

УДК 338.43.631.371

Грунтович Н.В.¹, доктор технических наук, профессор;
Кирдищев Д.В.², инженер

¹*УО «Гомельский государственный технический университет имени
П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь,*

²*Брянский государственный аграрный университет,
Российская Федерация*

ТЕХНИЧЕСКОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО СПЕКТРАМ ВИБРАЦИИ КОРПУСА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ, БЕЗОТКАЗНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ

В Республике Беларусь за последние 5 лет машинно-тракторный парк сельскохозяйственных предприятий сократился на 30-45%. Кроме того, около 80% техники эксплуатируется сверх срока. Удельный расход топлива повысился на 10-15% по сравнению с нормативным. Затраты на эксплуатацию составляют 35-45% от себестоимости продукции, тогда как в 90-е годы они были на уровне 20-30%. Ежегодно требуется обновлять не менее 10% тракторов, 12% уборочной техники, 10% других агрегатов и механизмов [1].

Анализируя состояние эксплуатации техники в предприятиях аграрного производства, видно, что, трактора, сельскохозяйственные машины в хозяйствах эксплуатируются на несоответствующем уровне, что приводит их к снижению эффективности эксплуатации

В таблице 1 приведена статистика по снижению экономичности дизелей сельскохозяйственной техники в результате износа топливной аппаратуры (ТА)[1].

Следует отметить, что сложная ситуация сложилась и в сельхоз-предприятиях России [2]. Уровень механизации сельского хозяйства в России ниже, чем в других странах. Если в России на 100 га посевных площадей в 2011 г. мощность тракторных двигателей составила 56 л.с., то в Великобритании - 148, США - 156, Франции - 273, Германии - 397. Количество зерноуборочных комбайнов на 1000 га посевов за тот же год составило: Россия - 3, Великобритания - 14, США - 15, Франция - 16, Германия - 25 единиц, при этом парк сельхозтехники в России изношен на 70%. Возрастной состав

тракторов может быть представлен: эксплуатация до 3 лет - 8%, от 3-10 лет - 19%, свыше 10 лет - 73%; зерноуборочных комбайнов соответственно – 13%, 28%, 59%. Происходит ежедневное сокращение парка тракторов в среднем на 7 %, зерноуборочных комбайнов - на 8 %. Ежегодные расходы на запасные части и ремонт оцениваются в 25 млрд. руб. (в ценах 2011 г.).

Таблица 1 - Влияние неисправностей двигателя на потери топлива

Виды неисправности	Снижение показателей, %	Потери топлива, кг/год		
		«Беларус» 800/820	«Беларус 1221»	«Беларус 2522»
Неисправность одной форсунки	топлива - 15-20%	2000	3300	6100
Уменьшение угла опережения топлива	5%/град	700	900	1700
Износ плунжерных пар топливного насоса	15-20%	2000	3300	6100

Последние 10 лет учеными России уделяется большое внимание экономическому росту и модернизации производства в сельском хозяйстве [2]. Рассматривая экономические показатели отмечается, что энергоёмкость в России превышает энергоёмкость в Японии в 3,5 раза, а в Германии – 3 раза. Совокупные энергетические затраты на производство 1 т условной зерновой единицы в России в сравнение с США выше более чем в пять раз. К 2000 г. темпы роста цен от продажи сельскохозяйственной продукции в 7,5 раза отставали от темпов роста цен на приобретаемые товары и услуги. В 2012 г. при покупке одного трактора сельхозорганизации отдали почти в три раза больше зерна, чем в 2000 г. За один центнер минеральных удобрений больше в 6,7 раза. Все это значительно усложнило проблему модернизации техники в сельхозорганизациях.

При этом следует отметить, что оптимальный срок службы трактора составляет 6-7 лет, после чего затраты на его эксплуатацию резко увеличиваются (требуется больше запчастей, увеличивается расход горючего, может снижаться сезонная выработка).

По этой причине, весьма актуальным является решение задач повышения долговечности и безотказности сельскохозяйственной техники на основе компьютерных технологий и технической диагностики.

Анализируя состояние эксплуатации техники в предприятиях аграрного производства, видно, что, трактора, сельскохозяйственные машины в хозяйствах эксплуатируются на несоответствующем уровне, что приводит их к снижению эффективности эксплуатации.

Как считают авторы [2], в зависимости от типа дизеля, годовые потери топлива могут составить: неисправность одной форсунки - $2000 \div 6000$ кг; износ обратного клапана топливного насоса - $3900 \div 10800$ кг; износ плунжерных пар топливного насоса - $2000 \div 6110$ кг.

Так как у сельхозпроизводителей недостаточно финансовых средств, то пути выхода из сложившегося положения могут быть следующие:

- продление срока службы машин за счет капитального ремонта на основе комплексного технического диагностирования;
- приобретение новой техники на условиях долгосрочной аренды.

Актуальным является решение задач повышения долговечности и безотказности сельскохозяйственной техники *на основе компьютерных технологий и технической диагностики.*

Авторы видят следующие основные направления вибродиагностике применительно к сельскохозяйственной технике:

- ✓ *техническое диагностирование топливных форсунок;*
- ✓ *техническое диагностирование подшипников качения коробки передач;*
- ✓ *техническое диагностирование подшипников коленчатого вала.*

Рассмотрим указанные аспекты подробнее.

1. Техническое диагностирование топливных форсунок.

В тракторных и комбайновых дизелях применяются закрытые форсунки с многодырчатými распылителями различного конструктивного исполнения [2] (рисунок 1).

Запорная игла прижимается к седлу распылителя через штангу 2 пружиной 9. Верхний конец пружины опирается на регулировочный винт 4, который ввернут в стакан пружины, и удерживается в заданном положении контргайкой 10. На стакан сверху навернут колпак 5, служащий для отвода топлива из внутренней полости форсунки и ограничивающий доступ к регулировочному винту. Винтом 6 устанавливают натяг пружины 9, определяющий давле-

ние впрыска. Топливо к форсунке подводится через штуцер 3, который ввернут в резьбовое отверстие корпуса форсунки.

Топливо в кольцевую камеру подается по наклонному каналу. Когда нет подачи топлива насосом, давление в камере составляет 2.4 МПа. Оно давит на дифференциальную площадку иглы, но его сила меньше силы пружины 9, которая перекрывает распыливающие отверстия. При поступлении топлива от насоса в форсунку (импульс «а» рисунок 2) сила давления топлива на дифференциальную площадку и углы становится больше усилий пружины (9), игла поднимается, ударяясь о корпус форсунки (импульс «б», рисунок 2). Через образовавшуюся кольцевую щель и распыливающее отверстие (импульс «с», рисунок 2) топливо поступает в камеру сгорания.

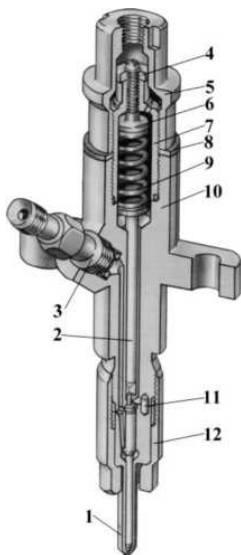


Рисунок 1 – Устройство форсунки: 1 - распылитель; 2 - штанга; 3 - штуцер подвода топлива; 4- контргайка; 5 -колпак форсунки; 6 - регулировочный винт; 7 - гайка пружины; 8 - прокладка; 9 - пружина; 10 - корпус форсунки; 11 -штифты; 12 - гайка распылителя.

Подъем иглы ограничен упором ее торца в корпус форсунки и составляет 0,2-0,28 мм. После прекращения подачи топлива насосом давление в кольцевой камере резко снижается и под действием пружины 9 игла прижмется запорным конусом к седлу распылителя (импульс «d» рис.2.), перекрывая распыливающие отверстия. Топливо, просачивающееся через зазор между иглой и распылите-

лем, отводится через отверстие в колпаке 5 и сливной штуцер в топливный бак или фильтр тонкой очистки.

Как следует из рисунка 2 износ пружин в форсунках 2 и 4 одного и того же дизеля - разный (импульс «в» и «д») и уровень закоксованности иглы тоже разный (импульс «д»). Это приводит к разной подаче топлива в камеру сгорания. Разность амплитуд вибрации в диапазоне частот 440-480 Гц составляет порядка 25 дБ. В метрической системе измерений эта разность будет отличаться в 16 раз. Чем больше подача топлива, тем больше шум и вибрация.

Прекращение (отсечка) подачи топлива должно быть резким, без повторного подъема иглы, в противном случае в конце впрыскивания топливо образует у выходных отверстий распылителя капли, которые, сгорая не полностью, вызывают его закоксовывание.

Работа дизельных двигателей неразрывно связана с эффектом вибраций, интенсивность и характер которых, проявляются разным образом в зависимости от технического состояния оборудования. Получить полную информацию о техническом состоянии без вывода оборудования из рабочего режима, т.е. без демонтажа или без разборки можно анализируя вибрации. Периодически проводя такой анализ можно прогнозировать остаточный рабочий ресурс форсунок задолго до выхода оборудования из строя.

Диагностический комплекс для измерения вибрации дизельных двигателей.

В состав диагностического комплекса входит:

- Вибродатчик ускорения (тип АР-1040 с диапазоном измерения 5-5000Гц или 5-20000 Гц);
- Многофункциональный сборщик данных МСД-2010;
- Персональный компьютер с программой обработки данных.

Многофункциональный сборщик данных МСД-2010 предназначен для аналого-цифрового преобразования выходных сигналов датчиков, которые представляют собой электрический заряд, напряжение или ток, временного сохранения полученных данных в буферном ОЗУ и передачи их в ПЭВМ для дальнейшей обработки.

МСД позволяет подключать 6 импульсных датчиков, имеющих выход типа «открытый коллектор» (два канала с усилителем заряда, два канала усилителя напряжения, один канал усилитель тока, один канал измерения оборотов), и измерять период следования их выходных импульсов. Связь с компьютером осуществляется по интерфейсу RS-232 [7].

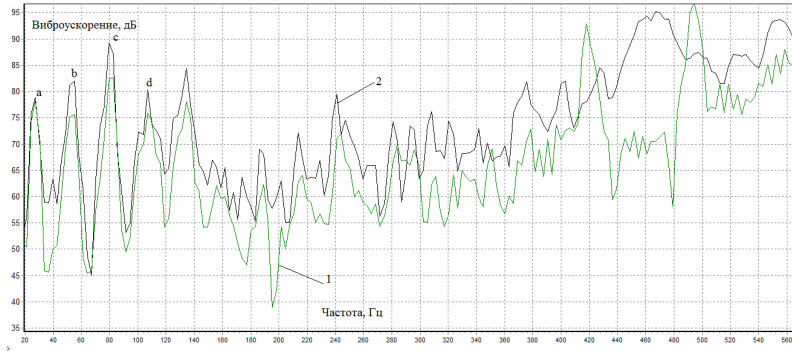


Рисунок 2 – Спектр вибрации дизельных форсунок Д-240 на 7000об/мин 300 мото-
часов (зеленая кривая(1) - вторая форсунка; черная кривая (2) - четвертая форсун-
ка). Амплитуды вибрации форсунок: а-поступление топлива в полость форсунки;
б-подъем иглы; с- впрыск топлива в камеру сгорания; d-опускание иглы

МСД работает под управлением ПЭВМ на напряжении 220В в сети переменного тока и 9–18 В в сети постоянного тока с потребляемой мощностью не более 5 Вт, и может использоваться как отдельно, так и в составе измерительно-информационной системы при экспериментальном исследовании протекания различных процессов или контроле технического состояния различных машин и механизмов, а также промышленного оборудования.

Компьютерная программа позволяет представить результаты измерения в метрической системе (м/с^2) и в относительных единицах дБ. Для определения частот вибрации используется преобразование Фурье.

По требованиям к электробезопасности МСД удовлетворяет классу защиты 01 в соответствии с ГОСТ 12.2.007–75.

Вибродатчик с помощью магнита крепится на место измерения виброакустического сигнала. В том случае, когда из-за плохого доступа закрепить магнит нельзя, к вибродатчику крепится стальной штырь длиной 10–20 см. В этом случае рукой прижимают штырь с датчиком к месту измерения сигнала вибрации. Предварительно необходимо определить величину возможной погрешности при измерении вибрации через штырь. Для этого в одной и той же реперной точке измеряют вибрацию при креплении датчика с помощью магнита и штыря.

Сигнал с вибродатчика ускорения через усилитель заряда сборщика поступает на соответствующий порт компьютера. В компьютере имеется две программы. С помощью первой программы измеренный сигнал записывается в соответствующий файл. Вторая программа после обработки способом Фурье позволяет измеренный сигнал представить в частотном диапазоне 2-5000 Гц. Это дает возможность оценить уровень белого шума и выделить дискретные частоты вибрации с определением уровня вибрации на соответствующих частотах.

Достоинством данного способа является низкая стоимость оборудования, простота использования, высокая точность диагностирования, мобильность и автономность оборудования (рисунок 3).



Рисунок 3 – Инженер Кирдищев Д.В. производит измерение вибрации на форсунках дизельного двигателя Д-243

Определение технического состояния форсунок производится при помощи диагностической модели. Любая диагностическая модель должна отражать изменение диагностических параметров при изменении технического состояния диагностируемого объекта или, как правило, отдельного узла этого объекта. Следовательно, диаг-

ностические параметры должны в меньшей мере изменяться под воздействием различных помех. В данном случае датчик виброускорения (диапазон частот 5 -5000 Гц) устанавливается на форсунку работающего дизеля. Все физические процессы, которые происходят в форсунке во время работы регистрируются вибродатчиком и передаются в компьютер. Было обследовано более 10 дизельных двигателей с разными ресурсами: новые трактора и трактора с временем наработки более 8000 часов.

Проведенные исследования показали, что уровень вибрации на частоте 27 Гц (700 об/мин) и 48 Гц (2000 об/мин) характеризует техническое состояние топливного насоса.

Уровень вибрации на частоте 48 Гц (700 об/мин) и 67 Гц (2000 об/мин) зависит от упругости пружины форсунки, при перемещении иглы вверх, заплечико иглы ударяет в торец корпуса форсунки.

Величина вибрации форсунки на частоте 88 Гц (700 об/мин), 85 Гц, 100 Гц и 115 Гц (2000 об/мин) зависит от технического состояния форсунки, в первую очередь от закоксованности соплового отверстия распылителя.

Амплитуда вибрации на частотах 85 Гц, 100 Гц и 115 Гц на 2000 об/мин характеризует впрыск топлива через сопловые отверстия. Такое впрыскивание называется дробящим [3]. При этом колебательное движение иглы не обязательно должно сопровождаться посадкой ее на конус. Наличие дробящего впрыскивания является показателем подвижности иглы форсунок.

Дробящее впрыскивание возможно при работе дизеля на низких скоростных режимах, однако способность к нему у форсунок изменяется в зависимости от конструктивных и регулировочных параметров, в частности, она снижается у бывших в эксплуатации форсунок в результате изнашивания запирающих конусов и уменьшения разности их углов. Неустойчивые режимы работы наблюдаются также у штифтовых форсунок [3].

Численное значение вибрации на частоте 119 Гц (700 об/мин) и 131 Гц (2000 об/мин) зависит от упругости пружины, а также от износа посадочного конуса иглы. Эта вибрация возникает при опускании иглы в посадочный конус.

При построении диагностической модели на каждой информативной частоте для различных двигателей определяем максимальное

и минимальное значение вибрации. Полученные точки соединяем огибающей. По оси абсцисс откладывается численное значение информативных частот вибрации (без масштаба), а по оси ординат – уровень виброускорения (дБ).

Например, для форсунок дизеля Д-240 и Д-243 при 700-720 об/мин определены следующие информативные частоты:

26-28 Гц - поступление топлива в форсунку. В зависимости от технического состояния топливного насоса вибрация может изменяться в пределах 63-87 дБ;

47-49 Гц - износ пружины форсунки. В зависимости от степени износа уровень вибрации может изменяться в диапазоне 67-90 дБ;

87-89 Гц - определяет уровень закоксованности сопловых отверстий распылителя. Уровень вибрации измеряется в пределах 66-89 дБ;

114-116 Гц - износ пружины и посадочного корпуса иглы. Уровень вибрации изменяется в пределах 60-80 дБ.

По изменению частотного спектра и уровня вибрации белого шума и на дискретных частотах возможно в диапазоне 1000 -5000 Гц оценить износ кулачка распределительного вала, зазор в сопряжении «клапан-гнездо», упругость пружины.

2. Техническое диагностирование подшипников качения коробки передач

Для вибродиагностирования подшипников качения перед установкой на агрегаты тракторов разработан испытательный стенд (рисунок 4-5). Стенд состоит из станины, асинхронного электродвигателя, корпуса подшипника скольжения, который крепится болтами к станине. Вращение от двигателя на вал подшипника скольжения передается ременной передачей (рис.4). На вал подшипника скольжения насаживаются оправки для каждого типоразмера подшипника качения (рисунок 5). Внутреннее кольцо подшипника качения зажимается специальными дисками с гайкой. Наружное кольцо зажимается двумя рычагами. На стенде можно создавать радиальную и осевую нагрузку на подшипник качения. На наружное кольцо при помощи магнита крепится вибродатчик ускорения (5-5000 Гц или 5-20000 Гц). Сигнал с вибродатчика ускорения через усилитель заряда и согласующее устройство передается в компьютер. На стенде можно устанавливать однофазный или трех-

фазный асинхронный двигатель (в зависимости от места проведения эксперимента).



Рисунок 4 – Общий вид стэнда для диагностики подшипников качения



Рисунок 5 – Оправки для диагностирования различных типоразмеров подшипников качения

Для диагностирования подшипников качения на диагностическом стенде была сформирована случайная выборка подшипников, предоставленных предприятиями. Всего была выполнена диагностика 65 подшипников качения различных типоразмеров и производителей. В таблице 2 представлены результаты диагностирования в диапазоне 5 - 500 Гц и 500-5000 Гц и представлены сведения о пригодности подшипников к эксплуатации. В диапазоне от 5 до 500 Гц из 65 подшипников годными к дальнейшей эксплуатации оказались 43 подшипника (69,4% от выборки), признаны негодными - 14 подшипников (22,6%), условно годными оказалось 5 подшипников (8% всей выборки).

В диапазоне от 600 до 5000 Гц из 65 подшипников годными к дальнейшей эксплуатации оказалось 30 подшипников (69,4% от выборки), признаны негодными - 29 подшипников (46,8%), условно годными оказалось 3 подшипника (4,8 % всей выборки).

Техническое состояние подшипников является важнейшей составляющей, определяющей работоспособность механизма в целом. Различают заводские и эксплуатационные дефекты подшипников качения [4]. К эксплуатационным дефектам относятся: бриллирование (наклеп); электротехническая эрозия; некруглость тел качения; овальность внутреннего кольца; трехвыпуклость

внутреннего кольца; неравномерность зазоров между телами качения и кольцами (разные диаметры тел качения); повышенная волнистость колец; раковины на кольцах и телах качения; перекосянутость внутреннего кольца; перекосянутость наружного кольца; трещины на внутреннем кольце; износ сепаратора; неоднородный радиальный натяг; износ тел качения; загрязнение смазки.

К заводским дефектам подшипников качения следует отнести: некруглость тел качения; овальность внутреннего кольца; трехвыпуклость внутреннего кольца; неравномерность зазоров между телами качения и кольцами (разные диаметры тел качения); повышенная волнистость колец; раковины на кольцах и телах качения.

По нашему мнению, здесь две основные причины: износ станочного оборудования на подшипниковых заводах, а в некоторых случаях, это низкое качество подшипниковой стали.

На рисунке 6 представлены спектры вибрации новых подшипников. Результаты вибродиагностирования показали, что подшипник Минского подшипникового завода не годен к эксплуатации.

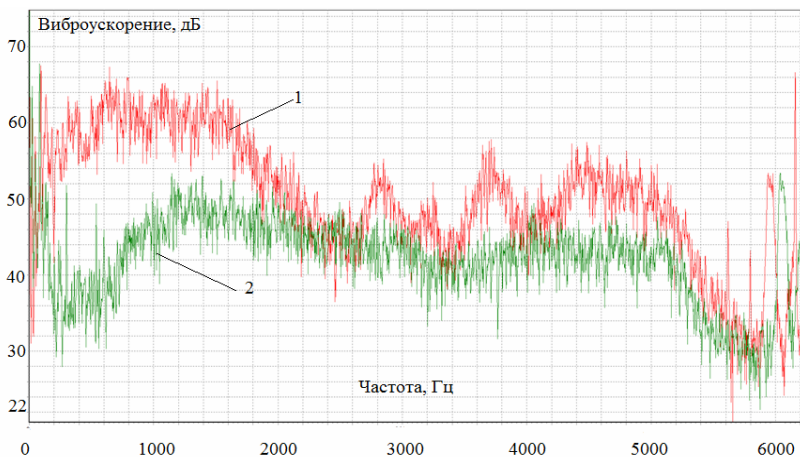


Рисунок 6 – Спектр вибрации подшипников качения:

1 - подшипник 310 производства завода в Минске;

2 - подшипник 210 производства фирмы SKF

Таблица 2 – Оценка качества подшипников качения по результатам технического диагностирования в зависимости от заданной уставки вибрации

№п/п	Тип подшипника качения	Изготовитель	Порядковый номер по типу	Значение уставки 2,8 мм/с; 76 Дб	
				0-500 Гц	600-5000 Гц
1	2	3	4	5	6
1	46307	ГПЗ	№1	годен	годен
2	46307	ГПЗ	№2	годен	годен
3	207	MPZ	№1	годен	годен
4	207	MPZ	№2	годен	годен
5	310	MPZ	№1	годен	годен
6	310	MPZ	№1	годен	годен
7	50410	MPZ	№1	негоден	негоден
8	50410	MPZ	№2	негоден	негоден
9	314	MPZ	№1	годен	годен
10	314	MPZ	№2	годен	годен
11	22218	MPZ	№1-1P	годен	годен
12	22218	MPZ	№1-2P	годен	годен
13	22218	MPZ	№2-1P	годен	годен
14	22218	MPZ	№2-2P	годен	годен
15	22213	MPZ	№1-1P	негоден	негоден
16	22213	MPZ	№1-2P	негоден	негоден
17	6311C3	FAG	№1	годен	негоден
18	1611	ГПЗ	№1	годен	негоден
19	1611	ГПЗ	№2	годен	негоден
20	180606	ГП323	№1	годен	годен
21	180606	ГП323	№2	годен	годен
22	180606	ГП323	№3	годен	годен
23	180606	ГП323	№4	годен	годен
24	180606	ГП323	№5	годен	годен
25	3308	SKF	№1	годен	годен
26	310	SKF	№1	годен	годен
27	310	SKF	№2	годен	годен
28	46318	СП34	№1	годен	негоден
29	46318	СП34	№2	условно годен	негоден
30	6316	FAG	№1	годен	годен
31	50207	Украина	№1	годен	годен
32	50207	Украина	№1	годен	годен
33	46309	ГП323	№1	годен	негоден
34	46309	ГП323	№2	годен	негоден
35	46309	ГП323	№3	годен	негоден

Окончание таблицы 2

1	2	3	4	5	6
36	46309	ГП323	№4	годен	негоден
37	313	СП-33-4	1	негоден	негоден
.....
64	226	5ГПЗ	1	негоден	негоден
65	7614А	ООО ГПЗ	1	негоден	негоден
Итого					
			Годен	43 (69,4%)	30(48,4%)
			Негоден	14(22,6%)	29(46,8%)
			Условно годен	5(8%)	3(4,8%)

3. Техническое диагностирование подшипников коленчатого вала

Физические основы работы подшипников скольжения, что в электрических машинах, что в коленчатом валу - схожие. На оборотной частоте ($f_{об}$) проявляется нарушение балансировки, на $1/2 f_{об}$ проявляется повреждение вкладыша, вызывающее нарушение работы масляного клина, на $2 f_{об}$ повышенный зазор в подшипнике скольжения. В табл. 3 представлены результаты вибродиагностирования подшипников коленчатого вала на трех двигателях ДТА-530Е. На пересечении столбца с частотой вибрации в Гц и строки (номер цилиндра дизеля) записаны значения виброускорения в Дб. По уровню вибрации в условном дизеле №3 зазоры в подшипнике и балансировка вала - в норме. В дизеле №1 присутствует нарушение балансировки вала. В дизеле №2 балансировка вала и зазоры в подшипнике выходят за пределы нормального значения.

Таблица 3 - Результаты экспериментальных исследований вибрации подшипников коленчатого вала

Дизель и номер цилиндра	Значение виброускорения в дБ, при частоте:		
	13, 7 Гц	27,4 Гц	42 Гц
1	2	3	4
Дизель №1			
Цилиндр №1	72	64	76
Цилиндр №3	56	57	82
Цилиндр №4	59	60	83
Цилиндр №5	67	63	84

Окончание таблицы 3

1	2	3	4
Цилиндр №2	66	62	81
Цилиндр №6	70	64	85
Разница в вибрации, ΔА, дБ	16	7	9
Дизель №2			
Цилиндр №3	57	66	80
Цилиндр №4	61	64	78
Цилиндр №6	65	55	75
Разница в вибрации, ΔА, дБ	18	19	15
Дизель №3			
Цилиндр №3	52	60	82
Цилиндр №4	52	62	80
Цилиндр №5	56	62	82
Цилиндр №6	59	63	82
Разница в вибрации, ΔА, дБ	7	3	2

Заключение. Проведенные исследования в лабораториях, ремонтных мастерских и полевых условиях показали эффективность вибродиагностирования дизельных двигателей.

Наиболее полно разработана теория и практика по вибродиагностированию топливной аппаратуры трактора «Беларус» и подшипников качения.

На диагностическом стенде можно определить основные дефекты, влияющие на срок службы подшипников качения.

Более 20 различных фирм поставляют подшипники качения на предприятия Беларуси. Более 45% поставляемых подшипников низкого качества.

Предварительные исследования в ремонтных мастерских показали, что по амплитудно-частотному спектру вибрации можно определить уровень износа узлов в полевых условиях, а также качество ремонта дизельного двигателя (топливной аппаратуры, подшипников коленчатого вала).

Для повышения достоверности диагностирования целесообразно продолжить исследования в полевых условиях, в ремонтных мастерских, а также разработать специальные лабораторные стенды.

Необходимо разработать восьмиканальный компьютерный диагностический прибор с одновременной регистрацией и обработкой сигналов восьми каналов (усовершенствованная версия существующего двухканального компьютерного диагностического прибора), что повысит достоверность диагностирования.

Список использованной литературы

1. Диагностика и техническое обслуживание машин: учебник /А.В. Новиков и др./ под ред. А.В.Новикова – Минск: ИВЦ Минфина, 2013. - 340с.

2.Панин А.В. Экономический рост в сельском хозяйстве на основе модернизации производства: монография.- Москва: Проспект, 2016.-240с.

3. Н.В. Грунтович. Техническое диагностирование дизелей сельскохозяйственной техники. Материалы VIII НТК «Проблемы энергообеспечения, информатизации и автоматизации, безопасности и природопользования в АПК», Брянская сельскохозяйственная академия, г. Брянск, 2014 г. с. 85-88.

4. Грунтович Н.В. Монтаж, наладка и эксплуатация электрооборудования. Учебное пособие. Мн. «Новое знание»; М.: ИНФРА-М, 2012 г. – 271 с. (Высшее образование: Бакалавриат).

5. Грунтович Н.В., Петров И.В., Кирдищев Д.В. Гипоциклоида частоты вибрации подшипников качения. Тезисы докладов 3-ой Международная конференции с элементами научной школы «Актуальные проблемы энергосбережения и энергоэффективности в технических системах», Тамбовский государственный технический университет, 25-27 апреля 2016 г./Министерство образования и науки Российской Федерации; Т.И. Чернышова, отв. ред. –Тамбов: Изд-во Першина Р.В., 2016, с 288-289

6. Н.В. Грунтович, Кирдищев Д.В. Вибродиагностирование топливных форсунок на работающем двигателе. Агротехника и энергообеспечение. 2016. Т. 2. № 4(13). С. 47-55.

7. Н.В. Грунтович, Кирдищев Д.В. Вибродиагностирование топливного насоса высокого давления на работающем двигателе. Тезисы докладов IV-ой Международной конференции с элементами научной школы «Актуальные проблемы энергосбережения и энергоэффективности в технических системах», Тамбовский государственный технический университет, 10-12 июля 2017 г. / Министерство

образования и науки Российской Федерации; Российский фонд фундаментальных исследований; ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет», Т.И. Чернышова, отв. ред. –Тамбов: Изд-во Першина Р.В., 2017, с 396-397.

8. Грунтович Н.В., Кирдищев Д.В., Попов В.Б. Разработка диагностической модели дизельных форсунок по результатам вибродиагностирования. Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2017. № 2 (69). С. 18-24.

9. Грунтович Н.В., Кирдищев Д.В. Техническое диагностирование форсунок дизелей во время их работы. Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: сборник научных статей Международной научно-практической конференции (Минск, 22-24 ноября 2017 г.) /редкол. :В.П. Чеботарев и др.- Минск: БГАТУ, 2017.-660с.-ISBN 978-985-519-869-8, с.457-460.

УДК 621.43.001.4

Тимошенко В.Я., кандидат технических наук;

Жданко Д.А., кандидат технических наук;

Нагорный А.В., старший преподаватель;

Чирич А.В., старший преподаватель;

Дубель С.Г., студент

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь*

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ТРАКТОРОВ

***Аннотация.** Изложены предложения по измерению эффективной мощности тракторов сельскохозяйственных предприятий во время их ежегодного технического осмотра с помощью передвижной тормозной гидравлической установки и приведены основные её параметры.*

Годовая нормативная загрузка отечественных тракторов составляет 1000 часов работы в год [1]. Планово-предупредительной системой технического обслуживания машин в сельском хозяйстве [2]