

Д.Ю. Иванов, канд. техн. наук, К.В. Важенин, студ., П.А. Чуклин, студ.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-7Н ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740 БЕЗ ДЕМОНТАЖА

Постановка проблемы в общем виде

Современные тенденции к энергоресурсосбережению, к экономии средств на эксплуатацию приводят к необходимости внедрения методов обслуживания и ремонта по фактическому техническому состоянию. Одним из способов реализации таких методов является контроль вибрации оборудования – вибромониторинг. Известно, что вибрационное состояние механизмов прямо или косвенно связано с их техническим состоянием. Также относится и к трибосопряжениям автотракторных двигателей.

Турбокомпрессор (ТК) системы наддува двигателя внутреннего сгорания является чувствительным к условиям его эксплуатации. При наличии абразива в масле, неправильной эксплуатации, в первую очередь, увеличивается зазор в двухслойном подшипнике ротора ТК, а затем происходит аварийный выход из строя всей турбомашины, что останавливает двигатель и при этом может принести ущерб другим его системам. Соответственно, зазор в подшипниковом узле является структурным параметром технического состояния ТК [1, 3]. Такое положение требует периодического контроля величины зазора в подшипниках ТК и, желательно, без дополнительных операций по демонтажу.

Анализ исследований и публикаций

Сегодня, как правило, диагностика транспортные двигателей внутреннего сгорания по анализу вибрации проводится редко, хотя известен ряд работ в этой области, например [2]. Применительно к турбокомпрессорам поршневых двигателей известна работа [5]. Отдельно подшипниковый узел ТК транспортного дизеля исследовался в работах [3, 4]

Известны различные конструктивные исполнения подшипниковых узлов ТК, чаще всего подшипник состоит из двух плавающих вращающихся втулок или одной плавающей невращающейся моноштулки (ПН-моноштулки).

Нерешенные ранее вопросы

Приведенные в [3, 4] расчетные и экспериментальные исследования проводились для подшипников с плавающими вращающимися втулками либо для ТК с обычными запрессованными под-

шипниками [5]. Однако, часто встречаются ТК с ПН-моноштулками, например, на двигателях КамАЗ-740, которые тоже необходимо диагностировать в процессе эксплуатации с целью снижения вероятности аварийных выходов из строя всего двигателя. Для такого типа подшипников неизвестны методики безразборного диагностирования в процессе эксплуатации.

Очевидно, что динамика ротора на подшипнике с ПН-моноштулкой отличается от динамики ротора на подшипниках с плавающими вращающимися втулками. Следовательно, и информативные характеристики изменения ТС в вибросигнале будут различны для разных конструкций подшипниковых узлов.

На основании сказанного **цель работы** - оценка технического состояния (ТС) подшипникового узла турбокомпрессора в виде ПН-моноштулки без демонтажа ТК с двигателя, является актуальной.

В ходе работы **необходимо решить ряд задач**. **1.** Исследовать вибросигналы ряда ТК в различном ТС на различных частотах вращения коленчатого вала двигателя. **2.** Определить частотный состав вибросигналов с корпуса ТК. **3.** Выявить информативные характеристики параметров ТС в вибросигнале, измеренном на корпусе ТК и информативный частотный диапазон для изменения структурного параметра ТС подшипникового узла ТК. **4.** Рекомендовать режим диагностирования. **5.** Получить зависимость изменения информативных характеристик в вибросигнале от изменения структурного параметра ТС подшипникового узла.

Изложение основного материала

Конструктивные особенности подшипникового узла ТК с ПН-моноштулкой

Особенностью подшипников ротора ТК с ПН-моноштулкой является наличие промежуточной невращающейся моноштулки, которая имеет возможность перемещаться в зазоре без вращения. Наличие двух слоев смазки между корпусом и ротором затрудняет процесс оценки технического состояния непосредственно подшипников самым удобным, быстрым и доступным методом контроля роторных систем в процессе эксплуатации – контролем уровня вибрации.

В турбокомпрессоре источники колебательных процессов от взаимодействия элементов подшипников и от аэродинамических сил достаточно разнесены по частотному диапазону, что позволяет оценивать вибрацию корпуса ТК, обусловленную процессами в подшипниках.

Экспериментальная часть

Оценка технического состояния экспериментальных образцов

В процессе исследования был рассмотрен ряд турбокомпрессоров с разным техническим состоянием. В данной работе приведены только те результаты, которые наглядно определяют техническое состояние исследуемых турбокомпрессоров ТКР-7Н. Оценочным показателем технического состояния, в данном случае, будет являться суммарный люфт ротора в его подшипниках, поскольку суммарный зазор ротора в подшипниках может считаться структурным параметром для технического состояния всего турбокомпрессора.

Техническое состояние исследуемых турбо-

компрессоров будем оценивать методом частичной разборки. При этом будем считать, что суммарный зазор в подшипниках ротора пропорционален люфту ротора турбокомпрессора. Суммарный люфт будем использовать для относительной оценки технического состояния испытуемых турбокомпрессоров между собой.

С турбокомпрессоров для измерения суммарного диаметального люфта были сняты улитки с целью лучшего доступа к ротору. С помощью индикаторной головки с погрешностью не более 0,01 мм были произведены замеры суммарных диаметральных люфтов турбокомпрессоров.

Для более достоверной оценки состояния подшипников турбокомпрессора замеры производились в различном направлении: в горизонтальном, вертикальном и осевом. Люфт замерялся на турбинном и компрессорном колесе, замеры проводились в соответствии с нормами метрологии ГОСТ 8.050-73. Значения люфтов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Значение суммарных люфтов ротора турбокомпрессора в различных направлениях X, Y, Z

№ ТК	осевой Z, мм	Турбинное колесо		Компрессорное колесо	
		вертикальный X, мм	горизонтальный Y, мм	вертикальный X, мм	горизонтальный Y, мм
1	0,18	0,58	0,56	0,55	0,60
2	0,28	1,03	1,14	1,14	1,13
3	0,22	0,92	0,9	0,96	0,94
4	0,23	0,95	0,9	0,88	0,91

Испытуемые ТК были разделены по классам технического состояния следующим образом. ТК, люфт которых в диаметральном направлении лежит в пределах до 0,9 мм – исправные полностью. ТК с люфтом в пределах 0,9 – 1,0 мм считаем работоспособными, а те, которые имеют люфт свыше 1,0 мм - неисправными.

Оборудование для экспериментальных исследований

Аппаратура для измерения вибрации

Для измерения вибраций турбокомпрессора непосредственно на ДВС использовалась измерительная аппаратура, состоящая из системы записи вибросигнала и системы его обработки. Данная система измерений позволяет преобразовать сигнал, программно обработать его и сохранить все данные в памяти ЭВМ.

В систему измерения вибрации входит:

– датчик виброускорения,

– усилитель сигнала,

– аналого-цифровой преобразователь (АЦП),

– ЭВМ.

Для измерения вибраций на корпусе турбокомпрессора применялось крепление датчика с помощью клея на специально подготовленную площадку в точке измерения.

Для калибровки и проверки каналов записи и воспроизведения использовался опорный сигнал от задающего генератора с кварцевой стабилизацией частоты. Десятикратное преобразование в частотной области дает возможность обработки и анализа низко- и высокочастотных процессов.

В блок регистрации и синхронизации сигналов входят входные нормирующие усилители, перестраиваемые входные фильтры низких частот, плата быстродействующего синхронного АЦП и система управления фильтрами и питанием.

В измерительную систему включена ЭВМ, управляющая работой АЦП с помощью программы – драйвера, осуществляющего аппаратный запуск АЦП, запись результатов в оперативную память ЭВМ, а затем в файл на магнитном носителе.

Измерение виброактивности корпуса ТК

Способ установки датчиков виброускорения для конкретного агрегата, а именно малоразмерного турбокомпрессора, не регламентируется. Поэтому необходимо руководствоваться правилами, указанными в ГОСТ Р ИСО 5348-99. Датчик для измерений устанавливался на специально отфрезерованную площадку среднего корпуса на цианакриловый клей, обеспечивая необходимую прижимную силу и перпендикулярность оси измерения датчика к поверхности площадки [2]. Для предотвращения перегрева датчика кожух турбины теплоизолировался от места крепления датчика.

В ходе экспериментального исследования измеряли вибрацию корпуса ТК на двигателе КамАЗ – 740.11-240. Вибрация измеряется в двух направлениях. Датчики устанавливались таким образом, чтобы первый канал измерял вертикальную составляющую виброускорения, второй – поперечную, направленную горизонтально и перпендикулярно оси ротора турбокомпрессора, третий и четвертый каналы измеряли виброускорения блока двигателя в тех же направлениях, что и на ТК.

Для определения основных собственных частот замеры производились при заглушенном двигателе. Собственные частоты возбуждались методом тест – удара по корпусу турбокомпрессора в вертикальном и горизонтальном направлениях. Далее виброускорения измерялись при работающем двигателе на режимах холостого хода (х.х.) при частотах вращения коленчатого вала (КВ), соответствующих режиму максимального крутящего момента и режиму номинальной мощности. Сигналы записываются в память ЭВМ одновременно с информацией о замере (номер замера, номер турбокомпрессора, точка измерения). Записанный на ПК сигнал обрабатывается программно с помощью пакета прикладных программ MATLAB .

Результаты эксперимента

При исследовании колебаний корпуса турбокомпрессора с помощью виброизмерительного комплекса были получены реализации виброуско-

рений (рис.1, а, б). После преобразования Фурье получаем спектры виброускорений (рис.1, в, г). Во всех измерениях при спектральном анализе проявляются значимые гармоники в диапазоне до 5 кГц.

С целью выявления наиболее информативных режимов диагностирования, определим наиболее отличающиеся друг от друга реализации виброускорений для ТК с различным техническим состоянием на одних и тех же режимах. Для этого определим начальные характеристики вибросигналов.

По реализациям виброускорений были рассчитаны обобщенные характеристики вибросигналов, такие как, среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения корпуса турбокомпрессора и пикфактор. По результатам предварительной обработки делаем вывод о большей информативности режима х.х. при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности, в горизонтальном направлении.

Анализ полученных результатов

Поиск информативных характеристик

Анализируя спектры виброускорения на режиме х.х при частоте вращения КВ, соответствующей номинальной мощности двигателя, определим диапазоны частот, на которых наибольшим образом проявляется изменение технического состояния подшипникового узла турбокомпрессора. Для этого подробно рассмотрены характерные для подшипников с промежуточными элементами диапазоны частот: третьоктавный диапазон в районе частоты вращения, диапазон 0.3 – 0.6 от частоты вращения. Также определялся диапазон, в котором амплитуда спектра виброускорения в наибольшей степени изменяется в зависимости от увеличения зазоров в подшипниковом узле. В указанных диапазонах были исследованы такие характеристики спектров, как максимальная амплитуда, среднее квадратичное значение узкополосного сигнала, мощность спектра в рассматриваемом диапазоне частот. При этом влияние колебаний блока двигателя и собственных частот колебаний корпуса ТК должны быть минимальными.

Как показал подробный анализ спектров вибросигналов от корпусов ТК в горизонтальном направлении, наиболее информативным является диапазон от 710 Гц до 760 Гц, представленный на рис.2.

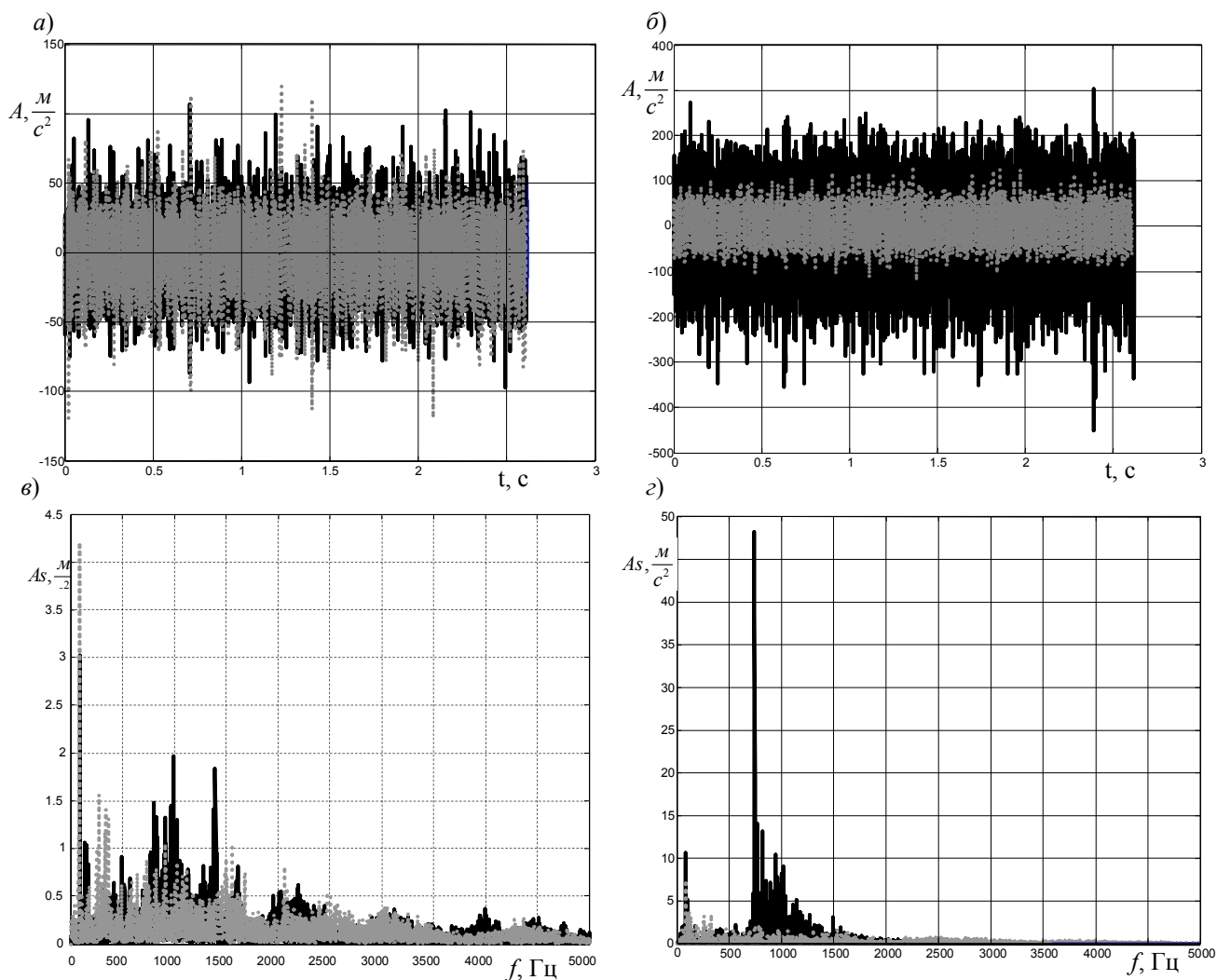


Рис. 1. Реализации (а, б) и спектры (в, г) виброускорений корпусов турбокомпрессоров в горизонтальной плоскости, полученные на частоте вращения КВ соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя(а, в) и номинальной мощности (б, г):

..... – ТК с исправным, ——— ТК с неисправным подшипниковым узлом

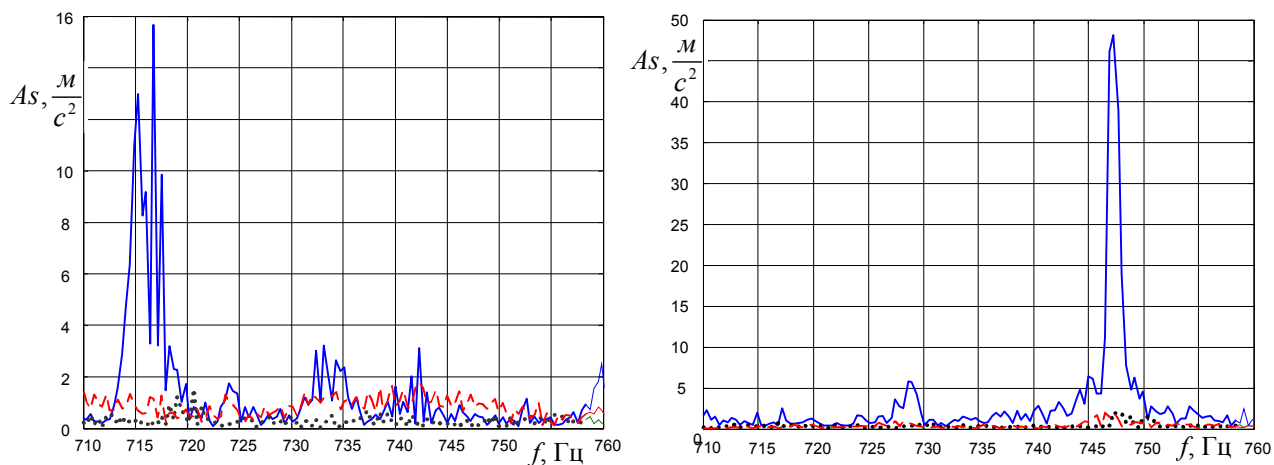


Рис. 2. Спектры виброускорений на частоте вращения КВ соответствующей максимальной мощности двигателя в диапазоне частот 710 – 760 Гц: – ТК с исправным, ——— ТК с неисправным подшипниковым узлом; - - - - - блок двигателя в месте крепления ТК

Диагностическая модель

По результатам экспериментального исследования построены следующие зависимости.

1. Зависимость максимальной амплитуды спектра вибросигнала корпуса турбокомпрессора в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис.3).

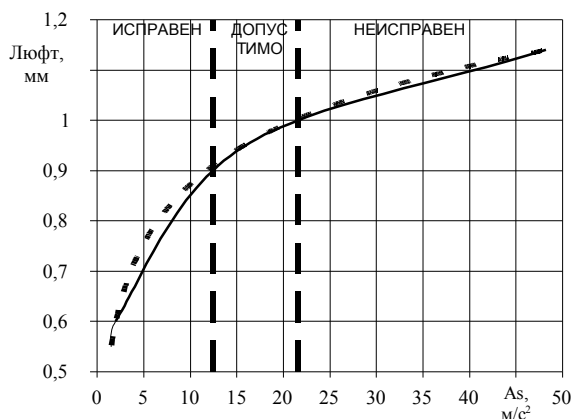


Рис. 3. Зависимость максимальной амплитуды спектра вибросигнала корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
- - - - - линия тренда

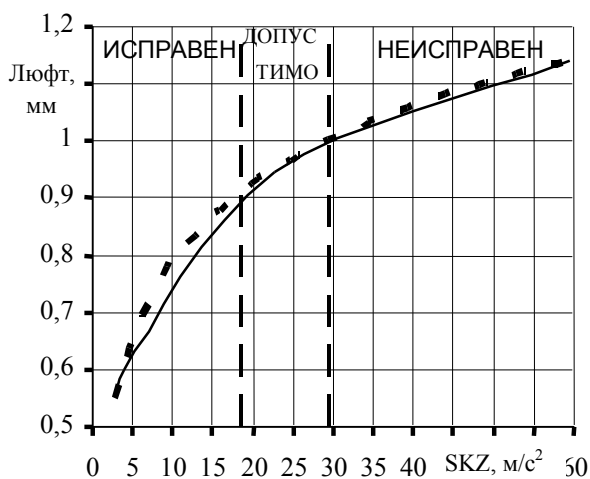


Рис. 4. Зависимость среднего квадратичного значения виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
- - - - - линия тренда

2. Зависимость СКЗ виброускорения корпуса ТК на частотах 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис. 4).

3. Зависимость мощности спектра виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис. 5).

Аппроксимируя полученные экспериментальные зависимости (рис. 3-5) логарифмическими функциями, получим уравнения зависимостей параметра технического состояния от значения диагностического признака в вибросигнале:

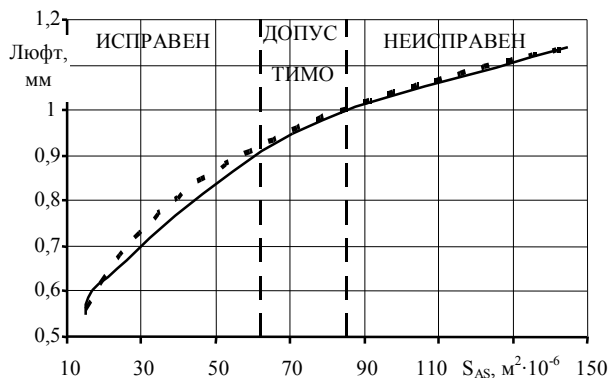


Рис. 5. Зависимость мощности спектра виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
- - - - - линия тренда

$$\text{Люфт} = 0,1696 \ln(As) + 0,482$$

с достоверностью аппроксимации $R^2 = 0,9999$;

$$\text{Люфт} = 0,1969 \ln(SKZ) + 0,3345 \quad (1)$$

с достоверностью аппроксимации $R^2 = 1$;

$$\text{Люфт} = 0,2555 \ln(S_{AS}) - 0,1342$$

с достоверностью аппроксимации $R^2 = 0,9988$.

Полученные уравнения представляют пространство технических состояний подшипникового узла ТК ТКР-7Н двигателя КамАЗ-740.

Заключение

Приведенные уравнения (1) являются диагностической моделью подшипника турбокомпрессора ТКР-7Н, установленного на двигателе КамАЗ – 740. Однако максимальная амплитуда спектра виброускорений корпуса турбокомпрессора является случайным значением, поэтому в данном случае для создания диагностической модели состояния подшипникового узла необходимо использовать статистические величины – среднее квадратическое значение узкополосного сигнала и мощность спектра виброускорений корпуса турбокомпрессора в информативном диапазоне частот. По результатам исследования установлены режим диагностирова-

ния, інформативний частотний діапазон, діагностическіе признакі змінення техніческого состо́яння підшипникового узла, зависимости інформативних характеристик от параметра ТС, которіе позволяют непосредственно определить суммарний люфт в підшипниковом узлі по зміненню вібрації на корпусі ТК, а также проводить мониторинг ТС об'єкта дослідження по величині діагностических признаків.

...

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Список литературы:

1. Белоглазов Н.С. Оценка ресурса капитально – отремонтированных турбокомпрессоров по результатам стендовых испытаний. / Н.С. Белоглазов // Диссертация на соискание степени к.т.н. – Челябинск, ЧГАУ, 1997. – 170с. 2. Диагностика автотракторных двигателей. / Под. ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. – 264с. 3. Иванов Д.Ю. Вибрационный контроль трибосопряжения ротор – плавающая втулка – корпус / Д.Ю. Иванов, А.С. Фишер, К.В. Важеннин //Трибология и надежность. Сборник

научных трудов XI Международной конференции, 27 – 29 октября 2011г. – Санкт - Петербург: Петербургский государственный университет путей сообщения. – 2011. С.128-135. 4. Иванов, Д.Ю. Учет колебаний силового агрегата при диагностировании подшипникового узла ротора малоразмерного турбокомпрессора ТКР-8,5С. /Д.Ю. Иванов, М.К. Филимонов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва №3(19). – 2009. – Ч1 – С.389 – 394. 5. Никитин, Е.А. Диагностирование дизелей/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987 – 224с.

Bibliography (transliterated):

1. Beloglazov N.S. Ocenka resursa kapital'no – otre-montirovannyh turbokompressorov po rezul'tatam stendovyh ispytaniy./ N.S. Beloglazov // Dissertacija na soiskanie stepeni k.t.n. – Cheljabinsk, ChGAU, 1997. –170s. 2. Diagnostika avtotraktornyh dvigatelej./ Pod. red. N.S. Zhdanovskogo. – L.: Kolos, 1977. –264s. 3. Ivanov D.Ju. Vibracionnyj kontrol' tribosoprjazhenija rotor – plavajuwaja vtulka – korpus / D.Ju. Ivanov, A.S. Fisher, K.V. Vazhenin //Tribologija i nadezhnost'. Sbornik nauchnyh trudov XI Mezhdunarodnoj konferencii, 27 – 29 oktjabrja 2011g. – Sankt - Peterburg: Peterburgskij gosudarstvennyj universitet putej soobwenija. – 2011. S.128-135. 4. Ivanov, D.Ju. Uchet kolebanij silovogo agre-gata pri diagnostirovanii podshipnikovogo uzla rotora malorazmernogo turbokompressora TKR-8,5S. /D.Ju. Iva-nov, M.K. Filimonov // Vestnik Samarskogo gosudarstven-nogo ajerokosmicheskogo univ-ersiteta imeni akademika S. P. Koroljova №3(19). – 2009. – Ch1 – S.389 – 394. 5. Niki-tin, E.A. Diagnostirovanie dizelej/ E.A. Nikitin, L.V. Stanislavskij, Je.A. Ulanovskij i dr. – M.: Mashino-stroenie, 1987 – 224s.

УДК 621.43

О.О. Осетров, канд. техн. наук, С.С. Кравченко, магистр, Ю.О. Климец, магистр

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИНТЕТИЧНОГО ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СТАЦІОНАРНОМУ ДВИГУНІ 11ГД100М

Постановка проблеми

На сьогодні палива нафтового походження є головними джерелами енергії для двигунів внутрішнього згоряння. За оцінками фахівців, запаси нафти будуть практично вичерпані в найближчі 50-60 років [1]. Тому особлива увага в сучасному двигунобудуванні приділяється розробці технологій використання альтернативних джерел енергії.

Перспективним джерелом енергії є кам'яне вугілля, запасів якого, при сьогоднішньому обсязі здобування та споживання, вистачить більше ніж на 240 років [1]. Одним з перспективних шляхів використання кам'яного вугілля в ДВЗ є його переробка в синтез-газ, який можна використовувати в якості палива для газових двигунів при незначній зміні їх конструкції.

Метою роботи є аналіз можливості використання синтетичного газового палива, отриманого

газифікацією вугілля, в стаціонарному газовому двигуні 11ГД100М.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питанням дослідження та моделювання робочих процесів двигунів, що працюють на синтез-газі присвячено ряд робіт [2-5].

В цих роботах проаналізовано можливості отримання синтез-газу з різних сировинних джерел, наведено ряд схем реакторів для отримання синтез-газу, виконані розрахунки та експериментальні дослідження робочих процесів двигунів.

Аналіз технічної літератури показав, що недостатньо висвітленим на сьогодні залишається ряд питань. Дослідники, як правило, наводять схематичні зображення реакторів для отримання синтез-газу, проте відсутні рекомендації щодо вибору параметрів таких реакторів. Недостатньо даних щодо фізико-хімічних властивостей газових палив та їх впливу на протікання робочих процесів двигунів.