УДК 621.651

В. Е. ЩЕРБА
А. К. КУЖБАНОВ
Е. А. ПАВЛЮЧЕНКО
А. П. БОЛШТЯНСКИЙ

Омский государственный технический университет

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАСОС-КОМПРЕССОРА С ГАЗОВЫМ ДЕМПФЕРОМ

В работе рассматривается влияние угловой скорости вращения коленчатого вала на энергетические характеристики и производительность поршневого насос-компрессора с газовым демпфером. Приведены основные результаты расчетов, полученные при проведении анализа влияния угловой скорости вращения вала на коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД, количество отводимой теплоты, утечек газа в компрессорной полости, объемного КПД, неравномерности подачи, относительных утечек и мощности насосной полости.

Ключевые слова: насос-компрессор, газовый демпфер, коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД.

Введение. Одним из основных путей повышения эффективности работы компрессоров и насосов объемного действия является объединение их в одном агрегате. В этом случае повышается эффективность работы компрессора объемного действия (например, поршневого) за счет улучшения охлаждения компримируемого газа, уменьшение утечек и перетечек рабочего тела за счет улучшения уплотнения цилиндропоршневой группы и улучшения условий ее смазки. Улучшается также работа насоса объемного действия за счет увеличения давления в процессе всасывания и уменьшение возможности возникновения кавитации, что обусловлено воздействием давления газа на жидкость. Объектом нашего рассмотрения будет являться поршневой насос-компрессор с газовым демпфером (рис. 1). Наличие газового демпфера позволяет согласовать работу поршневого компрессора и насоса по угловой скорости, так как по отдельности они имеют разные значения оптимальных угловых скоростей.

Результаты и обсуждения. Анализ влияния угловой скорости коленчатого вала на эффективность работы насос-компрессора является основной частью параметрического анализа, позволяющего «вскрыть» внутренние связи объекта и определить его «реакцию» в виде основных интегральных характеристик, таких как индикаторный КПД, коэффициент подачи и так далее на изменение внешних условий. По результатам параметрического анализа даются основные рекомендации по проектированию рассматриваемого объекта. Подобный анализ может проводиться как экспериментальным, так и расчетным путем. В последнее время в связи с развитием метода математического моделирования параметрический анализ проводится на основании разработанной математической модели объекта, адекватность которой доказывается экспериментальным методом.

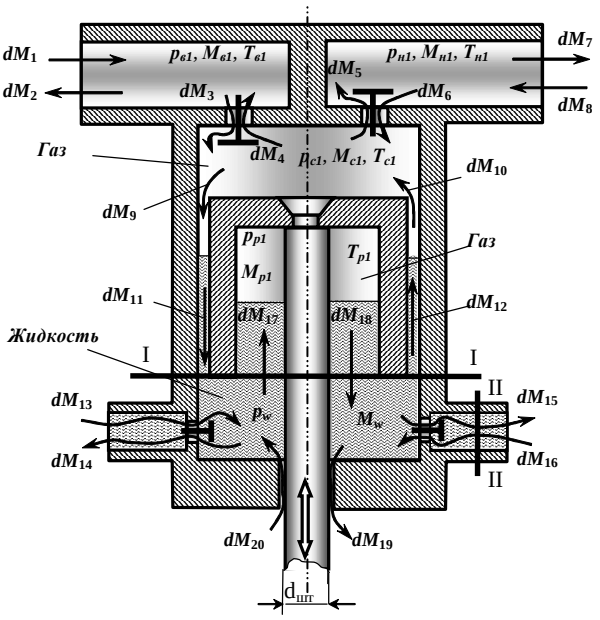


Рис. 1. Схема поршневого насос-компрессора с газовым демпфером и обозначением основных термодинамических параметров контрольных объемов и циркулирующих потоков жидкости и газа

Анализ будем проводить по математической модели рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым демпфером, основные положения которой опубликованы в работах [1 – 3].

Исследуемый объект имеет следующие основные характеристики: ход поршня — 0,045 м; диаметр поршня — 0,038 м; длина поршня — 0,08 м; относительный мертвый объем компрессорной полости — 0,05;

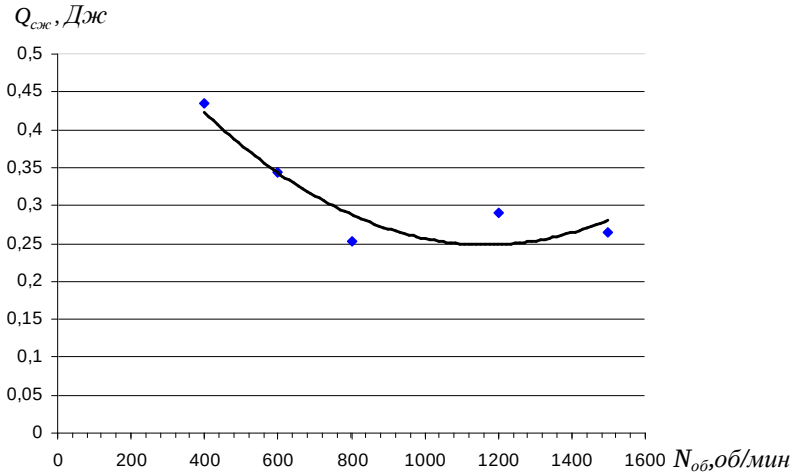


Рис. 2. Зависимость количества отводимой теплоты в компрессорной полости в процессе сжатия от частоты вращения коленчатого вала

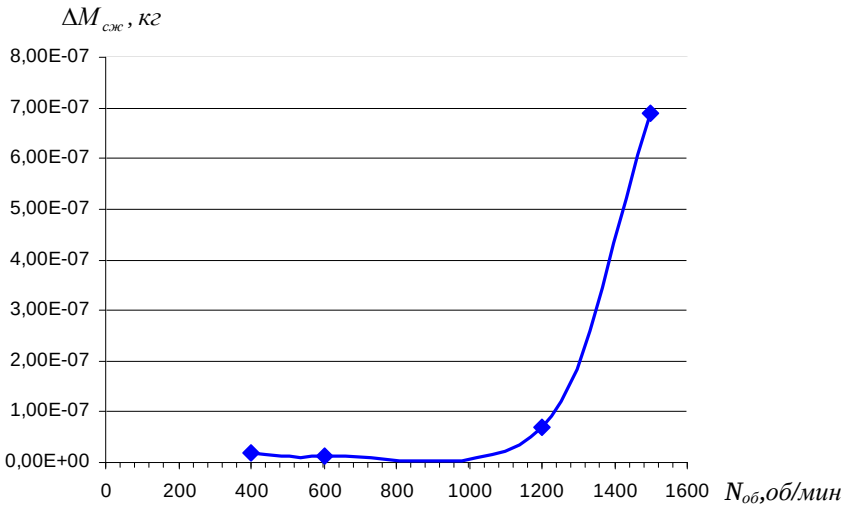


Рис. 3. Зависимость утечек и перетечек в компрессорной полости в процессе сжатия от частоты вращения коленчатого вала

относительный мертвый объем в насосной полости — 0,2; число всасывающих клапанов в компрессорной секции — 2; диаметр прохода в седле всасывающего клапана компрессорной секции — 0,008 м; максимальный подъем запорного органа всасывающего клапана — 0,0012 м; жесткость пружины всасывающего клапана — 80 Н/м; число нагнетательных клапанов в компрессорной полости — 2; диаметр прохода в седле нагнетательного клапана компрессорной секции — 0,006 м; максимальный подъем запорного органа нагнетательного клапана — 0,001 м; жесткость пружины нагнетательного клапана — 40 Н/м; объем газовой полости в насосной секции в конце процесса всасывания — $2{,}036 \cdot 10^{-5}$ м^3.

В насосной полости в качестве всасывающего и нагнетательного клапанов использованы одинаковые единичные клапаны со следующими характеристиками: диаметр отверстия в седле — 0,012 м; максимальная высота подъема запорного органа — 0,004 м; жесткость пружины — 40 Н/м.

Необходимо также отметить при номинальном давлении всасывания в компрессорную и насосную секцию равным — 10^5 Па; номинальном давлении нагнетания компрессорной секции — $5 \cdot 10^5$ Па; номинальном давлении нагнетания в насосной секции — $11 \cdot 10^5$ Па; значение зазора в поршневом уплотнении — $20 \cdot 10^{-6}$ м.

Анализ влияния угловой скорости вращения коленчатого вала будем проводить последовательно для компрессорной и насосной полости. Количество отводимой теплоты от сжимаемого газа является одной из важных характеристик, определяющих эффективность работы компрессора. Представленная на рис. 2 зависимость позволяет сделать вывод, что с увеличением угловой скорости примерно до 1000 об./мин количество отводимой теплоты уменьшается, а затем медленно начинает увеличиваться (до 1400 об./мин). Уменьшение количества отводимой теплоты объясняется в первую очередь уменьшением времени взаимодействия компримируемого газа и поверхностью рабочей полости. Увеличение значения $Q_{сж}$ объясняется увеличением коэффициента теплообмена с увеличением угловой скорости коленчатого вала и, следовательно, скорости поршня и газа в рабочей полости компрессора.

Вследствие наличия в зазоре между поршнем и цилиндром жидкости, то утечки и перетечки газа в процессе сжатия весьма малы. Представленная на рис. 3 зависимость утечек и перетечек сжимаемого газа от частоты вращения коленчатого вала позволяет

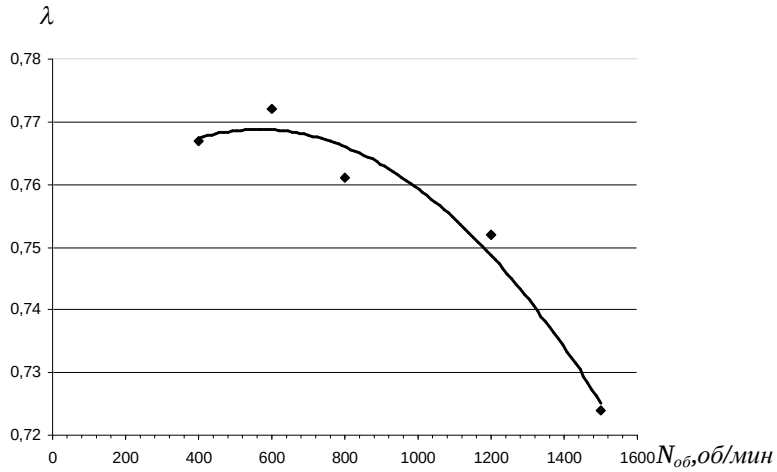


Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

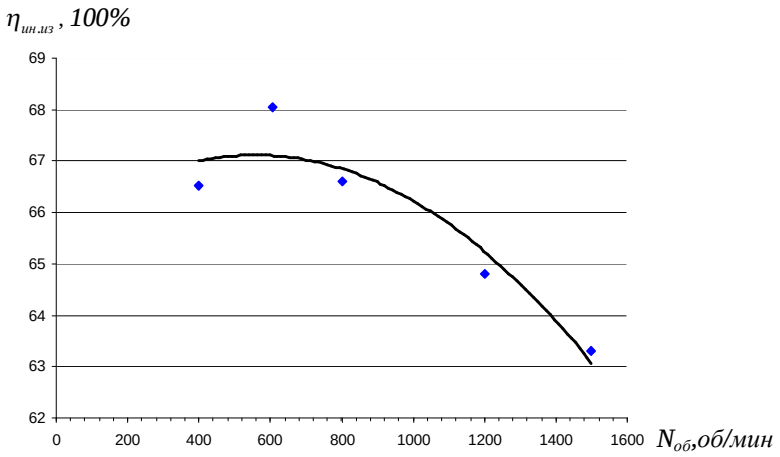


Рис. 5. Зависимость индикаторного изотермического КПД компрессорной полости от частоты вращения коленчатого вала

сделать вывод, что они весьма малы — до 700 об./мин, а затем резко увеличиваются. Это обусловлено тем, что динамика работы всасывающего клапана ухудшается, он начинает работать с запаздыванием, что и приводит к росту утечек и перетечек компримируемого газа. С уменьшением количества теплоты, отводимой от газа в процессе сжатия, при увеличении частоты вращения коленчатого вала значение политропы конечных параметров увеличивается. Эта зависимость носит параболический характер. Необходимо отметить, что увеличение показателя политропы при увеличении частоты вращения коленчатого вала весьма мало.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала увеличивается скорость движения газа в самодействующих клапанах в процессах всасывания и нагнетания, что приводит к увеличению потерь давления согласно закону Дарси и увеличению потерь работы.

На рис. 4 и 5 представлены зависимости коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД компрессорной секции от частоты вращения коленчатого вала. Представленные результаты позволяют сделать вывод, что к коэффициенту подачи и индикаторный изотермический КПД имеют максимум в районе 600 об./мин. Наличие максимума объясняется разнонаправленным действием различных физических причин и характерно для поршневых компрессоров. Необходимо отметить, что наличие газового демпфера в насосной секции практически не сказалось на работе компрессорной секции и представленные выше результаты характерны и для компрессорной секции насос-компрессора, работающего без газового демпфера.

В поршневом насосе с газовым демпфером процесс сжатия в насосной полости достаточно значителен за счет газа в газовой полости и процесс нагнетания начинается значительно позже, чем в обычном поршневом насосе. На рис. 6 представлена мгновенная теоретическая подача поршневого насоса без газового демпфера и действительная подача поршневого насоса с газовым демпфером. Представленные результаты позволяют сделать вывод, что практически на половине хода поршня подача жидкости у насоса с газовым демпфером отсутствует. После открытия нагнетательного клапана и появления подачи насоса, его действительная подача становится чуть выше теоретической. Это обусловлено дополнительным поджатием жидкости газом, находящимся в газовом демпфере. Необходимо также отметить, что с увеличением числа оборотов коленчатого вала начало подачи насоса с газовым демпфером смещается в сторону увеличения угла поворота коленчатого вала и следовательно процесс подачи сокращается. На рис. 7 представленная зависимость неравномерности подачи насоса с газовым демпфером $\Delta = \frac{Q_{max}}{Q_{cp}}$ от числа оборотов коленчатого вала. Для поршневого насоса однократного действия величина

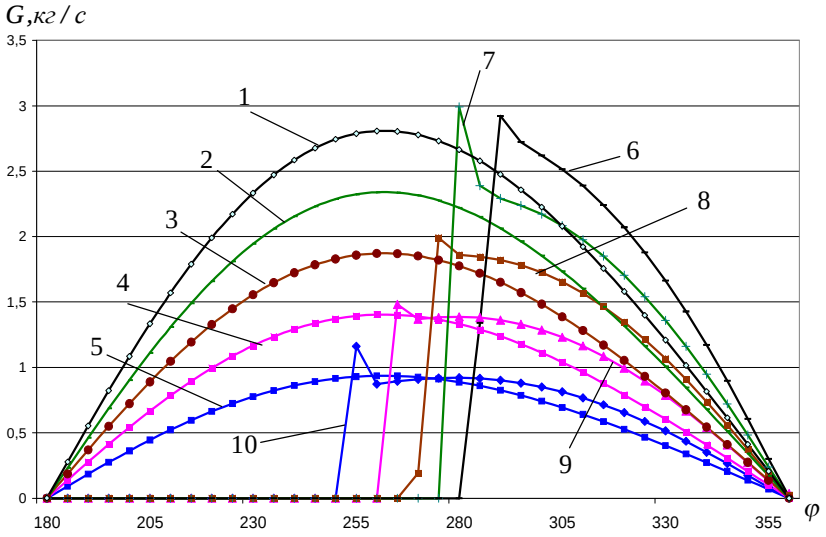


Рис. 6. Зависимость мгновенной теоретической и действительной подачи насосной секции от угла поворота коленчатого вала при различных значениях угловой скорости коленчатого вала.
1 — теоретическая подача поршневого насоса при $n_{об}$=1200 об./мин;
2 — теоретическая подача поршневого насоса при $n_{об}$=1000 об./мин;
3 — теоретическая подача поршневого насоса при $n_{об}$=800 об./мин;
4 — теоретическая подача поршневого насоса при $n_{об}$=600 об./мин;
5 — теоретическая подача поршневого насоса при $n_{об}$=400 об./мин;
6 — действительная подача насосной секции при $n_{об}$=1200 об./мин;
7 —действительная подача насосной секции при $n_{об}$=1000 об./мин;
8 — действительная подача насосной секции при $n_{об}$=800 об./мин;
9 — действительная подача насосной секции при $n_{об}$=600 об./мин;
10 — действительная подача насосной секции при $n_{об}$=400 об./мин

$$\Delta = \frac{Q_{max}}{Q_{cp}}$$

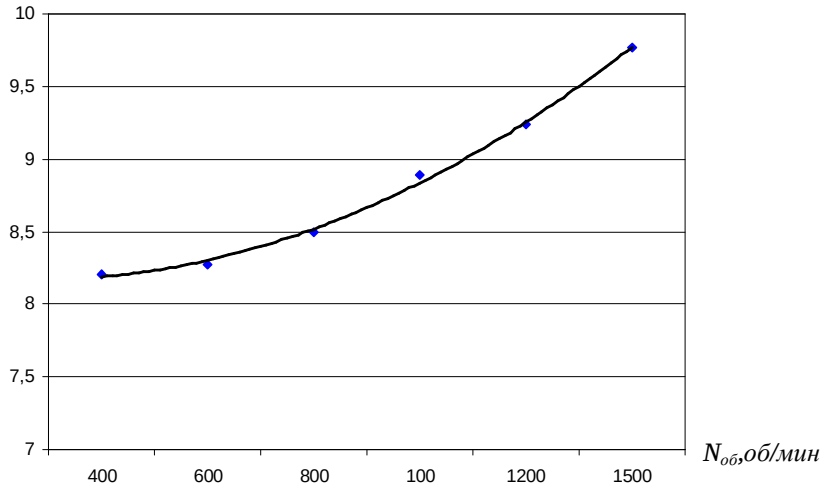


Рис. 7. Зависимость неравномерности подачи насосной секции от частоты вращения коленчатого вала

неравномерности подачи Δ составляет π и не зависит от числа оборотов.

Представленные результаты позволяют сделать вывод, что не равномерность подачи насосной секции с газовым демпфером находится в пределах от 8,21 до 9,766 в диапазоне изменения угловой скорости от 400 об./мин до 1500 об./мин. Зависимость изменения неравномерности подачи от частоты вращения коленчатого вала носит параболический характер.

Наличие газового демпфера существенно сказывается на объемном КПД насосной секции. При отсутствии газового демпфера значение объемного КПД насосной секции находится в пределах 0,92÷0,926 с выраженным оптимумом в районе 600 об./мин. Представленная на рис. 8 зависимость объемного КПД насосной секции с газовым демпфером от угловой скорости вращения коленчатого вала позволяет сделать следующие выводы: значение объемного КПД находится в пределах от 0,674 до 0,364, что значительно ниже значений насосной секции без газового демпфера. Наблюдается монотонное, близкое к линейному, уменьшение объемного КПД с увеличением угловой скорости вращения коленчатого вала.

Необходимо отметить, что относительные утечки жидкости через неплотности насосной секции при наличии газового демпфера меньше чем без него. Относительные утечки жидкости имеют максимум

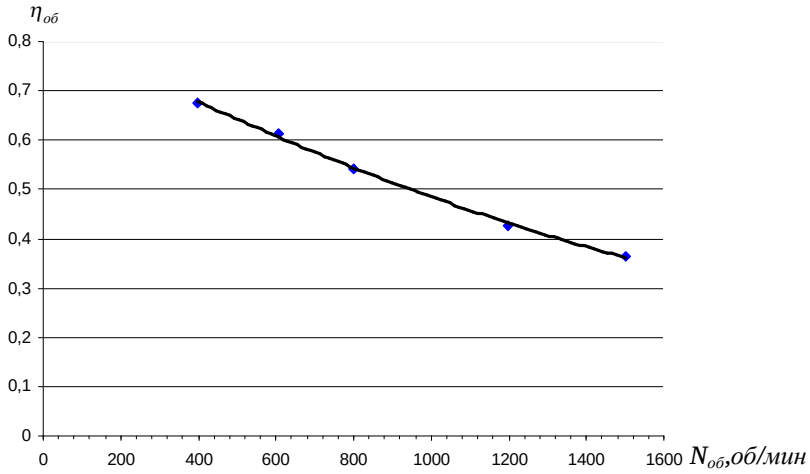


Рис. 8. Зависимость объемного КПД насосной секции от угловой скорости коленчатого вала

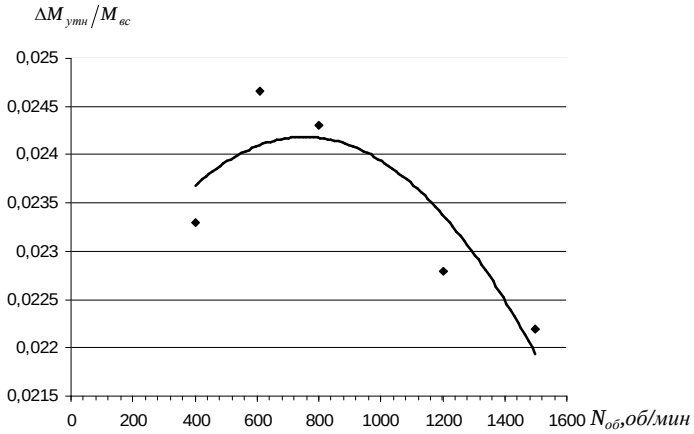


Рис. 9. Зависимость относительных утечек в насосной полости от угловой скорости коленчатого вала

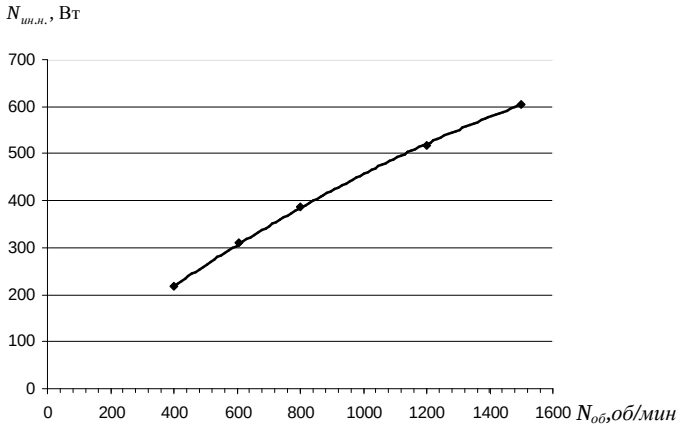


Рис. 10. Зависимость индикаторной мощности насосной секции от угловой скорости коленчатого вала

в районе 600 об./мин (рис. 9). С увеличением угловой скорости вращения коленчатого вала увеличиваются относительные потери давления и мощности в процессе всасывания и нагнетания. В процессе нагнетания относительные потери работы весьма значительны и достигают 31,5 % при числе оборотов коленчатого вала 1500 об./мин. С увеличением угловой скорости коленчатого вала увеличивается индикаторная мощность насосной секции (рис. 10). Эта зависимость близка к линейной, как и в случае отсутствия демпфера. Необходимо отметить, что угол наклона данной прямой меньше, чем аналогичной зависимости при отсутствии демпфера.

Таким образом, подводя итог выше изложенному, можно констатировать, что компрессорная секция исследуемого объекта работает так же, как и без газового демпфера, а объемный КПД насосной секции однозначно уменьшается при увеличении угловой скорости вращения коленчатого вала и увеличивается неравномерность подачи.

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Расчет процессов сжатия и расширения поршневого насос-компрессора с газовым демпфированием /

А. К. Кужбанов, Г. А. Нестеренко, В. Е. Щерба // Омский научный вестник. — 2012. — № 2 (110). — С. 148—152.

2. Математическое моделирование рабочих процессов насоса объемного действия / В. Е. Щерба [и др.] // Омский научный вестник. — 2010. — № 3 (93). — С. 77—81.

3. Расчет процесса нагнетания поршневого насоса с газовым демпфером / А. К. Кужбанов [и др.] // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : сб. докл. XVI Всерос. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. — М. : Издательство МЭИ, 2012. — С. 102—107.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук**,** профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины».

КУЖБАНОВ Акан Каербаевич, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

БОЛШТЯНСКИЙ Александр Павлович, доктор технических наук, доцент (Россия)**,** профессор кафедры «Гидромеханика и транспортные машины».

Адрес для переписки: scherba_v_e@list.ru.

Статья поступила в редакцию 13.02.2013 г.

© В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, Е. А. Павлюченко, А. П. Болштянский

УДК 629.4.027.11

А. Л. АХТУЛОВ
А. В. ШИМОХИН
Л. Н. АХТУЛОВА

Омский государственный университет путей сообщения

Тобольский индустриальный институт

ВЕРОЯТНОСТНАЯ МОДЕЛЬ НАДЕЖНОСТИ ПОДВИЖНОЙ ЕДИНИЦЫ В СИСТЕМЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ВАГОНОВ

В статье рассмотрена вероятностная модель надежности подвижной единицы в системе технического обслуживания и ремонта вагонов на примере буксового подшипника, положенная в основу методики прогнозирования отказа за счет мониторинга скорости роста износа.

Ключевые слова: вибродиагностика, мониторинг оборудования, ТРМ, персонал, система планово-предупредительных ремонтов.

Техническое и обслуживание (ТО) и ремонт (ТР) подвижного состава — вторая наряду с эксплуатационной работой функция депо. В литературе [1, 2] отмечается, что расходы на ТО и ТР составляют 25 % общих расходов хозяйства, а затрачиваемые на ремонт подвижного состава (ПС) средства в течение срока его службы, в 8—10 раз больше первоначальной стоимости.

Для обеспечения требуемой надежности ПС предусмотрена планово-предупредительная система, определяющая виды технического обслуживания (ТО-1...ТО-4), текущих (ТР-1...ТР-3) и капитальных (КР-1, КР-2) ремонтов в зависимости от пробега или срока эксплуатации. При этом структура ремонтного цикла определяется порядком чередования видов технического обслуживания и ремонта.

В литературе [1] указано, что для вагонов установлены следующие виды ремонта:

— капитальный — производится на специализированных вагоноремонтных заводах и для отдельных типов вагонов в вагонных депо. Основные типы грузовых вагонов проходят капитальный ремонт один раз в десять лет, полувагоны — один раз в семь лет;

— деповской ремонт вагонов производится в вагонном депо, после 160 000 км пробега.

Необходимым условием обеспечения безопасности движения на железнодорожном транспорте является надежная и безотказная работа подвижного состава. Одной из мер, позволяющих обеспечить надежность и сократить затраты на проведение ремонтных работ, является своевременное определение дефектных узлов и деталей вагонов, с помощью систем технической диагностики.

Согласно [3], техническая диагностика определяется как «область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состоянии объекта».

В стандартах дается определение различных технических состояний оборудования:

Исправное состояние — состояние объекта, при котором он соответствует всем требованиям нормативно-технической документации.

Неисправное состояние — состояние объекта, при котором он не соответствует хотя бы одному из требований нормативно-технической документации.