

z – відношення середньої освітленості до мінімальної (z = 1,1).

Показник приміщення становить:

$$i = \frac{a в}{H(a + в)}, \tag{4.5}$$

де a, $в$ – довжина і ширина приміщення, м;

H – висота, на якій підвішується світильник над робочою поверхнею (H = 2 м).

Для пункту оцінки технічного стану автомобілів (a = 7 м, $в$ = 6 м):

$$i = \frac{7 \cdot 2}{2(7 + 6)} = 1{,}62.$$

Вибираються світильники типу ОД, для яких коефіцієнт використання світлового потоку η = 0,58. Нормована освітленість для виконання робіт високої точності $E_н$ = 500 лк і тому

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{500 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 1{,}1}{0{,}58} = 79655 \text{ лм}.$$

Необхідна кількість ламп становить

$$n_л = \frac{\Phi_{\Sigma}}{\Phi_л}, \tag{4.6}$$

де $\Phi_л$ – світловий потік однієї лампи, лм.

Для лампи ЛБ60, потужністю 60 Вт, $\Phi_л$ = 4500 лм, звідки

$$n_л = \frac{79655}{4500} \approx 18.$$

Оскільки в одному світильнику знаходиться дві лампи, то у приміщенні слід розмістити дев’ять-десять світильників.

4.4. Пожежна профілактика при автомобільних перевезеннях

Автомобілі, які працюють на збиранні врожаю повинні бути обладнані іскрогасниками на вихлопній трубі і кожухом з листової сталі. Крім того їх треба забезпечити вогнегасниками і штиховою лопатою.

Автоцистерни, причепи і бортові автомобілі, які призначені для перевезення горючих рідин, необхідно забезпечити вогнегасниками, баграми і штиховою лопатою. Задні стінки кабін повинні бути оббиті сталлю. Глушники таких автомобілів повинні бути захищені азбестовими кожухами, винесеними вперед до радіатора і повернути таким чином, щоб вихлопні гази мали напрямок до землі під кутом 45˚ [13]. На автомобілях, які призначаються для перевезення врожаю і паливно-мастильних матеріалів забороняється курити.

При тимчасовому розміщені автомобілів в польових умовах необхідно дотримуватись наступних правил протипожежної безпеки:

- стоянки автомобілів влаштовувати на очищеній від стерні і сухої трави площадках;
- оборати круг смугою 1 м і розміщувати не ближче ніж 100 м до будівель, лісових масивів, скирт соломи, сіна.

Паливно-мастильні матеріали для автомобілів необхідно розміщувати на очищеній від стерні площадці на віддалі не менше 100 м від місць збирання і об молочення посівів, скирт соломи, стоянок автомобілів і не менше 50 м від будівель. На стоянках автомобілів і місцях зберігання паливно-мастильних матеріалів забороняється курити, розводити вогнища.

Висновки

Забезпечення стану охорони праці у підприємстів є на достатньому низькому рівні з суттєвими недоліками. В розділі розроблено ряд заходів на покращення стану охорони праці і пожежної безпеки для автопарку господарства.

Для загального поліпшення стану охорони праці та запобіганню виробничого травматизму у підприємстів необхідно:

- запровадити регулярну перевірку автомобілів перед виїздом на лінію;
- своєчасно та у повному обсязі укомплектовувати автомобілі засобами пожежогасіння;
- своєчасно та якісно проводити інструктажі з техніки безпеки;
- виконати ряд заходів направлених на поліпшення умов праці робітників як автопарку, так і інших виробничих підрозділів господарства.

Виконання перелічених заходів поліпшить стан охорони праці в підприємстві, створить належні умови роботи водіїв, буде сприяти пожежній профілактиці.

5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОНСТРУКТИВНОЇ РОЗРОБКИ

Удосконалений автомобіль MAN TGS, порівняно із серійним, має модифіковану трансмісію, у який включено понижувальний редуктор, що підвищує продуктивність і, закономірно, ефективність використання автомобіля у важких дорожніх умовах. Враховуючи можливість використання автомобіля на дорогах з широким спектром варіації зведених опорів та в умовах бездоріжжя, запропонований автомобіль дозволяє підвищити на 12–15% середньотехнічну швидкість. Збільшення швидкості зумовлюється зменшенням втрат кінетичної енергії під час переходу з однієї передачі на іншу, а також підвищенням тягово-зчіпних властивостей при русі повністю завантаженого автомобіля по дорогах з опором коченню.

Економічна ефективність удосконаленого автомобіля визначається в порівнянні із серійним. Ціна на транспортний засіб, паливно-мастильні матеріали, с.-г. продукцію, а також нормативи на заробітну плату відповідають реальним умовам експлуатації удосконаленого автомобіля. Економічна оцінка здійснюється за методикою оцінки спеціалізованої техніки, яка розроблена на кафедрі автомобілів та тракторів Львівського національного університету природокористування [14].

5.1. Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля

Зведені затрати $П$ на одиницю напрацювання визначаються:

$$П = И + К \cdot Е, \qquad (5.1)$$

де $И, К$ – прямі експлуатаційні затрати і капітальні вкладення на одиницю напрацювання, грн./т·км;

$Е$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати дорівнюють:

$$И = З + Г + Р + А + З_з, \quad (5.2)$$

де у праву частину рівняння входять затрати (грн./т·км) відповідно на:

$З$ – оплату праці обслуговуючого персоналу;

$Г$ – паливно-мастильні матеріали;

$Р$ – технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

$А$ – реновацію;

$З_з$ – зберігання.

Затрати на оплату праці (грн./т·км) водія становлять:

$$З = \frac{Л_в \tau_в k_д}{W_{зм}}, \quad (5.3)$$

де $W_{зм}$ – продуктивність автомобіля за годину змінного часу, т·км/год [10];

$Л_в$ – чисельність виробничого персоналу, чол;

$\tau_в$ – годинна тарифна ставка оплати праці виробничого персоналу, грн./люд.-год [17];

$k_д$ – коефіцієнт, що враховує доплати за класність та стаж роботи, кваліфікацію [17].

Затрати на паливно-мастильні матеріали (грн./т·км) визначаються

$$Г = qЦ, \quad (5.4)$$

де q – витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/т·км;

$Ц$ – комплексна ціна 1 кг даних матеріалів, грн./кг.

Затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонти (грн./ткм) за нормативами відрахувань

$$Р = \frac{Б(r_т + r_к)}{W_{зм} T_р}, \quad (5.5)$$

де $Б$ – балансова вартість автомобіля, грн.;

$r_т, r_к$ – коефіцієнти відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування, капітальний ремонт [17];

$T_р$ – річне завантаження автомобіля, год [16].

Затрати на реновацію (грн./т·км) визначаються за формулою:

$$A = \frac{Б\, a}{W_{зм} T_р}, \tag{5.6}$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію [16].

Затрати на зберігання (грн./т·км) визначаються наступним чином

$$З_з = 0{,}065 \cdot P. \tag{5.7}$$

Капітальні вкладення $К$ на т·км становлять:

$$К = \frac{Б}{W_{зм} T_р}. \tag{5.8}$$

Затрати праці $З_п$ (люд.-год/т·км) становлять

$$З_п = \frac{Л_в}{W_{зм}}. \tag{5.9}$$

Річне напрацювання трактора (год) визначається

$$В_з = W_{зм} T_р. \tag{5.10}$$

Річний економічний ефект (грн.) від експлуатації удосконаленого автомобіля MAN TGS

$$Е_р = (П_б - П_з) В_з, \tag{6.11}$$

де $П_б$, $П_н$ – зведені затрати для зразків транспортних засобів, грн./т·км.

Річна економія праці $З_р$ (люд.-год) визначається:

$$З_р = (З_{пб} - З_{пн}) В_з, \tag{5.12}$$

де $З_{пб}$, $З_{пн}$ – затрати праці для базового і нового автомобілів, люд.-год/т·км.

Ступінь зміни затрат $С$ (%) становить:

$$С = \frac{(З'_{рб} - З'_{рн}) \cdot 100}{З'_{рб}}, \tag{5.13}$$

де $З'_{рб}$, $З'_{рн}$ – річні затрати (затрати праці, прямі експлуатаційні затрати та зведені затрати, капітальні вкладення) відповідно для базового і розробленого зразків техніки, люд.-год.

5.2. Розрахунок економічної ефективності використання удосконаленого автомобіля

На основі експлуатаційних показників роботи базового і удосконаленого автомобілів, нормативно-довідкових матеріалів, цін на технічні засоби і паливно-мастильні матеріали заповнюється таблиця вихідних даних (табл. 5.1), де враховані тільки показники, що впливають на економічну ефективність.

Таблиця 6.1 - Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності використання удосконаленого автомобіля MAN TGS

Показники	Позначення	Серійний автомобіль	Удосконалений автомобіль
Продуктивність за годину змінного часу, т·км/год	$W_{зм}$	21,5	25,1
Балансова вартість, тис. грн.	$Б$	650,0	670,1
Річне завантаження, год	$T_р$	1830	1830
Чисельність виробничого персоналу, чол	$Л_в$	1	1
Годинні тарифні ставки персоналу, грн./люд.-год	$\tau_в$	100	100
Коефіцієнт, що враховує доплати персоналу	$k_д$	1,1	1,1
Коефіцієнт відрахувань на реновацію	a	0,14	0,14
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт, технічне обслуговування та відновлення шин	$r_т$	0,16	0,16
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт	$r_к$	0,06	0,06
Витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/т·км	$Г$	0,71	0,65
Ціна палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, грн./кг	$Ц$	51,1	51,1
Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень	E	0,15	0,15

Вибір вихідних даних здійснювався з наступних міркувань. Збільшення змінної продуктивності у розробленого автомобіля зумовлена тим, що у нього більша технічна швидкість під час руху у важких дорожніх умовах. Крім того

новий автомобіль забезпечує споживання меншої кількості палива на одиницю виконаної роботи, про що свідчать розрахунки проведені у кваліфікаційній роботі.

Таблиця 5.2 - Показники економічної ефективності від використання удосконаленого автомобіля MAN TGS

Показник	Автомобіль	
	серійний	удосконалений
Річне напрацювання, т·км	39345	45933
Прямі затрати (грн./т·км) на:		
– оплату праці	0,47	0,43
– паливно-мастильні матеріали	2,91	2,67
– технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонти, відновлення шин	0,36	0,32
– реновацію	0,23	0,20
– зберігання	0,03	0,03
всього прямих затрат	3,80	3,45
Капітальні вкладення, грн./т·км	1,65	1,46
Зведені затрати, грн./т·км	4,05	3,67
Річний економічний ефект, грн.	–	17708
Затрати праці, люд.-год/т·км	0,046	0,039
Ступінь зміни (%):		
– затрат праці		14,34
– прямих затрат	–	9,38
– зведених затрат	–	9,51
– капіталовкладень	–	11,57

Аналіз економічної ефективності проводився з використанням ПЕОМ, згідно розробленої програми. Отримані результати розрахунку (табл. 5.2) свідчать про доцільність використання удосконаленого автомобіля MAN TGS. При цьому порівняно із серійним прямі затрати зменшуються на 9,4%, а зведені – на 9,5%, річна економія праці складає 306 люд-год. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становить 17708 грн, а термін окупності – 3,8 роки.

Висновки

1. Використання удосконаленого автомобіля MAN TGS практично значиме, його річне напрацювання досягає 45933 т·км.

2. Конструктивна розробка проекту дозволить перш за все за рахунок збільшення технічної швидкості руху автомобіля у важких дорожніх умовах та покращення за таких умов паливної економічності зменшити прямі затрати порівняно з серійним автомобілем на 9,4%, а зведені – на 11,11%. Економічний ефект складає 0,39 грн./т·км.

3. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становитиме 17708 грн., а тривалісь окупності – 3,8 роки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Підвищення експлуатаційної ефективності роботи у важких дорожніх умовах вантажного автомобіля MAN TGS можна за рахунок введення у трансмісію додаткового редуктора. Рух повністю завантаженого вказаного автомобіля по стерні під час транспортування зерна можливий на 1 і 2-ій передачах на всьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна (поступальна швидкість руху 3,9–36,7 км/год) і на 3-ій передачі при частоті обертання 1800 об/хв, що відповідає швидкості руху 36,2 км/год з шляховою витратою палива 133,3–74,5 л/100 км. В той же час рух удосконаленого автомобіля за цих же умов можливий на 1, 2 і 3-ій передачах в усьому діапазоні частот обертання колінчастого вала двигуна із швидкістю від 2,8 до 45,3 км/год з шляховою витратою 98,7–66,4 л/100 км. Діапазон швидкостей руху при цьому дещо розширюється, а витрата палива зменшується на 26%.

2. Для забезпечення узгодженої дії збирального агрегату в складі комбайна КЭС-812СХ і серійного автомобіля-самоскида MAN TGS необхідно один комбайн та два автомобілі. У випадку використання удосконаленого автомобіля достатньо однієї його одиниці. Змінна продуктивність автомобіля для обох випадків складає відповідно 215 та 251 т·км/зм, а витрата палива 0,71 і 0,65 кг/т·км.

3. Аналіз роботи автомобіля MAN TGS в процесі транспортування зернових по стерні можливий лише на першій передачі, спроби включити другу закінчуються невдало через малий момент інерції та великий опір рухові. Включенню в трансмісію додаткового редуктора, що містить багатодисковий фрикціон та власне планетарний редуктор, дозволяє без розриву потоку потужності збільшити величину крутного моменту, що передається до головної передачі заднього моста в 1,42 рази. Середня технічна швидкість автомобіля при русі у таких умовах збільшується на 28%.

4. Розроблено заходи, спрямовані на підвищення екологічності виробництва та поліпшення умов праці, а саме санітарно-гігієнічних умов і забезпечення засобами індивідуального захисту.

5. Використання удосконаленого автомобіля дозволить при річному напрацюванні 45933 т·км отримати річний економічний ефект 17708 грн. і окупити понесені затрати за 3,8 роки.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. https://gruzovo.com/man-tgs.html
2. https://interdalnoboy.com/gruzoviki/man/
3. https://www.ecotrans.com.ua
4. http://поради.pp.ua/avto-poradu/634-man-tga-tehnchn-harakteristiki
5. https://all-auto.org/14408-man-tgs.html
6. Andrzejewski R., Awrejcewicz J. Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle. Nev York: Spriger Science+Business Media, 2005. 328 p.
7. Буракова С.О., Супрович М.П., Беркещук І.С. Дипломне проектування. Розділ з охорони праці: навчальний посібник. Камянець-Подільський: ПП "Медобори-2006", 2013. 360 с.
8. Буракова С.О. Довідник інженера з охорони праці. Камянець-Подільський: ПП Зволейко Д.Г., 2007. 112 с.
9. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.
10. Антошків О.В. Менеджмент енергопотоків автомобіля: монографія. Львів: Світ, 2014. 168 с.
11. Гащук П.М., Дубно М.В., Нефьодов О.Ф. Ідентифікація і нормування потенціалу автомобіля. Львів: Тріада ПЛЮС, 2007. 240 с.
12. Гащук П.М. Автомобіль: Теорія колісного рушія. Київ: Видавничий дім "Кордор", 0218. 328 с.
13. Вікович І.А. Теорія руху транспортних засобів. Львів: Вид-во Національного університету "Львівська політехніка", 2013. 672 с.
14. ВолковВ.П., Вільський Г.Б. Теорія руху автомобіля. Суми: Університетська книга, 2010. 320 с.
15. Гречкосій В.Д. Погорілець О.М. Довідник сільського інженера. Київ: Урожай, 1988.
16. Солтус А.П. експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 178 с.

17.Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 174 с.

18.Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. Основи конструювання. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2013. 316 с.

19.Чабан С.Г., Колесніченко М.О. Теорія експлуатаційних властивостей автотранстортного залобу. Одеса: АЩ БФХВА, 2003. 220 с.

20.Кошерний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. Київ: Вища школа, 1992. 200 с.

21.Карпенко П.П. Техніка безпеки на автомобільному транспорті. Київ: Вища школа, 2012. 286 с.

22.Кудрявцев В.Н. Деталі машин. Луцьк: ЛНТУ, 2018. 464 с.

23.Лехман С.Д. та ін. Довідник з охорони праці в сільському господарстві (запитання і відповіді). Киїк: Урожай, 1990. 400 с.

24.Радіонова В.Ф. Проектування зубчатих, конічних і гіпоїдних передач. Київ: Урожай, 1985. 380 с.

25.Шевчук Р.С., Паславський Р.І., Миронюк О.С. Автомобілі (Теорія руху транспортних засобів). Методичні рекомендації для написання курсової роботи студентами з напряму підготовки 6.0701061 – “Автомобільний транспорт”. Львів: Видавничий центр ЛНАУ, 2016. 28 с.