

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, рук. темы Н.Н.Ишин. – Мн., 2007. – 74с. - №ГР20065571.

8. Провести анализ испытаний вибрационных характеристик зубчатых передач и трансмиссии в сборе, виброакустической активности корпусных деталей: отчет о НИР (промежуточный) / Институт надежности машин НАН Беларуси, рук. темы И.В.Жук. – Мн., 1999. – 69с.

9. Измерение, обработка и анализ быстропеременных процессов в машинах / В. П. Максимов, И. В. Егоров, В. А. Карасев. — М.: Машиностроение, 1987.— 208 с.

УДК 629.12.05

ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Ишин Н.Н., Скорыходов А.С.

(Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси)

Рассмотрены возможности оценки технического состояния приводных механизмов с использованием современных вибродиагностических аппаратно-программных комплексов. Изложены методические подходы и приведены результаты прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач.

Введение

Переход от планово-предупредительной системы обслуживания техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию в настоящее время становится приоритетным во многих отраслях промышленности [1,2]. В качестве примера, можно назвать предприятия нефтегазового комплекса России, которые в значительной степени перешли к обслуживанию и ремонту нефтегазоперекачивающего оборудования (редукторов, компрессоров, насосов и др.) по его фактическому состоянию [1]. Такое обслуживание техники имеет ряд преимуществ, например, резко снижается число аварийных выходов оборудования из строя, исключение необоснованных сборочно-разборочных работ позволяет сохранить 6-10% ресурса машины (за счет исключения нового цикла приработки после разборки), сокращаются трудозатраты на проведение таких работ. Вместе с тем, переход к обслуживанию по фактическому состоянию предполагает наличие инструментальной и методической базы, позволяющей в процессе эксплуатации технических систем, путем периодического безразборного контроля оценивать текущее техническое состояние объекта и с достаточно высокой степенью вероятности прогнозировать остаточный ресурс его критичных узлов и элементов, каковыми в большинстве случаев являются подшипниковые узлы и зубчатые передачи приводных механизмов.

Из существующих на сегодня безразборных методов диагностики редукторных систем (прогнозирование остаточного ресурса по величине массы частиц износа в масле, потере КПД, изменению рабочей температуры и др.), наиболее перспективными являются методы, основывающиеся на постоянном или периодическом мониторинге их вибрационных характеристик. Однако широкое применение указанных методов сдерживается сложностью выбора параметров вибраций, которые могли бы служить надежными критериями оценки технического состояния объекта диагностирования, и отсутствием изученной взаимосвязи изменения этих параметров с остаточным ресурсом наиболее нагруженных узлов приводных механизмов.

Поэтому разработка эффективных инструментально-методических средств оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ответственных элементов машин и механизмов в рабочих условиях является важной и актуальной задачей машиностроителей и ученых в области технических наук.

Основная часть

В отделе динамического анализа и вибродиагностики машин ОИМ НАН Беларуси, специализирующемся на разработке и развитии фундаментальных и прикладных исследований в области диагностики, прогнозирования остаточного ресурса и повышения надежности, улучшения вибрационных и акустических характеристик механических систем, создан ряд современных многоканальных контрольно-измерительных и диагностических комплексов. Комплексы строятся на базе ПЭВМ и микропроцессорных модулей, включающих в себя усиливающие и согласующие подсистемы и соответствующее программное обеспечение для работы с пьезоэлектрическими вибродатчиками, тензомостами, датчиками температуры, оборотов и др. Системы работают в реальном масштабе времени и обеспечивают возможность съема, обработки и хранения измерительной информации, поступающей с различных первичных преобразователей. Вторичную обработку и анализ информации можно производить как с помощью встроенных в систему программ обработки, позволяющих проводить спектральный анализ виброускорений и виброскорости в линейном и логарифмическом масштабе, получать их огибающую, мультиспектры и др., так и с помощью специализированных программных пакетов, таких как MathCad, MathLab и др., что открывает широкие возможности для статистической обработки и анализа полученных данных, выявления диагностических признаков, построения трендов состояния и оценки остаточного ресурса ответственных элементов механических систем [3].

К примеру, возможность регистрации исходного сигнала вибраций в реальном масштабе времени, которой обладают разработанные системы, позволяет сравнительно просто диагностировать дефекты зубчатых передач, приводящие к сдвигу или изменению площади контакта зубьев в зацеплении (сколы, трещины, поломки зубьев).

На рисунке 1 приведены временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры, полученные при ресурсных испытаниях экспериментального одноступенчатого редуктора. Зубчатые колеса – прямозубые; число зубьев–40; модуль – 3мм; ширина венца – 10мм; передаточное число –1. Режимы испытаний: скорость вращения 1000мин^{-1} ; тормозной момент –120Нм. Контроль вибраций осуществлялся на корпусе подшипниковых узлах ведущего и ведомого колес. На рисунке 1а приведены осциллограмма и спектр виброускорения измеренного на корпусе подшипникового узла ведущего колеса редуктора при его наработке 4 часа. На рис.1б – результаты таких же измерений, но после 8 часов наработки редуктора и поломке одного зуба на ведущем колесе.

Отсутствие зуба приводит к исключению на каком-то промежутке времени 2-х парного зацепления и вхождение в зацепление следующего за выломанным зуба с сильным ударом. Эти ударные импульсы с амплитудой до 10g (в данном случае) хорошо заметны на осциллограмме 2б. Кроме того, поломка зуба, как правило, сопровождается резким увеличением амплитуд зубцовых гармоник. При сравнении амплитудно-частотных спектров видно значительное увеличение амплитуды второй гармоники зубцовой частоты (1343Гц) с 0,92g (на спектре до поломки зуба) до 1,56g после поломки. Скол или слом части зуба, а также наличие трещин в ножке зуба легко определяются при анализе таких же временных реализаций вибраций или их спектров.

Следует отметить, что использование аналогового вибрметра для диагностики названных дефектов малоэффективно, поскольку энергия вибраций вследствие поломки одного зуба колеса редуктора возрастает незначительно и выявить дефект путем контроля среднего квадратического значения вибраций в эксплуатационных условиях достаточно проблематично.

Применение аппаратно-программных средств и соответствующих методик позволяет достаточно просто и эффективно проводить инструментальную идентификацию основных параметров динамических систем, т.е. определять возбуждающие силы, их частотный состав и уровень амплитуд, собственные частоты, диссипативные характеристики, резонансные

частоты на выбеге, а также другие параметры колебательной системы, необходимые для рационального конструирования приводных механизмов.

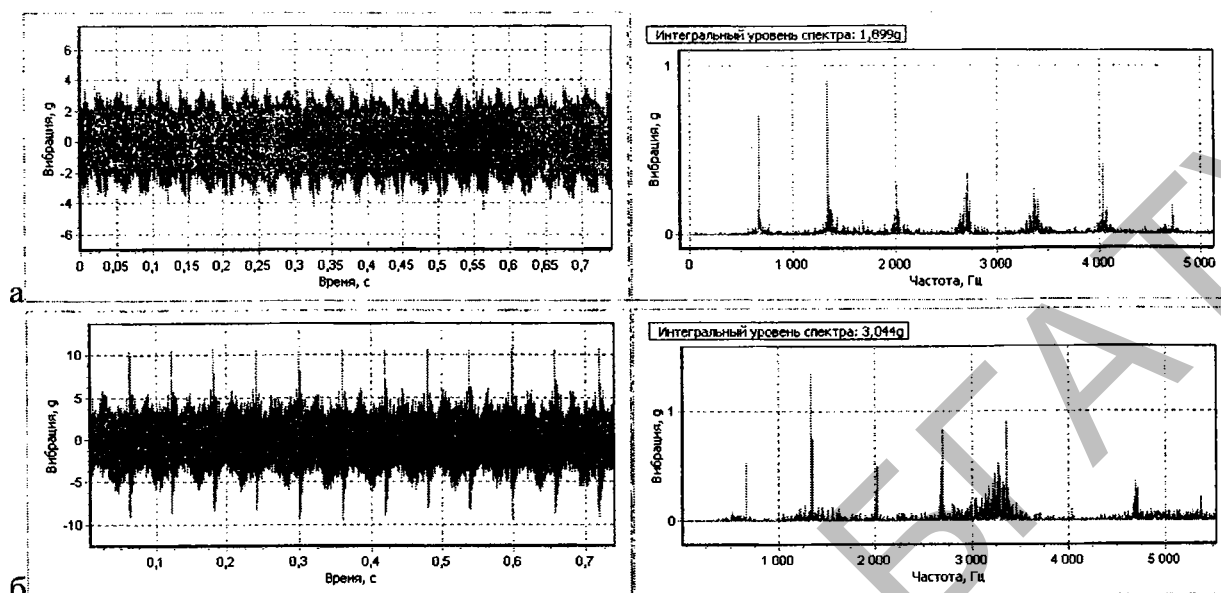


Рисунок 1 - Временные реализации виброускорений и их амплитудно-частотные спектры: а – до поломки зуба; б – после поломки зуба ведущего колеса

К примеру, привод, сконструированный без учета динамических явлений и периодически работающий в субрезонансной или резонансных зонах может иметь нагруженность своих элементов в 10-15 раз превышающих нагрузки, определенные из статических условий [4]. Такие перегрузки могут быть определяющими для долговечности деталей приводных механизмов. Вместе с тем при рациональном конструировании привода динамические нагрузки могут быть сведены к минимуму даже при наиболее тяжелых режимах работы. Под рациональным, с точки зрения динамики, конструированием понимается конструирование и подбор инерционных, жесткостных и диссипативных параметров элементов привода механической системы таким образом, что бы при его работе на эксплуатационных режимах обеспечивалась минимальная динамическая нагруженность его элементов, с исключением работы привода в резонансных и около резонансных режимах. Естественно, чтобы грамотно конструировать или модернизировать привод необходимо знать его собственные частоты или хотя бы собственные частоты аналогичного привода. Значения собственных частот определенные из расчетов динамических моделей, как правило, носят весьма приближенный характер, вследствие значительных упрощений, принимаемых при переходе от реального механизма к модели, а также невозможности определения точных значений жесткости, демпфирования и др. параметров элементов привода. В этом случае достаточно эффективными являются экспериментальные методы определения собственных частот с помощью современных программно-инструментальных средств.

Так, например, совместный анализ вибрационных спектров, упомянутого ранее одноступенчатого редуктора (рисунок 2), полученных при различных скоростных режимах, позволяет непосредственно определять основные собственные частоты исследуемого механизма, т.е. проводить прямую инструментальную идентификацию динамических систем.

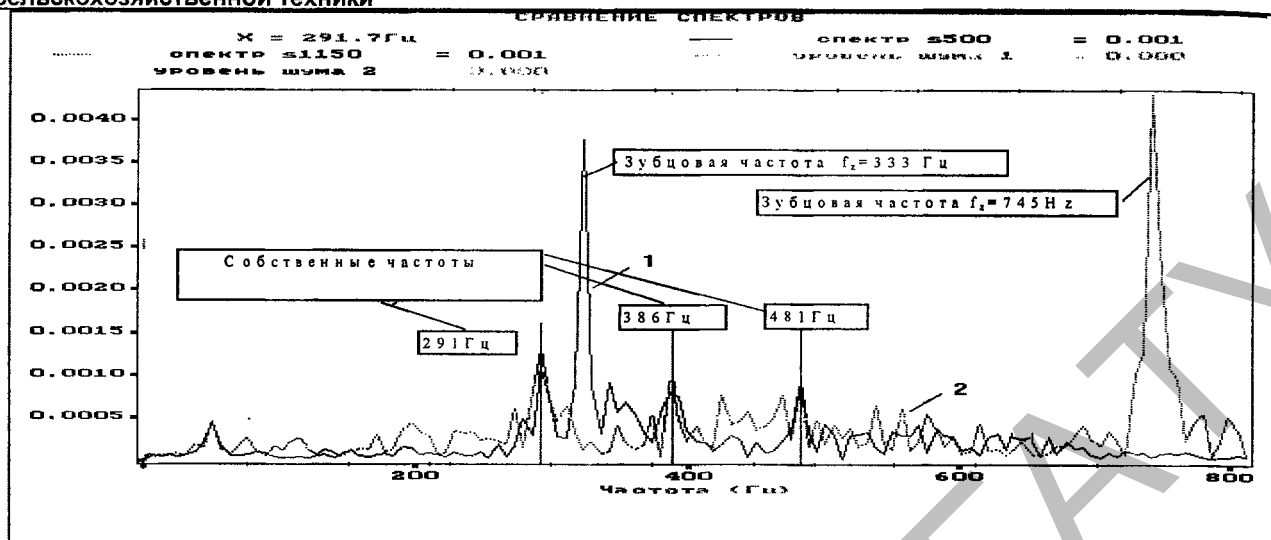


Рисунок 2 - Вибрационные спектры двух режимов работы одноступенчатого редуктора. 1- скорость вращения $n_1=500\text{мин}^{-1}$; 2 - $n_2=1120\text{мин}^{-1}$

При изменении скорости вращения входного вала, на амплитудно-частотных спектрах виброускорений редуктора, амплитуды вибраций на вынужденных частотах смещаются по частотной оси, собственные же частоты механической системы (291; 386; 481Гц) остаются на прежнем месте этой оси, изменяются только их амплитуды. Сравнение величин собственных частот редуктора, полученных расчетным и экспериментальным методами показывает, что расчетные значения отличаются от экспериментальных до 30–40%. Это различие говорит о том, что при теоретическом определении собственных частот механической системы достаточно трудно точно определить моменты инерции, жесткостные параметры элементов системы, поэтому наиболее близкими к реальным являются величины, определенные экспериментально.

Высокая информативность анализируемых вибрационных спектров и нагрузочных осциллограмм и объективность получаемых по ним оценок изменений параметров качества функционирования и расходования механизмами ресурсов работоспособности подтверждается во многих научных публикациях, и все более широко используется для решения научно-производственных задач.

В развитие этого направления нами разработан новый способ [5] определения динамической составляющей нагрузки в зацеплении зубчатых передач по параметрам вибрации, при котором одновременно, в реальном масштабе времени, методом тензометрирования, фиксируется полное окружное усилие, действующее на зуб, с выделением динамической составляющей и импульс виброускорения на подшипниковом узле исследуемой передачи, порождаемый входом данного зуба в зацепление. Устанавливается корреляционная зависимость между величиной динамической составляющей нагрузки на тензометрируемом зубе и амплитудой импульса. Затем, используя полученную зависимость, по амплитудам импульсов виброускорений, генерируемыми каждым зубом при входе в зацепление, определяются величины динамических составляющих нагрузки, действующих в каждом зубчатом сопряжении испытываемой пары зубчатых колес.

В работе [6] показано, что динамические нагрузки в зацеплениях прямозубых колес вызываются погрешностями в шаге и профиле зубьев, а также деформациями зубьев. Вследствие этого физико-механические процессы, происходящие в каждой паре зубьев при их постоянном сопряжении, будут протекать во времени по-разному. Поэтому в результате испытаний двух зубчатых колес с передаточным отношением, *равным единице*, рассматривая при этом каждую пару зубьев как отдельный объект испытаний, можно получить обширную информацию о процессах износа, накопления усталостных повреждений, изменения

нагруженности зубьев, виброактивности передачи. Такой подход позволяет резко сократить количество испытываемых зубчатых колес, время проведения испытаний.

Предлагаемый способ был апробирован в ОИМ НАН Беларуси на стенде для испытания зубчатых колес. Реальная величина динамической нагрузки в зубчатом зацеплении определялась методом тензометрирования, при котором тензодатчики наклеивались на торцах зуба, соединялись в мостовую схему и после предварительной тарировки (т.е. установлении зависимости между действующей на зуб нагрузкой и напряжением разбаланса моста) устанавливались на испытательном стенде [3].

Составляющая динамической нагрузки определялась как разность максимального окружного усилия и статической составляющей усилия, т.е. $W_v = P_{d \max} - P_n$. Где $P_{d \max}$ - максимальная суммарная нагрузка для данной скорости и передаваемого крутящего момента, P_n - статическая составляющая окружного усилия.

В процессе проведения испытаний одновременно фиксировались в реальном масштабе времени (с помощью микропроцессорной системой сбора и обработки измерительной информации) полное окружное усилие на зубе и амплитуда виброускорения на подшипниковом узле тензометрируемого зубчатого колеса, контролируемая при помощи акселерометра.

Анализ результатов испытаний показал, что при постоянной скорости вращения и статической нагрузке, между зафиксированными в реальном масштабе времени динамической составляющей нагрузки и амплитудами виброимпульсов (U_p), существует четкая корреляционная зависимость, которая для рассматриваемого конкретного примера испытаний реальных зубчатых колес имеет вид: $W_v = 1,438 U_p$.

В соответствии с вышеизложенным для зубьев тензометрируемого зубчатого колеса по максимальным виброускорениям на других режимах испытаний с использованием полученной зависимости рассчитывались соответствующие значения нагруженности.

Предварительное сопоставление результатов нагруженности зубьев, полученное расчетным и экспериментальным способами показало, что величины нагруженности полученные в эксперименте несколько выше расчетных. Вместе с тем, величина нагрузки на зубе, имеющим наибольшее отклонение в шаге, является максимальной и в расчетном и в экспериментальном вариантах. В настоящее время проводится дополнительная отработка метода, как с позиций совершенствования расчетных зависимостей, так и тщательной перепроверки экспериментальных данных. Однако уже первые представленные данные убедительно подтверждают перспективность и эффективность предложенного методического подхода для ускоренных испытаний.

Главными параметрами, по которым оценивается технический уровень, и работоспособность испытуемой передачи являются динамическая нагруженность зубьев и прогнозируемый на основе анализа ее изменений расходуемый и остаточный ресурсы работоспособности.

По результатам испытаний одной зубчатой пары может быть также построена и кривая усталости по контактной выносливости зубьев [7]. Для этого в процессе испытаний фиксируется действительная нагрузка, действующая на зуб и число циклов нагружения данного зуба до наступления предельного состояния по степени поражения усталостным выкрашиванием. При испытаниях на контактную выносливость с построением кривой усталости, нагруженность зубьев и окружная скорость задаются таким образом, чтобы обеспечить попадание ожидаемого предела контактной выносливости в диапазон рассеивания действительной нагруженности зубьев, рассматриваемых, как отдельные объекты испытаний, что позволяет даже по результатам испытаний одного колеса объективно установить его точное значение.

Предлагаемый способ оценки действительной нагруженности нетензометрируемых зубьев по виброускорениям может быть использован для определения динамических составляющих нагрузки на любых типовых или критериальных режимах работы. В этом

**Секция 3: Диагностика и техническое обслуживание
сельскохозяйственной техники**

случае может быть реализован подход, рассматривающий каждый зуб испытываемой передачи как отдельный объект испытаний. Тогда с учетом твердости рабочих поверхностей зубьев и качественных характеристик термообработки определяется допустимое контактное напряжение и базовое число циклов перемен напряжений.

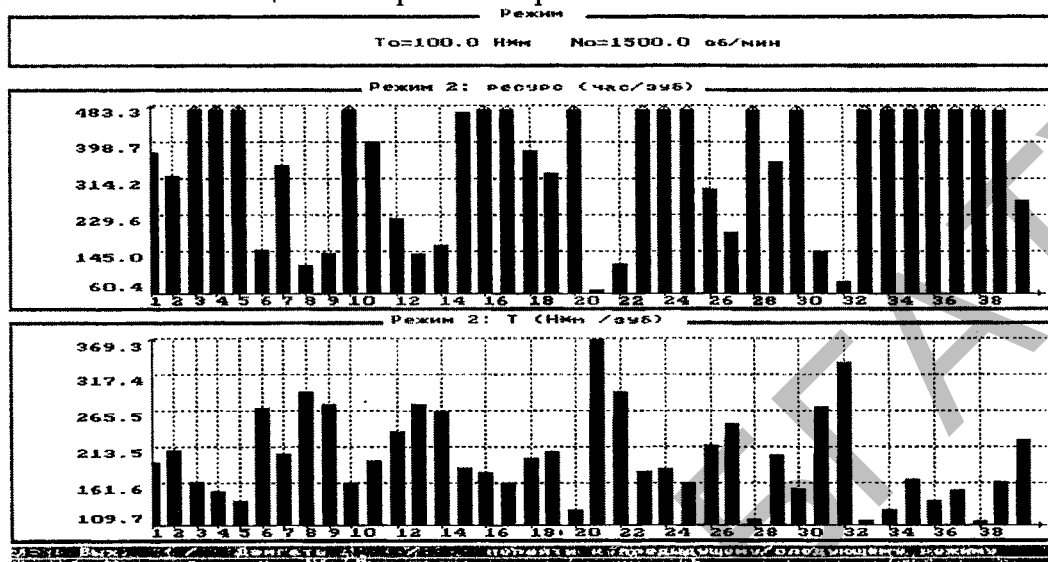


Рисунок 3 - Ориентировочный остаточный ресурс работоспособности зубьев испытываемого зубчатого колеса при $T = 100$ Нм и $n = 1500$ мин⁻¹

Исходя из теории суммирования повреждений и используя известные зависимости [8,9] можно определить ориентировочный остаточный ресурс работоспособности каждого зуба испытываемой передачи. На рисунке 3, в качестве примера, приведена гистограмма остаточного ресурса работоспособности зубьев, полученная при проведении стендовых ресурсных испытаниях экспериментальных зубчатых колес (T – вращающий момент, n – частота вращения входного вала).

Важной особенностью является то, что предлагаемый метод позволяет набрать большую статистику результатов испытаний уже на одной паре зубчатых колес, а также оценить действительные точностные параметры испытываемых передач на режимах нагружения и построить достаточно близкую к реальной модель динамического взаимодействия зубьев, исследование которой позволяет принять наиболее технически обоснованное решение о целесообразности использования тех или иных материалов, конструкций или технологий и выбрать рациональные пути их совершенствования.

Заключение

Разработанные в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси универсальные программно-инструментальные комплексы и методические подходы к оценке технического состояния и прогнозированию остаточного ресурса зубчатых передач могут быть использованы при создании достаточно простых и недорогих систем вибромониторинга и диагностики приводных механизмов сельскохозяйственной техники в процессе ее эксплуатации. Применение таких систем в хозяйствах позволит перейти от планово-предупредительной системы обслуживания автотракторной техники и оборудования к обслуживанию по их фактическому состоянию, повысить качество эксплуатации сельскохозяйственной техники, значительно сократить расходы на ее ремонт.

В настоящее время созданные в ОИМ НАН Беларуси аппаратно-программные диагностические комплексы внедрены и активно используются на испытательных центрах РУП «МТЗ» и РУП «МАЗ» при проведении стендовых и полигонных испытаний автотракторной техники.

Литература

1. Гриб В.В., Соколова А.Г., Еранов А.П., Давыдов В.М., Жуков Р.В. Анализ современных методов диагностирования компрессорного оборудования нефтегазохимических производств. «Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт», 2002. №10, С.57-65.
2. Paul D. Samuel, Joseph K. Conroy and Darryll J. Pines. Planetary Transmission Diagnostics. Structures and Acoustics Division, NASA Glenn Research Center, NASA/CR—2004-213068 82, 2004, 83p. <http://gltrs.grc.nasa.gov>
3. Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новые методы экспериментального определения критериальных параметров динамических систем приводных механизмов: Монография. – Мн.: УП «Технопринт», 2004.— 117 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков. Справочник под ред. Д. Н. Решетова, Т.2 М., 1971.
5. Патент РБ №4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях / Берестнев О.В., Ишин Н.Н. и др.
6. Петрусевиц А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. М., 1956.
7. Ишин Н.Н. и др. Построение кривых контактной выносливости при испытаниях ограниченного числа зубчатых колес. Журнал «Вестник Брестского государственного технического университета». №4 (46), 2007г., с.46-52.
8. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Издательство стандартов, 1988, 125 с.
9. ISO 6336-5-2003. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials.

УДК 621.409

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕССА ПРИ РАБОТЕ С БУНКЕРНЫМИ УБОРОЧНЫМИ МАШИНАМИ

Лабодаев В.Д., Новиков А.В., Кочетов А.В. (БГАТУ)

В статье анализируются возможные варианты взаимодействия транспортных средств и уборочных машин, оснащенных технологическими емкостями. Даются рекомендации по снижению простоев транспортных и уборочных машин.

Введение

Транспортный процесс – это перемещение грузов на определенное расстояние. Для его для выполнения транспортного процесса необходимо кроме перемещения грузов произвести их погрузку и выгрузку. Производительность транспортных средств и величина простоя основной технологической машины во многом зависят от организации технологического процесса.

Основная часть

Время оборота (цикла) транспортного средства может быть представлено выражением:

$$T_{об} = t_{дг} + t_{дх} + t_n + t_p + t_1 + t_2, \quad (1)$$

где $t_{дг}$ – время движения транспорта с грузом от места погрузки до пункта разгрузки;

$t_{дх}$ – время движения без груза от пункта разгрузки к месту погрузки;

t_n – затраты времени на погрузку;

t_p – затраты времени на разгрузку;

t_1 – время ожидания погрузки;