

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ХВОРОСТ ОЛЕКСАНДР ГРИГОРОВИЧ

УДК 629.016

ДИСЕРТАЦІЯ

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН ТА
ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ НАДІЙНОСТІ

Спеціальність 05.22.20 – Експлуатація та ремонт засобів транспорту

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

О.Г. Хворост

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник: Полянський Олександр Сергійович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

АНОТАЦІЯ

Хворост О.Г. Оцінка динамічної навантаженості гусеничних машин і шляхи підвищення їх надійності. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.20 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту» (274 – Автомобільний транспорт). – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна, Харків, 2021.

Робота виконувалася відповідно до Закону України “Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні” від 08.09.2011р. № 3715-VI та п.2 постанови Кабінету Міністрів України від 17.05.2012 р. № 397 “Деякі питання визначення середньострокових пріоритетних напрямів інноваційної діяльності галузевого рівня на 2012-2016 рр.”, була складовою частиною науково-дослідної роботи держбюджетної тематики Міністерства освіти і науки на 2004-2006 р.р. (договір № 02-53-04 “Теоретичні основи забезпечення надійності конструкцій (на прикладі автомобілів та тракторів)”) і договору про науково-технічне співробітництво між ВАТ “Харківський тракторний завод” і ХНАДУ (договір № 70/11-23 “Оцінка і забезпечення ремонтпридатності тракторів виробництва ВАТ “ХТЗ”).(ДР0109U000362, 2009-2013рр.).

Метою роботи є підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини й трансмісії при різних режимах руху.

Об’єкт дослідження – процеси утворення пікових навантажень в елементах трансмісії й ходової частини, що визначають надійність гусеничного трактора.

Предмет дослідження – шляхи підвищення надійності гусеничної машини за рахунок зниження пікових навантажень.

Методи досліджень. Вирішення поставлених завдань забезпечується використанням системного підходу й раціонального поєднання теоретичних й експериментальних досліджень, аналізу відомих наукових результатів. Для досягнення результату використаний сучасний метод рішення оптимізаційних завдань й апарат теорії надійності.

Експериментальні дослідження реалізовані із застосуванням існуючих і розроблених методик проведення експерименту, використанням персонального комп'ютера для математичної обробки статистичного матеріалу за результатами експлуатаційних випробувань.

Обробка результатів експериментів виконувалася із застосуванням стандартних комп'ютерних програм, розроблених на базі математичної статистики.

Проведений аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт й огляд літератури показали відсутність рекомендацій з оцінки динамічної навантаженості елементів трансмісії й ходової частини гусеничних машин, що не дозволяє визначити її вплив на показники надійності цих машин і розробити ефективні методи забезпечення цих показників надійності.

Дослідження навантаженості трансмісії при плавному рушанні гусеничного трактора дозволило визначити наступне:

- при рушанні трактора без тягового навантаження визначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВЗ у проміжку часу 1-1,2 с;
- при рушанні трактора із плугом елементи силової передачі перевантажені в середньому в 1,5-2,35 рази.

При агрегуванні гусеничного трактора із плугом силова передача як динамічна система не має фільтруючих властивостей й «прозора» до низькочастотних коливань у смузі частот ≤ 5 Гц.

При перемиканні з нижчої на вищу передачу гусеничної машини з тяговим навантаженням у проміжку часу 0-2,4 с відзначений коливальний перехідний процес, при якому всі елементи трансмісії перевантажені в 1,4-2,3

рази. При перемиканні з вищої на нижчу передачу відзначені короточасні негативні крутні моменти, що не перевищують за своєю величиною середнього моменту при усталеному русі машини.

Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожний опорний коток гусеничного рушія і її розсіювання залежно від величини зсуву лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центра мас трактора на опорну площину.

Елементи силової передачі правого борта трактора Т-150 при агрегуванні із плугами навантажені в 1,3-1,5 рази вище, ніж лівого при підвищенні динамічного складового навантаження на 6-8%. Співвідношення динамічної й статичної складових навантаження елементів силової передачі лівого борта вище в порівнянні із правим бортом на 4-10%.

При підворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням елементи силової передачі борта, що забігає, у проміжку часу 0-2,5 с перевантажені в 1,5-2,3 рази в порівнянні зі значеннями крутного моменту при усталеному русі. На відстаючому борті відзначені короточасні негативні крутні моменти, що не перевищують по своїй величині середнього моменту при усталеному русі трактора. При поворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням зі збільшенням радіуса повороту на один метр навантаження напівосі борта, що забігає, зменшується на 60 Н·м.

Результати проведених досліджень дозволили запропонувати спосіб і пристрій, реалізовані в конструкції й прийняті до впровадження в серійне виробництво ВАТ «ХТЗ». Очікуваний економічний ефект від підвищення довговічності елементів підвіски складе близько 65 тисяч грн. на одну машину.

Наукова новизна одержаних результатів. Положення, що характеризують наукову новизну дисертаційної роботи, полягають у наступному.

Вперше:

– визначений взаємозв'язок між геометричними параметрами ходової частини, середніми навантаженнями на опорних котках і характеристиками їхнього розсіювання.

– визначений вплив режимів навантаження, зношування елементів ходової частини та трансмісії на їхні показники надійності.

– імовірнісними методами визначена нерівномірність навантаження опорних котків трактора при асиметричному впливі робочих органів при агрегуванні.

Отримало подальший розвиток:

– теорія надійності гусеничних машин стосовно до трансмісії й ходової частини у зв'язку з виявленням механізмів утворення нерівномірності навантаження опорних котків ходової частини й динамічних навантажень у трансмісії.

Практична значимість отриманих результатів:

– розроблено рекомендації щодо методики оцінки впливу режимів навантаження, зношування елементів ходової частини й трансмісії на надійність гусеничного трактора.

Результати теоретичних й експериментальних досліджень були прийняті до впровадження ВАТ «ХТЗ».

Ключові слова: надійність, динамічна навантаженість, гусенична машина, трансмісія, система контролю руху трактора.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Монографія

1. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів. Монографія / О.Г. Хворост, М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, та ін. – Х.:ООО «ПРОМАРТ», 2018. – 275с.

Статті у фахових виданнях

2. Полянський А.С., Хворост А.Г. Анализ динамики трансмиссии мобильных машин при переключении передач фрикционными муфтами // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин Зб. наук. праць, Вип. 192. – Харків, 2018. – С. 159-167.

3. Полянський А.С., Дубінін Е.А., Хворост А.Г. Влияние нагруженности элементов на надежность гусеничных машин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, том 5. – С 73- 79.

4. Полянський А.С., Лебедев С.А., Хворост А.Г. Неравномерное распределение крутящего момента в элементах гусеничного трактора при агрегатировании с плугом / А.С. Полянський, С.А. Лебедев, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов ТДАТУ. Вип. 9, том 1, 2009. - с. 96-102.

5. Дубінін Е.А., Хворост А.Г., Полянський А.С. Определение загрузки катков с учётом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами / Е.А. Дубінін, А.Г. Хворост, А.С. Полянський // Сб. научн. трудов ХНТУСХ. Вип. 80. – 2009. - с. 79-87.

6. Полянський А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность силовой передачи тяговой гусеничной машины при трогании с места / А.С. Полянський, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов "Системы обработки информации", ХУПС, 2009 – с. 105-109.

7. Полянський А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность трансмиссии тяговой гусеничной машины при переключении передач / А.С.

Полянський, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов "Системы управления, навигации и связи". Вып. 1. - 2009 – с. 129-132.

8. Хворост А.Г. Нагруженность элементов силовой передачи гусеничного трактора при повороте / А.Г. Хворост // Сб. науч. трудов "Автомобильный транспорт". Вып. 26. – Харьков – 2010. – с. 47-53.

Статті у закордонних виданнях

9. Myhajlo Podrygalo, Oleksandr Poljans'kyj, Nadija Podrygalo, Oleksandr Hovorost. INFLUENCE OF THE LAW OF GROWTH AND FLAMMABILITY OF PRESSURE IN HYDROPOGHNIC MUSTS ON DYNAMIC TRANSMISSION // Сб. н. трудов MOTROL Vol. 20, No 1, RZESZOW, Польша. 2018.- С. 95-99.

10. Podrigalo, M., Dubinin, Y., MOLODAN, A., Polianskyi, O., KHVOROST, O. et al., "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014 (Scopus).

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

11. Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату: Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Лебедєв А.Т., Подригало М.А., Полянський О.С., Артемов М.П., Дубінін Є.О., Хворост О.Г., Задорожня В.В., Кот О.В. - №201006298, заявл. 25.05.10; опубл. 25.10.10, бюл. №20. – 4 с.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

12. Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Alexandr Chvorost. Оценка влияния нагруженности элементов на надежность гусеничных машин //

Транспорт, экология – устойчивое развитие: XIX Международная научно-техническая конференция, Технический университет - Варна, 15 – 17 июня 2018 г. – Варна, 2018. – С. 105 - 109.

13. Дубінін Є.А., Полянський О.С., Хворост О.Г. Визначення вертикального навантаження гусеничного трактора імовірнісним методом // Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» ХНАДУ, від 22.05.2019. Харків. – С.13-15.

ANNOTATION

Hvorost O.G. Estimation of dynamic loading of caterpillar machines and ways of increase of their reliability. – Qualifying scientific work on rights of manuscript.

Dissertation for receipt of candidate of engineering sciences scientific degree (Ph.D.) after speciality 05.22.20 "Exploitation and repair of transport facilities" (274 –Motor transport). – Kharkiv national technical university of agriculture named after P. Vasilenko, Ukraine, Kharkiv, 2021.

Work was executed under the Law of Ukraine "On priority directions of innovative activity in Ukraine" from 08.09.2011 № 3715-VI and paragraph 2 of Cabinet of Ministers of Ukraine resolution from 17.05.2012 № 397 "Some questions of determination of medium-term priority directions of innovative activity of industry level on 2012-2016", it was component part of research work of the state budget subjects of Department of education and science on 2004-2006 (agreement № 02-53-04 "Theoretical bases of providing of reliability of constructions (on cars and tractors example)") and agreement on scientific and technical collaboration between OJSC "Kharkiv tractor plant" and KhNAHU (agreement № 70/11-23 "Estimation and providing of maintainability of OJSC "XT3" tractors production"). (ДР0109U000362, 2009-2013pp.).

The aim of work is in increase of reliability of caterpillar machines by limitation of peak-loads in the elements of chassis and transmission at the different modes of motion.

The research object – processes of formation of peak-loads in the elements of transmission and chassis, that determine reliability of caterpillar tractor.

The subject of study – ways of increase of caterpillar machine reliability due to the decline of peak loads.

Methods of research. The decision of the put tasks is provided by the use of system approach and rational combination of theoretical and experimental researches, analysis of the known scientific results. For the achievement of result the modern method of decision of optimization tasks and reliability theory apparatus are used.

Experimental researches are realized with application of existent and worked out methodologies of realization of experiment, use of the personal computer for mathematical processing of statistical material on results operating trials.

Processing of results of experiments was executed with application of the standard computer programs worked out on the base of mathematical statistics.

The conducted analysis of results of the known research works and review of literature showed absence of recommendations from the estimation of dynamic loading of elements of transmission and chassis of caterpillar machines, that does not allow to define its influence on reliability indexes of these machines and work out the effective methods of providing of these reliability indexes.

Research of caterpillar tractor transmission loading at smooth start allowed to define following:

- when starting off the tractor without the traction loading the resonant zone of turning vibrations on the clutch shaft of engine in the interval of time of 1-1.2 seconds is determined;

- when starting off the tractor with the plough the elements of power transmission are overloaded on the average in 1.5-2.35 times.

At the aggregation of caterpillar tractor with a plough the power transmission as dynamic system does not have filter characteristics and "transparent" to the low-frequency vibrations in the stripe of frequencies ≤ 5 Hertz.

When switching from bottom to top gear caterpillar machine with the hauling loading in the interval of time of 0-2.4 seconds marked oscillatory transients, in which all elements of the transmission are overloaded in 1.4-2.3 times. When switching from top to bottom gear brief negative torques are marked that does not exceed on the size the average moment at withstand machines motion.

The got dependences allow to define the mean value of the vertical loading on every supporting roll of caterpillar mover and its dispersion depending on the size of change of line of action of total vertical reaction in relation to the projection of tractors center of mass on the supporting plane.

Elements of power transmission of right T-150-09 tractors side at unitization with ploughs loaded in 1.3-1.5 times higher than the left side at the increase of dynamic component of loading on 6-8%. Ratio of dynamic and static constituents of loading of power transmission elements of left side higher in comparing to the right side on 4-10%.

At the turning of caterpillar tractor with the hauling loading elements of power transmission of side, that begins to bustle, in the interval of time of 0-2.5 seconds overloaded in 1.5-2.3 times compared to the values of torque at withstand movement On backward side brief negative torque moments are marked that does not exceed on the size a middle moment at withstand movement of tractor. At the turning of caterpillar tractor with the hauling loading with the increase of radius of turn on one meter the loading of semiaxis of side, that begins to bustle, diminishes on 60 H·m.

Results of undertaken studies allowed to offer the method and device, realized in a construction and accepted to applying in serial industry of OJSC "XT3". The expected economic effect from the increase of longevity of elements of suspension will make an about 65 thousand hrn.

Scientific novelty of the got results. Positions that characterize the scientific novelty of dissertation work consist in the following.

First:

- it is defined correlation between the geometrical parameters of chassis, average loading on supporting rolls and descriptions of their dispersion.
- it is defined influence of the modes of loading, wear of elements of chassis and transmission on their reliability indexes.
- by probabilistic methods is defined unevenness of loading of supporting rolls of tractor at asymmetric influence of working organs at an unitization.

Got further development:

- the theory of caterpillar machines reliability in relation to transmission and chassis in connection with the exposure of mechanisms of formation of unevenness of loading of supporting rolls of working part and dynamic loading in a transmission.

Practical meaningfulness of the got results:

- recommendations in relation to methodology of estimation of influence of the modes of loading, wear of elements of chassis and transmission on reliability of caterpillar tractor are worked out.

The results of theoretical and experimental researches were accepted to introduction at OJSC "XT3".

Keywords: reliability, dynamic loading, caterpillar machine, transmission, tractor motion checking system.

LIST OF THE PUBLISHED LABOURS IS AFTER THEME OF DISSERTATION

List of publications in that the basic scientific results of dissertation are published:

Monograph

1. Controllability and stability of tractors and tractor trains. Monograph / M.A. Podrygalo, O.S., Polyansky, Ye.O. Dubinin and other – Kh.: Ltd "ППОМАРТ", 2018. – 275 p. Decryption – Controllability and stability of tractors and tractor trains. Monograph / M.A. Podrygalo, O.S., Polyansky, Ye.O. Dubinin, A.O. Molodan, V.V. Zadorozhnyia, M.P. Holodov, O.G. Hovorost. - Kh.: KhNTUA named after P. Vasilenko, 2018. – 275 p.

Articles in professional publications

2. Polyansky A.S. Analysis of mobile machines transmission dynamics at switching of transmissions friction muffs / A.S. Polyansky, A.G. Hovorost // Messenger of the Kharkiv national university of agriculture named after P. Vasilenko. Problems of reliability of machines. – Ed. 192. – Kh., 2018. – P. 159–167.

3. Polyansky A.S. Influence of loading of elements on reliability of caterpillar machines / A.S. Polyansky, Ye.A. Dubinin, A.G. Hovorost // Works of Tavria state agrotechnology university. – Melitopol: TSAU, 2010. – Ed. 10, Vol. 5. – P. 73–79.

4. Polyansky A.S. Uneven distribution of torque in the elements of a crawler tractor when aggregated with a plow / A.S. Polyansky, S.A. Lebedev, A.G. Hovorost // Collection of scientific works. Tavria state agrarian technical university. Ed. 9, Vol. 1, 2009. – P. 96–102.

5. Dubinin Ye.A. Determination of work-load of skating rinks taking into account the redistribution of the vertical loading between the sides / Ye.A. Dubinin, A.G. Hovorost, A.S. Polyansky // Messenger of the Kharkiv national university of agriculture named after P. Vasilenko. Mechanization of agricultural production. Ed. 80. – 2009. – P. 79–87.

6. Polyansky A.S. Dynamic loading of power transmission of hauling caterpillar machine at touching from the place / A.S. Polyansky, A.G. Hovorost //

Collection of scientific works of "System of information processing" of the Kharkiv university of aircrafts, 2009 – P. 105–109.

7. Polyansky A.S. Dynamic loading of transmission of hauling caterpillar machine at switching of transmissions / A.S. Polyansky, A.G. Hovorost // Collection of scientific works of "Control system, navigation and connection". Ed. 1. – 2009 – P. 129–132.

8. Hovorost A.G. Loading of elements of power transmission of caterpillar tractor at the turn / A.G. Hovorost // Collection of scientific works "Motor transport" of the Kharkiv National Automobile and Highway University. Ed. 26. – Kh. – 2010. – P. 47–53.

In foreign publications

9. Myhajlo Podrygalo. Influence of the law of growth and flammability of pressure in hydropoghic musts on dynamic transmission / Myhajlo Podrygalo, Oleksandr Poljans'kyj, Nadija Podrygalo, Oleksandr Hovorost // Collection of scientific papers MOTROL. – Vol. 20, No 1, Rzeszow, Poland. 2018. – P. 95–99.

10. Podrygalo, M., Dubinin, Y., MOLODAN, A., Polianskyi, O. Khvorost. O. et al., “New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units,” SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014.(в бази SCOPUS)

Works that additionally reflect the scientific results of the dissertation

11. Method of determination and limitation of the dynamic loading during work of tractor aggregate. Pat. 54188 Ukraine, MIIK G01L 5/13 / Lebedev A.T., Podrygalo M.A., Polyansky O.S., Artemov M.P., Dubinin Ye.O., Hovorost O.G., Zadorozhnyia V.V., Kot O.V. – №201006298; St. 25.05.10; Publ. 25.10.10, Bull. №20.- 4p.

Works certifying the testing of dissertation materials

12. Podrygalo M.A. Use of coefficient of dynamic quality for prognostication of tractors reliability and stability of motion / M.A. Podrygalo, O.S. Polyansky, O.G. Hovorost, V.V. Zadorozhnyya // Works of IX scientific and technical conference "Transport, ecology – steady development". – Varna: Technical University. T. 16. Part 1. – 2009. – P. 584–590.

13. Polyansky O.S. Dynamics of transmissions of hydrojet muffers at the different laws of growth and falling of pressure / O.S. Polyansky, O.G. Hovorost // Materials of All-Ukrainian research and practice seminar "Scientific achievements in industry of motor transport", KhNAHU, 22.05.2019, Kh. – P. 13-15.

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	15
ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1 НАВАНТАЖЕННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ ВПЛИВ НА НАДІЙНІСТЬ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН	22
1.1 Сучасні силові передачі гусеничних машин і вимоги до них при агрегативанні	22
1.2 Огляд відомих методів моделювання роботи силових передач гусеничних машин	36
1.3 Відомі методи і засоби зниження динамічних навантажень гусеничних машин	42
Висновки по розділу 1	48
РОЗДІЛ 2 ДИНАМІКА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ НЕРІВНО- МІРНОМУ РОЗПОДІЛІ НАВАНТАЖЕННЯ ПО БОРТАХ ...	49
2.1 Розподіл навантажень по бортах при симетричному і асиметричному тяговому навантаженні	49
2.2 Прозорість силової передачі з низькочастотних коливань тягового навантаження	64
2.3 Динамічна навантаженість силової передачі при рушанні трактора з місця	68
2.4 Динамічна навантаженість силової передачі при переключенні передач	72
2.5 Особливості динаміки силової передачі при поворотах і підворотах трактора	81
Висновки по розділу 2.....	89
РОЗДІЛ 3 СТРУКТУРНИЙ І ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТРАКТОРА ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ	91

	16
3.1 Визначення вертикальних реакцій на опорних ковзанках гусеничних рушіїв імовірнісним методом	91
3.2 Засоби захисту силової передачі від динамічних перевантажень. Висновки по розділу 3.....	96 100
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНО НАВАНТАЖЕНИХ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН	104
4.1 Програма-методика експериментальних досліджень	104
4.2 Вимірювально-реєстраційний комплекс.....	109
4.3 Градування датчиків прискорення	113
4.4 Обробка експериментальних даних	116
Висновки по розділу 4.....	128
РОЗДІЛ 5 АНАЛІЗ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ЇХ ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ	129
5.1 Динамічна навантаженість трансмісії в режимі усталеного руху МТА. Визначення структури завантаженості	129
5.2 Визначення пікових навантажень при плавному рушанні МТА з місця	148
5.3 Оцінка динамічної навантаженості трансмісії гусеничного трактора при перемиканні передач	150
5.4 Визначення навантаження трансмісії гусеничного трактора при заглибленні в ґрунт і підйомі плугів під час руху МТА	153
Висновки по розділу 5.....	154
ВИСНОВКИ	155
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	157
ДОДАТОК А.....	169
ДОДАТОК Б.....	176
АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ.....	179
ПАТЕНТ.....	180

ВСТУП

Актуальність теми. Найбільш енергоємними технологічними процесами для гусеничного трактора є орні роботи, при виконанні яких елементи силової передачі трактора піддаються максимальним навантаженням, що призводять до їхнього руйнування. Характерним для них є несталий режим роботи, обумовлений зміною регульованого швидкісного режиму двигуна внутрішнього згорання, перемиканням передач, нестабільністю тягового навантаження й таке інше.

Крім того, при роботі гусеничного трактора із плугом виникає перекидаючий момент, що викликає перерозподіл вертикальних реакцій між бортами. Важливо в цьому випадку визначити вертикальні реакції на кожному з опорних котків гусеничного рушія з урахуванням дії перекидаючого моменту в поперечній площині.

Різкозмінний режим навантаження, особливо при підворотах на гонах і поворотах наприкінці гонів, обумовлений як складними умовами експлуатації, так і внутрішніми динамічними процесами, пов'язаними зі змінною твердістю, деформаціями й недостатньою точністю виготовлення деталей.

Основні динамічні навантаження (частота їхньої зміни) силової передачі гусеничного трактора при усталеному русі визначаються в основному низькими частотами від тягового опору (0,1-3 Гц) і збурюванням від нерівностей ґрунтового фону, розгойдуванням трактора на підвісці (5-35 Гц); середніми частотами від перемотування гусениць (5-35 Гц), крутного моменту двигуна внутрішнього згорання (15-40 Гц) і високими частотами від перезачеплення шестірень, нерівномірності обертання карданних валів і так далі (до 1000 Гц). Високочастотні збурюючі впливи, що не вносять істотного внеску в сумарний ушкоджуючий вплив на елементи силової передачі, при оцінці їхньої довговічності не враховуються.

У цьому зв'язку актуальними є дослідження, спрямовані на більш глибоке дослідження факторів, що впливають на навантаженість елементів силових передач тракторів, оцінку розподілу навантажень у цих елементах і розробку на цій базі рекомендацій з їхнього зниження для підвищення надійності тракторів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася в рамках тематики науково-дослідної роботи кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ імені Петра Василенка та кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ. Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідної роботи держбюджетної тематики Міністерства освіти і науки на 2006-2009 р.р. (договір № 02-53-06 “Теоретичні основи забезпечення надійності конструкцій (на прикладі автомобілів та тракторів”) і договору № 70/11-23 “Оцінка і забезпечення ремонтпридатності тракторів виробництва ВАТ “ХТЗ” (ДР0109U000362, 2009-2013 р.р.).

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини й трансмісії при різних режимах руху.

Для досягнення поставленої мети визначено такі основні завдання дослідження:

- провести теоретичне дослідження динаміки гусеничного трактора при нерівномірному розподілі навантаження бортами;
- виконати структурний і параметричний синтез засобів захисту силової передачі трактора від перевантажень;
- розробити програму-методику експериментальних досліджень;
- провести аналіз отриманих результатів і розробити рекомендації з їхньої практичної реалізації.

Об'єкт дослідження – процеси утворення пікових навантажень в елементах трансмісії й ходової частини, що визначають надійність гусеничного трактора.

Предмет дослідження – шляхи підвищення надійності гусеничної машини за рахунок зниження пікових навантажень.

Методи дослідження. Вирішення поставлених завдань забезпечується використанням системного підходу й раціонального поєднання теоретичних й експериментальних досліджень, аналізу відомих наукових результатів. Для досягнення результату використаний сучасний метод рішення оптимізаційних завдань й апарат теорії надійності.

Експериментальні дослідження реалізовані із застосуванням існуючих і розроблених методик проведення експерименту, використанням персонального комп'ютера для математичної обробки статистичного матеріалу за результатами експлуатаційних випробувань.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше імовірнісними методами визначена нерівномірність навантаження опорних котків трактора при асиметричному впливі робочих органів при агрегуванні.

2. Вперше визначений взаємозв'язок між геометричними параметрами ходової частини, середніми навантаженнями на опорних котках і характеристиками їхнього розсіювання.

3. Вперше визначений вплив режимів навантаження, зношування елементів ходової частини та трансмісії на їхні показники надійності.

4. Одержала подальший розвиток теорія надійності гусеничних машин стосовно до трансмісії й ходової частини у зв'язку з виявленням механізмів утворення нерівномірності навантаження опорних котків ходової частини й динамічних навантажень у трансмісії.

Практичне значення отриманих результатів. З використанням отриманих результатів теоретичних й експериментальних досліджень були розроблені та прийняті до впровадження ВАТ «ХТЗ»:

- методика оцінки впливу режимів навантаження, зношування елементів ходової частини й трансмісії на надійність гусеничного трактора;
- запропонований спосіб захисту від пікових перевантажень трансмісії та ходової частини гусеничного трактора, реалізований у конструкції пристрою сигналізації про наявність цих перевантажень;
- прилад, що фіксує допустимі й граничні навантаження, що визначають технічний стан та ресурс агрегатів і машин у цілому.

Особистий внесок здобувача. Всі результати досліджень, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У спільних роботах здобувачу належать:

- імовірнісні характеристики вертикальних навантажень на пару опорних ковзанок гусеничного рушія трактора;
- виконано оцінку режимів силового приводу гусеничного трактора при агрегуванні з плугом, експериментально доведена перевантаження трансмісії трактора при рушанні з місць;
- виконано оцінку фільтруючих властивостей (прозорості) силової передачі гусеничного трактора при агрегуванні з плугом до низькочастотних впливи;
- оцінено перевантаження трансмісії гусеничного трактора при агрегуванні з плугом в перехідному режимі при перемиканні передач;
- отримано залежності для визначення середнього значення вертикального навантаження на кожен опорний каток гусеничного рушія і її розсіювання в залежності від величини зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центру мас трактора на опорну поверхню;
- аналітично обґрунтовано залежності крутних моментів на провідних колесах гусеничного трактора від перерозподілу нормальної реакції гусениці під опорними катками;
- виконано оцінку перевантаження силової передачі гусеничного трактора з тягової навантаженням при поворотах, визначені негативні крутний момент в елементах силової передачі борту, що відстає.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи обнародовані й отримана позитивна оцінка на: II і III Міжнародних науково-практичних конференціях “Проблеми технічного сервісу сільськогосподарської техніки” (м. Харків, Україна, 2008 и 2009 р.р.); на IX и X Міжнародних науково-технічних конференціях “Транспорт, екологія – стійкий розвиток”, (м. Варна, Болгарія, 2010 и 2018 р.р.); на Міжнародній науково-технічній конференції “Технічні і економічні перспективи розвитку автотранспортного комплексу і дорожнього будівництва” (м. Харків, Україна, 2008 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва” (м. Харків, Україна, 2018 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції “Технічний прогрес в АПК” (м. Харків, Україна, 2019 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 13 наукових праць, у тому числі: монографія, 9 статей у фахових виданнях переліку МОН України, з них 1 стаття одноосібна; 2 статті у закордонному періодичному виданні: одна з них англійською мовою, друга - входить до міжнародних наукометричних баз Scopus; отримано 1 патент; 2 тези доповідей на міжнародних наукових та науково-практичних конференціях.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з анотації, вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації складає 180 сторінок, у тому числі 4 додатки. Обсяг основного тексту дисертації становить 122 сторінки, 14 рисунків на 8 сторінках, 4 таблиці на 5 сторінках. Список використаних джерел нараховує 131 найменування на 12 сторінках.

РОЗДІЛ 1

НАВАНТАЖЕННЯ СИЛОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ ВПЛИВ НА НАДІЙНІСТЬ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

1.1 Сучасні силові передачі гусеничних машин і вимоги до них при агрегуванні

Одним з найважливіших елементів гусеничного трактора є трансмісія. У сучасних тракторів маса трансмісії зазвичай становить близько 40% маси машини. Висока навантаженість деталей трансмісії гусеничних тракторів підтверджується даними про відмови і недостатнім ресурсом. Так, за даними експлуатації відмови трансмісії, що виникають через 4000-6000 мотогодин, складають до 20-25% від загального числа відмов. У той же час сучасні трансмісії енергонасичених машин повинні мати ресурс в межах 14000-16000 мотогодин до капітального ремонту [1].

Необхідно відзначити, що в експлуатації знаходиться великий парк раніше випущених тракторів, що мають високий ступінь зношеності, життєдіяльність яких підтримується великим обсягом ремонтних операцій і постійним збільшенням кількості поставляються заводами запасних частин [1]. У цих умовах важливо при ремонті використовувати модернізовані деталі і вузли, які задовольняють умові взаємозамінності, але при цьому мають більш високі технічні характеристики. Це дозволяє підвищити ресурс машин в післяремонтний період.

З досвіду експлуатації відомо [1], що для тракторної трансмісії характерним є різкозмінний режим навантаження, обумовлений як складними умовами експлуатації, так і внутрішніми динамічними процесами, пов'язаними зі змінною жорсткістю, деформаціями і недостатньою точністю виготовлення деталей. У міру експлуатації навантаженість силових елементів збільшується.

З аналізу даних про граничні станах високонавантажених зубчастих коліс трансмісії [1] слід, що вихід їх з ладу обумовлений, перш за все, контактними руйнуваннями, викликаними довгодіючими ударно-циклічними навантаженнями, або втомного руйнування зубів.

З огляду на викладене, слід констатувати, що актуальними є наукові дослідження, спрямовані на більш глибоке вивчення факторів, що впливають на навантаженість силових елементів трансмісій. Зокрема прискорень тягово-транспортного засобу, і розробка на цій базі науково-обґрунтованих методів і технічних рішень, що дозволяють не тільки більш вірогідно врахувати навантаження при розрахунках, а й розробити рекомендації, що забезпечують зниження навантаженості і підвищення експлуатаційних показників трансмісій, як машин, що знаходяться в експлуатації, так і модернізованих або знову створюваних машин.

Динамічна навантаженість силової передачі в експлуатації формується в результаті дії як зовнішніх, так і внутрішніх збурень. Найчастіше найбільшим шкідливою дією володіють мають велику динамічну складову зовнішні обурення. Основними серед них є флуктуації кривої навантаження, нерівномірність крутного моменту двигуна, обурення від коливань кістяка на підвісці, викликаних нерівністю дороги або поля, нерівномірність перемотування гусениці - для гусеничних машин, а також впливу з боку систем управління. Основними серед внутрішніх вважаються кінематичні і силові обурення від перезацеплення шестерень, несоосності валів, нерівномірності обертання кардана, деформацій і зсувів корпусних деталей [2, 3].

Розглянемо питання призначення, основні вимоги та класифікація силових передач. Силова передача (трансмісія) призначається для передачі і перетворення силового потоку (СП) від приводного двигуна до рушія машини. Основне призначення силової передачі - це узгодження частоти обертання валу приводного двигуна з частотою обертання рушіїв машини і

забезпечення безперервного регулювання СП при прямолінійній русі і при повороті машини.

Конструктивно силова передача повинна бути компактною, легкою, надійною в роботі, компоновочно гнучкою і мати високий ККД на експлуатаційному режимі роботи [4].

Необхідне узгодження частот обертання валу двигуна і рушіїв машини забезпечується наявністю в силовій передачі редукторів - механізмів, які мають постійне передавальне число, і трансформатора крутного моменту (ТКМ). Силкові передачі можна класифікувати за типом застосовуються в них ТКМ (див. рис. 1.1), їх склад наведено на рис. 1.2. Силкові передачі можуть бути також диференціальні і блокувальні. Диференціальна передача має міжосьові і міжколісні зв'язку з двома ступенями свободи, блокувана - з одним ступенем свободи [4].

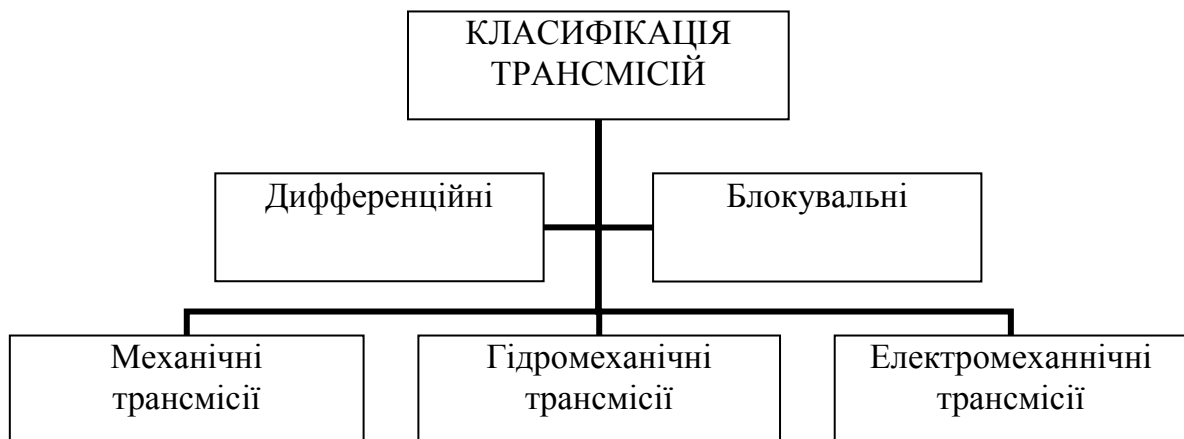


Рис. 1.1. Класифікація трансмісій

Розглянемо типи силових передач і схеми їх силових потоків. На рис. 1.3 представлена схема силової передачі гусеничної машини (а) і її силова передача (б).

Бортові фрикціони з гальмами утворюють механізм повороту гусеничної машини. Силова передача блокувана міжбортовими зв'язками.

Вимиканням одного з фрикціонів і пригальмовуванням гальма того ж борту здійснюється поворот машини.

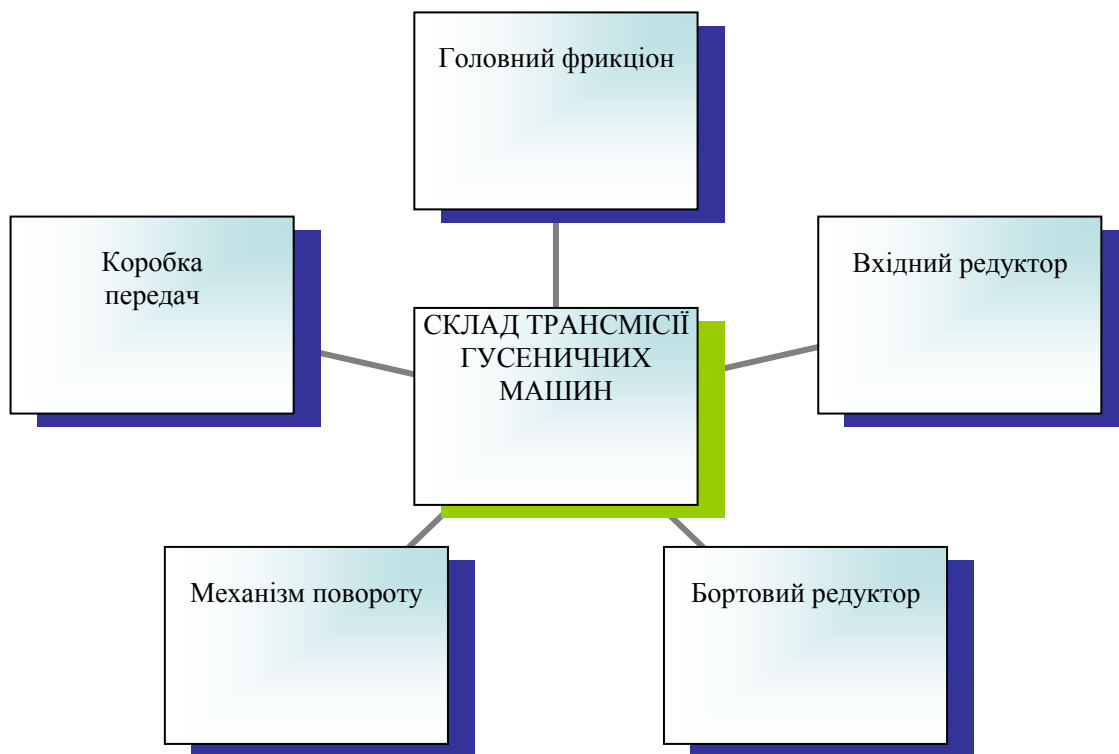


Рис. 1.2. Склад трансмісії гусеничних машин

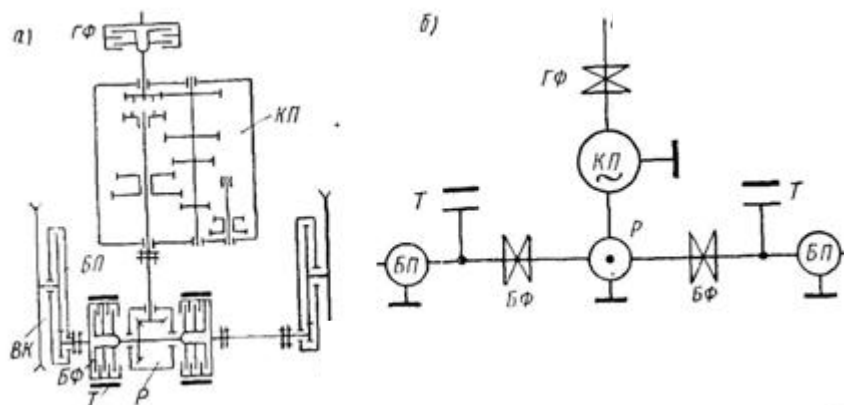


Рис. 1.3. Силова передача гусеничної машини

ГФ зчеплення (головний фрикціон), КП - коробка передач, Р - конічний редуктор, БФ - блокувальні муфти (бортові фрикціони), Т - гальма, БП - бортові передачі [4]

Основним елементом сучасних безперервних силових передач гідростатичного або електричного типу є мотор-колесо (рис. 1.4). Останнє утворює елемент ходової частини машини. Двигуни мотор-колесо приєднуються до генератора, встановленому спільно з приводним двигуном і живляться від нього.

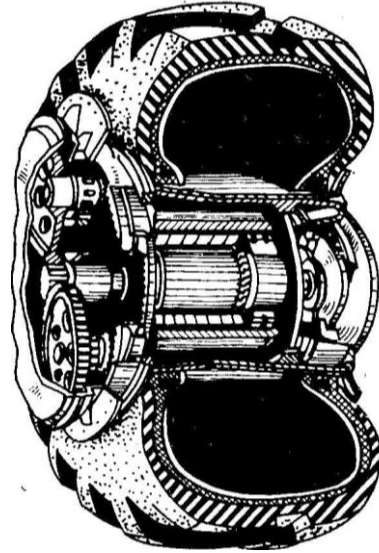


Рис. 1.4. Мотор-колесо [4]

На рис. 1.5, б приведена схема СП передачі. Зі схеми випливає, що двигуни коліс Д підключені до генератора Г паралельно. При паралельному підключенні силова передача буде блокованою. [4].

В даний час електричні силові передачі типу мотор-колесо отримали широкий розвиток. Зокрема, є передачі, в яких змінний струм використовується в якості силового струму. В цьому випадку в мотор-колесах вбудовані асинхронні двигуни, а регулювання їх виробляється за рахунок зміни частоти струму. Однак частотне регулювання асинхронних двигунів - поки не вирішена проблема, хоча її рішенням видається велика увага [4]. На рис. 1.6 приведена схема трансмісії гусеничних тракторів фірми Кейс.

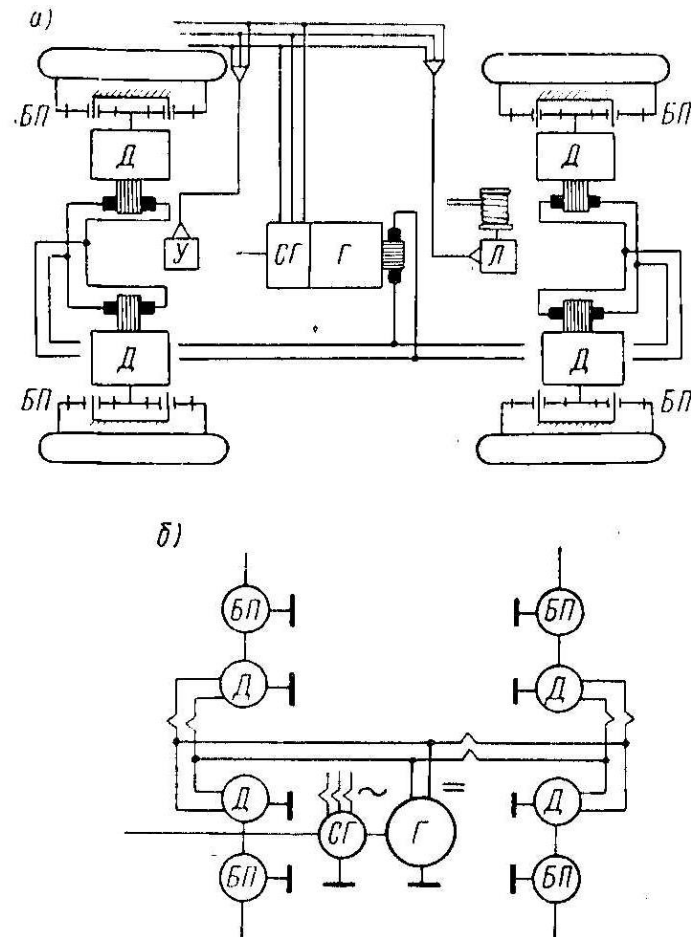


Рис.1.5. Силова передача з мотор-колесами (а) і її СП (б) [4]

В останні десятиліття мав місце значний прогрес у розвитку аналітичних і чисельних методів дослідження нелінійних коливань. Серед робіт, присвячених цим методам, слід зазначити, перш за все, роботи: М.А. Айзермана і ін. [5], А.А.Андропова і ін. [6], В.І. Бабицького і ін. [7], В.Л. Бідерман [8], О. Блэкьера [9], М.М. Боголюбова і Ю.А. Митропольського [10], Б.В. Булгакова [11], Н.В. Бутеніна і ін. [12], В.Л. Вейца і ін. [13], І.І. Вульфсона і ін. [14], Дж. П. Ден-Гартога [15], М.В. Закржевського [16], Г. Каудерера [17], В. Каннінгхем [18], Кін Н.Тонга [19], С.Н. Кожевнікова [20], М.З. Коловський [21], І.Г. Малкіна [22], Н.Н.Моисеева [23], Ю.І. Неймарка [24], Є.П. Попова і І.П. Пальтова [25], Е.Н. Розенвассера [26], Дж. Стокера [27], С.П. Тимошенко та ін. [28], А. Тондла [29], Т. Хаясі [30], Ф.С. Цзе і ін. [31], Г. Шмідта [32], та ін.

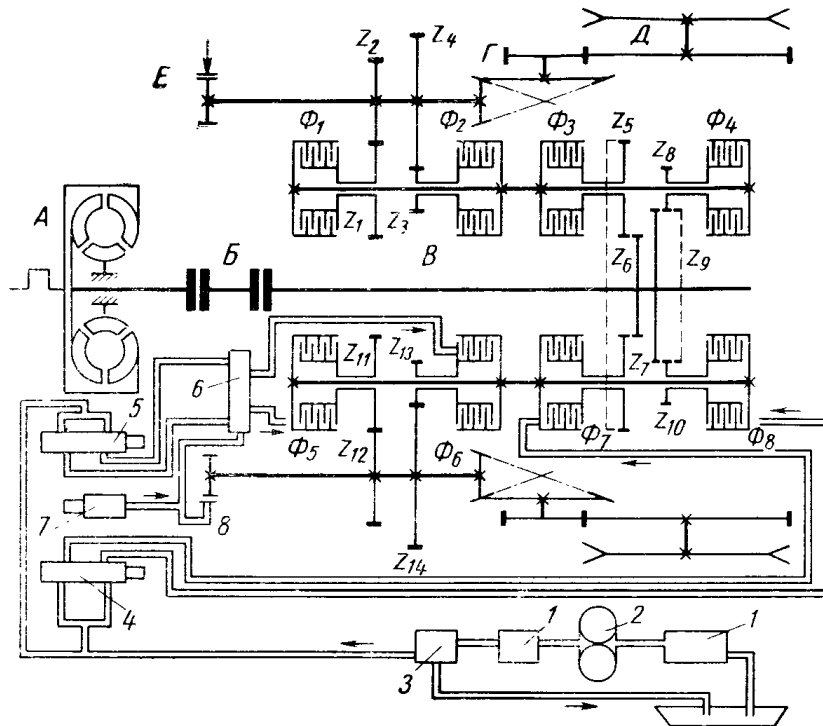


Рис. 1.6. Кінематична і гідравлічна схеми трансмісії гусеничних тракторів 800 і 1000 фірми Кейс з незалежним приводом кожній гусениці: А - ГТКМ; Б - карданний вал; В - двошвидкісний коробка передач; Г - одноступенева головна передача; Д - одноступенева кінцева передача; Е - зупинний гальмо; 1 - фільтр; 2 - масляний насос; 3 - клапан зливу; 4 - золотник вибору напрямку; 5 - золотник вибору передачі; 6 - клапан виключення фрикційних муфт при гальмуванні; 7 - головний гальмівний циліндр; 8 - бустер зупинкового гальма.

Вібраційні процеси можуть істотно зменшувати ресурс роботи або взагалі приводити до поломок силових передач. Завдання зниження зазначених навантажень є завданням вібраційного синтезу. Серед робіт, близьких по тематиці до цієї проблеми, слід, перш за все, відзначити роботи В.Л. Вейца і А.Є. Кочури [33], І.І. Вульфсона і М.З. Коловський [34], Е.А. Гальперіна, А.І. Мідника [35], І.М. Глазман, Л.І. Штейнвольфа, [36], І.М.

Глазман, В.Н. Мітіна [37], А.Н. Голубенцева і П.І. Лиховида [38], В.Б. Гриньова і А.П. Філіппова [39], Р.І. Івановського і А.Г. Таранова [40], П.А. Істоміна [41], С.М. Кожевникова [20], Е.Е. Лавенделла [42], Е.А. Симсона [43], В.А. Троїцького [44], К.В. Фролова і Ф.А. Фурмана [45], Р.І. Фурунжієва [46], Л.І. Штейнвольфа [47].

Пошкодження і відмови деталей і вузлів гальмівних систем обумовлені, перш за все, умовами експлуатації [48]. Для багатьох типів машин характерним є різкоперемінний режим навантаження, що супроводжується появою прискорень машини в трьох площинах.

Загальний навантажувальний режим самохідної машини можна представити у вигляді суми квазистатичної і декількох динамічних складових. Статична складова описує фізичне взаємодія рушіїв при переміщенні по ґрунту, а також процес взаємодії робочих органів з ґрунтом. Численні експерименти свідчать про те, що статична складова режиму навантаження може бути описана стаціонарним випадковим процесом, характеристики якого для машини однієї моделі при експлуатації в однакових умовах є ідентичними [48].

Статична складова є основною складовою процесу навантаження гальмівної системи і може бути прийнята з відповідними коефіцієнтами, що враховують динамічні навантаження, за навантажувальний режим при розрахунках і проектуванні гальм.

Динамічні навантаження, що виникають в процесі експлуатації, можна розділити на постійно діючі при сталому русі з постійною швидкістю, і на виникаючі в перехідних процесах руху машини. Динамічні навантаження першої групи, викликані поздовжніми і кутовими коливаннями, взаємодією трансмісії і ходової частиною і підвіскою, мінливістю крутного моменту двигуна, а також нерівномірністю крутного моменту, що передається карданними і зубчастими передачами, в першому наближенні можуть бути описані квазістаціонарними випадковими процесами [48].

Динамічні навантаження, що виникають при перехідних процесах руху машини, таких як зрушення з місця, розгін і гальмування, перемикання передач, автоколивальних процесах при рушанні і буксованні, описуються нестационарними випадковими процесами.

Існує два принципових методи оцінки статичної складової навантажувального режиму на стадії проектування: моделювання руху самохідної машини по заздалегідь вибраним, так званим, «типовим» маршрутами руху і побудови векторної статичної моделі навантаження на підставі статистичної обробки експериментальних даних випробувань моделі-аналога в різних експлуатаційних умовах. При розробці імітаційної моделі руху самохідної машини необхідно враховувати, що система «машина-водій-дорога» є статичною системою. Модель руху машини розглядається як детермінована модель з випадковими вхідними сигналами, що відображають змінні сумарний опір руху і дорожню обстановку [48].

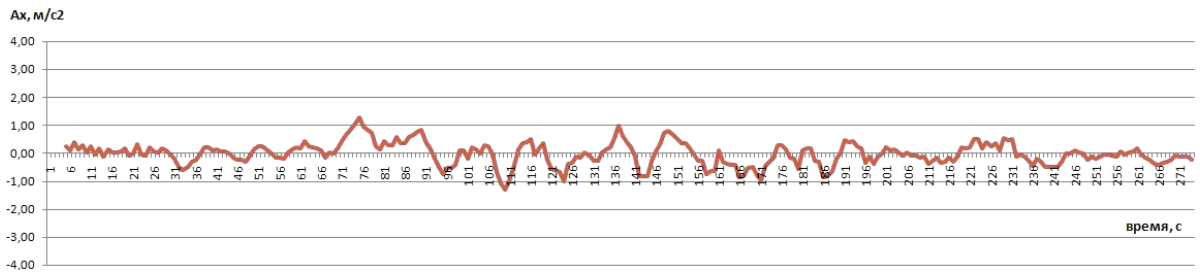
Наведений вище аналіз дозволяє сформулювати загальні вимоги до трансмісіям транспортних засобів [wiki]:

- забезпечення високих тягових якостей і швидкості машини при прямолінійній русі і повороті;
- простота і легкість управління, що виключають швидку стомлюваність водія;
- висока надійність роботи протягом тривалого періоду експлуатації;
- малі маса і габаритні розміри агрегатів;
- простота (технологічність) у виробництві, зручність в обслуговуванні при експлуатації і ремонті;
- високий ККД;
- в машинах високого класу додається вимога безшумності.

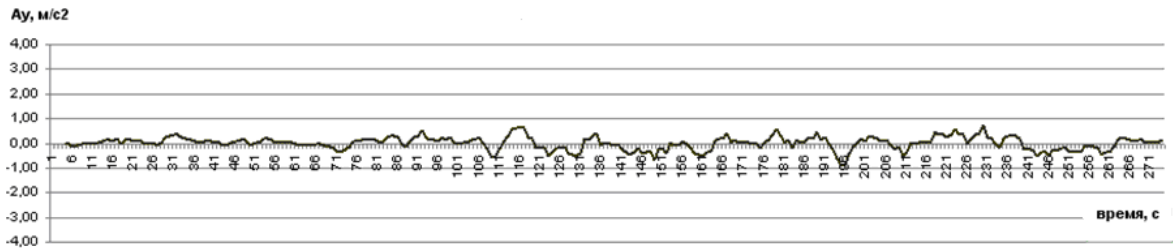
Слід зазначити, що плавність ходу є необхідним фактором зниження динамічної навантаженості трансмісії трактора. Одним із шляхів зменшення динамічної навантаженості енергонасичених сільськогосподарських

тракторів, підвищення їх надійності та експлуатаційних якостей, є удосконалення системи підресорювання трактора, що сприяє зниженню загального рівня низькочастотних коливань.

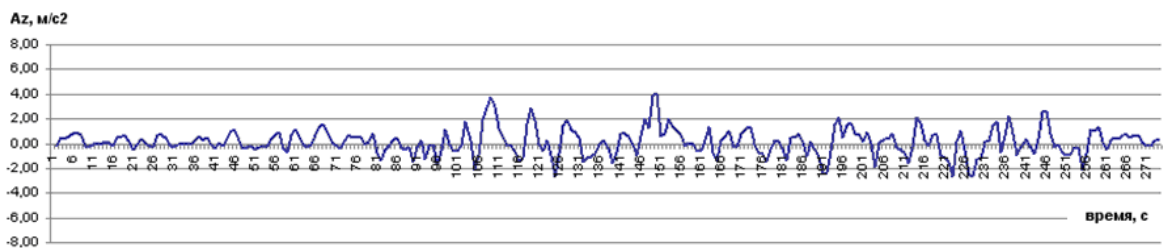
До числа найважливіших експлуатаційних показників трактора, що забезпечують зниження динамічної навантаженості вузлів і деталей трактора, зменшення стомлюваності тракториста, підвищення тягово-зчіпних якостей трактора, продуктивності, поліпшення агротехнічних показників роботи, є плавність ходу. Особливо актуальною проблема поліпшення плавності ходу стала при масовому впровадженні в сільське господарство енергонасичених швидкісних тракторів. Відомо [49], що на плавність ходу трактора впливає компоновка агрегатів і вузлів, база і колія трактора, демпфирующие властивості системи підресорювання, ходової системи в цілому і трансмісії, а також характеристики нерівностей шляху і сили тяги на гаку. До числа найбільш значущих конструктивних факторів, що впливають на плавність ходу, відносяться характеристики системи підресорювання і динамічні характеристики трансмісії. Внаслідок кінематичних особливостей роботи гусеничного рушія робота пружних елементів підвіски в значній мірі впливає на крутильні коливання валів трансмісії, які істотно залежать від типу і параметрів трансмісії. При цьому тип трансмісії надає певний вплив на роботу пружних елементів підвіски, на зміну рівня низькочастотних коливань і показники плавності ходу трактора. Так як коливання підресореного остова і валів трансмісії взаємопов'язані, зниження рівня вібронавантаження швидкісних с.-г. тракторів може бути забезпечено як за рахунок раціонального компонування трактора і оптимального вибору характеристик системи підресорення, так і за рахунок зниження крутильних коливань в системі "двигун-трансмісія". У роботах В.Я. Аніловіча, Г.М. Кутькова, І.Б. Барского і інших вказується на незадовільну плавність ходи гусеничних швидкісних с.-г. тракторів класу 3. У роботі [50] приводяться прискорення під час руху трактора по опорній поверхні (рис. 1.7)



а)



б)



в)

Рис. 1.7. Зміна поздовжніх, бічних і вертикальних прискорень безпружинних мас ТТС при русі по ґрунті: а - поздовжні прискорення; б - бічні прискорення; в - вертикальні прискорення.

Плавність ходу трактора, автомобіля та іншої самохідної машини характеризується здатністю машини долати нерівності шляху без збільшення тряски, галопування. Стосовно до с.-г. тракторам плавність ходу проявляється в здатності поглинати поштовхи, окремі удари, надмірне розгойдування при русі по нерівностях шляху і характеризується вібронавантаженістю остова і робочого місця тракториста. Найбільш істотний вплив на плавність ходу надають характеристики мікропрофілю, викликаючи випадкові коливання, відповідні низькочастотній частини спектра коливань підресорених мас машини, що несуть основну частину

загальної енергії коливальних процесів. Зниження рівня низькочастотних коливань дозволяє знизити стомлюваність тракториста, поліпшити якість виконуваних с.-г. операцій, підвищити надійність, економічність роботи МТА і продуктивність праці, і є найважливішим завданням у вирішенні проблеми плавності ходу трактора. В дослідженні низькочастотних коливань і плавності ходу колісних і гусеничних машин можна виділити три основні напрямки:

1. Дослідження низькочастотних коливань колісних машин (автомобілів, тракторів, комбайнів та ін.).

2. Дослідження низькочастотних коливань гусеничних машин (тягачів, тракторів та ін.).

3. Дослідження низькочастотних коливань транспортних машин і характеру впливу коливань на людину. Великий внесок у розвиток теорії підресорювання автомобілів і гусеничних транспортних машин внесли А.А. Хачатуров, Б.Б. Цимбалін, А.К. Бируля, А.Д. Дербаремдікер, Д.В. Гельфгата, А.А. Силаєв, В.Ф. Платонов, Н.А. Потішника, Б.Л. Афанасьєв, О.К. Прутчиков і інші вчені. В роботі Д.А. Чудакова наводиться методика розрахунку центру пружності і моменту інерції трактора, розглядається вплив на коливання кістяка коефіцієнтів розподілу мас і жорсткості підвіски з урахуванням установки гідроамортизаторів в систему підресорювання сидіння. Однак взаємозв'язок коливань кістяка і деталей трансмісії не враховується. В роботі Д.А. Попова найбільш повно сформульовані основні завдання розрахунку лінійних і нелінійних систем підресорювання гусеничних тракторів. Для розрахунку підвісок з нелінійною характеристикою запропоновано використовувати метод гармонійної лінеаризації, що дозволяє виконувати розрахунки нелінійної коливальної системи з достатньою для практичного використання точністю і наближати результати розрахунку до експериментальних.

У роботах [49, 50] наведені результати досліджень плавності ходу колісних с.-г. тракторів з підресореним переднім мостом. Встановлено, що

основним джерелом коливань кістяка і сидіння є нерівності шляху, вплив яких на трактор залежить від суперечливості руху. За результатами досліджень розроблені методики розрахунку параметрів плавності ходу колісних тракторів, визначені оптимальні значення параметрів підвіски і зроблені висновки про доцільність підресорення переднього моста, введення гідроамортизаторів в підвіску остова і сидіння.

Питання теоретичного і експериментального дослідження плавності ходу гусеничних с.-г. тракторів з полужестійкою підвіскою остова розглянуті в роботах [51 - 54] і ряді інших. В роботі [49] запропонований метод теоретичного і експериментального дослідження плавності ходу гусеничних тракторів з різними системами підресорювання. У роботах [55] проведено дослідження коливання швидкісних с.-г. тракторів з урахуванням впливу коливання в системі підресорювання на крутильного коливання валів трансмісії. Виявлено, що головною причиною низькочастотних коливань кістяка є нерівності шляху и в меншій мірі - коливання тягового опору.

Підвищення швидкостей руху МТА і викликане цим збільшення динамічної навантаженості всіх коливальних систем трактора, в тому числі системи підресорювання, висунуло проблему плавності ходу в ряд найважливіших. З метою зниження рівня низькочастотних коливань, поліпшення плавності ходу проведені дослідження, спрямовані на вдосконалення системи підресорювання кістяка, кабіни і сидіння трактора, вдосконалення інших коливальних систем трактора, зниження рівня зовнішніх впливів, що обурюють шляхом підготовки безрезонансних мікрорельєфів полів [56]. Як показано в роботах В.І.Анохіна, радикальним засобом захисту двигуна від коливань зовнішнього навантаження і зменшення крутильних коливань валів трансмісії є застосування в трансмісії гусеничного трактора непрозорого ГТ. У ряді робіт вивчено вплив ГМТ на коливання і плавність ходу швидкісних гусеничних с.-г. тракторів. Запропоновані спрощені математичні моделі не дозволяють провести досить повний аналіз впливу ГМТ на різні параметри плавності ходу. В даний час

при дослідженні коливань і розрахунку систем підресорювання тракторів і автомобілів широко використовуються методи теорії коливань і статистичної динаміки [28]. Однак вплив типу трансмісії на параметри коливальної системи трактора вивчені мало. Пропоновані в роботах [27, 28] методи конструювання і розрахунку систем підресорювання гусеничних машин і с.-г. тракторів не враховують вплив типу трансмісії на динамічну навантаженість деталей підвіски.

Для досить повного аналізу плавності ходу трактора з ГМТ становлять найбільший інтерес такі оціночні параметри.

1. Параметри, що характеризують коливання підресорених мас остова - вертикальні переміщення підресорених мас остова в зоні центру мас щодо горизонтальній площині і поздовжньо-кутові переміщення.

2. Параметри, що характеризують динамічну навантаженість остова - вертикальні і горизонтальні прискорення кістяка в зоні центру мас.

3. Параметри, що характеризують динамічну та теплову навантаженість деталей підвіски остова - наведені вертикальні деформації пружних елементів.

4. Параметри, що характеризують роботу підвіски сидіння і умови праці тракториста - приведена до напрямку, перпендикулярно підлозі кабіни, деформація пружного елемента, горизонтальні і вертикальні прискорення умовної точки кріплення сидіння до підлоги кабіни і точки, пов'язаної з платформою сидіння, на рівні шиї.

5. Параметр, що характеризує вплив коливань трактора на агротехнічні показники роботи - вертикальне переміщення точки причепа відносно горизонтальної площини.

Проте, ні в одній з розглянутих робіт не запропонована методика оцінки енергетичних втрат, пов'язаних з вертикальними деформаціями ґрунту, яка враховувала б взаємозв'язок коливань кістяка і деформацій ґрунту під опорними катками і вплив на енергетичні втрати типу трансмісії. По плавності ходу гусеничних с. - х. тракторів з ГМТ виконано порівняно

невелика кількість досліджень, результати яких не дозволяють дати достатньо повну оцінку впливу прискорень проєктованих тракторів на динамічну навантаженість трансмісії.

Поява цифрової обчислювальної техніки дозволило вирішувати з високою точністю будь-які формалізовані завдання. Застосування в обчислювальній техніці систем зв'язку з зовнішніми пристроями уможливило створення систем управління і діагностики будь-якої складності. Таким чином, становить інтерес моделювання роботи силових передач гусеничних машин з метою визначення їх динамічної навантаженості.

1.2 Огляд відомих методів моделювання роботи силових передач гусеничних машин

Дослідження динамічних процесів в силових передачах зазвичай починається з побудови механічних і математичних моделей. Під механічною моделлю найчастіше розуміють розрахункову схему з зазначенням послідовності з'єднання ланок, характеру пружних зв'язків (лінійні або нелінійні), місць розташування та властивостей сил опору, зовнішніх сил, що обурюють. Численними розрахунково-експериментальними дослідженнями встановлено, що з необхідною для практики точністю такі системи можна схематизувати у вигляді дискретних пружно-інерційних моделей, що описуються системами звичайних диференціальних рівнянь. Графічне зображення розглянутої моделі у вигляді динамічного графа [57 - 60] є зручним способом лаконічного кодування математичного змісту динамічної моделі.

Під математичною моделлю природно розуміти систему рівнянь в узагальнених координатах, що описують рух системи. Їх запис передбачає знання виразів пружних сил, сил опору і сил, що обурюють через параметри руху і час, початкових і граничних умов, а також умов переходу від однієї системи рівнянь до іншої в механічних моделях змінної структури.

Методи побудови механічних і диференціальної форми математичних моделей силових передач розглядаються в багатьох роботах [59, 60].

Отримувані таким чином моделі мають найчастіше значну розмірність, можуть включати кілька нелінійних елементів, що, природно, ускладнює їх розрахунок і аналіз отриманих результатів. Для цілей аналізу і особливо вібраційного синтезу завжди доцільно зменшення числа ступенів свободи моделей розглянутих систем.

Питання моделювання процесів в системах управління гідромеханічними трансмісіями розглядалися в роботах Д.М. Попова [61], В.П. Тарасика [62, 63], Т.М. Башти [64, 65], П.П. Горбунова [66], Л.Н. Кримського [54], К.Я. Львівського [67], В.Е. Малаховського [68], В.Ф. Платонова [51, 52, 53], В.М. Прокоф'єва [69], Ф.А. Черпака [70] та інших авторів.

В роботі [50] вказується, що експлуатація тягово-транспортних засобів за різними опорних поверхонь (грунтова дорога, тверде покриття і т.п.) супроводжується коливаннями в поздовжньої, бічній і вертикальній площинах. Ці коливання викликані нерівностями профілю, висота яких може значно змінюватися. Величина і частота виникнення коливань впливає на роботу як окремих вузлів і механізмів, так і всього тягово-транспортного засобу. У процесі руху по дорозі з хорошим покриттям або з незначними нерівностями всі виникаючі коливання сприймаються «гасяться» ходовою системою і елементами підвіски. При русі по нерівній дорозі величина коливань збільшується, і робота ходової системи і підвіски погіршується, внаслідок цього на деталі і механізми тягово-транспортного засобу діють навантаження, які часто перевищують допустимі, при цьому відбуваються перевантаження деталей трансмісії, що в кінцевому підсумку призводить до частих поломок і відповідно до додаткових грошових витрат [50]. Тому питань, пов'язаних з контролем величин коливань необхідно приділяти достатню увагу.

При вертикальних і поздовжньо-кутових коливаннях ТТС істотно змінюється тиск елементів ходової системи на ґрунт. Особливо сильно це спостерігається на тракторах, у яких відсутні елементи підвіски. Тому провідні тракторобудівні фірми активно займаються розробкою систем підресорювання.

Під час руху ТТС по ґрунті його підресорена і безпружинна маси роблять поздовжні, бічні і вертикальні коливання (прискорень). З трьох видів прискорень найбільший вплив на зміну щільності ґрунту і плавність ходу викликають вертикальні прискорення. Тому, необхідно контролювати величину цих прискорень, тому що перевищення допустимих значень прискорень призводить до підвищених впливів від ходових систем на ґрунт, а також до підвищених навантажень на вузли і механізми машинно-тракторного агрегату.

В роботі [48] для тягових самохідних машин (тракторів загального призначення) щільність розподілу опору руху при нормальних розподілах питомої тяги P і швидкості V пропонується визначати в такий спосіб:

$$f(P, V) = \sum_{i=1}^k \frac{\gamma_i \cdot Q_i}{2\pi \cdot \sigma_{P_i} \cdot \sigma_{V_i}} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{R_i^2} \cdot \left[\frac{(P - \bar{P}_i)^2}{2 \cdot \sigma_{P_i}^2} + \frac{(V - \bar{V}_i)^2}{2 \cdot \sigma_{V_i}^2} - R_i \cdot \frac{(P - \bar{P}_i) \cdot (V - \bar{V}_i)}{\sigma_{P_i}^2 \cdot \sigma_{V_i}^2} \right] \right\}$$

де \bar{P}_i і \bar{V}_i - медіальне значення і середньоквадратичне відхилення питомої тяги на i -тій передачі відповідно.

На рис. 1.8 наведені експериментальні дані, що характеризують зміна тягових зусиль і моментів, що крутять при експлуатації гусеничних тракторів. Достовірність методів оцінки несучої здатності силових елементів трансмісії багато в чому залежить від імітаційних моделей режимів навантаження.

З цієї точки зору найбільш прийнятним є метод статистичного моделювання режимів навантаження трансмісій.

При статистичному моделюванні режимів навантаження використовуються два основних закони щільності розподілу сили тяги: нормальний усічений і логарифмічно нормально усічений, описувані виразами для двомірного розподілу [48].

У загальному випадку можливі два підходи до вивчення динаміки руху колісних і гусеничних машин: детерміністичний і імовірнісний.

Детерміністичний підхід до вивчення руху машини базується на аналізі моделі руху, для якої відомі початковий стан і зовнішній вплив, заданий у вигляді певної не випадковою функції змінних, що визначають цей вплив.

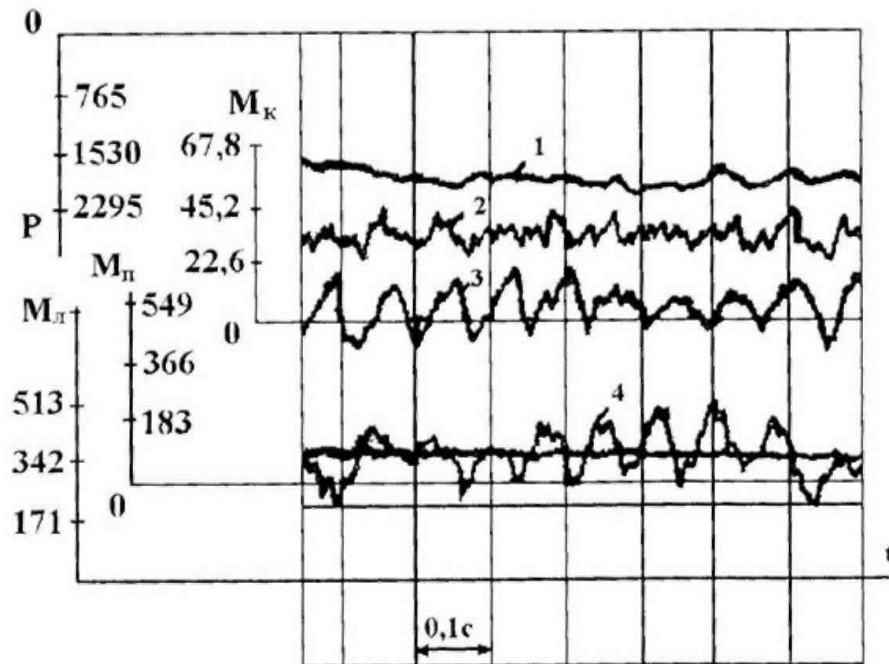


Рис. 1.8. Зміна крутних моментів в трансмісії трактора:

МК МЛ, МП - крутний момент на карданному валу, лівому і правому провідних колесах відповідно; 1, 2, 3, 4 - крутний момент при сталому русі трактора [48]

Детерміністичні принципи не можуть охопити всього різноманіття можливих зовнішніх умов руху. Найважливіше їхня перевага - відносна

простота моделей руху колісних і гусеничних машин і можливість швидкої і точної перевірки результатів аналізу моделі в процесі випробувань. До недоліків детерміністичного підходу можна віднести наступне: він не дозволяє безпосередньо отримати відомості про загальні властивості машини, які проявляються при реальній експлуатації, що охоплює все різноманіття зовнішніх умов її функціонування.

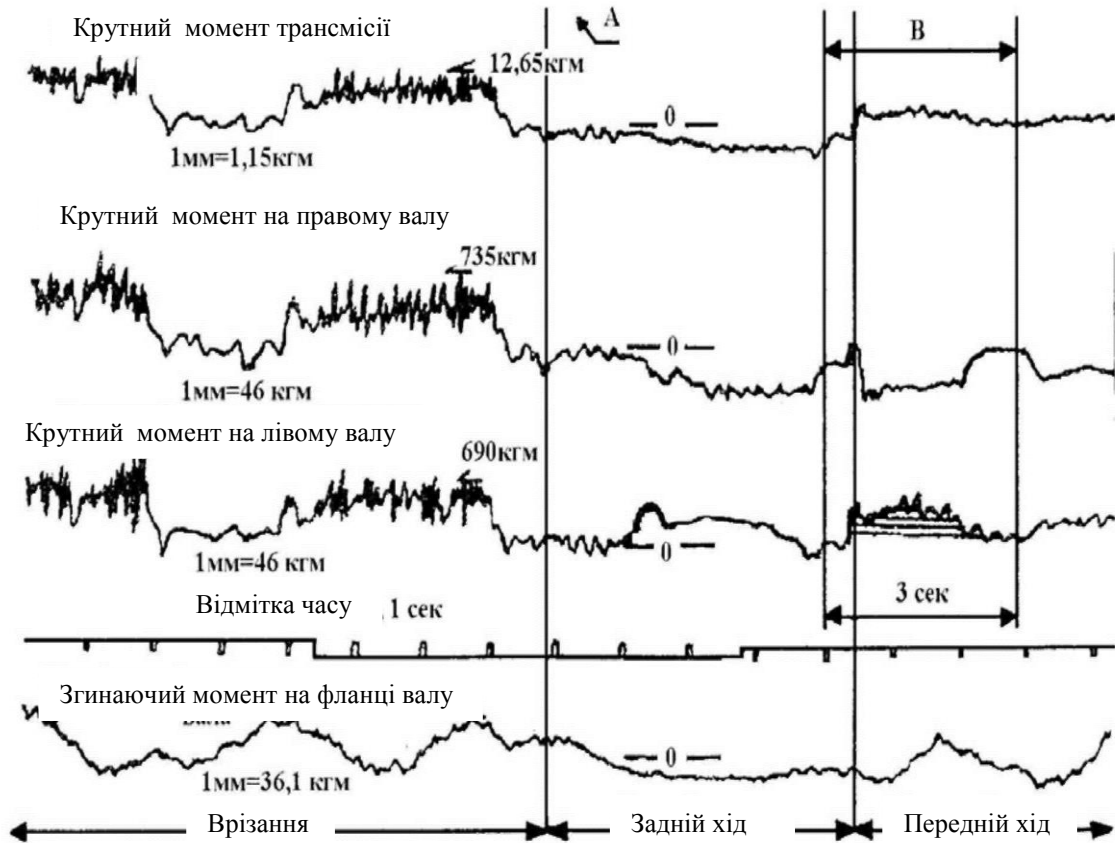


Рис. 1.9. Осцилограма моментів в кінцевій передачі гусеничного трактора [48]

При імовірнісному методі розглядається модель колісної або гусеничної машини як динамічної системи, поведінка якої в кожному конкретному випадку реалізації умов її функціонування не може бути передбачене, але при багаторазових реалізаціях цих умов, що володіють деякими загальними ймовірнісними ознаками, це поведінка підпорядкована певним статистичним закономірностям.

Імовірнісні методи застосовуються для того, щоб, минаючи вивчення окремого явища, звернутися безпосередньо до законів, масовим явищем. Статистичні закономірності, які спостерігаються при масовому експерименті, відображають імовірнісні закономірності, притаманні явища.

Знайдені таким чином апіорні закономірності досліджуваних явищ можуть бути підтверджені або спростовані лише статистичною обробкою натурального експерименту (обробкою апостеріорного даних).

Крім того, відомо, що математично імовірнісна модель руху машини описується такими ж за формою диференціальними рівняннями, як і детерміністична модель. Відмінність полягає лише в тому, що в праву частину диференціального рівняння повинна входити залежить від часу випадкова функція обурення, тобто випадковий процес, що характеризується відповідними імовірнісними характеристиками. У зв'язку з цим рішення поставленого завдання динаміки машини знаходять у вигляді певної сукупності імовірнісних характеристик реакцій машини на зовнішній вплив, заданий в тимчасовій області.

Основною особливістю руху машини, яку необхідно враховувати при оцінці з імовірнісних позицій, є те, що зовнішні умови, що визначають вплив на машину як динамічну систему, змінюються в міру її руху по заданому шляху. Імовірнісні характеристики зовнішнього збурення в практиці можна отримати лише в результаті статистичної обробки результатів експериментальних досліджень окремих реалізацій зовнішніх збурень по шляху передбачуваного руху машини. У зв'язку з цим імовірнісні характеристики відображають зміну імовірнісної міри по шляху руху машини.

Таким чином, на підставі наведеного аналізу можна зробити висновок про те, що деталі, вузли і агрегати самохідних машин працюють в умовах багатофакторного впливу. Це призводить до зниження необхідного рівня надійності та відмов в умовах експлуатації.

1.3 Відомі методи і засоби зниження динамічних навантажень гусеничних машин

Підвищення енергонасиченості тракторів неминуче тягне за собою збільшення навантаженості трансмісій, розширення діапазону амплітуд і спектра частот, що діють на них навантажень. З досвіду експлуатації відомо, що в трансмісії трактора і його ходової частини діють змінні навантаження в результаті змінної тяги і русі по нерівностях, а також від різкого включення муфти зчеплення. Це призводить до виникнення великих коливань в трансмісії і коливань кістяка трактора, які при перевищенні певних рівнів істотно знижують надійність трактора.

Тому актуальними є дослідження щодо зниження статичних і динамічних перевантажень в трансмісії, вертикальних динамічних перевантажень, що діють на остові.

Статичні перевантаження діють в трансмісії трактора і джерелом яких є, в основному, сила тяги. Тому для раціонального використання тракторів важливо знати оптимальну тягову навантаження в даних ґрунтових умовах.

Режим максимального умовного тягового ККД - η_{Tmax} береться в основу визначення взаємозв'язку основних параметрів при проектуванні тракторів [71, 72], тому великий інтерес представляє вибір найбільш простого методу визначення тягового режиму трактора, відповідного η_{Tmax} .

Існує кілька методів визначення [73, 74]. В роботі [71] доводиться, що для тягового режиму трактора, відповідного η_{Tmax} досить точно дотримуються рівності.

$$N_b = N_F \quad \eta_b = \eta_F$$

В роботі [73] для наближеного визначення сили тяги гусеничного трактора, відповідної η_{Tmax} приймається пряmolінійна залежність номінальних швидкостей від тягового навантаження.

В роботі [74] зверталася увага на те, що крива тягового ККД трактора залежно від тягового навантаження досить полого, що ускладнює точне

визначення максимального значення ККД і може призводити до неправильних висновків.

У статті [75] пропонується більш точний графічний метод визначення оптимального тягового режиму трактора, який базується на кривій буксування δ - РКР і на опорі перекачування P_c .

Автори роботи [76] вказали, що робота трактора з несталої навантаженням характеризується перехідними динамічними процесами в системі або коливаннями "у великому". Такі процеси можуть відбуватися внаслідок різкого і глибокого порушення балансу крутного моменту двигуна і моменту опору, тому вони є нестационарними. Можна привести багато прикладів роботи трактора при несталої навантаженні: включення і виключення (повне або неповне) муфти зчеплення, різка зміна циклової подачі палива, заглиблення або виглиблення плуга, включення вала відбору потужності при великому навантаженні на нього і т.д. Однак, найбільш характерним є зрушення і розгін МТА, коли більшість координат системи змінює своє значення від нуля до максимального. Тому тягову динаміку трактора при русі з несталої навантаженням розглянемо на прикладі розгону.

Проблема розгону має кілька аспектів. Одним з основних аспектів є можливість здійснення його без заглохання двигуна внаслідок перевантаження. Важлива також динаміка робочого процесу двигуна і навантаження деталей і вузлів трактора, тривалість розгону і деякі інші.

В теорії трактора розгін розглядається лише для випадку ступінчастою механічною трансмісією і поршневого двигуна, так як ці конструктивні особливості обумовлюють критичні умови розгону. Складність зрушення і розгону при ступінчастою трансмісією полягає в тому, що трактор при повному навантаженні повинен рушати і розганятися, наприклад на відміну від автомобіля, на тій же передачі, на якій йому належить працювати.

Рушання і розгін аналізуються в працях з теорії трактора Е.Д. Львова, М.І. Медведєва, Д.А. Чудакова і в роботі В.А. Болконського. У всіх цих

роботах МТА при розгоні розглядається як двомасових система, що є відомим спрощенням.

Як багатомасових динамічна система МТА розглядався Д.Н. Громовим, який при дослідженні навантажень в трансмісії під час рушання приймав буксування двигунів змінним, що значно наблизило розрахункову схему до реального процесу.

Найбільш повно враховані в теоретичних і експериментальних дослідженнях М.М. Шлуфмана [77]. Як і при дослідженні роботи трактора зі сталим навантаженням, методи теоретичних досліджень розгону засновані на математичному моделюванні процесу з подальшим відтворенням і вивченням його на аналогових обчислювальних машинах. Дослідження розгону і роботи трактора зі сталим навантаженням на електронних моделях проводилися паралельно на прикладі одного і того ж трактора.

Розгін МТА можна розділити на два періоди: рушання з місця в розгін. Зворушенням будемо вважати той проміжок часу, протягом якого відбувається буксування муфти зчеплення. У момент вирівнювання кутових швидкостей веденого і ведучого валів муфти зчеплення настає період розгону агрегату.

Рушання і розгін МТА відбуваються наступним чином: двигун працює в заданому режимі без навантаження, муфта зчеплення роз'єднана, трактор стоїть нерухомо. У початковий період включення муфти зчеплення між провідними і відомими дисками відбувається інтенсивне буксування, а на провідну частину муфти передається невеликий крутний момент, під дією якого в трансмісії вибираються зазори між зубами шестерень, в шліцьових з'єднаннях, а також пружно деформуються деталі трансмісії. У міру зниження буксування муфти зчеплення крутний момент, що передається нею, наростає і досягає значення, достатнього для подолання сил опору переміщенню трактора. Трактор починає рухатися поступально, вибираються зазори в механізмі з'єднання трактора з знаряддям, після чого відбувається зрушення знаряддя з місця.

Таким чином, видно, що трансмісія відчуває статичні перевантаження і максимальні динамічні навантаження на перехідних режимах руху: при рушанні з місця і розгоні трактора - це призводить до втрати її довговічності.

Для зниження статичних перевантажень, безумовно, можна використовувати людини-оператора, якщо забезпечити його відповідною інформацією з допустимої статичної навантаженні.

Для зниження максимальних динамічних перевантажень потрібно розробити і обґрунтувати систему захисту від перевантажень через людину-оператора.

Огляд літератури та інших джерел показав, що зниження динамічних навантажень гусеничних машин забезпечувалося застосуванням відомих систем захисту від перевантажень елементів машин:

- сигнал про перевантаження (або про досягнення граничного стану), переклад об'єкта в допустимий режим роботи;
- сигнал про перевантаження, відключення об'єкта;
- сигнал про перевантаження, оператор (біологічний захист), переклад об'єкта в полегшений режим або виключення з роботи.

Ці питання досліджувалися в роботі [78]. У цій роботі зазначено наступне:

- якщо при спрацьовуванні захисту система продовжує функціонувати, то таку установку захисту називають "м'якою";
- якщо спрацьовування захисту призводить до припинення функції об'єкта: заглохання двигуна, відключення муфти зчеплення, інше роз'єднання валів і т.д., то таку установку захисту називають "жорсткою"

Очевидно, що м'яка установка більш гнучка, не настільки різко впливає на продуктивність об'єкта, але вимагає інформації з стані елементів захисту. При цьому надійність об'єкта лежить в діапазоні від мінімальної, коли захист не працює, до максимальної, коли захист працює і багато в чому залежить від надійності сигнального пристрою і дисципліни оператора, який повинен обмежити роботу об'єкта не на номінальному режимі. При "жорсткої"

встановлення захисту припинення функціонування об'єкта призводить до негайного вжиття заходів щодо усунення його перевантаження, що забезпечує максимальну надійність. Але і в цьому випадку потрібно сигнальний пристрій з працездатності захисного пристрою.

Характерна особливість сільськогосподарського виробництва - безперервні зміни зовнішніх умов. У зв'язку з цим специфічні вимоги автоматичного регулювання різних процесів. В останні роки сільськогосподарські машини все більше оснащують системами автоматичного контролю (САК) роботи. Такі системи не тільки сигналізують про порушення технологічного процесу, але часто виконують функції обліку і вибору оптимального режиму роботи.

В роботі [79] вказується, що на трактор і його двигун діє нестала зовнішнє навантаження, яка викликає зміну швидкісного режиму і паливної економічності. У двигуна часто спостерігається невиправдано висока витрата палива на одиницю роботи, так як в процесі експлуатації, як правило, не здійснюється підбір оптимального режиму для кожної заданої навантаження. Для цієї мети необхідно мати спеціальні пристрої, постійно встановлені на тракторі.

Застосовувані в практиці прилади дозволяють візуально контролювати крутний момент, частоту обертання валу і потужність двигуна при роботі тракторного агрегату [80]. Відсутність же контролю витрат палива на одиницю роботи, а також показання на різних індикаторах крутного моменту і частоти обертання валу двигуна знижують точність і зручність відліку параметрів.

В роботі [81] наведені дослідження ефективності застосування комбінованої САР на с.-г. гусеничному тракторі загального призначення.

У контурі САР по відключенню при зміні сили тяги на гаку РКР змінюються моменти опору на провідних колесах трактора M_k і первинному валу трансмісії M_c . Відхилення $\Delta M = M_c - M_{en}$ моменту M_c від необхідного значення M_{en} формується в чутливому елементі, який у відомих САР за

відхиленням виконує також функції задає би порівняв елементів. Сигнал ΔM надходить в підсилювач-перетворювач, який при необхідності підсилює цей сигнал і перетворює його в переміщення Z_t органу зміни передавального числа трансмісії. Регулюючий вплив на трансмісію у вигляді сигналу ΔI зменшує відхилення ΔM , і процес регулювання закінчується при дотриманні із заданою точністю умови $M_c = M_{ен}$.

Другий канал передачі обурення (пунктирна лінія на рис. 1.5) так само може бути самостійно використаний для самохідних машин [48, 49]. Спеціальні підсилювачі в даній системі відсутні, регулятор, реагуючи на зміни передавального числа, усуває вплив збурення на регульовану величину M_c .

Дослідження [80] показало, що для забезпечення оптимальних швидкостей руху агрегату в умовах безперервного коливання опору машин-знарядь, які є навантаженням для тракторного двигуна; необхідна автоматична система управління (АСУ) швидкісними режимами роботи агрегату.

На ПО "Кіровський завод" розроблена електрогідравлічна автоматична система управління (АСУ) швидкісними режимами трактора. Автоматичне управління здійснюється за відхиленням частоти обертання колінчастого вала двигуна при ступінчастому зміні передавального числа трансмісії.

На ХТЗ розроблена система автоматичного управління швидкісними і навантажувальними режимами роботи трактора Т-150 (САУР).

Система забезпечує 2 основні режими роботи:

1. При установці педалі задачіка в крайнє переднє положення САУР забезпечує режим стабілізації роботи двигуна з повним навантаженням. Цей режим використовується на енергоємних роботах, що допускають рух на максимальній швидкості. САУР робить автоматичне перемикання передач при незмінному максимальному швидкісному режимі двигуна. Швидкість руху трактора при цьому змінюється обернено пропорційно змінам навантаження, в основному, залишаючись менше заданої.

2. При установці педалі в проміжне положення, САУР забезпечує режим стабілізації заданої швидкості руху. Цей режим використовується, коли за вимогами агротехніки або умовам безпеки необхідно рух з обмеженою швидкістю. На цьому режимі САУР при зменшенні навантаження на трактор включає підвищену передачу, одночасно знижуючи оберти двигуна, а на оборот: при збільшенні навантаження САУР включає знижену передачу і підвищує швидкісний режим двигуна.

Висновки по розділу 1

1. Проведений аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт і огляд літератури показали відсутність рекомендацій щодо оцінки динамічної навантаженості елементів трансмісії і ходової частини гусеничних машин, що не дозволяє визначити її вплив на показники надійності цих машин і розробити ефективні методи забезпечення цих показників надійності.

2. Поява цифрової обчислювальної техніки дозволило вирішувати з високою точністю будь-які формалізовані завдання. Застосування в обчислювальній техніці систем зв'язку з зовнішніми пристроями уможливило створення систем управління і діагностики будь-якої складності. Таким чином, становить інтерес моделювання роботи силових передач гусеничних машин з метою визначення їх динамічної навантаженості.

3. На підставі наведеного аналізу можна зробити висновок про те, що деталі, вузли і агрегати самохідних машин працюють в умовах багатофакторного впливу. Це призводить до зниження необхідного рівня надійності та відмов в умовах експлуатації.

4. Дослідження показало, що для забезпечення оптимальних швидкостей руху агрегату в умовах безперервного коливання опору машин-знарядь, які є навантаженням для тракторного двигуна; необхідна автоматична система управління (АСУ) швидкісними режимами роботи агрегату.

РОЗДІЛ 2

ДИНАМІКА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ НЕРІВНОМІРНОМУ РОЗПОДІЛІ НАВАНТАЖЕННЯ ПО БОРТАХ

2.1 Розподіл навантажень по бортах при симетричному і асиметричному тяговому навантаженні

При роботі гусеничного трактора з плугом виникає перекидаючий момент, що викликає перерозподіл вертикальних реакцій між бортами. У цій статті, з використанням імовірнісного методу, визначені вертикальні реакції на кожному з опорних ковзанок гусеничного рушія з урахуванням дії перекидаючого моменту в поперечній площині. Отримано аналітичні залежності, що дозволяють здійснювати розрахунок зазначених реакцій з урахуванням геометричних параметрів трактора і величини перекидаючого моменту.

Імовірнісний метод визначення вертикальних реакцій на колесах багатовісних автомобілів був раніше запропонований в роботі [83, 84]. В основу зазначеного методу було покладено припущення про те, що розподіл вертикальної реакції на одне колесо підпорядковується нормальному закону. Використовуючи правило "трьох сигм" і визначивши максимально і мінімально можливі вертикальні реакції на кожному колесі, автори робіт [83, 84] отримали характеристики нормального розподілу випадкової величини (оцінки математичного очікування і середнього квадратичного відхилення). Однак отримані в роботах [83, 84] аналітичні вирази не можуть бути використані для оцінки навантаженості ковзанок гусеничного рушія при агрегуванні трактора зі зброєю (наприклад, плугом) і дії перекидаючих моментів.

На рис. 2.1 приведена розрахункова схема сил, що діють на ходову частину трактора при виникненні перекидаючого моменту M_y в поперечній

площині. Дія моменту M_y викликає зміщення сумарною вертикальною реакцією дороги $R_{Z\Sigma}$ на величину y_0 в поперечній площині (див. рис. 2.1).

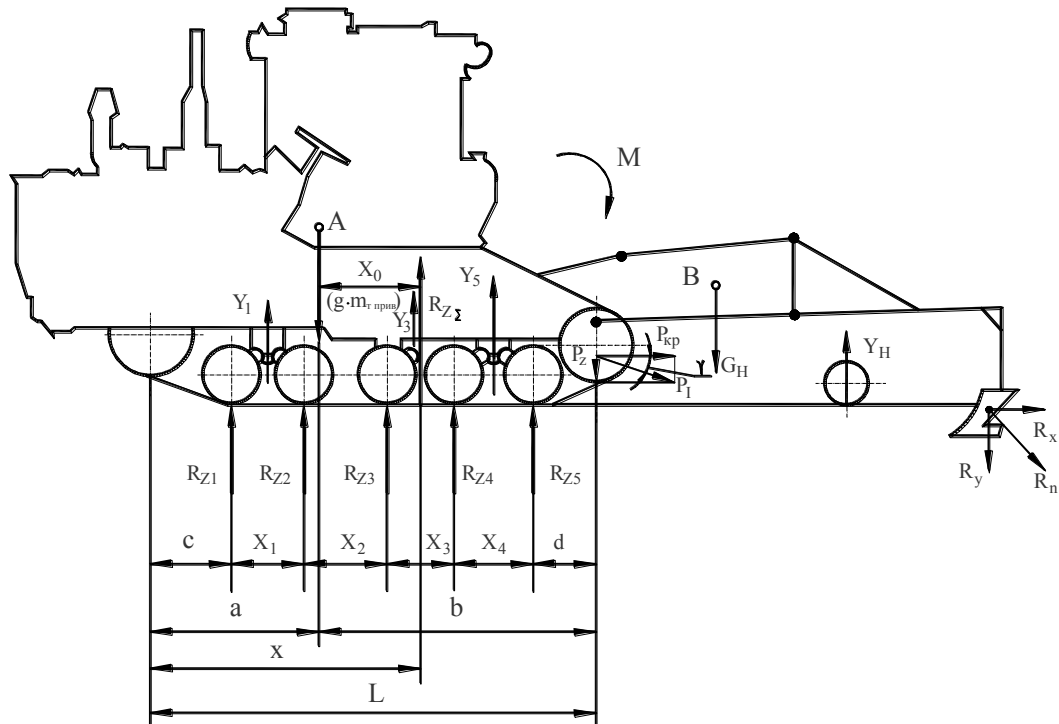


Рис.2.1. Розрахункова схема сил, що діють на ходову частину трактора при виникненні моменту M_y

Величина зазначеного зсуву може бути визначена як

$$y_0 = \frac{M_y}{m_{\text{Тприв}} \cdot g}, \quad (2.1)$$

де $m_{\text{Тприв}}$ - наведена, з урахуванням навісних знарядь, маса трактора;

g - прискорення сили тяжіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

При дії моменту M_y сумарна вертикальна реакція розподіляється між гусеницями трактора наступним чином

$$\begin{cases} \frac{R'_{z\Sigma}}{R_{z\Sigma}} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}}; \\ \frac{R''_{z\Sigma}}{R_{z\Sigma}} = 0,5 + \frac{y_0}{B_{mp}}, \end{cases} \quad (2.2)$$

де B_{mp} – поперечна база гусеничного трактора;

R'_z, R''_z – сумарні вертикальні реакції опорної поверхні на менш і більш навантажених гусеницях.

В роботі [84] для двовісного автомобіля визначені імовірнісним методом вертикальні реакції на колесах з урахуванням нерівномірності їх розподілу між колесами однієї осі. Для двухосного автомобіля, при розподілі вертикального навантаження між двома мостами, справедливі співвідношення [84]

$$\begin{cases} \frac{R'_{z1}}{R_{z\Sigma}} + \frac{R''_{z1}}{R_{z\Sigma}} = \frac{b}{L}; \\ \frac{R'_{z2}}{R_{z\Sigma}} + \frac{R''_{z2}}{R_{z\Sigma}} = \frac{a}{L}; \\ R'_{z1} + R''_{z1} + R'_{z2} + R''_{z2} = R_{z\Sigma}; \\ R'_{z1} + R'_{z2} = R''_{z1} + R''_{z2} = 0,5, \end{cases} \quad (2.3)$$

де a, b – відстані від передньої і задньої осей автомобіля до проекції центра мас на горизонтальну площину;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

R'_{z1}, R''_{z1} – вертикальні реакції на колесах передньої осі;

R'_{z2}, R''_{z2} – вертикальні реакції на колесах задньої осі.

Всі позначення з одним штрихом в роботі [84] віднесені до коліс одного борту, а з двома штрихами - до коліс іншого борту. За аналогією з двохосьовим автомобілем, розглянутим в роботі [84], припустимо, що, з

урахуванням місця розташування точки прикладання сумарної вертикальної реакції опорної поверхні, вертикальне навантаження сприймається тільки двома парами опорних ковзанок (симетрично з кожного борту трактора).

З урахуванням зсуву y_0 сумарною вертикальної реакції $R_{Z\Sigma}$ і прийнятих вище припущень, співвідношення між вертикальними реакціями опорних ковзанок, умовно сприймають ці реакції, можна визначити як

$$\begin{cases} \frac{R''_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \frac{b}{L} - \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}; \\ \frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}} - \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}; \\ \frac{R''_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{b}{L} + \frac{y_0}{B_{mp}} + \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}, \end{cases} \quad (2.4)$$

де L - умовна поздовжня база трактора (відстань між поперечними лініями, що проходять через осі опорних котків, що сприймають вертикальне навантаження).

В системі, що складається з трьох рівнянь (2.4) чотири невідомі. Це означає, що задавши значення однієї з них, можна визначити значення трьох інших. Приймавши в якості незалежної змінної відношення $R'_{Z1}/R_{Z\Sigma}$ (так зручніше) і прирівнявши останню до нуля, отримаємо

$$\begin{cases} \frac{R''_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \frac{b}{L}; \\ \frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}}; \\ \frac{R''_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 - \frac{b}{L} + \frac{y_0}{B_{mp}}. \end{cases} \quad (2.5)$$

При $R'_{Z1} / R_{Z\Sigma} = 0$ в рівнянні (2.5) повинна виконуватися умова

$\frac{R''_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \geq 0$, що можливо при

$$\frac{b}{L} \leq 0,5 + \frac{y_0}{B_{mp}}. \quad (2.6)$$

Таким чином

$$\left(\frac{R''_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\min} = 0,5 - \frac{b}{L} - \frac{y_0}{B_{mp}}. \quad (2.7)$$

Вираз (2.7) справедливо при $R'_{Z1} / R_{Z\Sigma} = 0$ і

$$\frac{b}{L} = 0,5 + \frac{y_0}{B_{mp}}. \quad (2.8)$$

Таким чином, при $R'_{Z1} / R_{Z\Sigma} = \left(R'_{Z1} / R_{Z\Sigma} \right)_{\min} = 0$

$$\frac{R''_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \left(\frac{R''_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} = \frac{b}{L}. \quad (2.9)$$

Із виразу (2.5) при $R'_{Z1} / R_{Z\Sigma} = 0$ визначимо

$$\frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = \left(\frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}}. \quad (2.10)$$

Таким чином, при виконанні умови (2.6), діапазон зміни відносної вертикальної реакції $R'_{Z1} / R_{Z\Sigma}$ знаходиться в межах

$$0 \leq \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} \leq \frac{b}{L}. \quad (2.11)$$

Аналогічно розглянемо розподіл вертикальних реакцій при $\frac{b}{L} \geq 0,5 + \frac{y_0}{B_{mp}}$. У цьому випадку можливе отримання

$$\frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} = \left(\frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\min} = 0, \quad (2.12)$$

а також

$$\left(\frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} = \frac{a}{L}. \quad (2.13)$$

При виконанні умови (2.12) з рівняння (2.4) отримаємо

$$\frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \left(\frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}}. \quad (2.14)$$

При виконанні умови (2.13) з рівняння (2.4) також визначимо

$$\frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} = \left(\frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\min} = 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}} - \frac{a}{L}. \quad (2.15)$$

Одже, при $\frac{b}{L} \geq 0,5 + \frac{y_0}{B_{mp}}$, зміна відносних вертикальних реакцій на розвантаженому борту відбувається в межах

$$0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}} - \frac{a}{L} \leq \frac{R'_{Z1}}{R_{Z\Sigma}} \leq 0,5 - \frac{y_0}{B_{mp}} \quad (2.16)$$

і

$$0 \leq \frac{R'_{Z2}}{R_{Z\Sigma}} \leq \frac{a}{L}. \quad (2.17)$$

Уявімо пару ковзанок, розташованих співвісно на лівій і правій гусеницях, як умовний міст. Можливі варіанти попарного навантаження умовних мостів представлені в таблиці 2.1.

Відповідно до варіантів, представлених в таблиці 2.1, використовуючи отримані залежності, нами були визначені максимальні і мінімальні значення вертикальних реакцій на кожному опорному катку при зміні параметра x в кожному із зазначених інтервалів.

Таблиця 2.1

Варіанти навантаження пар опорних котків (умовних мостів)

$x=a+x_0$	$[c; c+x_1]$	$[c+x_1; c+x_1+x_2]$	$[c+x_1+x_2; c+x_1+x_2+x_3]$	$[c+x_1+x_2+x_3; c+x_1+x_2+x_3+x_4]$
навантажені мости	1,2; 1,3; 1,4; 1,5	1,3; 1,4; 1,5; 2,3; 2,4; 2,5	1,4; 1,5; 2,4; 2,5; 3,4; 3,5	1,5; 2,5; 3,5; 4,5

x_0 – поздовжнє зміщення лінії дії реакції $R_{Z\Sigma}$, викликане дією перекидаючого моменту M_x в поздовжній площині.

Для кожного інтервалу значень x визначені залежності для найменших і найбільших відносних вертикальних реакцій на опорних ковзанках.

Для нормального закону розподілу величини відносних вертикальних реакцій на опорних ковзанках визначимо оцінку математичного очікування

$$\left(\frac{\bar{R}_{Zi}}{R_{Z\Sigma}} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{R_{Zi}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} + \left(\frac{R_{Zi}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\min} \right], \quad (2.18)$$

де R_{Zi} – вертикальна реакція на i -му опорному катку.

Використовуючи правило "трьох сигм", знаходимо середнє відхилення для вертикальної реакції на i -му опорному катку

$$\sigma_{R_{Zi}} = \frac{1}{\sigma} \cdot \left[\left(\frac{R_{Zi}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\max} - \left(\frac{R_{Zi}}{R_{Z\Sigma}} \right)_{\min} \right]. \quad (2.19)$$

Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожен опорний каток гусеничного рушія і її розсіювання в залежності від величини зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центру мас трактора на опорну площину.

Найбільш енергоємним технологічним процесом для гусеничного трактора є орні роботи, при виконанні яких елементи силової передачі трактора навантажені максимальними навантаженнями, що приводять до їх руйнування. У зв'язку з цим оцінка розподілу навантажень в елементах силової передачі трактора і розробка рекомендацій щодо їх зниження є актуальними для підвищення безвідмовності тракторів.

Для оцінки тягових властивостей тракторів запропоновані аналітичні залежності крутного моменту ведучих коліс від кінематичних і енергетичних параметрів силової передачі трактора [85 - 88]. Однак, дані залежності справедливі за умови рівномірного розподілу навантажень по бортах трактора, хоча в ряді робіт [89, 90] відзначено, що при виконанні гусеничними тракторами орних робіт його борту навантажені нерівномірно,

що є наслідком асиметричності приєднання плуга до трактора і різного опору пересування правої і лівої гусениць.

Стале прямолінійний рух гусеничного трактора за умови його статичної рівноваги оцінено в системі координат x , y і z що відображають рух трактора вперед (x), в сторону лівого борту (y) і вертикальне переміщення центру мас (z) (рис. 2.2).

Для даної розрахункової схеми рівняння рівноваги записується у вигляді:

$$c \sum_{i=1}^n (z_{1i} + z_{2i}) + Z - G = 0;$$

$$P_1 + P_2 - R_{f1} - R_{f2} + X = 0;$$

$$S_{1n} + S_{2n} + Y - (S_{13} + S_{23}) = 0;$$

$$M_y - c \sum_{i=1}^n (z_{1i} + z_{2i}) l_i = 0; \quad (2.20)$$

$$M_x - \frac{B}{2} c \sum_{i=1}^n (z_{1i} - z_{2i}) = 0;$$

$$(S_{1n} + S_{2n}) l_n + (S_{13} + S_{23}) l_3 + (R_{f2} - R_{f1}) \frac{B}{2} + (P_1 - P_2) \frac{B}{2} + M_z = 0,$$

де G - сила тяжіння трактора;

z_{1i}, z_{2i} - деформація наведеної підвіски правого і лівого бортів

($z_{1i} \neq z_{2i}$); $R_{f1} = f_1 c \sum_{i=1}^n z_{1i}$, $R_{f2} = f_2 c \sum_{i=1}^n z_{2i}$ (c - жорсткість підвіски,

f_1 і f_2 - коефіцієнти опору руху гусениць);

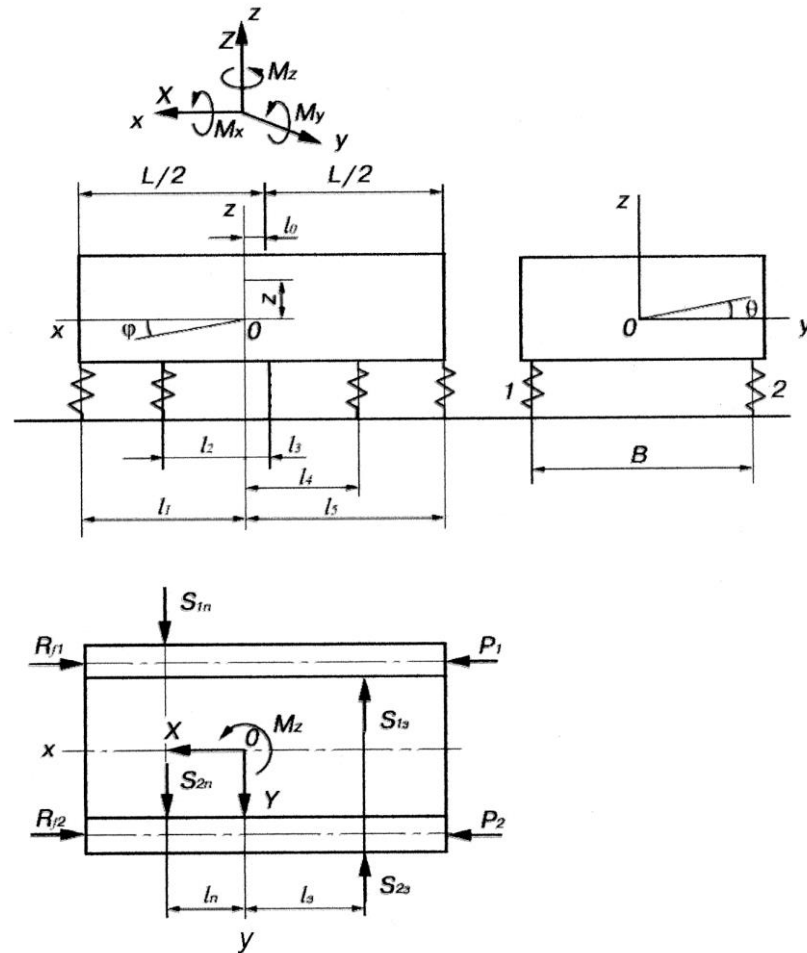


Рис. 2.2. Розрахункова схема статичного рівноваги гусеничного трактора (епюри 1 і 2 в подвійних індексах відносяться відповідно до правому і лівому бортах): $l_i (i = 1, 2, \dots, n)$ - координати наведених підвісок по осі x (для трактора Т-150-09 число ковзанок на одному борту $n = 4$); L, B - відповідно база і колія трактора; z - вертикальне переміщення центру мас; φ, θ - кути повороту остова трактора щодо осей і відповідно; l_0 - зміщення центру мас щодо середини бази; l_n - координати точок прикладання рівнодіюча S_{1n} і S_{2n} бічних дотичних сил на передніх ділянках епюр їх розподілу; l_3 - то ж для задніх ділянок епюр і сил S_{13} і S_{23} ; R_{f1}, R_{f2} - рівнодіючі сили опору руху гусениць; P_1, P_2 - рівнодіючі тягових зусиль; X, Y, Z - осьові компоненти головного вектора; M_x, M_y, M_z - осьові компоненти головного моменту навантажень на трактор від плуга; $N_i (i = 1, 2, \dots, n)$ - нормальні реакції гусениці під катками.

$$M_x = \sum_i M_{xi}, M_y = \sum_i M_{yi}, M_z = \sum_{i=1} M_{zi}; M_{xi} = Z_i y_i - Y_i z_i, M_{yi} = X_i z_i - Z_i x_i, M_{zi} = Y_i x_i - X_i y_i;$$

X_i, y_i, z_i - компоненти діючих зусиль в місцях кріплення опорних стійок і нижніх тяг навісного пристрою до кістяка трактора за координатами $x_i, y_i, z_i (i = 1, 2, \dots, 6)$.

Перше, четверте і п'яте з рівнянь (2.20) дозволяє знайти переміщення остова трактора під дією прикладених до нього статичних навантажень:

$$\varphi = \frac{M_y = (G + Z) \sum_{i=1}^n l_i}{2c [(\sum_{i=1}^n l_i)^2 - \sum_{i=1}^n l_i^2]}, z = \frac{1}{2nc} [(2c \sum_{i=1}^n l_i) \varphi + Z - G], \Theta = \frac{2M_x}{cB^2} \quad (2.21)$$

Знаючи переміщення z, φ, Θ визначаються величини z_{1i}, z_{2i} і будуються епюри сил N_{1i}, N_{2i} . Виходячи з лінійного характеру залежності $q_{\mu i}(x) = \mu_i q_i(x)$, де $q_i(x), q_{\mu i}(x) (i = 1, 2)$ - відповідно інтенсивності розподілених нормальної і поперечної дотичній навантажень на опорних ділянках гусениць, а μ_i - коефіцієнти опору повороту, будуються епюри сил $q_{\mu i}$ і визначаються їх рівнодіюча S_{in}, S_{iz} (рис. 2.3).

Епюри сил тиску опорних ковзанок представляються у вигляді трапеції [88], великі підстави яких розташовані у задніх котків (рис. 2.3, а). Аналогічний вигляд має без урахування «сплесків» тиску під катками і епюра нормальних тисків (рис. 2.3, б). Підстави q_0 і q_L даної трапеції визначаються, розглядаючи рівняння статичних моментів трапеції і утворюють її прямокутника і трикутника щодо т.т. А та В:

$$\begin{aligned} (q_0 + q_L)L(L - x_c) &= q_0 L^2 + \frac{2}{3}(q_L - q_0)L^2; \\ (q_0 + q_L)Lx_c &= q_0 L^2 = \frac{1}{3}(q_L - q_0)L^2, \end{aligned} \quad (2.22)$$

де x_c - координата центру тиску. Враховуючи що

$$\frac{1}{2}(q_0 + q_L) \frac{1}{L} \sum_{i=1}^n N_i = \frac{1}{2} \tilde{q},$$

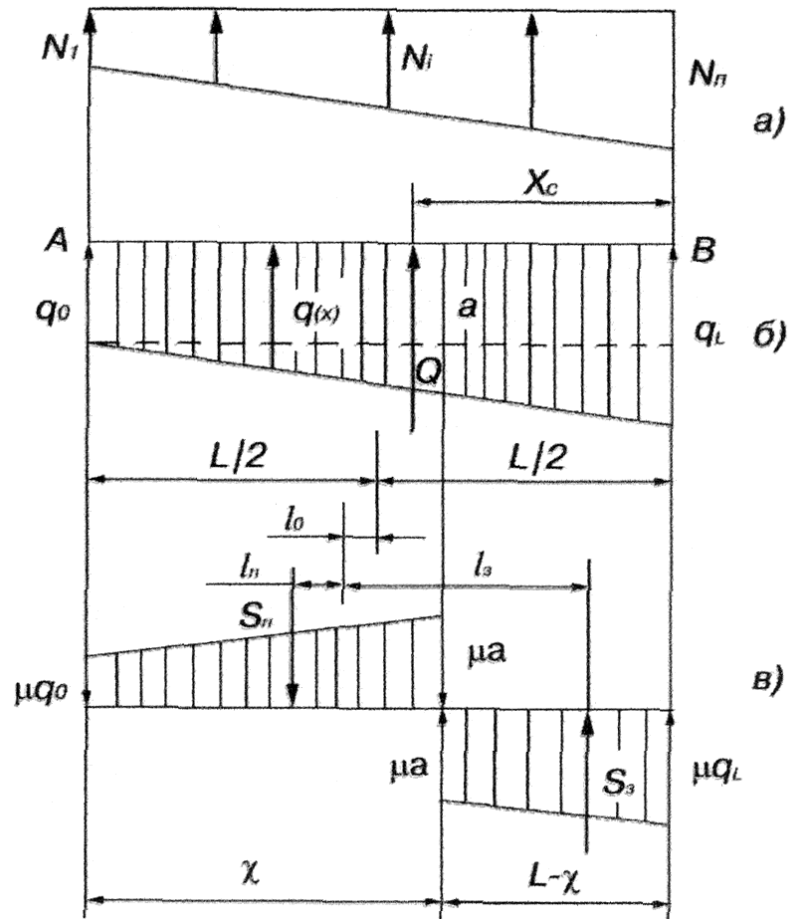


Рис. 2.3. Епюри реакцій: а) нормальні реакції гусениці під опорними катками, N_i ; б) нормальний тиск $q(x)$; в) розподілена бічна навантаження $q_\mu(x)$.

де \tilde{q} - подвоєне середній тиск гусениці на ґрунт і $q_L = \tilde{q} - q_0$, з рівнянь (2.22) можна знайти

$$q_L = \tilde{q} \left(2 - 3 \frac{x_c}{L} \right), q_0 = \tilde{q} \left(3 \frac{x_c}{L} - 1 \right). \quad (2.23)$$

Величина x_c визначається за розподілом сил N_i по рівняннях епюри, аналогічним співвідношенням (2.30):

$$x_c = \frac{2N_i + N_n L}{N_i + N_n 3}. \quad (2.24)$$

Залежності (2.23) дозволяють знайти відрізок a на епюрі $q(x)$ у вигляді

$$a = q_0 + \frac{\chi}{L}(q_L - q_0) = q_0 + \chi_0(q_L - q_0), \quad (2.25)$$

де $\chi_0 = \frac{\chi}{L}$, χ - відрізок, який визначає положення центра повороту і необхідний для побудови епюри навантажень $q_\mu(x)$ (рис. 2.3, в). Величина χ знаходиться на основі третього рівняння з групи (2.20):

$$\begin{aligned} S_n &= \frac{1}{2}\mu(q_0 + a)\chi, S_s = \frac{1}{2}\mu(a + q_L)(L - \chi), \\ \frac{1}{2}(\mu(q_0 + a)\chi + Y) &= \frac{1}{2}\mu(a + q_L)(L - \chi), \end{aligned} \quad (2.26)$$

або

$$2(q_L - q_0)\chi^2 + 4q_0\chi + \frac{Y}{\mu L} - q_0 - q_L = 0. \quad (2.27)$$

Необхідний корінь рівняння (2.27) вибирається виходячи з фізичного змісту зміщення χ , величини і напрямку сили Y . Після визначення значень S_n і S_s знаходяться тягові зусилля P_1 і P_2 . Для цього використовуються друге і шостий з рівнянь рівноваги (2.20):

$$\begin{aligned}
 P_1 &= R_{f1} - \frac{1}{2}X - [(S_{1n} + S_{2n})l_n + (S_{13} + S_{23})l_3] \frac{1}{B}; \\
 P_2 &= R_{f2} - \frac{1}{2}X - [(S_{1n} + S_{2n})l_n + (S_{13} + S_{23})l_3] \frac{1}{B}.
 \end{aligned}
 \tag{2.28}$$

Чи під силу тяги обчислюються крутний момент на ведучих колесах

$$M_{1,2} = \frac{P_{1,2} R_{\text{ок}}}{\eta_{\Gamma}}, \tag{2.29}$$

де $R_{\text{ок}}$ - радіус ведучого колеса, η_{Γ} - к.к.д. гусениці.

За залежності (2.29) робиться висновок про нерівність крутних моментів $M_1 \neq M_2$ правої і лівої ведучих коліс гусеничного зачеплення. Даний висновок підтверджено експериментально при агрегуванні трактора Т-150 з плугами. При експериментальних дослідженнях були визначені статистичні характеристики процесів зміни крутних моментів елементів силової передачі правого і лівого бортів трактора [91] (табл. 2.3):

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n x_{i/n} - \text{середнє значення (} n - \text{число ординат)};$$

$$\sigma = \sqrt{D} - \text{середньоквадратичне відхилення } \left(D = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1} \right) -$$

дисперсія);

$$\vartheta = \sigma / \bar{X} - \text{коефіцієнт варіації процесу.}$$

Динамічна складова крутних моментів елементів силової передачі правого борта трактора Т-150 відзначена більшою при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35, при цьому співвідношення динамічної та статичної складових, що характеризується коефіцієнтом варіації, більше в порівнянні з плугом ПЛП-6-35.

Відзначено, що коефіцієнт варіації елементів лівого борту більше, ніж правого, тобто лівий борт трактора Т-150 при агрегуванні з плугами

більшою мірою схильний до динамічних навантажень. Це можна пояснити тим, що на орних роботах ліва гусениця рухається по добре пов'язаному ґрунті, а права - за малопов'язаному (поблизу кромки борозни), більше деформуючої нерівномірності структури і фон ґрунту.

Таблиця 2.3

Навантаження в елементах силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугами ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 (оранка на глибину 25-27 см,)

Елементи силової передачі	ПЛН-5-35			ПЛП-6-35		
	\bar{X} , Н·м	σ , Н·м	ϑ , %	\bar{X} , Н·м	σ , Н·м	ϑ , %
M_{BIC}	560	146	26	590	125	21
$M_{кл}$	360	86	24	430	71	16
$M_{кп}$	520	93	19	591	72	12
$M_{к}^{\Sigma}$	880	125	14	1021	100	10
$M_{пл}$	1600	386	24	2012	368	18
$M_{пн}$	2475	412	17	2780	398	8
$M_{п}^{\Sigma}$	4095	563	14	4792	463	9

Аналіз даної таблиці показує, що передається крутний момент елементами силової передачі правого борта трактора Т-150 при агрегуванні з плугами ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 вище, ніж лівого, наприклад, при оранці плугом ПЛН-5-35 крутний момент на правій півосі $M_{пн}$ в 1,55 рази вище, ніж крутний момент лівої півосі $M_{пл}$; при оранці плугом ПЛП-6-35 одержано $M_{пн}/M_{пл} = 1,38$.

За результатами дослідження зроблено такі висновки: елементи силової передачі правого борта трактора Т-150 при агрегуванні з плугами навантажені в 1,3-1,5 рази вище, ніж лівого при підвищенні динамічної складової навантаження на 6-8%; співвідношення динамічної та статичної складових навантаження елементів силової передачі лівого борту вище в порівнянні з правим бортом на 4-10%.

2.2 Прозорість силової передачі з низькочастотних коливань тягового навантаження

Низькочастотні впливи гусеничного трактора визначають режим роботи двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) і довговічність елементів силової передачі як динамічної системи, тобто зниження її «прозорості» дозволить підвищити надійність трактора в експлуатації.

Основні динамічні навантаження (частота їх зміни) силової передачі гусеничного трактора при сталому русі визначаються в основному низькими частотами від тягового опору (0,1-3 Гц) і обурення від нерівностей ґрунтового фону, розгойдування трактора на підвісці (5-35 Гц); середніми частотами від перемотування гусениць (5-35 Гц), крутного моменту ДВС (15-40 Гц) і високими частотами від перезацеплення шестерень, нерівномірності обертання карданних валів і т.д. (до 1000 Гц) [92]. Високочастотні впливи що не вносять істотного внеску в сумарний шкідливу дію елементів силової передачі при оцінці їх довговічності в основному не враховуються [93, 94].

У зв'язку з викладеним найбільш небезпечними для силової передачі гусеничного трактора є коливаннями з частотами до 5 Гц.

Мета дослідження визначена необхідністю експериментальної оцінки «прозорості» до низькочастотних возмущаючим впливами двухпоточної силової передачі гусеничного трактора.

На гусеничних тракторах типу Т-150, встановлена двухпоточная силова передача (рис. 2.4) [95], що дозволяє виробляти поетапний розгін без розриву потоку потужності.

Коробка передач даного трактора має два вторинних валу 6, кожен з яких наводиться від проміжного вала 8 (для спрощення схеми на рис. 2.4 показаний один). На вторинних валах встановлені фрикційні муфти 7 і гальма стрічкового типу, за допомогою яких здійснюється поворот трактора. Фрикційні муфти виконують подвійну роль - забезпечення перемикання передач і поворот трактора. Від вторинних валів 6 крутний момент

роздільним потоком передаються карданними передачами 2 до двох головних передач 4, розміщеним в задньому мосту 3, і далі через кінцеві передачі 5 - до гусениц.

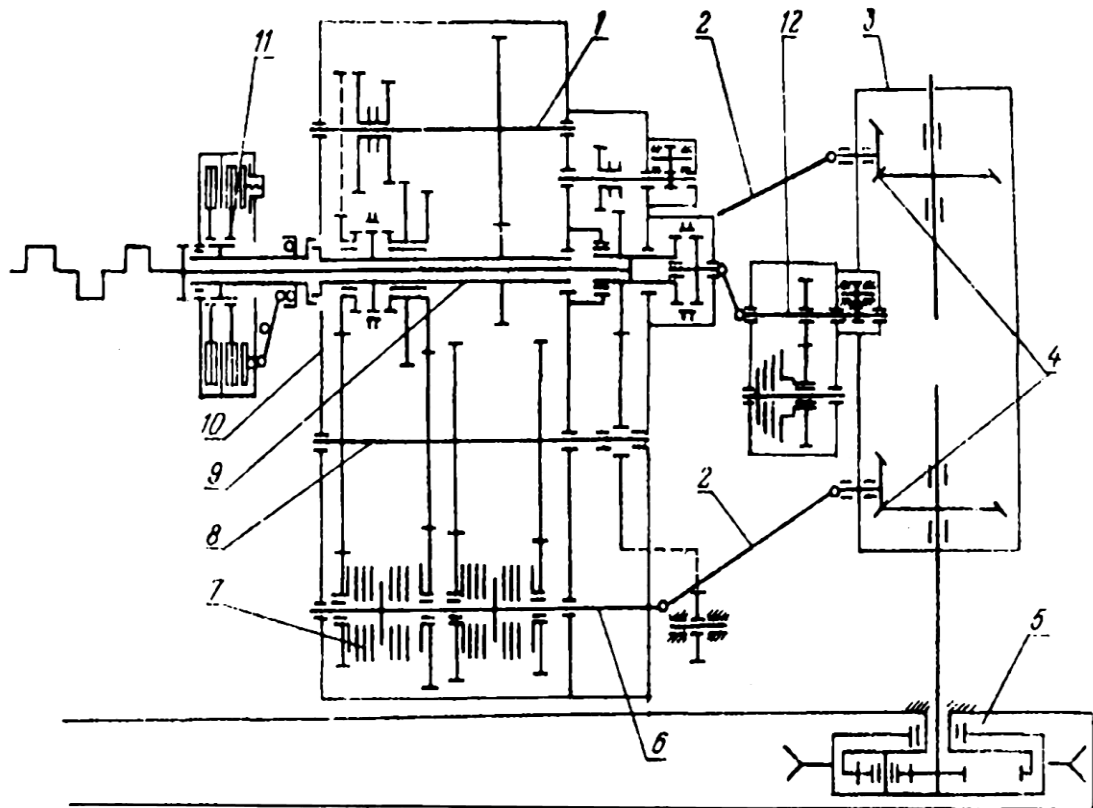


Рис. 2.4. Кінематична схема гусеничного трактора Т-150:

1 - вал заднього ходу і ходозменшувача; 2 - карданна передача; 3 - задній міст; 4 - головні передачі; 5 - кінцева передача; 6 - вторинний вал; 7 - фрикційна муфта; 8 - проміжний вал; 9 - первинний вал; 10 - коробка передач; 11 - зчеплення; 12 - привід ВВП.

При експериментальних дослідженнях (табл.2.4) трактора Т-150 при агрегуванні з плугами ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 (оранка на глибину 25-27 см) була оцінена дисперсія [96] характеристики процесу зміни крутного моменту на валі муфти зчеплення і півосях по залежності

$$D = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1},$$

де $\bar{X} = \sum_{i=1}^n x_i / n$ - середнє значення (n - число ординат).

Таблиця 2.4

Результати спектрального аналізу навантаженості елементів силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 і ПЛН-6-35 (глибина оранки $h = 25-27$ см, швидкість $v = 8,3$ км/год)

Елемент	$D, (H \cdot m)^2$	Складові D					
		D_{pc}		D_z		D_o	
		$(H \cdot m)^2$	%	$(H \cdot m)^2$	%	$(H \cdot m)^2$	%
Вал муфти зчеплення	$\frac{2180}{1510}$	$\frac{730}{345}$	$\frac{33}{23}$	$\frac{38}{38}$	$\frac{1,7}{2,5}$	$\frac{810}{526}$	$\frac{37}{35}$
Напіввісь: - ліва	$\frac{14680}{10630}$	$\frac{12380}{8340}$	$\frac{84}{78}$	$\frac{920}{530}$	$\frac{6,2}{4,9}$	$\frac{50}{50}$	$\frac{<1}{<1}$
- права	$\frac{16980}{5100}$	$\frac{15410}{4230}$	$\frac{87}{83}$	$\frac{830}{450}$	$\frac{4,8}{9,8}$	$\frac{40}{30}$	$\frac{<1}{<1}$

У таблиці позначено: D_{pc} , D_z , D_o - складові дисперсії відповідно від тягового зусилля, звенчатості гусеничного ланцюга, від 1,5 гармонік ДВС; % - процентне відношення частини дисперсії, обумовлене дією складової дисперсії до загальної дисперсії процесу; над рисою і під рисою відповідно агрегати Т-150 + ПЛН-5-35, Т150 + ПЛН-6-35.

Аналіз даної таблиці показує, що найбільше відсоткове співвідношення дисперсії зміни крутного моменту на валу муфти зчеплення відзначено від впливу тягового опору і 1,5 гармоніки ДВС, яке в сумі знаходиться в межах 60 ... 70%. На півосях в смузі частот ≤ 5 Гц лежить 84% -87% дисперсії зміни крутного моменту відповідно лівої і правої півосей. Дані дисперсії обумовлені дією складової дисперсії від впливу тягового опору при

незначному впливі від звенчатості гусеничного ланцюга (<9%) і 1,5 гармоніки ДВС (< 1 %).

Оцінка фільтруючих властивостей силової передачі трактора до низькочастотних впливи $f \leq 5$ Гц, тобто «Прозорість» виконана шляхом порівняння середніх квадратичних відхилень крутного моменту на валу муфти зчеплення ДВС і сумарного крутного моменту на півосях з урахуванням передавального відносини трансмісії. Порівняння σ_{BC} і σ_n^Σ (табл. 2.5) виконано по залежностям середнього квадратичного відхилення σ від дисперсії D контрольованого параметра [96]

$$\sigma = \sqrt{D}; \quad D = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{X})^2}{n-1},$$

де x_i , \bar{X} - відповідно діаκριтичне і середнє значення контрольованого параметра.

Таблиця 2.5

Фільтруючі властивості силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 (швидкість $v = 8,3$ км/год)

Агрегат	\bar{X}_{BC} , Н·м	\bar{X}_n^Σ , Н·м	σ_{BC} , Н·м	σ_n^Σ , Н·м	$\frac{\sigma_{BC} \cdot i}{\sigma_n^\Sigma}$
Т-150 + ПЛН-5-35	5600	40950	27,0	166,7	5,36
Т-150 + ПЛП-6-35	5900	47920	18,6	112,1	5,48

Аналіз даної таблиці показує, що трансмісія трактора Т-150 при агрегуванні з плугом як динамічна система не володіє властивостями, що фільтрують і «прозора» для низькочастотних коливань в смузі частот $f \leq 5$ Гц. Можна стверджувати, що руху остова трактора при його русі по нерівностях і коливання тягового опору від плуга передаються через силову передачу на вал муфти зчеплення двигуна.

При агрегуванні гусеничного трактора з плугом силова передача як динамічна система не володіє властивостями, що фільтрують і «прозора» до низькочастотних коливань в смузі частот $f \leq 5$ Гц.

2.3 Динамічна навантаженість силової передачі при рушанні трактора з місця

Для тягових гусеничних машин, наприклад тракторів, характерний несталий режим роботи, обумовлений зміною регульованого швидкісного режиму двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), перемиканням передач, нестабільністю тягового навантаження і т.д. Даний режим роботи визначає динамічну навантаженість елементів силової передачі тягових машин, що визначають її довговічність.

Проблема зниження динамічної навантаженості машинних агрегатів з ДВС визначила напрямок досліджень по динаміці транспортно-тягових машин [97 - 99], в яких вирішені завдання підвищення їх динамічних якостей. Дані завдання вирішувалися при сталому режимі роботи.

Мета роботи визначена необхідністю оцінки динамічної навантаженості трансмісії тягової гусеничної машини при рушанні з місця.

На гусеничних тракторах типу Т-150 встановлена двухпоточная трансмісія (рис. 2.4) [100], що дозволяє виробляти поетапний розгін при виконанні сільськогосподарських робіт.

При русі трактора без підворіть динаміка силової передачі (ДВС - трансмісія) даного трактора оцінена по нелінійної моделі, представленій у вигляді ланцюгової моделі (рис. 2.5).

При визначенні власних частот моделі динамічні параметри лівого і правого бортів трактора при русі без підворіть прийняті однаковими, що дозволило оцінити динаміку силової передачі по ланцюгової моделі. У даній моделі віднесені до зосередженим масам: ① – маси кривошипно-шатунного механізму ДВС і провідні елементи муфти зчеплення; ② – маси ведених

елементів муфти зчеплення, елементів коробки передач і кінцевих передач, гусеничного обода і обертових деталей ходової системи; ③ – поступально рухається маса трактора. Жорсткості C_1 і C_2 в даній моделі визначаються пружними з'єднаннями зосереджених мас ① і ②; ② і ③.

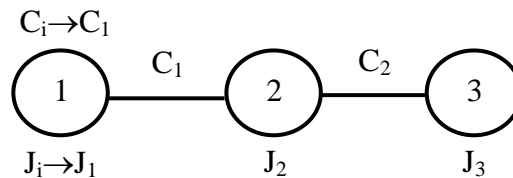


Рис. 2.5. Динамічна модель силової передачі трактора Т-150 при русі без підворотів:

$J_i = \sum(J_1 + J_2 + J_3)$ – моменти інерції зосереджених мас ①, ② і ③;
 $C_i = \sum(C_1 + C_2)$ – жорсткості пружних з'єднань

Рівняння руху даної моделі при несталому режимі роботи трактора записуються у вигляді

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_1 \dot{\varphi}_1 + b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{дв}(t); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - b_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \\ &+ C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0, \end{aligned} \quad (2.30)$$

де b_1, b_{12} – демпфірування по масі ДВС і в зубчастих з'єднаннях силової передачі; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути закручування валів між масами ①, ② і ③; $M_{дв}(t)$ – момент ДВС при несталій навантаженні.

Для оцінки резонансної частоти силової передачі при несталому режимі роботи введені нові змінні:

q_0 – кут повороту, що характеризує обертання системи як єдиного твердого тіла;

$q_1 = (\varphi_1 + \Delta_1 - \varphi_2)$, $q_2 = (\varphi_2 - (\varphi_3 + \Delta_2))$ – характеризують коливальний процес зубчастих з'єднань q_1 і пружних валів q_2 силової передачі;

Δ_1, Δ_2 – половина зазору відповідно в зубчастих з'єднаннях і гусеничного ланцюга.

З урахуванням нових змінних рівняння (2.30) записуються у вигляді

$$\begin{aligned} \ddot{q}_0 &= \frac{M_{дв}(t)}{J_1 + J_2 + J_3}; \\ \ddot{q}_1 + \left(\frac{b_1}{J_1} + b_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right) \dot{q}_1 + C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} (q_1 - \Delta_1) - \\ &\quad - \frac{C_{23}}{J_2} (q_2 + \Delta_2) = \frac{M_{дв}(t)}{J_1}; \\ \ddot{q}_2 - \frac{b_{12}}{J_{12}} \dot{q}_1 - \frac{C_{12}}{J_2} (q_1 - \Delta_1) - C_{23} \frac{J_3 + J_2}{J_3 J_2} (q_2 + \Delta_2) &= 0. \end{aligned} \quad (2.31)$$

В даному виразі $M_{дв}(t)$ визначається за рівнянням [2]

$$M_{дв}(t) = \frac{M_{ср}}{Z} \left\{ 1 + E \left[\frac{\left(q_0 + q_1 \frac{1 + \text{sgn}(q_1)}{2} \right) Z}{2m\pi} \right] \right\} + M_v \sin v(q_0 + q_1),$$

де $M_{ср}$ – середній крутний момент ДВС при несталій навантаженні; Z – число циліндрів ДВС; M_v – амплітуда обурює моменту порядку $v=3$; $E[x]$ – ціла частина числа x ; m – коефіцієнт тактності ДВС.

Рішення системи рівнянь (2.31) проводилось на ПЕОМ в середовищі MATHCAD ver. 7. При розрахунках були прийняті наступні параметри динамічної моделі силової передачі трактора Т-150, наведені до осі ведучого колеса: $J_1 = 1250,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = 238,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3 = 1563,0 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $C_1 = 13440 \text{ кН}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_2 = 1221990 \text{ кН}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

При плавному рушанні трактора Т-150 без тягового навантаження відзначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВС в проміжку часу 1,0-1,2 с (рис. 2.6), що є наслідком автоколевань фрикційної зв'язку муфти зчеплення.

При оцінці впливу J_i і C_i на резонансні зони силової передачі трактора методика розрахунку системи рівнянь (2.31) передбачала послідовне зміна

(спочатку зменшення, а потім збільшення в 2 рази в порівнянні з номінальним) пружного або інерційного параметра одного елемента при фіксованих параметрах інших елементів моделі і розрахунок власних частот на кожному кроці розрахунку.

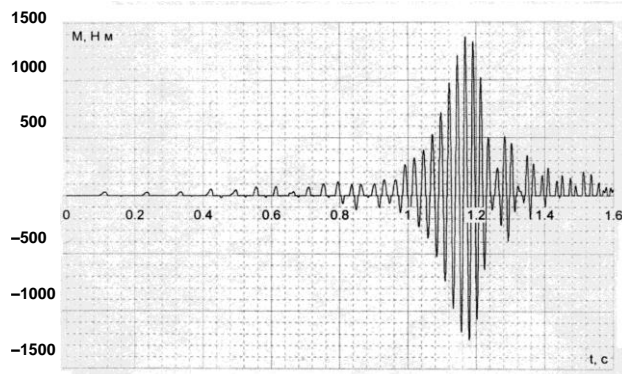


Рис. 2.6. Резонансна зона крутильних коливань вала муфти зчеплення трактора Т-150 при рушанні з місця

При рушанні з місця трактора Т-150 відзначені чотири власні частоти динамічної моделі силової передачі. Перша власна частота (7,5 Гц) не входить в діапазон власних частот коливань кістяка на підвісці, а також в діапазон збуджень від перемотування гусениць. Налаштування від резонансу найбільш ефективна за рахунок зміни жорсткості елементів муфти зчеплення і валів трансмісії, що дозволяють при зміні даних параметрів в 2 рази відхилити першу власну частоту на 5-20%. Друга власна частота (36,8 Гц) може збігатися з 1-й гармонікою ДВС. Налаштування від резонансу з цією частотою можлива за рахунок моменту інерції мас (від коробки передач до головної передачі), або за рахунок жорсткості валопроводов від ДВС до кінцевої передачі (див. рис. 2.4), що забезпечують зміну другої власної частоти на 3-16%. Третя власна частота (84,3 Гц) може збігатися з 2-й, 2,5-й і 3-й гармоніками ДВС. Налаштування від резонансу найбільш ефективна (до 90%) може бути досягнута за рахунок зміни моменту інерції ведених елементів муфти зчеплення і карданного валу, або жорсткості зв'язку на ділянці двигун - муфта зчеплення. На четвертій власній частоті (154,5 Гц)

можливі околарезонансних режими, що збігаються з 4-й гармонікою. Дана частота найбільш ефективно відбудовується за рахунок зменшення жорсткості валів коробки передач, або за рахунок збільшення жорсткості ділянок трансмісії від кінцевої передачі до ведучого колеса (див. рис. 2.4).

При експериментальних дослідженнях трактора Т-150 на орних роботах відзначені при рушанні з місця перевантаження елементів трансмісії, є в основному наслідком резонансних частот елементів силової передачі (табл. 2.6).

В даній таблиці позначено M_{\max} , – моменти відповідно максимальні пікові значення; K_p – коефіцієнт перевантаження; \bar{M}_{\max} – середній крутний момент при номінальній потужності; σ – середньоквадратичне відхилення; ν – коефіцієнт варіації.

Аналіз табл. 2.6 показує, що всі елементи силової передачі при рушанні трактора Т-150-09 з плугом перевантажені в середньому в 1,5 ... 2,35 рази, при рушанні трактора з виглибленим плугом спостерігається зниження динамічних навантажень до 1,5 рази. Процес плавного рушання трактора з плугом характеризується поступовим наростанням навантаження на валах силової передачі від нуля до максимуму, на яке накладаються коливання крутного моменту з частотою 100-300 Гц.

При плавному рушанні гусеничного трактора без тягового навантаження відзначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВС в проміжку часу 1-1,2 с. При рушанні трактора з плугом елементи силової передачі перевантажені в середньому в 1,5 ... 2,35 рази.

2.4 Динамічна навантаженість силової передачі при перемиканні передач

Постановка проблеми. Швидкісний режим роботи тягової гусеничної машини, наприклад трактора, змінюється в основному перемиканням передач

трансмисії. При цьому навантаження елементів трансмісії, що забезпечує

Таблиця 2.6

Навантаження в елементах силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35

Елементи силової передачі	Глибина заглиблення плуга		
	h = 25...27 см	h = 27...30 см	плуг виглублен
Вал муфти зчеплення			
M_{\max} , Н·м	1200	1320	700
K_n	1,69	1,85	0,98
\bar{M}_{\max} , Н·м	975	1170	631
σ , Н·м	131	170	440
υ , %	13,5	14,6	6,9
Кардан лівий			
M_{\max} , Н·м	710	960	400
K_n	1,52	2,1	0,86
\bar{M}_{\max} , Н·м	615	845	354
σ , Н·м	60	104	32
υ , %	9,7	12,4	8,8
Кардан правий			
M_{\max} , Н·м	900	1070	700
K_n	1,92	2,24	1,50
\bar{M}_{\max} , Н·м	790	860	592
σ , Н·м	103	142	83
υ , %	12,8	16,4	14,0
Напіввісь зліва			
M_{\max} , Н·м	3418	4778	2010
K_n	1,64	2,35	0,98
\bar{M}_{\max} , Н·м	2934	4232	1730
σ , Н·м	288	502	219
υ , %	9,7	11,8	12,7
Напіввісь права			
M_{\max} , Н·м	3950	4410	3160
K_n	1,90	2,13	1,51
\bar{M}_{\max} , Н·м	3494	3443	2720
σ , Н·м	346	642	322
υ , %	10,0	18,4	11,8

передачу руху від двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до ведучих коліс гусеничного ходу, характеризуються інтенсивним зміною в часі, визначаючи

її динамічну навантаженість. Рішення проблеми зниження пікових навантажень елементів трансмісії актуально для підвищення їх довговічності.

Проблема зниження динамічної навантаженості машинних агрегатів з ДВС визначила напрямок досліджень по динаміці транспортно-тягових колісних і гусеничних машин [101], в яких вирішені завдання їх динаміки при сталому і несталому режимах роботи. Дані завдання вирішувалися в основному при симетричному додатку тягового навантаження до гусеничної машини.

Для тракторів з перемиканням передач без розриву потоку потужності перемикання передач з нижчої на вищу (наброс навантаження) і вищої на нижчу (скидання навантаження) здійснюється при замкнутій муфті зчеплення ДВС [101]. При русі гусеничного трактора, наприклад Т-150, без підворіть швидкість трактора змінюється включенням однакових передач по бортах. В даному випадку динамічні навантаження трансмісії можуть бути оцінені по динамічній моделі трактора, що враховує податливість і демпфірування елементів трансмісії (рис. 2.7).

Вважаючи, що конструктивні параметри елементів правого і лівого бортів трактора однакові, перехідні процеси в трансмісії при перемиканні передач і включеною муфті зчеплення ДВС при φ_i – кутовому переміщенні i -ї маси і ξ_i – коефіцієнті затухання i -го ділянки можна описати системою рівнянь:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + \xi_1 \dot{\varphi}_1 + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_d ; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \xi_2 \dot{\varphi}_2 + C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) - C_{23} (\varphi_{18} - \varphi_2) &= 0 ; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \xi_3 \dot{\varphi}_3 + M_{\varphi_{2п}} + M_{\varphi_{2л}} - C_{23} (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 ; \\ M_{\varphi_{2п}} &= C_{342} (\varphi_{м\varphi 2} - \varphi_4) ; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + \xi_4 \dot{\varphi}_4 + C_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) - C_{342} (\varphi_{м\varphi 2} - \varphi_4) &= 0 ; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 + \xi_5 \dot{\varphi}_5 + C_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) - C_{45} (\varphi_4 - \varphi_5) &= 0 ; \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 + \xi_6 \dot{\varphi}_6 + C_{67} (\varphi_6 - \varphi_7) - C_{56} (\varphi_5 - \varphi_6) &= 0 ; \end{aligned}$$

$$I_7\ddot{\varphi}_7 + \xi_7\dot{\varphi}_7 - C_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) = -M_{\varphi\text{п}};$$

$$I_8\ddot{\varphi}_8 + \xi_8\dot{\varphi}_8 + C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) = M_{\varphi\text{п}};$$

$$I_9\ddot{\varphi}_9 + \xi_9\dot{\varphi}_9 - C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) = -M_{\text{сп}}.$$

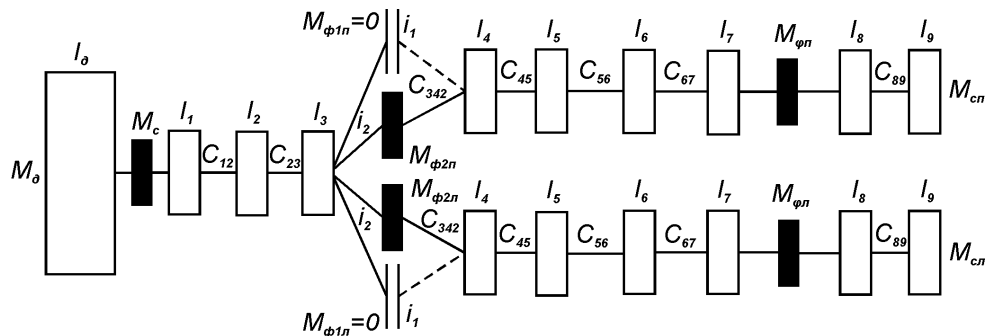


Рис. 2.7. Динамічна модель трансмісії гусеничного трактора з перемиканням передач без розриву потоку потужності (включається передача с i_2)

Позначення по рис. 2.7: моменти інерції: I_d – кривошипно-шатунного механізму і маховика ДВС; I_1 – муфти зчеплення; I_2, I_3 – провідного в веденого валів коробки передач і розташованих на них елементів; I_4, I_5 – провідного і веденого частин карданної передачі; I_6 – головної передачі; I_7 – бортового редуктора і половина мас ходової частини; I_8 – половина поступально рухомих мас редуктора; I_9 – половини поступально рухомих мас агрегатуються сільськогосподарської машини (причепа); жорсткості: C_{12} – вала муфти зчеплення; C_{23} – провідного вала коробки передач; C_{342} – веденого вала коробки передач на включається другій передачі; C_{45} – карданної передачі; C_{56} – провідного вала головної передачі; C_{67} – піввісь і гусениці з підвіскою; C_{89} – навішування сільськогосподарської машини (зчіпки причепа); моменти: M_d – ДВС; M_c – муфти зчеплення; $M_{\varphi 2\text{п}}, M_{\varphi 2\text{л}}$ – тертя фрикційної муфти включається другий передачі правого і лівого бортів; $M_{\varphi\text{п}}, M_{\varphi\text{л}}$ – зчеплення з ґрунтом правої і лівої гусениць; $M_{\text{сп}}, M_{\text{сл}}$ – сил опору правої і лівого бортів трактора; i_1, i_2 – передавальні відносини першої (виключається) і другий (включається) передач.

Рішення даної системи рівнянь проведено на ПЕОМ в середовищі MATHCAD ver. 7 [101] для гусеничного трактора Т-150 із симетричною і асиметричною тяговою навантаженням. У табл. 2.7 наведені моменти інерції і жорсткості зв'язків елементів трактора Т-150, наведені до вісі ведучого колеса при включенні 2-й передачі II-го діапазону.

Таблиця 2.7

Пружно-інерційні параметри динамічної моделі трактора Т-150

Моменти інерції		Жорсткість	
позначення	значення параметра, кг·м ²	позначення	значення параметру, кН·м/рад
I _д	1250,4	C ₁₂	2530
I ₁	46,3	C ₂₃	3020
I ₂	39,6	C ₃₄₂	34120
I ₃	72,4	C ₄₅	2560
I ₄	3,4	C ₅₆	45161
I ₅	4,6	C ₆₇	16620
I ₆	50,4	C ₈₉	20635
I ₇	64,7		
I ₈	832,0		
I ₉	124,4		

При розрахунках було прийнято номінальний момент дизеля ЯМЗ-236Д, встановлений на тракторі Т-150, $M_d = 610$ Н·м. Момент тертя фрикційної муфти включається передачі $M_{ф2}$ визначений на основі апроксимації експериментальної залежності коефіцієнта тертя металокераміки МК-5 по сталі 60Г при роботі в маслі (таке поєднання пар, що труться застосовано в гідроподжінних муфтах) від швидкості ковзання (ω_s) і питомого тиску (q)

$$\mu_T = a_{01}q^2 + b_{01}q + a_{02}\omega_s^2 + b_{02}\omega_s + C_K,$$

де $a_{01} = -2 \cdot 10^{-6}$; $a_{02} = 0,31 \cdot 10^{-6}$; $b_{01} = -68 \cdot 10^{-5}$; $b_{02} = -13,7 \cdot 10^{-5}$; $C_K = 0,12$ [3].

В даному випадку

$$M_{\phi 2} = P_H R_{cp} i \mu_T(q, \omega_s),$$

де P_H – номінальний тиск на диски гідроподжимої муфти; R_{cp} – середній радіус тертя; i – кількість поверхонь тертя.

Наведений момент зчеплення M_{ϕ} гусениці з ґрунтом визначено для стерні озимої пшениці по залежності [101]

$$M_{\phi} = G_D R_{\hat{a}\hat{e}} \varphi_{\text{сц max}} \cdot (1/\eta_{\hat{a}}) \cdot (1 - e^{-\delta/\delta_0}),$$

де $G_T = 8150$ кг – експлуатаційна маса трактора; $R_{\text{вк}}$ – радіус ведучого колеса гусеничного зачеплення; $\varphi_{\text{сц max}} = 0,85$ – максимальний коефіцієнт зчеплення; $\eta_r = 0,9$ – максимальний коефіцієнт зчеплення; $\delta_0 = 0,04$ – показник, що характеризує наростання зчеплення гусениць з ґрунтом; $\delta = 0,05$ – буксування гусеничного рушія.

Наведений момент сил опору визначено по залежності

$$M_{\text{п}} = (D_0 + D_f) R_{\hat{a}\hat{e}} \cdot (1/\eta_{\hat{a}}),$$

де опір пересуванню трактора з тягової навантаженням на стерні пшениці визначено по залежності

$$P_f = G_T (b_{10} + b_{20}V + b_{30}V^2)$$

Коефіцієнти $b_{10} = 6,7 \cdot 10^{-2}$; $b_{20} = 3,5 \cdot 10^{-3}$ і $b_{30} = 5,0 \cdot 10^{-4}$ визначені за

результатами тягових випробувань трактора Т-150.

Розрахунок перехідних процесів розгону трактора Т-150 при перемиканні передач з нижчої на вищу (II діапазон 12) показав, що в проміжку часу 0 ... 2,4 с відзначений коливальний процес зміни моменту тертя гідроподжимої муфти $M_{\phi 2}$ включається передачі (рис. 2.8).

При експериментальних дослідженнях трактора Т-150 на орних роботах відзначена менша динамічна навантаженість трансмісії при агрегуванні з плугом ПЛП-6-35 (симетрична тягове навантаження) в порівнянні з плугом ПЛН-5-35 (асиметрична тягове навантаження), що є наслідком в основному підвищенням тяговим опором даного плуга (табл. 2.8).

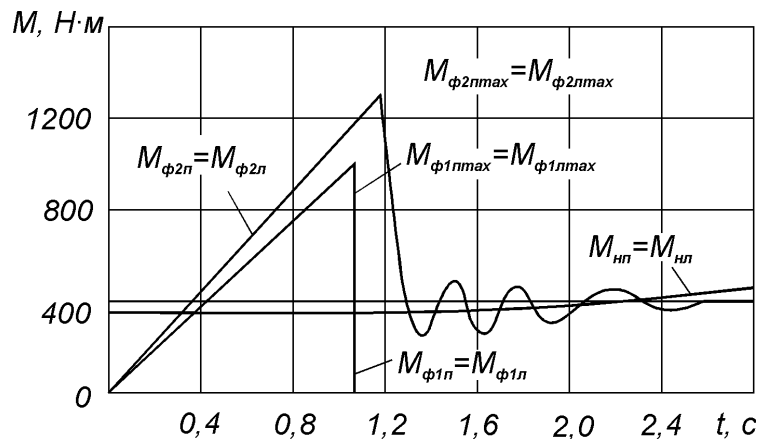


Рис. 2.8. Перехідний процес зміни моментів тертя гідроподжимої муфт включається $M_{\phi 2}$ і виключається $M_{\phi 1}$ передач трактора Т-150 при перемиканні передач з нижчої на вищу

В табл. 2.8 позначено: M_{max} , $M_{уст}$ – моменти відповідно максимальні і усталені після перемикання передач; $K_d = M_{max}/M_{уст}$ – коефіцієнт динамічності.

Аналіз табл. 2.8. показує, що при перемиканні передач трактора Т-150 з нижчої на вищу при агрегуванні з плугами всі елементи трансмісії перевантажені в середньому в 1,4 ... 2,3 рази, причому при симетричній тяговій навантаженні (плуг ПЛП-6-35) коефіцієнт динамічності менше в

порівнянні зі значеннями при асиметричній тяговій навантаженні (плуг ПЛН-5-35).

Таблиця 2.8

Навантаження в елементах трансмісії трактора Т-150 при агрегуванні з плугами ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 при перемиканні передач з нижчої на вищу (оранка стерні пшениці на глибину 25 – 27 см)

Елемент трансмісії	ПЛН-5-35		ПЛП-6-35	
	1 → 2	2 → 3	1 → 2	2 → 3
Вал муфти зчеплення:				
M_{\max} , Н·м	1120	1250	1310	1360
$M_{\text{уст}}$, Н·м	500	650	680	750
K_d	2,24	1,92	1,93	1,81
Кардан правий				
M_{\max} , Н·м	860	980	1130	1170
$M_{\text{уст}}$, Н·м	460	500	730	775
K_d	1,86	1,96	1,55	1,54
Кардан лівий				
M_{\max} , Н·м	700	740	730	830
$M_{\text{уст}}$, Н·м	300	350	340	390
K_d	2,33	2,11	2,14	2,12
Напіввісь права				
M_{\max} , Н·м	3440	4000	4590	4760
$M_{\text{уст}}$, Н·м	1940	2180	2970	3290
K_d	1,77	1,83	1,54	1,44
Напіввісь ліва				
M_{\max} , Н·м	3360	3570	3393	3838
$M_{\text{уст}}$, Н·м	1700	1850	1740	2020
K_d	1,97	1,93	1,95	1,90

Примітка. Швидкості руху на II діапазоні на передачах: 1 – 6,75; 2 – 8,32; 3 – 9,28 км/ч; $K_d = M_{\max} / M_{\text{уст}}$.

Правий борт трактора, наприклад піввісь права і ліва, при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 завантажений по $M_{\text{уст}}$ в 1,17 рази вище лівого, з плугом ПЛП-6-35 - в 1,62 рази. При перемиканні передач трактора Т-150 на орних роботах з вищої на нижчу спостерігається короткочасне ($t \approx 0,5$ с) зменшення середнього крутного моменту до негативних значень на елементах трансмісії, що є наслідком зміни напрямку дії сил інерції орного агрегату (табл. 2.9).

При перемиканні з нижчої на вищу передачу гусеничної машини з тягової навантаженням в проміжку часу 0-2,4 с відзначений коливальний перехідний процес, при якому всі елементи трансмісії перевантажені в 1,4-2,3 рази. При перемиканні з вищої на нижчу передачу відзначені короткочасні негативні крутний момент, що не перевищують за своїми розмірами середнього моменту при сталому русі машини.

Таблиця 2.9

Навантаження в елементах трансмісії трактора Т-150-09 при агрегуванні з плугами ПЛН-5-35 і ПЛП-6-35 при перемиканні передач з вищої на нижчу (оранка стерні пшениці на глибину 25 – 27 см)

Елемент трансмісії	ПЛН-5-35		ПЛП-6-35	
	3 → 2	2 → 1	3 → 2	2 → 1
Вал муфти зчеплення:				
M_{\max} , Н·м	(-375)	(-328)	(-577)	(-401)
$M_{\text{уст}}$, Н·м	500	439	680	610
Напіввісь права				
M_{\max} , Н·м	(-1483)	(-1079)	(-2301)	(-2277)
$M_{\text{уст}}$, Н·м	1940	1762	2970	2635
Напіввісь ліва				
M_{\max} , Н·м	(-1244)	(-973)	(-1162)	(-1084)
$M_{\text{уст}}$, Н·м	1700	1530	1740	1610

Примітка. Швидкості руху на II діапазоні на передачах: 1 – 6,75; 2 – 8,32; 3 – 9,28 км/ч; $K_d = M_{\max} / M_{\text{уст}}$.

2.5 Особливості динаміки силової передачі при поворотах і підворотах трактора

Силова передача трактора, що забезпечує передачу енергії від двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) до рушіїв і споживачам енергії, є основною складовою частиною трактора, що визначає його ресурс. З досвіду експлуатації відомо, що для силових передач трактора характерним є різкозмінний режим навантаження, особливо на підворіть на гонах і поворотах, обумовлений як складними умовами експлуатації, так і внутрішніми динамічними процесами, пов'язаними зі змінною жорсткістю, деформаціями і недостатньою точністю виготовлення деталей. У зв'язку з цим актуальними є дослідження, спрямовані на більш глибоке вивчення факторів, що впливають на навантаженість елементів силових передач тракторів і розробка на цій базі рекомендацій щодо їх зниження.

Узагальнення експлуатаційних даних про навантаженості силової передачі гусеничного трактора дозволило встановити [102, 103], що середнє число циклів дії динамічних навантажень при напрацюванні трактора до 6000 мотогодин становить при плавному повороті $1,5 \cdot 10^5$, повороті на місці $1,0 \cdot 10^5$ і корекції напрямку руху (підворот) - $1,5 \cdot 10^7$. При цьому кількість циклів повороту трактора визначається технологічним процесом, а підворіть - силовим і кінематичними відводять, до яких віднесено, наприклад, на орних роботах [104]:

- зміщення відносно поздовжньої осі симетрії гусениць точки прикладання крюкової навантаження в бік борозни;
- різниця сил опору коченню гусениць лівої по добре пов'язаної ґрунті, яка надає менший опір коченню, а правою - по малосвязанних (поблизу кромки борозни) з великим опором коченню;

- відмінність зчіпних властивостей гусениць, що приводить до нерівності сил тяги на них;
- різна довжина гусениць внаслідок нерівномірного їх зносу;
- неточність виготовлення та монтажу ходової системи.

Відомі дослідження [103 - 105] по динаміці гусеничних машин вирішують задачі кінематики та динаміки їх повороту при різностно-тяговому механізмі повороту, хоча в роботі [106] наголошено на необхідності виконання досліджень по динаміці гусеничних тракторів з різностно-швидкісним механізмом повороту, поворот яких здійснюється шляхом установки різних передавальних відносин по бортах. Особливості динаміки даного трактора визначають необхідність дослідження навантажень силової передачі, особливо при його підворіть і поворотах.

Поворот гусеничного трактора з перемиканням передач без розриву потоку потужності з різностно-швидкісним механізмом повороту (рис. 2.9), що забезпечує поділ потоку потужності по бортах, виконується при включеному фрикціоні 2 перемикання діапазонів включенням фрикціонів перемикання передач 3 з різним передавальним відношенням по бортах.

Динамічна модель гусеничного трактора з різностно-швидкісним механізмом повороту відображає нерівність моментів інерції $I_{4...I_7}$ і жорсткостей $C_{342}, C_{342}, C_{45}, C_{56}$ і C_{67} внаслідок нерівності пружно-масових параметрів елементів силової передачі при включених 1^й і 2^й передачах відповідно правого і лівого бортів (рис. 2.10).

На даному рисунку позначені: моменти інерції: I_0 - кривошипно-шатунного механізму і маховика ДВС; I_1 - муфти зчеплення; I_2 і I_3 - провідного і веденого валів коробки передач і розташованих на них елементів; I_4 і I_5 - провідного і веденого частин карданної передачі; I_6 - головної передачі; I_7 - бортового редуктора і половина мас ходової частини;

I_8 - половина рухомих мас трактора на повороті; I_9 - половина рухомих мас агрегатуються сільгоспмашини на повороті;

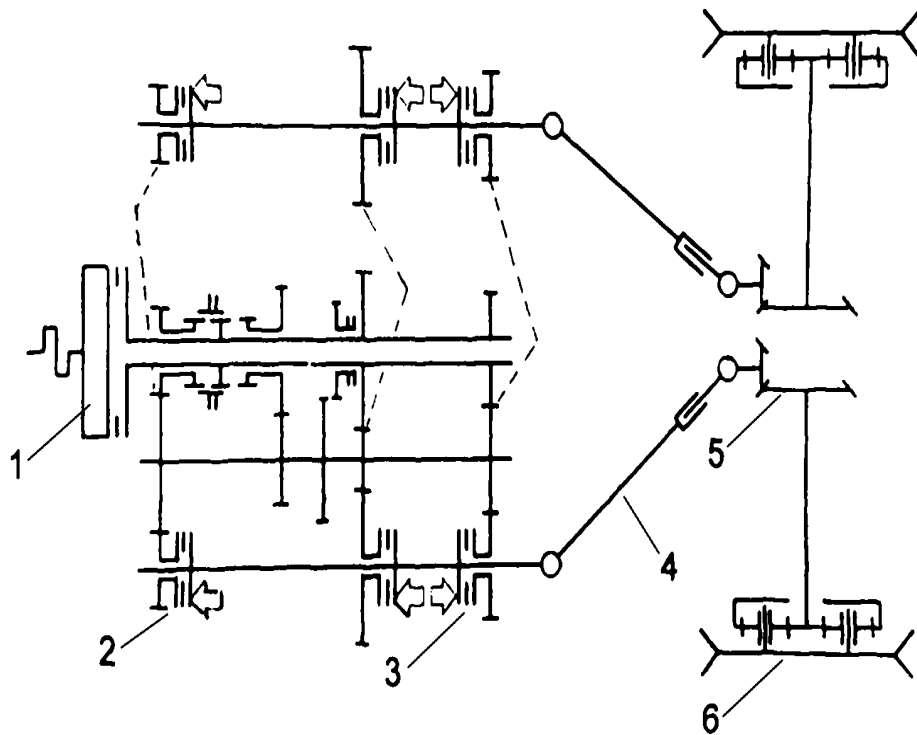


Рис. 2.9. Кінематична схема силової передачі гусеничного трактора з різностно-швидкісним механізмом повороту: 1 - муфта зчеплення ДВС; 2,3 - фрикціони перемикання діапазонів та передач; 4,5,6 - карданна, головна, кінцева передачі

Вважаючи, що конструктивні параметри елементів правого і лівого бортів однакові і поворот трактора виконується при включених муфті зчеплення і фрикціоні перемикання діапазонів (див. рис. 2.10), перехідні процеси в силовій передачі при повороті при φ_i - кутовому переміщенні i -ої маси і ξ_i - коефіцієнті затухання i -ї ділянки можна описати системою рівнянь:

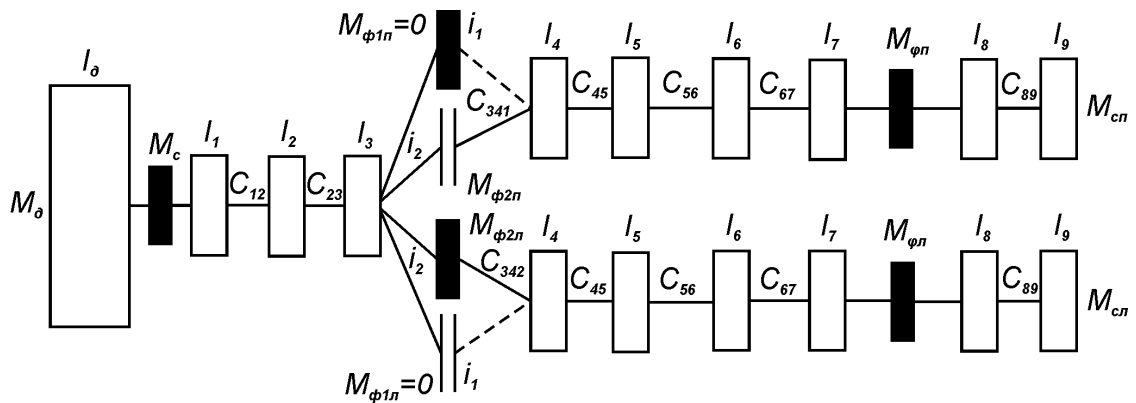


Рис. 2.10. Динамічна модель гусеничного трактора з різностношвидкісним механізмом повороту (поворот вправо, включені передачі i_1 правого і i_2 лівого бортів) жорсткості: C_{12} - валу муфти зчеплення; C_{23} - провідного вала коробки передач; C_{342} веденого вала коробки передач на включається другій передачі; C_{45} - карданної передачі; C_{56} - провідного вала головної передачі; C_{67} - піввісь і гусениці з підвіскою; C_{89} - навішування сільгоспмашини; моменти: M_d - ДВС; M_c - муфта зчеплення; $M_{\phi 1n}, M_{\phi 2l}$ - тертя фрикційних муфт включених 1^й передачі правого борта і 2^й передачі лівого борта; $M_{\phi n}, M_{\phi l}$ - зчеплення з ґрунтом правої і лівої гусениць; M_{cn}, M_{cl} - сил опору правої і лівої бортів; - передавальні відносини першої і другої передач.

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + \xi_1 \dot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_d \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 + \xi_2 \dot{\varphi}_2 + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - C_{23}(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \quad I_3 \ddot{\varphi}_3 + \xi_3 \dot{\varphi}_3 + M_{\phi 1n} + M_{\phi 2l} + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\
 M_{\phi 1n} + C_{341}(\varphi_{\phi 1} - \varphi_4) & \\
 M_{\phi 2l} + C_{342}(\varphi_{\phi 2} - \varphi_4) & \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 + \xi_4 \dot{\varphi}_4 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{341}(\varphi_{\phi 1} - \varphi_4) &= 0 \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 + \xi_4 \dot{\varphi}_4 + C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - C_{342}(\varphi_{\phi 2} - \varphi_4) &= 0 \quad I_5 \ddot{\varphi}_5 + \xi_5 \dot{\varphi}_5 + C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - C_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) = 0 \\
 I_6 \ddot{\varphi}_6 + \xi_6 \dot{\varphi}_6 + C_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) - C_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) &= 0 \quad I_7 \ddot{\varphi}_7 + \xi_7 \dot{\varphi}_7 - C_{67}(\varphi_6 - \varphi_7) = -M_{\phi n} \\
 I_8 \ddot{\varphi}_8 + \xi_8 \dot{\varphi}_8 - C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) &= M_{\phi} = M_{\phi n} \\
 I_9 \ddot{\varphi}_9 + \xi_9 \dot{\varphi}_9 - C_{89}(\varphi_8 - \varphi_9) &= -M_{cn} .
 \end{aligned}$$

Рішення даної системи рівнянь проведено на ПЕОМ в середовищі MATHCAD ver.7 [107] для гусеничного трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35. У табл.1 наведені моменти інерції і жорсткості зв'язків елементів силової передачі трактора Т-150 при повороті вправо.

При розрахунках було прийнято номінальний момент дизеля ЯМЗ-236Д, встановлений на тракторі Т-150, $M_{\delta} = 610$ Н·м. Моменти тертя фрикційних муфт включених першої $M_{\phi 1n}$ і другої $M_{\phi 2.l}$ передач приймаються рівними і визначаються по залежності:

$$M_{\phi 1n} = M_{\phi 2.l} = P_n R_{cp} i \mu_m,$$

де $P_n = 10$ МПа – номінальний тиск на диски гідроподжímной муфти; R_{cp} – середній радіус тертя; $i = 8$ – кількість поверхонь тертя; $\mu_m = 0,1$ – коефіцієнт тертя металокераміки МК-5 по сталі 60Г при роботі в маслі (таке поєднання пар, що труться застосовано в гідроподжímних муфтах перемикання передач).

Таблиця 2.10

Пружно-інерційні параметри динамічної моделі трактора Т-150

Моменти інерції		Жорсткість	
Позначення	Значення параметра, кг·м ²	Позначення	Значення параметру, кН·м/рад
I_{δ}	1250,4	C_{12}	2530
I_1	46,3	C_{23}	3020
I_2	39,6	C_{341}	32114
I_{31}	74,8	C_{342}	34120
I_{32}	72,4	C_{45}	2560
I_4	3,4	C_{56}	45161
I_5	4,6	C_{67}	16620
I_6	50,4	C_{89}	20635
I_7	64,7		
I_8	645,0		
I_9	112,0		

Примітка. Моменти інерції I_{31} , I_{32} і жорсткості C_{341} , C_{342} на першій і другій передачах.

Наведений момент зчеплення M_ϕ гусениці з ґрунтом визначено для стерні озимої пшениці по залежності [103]

$$M_\phi = G_m R_{\text{вк}} \varphi_{\text{ци max}} \frac{1}{\eta_z} (1 - e^{-\delta/\delta_0}),$$

де $G_m = 8150$ кг – експлуатаційна маса трактора; $R_{\text{вк}}$ – радіус ведучого колеса гусеничного зачеплення; $\varphi_{\text{ци max}} = 0,85$ – максимальний коефіцієнт зчеплення; $\eta_z = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії гусеничного рушія; $\delta_0 = 0,04$ – показник, що характеризує наростання зчеплення гусениці з ґрунтом; δ – буксування гусеничного рушія ($\delta_3 = 0,05$; $\delta_0 = 0,04$ – відповідно забігати і відстаючі борту).

Наведені моменти сил опору руху забігають $M_{\text{ци}}$ і відстаючої $M_{\text{ци}}$ гусениць при повороті трактора вправо визначають момент його повороту [106]

$$M_n = \frac{R_{\text{вк}} \varpi_\delta v_{\text{нр}} (1 - \delta)}{B} \cdot \frac{i_1 - i_2}{i_1 i_2} \cdot (T_p + 1),$$

де ϖ_δ – частота обертання колінчастого вала ДВС; B – колія трактора за середніми лініях гусениць; $v_{\text{нр}}$ – наведений коефіцієнт, що залежить від виду епюри вертикальних навантажень, властивостей ґрунту, тягового опору знаряддя і податливості його з'єднання з трактором; $T = I_m / v_{\text{нр}}$ – постійна часу; $I_m = I_8 + I_9$ – момент інерції рухомих мас трактора на повороті.

З цього виразу випливає, що при $i_1 \neq i_2$ величина M_n пропорційна першій похідній керуючого впливу. При дотичних силах тяги забігаючого P_d

і відстаючого P_n бортів при повороті трактора вправо справедливо рівність $M_n = M_{cl} + M_{cn} = R_{ек}(P_l + P_n)$.

Розрахунок перехідних процесів зміни параметрів силової передачі трактора Т-150 з плугом ПЛН-5-35 при підворіть на гонах показав (рис. 2.11), що в проміжку часу 0-0,5 с відзначено в 4 рази підвищення дотичній сили тяги забігати борту P_l щодо сталого значення. При цьому дотична сила тяги відстає борту P_n в проміжку часу 0-1,0 с має негативні значення.

При експериментальних дослідженнях трактора Т-150 з плугом ПЛН-5-35 при підворіть на гонах на відстаючому борту відзначені негативні значення крутного моменту (табл. 2.11).

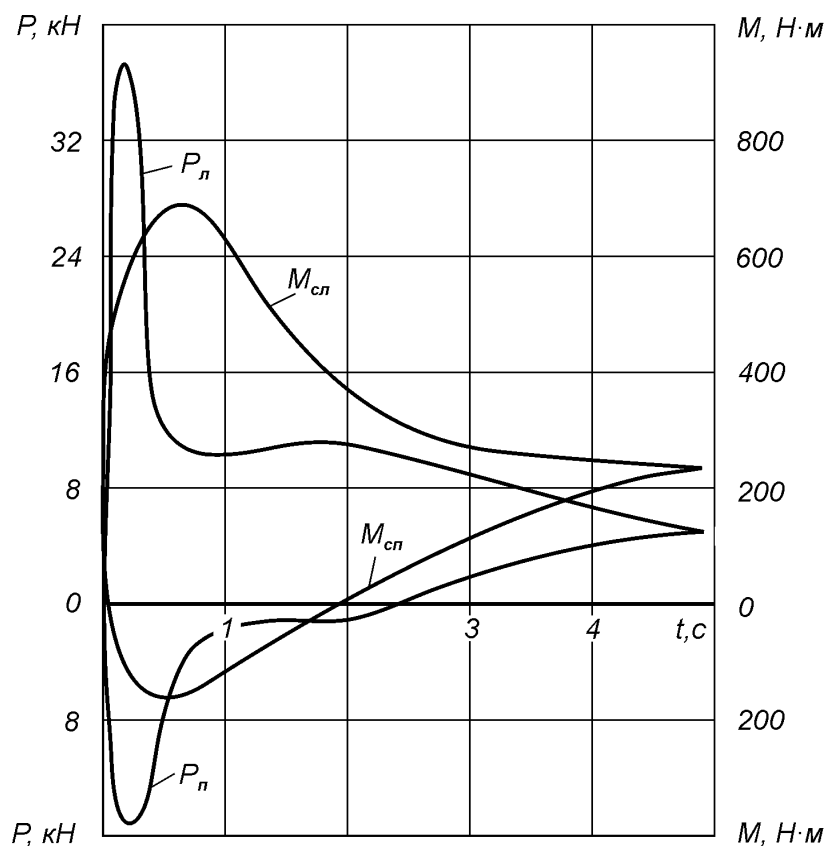


Рис.2.11. Перехідний процес зміни моментів опору руху M_{cl} і M_{cn} , дотичних сил тяги P_l і P_n забігаючого і відстаючого бортів при поворотах трактора Т-150 з плугом ПЛН-5-35 ($v = 8,32$ км/год; $T = 0,2$ с; $v_{np} = 105$ м·с)

Таблиця 2.11.

Навантаження в елементах силової передачі трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 при підворах на гонах (глибина оранки 25 - 27 см, фон - стерня озимої пшениці)

Елемент	v , км/ год	Усталений рух		Підворіт вліво			Підворіт вправо		
				лівий	правий		лівий		правий
		M_d , Н·м	M_n , Н·м	M_{\min} , Н·м	\bar{M} , Н·м	M_{\max} , Н·м	\bar{M} , Н·м	M_{\max} , Н·м	M_{\min} , Н·м
Кардани	8,32	300	350	(-20)	530	685	510	630	(-115)
	9,28	350	500	(-107)	780	980	758	1196	(-102)
Напіввісі	8,32	1700	1850	(-525)	1920	2450	1840	2348	(-515)
	9,28	1940	2180	(-510)	2360	2965	2210	2776	(-500)

Аналіз табл. 2.11. показує, що при підворіть на гонах трактора Т-150 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 елементи силової передачі забігати борту перевантажені в середньому в 1,25 ... 1,3 рази в порівнянні із середнім значенням крутного моменту і в 2, 2 ... 2,3 рази - кардани, в 1,5 ... 1,7 рази - піввісь в порівнянні зі значеннями крутного моменту при сталому русі трактора без підворіть. На відстає борту відзначені негативні значення крутних моментів елементів силової передачі, складові 20-25% від середніх значень.

При поворотах трактора в кінці гону, який може виконуватися з тягової навантаженням на гаку, навантаженість елементів силової передачі істотно залежить від радіуса повороту (рис. 2.12).

Зі зменшенням радіусу повороту навантаженість елементів силової передачі збільшується, наприклад, при повороті трактора Т-150 з радіусом $R = 5$ м крутний момент на півосі забігаючого борту дорівнює $M_3 = 3100$ Н·м, а відстаючого $M_0 = -1350$ Н·м.

При збільшенні радіуса повороту до $R = 30$ м маємо відповідно $M_3 = 1600$ Н·м і $M_0 = -500$ Н·м, тобто зі збільшенням радіуса повороту на 1 м навантаження на забігають піввісь трактора зменшується на 60 Н·м.

Примітка. Позначено крутний момент M_l , M_n - лівого і правого бортів; M_{\min} , M_{\max} , \bar{M} - мінімальне, максимальне і середнє значення.

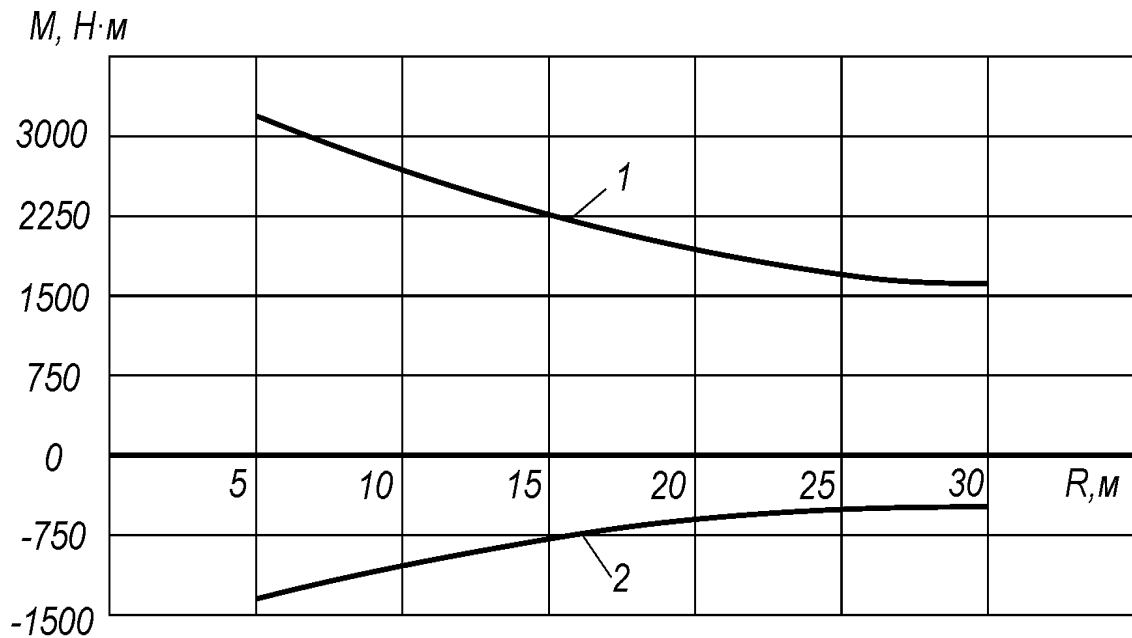


Рис. 2.12. Залежність крутного моменту (M) від радіуса повороту (R) трактора Т-150 з навантаженням на гаку 1500 Н зі швидкістю 5,9 км/год

Висновки по розділу 2

1. Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожен опорний каток гусеничного рушія і її розсіювання в залежності від величини зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центру мас трактора на опорну площину.

2. При агрегуванні гусеничного трактора з плугом силова передача як динамічна система не володіє властивостями, що фільтрують і «прозора» до низькочастотних коливань в смузі частот ≤ 5 Гц.

3. Дослідження навантаженості трансмісії при плавному рушанні гусеничного трактора дозволило визначити наступне:

- при рушанні трактора без тягового навантаження відзначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВС в проміжку часу 1 ... 1,2 с.

- при рушанні трактора з плугом елементи силової передачі перевантажені в середньому в 1,5 ... 2,35 рази.

4. При перемиканні з нижчої на вищу передачу гусеничної машини з тягової навантаженням в проміжку часу 0 ... 2,4 с відзначений коливальний перехідний процес, при якому всі елементи трансмісії перевантажені в 1,4 ... 2,3 рази. При перемиканні з вищої на нижчу передачу відзначені короточасні негативні крутний момент, що не перевищують за своїми розмірами середнього моменту при сталому русі машини.

5. При підворіть гусеничного трактора з тягової навантаженням елементи силової передачі забігати борту в проміжку часу 0 ... 2,5 с перевантажені в 1,5 ... 2,3 рази в порівнянні зі значеннями крутного моменту при сталому русі. На відстає борту відзначені короточасні негативні крутний момент, що не перевищують за своїми розмірами середнього моменту при сталому русі трактора. При поворотах гусеничного трактора з тягової навантаженням зі збільшенням радіуса повороту на 1 м навантаження піввісь забігати борту зменшується на 60 Н•м.

РОЗДІЛ 3

СТРУКТУРНИЙ І ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗАСОБІВ ЗАХИСТУ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ТРАКТОРА ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕНЬ

3.1. Визначення вертикальних реакцій на опорних ковзанках гусеничних рушіїв імовірнісним методом

Ходова частина гусеничного трактора включає в себе катки, що представляють собою статично невизначену багатоопорну систему. У цій статті ймовірносними методами визначені середнє навантаження на пару симетрично розташованих ковзанок і розсіювання заданої навантаження. При визначенні навантаження використовувався імовірнісний метод, запропонований в роботі [108] для визначення вертикального навантаження на осі багатовісних автомобілів.

Визначенню вертикального навантаження на колесах багатовісних автомобілів присвячена робота [108]. При визначенні зазначеного навантаження приймалося спочатку, що навантаження сприймається тільки колесами двох осей, що дозволяє визначити її традиційними методами теоретичної механіки. Розглядаючи різні варіанти попарно навантажених мостів багатовісного автомобіля, в роботі [108] були отримані різні реалізації значень вертикального навантаження на його осі. Ці значення вертикальних навантажень були випадковими функціями координат центру мас автомобіля. Використовуючи відоме з математичної статистики "правило трьох сигм", автори роботи [108] отримали математичні очікування і середні квадратичні відхилення вертикального навантаження на кожен з осей автомобіля.

Зазначена в [108] методика не може бути використана для визначення вертикальних навантажень на опорні катки гусеничного трактора, оскільки необхідно враховувати також величини перекидальних моментів, створюваних причіпними і навісними знаряддями.

Метою дослідження є визначення сумарної вертикального навантаження на симетрично розташовані опорні катки гусеничного трактора з урахуванням перекидаючого моменту, створюваного причіпними і навісними знаряддями.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити такі завдання:

- скласти розрахункові схеми навантаження ходової частини трактора і визначити реакції опор;
- визначити статистичні характеристики навантаження опорних катків ходової частини.

У розділі 2 на рис. 2.1 приведена розрахункова схема сил, що діє на опорні катки гусеничного рушія. На зазначеному малюнку показані сумарні імовірнісні реакції дороги, що припадають на кожну пару симетрично розташованих опорних катків.

Нерівномірність розподілу вертикальних реакцій між катками визначається багатьма випадковими чинниками, строго детермінувати які складно. Результатом є зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції на опорні катки щодо лінії дії сили тяжіння, яка додається в центрі мас машини. Цей зсув може бути визначено як (рис. 2.1)

$$x_0 = \frac{M}{m_{Тприв} \cdot g}, \quad (3.1)$$

де M - перекидаючий момент, діючий на трактор з боку навісних або причіпних знарядь;

$m_{Тприв}$ - наведена, з урахуванням навісних знарядь, маса трактора;

g - прискорення сили тяжіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Ймовірнісний метод визначення навантаження на опорні катки полягає в тому, що визначають максимально і мінімально можливі величини зазначеного навантаження, а потім їх усереднюють, знаходячи оцінку

математичного очікування. Допускаючи, що імовірнісний розподіл величин навантажень на катки підпорядковується нормальному закону, знаходять середнє відхилення як одну шосту різниці між максимальною і мінімально можливими значеннями навантажень.

Залежно від координати $x=a+x_0$ (див. рис. 3.1) положення лінії дії сили $R_{Z\Sigma}$, якщо припустити, що навантаження сприймається двома парами симетрично розташованих ковзанок (умовно назвемо співвісну пару ковзанок, розташованих симетрично на лівому і правому бортах мостами), будуть змінюватися мости, що сприймають вказану навантаження. У таблиці 3.1 вказані варіанти навантаження мостів в залежності від положення лінії дії реакції $R_{Z\Sigma}$.

Таблиця 3.1

Варіанти навантаження пар опорних котків (умовних мостів)

$x=a+x_0$	$[c; c+x_1]$	$[c+x_1; c+x_1+x_2]$	$[c+x_1+x_2; c+x_1+x_2+x_3]$	$[c+x_1+x_2+x_3; c+x_1+x_2+x_3+x_4]$
Навантажені умовні мости	1,2;	1,3;	1,4;	1,5;
	1,3;	1,4;	1,5;	2,5;
	1,4;	1,5;	2,4;	3,5;
	1,5	2,3;	2,5;	4,5
		2,4;	3,4;	
		2,5	3,5	

Відповідно до варіантами навантаження умовних мостів були визначені навантаження на них, що дозволило, з використанням методу "трьох сигм", визначити статистичні характеристики навантаження на опорні катки.

Оцінка математичного очікування вертикального навантаження на пару катків.

$$m_{Ri} = 0,5 \cdot (R_{Zi \max} + R_{Zi \min}) . \quad (3.2)$$

У відносних величинах

$$\frac{m_{Ri}}{R_{Z\Sigma}} = 0,5 \cdot \left(\frac{R_{Zi\max}}{R_{Z\Sigma}} + \frac{R_{Zi\min}}{R_{Z\Sigma}} \right). \quad (3.3)$$

Середньоквадратичне відхилення навантаження (його оцінка)

$$\sigma_{Ri} = \frac{1}{6} \cdot (R_{Zi\max} - R_{Zi\min}), \quad (3.4)$$

або в відносних величинах

$$\frac{\sigma_{Ri}}{R_{Zi}} = \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{R_{Zi\max}}{R_{Z\Sigma}} - \frac{R_{Zi\min}}{R_{Z\Sigma}} \right). \quad (3.5)$$

У таблиці 3.2 (стор 102) наведені вирази для визначення оцінок математичного очікування вертикального навантаження на пару опорних ковзанок, а також середньоквадратичне відхилення цієї величини.

Отримані залежності дозволяють надалі здійснювати оцінку надійності елементів ходової частини гусеничних тракторів.

3.2 Засоби захисту силової передачі від динамічних перевантажень

Перевантаження у вузлах і елементах тракторів знижують довговічність деталей, і призводять до втрати їх працездатності. Перш за все, це відноситься до трансмісії і ходової частини трактора. Раптові відмови в цих агрегатах можуть призводити до зниження безпеки роботи. Тому вдосконалення системи захисту агрегатів шасі трактора від перевантажень є актуальним завданням.

Статичні перевантаження діють в трансмісії трактора і виникають, в основному, від сили тяги. Тому для ефективного і безпечного використання

тракторів важливо знати оптимальну тягову навантаження в даних ґрунтових умовах.

Режим максимального умовного тягового ККД – η_{Tmax} береться в основу визначення взаємозв'язку основних параметрів при проектуванні тракторів [110, 111, 115], тому великий інтерес представляє вибір найбільш простого методу визначення тягового режиму трактора, відповідного η_{Tmax} .

Існує кілька методів визначення [110, 112]. В роботі [110] доводиться, що для тягового режиму трактора, відповідного η_{Tmax} досить точно дотримуються рівності.

$$N_6 = N_F \quad \eta_6 = \eta_F$$

В роботі [112] для наближеного визначення сили тяги гусеничного трактора, відповідної η_{Tmax} приймається пряmlinійна залежність номінальних швидкостей від тягового навантаження.

В роботі [113] зверталася увага на те, що крива тягового ККД трактора залежно від тягового навантаження досить полого, що ускладнює точне визначення максимального значення ККД і може призводити до неправильних висновків.

Автори роботи [114] вказали, що робота трактора з несталої навантаженням характеризується перехідними динамічними процесами в системі або коливаннями "у великому". Такі процеси можуть відбуватися внаслідок різкого і глибокого порушення балансу крутного моменту двигуна і моменту опору, тому вони є нестационарними. Можна привести багато прикладів роботи трактора при несталої навантаженні: включення і виключення (повне або неповне) муфти зчеплення, різка зміна циклової подачі палива, заглиблення або підйом плуга, включення вала відбору потужності при великому навантаженні на нього і т.д. Однак, найбільш характерним є зрушення і розгін МТА, коли більшість координат системи

змінює своє значення від нуля до максимального. Тому тягову динаміку трактора при русі з несталої навантаженням розглянемо на прикладі розгону.

Необхідність максимально використовувати тягові можливості трактора і одночасно забезпечити високу якість технологічного процесу ставить перед розробниками систем контролю роботи (СКР) трактора складну проблему, яка полягає в узгодженні динамічних і виробничих характеристик тракторного агрегату з функціональними і динамічними можливостями оператора-тракториста як ланка системи людина-машина.

Тому крім наявних на тракторах комплексу КВП на них необхідно встановлювати вимірювально-інформаційну систему контролю швидкісних і навантажувальних режимів дизеля, що включає вимірювачі потужності, крутного моменту і частоти обертання колінчастого вала.

Необхідно захищати трактори від статичних і динамічних перевантажень в трансмісії, а також від вертикальних динамічних перевантажень діючих на остові.

Що ж стосується захисту від постійних перевантажень в трансмісії, то слід її розробляти на основі застосування відомих способів, оскільки вони дозволяють визначити всі необхідні дані для захисту, а саме потужності двигуна, кутову швидкість колінчастого вала і швидкість трактора, за участю людини-оператора шляхом інформування його через сигнальний пристрій.

В основу методів захисту від динамічних перевантажень доцільно покласти систему, яка використовує людини-оператора (тракториста) і сигналізатори перевантажень (система біологічного захисту - СБЗ).

В роботі [115] встановлено, що часом реакції (запізнювання) людини називають проміжок часу між початком сигналу (стимулу) і завершенням реакції. Це час складається з трьох складових - часу на сприйняття сигналу, часу прийняття рішення, часу вчинення дії. Перші два інтервали становлять ментальний (прихований) період реакції, який триває десяті частки секунди. Час на вчинення дії залежить від його складності і від того, яка частина тіла робить дію. Це час коливається від декількох сотих до десятих часток секунди.

Це час доцільно оцінювати за швидкістю рух руки або ноги і по відстані до приладів.

Середнє значення часу натискання кнопки без руху кисті $\sim 0,12$ с, при повороті тулуба $\sim 0,16$ с. Елементарне рух руки в середньому, займає $0,4-0,6$ с. Загальний час простої реакції при винесенні руки до оптимально розташованим, приладів зазвичай займає $0,6-0,8$ с при середньому, квадратичному відхиленні $0,08$ с [115].

Велике значення має той факт, що всі трактористи в більшості випадків при поліпшенні комфорту сидіння збільшують швидкість руху. З цього випливає, що установка комфортабельних сидінь призводить до більш високих навантажень деталей трактора і тим самим до більш низької їх довговічності.

Таким чином, людина-оператор має досить швидку відповідь на зовнішні впливи, істотно впливає на навантаженість елементів машини, тому його можна використовувати в системі захисту трактора від перевантажень.

Впровадження інтенсивних технологій в сільськогосподарське виробництво вимагає використання потужних, надійних тракторів.

Виконання енергоємних технологічних операцій таких, як оранка, особливо коли ці роботи виконуються на ухилах, перевантаження у вузлах і елементах цих тракторів знижують їх довговічність, що призводить до передчасної втрати працездатності, великим простоїв машин, зниження безпеки експлуатації. Перш за все, це відноситься до трансмісії і ходової частини трактора. Тому вдосконалення системи захисту агрегатів шасі трактора від навантажень є актуальним завданням.

Крім того, встановлено, що в трансмісії трактора і його ходової частини діють змінні навантаження в результаті змінної тяги і русі по нерівностях, а також від різкого включення муфти зчеплення, що призводить до зростання великих коливань в трансмісії і коливанні остова трактора, які при перевищенні певних рівнів істотно позначаються на надійності трактора.

З метою захисту трансмісії від горизонтальних динамічних перевантажень, визначає припустимий середнє значення горизонтального прискорення при рушанні з місця і розгоні трактора.

Динамічні властивості трактора характеризують його здатність рухатися в різних умовах під дією прикладених сил, а також змінювати параметри і траєкторію свого руху при виконанні технологічних операцій (оранка, культивування і ін.

Динамічні властивості проявляються при розгоні машини і гальмуванні при русі як на прямолінійній ділянці шляху, так і на повороті. Особливого розгляду вимагає динаміка трактора, що виконує обробку полів на ухилах. Колектив авторів [109] рекомендує ввести поняття коефіцієнта динамічності $K_{\text{дин}}$ представляє собою відношення тягової сили трактора і сумі сил опору руху.

Щоб отримати математичне вираження коефіцієнта динамічності запишемо рівняння динамічності трактора:

$$m_T \cdot \frac{dV_T}{dt} = P_{KP} - P_{N\ddot{I}\ddot{D}}$$

$$D_{ED} = D_{O\beta\bar{A}} \cdot m_T \cdot g \cdot f$$

$$m_T \cdot \frac{dV_T}{dt} = P_{O\beta\bar{A}} m_T \cdot g \cdot f - P_{N\ddot{I}\ddot{D}} \quad (3.6)$$

Розділимо ліву і праву частину на m_T , отримаємо:

$$\frac{dV_T}{dt} = \frac{D_{O\beta\bar{A}} - D_{N\ddot{I}\ddot{D}}}{m_T} - gf$$

Потім приведемо до вигляду:

$$\frac{1}{g} \cdot \frac{dV_T}{dt} = \frac{D_{O\beta\bar{A}} - D_{N\ddot{I}\ddot{D}}}{m_T \cdot g} - f \quad (3.7)$$

Уявімо це рівняння у вигляді гармонійної функції:

$$\frac{dV_T}{dt} = \frac{D_{\partial\beta\bar{A}} - D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}}{m_T \cdot g} = A_0 \cdot \sin(\omega_a t) \quad (3.8)$$

Приведемо рівняння (3.6) до виду:

$$m_T \cdot \frac{dV_T}{dt} = D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}} \left(\frac{D_{\partial\beta\bar{A}\bar{E}} - mgf}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} - 1 \right),$$

або

$$\frac{dV_T}{dt} = \frac{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}}{m_T} \left(\frac{D_{\partial\beta\bar{A}\bar{E}}}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} - \frac{mgf}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} - 1 \right),$$

звідки:

$$K_{\bar{A}\bar{E}\bar{I}} = \frac{m_T}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} \cdot \frac{dV_T}{dt} + 1 + \frac{m_T gf}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} = \frac{m_T}{D_{\bar{N}\bar{I}\bar{D}}} \left(\frac{dV_T}{dt} + gf \right) + 1 \quad (3.9)$$

Допустиме значення $K_{\text{дин}}$ визначається виходячи з умови малого впливу динамічних навантажень при рушанні і розгоні на еквівалентний ресурс елементів трансмісії.

При значеннях $K_{\text{дин}}$ більших одиниць $K_{\text{дин}} > 1$, трактор здатний до розгону. При значеннях рівних одиниці $K_{\text{дин}} = 1$, може рухатися рівномірно.

Якщо значення менше одиниці $K_{\text{дин}} < 1$, то рух трактора нестійкий, оскільки або недостатня потужність на ведучих колесах, або провідні колеса мають малий зчпний вагу.

Якщо встановити на раму трактора датчик, який зафіксує горизонтальне прискорення, а при підвищенні їм допустимого значення включить сигналізацію оповіщення тракториста про перевантаження.

Принцип роботи пристрою для сигналізації про перевантаження в трансмісії і ходової частини трактора заснований на вимірюванні числа

перевищень прискоренням певних наперед заданих рівнянь. Блок - схема пристрою сигналізації наведена на рис. 3.2 [115].

Застосування пристрою дозволяє зменшити втрати ресурсу трансмісії довговічності швидкозношуваних деталей в середньому в 2 рази.

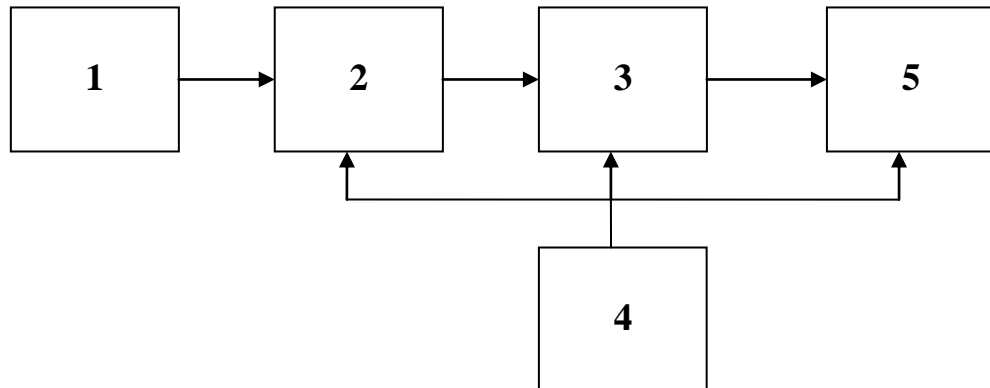


Рис. 3.2. Блок - схема сигналізатора.

Датчик 1, забезпечений контактним пристроєм, при перевищенні прискорення допустимого рівня видає імпульсний сигнал в підсилювач 2. В підсилювачі 2 встановлена лампочка сигналізації 3. 5 - електромеханічний лічильник; 4 - блок живлення пристрою.

Висновки по розділу 3

1. Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожен опорний каток гусеничного рушія і її розсіювання в залежності від величини зміщення лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центру мас трактора на опорну площину.

2. Елементи силової передачі правого борту трактора Т-150 при агрегуванні з плугами навантажені в 1,3 ... 1,5 рази вище, ніж лівого при підвищенні динамічної складової навантаження на 6 ... 8%. Співвідношення динамічної та статичної складових навантаження елементів силової передачі лівого борту вище в порівнянні з правим бортом на 4 ... 10%.

3. Запропоновано коефіцієнт динамічності трактора, рівний відношенню його тягової сили до суми сил опору Русі, який дозволив отримати взаємозв'язок між цим коефіцієнтом і поздовжнім лінійним прискоренням трансмісії трактора.

4. З використанням коефіцієнт динамічності трактора можна виконати оцінку навантаження деталей і побудувати інформаційно - діагностичну моніторингову систему забезпечення стійкого руху машинно-тракторного агрегату в найкращих експлуатаційних режимах.

Таблиця 3.2

Імовірнісні характеристики навантаження на пару опорних катків гусеничного рушія

$x=a+x_0$		$[c; c+x_1]$	$[c+x_1; c+x_1+x_2]$	$[c+x_1+x_2; c+x_1+x_2+x_3]$	$[c+x_1+x_2+x_3; c+x_1+x_2+x_3+x_4]$
$\frac{R_{Z1}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{m_{R1}}{R_{Z\Sigma}}$	$1 - \frac{x-c}{x_1} \cdot \frac{x_1 + 0,5 \cdot (x_2 + x_3 + x_4)}{x_1 + x_2 + x_3 + x_4}$	$0,5 \cdot \left(1 - \frac{x-c}{x_1 + x_2 + x_3 + x_4} \right)$		
	$\frac{\sigma_{R1}}{R_{Z1}}$	$\frac{x-c}{6x_1} \cdot \frac{x_2 + x_3 + x_4}{x_1 + x_2 + x_3 + x_4}$	$\frac{1}{6} \cdot \left(1 - \frac{x-c}{x_1 + x_2 + x_3 + x_4} \right)$		
$\frac{R_{Z2}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{m_{R2}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{x-c}{2x_1}$	$0,5 \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1}{x_2 + x_3 + x_4} \right)$		
	$\frac{\sigma_{R2}}{R_{Z2}}$	$\frac{x-c}{6x_1}$	$\frac{1}{6} \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1}{x_2 + x_3 + x_4} \right)$		
$\frac{R_{Z3}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{m_{R3}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{x-c}{2(x_1 + x_2)}$	$0,5 \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1-x_2}{x_3 + x_4} \right)$		
	$\frac{\sigma_{R3}}{R_{Z3}}$	$\frac{x-c}{6(x_1 + x_2)}$	$\frac{1}{6} \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1-x_2}{x_3 + x_4} \right)$		
$\frac{R_{Z4}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{m_{R4}}{R_{Z\Sigma}}$	$0,5 \cdot \frac{x-c}{x_1 + x_2 + x_3}$	$0,5 \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1-x_2-x_3}{x_4} \right)$		
	$\frac{\sigma_{R4}}{R_{Z4}}$	$\frac{1}{6} \cdot \frac{x-c}{x_1 + x_2 + x_3}$	$\frac{1}{6} \cdot \left(1 - \frac{x-c-x_1-x_2-x_3}{x_4} \right)$		

$x=a+x_0$		$[c; c+x_1]$	$[c+x_1; c+x_1+x_2]$	$[c+x_1+x_2; c+x_1+x_2+x_3]$	$[c+x_1+x_2+x_3; c+x_1+x_2+x_3+x_4]$
$\frac{R_{Z5}}{R_{Z\Sigma}}$	$\frac{m_{R5}}{R_{Z\Sigma}}$	$0,5 \cdot \frac{x-c}{x_1+x_2+x_3+x_4}$			$\frac{x-c}{x_4} \cdot \frac{x_4+0,5 \cdot (x_1+x_2+x_3)}{x_1+x_2+x_3+x_4} - 0,5 \cdot \frac{x_1+x_2+x_3}{x_4}$
	$\frac{\sigma_{R5}}{R_{Z5}}$	$\frac{1}{6} \cdot \frac{x-c}{x_1+x_2+x_3+x_4}$			$\frac{x_1+x_2+x_3}{6x_4} \cdot \left(1 - \frac{x-c}{x_1+x_2+x_3+x_4} \right)$

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ГУСЕНИЧНИХ МАШИН

4.1 Програма-методика експериментальних досліджень

Програма передбачає проведення експериментальних досліджень (далі експерименту) для оцінки фізичного моделювання динамічної навантаженості гусеничних машин в польових умовах. з використанням методу парціальних прискорень.

Об'єкт експерименту - поздовжні і вертикальні прискорення, що виникають в процесі руху гусеничних машин.

Мета експерименту - визначення режимів роботи гусеничної машини, при якій виникають пікові прискорення і навантаження в елементах ходової частини і трансмісії.

Для систематизації роботи та висвітлення основних питань у процесі проведення лабораторних та полігонних робіт була розроблена загальна схема проведення експериментальних досліджень

Експлуатація гусеничних машин з різних опорних поверхонь супроводжується коливаннями в поздовжньої, бічній і вертикальної площинах. Величина і частота виникнення коливань впливає на роботу як окремих вузлів і механізмів, так і всього тягово-транспортного засобу. При русі по нерівній дорозі або в польових умовах коливання можуть досягати значних величин, і крім погіршення умов праці тракториста, робота ходової системи і підвіски також погіршується. На деталі і механізми тягово-транспортного засобу діють пікові навантаження і прискорення, які часто перевищують допустимі, при цьому відбуваються перевантаження деталей трансмісії, що в кінцевому підсумку призводить до частих відмов і, відповідно, до додаткових грошових витрат. Тому питанням, пов'язаним з контролем рівня вібрації необхідно приділяти достатню увагу [50].



Рис. 4.1. Зовнішній вигляд трактора Т-150, що проходив випробування

Під час проведення експерименту, виміряні атмосферно-кліматичні умови відповідали наступним вимогам:

- швидкість вітру не більше 5 м / с (при поривах до 7 м / с);
- відсутність опадів;
- атмосферний тиск - не менше 910 кПа (683 мм рт. ст.);
- відносна вологість повітря не вище 95%;
- температура повітря не нижче 3°С.

Випробування проводилися на тракторі Т-150 (див. рис. 4.1) в польових умовах. Конструктивні особливості випробовуваної машини:

1) Встановлено більш потужний двигун СМД-60М, потужністю 158 кВт. (табл. 4.2).

2) Момент тертя муфти головного зчеплення $M_{ст}$ збільшений на 20% за рахунок установки посиленних натискних пружин ($n = 20$ штук) з робочим зусиллям 61,3 Н разом 52,4 Н кожна і збільшення середнього радіусу тертя внаслідок збільшення внутрішнього діаметра фрикційних накладок з 220 мм до 240 мм. В процесі випробувань $M_{ст} = 205 / 210$ Нм.

3) Збільшена в 1,1-1,3 рази жорсткість гасителів крутильних коливань, встановлених на ведених дисках муфти головного зчеплення (табл. 4.1).

4) Змінено передавальні відносини в коробці передач (табл. 4.3).

Таблиця 4.1

Параметри гасителів крутильних коливань, нумерація гасителів ведеться від маховика двигуна

№ гасителя	Момент, Нм			Жорсткість, Н/рад
	переднатяг	замикання	тріння	
1	9,5	53	3	906
2	11	59	6	940

5) Встановлено головні передачі з кутом спіралі 19 ° замість 26 ° 3 '. У трансмісії трактора Т-150 №11, як і на тракторах Т-150 були встановлені наступні вали:

- вал головного зчеплення з зовнішнім діаметром гладкої частини Ø55 мм.
- стрижневі кардани Ø40 мм.
- піввісь Ø45 мм.

Таблиця 4.2

Технічна характеристика трактора Т-150

Номінальна експлуатаційна потужність двигуна, кВт (к.с.)	110 (150)
Частота обертання, об / хв: колінчастого вала при номінальній експлуатаційної потужності двигуна	2000
ВОМ	540 и 1000
Діаметр циліндра, мм	130
Хід поршня, мм	115
Робочий об'єм циліндрів, л	9,15
Питома витрата палива при номінальній експлуатаційної потужності, г/кВт*ч (г/е. к.с.- год)	252 (185)
Місткість паливного бака, л	315
Колія, мм	1435
Поздовжня база, мм	1800
Дорожній провіт (при занурених почвозацепах), мм	300
Питомий тиск на ґрунт, МПа (кгс/см ²)	0,046 (0,46)
Габаритні розміри, мм	4935x1850x2915 (висота з повітроохолоджувачем)
Маса конструктивна, кг	6975

Експеримент здійснено 20 липня 2011 року під час з 11:45 до 14:30. Атмосферно-кліматичні умови під час проведення експерименту наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.3

Передавальні відносини в коробці передач

Виріб	Т-150							
Діапазон	II				III			
Передача	1	2	3	4	1	2	3	4
Пари в діапазоні	25/35				31/29			
Пари в передачі	29/38	30/38	32/35	35/33	28/41	30/38	32/35	35/33
Виріб	Т-150№ 11							
Діапазон	Робочий				Транспортний			
Передача	1	2	3	4	1	2	3	4
Пари в діапазоні	25/35				32/38			
Пари в передачі	28/41	30/38	32/35	35/33	28/41	30/38	32/35	35/33

Таблиця 4.4

Атмосферно-кліматичні умови

Місцевий час		Опади	Напр. вітру	Шв. вітру, м/с	Темп. повіт, °С	Вологість, %	Атм. тиск, мм рт.ст.
2011-07-20	15	без опадів	В	6	32	36	757
2011-07-20	14	без опадів	СВ	5	32	38	757
2011-07-20	13	без опадів	СВ	6	32	36	758
2011-07-20	12	без опадів	В	7	31	35	758
2011-07-20	11	без опадів	СВ	5	29	45	758

Вимоги до об'єкта експерименту

1. Машини, призначені для експерименту, повинні бути справними, укомплектованими і заправленими ТСМ відповідно нормативно-технічної документації. Двигун і агрегати пройти належну обкатку відповідно до інструкції з експлуатації і мати пробіг (включаючи обкатку) не менше 3000 км.

2. Вікна та вентиляційні люки при проведенні випробувань закриваються. Системи опалення та кондиціонування повітря повинні бути відключені.

При експерименті враховувалася:

- маса тягово-транспортного засобу, яка відповідно вказана за технічною характеристикою;

- маса навісних агрегатів, за умови їх використання.

Масу водія, а також масу обладнання для проведення експерименту включали в масу вантажу.

Довжина ділянки для експерименту - не менше 500 м для визначення необхідних показників.

Відповідність атмосферних умов при проведенні випробувань перевіряли перед початком і в кінці випробувань безпосередньо в зоні розташування вимірювальної ділянки поля.

4.2 Вимірювально-реєстраційний комплекс

Засоби вимірювання для дорожніх випробувань повинні бути компактними, простими в установці та користуванні, вібростійкі; повинні забезпечувати необхідну пропускну здатність палива і необхідну точність вимірювань при температурі повітря від мінус 40°C до плюс 40°C на всіх режимах руху ПС, включаючи максимальну швидкість; установка їх на ПС не повинна впливати на опір руху

Похибка засобів вимірювань не повинна перевищувати значень, які наведені в таблиці 4.5.

Допустима похибка засобів вимірювань

№ п/п	Показники	Похибка, не більше
1.	Витрати палива	1%
2.	Шлях та час	0,5%
3.	Швидкість руху	1%
4.	Частота обертання колінчастого вала двигуна	1%
5.	Швидкість вітру	0,5 м/с
6.	Температура повітря та палива	1°C
7.	Атмосферний тиск	2,6 кПа (2 мм рт. ст.)
8.	Відносна вологість повітря	7%
9.	Маса ПС	0,3%

Вимірювальна система (рис. 4.2) має логометричну структуру, так що початкове зміщення і чутливість датчика лінійним чином пов'язана з напругою живлення.

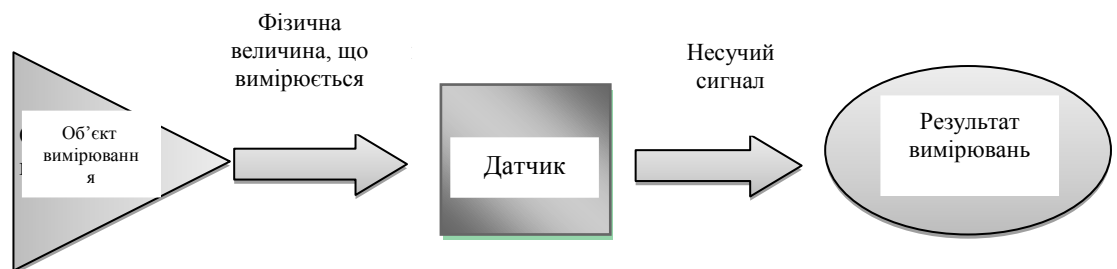


Рис. 4.2. Схема вимірювання

Для реєстрації даних при випробуваннях тягово-транспортних засобів на кафедрі ТМ і РМ ХНАДУ спільно з кафедрою «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ розроблений мобільний вимірювальний комплекс (рис. 4.3), що складається з двох датчиків прискорень Freescale Semiconductor моделі MMA7260QT, а також ЕОМ для зняття і архівації даних [116].

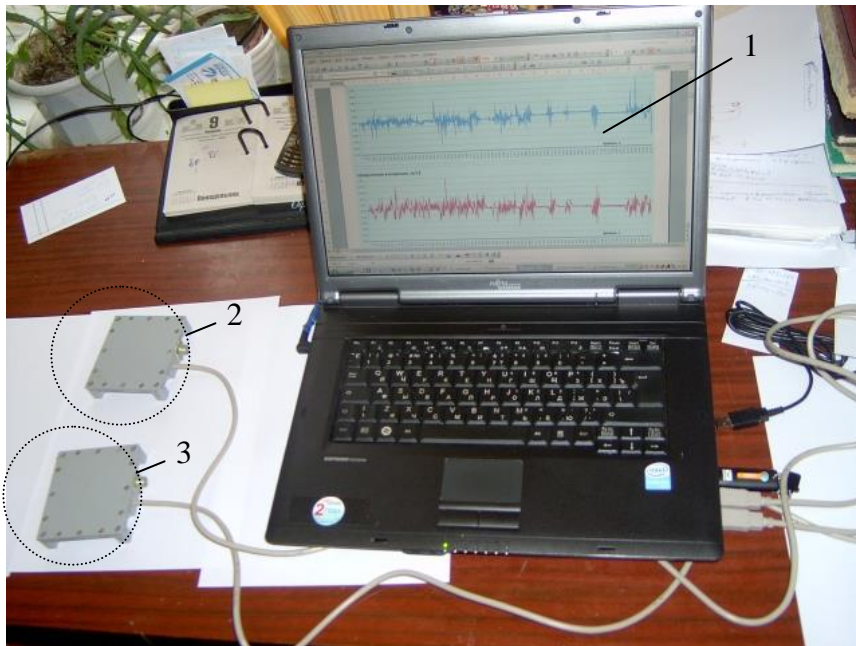


Рис. 4.3. Мобільний вимірювальний комплекс: 1 - ЕОМ для зняття і архівації даних; 2 - датчик прискорень MMA7260QT # 445; 3 - датчик прискорень MMA7260QT # 446 [117].

Якщо датчик прискорення розташований так, що його вісь чутливості перпендикулярна поверхні землі, вихідний сигнал відповідає прискоренню вільного падіння. При зміні кута нахилу, вихідний сигнал зменшується пропорційно косинусу кута між віссю чутливості датчика і абсолютним вертикальним становищем (рис. 4.4).

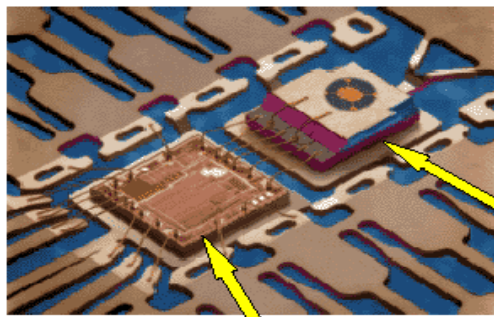


Рис. 4.4. Напівпровідниковий акселерометр Freescale

Використані для проведення експерименту датчики MMA7260QT -

ємнісні акселерометри з трьома робочими осями і межею вимірювання $\pm 1.5 \text{ g}$. Мають вбудований фільтр корекції зміни температури, фільтр нижніх частот і крайніх значень, не вимагають додаткових пристроїв. У зазначених датчиках передбачена можливість «сплячого режиму» для економії батареї ЕОМ. Датчики використовують низьку напругу: $2.2\text{V} - 3.6\text{V}$. Мають високу чутливість ($800 \text{ мВ} / \text{g}$). Характеризуються швидкою ініціалізацією, добре переносяться перепадів напруги і впливу статичної електрики. Напівпровідникові акселерометри Freescale містять ємнісний чутливий елемент і інтегровану на кристалі вимірювальну ланцюг, виконану по КМОП-технології (рис. 4.5).

Ємнісний чутливий елемент G-cell є герметичним. Він являє собою механічну структуру, виконану за допомогою напівпровідникового процесу з напівкремнію. Диференціальний чутливий елемент має верхню і нижню нерухомі пластини і центральну пластину, закріплену за допомогою пружних елементів.

Центральна пластина має сейсмомасу і може зміщуватися під впливом прискорення. У складі чутливого елемента є пластина для самотестування цілісності датчика. (рис. 4.6).

Коли рухлива пластина займає центральне положення, вихідний сигнал дорівнює половині напруги живлення

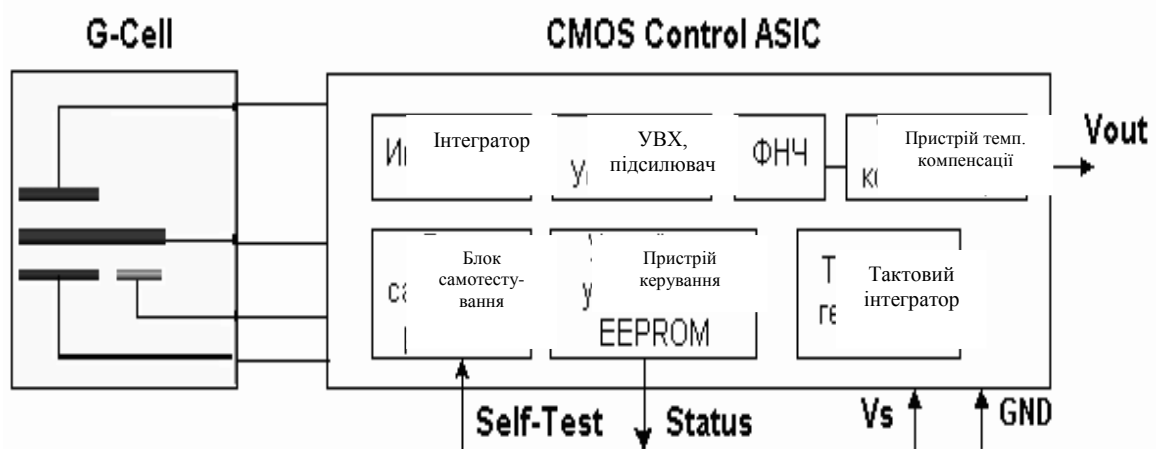
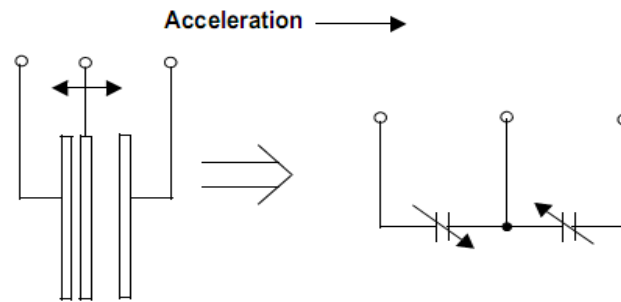
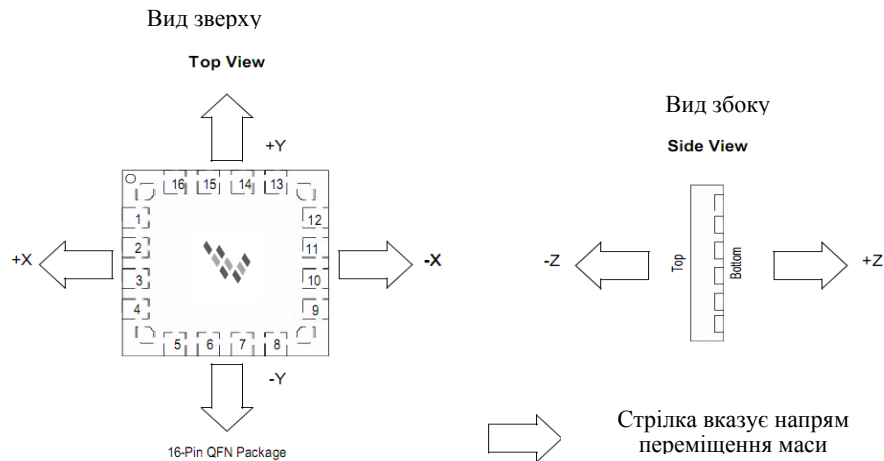


Рис. 4.5. Функціональна схема датчика прискорення



а) Спрощена фізична модель датчика прискорення



б) Схема роботи приладу в трьох координатах

Рис. 4.6. Акселерометр Freescale з трьома робочими вісями

Вимірювальна ланцюг має логометрическую структуру, так що початковий зсув і чутливість датчика лінійним чином пов'язані з модулем напругою.

Процес установки акселерометрів на випробний тягово-транспортний засіб наведено на рис. 4.7-4.8.

4.3 Градування датчиків прискорення

Методи градування акселерометрів поділяються на три групи, відповідно до застосування їх до датчиків постійного, синусоїдального або перехідного прискорення. Нами використаний метод градування шляхом додатки постійного прискорення - градування в поле тяжіння (див. рис. 4.9).

Метод полягає у вимірюванні сигналу, одержуваного в разі, коли справжня вісь чутливості датчика орієнтована під кутом α відносно місцевої вертикалі.



Рис. 4.7. Установка датчиков прискорень і перевірка чутливості системи



Рис. 4.8. Установка і закріплення датчиків прискорень на випробуваному тягово-транспортному засобі

Точність градуювання істотно залежить від помилок вимірювання вихідної напруги і величини кута її, пов'язаного з наявністю поперечної чутливості. Цей метод практично дуже зручний для швидкої перевірки чутливості системи перед початком вимірювання.

У табл. 4.6 вказані характеристики, які отримують при різних методах градуювання. Результати виконаної градуювання наведені на рис. 4.11 – 4.12.

У процесі руху реєструвалися такі параметри:

- код АЦП по осі ОХ (для перекладу в поздовжні прискорення a_X);
- код АЦП по осі ОУ (для перекладу в бічні прискорення a_Y);
- код АЦП по осі ОZ (для перекладу в вертикальні прискорення a_Z);
- час руху автомобіля t ;
- швидкість руху.

Заїзди проводилися при різній завантаженні машини. Результати вимірювання датчиками прискорень наведені на рис. 4.13-4.21.

В процесі проведення експериментальних досліджень датчиків Freescale Semiconductor MMA7260QT був використаний найбільш точний метод градуювання шляхом прикладання постійного прискорення-градуювання в гравітаційному полі Землі. Під час проведення градуювання використовувався пристрій для підвищення точності установки датчиків прискорень, яке дозволяє підвищити достовірність результатів цих випробувань, істотно зменшити похибку вимірювань і підвищити зручність налаштування вимірювальної системи шляхом установки меридіанного нуля.

4.4 Обробка експериментальних даних

Для визначення поздовжніх і вертикальних прискорень, що діють на тягово-транспортний засіб, використовувалося програмне забезпечення, що постачається в комплекті з мобільним реєстраційно-вимірювальним комплексом (див. рис. 4.9, 4.10)

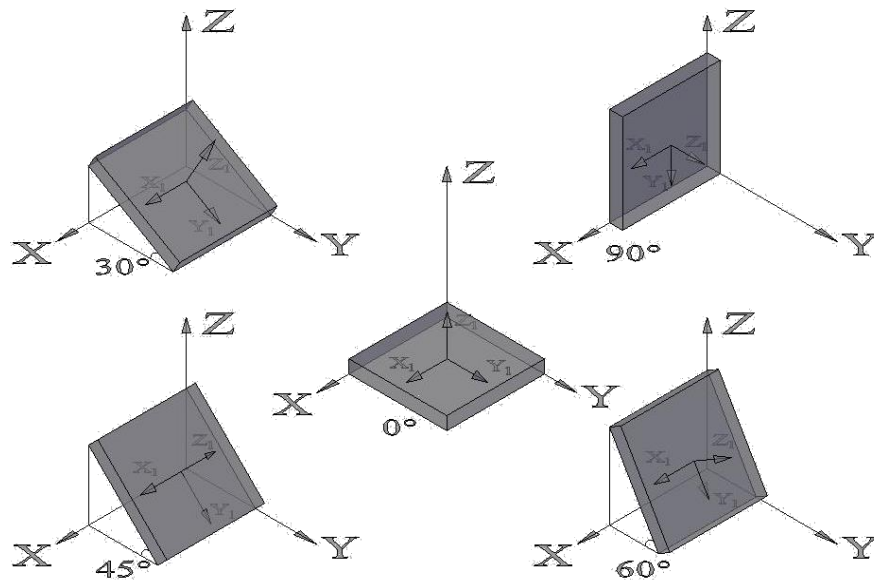


Рис. 4.9. Положення датчика при виконанні градування методом постійного прискорення

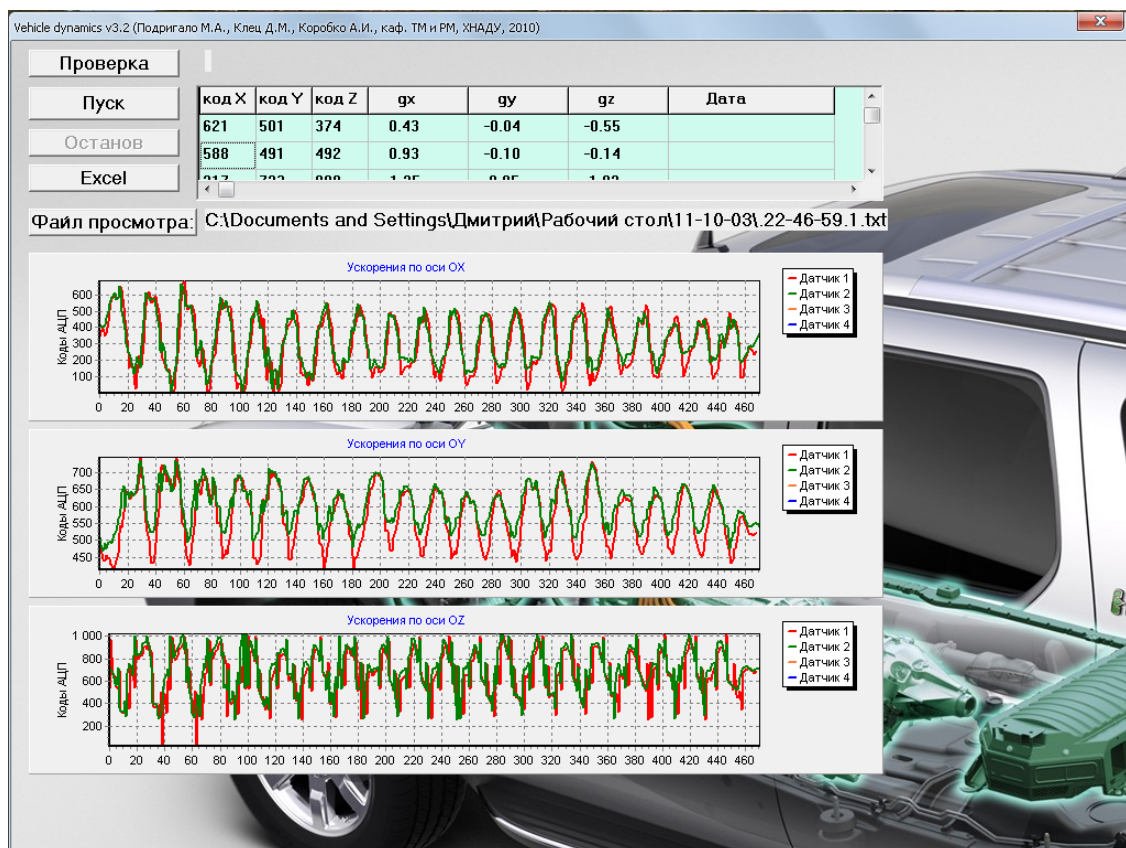


Рис. 4.10. Зовнішній вигляд вікна програми для підключення до чотирьох акселерометрів одночасно

Області використання акселерометрів і точність різних методів їх градування

Області використання		Постійне прискорення		Синусоїдальні коливання						Перехідний рух
По частоті	По амплітуді, g	Кутове відхилення від місцевої вертикалі	Центрифуга	Абсолютні методи				Порівняння з еталонами		
				Визирна труба	Датчик переміщення	Лазерний нитерферометр			Взаємна градування	
Рахунок полос	Зникнення полос									
постійне прискорення	0,01 – 1 0,1 – 50000	< 1%	< 1%	– –	– –	– –	– –	– –	– –	– –
5-30 Гц	0,1 0,01 – 5 5 – 40	– – –	– – –	– 2 – 10% 1 – 5%	2 – 10% 1 – 5% 1 – 5%	1 – 5% 1 – 5% 1 – 5%	– – –	– – –	– 2 – 10% 2 – 10%	
10 – 1000 Гц	0,01 – 0,5 0,5 – 5 5 – 40 40 – 100	– – – –	– – – –			1 – 5% 1 – 5% 1 – 5% 1 – 5%	1 – 5%	< 1%	1 – 5% 1 – 5% 1 – 5% 1 – 5%	
1000 – 5000 Гц	0,5 – 50 5 – 40 40 – 100	– – –	– – –	– – –	– – –	– – –	1 – 5% 1 – 5% 1 – 5%	– – –	1 – 5% 1 – 5% 1 – 5%	
5000 – 10000 Гц	0,5 – 100	–	–	–	–	–	1 – 5%	–	1 – 5%	
0,5 – 10 мс	100 – 20000	–	–	–	–					2 – 10%

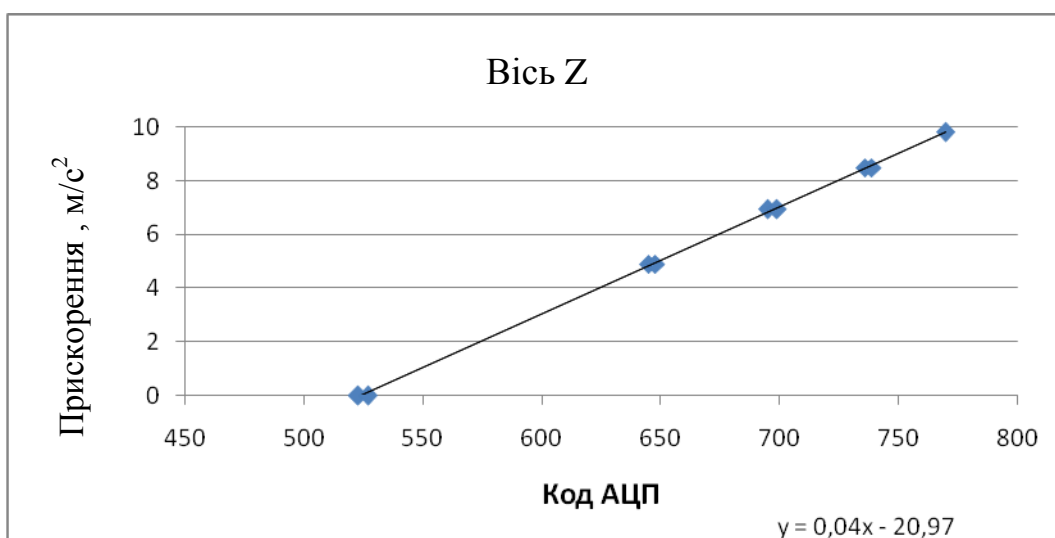
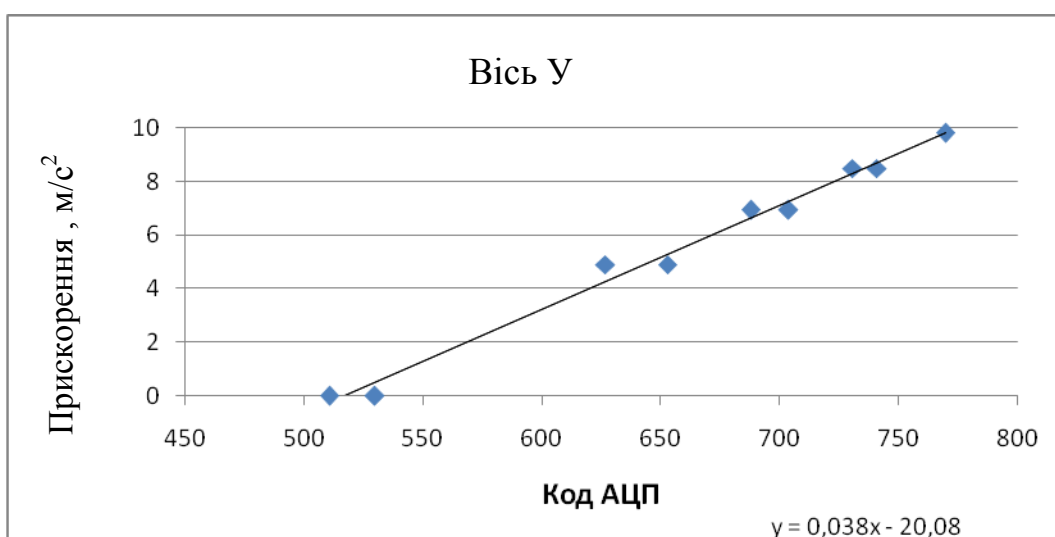
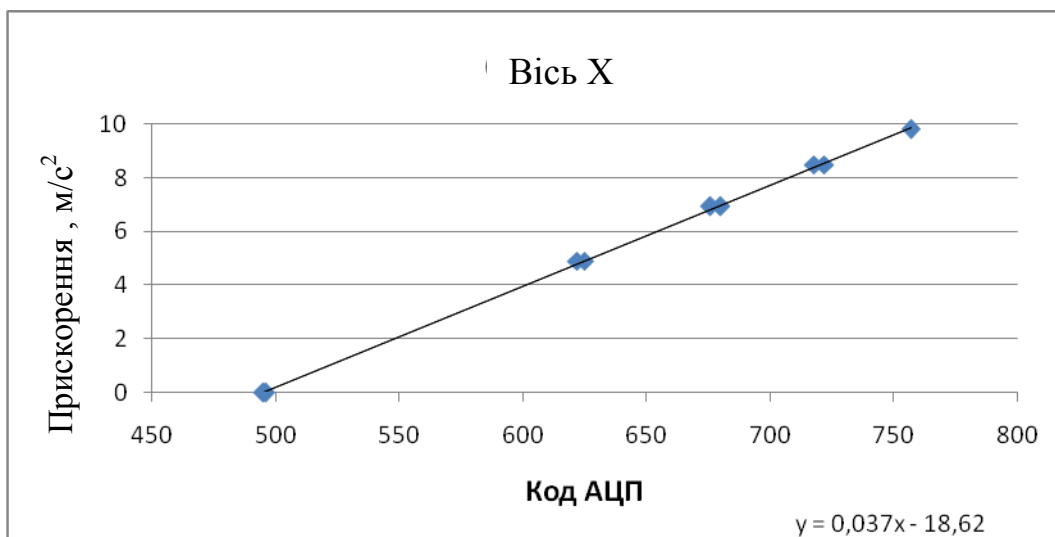


Рис. 4.11. Градування датчика прискорення

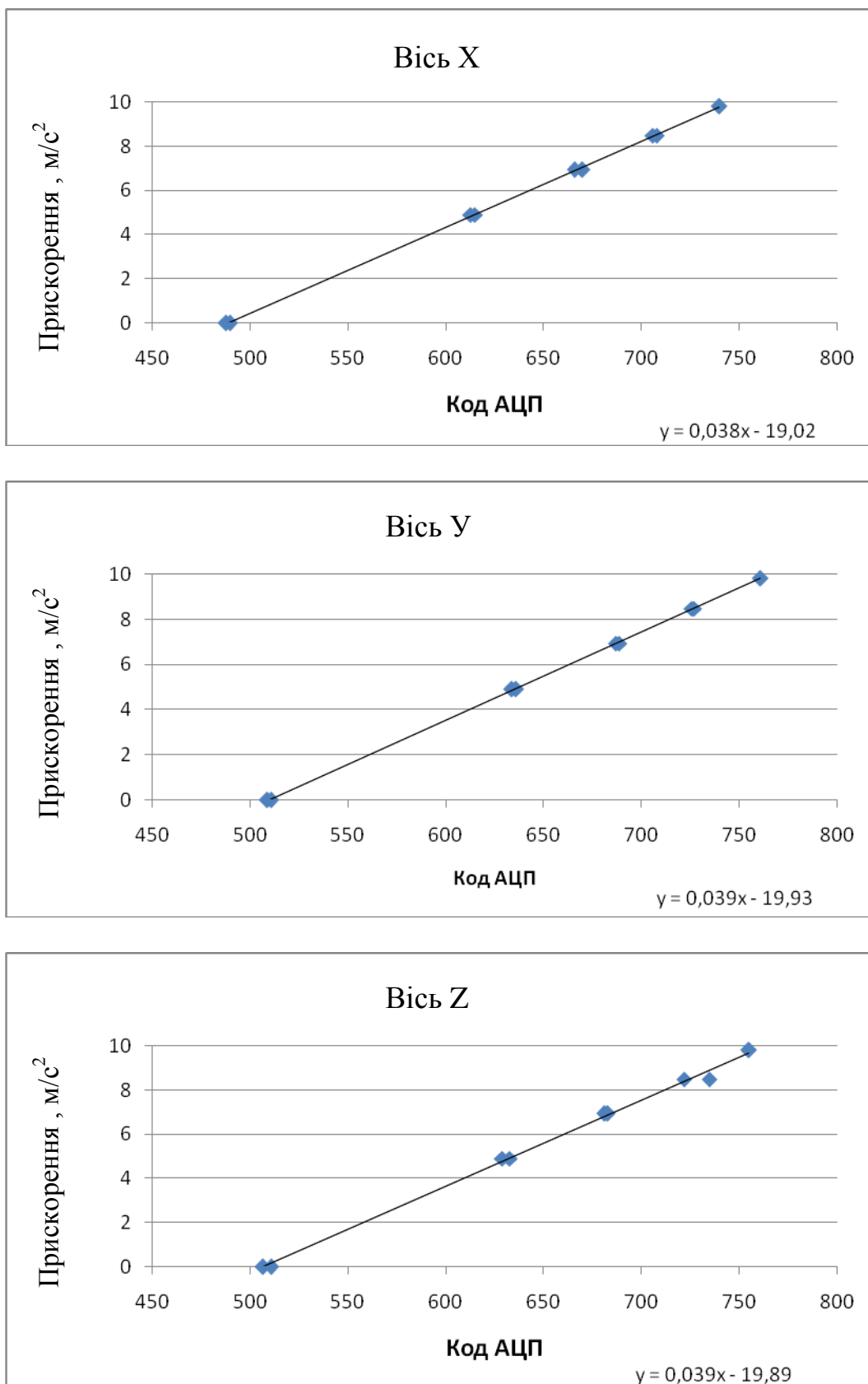


Рис. 4.12. Градування датчика прискорення 15

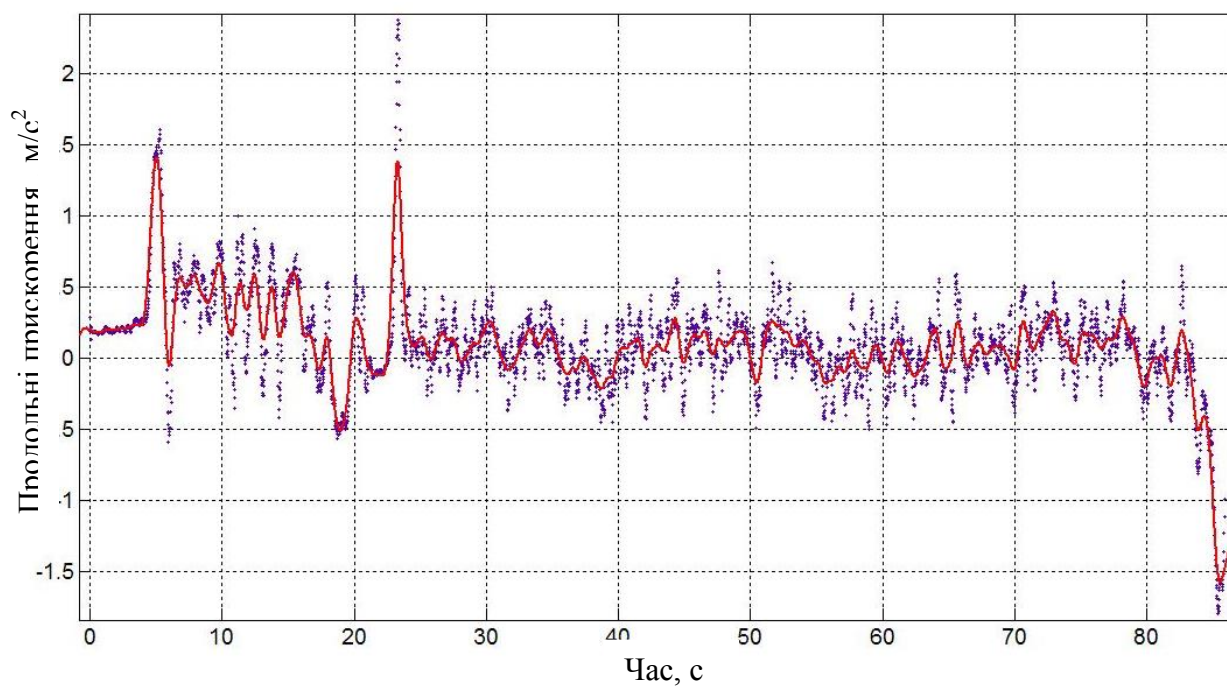


Рис. 4.13. Поздовжні прискорення трактора при русі на гору (ухил 3°)

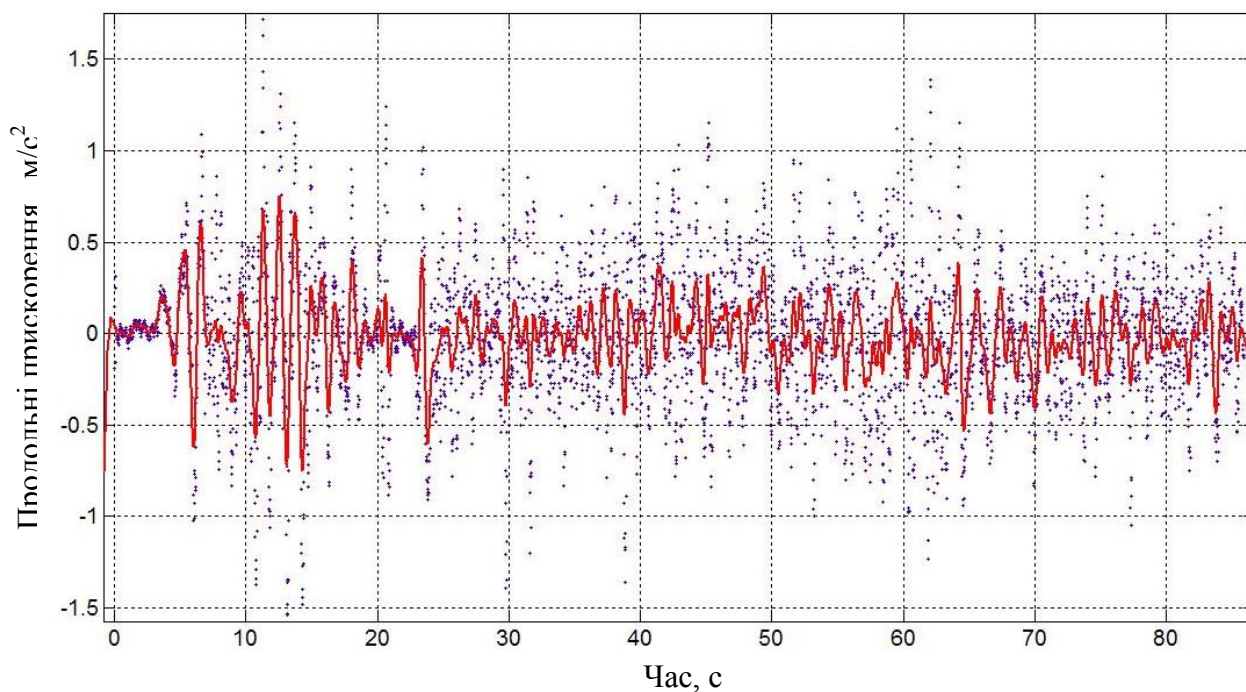


Рис. 4.14. Вертикальні прискорення трактора при русі на гору (ухил 3°)

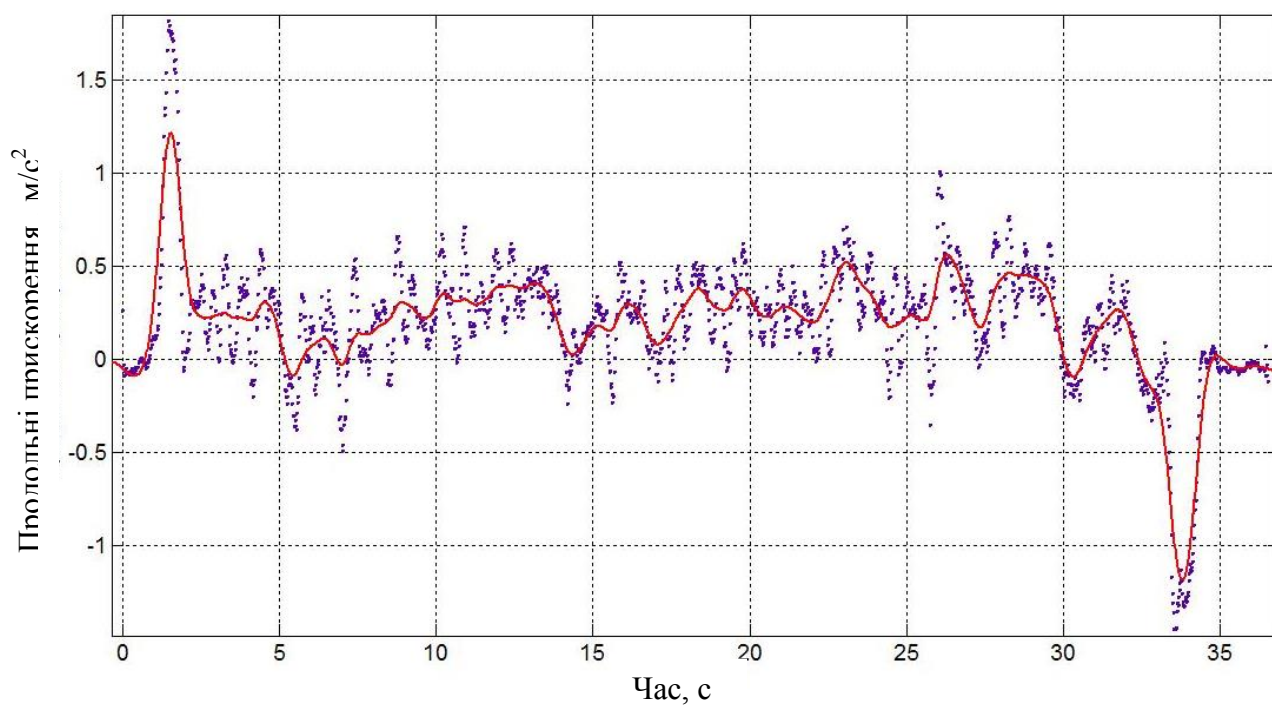


Рис. 4.15. Поздовжні прискорення трактора при русі з гори (ухил 3°)

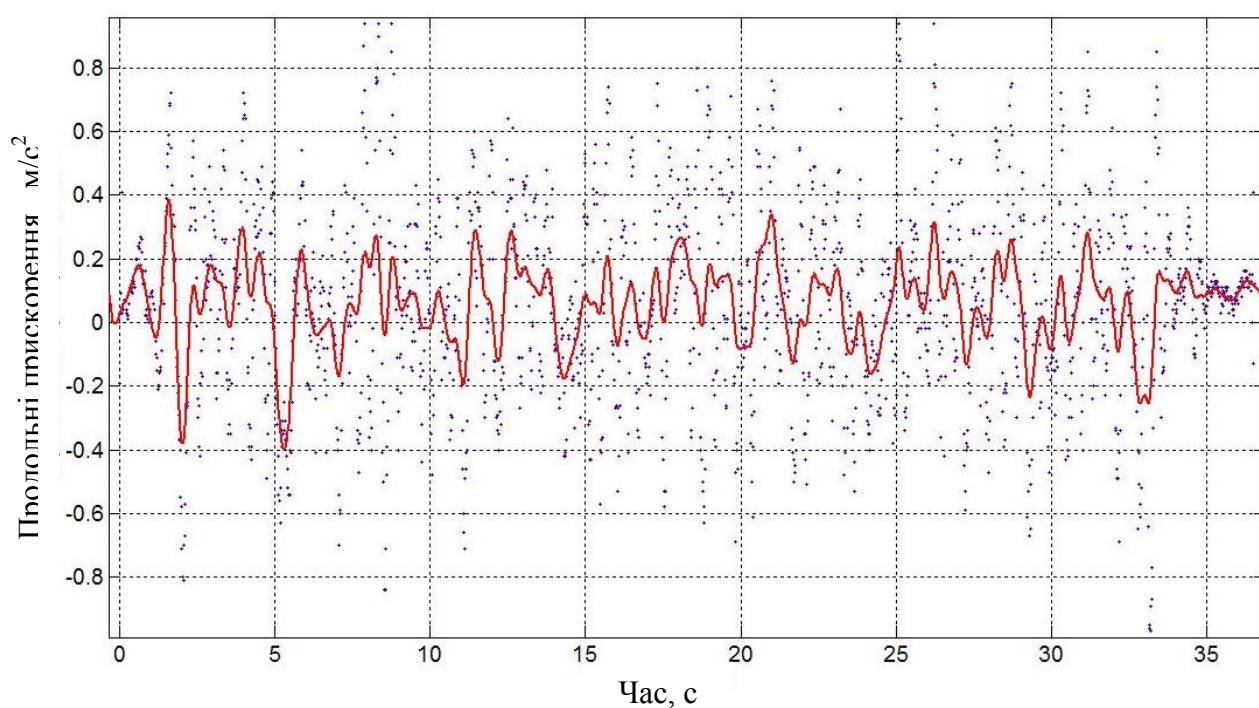


Рис. 4.16. Вертикальні прискорення трактора при русі з гори (ухил 3°)

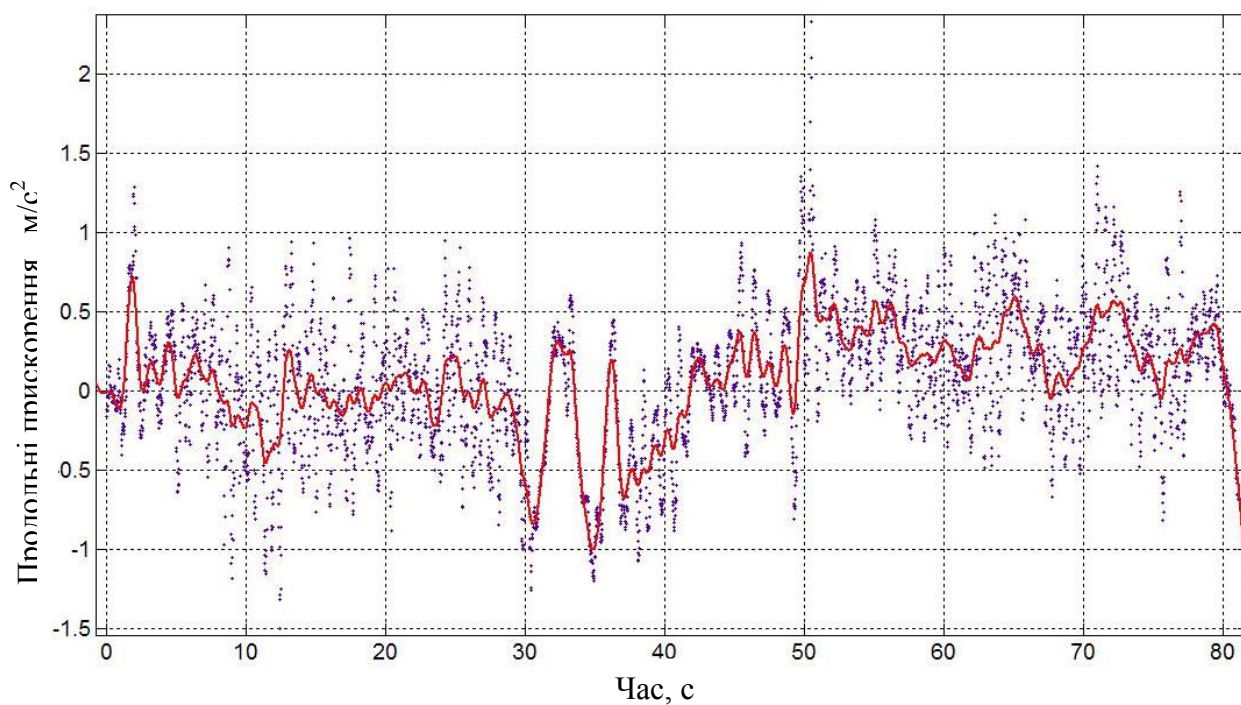


Рис. 4.17. Поздовжні прискорення трактора при русі по рівній поверхні

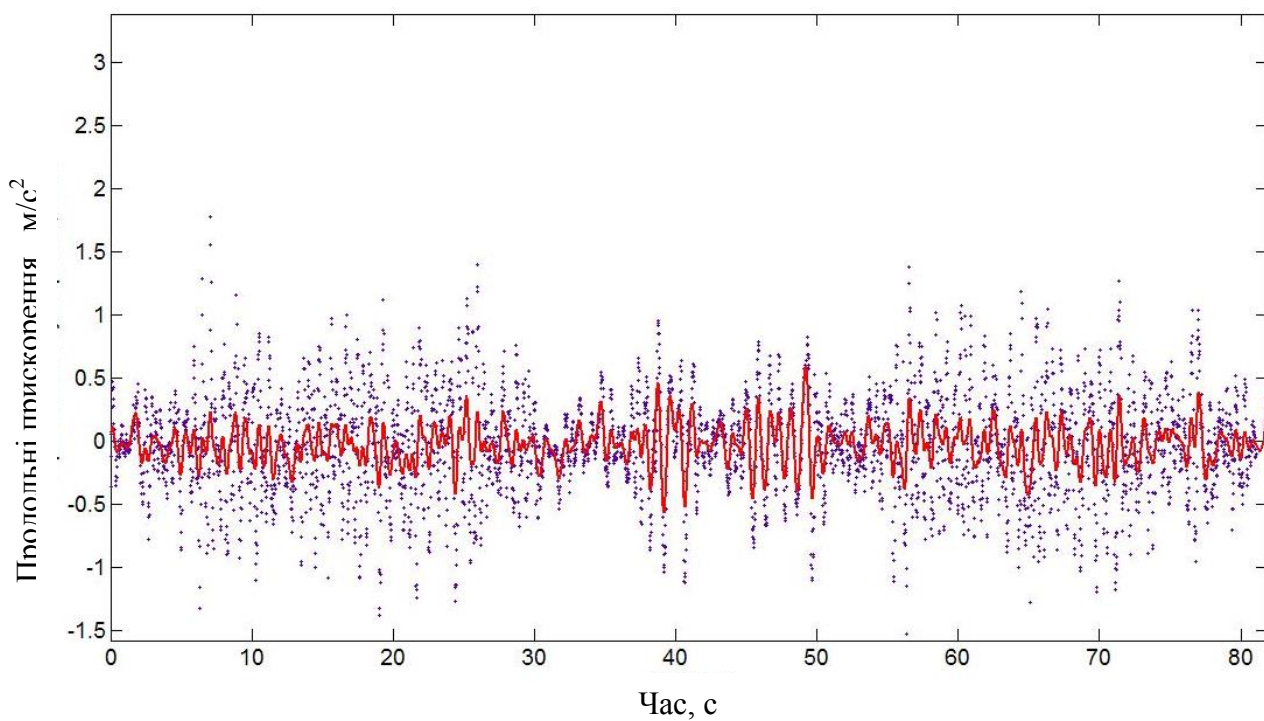


Рис. 4.18. Вертикальні прискорення трактора при русі по рівній поверхні

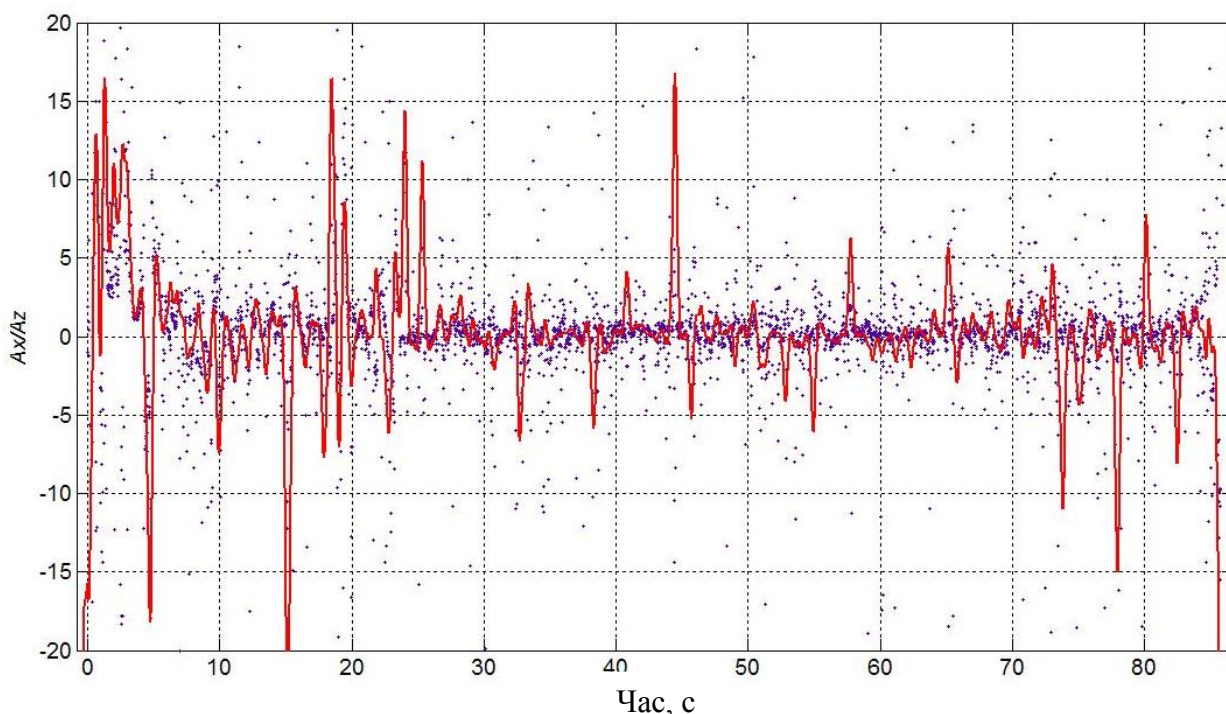


Рис. 4.19. Ставлення поздовжніх до вертикальних прискорення тягово-транспортного засобу при русі на гору (ухил 3°)

Таблиця 4.7

Параметри розподілу величини A_x/A_z

Параметр розподілу	Значення параметра
Середнє значення	0,5983
Мода	0,08
Медіана	0,25
Середнє квадратичне відхилення	16,66
Розкид	47,3

Після зняття прискорень в трьох площинах, проводилася їх обробка за допомогою Microsoft Excel, а потім визначення параметрів розподілу величин в програмному пакеті Matlab.

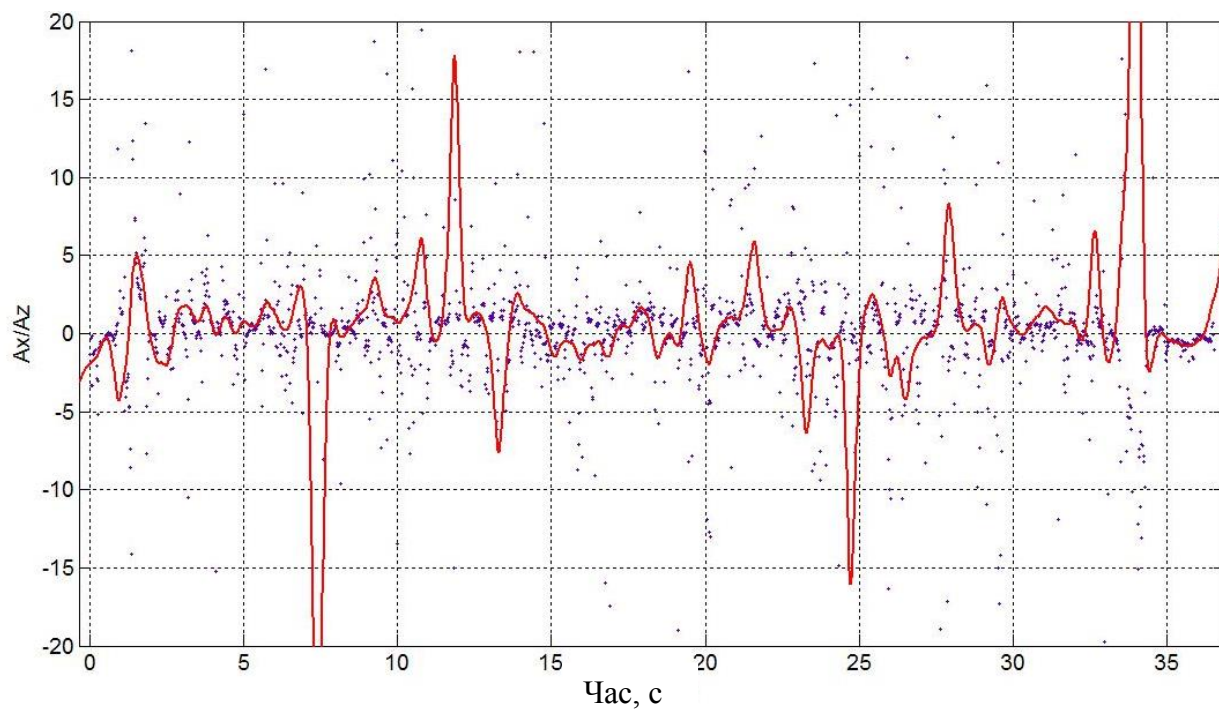


Рис. 4.20. Ставлення поздовжніх до вертикальних прискорення тягово-транспортного засобу при русі з гори (ухил 3°)

Таблиця 4.8

Параметри розподілу величини A_x/A_z

Параметр розподілу	Значення параметра
Середнє значення	0,1592
Мода	0,46
Медіана	0,28
Середнє квадратичне відхилення	31,12
Розкид	46,6

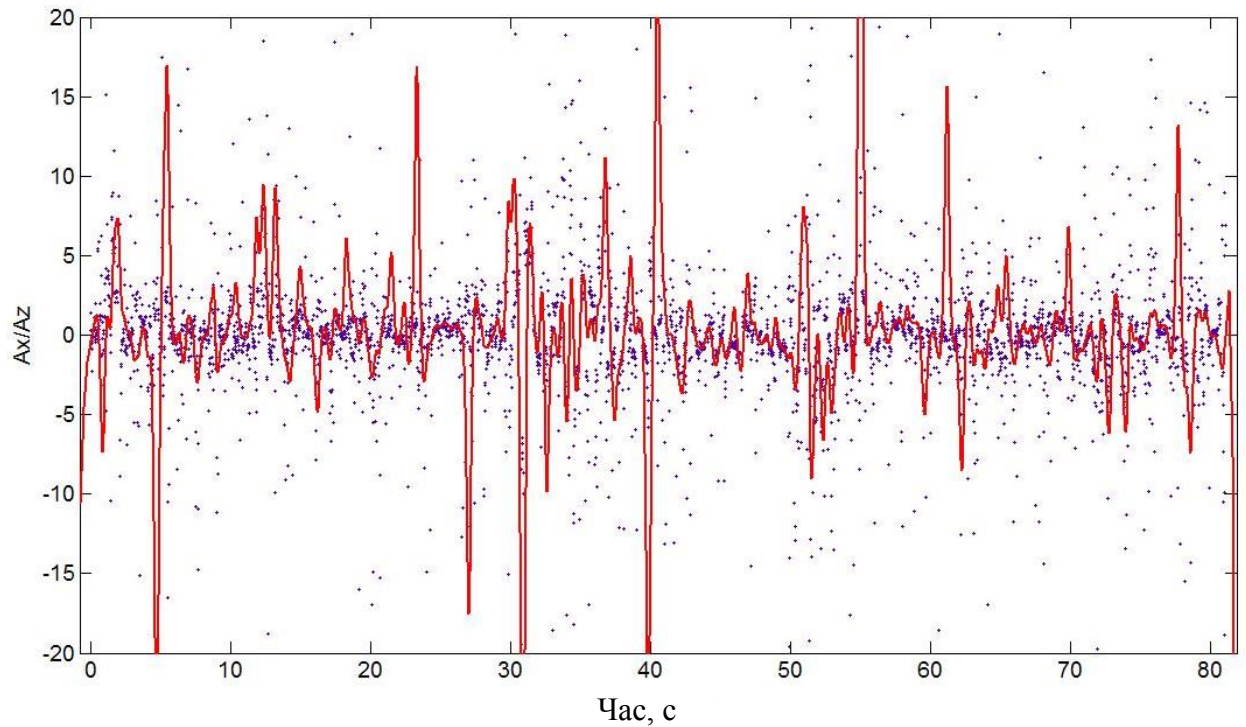


Рис. 4.21. Ставлення поздовжніх до вертикальних прискорення тягово-транспортного засобу при русі по рівній поверхні

Таблиця 4.9

Параметри розподілу величини A_x/A_z

Параметр розподілу	Значення параметра
Середнє значення	0,3297
Мода	-9,438
Медіана	0,0966
Середнє квадратичне відхилення	13,07
Розкид	40,7

Фрагмент таблиці даних, отриманих під час експерименту, наведено в табл. 4.10.

Таблиця 4.10

Фрагмент таблиці даних, отриманих під час експерименту

датчик 1									датчик 2							
время	темпер.	код X	код Y	код Z	уск X	"-"	уск Z	x / z	темпер.	код X	код Y	код Z	уск X	"-"	уск Z	x / z
0	41	476	497	286	0,73	-0,73	0,73	-1,00	41	457	556	253	-0,22	0,22	0,50	0,43
0,02	41	456	494	262	-0,1	0,12	-0,03	-4,65	41	461	535	239	-0,09	0,09	0,06	1,56
0,04	41	462	493	261	0,07	-0,07	-0,06	1,24	41	462	536	238	-0,06	0,06	0,03	2,23
0,06	41	463	497	264	0,10	-0,10	0,04	-2,72	41	463	539	240	-0,03	0,03	0,09	0,31
0,08	41	459	499	263	-0,0	0,02	0,01	3,93	41	463	537	241	-0,03	0,03	0,12	0,23
0,1	41	463	500	261	0,10	-0,10	-0,06	1,80	41	464	540	241	0,00	0,00	0,12	-0,03
0,12	41	462	496	264	0,07	-0,07	0,04	-1,88	41	464	537	243	0,00	0,00	0,18	-0,02
0,14	41	457	496	262	-0,0	0,09	-0,03	-3,41	41	467	536	240	0,10	-0,10	0,09	-1,10
0,16	41	460	498	263	0,01	-0,01	0,01	-1,27	41	465	538	240	0,04	-0,04	0,09	-0,40
0,18	41	467	499	263	0,23	-0,23	0,01	-37,67	41	461	540	239	-0,09	0,09	0,06	1,56
0,22	41	460	496	262	0,01	-0,01	-0,03	0,30	41	461	539	241	-0,09	0,09	0,12	0,75
0,24	41	462	494	265	0,07	-0,07	0,07	-1,02	41	461	539	241	-0,09	0,09	0,12	0,75
0,26	41	462	499	262	0,07	-0,07	-0,03	2,78	41	464	538	240	0,00	0,00	0,09	-0,05
0,28	41	462	499	262	0,07	-0,07	-0,03	2,78	41	462	540	242	-0,06	0,06	0,15	0,39
0,3	41	459	501	262	-0,0	0,02	-0,03	-0,93	41	462	541	240	-0,06	0,06	0,09	0,66
0,32	41	463	500	258	0,10	-0,10	-0,15	0,67	41	465	539	240	0,04	-0,04	0,09	-0,40
0,34	41	458	497	264	-0,0	0,06	0,04	1,47	41	463	537	238	-0,03	0,03	0,03	1,04
0,36	41	461	498	260	0,04	-0,04	-0,09	0,44	41	465	537	238	0,04	-0,04	0,03	-1,34
0,38	41	464	500	262	0,13	-0,13	-0,03	5,26	41	464	541	244	0,00	0,00	0,22	-0,02
0,4	41	457	500	261	-0,1	0,09	-0,06	-1,52	41	461	539	242	-0,09	0,09	0,15	0,59
0,42	41	462	498	257	0,07	-0,07	-0,18	0,39	41	463	538	243	-0,03	0,03	0,18	0,15
0,44	41	460	498	262	0,01	-0,01	-0,03	0,30	41	463	539	240	-0,03	0,03	0,09	0,31
0,46	41	457	497	259	-0,1	0,09	-0,12	-0,72	41	462	538	237	-0,06	0,06	-0,01	-11,68
0,48	41	457	500	262	-0,1	0,09	-0,03	-3,41	41	463	538	241	-0,03	0,03	0,12	0,23
0,5	41	462	499	264	0,07	-0,07	0,04	-1,88	41	461	537	239	-0,09	0,09	0,06	1,56

Як видно з отриманих графіків, середнє значення розподілу величини відносини поздовжніх до вертикальних прискорення тягово-транспортного засобу при русі на гору (ухил 3°) становить 0,5983, в той час як при русі з гори 0,1592, на рівній поверхні 0,3297. Це дозволяє зробити висновок про максимальну динамічної навантаженості гусеничної машини при підйомі на ухил.

Висновки по розділу 4

1. Похибка значень прискорень тягово-транспортних засобів, отриманих за допомогою БВК, становить не більше 4% (1% - похибка акселерометрів по паспорту і до 3% - похибка установки).

2. Визначення прискорень і пікових навантажень, що припадають на тягово-транспортний засіб можна виконувати в процесі його руху в різних режимах. Підвищення надійності гусеничної машини в даному випадку досягається за рахунок зниження потужності двигуна при виявленні прискорень, перевищуючих гранично допустимі.

3. При спуску з ухилу динамічна навантаженість становить 26,6%, а на рівній поверхні 55,1% від навантаженості при підйомі на ухил.

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Динамічна навантаженість трансмісії в режимі усталеного руху МТА. Визначення структури навантаженості

1) Навантаженість характеризується п'ятьма процесами:

- зміною крутного моменту $M_{BGC}(t)$ на валу головного зчеплення;
- зміною крутного моменту $M_{kl}(t)$ на лівому кардані;
- зміною крутного моменту $M_{kn}(t)$ на правому кардані;
- зміною крутного моменту $M_{nl}(t)$ на лівій півосі;
- зміною крутного моменту $M_{nn}(t)$ на правій півосі.

2) Характери навантаженості - безперервні;

3) вид навантаження - випадковий;

4) Візуальний перегляд реалізацій навантажених показав, що вони нестационарні по математичному очікуванню і дисперсії, і обумовлено це наявністю керуючих впливів на трактор з метою забезпечення прямолінійності його руху.

Схематизація навантаженості. Структура навантажених вимагає схематизації із застосуванням теорії випадкових процесів. Для цього аналізовані навантаженості представляємо моделями випадкових процесів, складеними з двох режимів:

- 1 - крутний момент на валу головного зчеплення;
- 2 - крутний момент на лівому кардані;
- 3 - крутний момент на правому кардані;
- 4 - крутний момент на лівій півосі;

5 - крутний момент на правій півосі;

6 - оберти двигуна;

7 - обороти первинного вала КПП;

$O_{ВГС}, O_{КЛ}, O_{КП}, O_{ПЛ}, O_{ПП}$ - нульові рівні крутять моментів.

Перший - режим усталеного руху МТА;

Другий - режим підкоміра (перехідною режим)

Навантаженості в першому режимі стаціонарні і ергодичні.

Найпростішим способом виділення режиму усталеного руху МТА із загального навантаження є струбірування останнього імпульсної нормованої детермінованою функцією $f(t - t_k)$ [7]

$$f(t - t_k) = \begin{cases} 1 & \text{при } t_k \leq t \leq t_k + t_n \\ 0 & \text{при } \text{остальных } t \end{cases}$$

де $[t_k, t_n]$ - ділянку локальної стаціонарності режиму усталеного руху МТА.

Послідовним з'єднанням ділянок локальної стаціонарності, що відносяться до режиму усталеного руху МТА, формуємо стаціонарні випадкові процеси [6, 7].

Зразок осцилограми усталеного руху МТА надано на рис. 5.1.

Оцінка статичних характеристик навантаженості. Виходячи із значення максимальної частоти зрізу навантажених, вимог до величини масиву при використанні методу ШПФ ($N = 2^n$), характеристик напівавтоматичного установки обробки експериментальних даних, необхідності отримання роздільної здатності згладжених вибірових спектральних оцінок не гірше 2 Гц. Обрано крок дискретизації за часом і довжина реалізації (табл. 5.1)

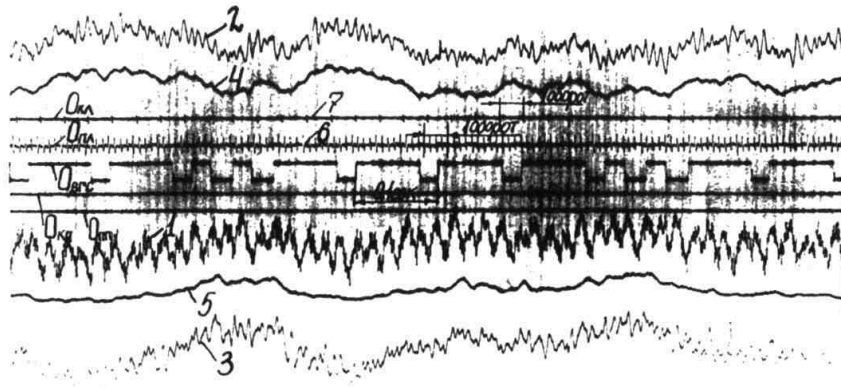


Рис. 5.1. Осцилограми усталеного руху МТА у складі Т-150 + ПЛH-6-35 на 2 передачі 1 - крутний момент на валу головного зчеплення; 2 - крутний момент на лівому кардані; 3 - крутний момент на правому кардані; 4 - крутний момент на лівій піввісі; 5 - крутний момент на правій піввісі; 6 - обороти двигуна; 7 - обороти первинного вала КПП

Таблиця 5.1

Оцінка статичних характеристик навантаженості

Процеси	Максимальна частота зрізу [Гц]	Крок дискретизації		довжина реалізації [сек]	Кількість миттєвих амплітуд на довжині реалізації	Роздільна здатність [Гц] (V=26)
		[С]	[мм] осцилограми			
$M_{ВГС}, M_{ПЛ}, M_{ПШ}$	100	0,00351/ 0,00368	1	7,2/7,5	2048	
$M_{КЛ}, M_{КП}$	300	0,00088/ 0,00092	0,25	7,2/7,5	8192	1,72-1,8
		0,00176/0, 00178	0,5		4096	

Коливання кроку дискретизації і довжини реалізації обумовлені коливаннями середньої швидкості протягання фотопаперу в осцилографі Н-004.

Похибка $\Delta\%$ визначення характеристик процесу внаслідок кінцевої довжини реалізації може бути визначена за формулою [14]

$$\Delta = \frac{1}{2\pi * f_H * T} * 100\% ,$$

де f_H - період найнижчої згладженої частотою складової, Гц;

T - довжина реалізації, с.

Підставляючи в цю формулу $T = 7,2$ і враховуючи, що

$$f_H = \frac{INT + 1}{2T} = \frac{13 + 1}{2T} = \frac{7}{T} \quad (10), \text{ одержимо } \Delta < 2,5\% .$$

Статичні характеристики навантаженості валів трансмісії при роботі МТА в режимі усталеного руху приведені в Додатку А табл. А 5.2-5.7, представлені наступні процеси:

- сумарна крутний момент на карданів M_K^Σ ;
- сумарна крутний момент на півосях M_{II}^Σ ;
- середня за досвід швидкість обертання колінчастого вала двигуна η ;
- середня за досвід потужність двигуна \bar{N} .

Середня за досвід потужність двигуна визначається за формулою

$$\bar{N} = \bar{M}_{BFC}(t) * \bar{n}(t) ,$$

тобто крутний момент на валу головного зчеплення і швидкість обертання колінчастого вала двигуна усереднені за часом. Певні таким чином середні значення потужності слід розглядати як наближення, так як в загальному випадку нерівномірного руху [15] середнє значення потужності моменту (сили) дорівнює добутку середнього значення силового параметра по переміщенню на середнє значення кінематичного параметра за часом [$\bar{N} = \bar{M}(\varphi) * \bar{\omega}(t)$].

Широкополосність процесів $M_{ВГС}, M_{КЛ}, M_{КП}, M_{ПЛ}, M_{ПП}$ оцінюється коефіцієнтом нерегулярності β . Відомо, що для вузькосмугових процесів $\beta \rightarrow 1$, для широкосмугових $0 < \beta < 1$.

Варто зазначити, що β і f_s визначені не для всіх видів робіт, так як блок програми для обчислення коефіцієнта нерегулярності і ефективному частоти навантаження був розроблений і включений в загальну програму обробки, коли частина матеріалів була вже оброблена. Для оцінки широкополосності таких процесів можна використовувати результати обробки подібних режимів. Так, зчепити є випадкові процеси, що характеризують навантаженість трансмісії при дискуванні, широко- або вузькосмуговими, можна, скористатися значеннями β для процесів при дисковому луценні, оскільки характер взаємодії робочих органів БДТ-7 і ЛДГ-10 з ґрунтом аналогічний. З цієї ж причини, для оцінки широкополосності процесів при пакеті плугом ПЛН-5-35 на глибину $h = 27 \dots 30$ см, можна скористатися значеннями β , отриманими при оранці цим плугом на глибину $h = 25 \dots 27$ см.

Як видно з наведених в таблицях А 5.2-5.7 (Додаток А) значень, коефіцієнта нерегулярності, випадкові процеси зміни крутного моменту на валах трансмісії - широкосмугові. Параметри β і f_s змінюються в наступних межах:

- вал головного зчеплення

$$\beta = 0,535-0,692; f_s = 38-55 \text{ Гц};$$

- кардани

$$\beta = 0,167-0,386; f_s = 32,6-82,4 \text{ Гц};$$

- піввісь

$$\beta = 0,09-0,293; f_s = 5,9-24,2 \text{ Гц};$$

Величина тягового зусилля, що розвивається трактором, залежить від складу агрегату і виконуваної операції. Хоча безпосередньо виміри тягового зусилля не проводилися, порівняльну оцінку залежності середнього значення

тягового зусилля від виду виконуваної роботи і складу МТА можна зробити, використовуючи середні значення сумарного моменту на півосях трактора $\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$.

На рис. 5.2 приведена залежність $\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$ від виду агрегатується з трактором сільськогосподарської машини і, відповідно, виконуваної операції. При роботі на одному і тому ж фоні (в нашому випадку - стерня злакових культур) $\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$ має мінімальне значення при виконанні дискового луцення (Т-150М + ЛДГ-10) і максимальне - при оранці шестикорпусний плугом (Т-150М + ПЛП-6-35).

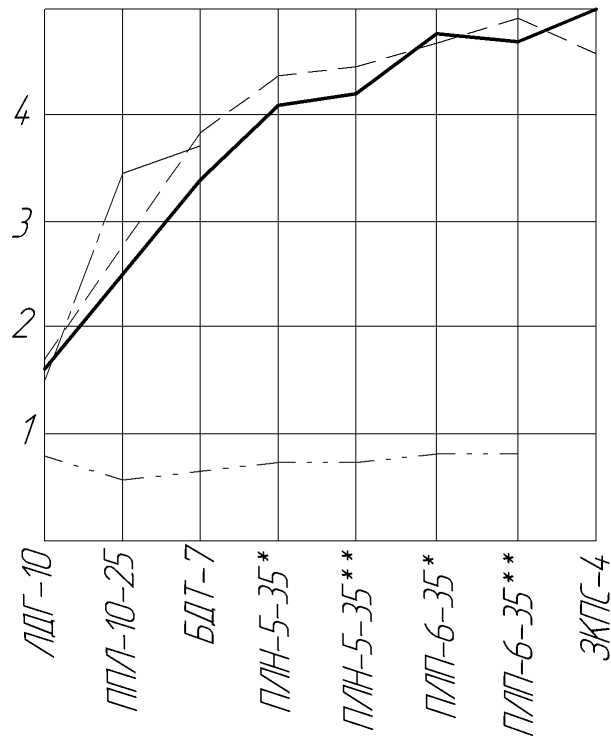


Рис. 5.2. Залежність сумарного крутного моменту на піввісях від виду сільськогосподарської машини:

_____ 2 передача; ___ __ 3 передача;

___ __ 4 передача; ___ __ транспортування на 3 передачі.

*) Глибина оранки 25-27 см,

***) Глибина оранки 27-30 см.

Відношення ($\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$) оранка ПЛП-6-35/ ($\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$) лушення ЛДГ-10 > 2,5. Порівнюючи значення $\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$ при роботі на 2 і 3 передачі, бачимо, що збільшення швидкості руху агрегату при інших рівних умовах призводить до збільшення сил опору руху МТА. При культивуванні глибина обробітку ґрунту залежала від номера передачі. При роботі МТА на 4 передачі, залежність $\overline{M}_{\Pi}^{\Sigma}$ від швидкості руху проявляється менш чітко.

При транспортуванні сільськогосподарських машин на 4 передачі опір руху МТА у всіх розглянутих випадках було приблизно однакове (рис. 5.2).

Аналіз наведених в таблицях А 5.1- А 5.6 (Додаток А) значень \overline{M}_{KL} , \overline{M}_{KP} , \overline{M}_{PL} , показав, що для трактора Т-150 при роботі як з плугами, так і з причіпними сільськогосподарськими машинами характерна значна нерівномірність розподілу середніх крутять моментів по бортах. Необхідно оцінити значимість проведених дослідів, тобто зрозуміти, чи істотно розрізняються середні значення моментів (\overline{X}) або ця відмінність мало в порівнянні з розкидом (σ). Оцінку проведемо за розподілом крутять моментів на півосях.

В [16] встановлено, що розподіл поточних значень крутного моменту на півосях гусеничного трактора Т-150 при виконанні сільськогосподарських робіт підпорядковується нормальному закону. Отже, середні значення можна порівняти за допомогою t-критерію (критерію Стюдента) [14, 17].

Обчислення ведемо в наступній послідовності:

1. Обчислюємо відношення більшої дисперсії до меншої (критерій Фішера)

$$F = \frac{\sigma_{III}^2}{\sigma_{II}^2}, \text{ якщо } \sigma_{III}^2 > \sigma_{II}^2,$$

$$\text{або } F = \frac{\sigma_{II}^2}{\sigma_{III}^2}, \text{ якщо } \sigma_{III}^2 > \sigma_{II}^2.$$

2. Задаємося, відповідно до [8], рівнем значущості $\alpha = 0,35$ і визначаємо число ступенів свободи K_{III} і K_{II}

$$K_{III} = n_{III} - 1,$$

$$K_{II} = n_{II} - 1,$$

де n_{III} і n_{II} - кількість статично незалежних відліків в уже згадуваному кінцевому інтервалі записи круть моментів на правій і лівій півосях відповідно [18, 19].

Маємо [19]

$$n_{II} = n_{III} = n = \frac{N \cdot \Delta t}{\tau_k} + 1,$$

де N - кількість відпрацьовуються корелюється значень крутного моменту ($\Delta t > \tau_k$);

Δt - крок дискретизації;

τ_k - час кореляції.

Як встановлено [16], для випадкових процесів зміни крутних моментів на півосях можна прийняти $\tau_k \approx 0,2$ с.

Величина N для M_{II} і M_{III} була постійною і визначалася вимогами застосовувався для спектрального аналізу методу ШПФ. $N = 2048$ (табл. 5.1).

$$K_{III} = K_{II} = K = \frac{2048 \cdot \Delta t}{0,2} - 1 = 10240 \cdot \Delta t .$$

Межі зміни Δt вказані в таблиці 5.1.

3. Визначаємо табличне значення $F_{0.05,k_1,k_2}$ [14] методом лінійної інтерполяції і порівнюємо з F .

4. Якщо $F \leq F_{0.05,k_1,k_2}$, то критерій Стюдента визначаємо за формулою

$$t = \frac{|\bar{M}_{III} - \bar{M}_{IIII}|}{S \cdot \sqrt{n_{III}^{-1} + n_{IIII}^{-1}}} = \frac{|\bar{M}_{III} - \bar{M}_{IIII}|}{S \cdot \sqrt{2 \cdot n^{-1}}},$$

$$\text{де } S^2 = \frac{k_{III} \cdot \sigma_{III}^2 + k_{IIII} \cdot \sigma_{IIII}^2}{k_{III} + k_{IIII}} = \frac{k(\sigma_{III}^2 + \sigma_{IIII}^2)}{2 \cdot k} = \frac{\sigma_{III}^2 + \sigma_{IIII}^2}{2}.$$

5. Отримані значення t порівнювалися з табличним $t_{\alpha,k}$, [14], знайденими для рівня значущості $\alpha = 0,05$ і $k = n_{III} + n_{IIII} - 2$ числа ступенів свободи.

Якщо $t > t_{\alpha,k}$, то гіпотеза про нерівність $\bar{M}_{III} \neq \bar{M}_{IIII}$ вірна.

6. Якщо $F \leq F_{0.05,k_1,k_2}$, то наближений t -критерій визначаємо за формулою [17]

$$t = \frac{|\bar{M}_{III} - \bar{M}_{IIII}|}{\sqrt{\sigma_{III}^2 \cdot n_{III}^{-1} + \sigma_{IIII}^2 \cdot n_{IIII}^{-1}}} = \frac{|\bar{M}_{III} - \bar{M}_{IIII}|}{\sqrt{(\sigma_{III}^2 + \sigma_{IIII}^2) \cdot n^{-1}}};$$

для числа ступенів свободи k'

$$\frac{1}{k'} = \frac{C}{n_{III}^{-1}} + \frac{(1-C)^2}{n_{III}^{-1}} = \frac{C^2 + (1-C)^2}{k};$$

$$\text{де } C = \frac{\sigma_{III}^2}{n_{III}} \cdot \left(\frac{\sigma_{III}^2}{n_{III}} + \frac{\sigma_{III}^2}{n_{III}} \right) - 1 = \frac{\sigma_{III}^2}{\sigma_{III}^2 + \sigma_{III}^2}.$$

Якщо $t > t_{\alpha,k}$, то гіпотеза про нерівність $\bar{M}_{III} \neq \bar{M}_{III}$ вірна. В іншому випадку $\bar{M}_{III} = \bar{M}_{III}$. Результати обчислень представлені в таблицях 5.2 і 5.3.

Таблиця 5.2

Оцінка нерівномірності розподілу навантажень по бортах трактора
Т-150 при роботі з плугами

Состав агрегату	Передача	F	k	$F_{0.05,k1,k2}$	σ [Нм]	t	$t_{0,05;k}$	Висновок	$\frac{\bar{M}_{III}}{\bar{M}_{III}}$
Т-150+ПЛН-5-35 (h=25-27 см)	2	1,140	38	1,8	398	10,19	2,0	M _{III} ≠M _{III}	1,53
	3	1,137	38	1,8	373	12,6	2,0		1,65
Т-150+ПЛН-5-35 (h=27-30 см)	2	1,24	36	1,84	369	10,16	2,0		1,52
	3	1,22	36	1,84	353	11	2,0		1,51
Т-150+ПЛН-6-35 (h=25-27 см)	2	2,1	36	1,84	-	11,4	2,0		1,37
	3	7,1	37	1,83	-	14	2,01		1,52
Т-150+ПЛН-6-35 (h=27-30 см)	1	2,53	33	1,84	-	14,5	2,0		1,6
	2	2,41	36	1,84	-	13	2,0		1,44
	3	6,6	36	1,84	-	21	2,01		1,79

Таблиця 5.3

Оцінка нерівномірності розподілу навантажень по бортах трактора Т-150 при роботі з причіпними сільськогосподарськими машинами

Склад агрегату	Передача	F	k	$F_{0.05,k1,k2}$	σ [Нм]	t	$t_{0,05;k}$	Висновок	$\frac{\bar{M}_{III}}{\bar{M}_{II}}$
Т-150+ЛДГ-10	2	1,02	35	1,86	277	3,48	2,0	$M_{III} \neq M_{II}$	1:1,33
	3	1,52	36	1,84	265	5,8	2,0		1:1,53
	4	1,49	36	1,84	299	2,93	2,0		1:1,31
Т-150+БДТ-7	2	1,46	36	1,84	239	1,21	2,0	$M_{III} \neq M_{II}$	≈ 1
	3	1,33	35	1,86	202	2,54	2,0		1:1,06
	4	1,16	37	1,83	325	2,68	2,0		1:1,12
Т-150+ППЛ-10-25	3	1,15	36	1,84	323	2,53	2,0		1:1,15
	4	1,31	36	1,84	262	5,45	2,0		1:1,21
Т-150+ЗКПС-4	2	1,22	36	1,84	159	4,89	2,0		1,07
	3	1,07	36	1,84	168	4,94	2,0		1,09
	4	1,62	37	1,83	276	5,7	2,0		1:1,21

Як видно з наведених даних, положення про нерівномірність розподілу середніх значень крутних моментів по бортах трактора можна вважати доведеним.

При оранці плугом ПЛН-5-35 крутний момент на правій півосі \bar{M}_{III} в 1,51-1,65 рази більше, ніж крутний момент на лівій півосі \bar{M}_{II} . При оранці плугом ПЛП-6-35 крутний момент на правій півосі в 1,37-1,79 рази більше, ніж крутний момент на лівій півосі. Максимальне значення відношення $\bar{M}_{III} / \bar{M}_{II} = 1,79$ отримано, коли трактор працював зі значним перевантаженням $\bar{M}_{BIC} = 869 \text{ Нм}$, $\bar{n}_{06} = 1614 \text{ хв}^{-1}$ (табл. 5.8). При цьому

мали місце значне буксування і погана керованість трактора.

Аналогічна нерівномірність розподілу зусиль по бортах передачі крутних моментів відзначено [20] при дослідженні навантаженості трансмісії трактора ДТ-75М. Так, при оранці плугом ПП-4-35 на I-IV передачах момент опору на валу правої зірочки був в 1,48-1,84 рази більше моменту опору на валу лівої зірочки. Така ж картина спостерігалася при роботі силосозбиральні агрегату, проте співвідношення між \bar{M}_{III} і \bar{M}_{III} . При цьому мали місце значне буксування і погана керованість трактора.

Аналогічна нерівномірність розподілу зусиль по бортах передачі крутного моментів відзначено [20] при дослідженні навантаженості трансмісії трактора ДТ-75М. Так, при оранці плугом ПП-4-35 на I-IV передачах момент опору на валу правої зірочки БУВ в 1,48-1,84 рази більше моменту опору на валу лівої зірочки. Така ж картина спостерігалася при роботі силосозбирального агрегату, проти співвідношення між $\bar{M}_{III}/\bar{M}_{III}$ може бути як більше, так і менше одиниці. найчастіше зафіксовано $\bar{M}_{III} > \bar{M}_{III}$. Отримані нами результати узгоджуються з інформацією [20].

У ній говориться наступне: "Вивчення форми траєкторії руху агрегатів показало, що відведення посівного агрегату носить двосторонній характер, тобто ймовірність відведення трактора вліво і вправо практично однакова. Відведення орного агрегату в більшості випадків через бокового зміщення плуга носить односторонній характер".

На додаток до висновків [20], як ми вважаємо, не можна виключати вплив макрорельєфу і індивідуальних особливостей правого і лівого рушіїв трактора на співвідношення середніх значень крутного моменту по бортах. Встановлено [21], що при роботі трактора Т-150 макрорельєф формує низькочастотну ($f = 0,07 - 0,25$ Гц) складову тягового навантаження. Коливання в цьому діапазоні частот несуть до 80% всієї енергії процесу.

Порівнюючи результати з результатами випробувань трактора Т-150 [16], бачимо, що при агрегуванні тракторів з причіпними

сільськогосподарськими машинами результати узгоджуються добре.

Так, за даними [16], відношення середніх значень крутних моментів на півосях знаходиться в наступних межах: при дискуванні (БДТ-7) 1,01-1,26, при культивації (ЗКПГС-4) 1,03-1,29, при оранці цілини причіпним плугом (П5-35-МГА) 1,19-1,57.

При роботі ж трактора Т-150 з плугами ПЛН-5-35 і ПЛН-6-35 (оранка стерні на 2 передачі) відношення середніх значень крутних моментів на півосях не перевищує 1,11, тобто істотно менше, ніж зафіксовано в даній роботі (табл. 5.8). Причини такої розбіжності результатів поки не зовсім ясні. Не виключено, що на результати [16] певний відбиток наклала довжина реалізації $T \approx 2$ сек. У нашому випадку довжина реалізації була $T \approx 7,2-7,5$ с (табл. 5.1).

При транспортуванні сільськогосподарських машин також має місце нерівномірність розподілу крутних моментів по бортах. Але так як абсолютні значення моментів невеликі, то ця обставина не має істотного значення при розгляді питань міцності.

Аналізуючи статистичні характеристики, можна відзначити існування амплітуди коливань силових факторів. Співвідношення статичної та динамічної складових навантаження при агрегуванні трактора з різними сільськогосподарськими машинами можна оцінити коефіцієнтом варіації. На рисунку 5.3 представлені залежності коефіцієнта варіації для крутного моменту на валу головного зчеплення, сумарного моменту на кардані і сумарного крутного моменту на півосях від складу МГА і, відповідно, виконуваної операції.

Найбільше значення коефіцієнта варіації має місце при виконанні дискового луцення, найменше - при культивації. Чіткої залежності коефіцієнта варіації від номера включеної передачі не спостерігається. Для M_K^Σ коефіцієнт варіації трохи вище, ніж для M_{II}^Σ .

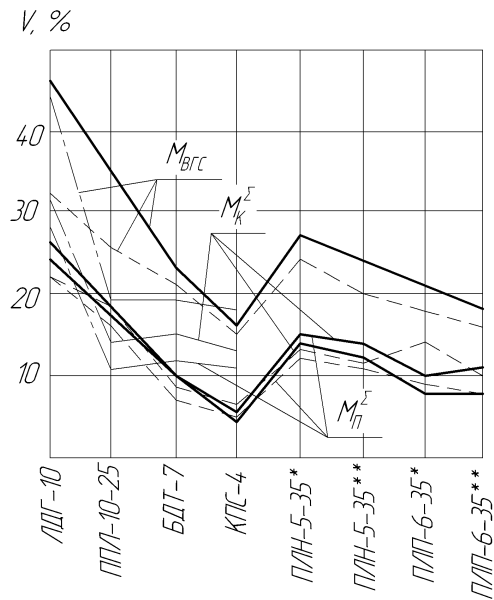


Рис. 5.3. Залежність коефіцієнта варіації від виду сільськогосподарської машини:

_____ 2 передача; ___ ___ 3 передача; _____. ____ 4 передача.

*) Глибина оранки 25-27 см,

***) Глибина оранки 27-30 см.

Вид графіків на рис. 5.3 з урахуванням залежностей, наведених на рис. 5.2, передбачає наявність в спектрі коливань складових, які залежать або слабо залежать від тягового зусилля, що розвивається трактором, а можливо, і назад пропорційних йому.

Коефіцієнти варіації процесів протікання крутного моменту змінюються в широких межах:

$1/M_{BFC} \nu = 0,16 \div 0,46$ виконання польових робіт,

$\nu = 0,42 \div 0,59$ транспортування сільськогосподарських машин;

$2/M_{KЛ} \nu = 0,13 \div 0,42$ виконання польових робіт,

$\nu = 0,47 \div 0,73$ транспортування сільськогосподарських машин;

$3/M_{KП} \nu = 0,1 \div 0,47$ виконання польових робіт,

$\nu = 0,42 \div 0,7$ транспортування сільськогосподарських машин;

$4/M_{III} \nu = 0,11 \div 0,38$ виконання польових робіт,

$\nu = 0,4 \div 0,58$ транспортування сільськогосподарських машин;

$5/M_{III} \nu = 0,05 \div 0,41$ виконання польових робіт,

$\nu = 0,4 \div 0,63$ транспортування сільськогосподарських машин.

Як видно з наведених даних, значення ν при транспортуванні сільськогосподарських машин вище, ніж при виконанні польових робіт.

Динамічна складова крутних моментів σ розподілена по бортах нерівномірно, як і статична (табл. А 5.1-5.6, Додаток А). Однак, однозначної відповідності між \bar{X} і σ , як встановлено при аналізі розподілу навантаження по бортах, немає. Результати аналізу для крутних моментів на півосях представлені на рисунку 5.4.

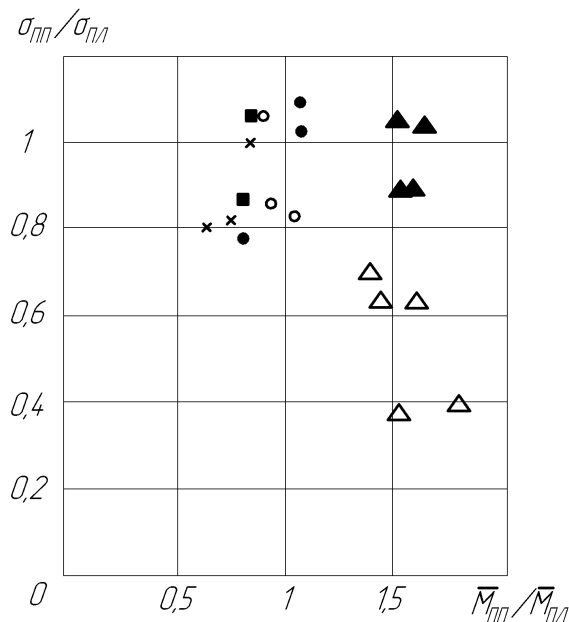


Рис. 5.4 Характер розподілу навантажень па бортах:

- - ЛДГ-10; □ - ППЛ-10-25; ○ - БДТ-7;
- - ЗКПС-4; ▲ - ПЛН-5-35; △ - ПЛП-6-35.

Як видно, тільки при оранці плугом ПЛП-6-35 можна однозначно сказати, що динамічна навантаженість лівого борту вище, ніж правого. Для всіх інших видів робіт відношення середньоквадратичних відхилень крутять

моментів на лівому і правому бортах може бути > 1 і < 1 , при одному і тому ж (приблизно) щодо середніх значень крутних моментів.

1) Крім того, на півосях Крім того, як видно з таблиць А 5.1 – А 5.6 (Додаток А), при роботі трактора з плугами, тобто найбільш важких режимах, збільшення середнього значення крутного моменту не несе за собою пропорційного збільшення його динамічної складової.

2) Основними джерелами коливань крутного моменту на півосях є:

3) Коливання тягового опору і кінематичне обурення від фону, збуджуючі низькочастотні ($f \leq 5$ Гц) коливання пружного моменту;

4) Ланцюговість гусеничного ланцюга.

Спостерігаються незначні високочастотні коливання. На 2 і 3 передачах вони збуджуються 1 і 1,5 гармонійними складовими крутного моменту двигуна. На 4 передачі до цих джерел додається нерівномірність обертання карданної передачі ($2fk$), яка генерує крутильні коливання, що збігаються по частоті з 1,5 гармоніками двигуна.

При виконанні операцій обробки ґрунту в смузі частот $f \leq 5$ Гц лежить від 54% до 93% дисперсії МПЛ і МПП, при чому при оранці плугами ПЛП-5-35 і ПЛП-6-35 від 80% до 93%. Максимальне значення дисперсії в смузі частот $f \leq 5$ Гц зареєстровано при оранці плугом ПЛН-5-35 на правій півосі і становить 1543 (даНм)^2 .

При транспортуванні сільськогосподарських машин низькочастотні ($f \leq 5$ Гц) коливання обумовлюють від 53 до 82% дисперсії крутних моментів на півосях. Величина дисперсії в смузі частот $f \leq 5$ Гц при транспортуванні не перевищує 283 (даНм)^2 .

Коливання крутного моменту на півосях внаслідок звенчатості гусеничного ланцюга обумовлюють від 2% до 35% загальної дисперсії при виконанні операцій обробки ґрунту і від 3% до 33% при транспортуванні сільськогосподарських машин на 4 передачі. Найбільш великий внесок цих коливань в загальну дисперсію при роботі трактора з луцильником ЛДГ-10 до 35%. При цьому рівень дисперсії на лівій піввісі досягає 300 (Нм)^2 , на

правій піввісі - 151 (Нм)^2 . Збільшення дисперсії пружного моменту на лівій піввісі сталося, швидше за все, за рахунок лівої гусениці на ущільнений ділянки поля [16] в розглянутому інтервалі реалізації.

Найменш істотний внесок коливань, обумовлених звенчатостю гусеничного ланцюга, в дисперсію МПЛ і МПП при роботі з плугами - від 2% до 7%. Величина дисперсії в смузі частот, що відповідає частотам обурення від гусеничного рушія, при оранці змінюється в межах від 40 (Нм)^2 до 117 (Нм)^2 на лівій піввісі і від 7 (Нм)^2 до 80 (Нм)^2 на правій піввісі. Як видно, що збурює момент від лівого рушія більше, ніж від правого. Цей факт є, на нашу думку, присутністю нерівномірного розподілу зусиль по бортах передачі крутних моментів і індивідуальних особливостей рушія.

Вплив обурюючих моментів, що генеруються двигуном СМД-60М, на динамічну навантаженість піввісь, можна знехтувати.

Таким чином, втомна міцність піввісі трактора Т-150 при інших рівних умовах визначається рівнем низькочастотних коливань ($f \leq 5 \text{ Гц}$) і коливань, обумовлених ланцюговістю гусеничного ланцюга. При оранці стерні плугами ПЛП-5-35 і ПЛП-6-35 визначальну роль в питанні втомної міцності піввісь грають низькочастотні коливання ($f \leq 5 \text{ Гц}$), джерелом яких є коливання тягового опору і кінематичне обурення від фону. Як було показано вище, вклади в дисперсію від обох цих джерел можна порівняти.

Довговічність піввісі в годинах або циклах може бути визначена відповідно до вказівок [6] і з використанням справжніх матеріалів після визначення в лабораторії агрегатів параметрів кривої втоми. Це відноситься також і до розрахунку довговічності карданів і вала головного зчеплення.

Як видно з проведеного аналізу структури крутного моменту на валах трансмісії, велику роль у формуванні крутильних коливань грають низькочастотні коливання в смузі частот $f \leq 5 \text{ Гц}$, обумовлені зовнішніми впливами.

Ці коливання, крім негативного впливу на довговічність самої трансмісії, ставлять роботу двигуна в важкі умови [12, 20]. При роботі

двигуна на режимі номінальної потужності або поблизу його, низькочастотні коливання на валу головного зчеплення призводить до періодичного виходу двигуна на коректорній ділянці характеристики. Ця обставина, як показано [12, 21], призводить до недовикористання потужності двигуна, і отже, до втрати продуктивності агрегату.

У зв'язку з цим становить інтерес оцінка фільтруючих властивостей трансмісії в зазначеному частотному діапазоні. Наближена усереднена оцінка може бути зроблена шляхом порівняння середніх квадратичних відхилень крутного моменту на валу головного зчеплення $\sigma_{ВГС}$ і сумарного крутного моменту на півосях $\sigma_{\Sigma П}$ (з урахуванням передавального відношення трансмісії) в смузі частот $f \leq 5 \text{ Гц}$. Результати аналізу для орного агрегату представлені в таблиці 5.4. Для іншого складу агрегату з трактором Т-150 результати аналогічні.

Таблиця 5.4

Результати аналізу середніх квадратичних відхилень крутного моменту на валу головного зчеплення і сумарного крутного моменту на півосях для орного агрегату

Склад агрегату	Т-150+ПЛН-5-35				Т-150+ПЛН-6-35				
	25÷27 см		27÷30 см		25÷27 см		27÷30 см		
Глибина оранки	25÷27 см		27÷30 см		25÷27 см		27÷30 см		
Передача	2	3	2	3	2	3	1	2	3
$\sigma_{ВГС}/\sigma_{П}$	1,3	1	1,4	1,2	1,2	1,2	1,6	1,4	1,3

Як видно з таблиці 5.10, говорити про зниження рівня низькочастотних крутильних коливань ($f \leq 5 \text{ Гц}$) за рахунок демпфуючих властивостей трансмісії не доводиться. Силова передача трактора Т-150 як динамічна система "прозора" для зазначеної смуги частот зовнішніх впливів і практично не має фільтруючі властивості. Іншими словами, переміщення остова трактора при його русі по нерівностях і коливання тягового опору сільськогосподарських машин передаються через зчеплення двигунів з

грунтом в трансмісію трактора і без ослаблення передаються на вал головного зчеплення. Розглянемо, як впливає зміна середнього значення крутного моменту на півосі M_n і кардані M_n на рівень крутильних коливань (величину середнього квадратичного відхилення) на півосі σ_n і кардані σ_k .

Для опису ступеня тісноти зв'язку між досліджуваними величинами в якості однієї з можливих характеристик можна скористатися коефіцієнтом кореляції. Його вибіркоче значення $r_{\overline{M},\overline{\sigma}}$ обчислюється за формулою [14]

$$r_{\overline{M},\overline{\sigma}} = \frac{\sum_{i=1}^n \overline{M}_i \overline{\sigma} - n \overline{M} \overline{\sigma}}{\sqrt{(\sum_{i=1}^n \overline{M}_i^2 - n \overline{M}^2)(\sum_{i=1}^n \overline{\sigma}_i^2 - n \overline{\sigma}^2)}} ;$$

де -

$$\overline{M} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \overline{M}_i ; \quad \overline{\sigma} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \overline{\sigma}_i$$

При визначенні $r_{\overline{M},\overline{\sigma}}$ виключалися результати, отримані при культивуванні, так як фізико-механічні властивості зораного поля і стерні різні.

Отримані значення коефіцієнта кореляції показують відсутність функціональної (нестатичних) лінійної залежності між досліджуваними величинами. Тому при оцінці довговічності піввісь і карданів, як і в разі визначення довговічності вала головного зчеплення, зміна середнього значення крутного моменту врахує через коефіцієнт асиметрії циклу при заміні асиметричного циклу напружень виробленим еквівалентним симетричним циклом.

Відзначимо, що рівень дотичних напружень τ на півосях вище, ніж на карданів (табл. А 5.1 - А 5.6 Додаток А) ($\tau = \sigma / 0,2D^3$, де D – діаметр перетину вала). Тому в першу чергу слід звернути увагу на міцність від втоми піввісів.

5.2 Визначення пікових навантажень при плавному рушанні МТА з місця

При дослідженні динамічної навантаженості трансмісії вивчення процесу зрушення представляє особливий інтерес з точки зору перевантажень. В даному розділі аналізуються максимальні пікові крутні моменти, що виникають в трансмісії на валу головного зчеплення, карданів і півосях при плавному рушанні з місця на 1 передачі 2 діапазоні трактора Т-150 в агрегаті з ЛДГ-10, БДТ-7, ППЛ-10-25, ПЛН-5-35, ПЛП-6-35.

З осцилограми (рис. 5.1) видно характер навантаженості елементів трансмісії трактора в режимі плавного рушання. Процес плавного рушання характеризується поступовим наростанням навантаження на валах трансмісії від нуля до максимуму, на яке накладаються коливання крутного моменту з частотою $f = 100 \div 300$ Гц. Ці коливання мають місце на валу головного зчеплення ($f = 100 \div 300$ Гц) і карданів ($f = 100$ Гц), а на півосях відсутні. Зафіксовані коливання крутного моменту, як показано в [27], є самозбудні автоколивання, що виникають в процесі розгону внаслідок наявності фрикційного зв'язку в муфті головного зчеплення.

Результати обробки осцилограм показують, що значення параметрів, які характеризують процес зрушення, змінюються в широких межах. Цей факт є наслідком того, що темп включення муфти головного зчеплення і регулювання подачі палива в дизель визначалися суб'єктивно водієм, а не встановлювалися за допомогою автоматичного пристрою, що дозволяє забезпечити однакову швидкість включення. Час рушання змінювалося в досить широких межах ($\tau = 0,7-4,6$ с). Тому для значень пікових моментів на валах трансмісії при плавному рушанні, отриманих в результаті декількох повторень, характерний розкид отриманих даних.

Коефіцієнт варіації, який визначає наскільки велике розсіювання параметрів у порівнянні із середнім значенням, для темпу зрушення досягає 50%, для пікових моментів на валах трансмісії коефіцієнт варіації

змінюється до 32%. Початкові обороти холостого ходу двигуна, що встановлюються за показаннями тахоспідометра, мають більш стабільну величину. Коефіцієнт варіації не перевищує 5,6.

Залежність динамічних навантажень, які виникають при плавному рушанні орного агрегату, від глибини обробітку ґрунту пояснюється тим, що між похідними шляху, моментами на валах трансмісії і тяговим опором машин, які агрегатуються з трактором, є тимчасовий зв'язок. Таким чином, рівень динамічних навантажень при рушанні буде визначатися сумарним впливом сил інерції, що вступають в рух мас і сил тягового опору. Зміна ж сил тягового опору визначається зміною глибини обробітку ґрунту (при інших рівних умовах).

Встановлено [2], що при різкому рушанні з місця трактора Т-150 наявність зазорів трансмісії значно впливає на величину пікових навантажень на різних бортах передачі крутного моменту.

У разі плавного рушання, так само спостерігається перерозподіл пікових навантажень між бортами. Однак, внаслідок того, що при плавному включенні муфти зчеплення відбувається плавне наростання крутного моменту, зазори в шліцьових з'єднаннях і зубах шестерні трансмісії трактора вибирається більш рівними, ніж при різкому рушанні. Тому відмінність значень пікових навантажень по бортах не є суттєвим.

Пікові навантаження $M_{вгс}$, зафіксовані на вал головного зчеплення при плавному рушанні на 1 передачі 2 діапазону, нижче статичного моменту тертя муфти зчеплення $M_{ст.} = 218 \text{ Нм}$.

Значення відносини $M_{мах} / M_{СТ}$ при плавному рушанні трактора з різними сільськогосподарськими машинами, знаходяться в межах 0,32-0,69.

Максимальний коефіцієнт перевантаження трансмісії при плавному рушанні на 1 передачі трактора з різними сільськогосподарськими машинами для вала муфти зчеплення не перевищує $K_{п} \leq 2,24$, для карданних валів $K_{п} \leq 2,36$ для піввісів $K_{п} \leq 2,64$.

5.3 Оцінка динамічної навантаженості трансмісії гусеничного трактора при перемиканні передач

В даному розділі розглянуті максимальні пікові навантаження, що виникають в елементах трансмісії при перемикань з нижчої на вищу і з вищої на нижчу передачу 2 діапазону. Перемикання передач аналізувалася при роботі трактора з усіма досліджуваними сільськогосподарськими машинами.

а) перемикання з нижчої на вищу передачу $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$.

Як показали дослідження, процес перемикання з нижчої на вищу передачу супроводжується збільшенням крутного моменту на всіх елементах трансмісії момент перемикання.

Середнє значення крутного моменту при сталому русі після перемикання передач Муст трактора Т-150 при роботі з різними сільськогосподарськими машинами змінюється в досить виликіх пікових межах. Найбільш навантажений трактор на оранці напівнавісними плугом ПЛН-6-35. Середній крутний момент на валу головного зчеплення при сталому русі трактора на оранці напівнавісними плугом досягає Муст. = 86 Нм., При луценні стерні луцильником ЛДГ-10 Муст. = 34 Нм.

Значення коефіцієнтів динамічності для правого і лівого бортів трактора незначно відрізняються між собою. Тому з метою збільшення обсягу вибірки, отже, збільшення достовірності отриманих даних значення коефіцієнтів динамічності, отримані для правого і лівого бортів передачі крутного моменту, були об'єднані в один масив.

Для значень коефіцієнтів динамічності, отриманих в результаті декількох повторностей, при перемиканні передач на всіх досліджуваних сільськогосподарських роботах характерно значне розсіювання.

При розрахунку на статичну міцність від дії однієї єдиної, що перевищує межу текучості навантаження необхідно максимальне значення

пікового навантаження, зареєстрованої в результаті декількох повторень. З огляду на це, а також з метою підвищення надійності результатів розрахунку на міцність деталей трансмісії, крива залежності коефіцієнта динамічності від усталеного крутного моменту була проведена по точках, які лежать на верхній межі масиву експериментальних даних.

Коефіцієнти динамічності процесу при перемиканні з нижчої на вищу передачу при збільшенні середнього крутного моменту на валу головного зчеплення, кардані, піввісь зменшуються. Найбільшою величиною коефіцієнт динамічності K_g досягає при перемиканні передач на дисковому луценні, найменшою - при перемиканні передач на оранці напівнавісними плугом.

Однак по абсолютній величині пікові моменти при перемиканні передач на оранці значно вище, ніж при перемиканні передач на луценні.

Максимальні пікові моменти, зафіксовані в процесі перемикання з нижчої на вищу передачу на елементах трансмісії при оранці напівнавісними плугом ПЛН-6-36 складають:

а) вал головного зчеплення	$M_{\max} = 224 \text{ Н м}$
б) кардан лівий	$M_{\max} = 156 \text{ Н м}$
в) кардан правий	$M_{\max} = 131 \text{ Н м}$
г) піввісь ліва	$M_{\max} = 620 \text{ Н м}$
д) піввісь права	$M_{\max} = 600 \text{ Н м}$

При луценні луцильником ЛДГ-10:

а) вал головного зчеплення	$M_{\max} = 110 \text{ Нм}$
б) кардан лівий	$M_{\max} = 86 \text{ Н м}$
в) кардан правий	$M_{\max} = 88 \text{ Н м}$
г) піввісь ліва	$M_{\max} = 410 \text{ Нм}$
д) піввісь права	$M_{\max} = 360 \text{ Нм}$

Динамічну навантаженість елементів трансмісії трактора Т-150 при перемиканні передач на різних сільськогосподарських роботах при однаковому середньому моменті, практично можна вважати однаковою.

Використовуючи отримані залежності коефіцієнти динамічності K_g від середнього значення крутного моменту при сталому русі $M_{уст}$, можна оцінити вплив потягу потужності трактора на пікових навантаження в режимі перемиканні передач при виконуються різних сільськогосподарських роботах. Для цього значення $M_{уст}$, що перешкоджає валу при номінальній потужності двигуна встановлюється значення K_g за графіками.

Так, для трактора Т-150 застосовуються двигуна $N_e = 130$ к.с. при перемиканні з першої на другу передачу:

а) вал головного зчеплення $M_{уст.} = 33,7$ Нм; $K_g = 2,2$; $M_{max} = 140$ Нм;

б) кардан $M_{уст.} = 43,5$ Нм.; $K_g = 2,35$; $M_{max} = 90$ Нм;

в) піввісі $M_{уст.} = 135,3$ Нм.; $K_g = 2,24$; $M_{max} = 433$ Нм;

для трактора Т 150 м при потужності двигуна $N_e = 200$ к.с.:

а) вал головного зчеплення $M_{уст.} = 71,3$ Нм; $K_g = 2,2$; $M_{max} = 137$ Нм;

б) кардан $M_{уст.} = 63,3$ Нм; $K_g = 1,78$; $M_{max} = 113$ Нм;

в) піввісь $M_{уст.} = 281$ Нм; $K_g = 1,91$; $M_{max} = 333$ Нм.

З отриманих даних видно, що при перемиканні з 1 на 2 передачу динамічна навантаженість елементів трансмісії трактора Т-150 в 1,12-1,23 рази вище, ніж у трактора Т-150М (колісної модифікації).

Пікові навантаження на валу головного зчеплення трактора Т-150 в процесі перемикання з нижчої на вищу передачу перевищать значення номінального крутного моменту двигуна $M_{ном} = 71,3$ Нм в 1,4 – 6,1 рази;

б) переключення з вищої на нижчу передачу $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$.

При перемиканні з вищої на нижчу передачу спостерігається короткочасне ($t \approx 0,3$ с) зменшення середнього крутного моменту на елементах трансмісії. Це є наслідком того, що сила інерції поступального руху МТА і момент перемикання змінюють знак і спрямовані в бік, протилежний силам тягового опору.

В окремих випадках в процесі перемикання з вищої на нижчу передачу спостерігається негативні крутний момент, що не перевищують за своїми розмірами середнього моменту при сталому русі.

Пікові навантаження на всіх елементах трансмісії при перемиканні з вищої на нижчу передачу II діапазону надають небезпеки для міцності деталей трансмісії.

5.4 Визначення навантаження трансмісії гусеничного трактора при заглибленні в ґрунт і підйомі плуга під час руху МТА

Дослідження навантажень трансмісії трактора при поглибленні з ґрунту і підйому плугів ПЛН-3-35 і ПЛН-6-35 на ходу (оранка на глибину 25-37 см і 27-36 см) з провідників з метою впливу пікових, вплив на статично похибки деталі трансмісії.

Як показав аналіз трансмісії, при поглибленні і підйому плуга під час руху МТА спостерігається рух середнього збільшення переломного моменту від залежності без величини пікових навантажень. Характер коливання моменту навантаження на валах трансмісії і з'єднувального вала був таким як до поглиблення на ґрунті.

Небезпеки руйнування деталей трансмісії від пікових навантажень при поглибленні на ґрунті і підйому плугів під час руху МТА немає.

Висновки по розділу 5

1. Для трактора Т-150 при оранці стерні плугами ПЛН-5-35 і ПЛН-6-35 характерне значне нерівність розподіл зусиль (середніх значень крутних моментів) по бортах. Крутний момент на правій півосі в 1,37-1,79 рази більше, ніж на лівій півосі.

2. При агрегуванні трактора з причіпними сільськогосподарськими машинами (ЛДГ-10, БДТ-7, ЗКПС-4, ППЛ-10-25) нерівномірність розподіл крутних моментів по бортах нижче, ніж при

роботі з плугами, при чому більше може бути навантажений як правий, так і лівий борт.

3. Причиною цього явища полягає в несиметричному розподілі робочих машин щодо поздовжньої осі трактора, мікронерівності поверхні поля і змін фізико-механічних властивостей ґрунту.

4. При роботі трактора з плугом ПЛН-6-35 динамічна навантаженість лівого борту передачі крутного моменту вище, ніж правого. При агрегуванні трактора з іншими сільськогосподарськими машинами, однозначної, залежності між динамічної напруженностью бортів немає.

5. Рівень коливань трансмісії при виконанні операцій обробки ґрунту вище, ніж при транспортуванні сільськогосподарських машин на 4 передачі II діапазону. Причина цього полягає у відсутності при транспортуванні впливу на трактор коливань тягового зусилля на вали дії робочих агрегатів машин з ґрунтом.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішене актуальне наукове завдання підвищення надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини трансмісії трактора при різних режимах руху. В ході виконання роботи отримані наукові й практичні результати, що дозволило сформулювати наступні висновки:

1. Проведений аналіз результатів відомих науково-дослідних робіт й огляд літератури показали відсутність рекомендацій з оцінки динамічної навантаженості елементів трансмісії й ходової частини гусеничних машин, що не дозволяє визначити її вплив на показники надійності цих машин і розробити ефективні методи забезпечення цих показників надійності.

2. Дослідження навантаженості трансмісії при плавному рушанні гусеничного трактора дозволило визначити наступне:

- при рушанні трактора без тягового навантаження відзначена резонансна зона крутильних коливань на валу муфти зчеплення ДВС в проміжку часу 1 ... 1,2 с.

- при рушанні трактора із плугом елементи силової передачі перевантажені в середньому в 1,5-2,35 рази.

3. При агрегуванні гусеничного трактора із плугом силова передача як динамічна система не має фільтруючих властивостей й «прозора» до низькочастотних коливань у смузі частот $f \leq 5$ Гц.

4. При перемиканні з нижчої на вищу передачу гусеничної машини з тяговим навантаженням у проміжку часу 0-2,4 с відзначений коливальний перехідний процес, при якому всі елементи трансмісії перевантажені в 1,4-2,3 рази. При перемиканні з вищої на нижчу передачу відзначені короткочасні негативні крутні моменти, що не перевищують за своєю величиною середнього моменту при усталеному русі машини.

5. Отримані залежності дозволяють визначити середнє значення вертикального навантаження на кожний опорний коток гусеничного рушія і її розсіювання залежно від величини зсуву лінії дії сумарної вертикальної реакції щодо проекції центра мас трактора на опорну площину.

6. Елементи силової передачі правого борта трактора Т-150 при агрегуванні із плугами навантажені в 1,3-1,5 рази вище, ніж лівого при підвищенні динамічного складового навантаження на 6-8%. Співвідношення динамічної й статичної складових навантаження елементів силової передачі лівого борта вище в порівнянні із правим бортом на 4-10%.

7. При підворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням елементи силової передачі борта, що забігає, у проміжку часу 0-2,5 с перевантажені в 1,5-2,3 рази в порівнянні зі значеннями крутного моменту при усталеному русі. На відстаючому борті відзначені короткочасні негативні крутні моменти, що не перевищують по своїй величині середнього моменту при усталеному русі трактора. При поворотах гусеничного трактора з тяговим навантаженням зі збільшенням радіуса повороту на один метр навантаження напівосі борта, що забігає, зменшується на 60 Н·м.

8. Результати проведених досліджень дозволили запропонувати спосіб і пристрій, реалізовані в конструкції й прийняті до впровадження в серійне виробництво ВАТ «ХТЗ». Очікуваний економічний ефект від підвищення довговічності елементів підвіски складе близько 65 тисяч грн. на одну машину.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Салолыкин М.Ф. Совершенствование методов оценки нагруженности силовых элементов трансмиссии гусеничного трактора: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук./ М.Ф. Салолыкин. - Волгоград, 2008.
2. Микулик Н.А. Основы теории транспортных динамических систем с реактивными звеньями: дис. доктора техн. наук/ Н.А. Микулик Минск, 1992.
3. ГОСТ 25.101-83. Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов.- М. Изд. - во стандартов, 1983.
4. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин./ Антонов А. С. Теория и расчет. Изд. 2-е пер., и доп. - Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отделение), 1995. – 480 с.
5. Айзерман М.А. Физические основы применения методов малого параметра к решению нелинейных задач теории автоматического регулирования /Айзерман М.А.-Автоматика телемеханика,1959.-27-39с.; №5.
6. Андронов А. А. Теория колебаний / Андронов А. А., Витт АЛ., Хайкин С.Э.; М.: Физматгиз, 1983 - 915 с.
7. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем / В.И. Бабицкий - М.: Наука, 1988 - 253 с.
8. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний / В.Л. Бидерман - М.: Высшая школа, 1992.-416 с.
9. Блэкьер О. Анализ нелинейных систем / Блэкьер О.: [пер. с англ.] - М.: Мир, 1989. - 400 с.
10. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний /Боголюбов Н.Н. Митропольский Ю.А.-М.:Физматгиз, 1993-410 с.
11. Булгаков Б.В. Колебания / Б.В. Булгаков - М.: Гостехиздат, 1994 - 532 с.

12. Бутенин Н.В. Введение в теорию нелинейных колебаний / Бутенин Н.В., Неймарк Ю.Н., Фуфаев Н.А. - М.: Наука, 1987 - 384 с.
- 13 Вейц В.Л. Динамические расчеты приводов машин / Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. — Л.: Машиностроение, 1991.— 352 с.
14. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов / И.И. Вульфсон. - Л.: Машиностроение, 1996. - 328 с.
15. Ден – Гартог Дж. П. Механические колебания / Дж. П. Ден – Гартог.-М.: Физматгиз, 1999. —580 с.
16. Закржевский М.В. Колебания существенно нелинейных механических систем / М.В. Закржевский. - Р.: Зинатне, 1990. - 190 с.
17. Каудерер Г. Нелинейная механика / Г. Каудерер -М.: ИЛ, 1961.- 777 с.
18. Каннингхэм В. Введение в теорию нелинейных систем / В. Каннингхэм: [пер. с англ.] - М.: Энергоиздат, 1992. - 366 с.
19. Кин Н. Гонг. Теория механических колебаний \ Кин Н. Гонг - М.: Наука, 1983. - 351 с.
20. Кожевников С.И. Динамика машин с упругими звеньями / С.И. Кожевников - Киев: Изд-во АН УССР, 1991 - 160 с.
21. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем / М.З. Коловский -М.: Наука, 1996.-317 с.
22. Малкин И.Г. Некоторые задачи теории нелинейных колебаний / И.Г. Малкин -М.: Гостехиздат, 1998.-492 с.
- 23 Моисеев Н. Н. Асимптотические методы нелинейной механики / Н. Н. Моисеев — М.: Наука, 1987.-400 с.
24. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний / Ю.И. Неймарк - М.: Наука, 1992.-471 с.
25. Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Попов Е.П., Пальтов И.П. — М.: Физматгиз, 1997. — 792 с.

26. Розенвассер Е.Н. Нелинейные колебания / Е.Н. Розенвассер - М.: Наука, 1999.-576 с.
27. Стокер Дж. Нелинейные колебания в механических и электрических системах / Стокер Дж. - М: ИЛ, 1991.-234 с.
28. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. - М.: Наука, 1989.- 374 с.
29. Тондл А. Нелинейные колебания механических систем / А. Тондл — М.: Мир, 2003.- 346 с.
30. Хаяси Т. Нелинейные колебания в физических системах / Т. Хаяси - М.: Мир, 1998.-432 с.
31. Цзе Ф.С. Механические колебания / Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. - М.: Машиностроение, 1996.-508 с.
32. Шмидт Г. Параметрические колебания / Г. Шмидт - М.: Мир, 1988.- 262с.
33. Вейц В.Л. Расчеты механических систем приводов с зазорами / Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. - М.: Машиностроение, 1989 - 183 с.
34. Вульфсон И.И. Нелинейные задачи динамики машин / Вульфсон И.И., Коловский М.З. — Л.: Машиностроение, 1998.-284 с.
35. Гальперин Е.А. Экстремальные задачи управления спектром собственных колебаний механических систем при наличии ограничений / Гальперин Е.А., Медник А.,И. (Известия АН СССР.) (Сер. Механика твердого тела) – 1991.- 63-68 с.; № 5.
36. Глазман И.М. Освобождение резонансно-опасных зон от собственных частот вибрационной системы варьированием ее параметров / Глазман И.М., Штейнвольф Л.И. (Известия АН СССР.) Сер. Механика и машиностроение.-1984.- 126-128с. № 4.
37. Глазман И.М. Отстройка вибрационных систем как задача выпуклого программирования / Глазман И.М., Митин В.И. (Доклады АН СССР) -1986.- 1026-1029с.-№ 5. т. 169.

38. Голубенцев А.Н. Об одной задаче оптимизации переходных процессов для некоторых механических систем / Голубенцев А.Н., Лиховид П.И. (Динамика и прочность машин) - Харьков: Вища школа - 1991.-90-96с. Вып. 12.
39. Гринев В.Б. Оптимальное проектирование конструкций, имеющих заданные собственные частоты / Гринев В.Б., Филиппов А.П. (Прикладная механика) — 1981.—68-75с. т. VII.— Вып. 10.
40. Ивановский И.Р. Синтез многомерных систем автоматического управления с применением ЭЦВМ / Ивановский И.Р., Таранов А.Г. -М.: Наука, 1990 - 172 с.
41. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых двигателях внутреннего сгорания / П.А. Истомин - Л.: Судостроение, 1998 - 304 с.
42. Лавенделл Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин / Э.Э. Лавенделл —Р.: Зинатне, 1990.-252 с.
43. Симеон Э.А. Использование конечноэлементных моделей для оптимизации конструкций при динамических воздействиях. Анализ чувствительности. Условия оптимальности / Э.А. Симеон (Динамика и прочность машин) — Харьков: Вища школа — 1986.- 66-76с. Вып. 43.
44. Троицкий В.А. Оптимальные процессы колебаний механических систем / В.А. Троицкий - Л.: Машиностроение, 1996 - 248 с.
45. Фролов К.В. Прикладная теория виброзащитных систем / Фролов К.В., Фурман Ф.А. -М.: Машиностроение, 1980.-276 с.
46. Фурунжиев В.И. Автоматизированное проектирование колебательных систем / В.И. Фурунжиев -Минск: Высшая школа, 1988-452 с.
47. Штейнвольф Л.И. Оптимальный синтез конструктивных параметров упругих соединений / Л.И. Штейнвольф (Теория машин и механизмов) — Харьков: Высшая школа — 1984.- 102-107с. Вып. 17.
48. Болотов А.А., Тескер Е.И. Анализ и моделирование нагруженности силовых элементов трансмиссии гусеничных тракторов семейства ВгТЗ: материалы Международной научно-технической

конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) [Автомобиле- и тракторостроение в России: Приоритеты развития и подготовка кадров] Книга 1, Москва, МГТУ «МАМИ», 2010 г. - 575 с.

49. Попов А.Г. Плавность хода скоростного гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 3 с гидромеханической трансмиссией: автореф. дис. на соискание научн. степени канд.техн.наук / А.Г. Попов - Москва, 1984.

50. Болдовский В.Н. Разработка системы контроля ускорений тягово-транспортных средств / В.Н. Болдовский, Д. М. Клец // Вісник КПУ. — 2009. – 42-44с. Вип. 18.

51. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов - М.: Машиностроение, 1993.- 232 с.

52. Платонов В.Ф. Гусеничные и колёсные тягово-транспортные машины / Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. — М.: Машиностроение, 1986.

54. Крымский А.Н. Сравнительный анализ трансмиссий с объёмными гидропередачами для гусеничного трактора класса 3т / Крымский А.Н., Малаховский В.Э., Плужников А.И.; Сборник «Объёмные гидропередачи для тракторов».- М.: ОНТИ-НАТИ, 1987.

55. Горбунов П.П. Переключение передач тракторных коробок без разрыва потока мощности / Горбунов П.П., Львовский К.Я. Сборник «Автоматизация режимов работы тракторных трансмиссий» - М.: ЦИНТИАМ, 1993.

56. Забавников Н.А. Основы теории, транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников; издание второе, перераб. и доп.- М.: Машиностроение 1995.-448 с.

57 Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания/Вейц В.Л., Кочура А.Е.-Л.:Машиностроение,1988-352с

58. Вейц В Л. Динамика машинных агрегатов / В Л. Вейц — Л.: Машиностроение, 1989.-368 с.

59. Алексеев В.В. Демпфирование крутильных колебаний в силовых валопроводах / Алексеев В.В., Болотин Ф.Ф., Кортын Г.Д. — Л.: Судостроение, 1983.— 279 с.
60. Силовые передачи транспортных машин. Динамика и расчет / [Алексеева С.В., Вейц В.Л., Геккер Ф.Р., Кочура А.Е.]. — Л.: Машиностроение, 1982 — 256 с.
61. Попов Д.А. Задачи расчета линейных и нелинейных систем подрессоривания гусеничных тракторов / Д.А. Попов.- Тр./НАТИ, 1997.-5-17с; вып.192.
62. Тарасик В.П. Проектирование колёсных тягово-транспортных машин / В.П. Тарасик.- Минск: Высшая школа, 1984.
- 63 Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В.П. Тарасик.- Минск: Наука и Техника, 1973.
64. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1987.
65. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1982.
66. Горбунов П.П. Гидромеханические трансмиссии тракторов / Горбунов П.П., Черпак Ф.А., Львовский К.Я. - М.: Машиностроение, 1966.
67. Львовский К.Я. Применение фрикционных муфт для переключения передач без остановки трактора / К.Я. Львовский. - Сборник «Фрикционные узлы тракторов». М.: Труды НАТИ, выпуск 181, 1995.
68. Малаховский В.Э. Тракторные муфты сцепления постоянно замкнутого типа / В.Э. Малаховский. - Труды НАТИ, выпуск 115. М.: Машгиз, 1990.
69. Прокофьев В.Н. Основы теории гидромеханических передач / В.Н. Прокофьев. - М.: Машгиз, 1987.
70. Черпак Ф.А. Доводка одноступенчатых гидротрансформаторов / Ф.А. Черпак // Сборник «Автоматизация режимов тракторных трансмиссий».- М.: ЦИНТИАМ, 1983.

71. Харитончик Е.М. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий трактора / Харитончик Е.М., Васильев В.К. // Тракторы и сельхозмашины. – 1989.- 15-17с; №2.

72. Шаров М.А. К вопросу об оптимальных параметрах гусеничного трактора класса 3т / Шаров М.А., Григорьев Е.А. // Тракторы и сельхозмашины. 1987.- 9-11с. № II.

73. Косонь И.М. К вопросу приближенного определения величины оптимальной силы тяги гусеничного трактора / И.М. Косонь. // Тракторы и сельхозмашины. – 1998. - С. 11-13. .-№ 8.

74. Мининзон В.И. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора / В.И. Мининзон // Механизация и электрификация соц. с.- х. - 1995.- 17-20с. №5.

75. Велев Н.Н. О методах определения оптимального тягового режима трактора / Н.Н. Велев. // Тракторы и сельхозмашины.-1986.- 13-19с; № I.

76. Барский И.Б. Динамика трактора / Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. - М.: Машиностроение, 1993. - 279 с.

77. Елизаров В.П. Исследование динамики машинно-тракторного агрегата на аналоговых вычислительных машинах / Елизаров В.П., Кутьков Г.М., Шлуфман М.М. ; Тр. ВИМ. - М., 1984. - Т.38.

78. Анилович В.Я. Элементы теории защиты при обеспечении надежности машин / Анилович В.Я., Лупандина А.П. Респ. межвед. сб. науч. тр.- Киев, Наук. думка, 1988. - № 13.

79. А. с. 678354 СССР. Устройство для контроля работы двигателя/ А.А. Гольверк, В.Е. Шевченко// Открытия. Изобретения. -1979. - № 29.

80. Ильченко В.Е. Прибор для контроля режима работы двигателя / В.Е. Ильченко // Механизация и электрификация соц. сел. хоз-ва. – 1982.- 15-17с.- №5.

81. Каменецкий В.А., Соловейчик А.А., Хохлин В.Я. Комбинированная система автоматического регулирования загрузки

двигателя с.-х. трактора с бесступенчатой трансмиссией // Тракторы и сельхозмашины. - 1986.-№ 4. - С. 11-13.

82. Петров В.А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. - М.: Машиностроение, 1968. - 184 с.

83. Подригало М.А. Вероятностная оценка распределения вертикальных реакций между колесами одной оси автомобиля / Подригало М.А., Карпенко В.А. // Тракторная энергетика в растениеводстве. Серия "Тракторостроение". Сборник научных трудов ХГТУСХ, 1999. –229-234 с.

84. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.

85. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1998. - 376 с.

86. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Н.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; Под. общ. ред. Н.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

87. Анилович В.Я. Конструирование расчет сельскохозяйственных тракторов / Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. - М.: Машиностроение, 1986. – 456 с.

88. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников – М.: Машиностроение, 1985. – 448 с.

89. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов / М.Н. Коденко – Х.: Вища школа, 1983. – 128 с.

90. Иванцов В.Э. Резервы повышения эффективности гусеничного МТА / Иванцов В.Э., Долгов И.А. // Тракторы и сельхозмашины. – 2005.- 15-17с. - №4.

91. ГОСТ 23604-99. Надежность в технике. Статистическая оценка машин и механизмов. Методы обработки данных о нагружении.

92. Шеховцов В.В. Исследование резонансных режимов силовой передачи трактора ВТ-100 / Шеховцов В.В., Шевчук В.П., Зленко С.В. // Тракторы и сельхозмашины. – 2002. - №7. – с.11-13.
93. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. – М.: Машиностроение, 1986. – 456с.
94. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов / М.Н. Коденко – Х.: Вища школа, 1983. – 128с.
95. ТракторТ150.Инструкция по эксплуатации.–Х.:Прапор,1981–276с
96. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний / М.Н. Степнов.– М.: Машиностроение, 1985– 262с.
97. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.П. Самородов, А.Н. Туренко. – Х.: ХГАТУ, 2001. – 642 с.
98. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – М.: Машиностроение, 1986. – 384 с.
99. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора / И.Б.Барский, В.Я.Анилович, Г.М. Кутьков.–М.:Машиностроение,1973-280с.
100. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.; под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
101. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.П. Самородов, А.Н. Туренко. – Х.: ХГАТУ, 2001. – 642 с.
102. Анилович В.Я., Водолажченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. – М.: Машиностроение, 1976. – 456с.
103. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов / М.Н. Коденко – Х.: Вища школа, 1983. – 128с.

104. Иванцов В.Д. Резервы повышения эффективности гусеничного пахотного МТА / Иванцов В.Д., Долгов И.А. // Тракторы и сельхозмашины. – 2005.– 15-17с. - №4.
105. Гуськов В.В. Теория поворота гусеничных машин / Гуськов В.В. Опейко А.Ф. – М.: Машиностроение, 1984. – 168с.
106. Шипилевский Б.Б. Особенности динамики неустановившегося поворота гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом / Б.Б. Шипилевский // Тракторы и сельхозмашины, - 1985.– 10-12с. - №5.
107. ОСТ ВЗ-5971-85. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы. Введ. 01.01.85. – М., 1985. – 12с.
108. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А., Гецович Е.М., Бобошко А.А., Ефимчук В.М., Матырин А.Н. / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 614 с.
109. Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В.] – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
110. Харитончик Е.М. О методах определения оптимальных параметров и номинальных тяговых усилий трактора / Харитончик Е.М., Васильев В.К. // Тракторы и сельхозмашины. – 1989.– 15-17с. – №2.
111. Шаров М.А. К вопросу об оптимальных параметрах гусеничного трактора класса 3т / Шаров М.А., Григорьев Е.А. // Тракторы и сельхозмашины. – 1987.– 9-11с. – №11.
112. Косонь И.М. К вопросу приближенного определения величины оптимальной силы тяги гусеничного трактора / И.М. Косонь // Тракторы и сельхозмашины. – 1968.– 11-13с. – №8.
113. Мининзон В.И. О номинальном тяговом усилии сельскохозяйственного трактора / В.И. Мининзон // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1985.– 17-20с. – №5.

114. Барский И.Б. Динамика трактора / Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. - М.: Машиностроение. 1983. – 279 с.
115. Моха мед Хасан Разработка методов и средств защиты агрегатов шасси трактора от перегрузок с использованием человека – оператора: дисс. канд. техн. наук. – Харьков, 1988.
116. Пат. 51031 Україна, МПК G01P 3/00 25.06.2010. Система для визначення параметрів руху автотранспортних засобів при динамічних (кваліметричних) випробуваннях / Подригало М. А., Коробко А.И., Клец Д. М., Файст В.Л.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. університет. - № u 2010 01136; заявл. 04.02.10 ; опубл. 25.06.10, Бюл. № 12.
117. Исследование динамики тягово-транспортного средства при движении на уклоне / [М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, В.В. Задорожная, А.В. Кот] / Праці ТДАТУ. — Мелітополь. – 85–91с. Вип. 10 - Т.5
118. ГОСТ 23 604- 99. надежность техники. Критическая оценка надежности машин и механизмов методы обработки данными с нагруженности.
119. ГОСТ 23 605- 99. надежность техники. Статическая оценка нагруженности машин и механизмов. Методы типизации режимов нагружения .
120. Зажигает Л. С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л. С. Зажигает М., «Автомиздат», 1988г.
121. Лучинский Н. И. Об энергооценке сельскохозяйственных агрегатов / Н. И. Лучинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1983г. № 4.
122. Отчет № 5126 ЛТИ. Статический анализ нагруженности деталей трансмиссии трактора Т-150 на установившихся режимах движения.
123. Кардашевский С. В. Испытание сельскохозяйственной техники / Кардашевский С. В. и др. М. «Машиностроение», 1989г.
124. Гальчук В. Я. Техника научного эксперимента / Гальчук В. Я., Соловьев А. П. - М. «Судостроение», 1982г.

125. Корчагин В. Г. Измерение вероятностных характеристик случайных процессов с применением статических вычислительных устройств / В. Г. Корчагин - Л. «Энергоавтомиздат», 1982г.

126. Пиойцман Н. А. Динамика силовых факторов и показателей скоростного режима сельскохозяйственных агрегатов в условиях эксплуатации и методики их исследования /на примере агрегатов с гусеничным трактором ДТ-75М/. Автореф. дисс. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. Волгоград, 1988 г.

127. Пучков В. С. Исследования колебаний тяговой нагрузки сельскохозяйственного гусеничного трактора и их воспроизведении при испытании. Автореф. дисс. на склон. учен. степ. канд. техн. наук. М. 1987г.

128. ГОСТ 8. 237 - 86. прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений.

129. Барский И. Б. Динамика трактора / Барский И. Б. и др. - «Машиностроение ». М. 1983г.

130. Слуцкая О. Б. исследования неустановившегося режима разгона трактора / О. Б. Слуцкая // Тракторов и сельхозмашины, 1981г, №3

131. Кринко М. С. Системный анализ эффективности скоростных тракторов / М. С. Кринко // Мн., «Наука и техника» , 1980 г.

ДОДАТОК А

Таблиця А 5.1

Лущення дискове (Т-150+ЛДГ-10)

Процес	Характеристики процесів											
	2 передача				3 передача				4 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}
$N_{\partial\sigma}$, к.с.	72	-	-	-	99,9	-	-	-	96,3	-	-	-
$n_{\partial\sigma}$, XB^{-1}	2139	-	-	-	2130	-	-	-	2135	-	-	-
M_{BPC} , H_M	241	110	46	0,0618/43,5	856	107	33	0,58/40,7	323	143	44	0,542/39
$M_{KЛ}$, H_M	188	62	33	0,231/52	216	60	28	0,177/47,7	178	75	42	0,24/69,5
$M_{KП}$, H_M	179	71	40	0,175/59,2	158	58	57	0,228/51,4	146	68	47	0,28/60,8
M_{K}^{Σ} , H_M	367	94	26	-	374	83	22	-	324	101	31	-
$M_{KЛ}$, H_M	925	276	30	0,21/12,9	1034	291	28	0,268/13,9	856	327	38	0,252/24,2
$M_{ПП}$, H_M	698	278	40	0,2/12	676	236	35	0,254/16	653	268	41	0,177/12,4
$M_{П}^{\Sigma}$, H_M	1623	392	24	-	1710	375	22	-	1509	423	28	-

Таблиця А 5.2

Лущення лемішними (Т-150+ППЛ-10-25)

Процес	Характеристики процесів							
	3 передача				4 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}
$N_{\partial e}, \text{к.с.}$	146	-	-	-	167	-	-	-
$n_{\partial e}, \text{хв}^{-1}$	2115	-	-	-	2035	-	-	-
$M_{BPC}, \text{Нм}$	496	122	25	0,578/39	590	155	19	0,603/47,3
$M_{KЛ}, \text{Нм}$	298	68	23	0,186/89,7	585	71	18	0,37/68,4
$M_{KП}, \text{Нм}$	322	85	26	0,17/38,5	500	78	20	0,338/62,7
$M_K^{\Sigma}, \text{Нм}$	602	109	18	-	773	150	14	-
$M_{KЛ}, \text{Нм}$	1493	312	21	0,176/10,5	1888	280	15	0,18/11,7
$M_{III}, \text{Нм}$	1303	334	26	0,148/8	1556	244	16	0,209/13,5
$M_{II}^{\Sigma}, \text{Нм}$	2796	457	16	-	5444	371	11	-

Таблиця А 5.3

Культивація (Т-150+СП-16+ЗКПС-4)

Процес	Характеристики процесів											
	2 передача				3 передача				4 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Σ}
$N_{\partial\sigma}$, к.с.	140,5	-	-	-	175,4	-	-	-	182,3	-	-	-
$n_{\partial\sigma}$, хв ⁻¹	2124	-	-	-	2080	-	-	-	3050	-	-	-
M_{BPC} , Нм	474	1010	23	-	604	124	21	-	637	122	19	
M_{KL} , Нм	348	63	18	0,386/61	995	52	13	-	373	79	21	0,53/62
M_{KP} , Нм	411	64	15		419	56	13		464	94	22	
M_K^{Σ} , Нм	844	86	10	-	813	716	9	-	307	123	15	-
M_{KL} , Нм	1700	260	15	0,16/8,7	1974	216	11		1902	313	16	-
M_{III} , Нм	1767	215	12		1855	187	10		1700	336	20	-
M_{II}^{Σ} , Нм	3467	337	10	-	3827	287	7	-	3723	459	12	-

Таблиця А 5.4

Оранка $h = 25/27$ см. (Т-150+ПЛН-5-35)

Процес	Характеристики процесів							
	2 передача				3 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	$\beta / f_{\text{э}}$	\bar{X}	σ	V,%	$\beta / f_{\text{э}}$
$N_{\text{дв}}, \text{к.с.}$	160	-	-	-	179	-	-	-
$n_{\text{дв}}, \text{хв}^{-1}$	2087	-	-	-	2048	-	-	-
$M_{\text{ВРС}}, \text{Нм}$	350	147	27	0,666/40,3	625	153	24	0,692/43
$M_{\text{КЛ}}, \text{Нм}$	340	82	24	0,187/42	335	73	21	0,17/43
$M_{\text{КП}}, \text{Нм}$	326	97	16	0,167/39	535	83	16	0,166/42
$M_{\text{К}}^{\Sigma}, \text{Нм}$	838	127	15	-	890	114	13	-
$M_{\text{КЛ}}, \text{Нм}$	1820	304	24	0,131/7,5	1653	362	22	0,138/8,2
$M_{\text{III}}, \text{Нм}$	2473	412	17	0,199/3,8	2722	384	14	0,123/3,4
$M_{\text{II}}^{\Sigma}, \text{Нм}$	4093	563	14	-	4375	528	12	-

Таблиця А 5.5

Оранка $h = 27/30$ см. (Т-150М+ПЛН-5-35)

Процес	Характеристики процесів							
	2 передача				3 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}
$N_{\text{дв}}, \text{к.с.}$	160	-	-	-	191	-	-	-
$n_{\text{дв}}, \text{хв}^{-1}$	2087	-	-	-	2048	-	-	-
$M_{\text{ВРС}}, \text{Нм}$	550	130	24		666	134	20	-
$M_{\text{КЛ}}, \text{Нм}$	374	90	24	0,175/44,2	368	80	82	0,174/44
$M_{\text{КП}}, \text{Нм}$	518	90	17	0,17/46	572	85	15	0,228/46
$M_{\text{К}}^{\Sigma}, \text{Нм}$	829	127	14	-	940	117	12	-
$M_{\text{КЛ}}, \text{Нм}$	1670	388	23		1778	370	21	-
$M_{\text{III}}, \text{Нм}$	2542	349	14		2687	335	12	-
$M_{\text{II}}^{\Sigma}, \text{Нм}$	4212	522	12	-	4465	499	11	-

Таблиця 5.6

Оранка $h = 25/27$ см. (Т-150М+ПЛН-6-35)

Процес	Характеристики процесів							
	2 передача				3 передача			
	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}	\bar{X}	σ	V,%	β / f_{Δ}
$N_{\partial e}, \text{к.с.}$	170	-	-	-	186	-	-	-
$n_{\partial e}, \text{XB}^{-1}$	2063	-	-	-	1356	-	-	-
M_{BPC}, Hm	592	126	21	0,585/47,8	719	133	18	0,596/38,3
$M_{KЛ}, \text{Hm}$	432	71	16	0,313/41,5	419	92	22	0,212/31
$M_{KП}, \text{Hm}$	581	71	12	0,297/42,2	704	128	18	0,219/34,1
M_K^{Σ}, Hm	1013	100	10	-	1123	157	14	-
$M_{KЛ}, \text{Hm}$	2012	328	16	0,106/6,4	1858	396	21	0,108/7,4
M_{III}, Hm	2760	226	8	0,139/8,5	2821	149	5	0,145/8,7
$M_{II}^{\Sigma}, \text{Hm}$	4772	398	8	-	4679	423	9	-

ДОДАТОК Б

**Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про
апробацію результатів дисертації****Монографія**

1. Керованість та стійкість тракторів і тракторних поїздів. Монографія / О.Г. Хворост, М.А. Подригало, О.С. Полянський, Є.О. Дубінін, та ін. – Х.:ООО «ПРОМАРТ», 2018. – 275с.

Статті у фахових виданнях

2. Полянский А.С., Хворост А.Г. Анализ динамики трансмиссии мобильных машин при переключении передач фрикционными муфтами // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин Зб. наук. праць, Вип. 192. – Харків, 2018. – С. 159-167.

3. Полянский А.С., Дубинин Е.А., Хворост А.Г. Влияние нагруженности элементов на надежность гусеничных машин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.– Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, том 5. – С 73- 79.

4. Полянский А.С., Лебедев С.А., Хворост А.Г. Неравномерное распределение крутящего момента в элементах гусеничного трактора при агрегатировании с плугом / А.С. Полянский, С.А. Лебедев, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов ТДАТУ. Вып. 9, том 1, 2009. - с. 96-102.

5. Дубинин Е.А., Хворост А.Г., Полянский А.С. Определение загрузки катков с учётом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами / Е.А. Дубинин, А.Г. Хворост, А.С. Полянский // Сб. научн. трудов ХНТУСХ. Вып. 80. – 2009. - с. 79-87.

6. Полянский А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность силовой передачи тяговой гусеничной машины при трогании с места / А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов "Системы обработки информации", ХУПС, 2009 – с. 105-109.

7. Полянский А.С., Хворост А.Г. Динамическая нагруженность трансмиссии тяговой гусеничной машины при переключении передач / А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Сб. научн. трудов "Системы управления, навигации и связи". Вып. 1. - 2009 – с. 129-132.

8. Хворост А.Г. Нагруженность элементов силовой передачи гусеничного трактора при повороте / А.Г. Хворост // Сб. науч. трудов "Автомобильный транспорт". Вып. 26. – Харьков – 2010. – с. 47-53.

Статті у закордонних виданнях

9. Myhajlo Podrygalo, Oleksandr Poljans'kyj, Nadija Podrygalo, Oleksandr Hvorost. INFLUENCE OF THE LAW OF GROWTH AND FLAMMABILITY OF PRESSURE IN HYDROPOGHNIC MUSTS ON DYNAMIC TRANSMISSION // Сб. н. трудов MOTROL Vol. 20, No 1, RZESZOW, Польша. 2018.- С. 95-99.

10. Podrygalo, M., Dubinin, Y., MOLODAN, A., Polianskyi, O., KHVOROST, O. et al., "New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units," SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014 (Scopus).

Патент

11. Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату: Пат. 54188 Україна, МПК G01L 5/13. Лебедев А.Т., Подригало М.А., Полянський О.С., Артемов М.П., Дубінін Є.О., Хворост О.Г., Задорожня В.В., Кот О.В. - №201006298, заявл. 25.05.10; опубл. 25.10.10, бюл. №20. – 4 с.

Матеріали та тези конференцій

12. Alexandr Polyansky, Yevgeniy Dubinin, Alexandr Chvorost. Оценка влияния нагруженности элементов на надежность гусеничных машин // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XIX Международная научно-техническая конференция, Технический университет - Варна, 15 – 17 июня 2018 г. – Варна, 2018. – С. 105 - 109.

13. Дубінін Є.А., Полянський О.С., Хворост О.Г. Визначення вертикального навантаження гусеничного трактора імовірнісним методом // Матеріали всеукраїнського науково-практичного семінару «Забезпечення функціональної стабільності автомобілів та тракторів» ХНАДУ, від 22.05.2019. Харків. – С.13-15.



Харківський
тракторний
завод

ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО
«ХАРКІВСЬКИЙ ТРАКТОРНИЙ ЗАВОД»
61007, Україна, м. Харків, пр. Московський, 275
тел.: +38 0572 93 51 80, факс: +38 0572 94 17 60 е-

mail: info@xtz.com.ua



ДОДАТОК В

Акт впровадження АТ «Харківський тракторний завод» за результатами дисертаційної роботи Хвороста Олександра Григоровича

Акціонерним товариством «Харківський тракторний завод» прийняті до використання при проведенні дослідно-конструкторських та науково-дослідних робіт наступні результати дисертаційної роботи Хвороста Олександра Григоровича, яка буде представлена на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук:

- методика оцінки впливу режимів навантаження, зношування елементів ходової частини й трансмісії на надійність гусеничного трактора;
- запропонований спосіб захисту від пікових перевантажень трансмісії та ходової частини гусеничного трактора, реалізований у конструкції пристрою сигналізації про наявність цих перевантажень;

Результати роботи можуть бути використані при підвищенні надійності гусеничних машин шляхом обмеження пікових навантажень в елементах ходової частини й трансмісії при різних режимах руху.

Цей акт не є підставою для фінансової відповідальності та фінансових розрахунків.

Директор технічний



В.С. Пивовар

УКРАЇНА

ДОДАТОК Г

UKRAINE



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 54188

СПОСІБ ВИЗНАЧЕ ¹⁷⁵ А ОБМЕЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ
 НАВАНТАЖЕНЬ ПРЯМОЇ СИЛОЇ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.10.2010**.

Голова Державного департаменту
інтелектуальної власності

М.В. Паладій

