

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ВНЕСЕНИЯ УДОБРЕНИЙ МОБИЛЬНЫМИ АГРЕГАТАМИ

А. И. Бобровник, доктор технических наук

Белорусский национальный технический университет

Ключевые слова: агрегатирование, вал отбора мощности, качество внесения удобрений, машинно-тракторный агрегат, производительность, рабочий орган, частота вращения.

Введение

Государственной программой сохранения и использования мелиорированных земель на 2011—2015 годы предусматривается проведение реконструкции осушительных и осушительно-увлажнительных систем республики на площади 422,7 тыс.га и введение в сельскохозяйственное использование высокоплодородных земель на площади 30,67 тыс.га [1]. Мировой и отечественный опыт показывает, что важнейшая роль в повышении эффективности земель и способов восстановления плодородия почв отводится минеральным и органическим удобрениям, известковым материалам, микроудобрениям, как основы увеличения урожайности всех сельскохозяйственных культур [2]. Для высокопроизводительного и эффективного использования средств механизации по качественному внесению удобрений при комплектовании машинно-тракторных агрегатов необходимо подобрать самоходные машины или разбрасыватели, агрегатируемые с тракторами и выбрать рациональный скоростной режим, чтобы агрегат обеспечивал наименьшие затраты труда и средств. Характеристики параметров отечественных машин, рекомендуемых для операций транспортировки и внесения удобрений приведены в [3]. Однако следует отметить, что эти машины и агрегаты по своим технико-экономическим показателям и качеству распределения удобрений уступают зарубежным аналогам.

Настоящая статья посвящена анализу режимов работы распределяющих рабочих органов агрегатов для внесения удобрений и поиску путей улучшения эксплуатационных показателей машинно-тракторных агрегатов для внесения удобрений путем совершенствования системы отбора мощности трактора.

Результаты исследований

Для внесения твердых и жидких минеральных и органических удобрений, известковых материалов имеется большое количество конструкций машин и их рабочих органов. Качество внесения удобрений зависит прежде всего от физико-механических свойств удобрений и почв, конструкции подающих и распределяющих рабочих органов, степени синхронизации скоростей движения машины и питающих аппаратов, эксплуатационных факторов. Центробежные разбрасыватели твердых минеральных удобрений по-прежнему

доминируют на мировом рынке, что связано с их низкой закупочной стоимостью, высокой производительностью и небольшими эксплуатационными расходами. Так, рассеиватель минеральных удобрений РУ-3000, предназначенный также для подкормки озимых зерновых культур, лугов и пастбищ грузоподъемностью 3 тонны имеет ширину внесения двумя дисками до 28 метров.

Энергоемкость процесса внесения удобрений складывается из затрат мощности на передвижение агрегата и затрат мощности на привод рабочих органов. При неустановившихся режимах движения, обусловленных изменением рельефа местности, изменением скоростного режима или тягового сопротивления, происходят изменения мощности, передаваемой на систему отбора мощности мобильного агрегата, вызывающие нестабильность работы агрегатов, что, в свою очередь, ведёт к ухудшению их эксплуатационных качеств. Поэтому актуальной является задача поддержания частоты вращения независимого вала отбора мощности (ВОМ) при различных режимах нагружения привода, что позволяет повысить производительность МТА и качество выполнения сельскохозяйственной операции. Затраты мощности на передвижение агрегата зависят от фона поля и грузоподъемности машин. Так, для передвижения машины ПРТ-10 при работе на полях после уборки сельскохозяйственных культур требуется мощность 60 кВт; на привод рабочих органов при дозе внесения 45 кг/га и ширине захвата 10—12 метров — 22—35 кВт. Загрузка двигателя трактора составляет 70—80 %. Для привода питающих и распределяющих рабочих органов машин для внесения удобрений применяются разнообразные механизмы. Если применен гидравлический привод, то потери давления на преодоление местных потерь и гидравлических сопротивлений пропорциональны квадрату скорости течения рабочей жидкости [4], а мощность зависит в третьей степени от скорости вращения вала насоса. При прохождении жидкости через гидравлический распределитель мощность зависит от квадрата скорости потока и частоты вращения насоса [5]. В процессе эксплуатации насосной установки машин для внесения жидких органических удобрений расход не остается постоянным, а изменяется в соответствии с режимом работы привода. Соответственно изменяется и напор. Если обороты насоса уменьшатся в 1,5 раза, что допускают современные двигатели тракторов и самоходных машин, то мощность уменьшится в 3,37 раз. Зарубежные машины для внесения удобрений оборудуются более совершенными приводами. Например, AMAZONE ZA-M profiS Hydro с гидравлическим приводом распределяющих дисков с бункером размером 1500—3000 л предлагает полную независимость от оборотов коленчатого вала двигателя и скорости движения трактора. Современные трактора с комфортными системами гидравлического управления могут всегда ехать на оптимальных оборотах двигателя и значительно экономить топливо. Прицепные разбрасыватели минеральных удобрений как правило оборудованы компьютерным управлением.

Для вентиляторов, широко используемых в последнее время в разбрасывателях минеральных удобрений и сеялках для транспортировки семян и удобрений из бункера к почвообрабатывающим рабочим органам, а также в комбинированных высокопроизводительных агрегатах, объемная подача воздуха пропорциональна угловой скорости, давление — квадрату угловой скорости, а мощность — кубу скорости [6]. Однако на практике эти значения несколько меньше теоретических [7]. В табл. 1 приведены значения параметров барабанно-шнекового устройства в зависимости от частоты вращения при внесении твердых органических удобрений плотностью 820 кг/м³ с комками удобрений 40—60 мм и дозе внесения 45 т/га.

Таблица 1 — Значения дальности полета частиц и ширины распределения удобрений барабанно-шнековым устройством

Частота вращения, мин ⁻¹	200	400	600	800	1000	1200
Дальность полета, м	0,6	3	4,3	5,2	6,0	6,6
Ширина распределения, м	3,5	8	10,8	12,7	14,2	15,2
Мощность, кВт	6,3	10,9	17,2	27,3	40,1	59,2

Совершенствование технологии сельскохозяйственного производства, конструкций машин для внесения различных видов удобрений и приводов тракторов происходит непрерывно и эти два процесса находятся в тесной взаимосвязи. С учетом эволюции развития технической концепции трактора созрела объективная возможность применения наряду с тракторами существующей концепции новой тягово-энергетической концепции, а в дальнейшем энергетической концепции с весьма ограниченными тяговыми свойствами, с увеличением отбора мощности для привода рабочих органов сельскохозяйственных машин. Для этой цели совершенствование тракторов «БЕЛАРУС» выполняется с повышением грузоподъемности навесных систем до лучших зарубежных аналогов (80—100 %) от конструктивной массы с обеспечением навесоспособности за счет применения съемного балласта, увеличения количества управляемых из кабины гидровыводов, комплектацией по заказу рабочим оборудованием, обеспечивающим агрегатирование с машинами зарубежного производства, разработкой и организацией производства прогрессивных трансмиссий с переключением без разрыва потока мощности для колесных тракторов тяговых классов 30—50 кН, и внедрением на тракторах элементов автоматизации и контроля, включая электронно-гидравлическую систему регулирования навесных систем, электронный контроль работы систем и агрегатов тракторов и др.

При широкой химизации сельского хозяйства, играющей значительную роль в повышении плодородия почв (особенно в условиях Беларуси), важно помимо обеспечения необходимой дозы удобрений внести их с требуемой равномерностью. При неравномерном внесении например в 25—30 % урожайность зерновых по результатам многочисленных исследований может снизиться на 5—7 % [2].

Прицепные и самоходные машины для внесения различных видов удобрений

имеют привод рабочих органов от независимого вала отбора мощности трактора или мобильной машины, кинематически связанных с коленчатым валом двигателя. Агрегаты для внесения удобрений работают в условиях изменяющихся нагрузок, постоянного уменьшения массы агрегатов, что приводит к снижению загрузки тракторных двигателей на 10—50 % от номинального значения. Однако перевод двигателя на частичный экономичный режим агрегатов с приводом рабочих органов от независимого вала отбора мощности не рекомендуется, т.к. это уменьшит угловую скорость подающего и распределяющего рабочих органов.

Исследованиями установлено, что по мере внесения удобрений, т.е. выгрузки удобрений из бункеров прицепных машин, доза внесения значительно снижается и зависит от конструкции привода трактора и сельскохозяйственной машины. Равномерность распределения удобрений по данным профессора Н.М. Марченко зависит прежде всего от режима работы привода, т.е. от угловых скоростей вращения подающего и распределяющего барабанов (рис. 1) [7].

Такая же картина наблюдается при внесении минеральных удобрений. Так, при снижении угловой скорости дисков самоходного разбрасывателя БИГ-2500А фирмы Риккель (США) от 105 до 75 рад/с рабочая ширина при внесении гранулированного суперфосфата уменьшается от 25,5 м до 21 м, а при 42 рад/с составляет 12,0 м (рис. 2) [2]. В этих случаях также изменяется доза внесения удобрений, равная соответственно 325, 440 и 430 кг/га при допустимом отклонении 5 % от заданной. Значительное изменение дозы наблюдается и при внесении хлористого калия даже при оборудовании разбрасывателя системой синхронизации подачи удобрения транспортера скорости движения машины.

Особенностью эксплуатации агрегатов для внесения удобрений является

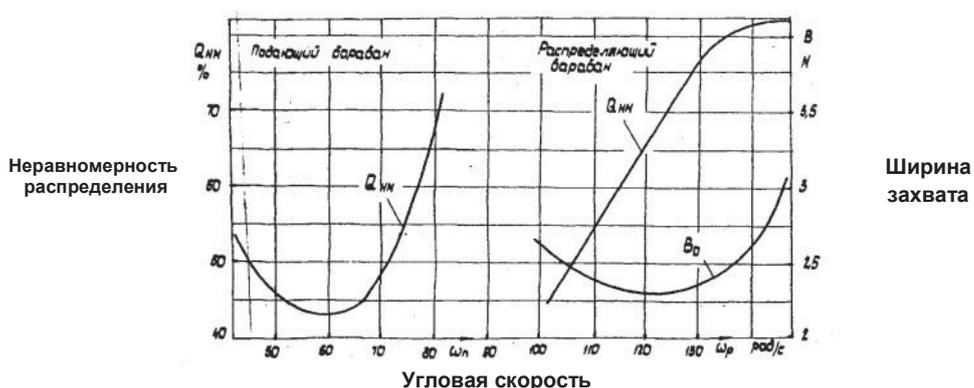


Рисунок 1 — Зависимость неравномерности распределения удобрений $Q_{нн}$, ширины захвата B , от угловой скорости подающего ω_n и распределяющего барабанов ω_p

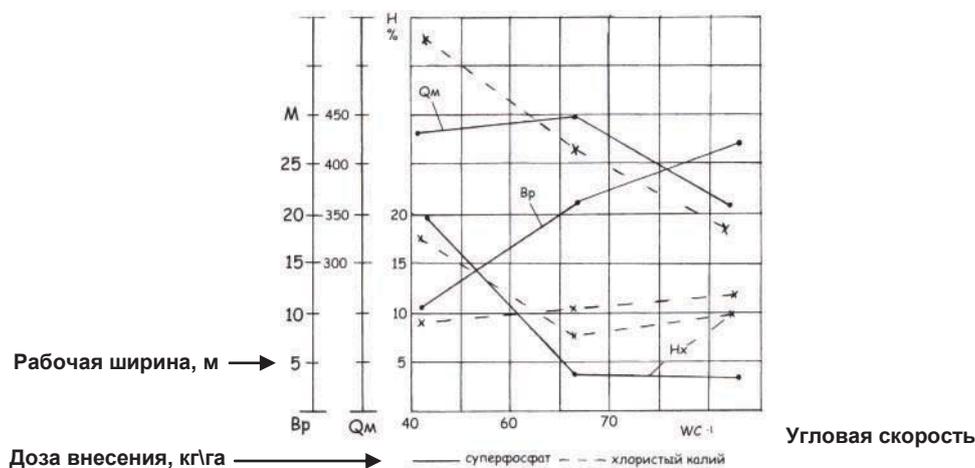


Рисунок 2 — Показатели качества работы машины при различной угловой скорости центробежных дисков: Q_m — доза внесения; V_p — рабочая ширина; H_x — поперечная неравномерность внесения.

переменность массы во время выполнения технологического процесса. При агрегатировании трактора «БЕЛАРУС-3023» класса 5,0 (масса эксплуатационная 12 800 кг) с многофункциональным прицепом «FERABOX» массой 7 200 кг и грузоподъемностью 18 000 кг, предназначенным также для сплошного поверхностного внесения твердых органических удобрений, масса агрегата изменяется в полевых условиях в пределах от 38 000 кг до 20 000 кг, что приводит к уменьшению загрузки двигателя почти в два раза и изменению скорости вращения коленчатого вала двигателя и кинематически связанного с ним ВОМ.

Максимальное уменьшение удельного расхода топлива двигателя при переводе работы двигателя на частичный режим наиболее точно может быть оценено по многопараметровой характеристике, строящейся по экспериментальным данным для конкретной модели двигателя.

Таким образом, для улучшения технологических свойств энергонасыщенных моделей тракторов при передаче мощности сельскохозяйственным машинам через независимый вал отбора агрегату переменной массы с непостоянной частотой вращения коленчатого вала двигателя во время перегрузок или переводе работы двигателя на частичный режим при его недогрузке целесообразно оборудовать системы отбора мощности тракторов устройствами для поддержания заданной частоты вращения хвостовика независимого вала отбора мощности.

Все большее распространение в зарубежных конструкциях получают задние независимые ВОМы с так называемыми «экономичными» скоростями вращения 750 и 1400 об/мин, позволяющие на работах с невысокими энергозатратами обеспечить номинальный скоростной режим ВОМ на наиболее экономичном скоростном режиме

работы двигателя в диапазоне максимального крутящего момента. Включение ВОМ осуществляется с помощью гидроуправляемой фрикционной муфты с электрогидроуправлением и все более широким использованием микропроцессоров для реализации оптимальных законов включения муфты. Переключение режимов работы и скоростей ВОМ осуществляется с рабочего места оператора. У тракторов MASSEY FERGUSON MF5460/5465/5470/5475/5480 мощностью при 2200 об/мин соответственно 85/88/92/99/99 кВт обороты ВОМа задаются при их определенном значении: для 540 об/мин при 1980 об/мин и 1000 об/мин при 2000 об/мин, а экономичный режим для обоих оборотов при 1550 об/мин.

Некоторые зарубежные тракторные двигатели дополнительно имеют систему увеличения мощности при необходимости — Power Boost. Производители используют возможности электронного впрыска. Так как мощность зависит от частоты вращения и крутящего момента, то при низкой скорости движения, при которой частота вращения невысока, а крутящий момент наоборот высок, элементы конструкции коробки передач сильно перегружаются. При возрастании частоты вращения крутящий момент понижается, и у элементов конструкции появляются резервы. Теперь с электронной системой впрыска этот процесс ускоряют, и выработанную мощность двигателя увеличивают без перегрузки коробки передач. То же самое возможно, когда часть мощности уходит на ВОМ. На тракторах с Boost ВОМ Boost активизируется, если ВОМ работает, а транспортный Boost активизируется, в свою очередь, только на высоких скоростях. При включении ВОМа управление коробкой передач и двигателя сразу переходит в режим работы с ВОМ. У John Deere 8345R в функции управления нагрузкой система распознает необходимость в дополнительной мощности (например, для гидравлики) и повышает число оборотов двигателя. У тракторов серии 7020 фирмы John Deere мощностью 170—200 л.с. имеется режим постоянной мощности. При этом на тракторах устанавливается двухпоточная ОГМКП с бесступенчатым регулированием скорости фирмы ZF. Для серии 8030 постоянный уровень мощности для двигателя Power Tech Plus 9,0 л. в диапазоне оборотов 1500—2100 об/мин составляет 13 % запаса мощности, а запас крутящего момента составляет 43 % при номинальной мощности 330 л.с. Трактора фирмы Massey Ferguson серии 8400 с мощностью двигателя 215—290 л.с. имеют трансмиссию Dyna-VT с бесступенчатым регулированием скорости переднего хода — «Поле» — 0,03—28,0 км/ч. Трансмиссия имеет три режима: максимальная мощность, экономичный режим и режим стабилизации оборотов вала отбора мощности.

На всем пространстве СНГ непосредственным разработчиком концепции отечественного тракторостроения является Минский тракторный завод (ПО «МТЗ») — один из крупнейших производителей тракторной техники не только в СНГ, но и в мире. Он включает в себя важнейшие научно-технические, конструкторские решения; ведет

научно-исследовательские работы по совершенствованию системы отбора мощности тракторов, позволяющей при переходе работы двигателя на частичный режим экономить топливо на 5—15 %, повысить надежность выполнения технологического процесса внесения удобрений мобильными агрегатами, снизить шум двигателя.

В приводах современных мобильных машин получают распространение двухпоточные гидрообъемномеханические передачи (ГОМП), в которых мощность передается двумя потоками: через механические и гидравлические звенья. Такая передача на ряде режимов ее работы имеет более высокий КПД по сравнению с гидрообъемной передачей [8,9,10].

Двухпоточная передача заднего вала отбора мощности, разработанная для трактора «БЕЛАРУС 1221» (рис. 3), состоит из дополнительной гидрообъемной передачи

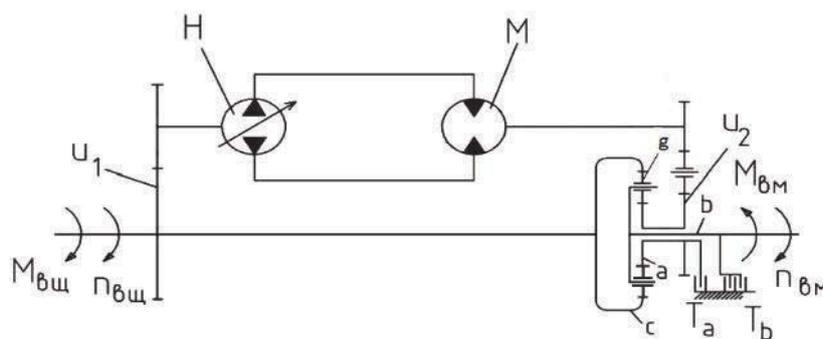


Рисунок 3 — Схема двухпоточного независимого вала отбора мощности

и дифференциального звена, установленного на валу отбора мощности трактора, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма со смешанным зацеплением шестерен [11] с сателлитами «g» отличается от известной схемы [8] тем, что ведущим в дифференциальном механизме является эпициклическое колесо «c». При этом через гидрообъемную передачу передается только часть мощности двигателя, остальная же мощность передается через механическую передачу. Первый поток мощности передается через эпициклическую шестерню «c» на сателлиты «g» и далее на водило «b». Здесь существуют только механические потери мощности. Второй поток мощности передается через редуктор с передаточным числом U_1 , на регулируемый гидронасос H , далее на нерегулируемый гидромотор M и через редуктор с передаточным числом U_2 на солнечную шестерню и через сателлиты на водило «b». Здесь мощность теряется в двух редукторах с передаточными числами U_1 и U_2 и в гидрообъемной передаче (ГОП), состоящей из реверсируемого гидронасоса переменной производительности и гидромотора. Таким образом, на водиле «b» суммируется два потока мощности, которые далее передаются на хвостовик независимого вала отбора мощности трактора.

При $q_n \neq 0$ мощность с ведущего на ведомый вал передается двумя потоками. При этом в зависимости от положения регулировочного элемента гидронасоса солнечная шестерня «а» планетарного ряда вращается с различной угловой скоростью и меняет направление вращения. Это позволяет при заданной частоте вращения $n_{\text{ВЩ}}$ ведущего вала бесступенчато менять частоту и направление вращения $n_{\text{ВМ}}$ ведомого вала. По предложенной схеме двухпоточного независимого вала отбора мощности разработана конструкция для трактора «БЕЛАРУС 1221», изготовлен опытный образец и проведены заводские испытания на ПО «МТЗ» (рис. 4).



Рисунок 4 — Двухпоточная передача заднего вала отбора мощности, разработанная для трактора «БЕЛАРУС 1221»:

1 — Трансмиссия трактора; 2 — Насос НШ 32М-3; 3 — Манометр; 4 — Бак с рабочей жидкостью; 5 — Шестеренный расходомер с датчиками расхода, давления и температуры; 6 — Гидромотор фирмы Linde модели НМF36-02; 7 — Хвостовик заднего ВОМ.

Основными показателями гидрообъемной механической передачи являются кинематическое $U_{\text{ГОМП}}$ и силовые передаточные числа и объемный механический КПД $\eta_{\text{ГОМП}}$. Кинематическое передаточное число двухпоточной ГОМП определяется из уравнения кинематики трехзвенного механизма [9].

$$n_a + Kn_c - (1 + K)n_b = 0,$$

где n_a — частота вращения солнечного колеса (об/мин);

n_b — частота вращения водила (об/мин);

n_c — частота вращения сателлита (об/мин);

K — характеристика планетарного ряда.

Как следует из схемы $n_{\text{вщ}} = n_{\text{с}}, n_{\text{в}} = n_{\text{вм}}, n_{\text{а}} = n_{\text{м}}/U_2$, учитывая, что

$$U_{\text{ГОП}} = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{м}}},$$

где $n_{\text{н}}$ — частота вращения вала насоса (об/мин); $n_{\text{м}}$ — частота вращения вала мотора (об/мин); $U_{\text{ГОП}}$ — кинематическое передаточное число ГОП.

Кинематическое передаточное число двухпоточной ГОМП $U_{\text{ГОМП}}$

$$U_{\text{ГОМП}} = \frac{n_{\text{вщ}}}{n_{\text{вм}}} = \frac{1 + K}{K + \frac{1}{U_1 U_2 U_{\text{ГОП}}}}; \quad K = \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{а}}},$$

где $Z_{\text{с}}$ и $Z_{\text{а}}$ — число зубьев шестерен соответственно эпициклического и солнечного колес; $U_1; U_2$ — передаточные числа.

Тогда для планетарного редуктора трактора «БЕЛАРУС 1221» имеем при

$$U_1 = 1; U_2 = 1; U_{\text{ГОП}} = 1, U_{\text{ГОМП}} = 1,03.$$

Силовое передаточное число двухпоточной ГОМП

$$U_{\text{ГОМП}}^{\wedge} = \frac{M_{\text{вщ}}}{M_{\text{вм}}},$$

где $M_{\text{вм}}$ и $M_{\text{вщ}}$ — крутящий момент на ведомом и ведущем валах ГОМП (Н·м).

По условию равновесия ведущего вала

$$M_{\text{вщ}} = M_{\text{вм}} \left[\frac{K (U_1 \eta_1 U_2 \eta_2 U_{\text{ГОП}}^{\wedge}) + 1}{(1 + K) U_1 \eta_1 U_2 \eta_2 U_{\text{ГОП}}^{\wedge}} \right]$$

КПД двухпоточной передачи ГОМП

$$\eta_{\text{ГОМП}} = \frac{U_{\text{ГОМП}}^{\wedge}}{U_{\text{ГОМП}}} = \frac{\eta_1 \eta_2 U_{\text{ГОП}}^{\wedge} (1 + K U_1 U_2 U_{\text{ГОП}}^{\wedge})}{U_{\text{ГОП}} (1 + K U_1 \eta_1 U_2 \eta_2 U_{\text{ГОП}}^{\wedge})}$$

Наибольшие значения передаточного числа гидрообъемной передачи в диапазоне от 1900 об/мин до 1500 об/мин и от 1500 об/мин до 1300 об/мин наблюдается при переходе работы гидрообъемной передачи на реверсивный режим $U_{\text{ГОП}} = \infty$. Разработанная математическая модель использована для расчета кинематического

передаточного числа двухпоточной передачи независимого вала отбора мощности трактора «БЕЛАРУС». Для изучения потенциальных возможностей разработанной конструкции проведено экспериментальное исследование влияния режимов нагружения на кинематические и динамические параметры стабилизированного привода.

Экспериментальный испытательный стенд создан на ПО «МТЗ» на базе заднего независимого ВОМ с редуктором 1220-4204005 и экспериментального планетарного регулируемого двухпоточного привода в составе трансмиссии трактора «БЕЛАРУС» 1221. Ведущий вал муфты сцепления соединяли с приводной балансирной машиной, а хвостовик заднего ВОМ — с водяным тормозом DT-2100-1e HORIBA. Управление планетарным редуктором осуществлялось реверсивным гидромотором фирмы Linde модели HMF36-02. Условия проведения испытаний соответствовали стандарту [12]. Аппаратурное оснащение испытательного стенда позволяет вести запись с дискретностью отсчёта 0,05 с. В экспериментах, проведенных в различных условиях нагружения хвостовика ВОМ, реализуемых с помощью гидротормоза, запись всех перечисленных параметров велась в течении 60 с. При этом частоту вращения хвостовика ВОМ ($n_{\text{ВОМ}}$) стремились поддерживать постоянной с помощью гидромотора, передающего дополнительный вращающий момент через планетарный редуктор. В процессе проведения эксперимента было трудно добиться синхронности работы операторов, вручную изменяющих параметры балансирной машины ($n_{\text{бм}}$), гидротормоза ($M_{\text{вт}}$) и давления рабочей жидкости, подаваемой к гидромотору P , что отмечается на графиках в виде всплесков и провалов регистрируемых контролируемых параметров. В то же время анализ влияния этих всплесков на частоту вращения хвостовика ВОМ позволяет оценить стабильность работы привода в условиях нестационарного нагружения. Для анализа было выбрано два характерных режима работы привода: в первом частота вращения вала балансирной машины снижалась (переходной режим), во втором — была постоянной (установившийся режим). Колебания в механических системах можно анализировать на основе математических моделей, используя либо теоретические зависимости теории колебательных процессов [13], либо экспериментальные данные, обработанные статистическими методами теории случайных функций [14]. На данном этапе исследований мы использовали второй подход. Взаимосвязь колебательных процессов оценена нами с помощью взаимной корреляционной функции. Для амплитудного и частотного анализа выявленных колебаний нами использованы статистические методы анализа временных рядов, основанные на преобразовании Фурье. Статистическая обработка экспериментальных данных производилась в программе STATISTICA (StatSoft Inc.).

На рис. 5 представлены графики динамических параметров привода в условиях переменного нагружения и уменьшения частоты вращения вала балансирной машины. В данном эксперименте с помощью гидротормоза повышался момент сопротивления вращению на ВОМ (рис. 5а). Одновременно увеличивалось давление в гидромоторе

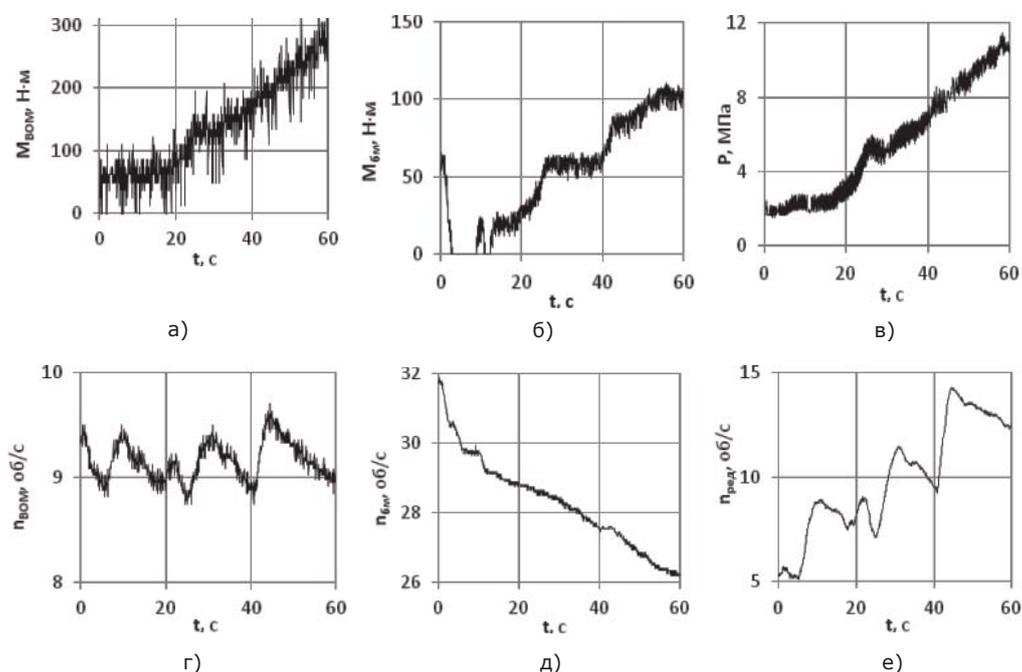


Рисунок 5 — Динамические и кинематические параметры привода на переходном режиме

(рис. 5в). С помощью ручного управления не удастся получить равномерное нагружение и синхронную компенсацию колебаний тормозящей нагрузки с помощью повышения давления в гидромоторе, поэтому кривые на графиках показывают всплески в окрестности 25 с (рис. 5а...в). Изменение условий нагружения отражается на значениях кинематических параметров привода. Как видно на рис. 5г, частота вращения ВОМ не имеет очевидного линейного тренда, несмотря на падение частоты вращения приводного вала балансирной машины (рис. 5д). Падение частоты вращения вала балансирной машины компенсируется возрастанием частоты вращения редуктора, приводимого в движение гидромотором (рис. 5е). Частота вращения ВОМ имеет очевидную периодическую составляющую, такую же как и на графике частоты вращения редуктора. Конструкция привода ВОМ позволяет компенсировать падение частоты вращения приводного вала балансирной машины, но вызывает возникновение колебательного процесса, отражающегося на его кинематических параметрах. Для анализа периодических составляющих колебательного процесса кинематических параметров привода ВОМ удалим из зависимостей частоты вращения от времени линейные тренды и сцентрируем значения относительно средних. Представленные на рис. 6 графики наглядно показывают, что частота вращения ВОМ (рис. 6а) и планетарного редуктора (рис. 6в) имеют синхронные периодические колебания, в то время как на валу балансирной машины (рис. 6б) такие колебания не наблюдаются. Причиной возникновения

колебаний явилось, по-видимому, резкое падение вращающего момента на валу балансирной машины за первые 5 с наблюдения (рис. 5б), что в свою очередь вызвало падение частоты вращения этого вала. Гидросистема привода отреагировала на падение частоты вращения вала балансирной машины увеличением скорости вращения редуктора, максимум которой достигнут на 10 с. В результате этого возмущения возбуждись колебания в гидромеханической системе редуктора, которые проявились в синхронных колебаниях ВОМ.

Статистическая оценка взаимосвязи колебания частоты вращения редуктора и ВОМ выполнена с помощью взаимной корреляционной функции, график которой представлен на рис. 7. Корреляционный анализ подтверждает взаимосвязь частоты вращения ВОМ и редуктора, причём максимальное значение коэффициента корреляции наблюдается при нулевом лаге (смещении) двух этих процессов по времени, что указывает на мгновенную реакцию частоты вращения ВОМ на изменение частоты вращения редуктора, что обусловлено конструкцией привода (планетарный редуктор с

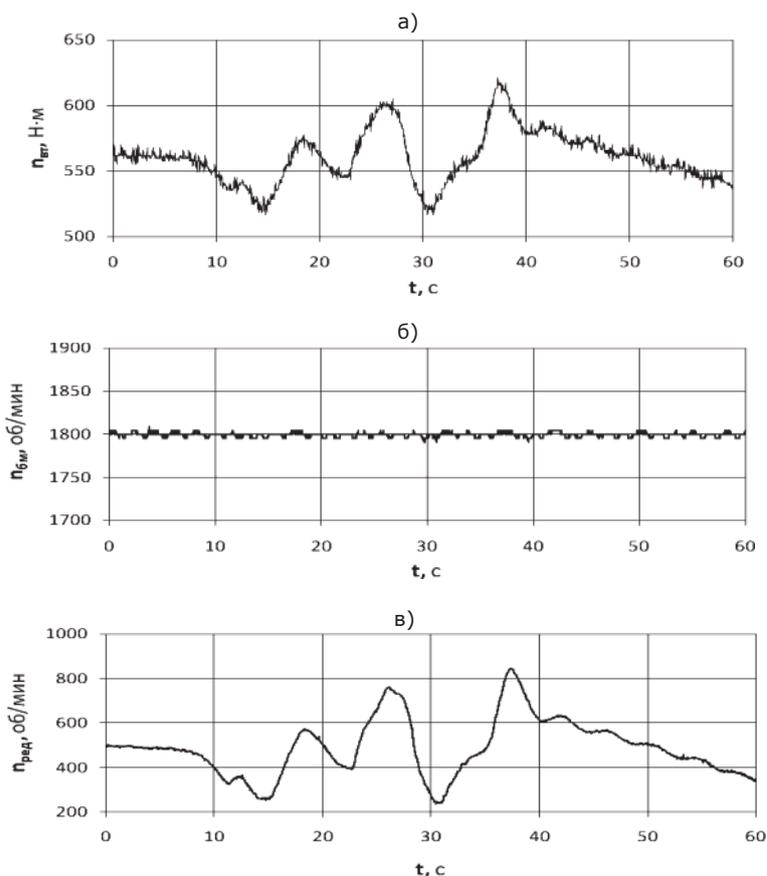


Рисунок 6 — Кинематические параметры привода в условиях переменного нагружения

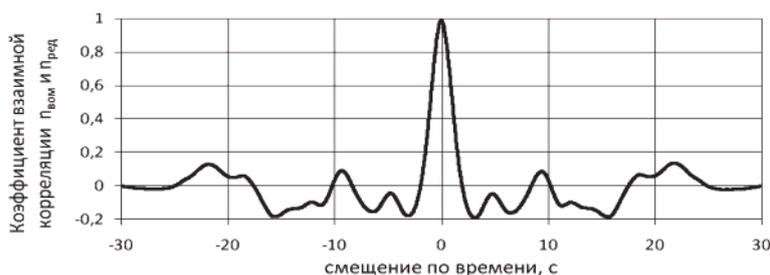


Рисунок 7 — Взаимная корреляционная функция частоты вращения ВОМ и редуктора

механическим зацеплением). Однако при взаимном сдвиге обеих временных зависимостей наблюдаются периодические изменения коэффициента взаимной корреляции, который имеет локальные максимумы на лаге $-4,3$ и $-17,4$ с. Это указывает на то, что процессы описываются сложными периодическими функциями, слагаемыми из нескольких периодических процессов с разными частотами и амплитудами и случайной составляющей.

Для оценки периодических функций нами выполнен спектральный анализ частоты вращения ВОМ и редуктора с помощью дискретного преобразования Фурье. Полученные результаты представлены на рис. 8. Очевидно, что спектры колебаний частоты вращения ВОМ и редуктора ещё раз демонстрируют их тесную взаимозависимость. При этом колебательный процесс с максимальной амплитудой имеет период 20 с, но амплитуда колебаний ВОМ примерно в 8 раз меньше, что говорит о преимуществах данной конструкции. Второй составляющий колебательный процесс наблюдается на частоте с периодом 30 с. Выявлены еще два высокочастотных процесса с периодами 15 и 10 с. Более высокие частоты могут быть связаны с вибрациями установки и нами в данном исследовании не рассматриваются. С целью проверки предположения о влиянии скачка динамической нагрузки на ВОМ на возбуждение колебаний в приводе выполнен также эксперимент в установившемся режиме, при котором частота вращения вала балансирной машины поддерживалась постоянной $n_{\text{бм}} = 1800$ об/мин. Взаимная корреляционная функция колебания частоты вращения редуктора и ВОМ в установившемся режиме в отличие от переходного режима нагружения в точке с нулевым лагом ещё выше и приближается к 1, но при увеличении лага корреляция снижается до статистически незначимой величины. К тому же в этом случае взаимная корреляционная функция симметрична, что можно объяснить отсутствием линейного тренда частоты вращения редуктора, а отсутствие значимой корреляции при увеличении лага говорит об отсутствии в колебательном процессе преобладающей гармонической составляющей. Полученные спектры частоты вращения ВОМ и редуктора представлены на рис. 9. Сравнивая полученные результаты со спектром процесса в переходном

режиме можно отметить сходные и отличительные особенности.

В целом амплитуды колебаний частоты вращения ВОМ и редуктора в данном случае примерно в 2 раза больше. Максимальные амплитуды, как и в предыдущем случае, соответствуют колебательному процессу с периодом 20 с. Эти максимумы амплитуд, наблюдаемые как в переходном, так и в установившемся режимах нагружения, позволяют выдвинуть предположение, что привод имеет собственную резонансную частоту колебаний 1/20 Гц, причину которых следует искать в конструктивных параметрах привода с целью поиска способа демпфирования резонансной частоты.

Еще одним отличием установившегося режима нагружения является наблюдаемое уменьшение амплитуды колебаний с периодом 30 с и возрастание амплитуд высокочастотных колебаний с периодом 8,25 и 17,5 с. Можно предположить, что эти составляющие спектра кинематических параметров вызваны колебаниями давления в гидросистеме, наблюдавшимися в этом опыте, что подтверждает и график, представленный на рис. 9. Спектр колебаний давления также содержит выявленную резонансную частоту 1/20 Гц и полностью подобен спектрам колебаний кинематических параметров. Таким образом, можно утверждать, что колебательным элементом в системе является планетарный редуктор и приводящая его в движение гидросистема.

Для обеспечения перехода на экономичные режимы работы двигателя без разрыва потока мощности в конструкции трактора «БЕЛАРУС» класса 5,0 разработано переключение режима работы на экономичный вал отбора мощности при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1435 об/мин. с помощью фрикционных муфт (рис. 10).

Проведенные испытания на ПО «МТЗ» показали работоспособность узла. Имитация маховых масс рабочих органов сельскохозяйственной машины осуществлялась

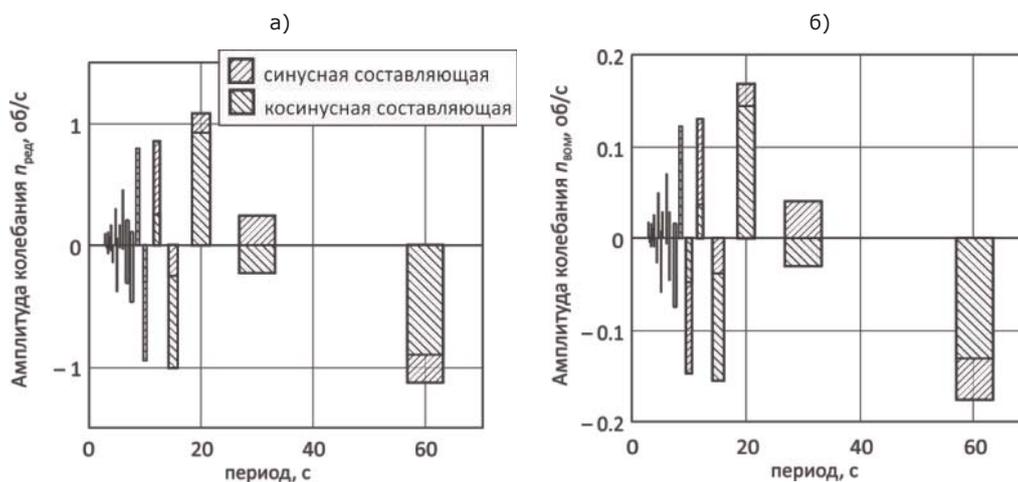


Рисунок 8 — Спектр(периодограмма) частоты вращения редуктора и ВОМ на неустановившемся режиме

моментом инерции 18,5 кгм². При включении муфт экономичной и высшей ступеней вала отбора мощности с использованием комплекса электронной системы управления пиковые значения вращающего момента на хвостовике достигали соответственно 2300 и 1800 Н.м. Расход масла на смазку и охлаждение дисков муфт и тормоза при давлении 0,22 МПа составлял 5,6 л/мин.

Расчеты показывают, что при внесении удобрений агрегатом в составе трактора «БЕЛАРУС»-3522, оборудованного механизмом переключения режима работы на экономичный вал отбора мощности при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1435 об/мин. с помощью фрикционных муфт и полуприцепа ПМФ-20, оборудованного сменным адаптером для внесения твердых органических удобрений, производительность за час эксплуатационного времени повысилась на 6,9 %, а удельный расход топлива уменьшился с 6,2 до 5,8 кг/га за счет перевода работы двигателя на частичный режим при изменении массы агрегата.

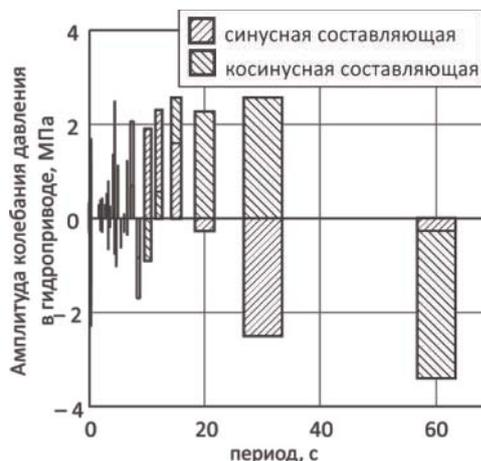


Рисунок 9 — Спектр(периодограмма) частоты вращения редуктора и ВОМ на неустановившемся режиме

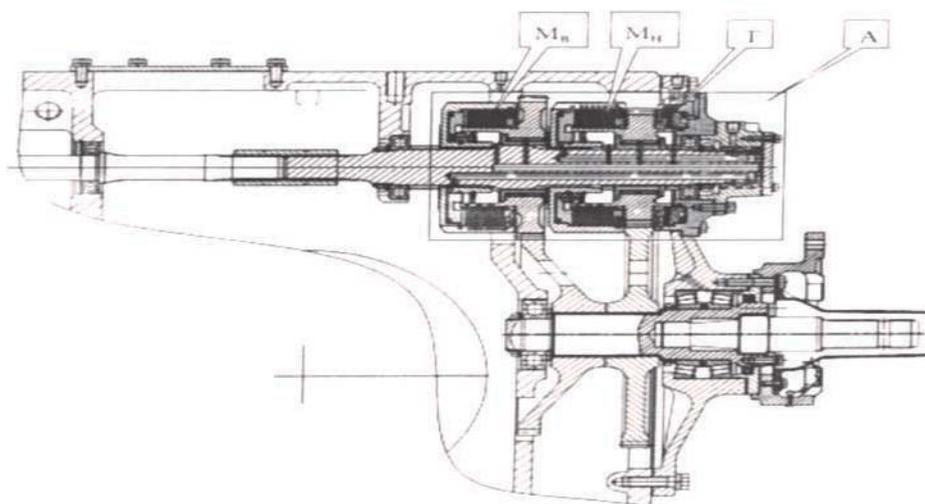


Рисунок 10 — Конструкция ВОМ 3525-4202010
 М_н — фрикционная муфта нижней ступени; М_в — фрикционная муфта высшей ступени; Т — тормоз

Заключение

Важнейшая роль в повышении эффективности введенных в сельскохозяйственное использование мелиорированных земель и восстановления плодородия почв отводится минеральным и органическим удобрениями, известковым материалам. Для высокоэффективного использования средств механизации по внесению удобрений необходимо комплектовать соответствующие машинно-тракторные агрегаты для заданных почвенно-климатических условий и вида вносимых удобрений, подобрать необходимый скоростной режим. Анализ режимов работы мобильных агрегатов показал, что в эксплуатационных условиях наблюдается непрерывное изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя, агрегатов переменной массы и связанного с ним независимого вала отбора мощности, а следовательно, и распределяющего рабочего органа. Это приводит к повышению неравномерности внесения удобрений, изменению дозы вносимых удобрений, снижению качества вносимых удобрений, нарушению технологического процесса. Для современных двигателей при снижении оборотов двигателя в 1,5 раза мощность на привод рабочих органов уменьшается примерно в 3 раза. Для улучшения технологических свойств энергонасыщенных моделей тракторов при передаче мощности сельскохозяйственным машинам через независимый вал отбора мощности транспортно-технологических агрегатов переменной массы с непостоянной частотой вращения коленчатого вала двигателя во время перегрузок двигателя или переводе работы двигателя на частичный режим при его недогрузке, целесообразно оборудовать системы отбора мощности тракторов устройствами для поддержания заданной частоты вращения хвостовика независимого вала отбора мощности. Совместно с ПО «МТЗ» разработаны устройства для стабилизации частоты вращения вала отбора мощности универсально-пропашного трактора «БЕЛАРУС» 1221 с двухпоточной объемной гидромеханической передачей и ступенчатый экономичный задний вал отбора мощности трактора общего назначения «БЕЛАРУС» класса 5,0.

Выполненное экспериментальное исследование кинематических и динамических параметров двухпоточного привода ВОМ на основе планетарного редуктора, управляемого гидромотором, подтвердило преимущества данной конструкции для стабилизации частоты вращения вала отбора мощности. Тренд частоты вращения приводного вала полностью компенсируется возрастанием частоты вращения редуктора, приводимого в движение гидромотором. Рассчитанные взаимные корреляционные функции колебания частоты вращения редуктора и ВОМ показывают, что максимальное значение коэффициента корреляции наблюдается при нулевом лаге (смещении) двух этих процессов по времени, что обусловлено конструкцией привода. Спектр колебаний давления в гидросистеме полностью подобен спектрам колебаний кинематических параметров. Колебательным элементом в системе является планетарный редуктор и его гидропривод.

Разработан и испытан двухскоростной задний независимый вал отбора мощности трактора «БЕЛАРУС»3522, позволяющий передавать крутящий момент без разрыва потока мощности на высшую или экономичную передачи, обеспечивать экономию топлива.

Библиографический список

1. Государственная программа сохранения и использования мелиорированных земель на 2011—2015 годы.— Утверждена Постановлением Совета Министров республики Беларусь 31.08.2010 №1262.
2. Бобровник, А.И. Повышение эксплуатационных качеств мобильных агрегатов для внесения удобрений./ А.И. Бобровник./ Минск,— МТЗ —. 1997.—160 с.
3. Техническое обеспечение производства продукции растениеводства: Практикум/ Под ред. Новикова А.В., Минск, БГАТУ 2011.—250 с.
4. Лебедев, Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод. Н.И.Лебедев./ М., Московский государственный университет леса. Учебное пособие,— 232 с
5. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. /В.А.Васильченко./ Справочник. М., Машиностроение, 1983 г.— 301 с.
6. Калинушкин, М.П. Насосы и вентиляторы./М.П. Калинушкин./, М. Высшая школа, 1987.—174 с.
7. Марченко, М.Н. Механизация внесения минеральных удобрений./М.Н. Марченко [и др.]—М, ВО «Агропромиздат», 1990-207 с.
8. Бабаев, О.М. Объемные гидромеханические передачи. Расчет и конструирование / О. М. Бабаев, [и др]; под общ. ред. Е. С. Кисточкина. —Л. : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1987. — 256 с.
9. Иванченко, П.Н. Электромеханические передачи / П.Н. Иванченко [и др.] // М.; Л.: Машгиз. — 1962. — 432 с.
10. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов./ В.М. Шарипов./ М. Машиностроение/ -2004, —590 с.
11. Бобровник, А.И., Аль-Кинани М.Ф. и др. Вал отбора мощности универсально-пропашного трактора. Патент на полезную модель № 8633 от 23.03.2012 г.-3 с.
12. ГОСТ 30747-2001 Тракторы сельскохозяйственные. Определение показателей при испытаниях через вал отбора мощности. Минск, Издательство стандартов, 2002 г.- 11с.
13. Вульфсон, И.И. Колебания в машинах./ И.И.Вульфсон /Учебное пособие. — СПб.: СПГУТД, 2008 г.— 260 с.
14. Свешников, А. А Прикладные методы теории случайных функций. / А.А. Свешников / Издательство: Лань Серия: Учебники для вузов. Специальная литература ISBN 978-5-8114-1168-9 2011 г.— 448 с.

Summary

A. Bobrovnik

THE IMPROVEMENT OF QUALITY FERTILIZING BY MOBILE UNITS

The analysis of the operational performance of mobile units to make different types of fertilizers. Displaying imperfect system PTO tractors are designed and tested stable and economical tractor PTO shaft "BELARUS."

Поступила 03.02.14