

К ДИАГНОСТИКЕ СОСТОЯНИЯ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА АВИАЦИОННОГО ГТД В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

НИО-3 ОАО "Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова", Россия:

Борис Борисович Коровин, начальник лаборатории, д.т.н.

Ольга Николаевна Былинкина, начальник сектора,

Аркадий Анатольевич Стасевич, ведущий инженер .

Обсуждается проблема использования вибрационных диагностических признаков состояния межроторного подшипника, полученных в стендовых условиях его работы с внесенными дефектами в составе технологического ТРДДФ. Показано, что при летной эксплуатации собранного по ТУ двигателя возможно кратковременное проявление вышеуказанных диагностических признаков, связанное не с дефектом, а с условиями работы подшипника в эксплуатации. Обращено внимание на возможность появления вблизи диагностической составляющей с частотой вращения сепаратора межроторного подшипника субгармоники комбинационной составляющей вибрации роторов, которая может маскироваться под диагностическую. Даны рекомендации для повышения надежности диагноза.

The problem of diagnostic sign for the intershaft bearing state using is discussed. This sign is detected for a bearing that had an insertion defects while technological afterburning turbofan bend working. It was shown that during flight operation of standard engine transitory appearance of above mentioned diagnostic sign is possible for the bearing without defects. It is took notice of possibility the rotors combination vibration subharmonic appearance proceeded on maximal engine mode. That is why the bearing diagnostic procedure have being recommended for low engine modes.

Ключевые слова: межроторный подшипник, диагностический признак, составляющая спектра, сепаратор, гармоника, модуляция.

Key word: intershaft bearing, diagnostic sign, spectrum component, bearing cage, harmonic, ssubharmonic.

Контроль и диагностика состояния роторных систем по вибросигналу получили широкое распространение в двигателестроении [1], [2]. Воспользуемся методами вибрационной диагностики применительно к двухвальному двигателю с межроторным подшипником в одной из его задних опор. Актуальность ранней диагностики таких подшипников в эксплуатации связана с тяжелыми последствиями их разрушения

При отработке процедур вибрационной диагностики использовались материалы выполненных на "НПЦ газотурбостроения "Салют", наземных экспериментов по вибрографированию ТРДДФ с внесенными дефектами межроторного подшипника [3], [4] и летный эксперимент с собранным по ТУ двигателем подобной схемы.

Дефектный подшипник технологического двигателя имел два небольших очага выкрашивания в наружном кольце, а также 8 роликов с круговым выкрашиванием, кучно смонтированных в сепаратор, напротив которых было установлено 12 роликов без повреждений. Остальные ролики (из общего числа 34) были установлены в свободные окна сепаратора.

Для ускорения износа наружного кольца при сборке оно было установлено таким образом, чтобы места максимального выкрашивания оказались напротив "тяжелого" места на диске, а затяжка гайки крепления кольца произведена с повышенным усилием 50 кгм вместо 5 кгм по ТУ. Для интенсификации износа подшипника в эксперименте на роторе ТВД был создан повышенный дисбаланс 250 гр.см. вместо 20 гр.см. по ТУ.

На основе анализа изменения общего уровня вибраций и структуры спектров по мере наработки в стендовом эксперименте определялись диагностические признаки, пригодные для оценки состояния межроторного подшипника. Для этой цели при спектральном анализе вибросигналов, наряду с составляющими, генерируемыми рото-

рами двигателя, оценивались и составляющие вибраций на частотах, генерируемых при взаимодействии элементов подшипника.

В набор этих частот, связанных с функционированием подшипника, входили: частоты вращения его сепаратора ($F_{нс}$), перекачивания тел качения по внутренней ($F_{нв}$) и наружной ($F_{нн}$) беговым дорожкам, а также частота вращения тел качения относительно своей оси ($F_{нтк}$). Указанные частоты вычислялись по известным соотношениям, определяемым геометрическими характеристиками и кинематикой подшипника [5].

Полученные при стендовых испытаниях диагностические признаки, характеризующие состояние межроторного подшипника, и подходы по прогнозированию этого состояния были оценены при исследовании вибрационного состояния собранного по ТУ двигателя подобной схемы (см. рис.1), в условиях его реальной эксплуатации на маневренном самолете.

В летном эксперименте использовался датчик V-318 на изгибной керамике с встроенным ЧИП-ом, смонтированный в штатном месте на промежуточном корпусе двигателя. Высокочастотный (более 10кГц) сигнал с широкополосного выхода датчика и сопровождающая полетная информация регистрировались весь полет на твердотельные бортовые накопители.

Цифровая послеполетная обработка и анализ информации осуществлялись с помощью специализированных программно-аппаратных комплексов. При этом определялась СКЗ вибрации в роторной полосе частот 70-260 Гц и оценивались узкополосные составляющие в полосе 20-8 000 Гц.

При обработке ВЧ информации выполнялись следующие основные процедуры:

- спектральный анализ вибропроцессов с разрешением 1Гц;
- следящая фильтрация узкополосных составляющих вибра-

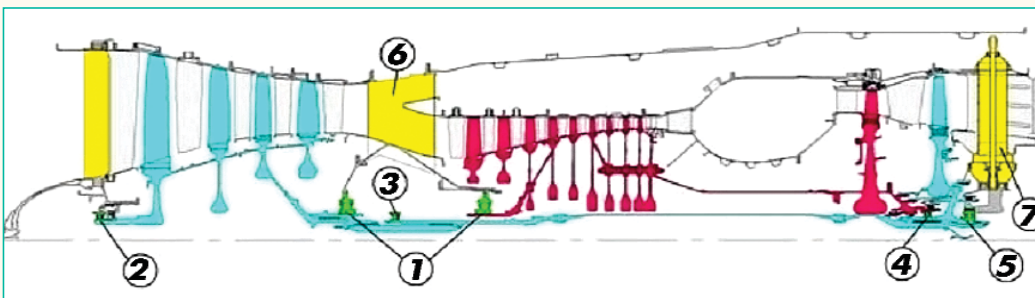


Рис1. Силловая схема обследованного типа двигателя

- 1- радиально-упорные (шариковые) подшипники;
- 2- роликовый подшипник передней опоры КНД;
- 3- передний роликовый подшипник вала НД;
- 4- межроторный роликовый подшипник;
- 5- роликовый подшипник задней опоры ТНД;
- 6- промежуточный корпус;
- 7- задний стоечный узел.

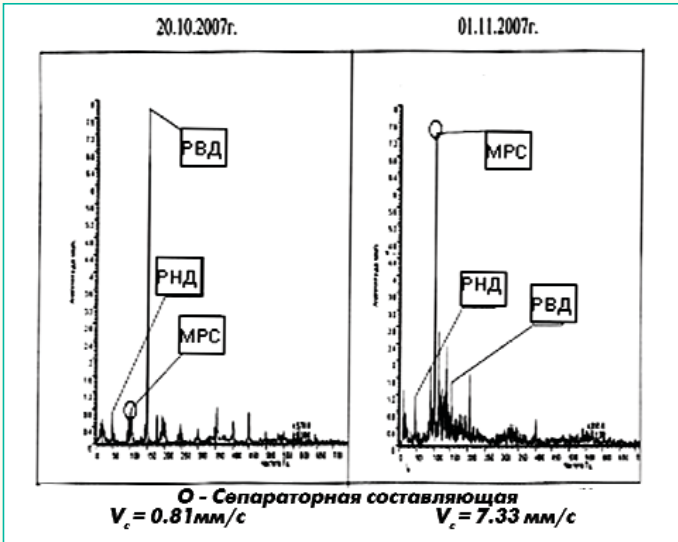


Рис2. Спектры вибраций в штатном месте в начале и конце эксперимента с технологическим двигателем на режиме МГ.

ций (с разрешением 3Гц) и их автоматическая идентификация на основе использования частотных моделей виброактивности двигателя, полученных с помощью передаточных коэффициентов его кинематики;

- построение каскадов спектра и трехмерной версии диаграммы Кемпбелла, позволяющих уточнить природу и проявление выявленных динамических эффектов в двигателе.

В результате стендового эксперимента с двигателем, имеющим дефектный подшипник, установлено устойчивое увеличение СКЗ вибраций в роторной полосе частот по мере наработки на фиксированных режимах его работы, включая режим малого газа (МГ), и максимальные (М), в том числе, форсированные (Ф) режимы [3], [4].

Анализ вибропроцессов в частотной области показал, что наиболее информативной составляющей штатного вибросигнала для оценки состояния подшипника служит узкополосная составляющая на частоте вращения сепаратора F_{nc} . В частности, коэффициенты увеличения интенсивности указанной составляющей для стадии разрушения подшипника по сравнению с начальной стадией эксперимента по нашим оценкам составили значения

$$V_{MГ} = 7,33/0,81 = 9,04 \text{ и } V_{макс} = 57,5/25 = 2,3$$

для режимов МГ и (М+Ф) соответственно (см. рис. 2 и 3).

Виброакустический контроль состояния подшипника, периоди-

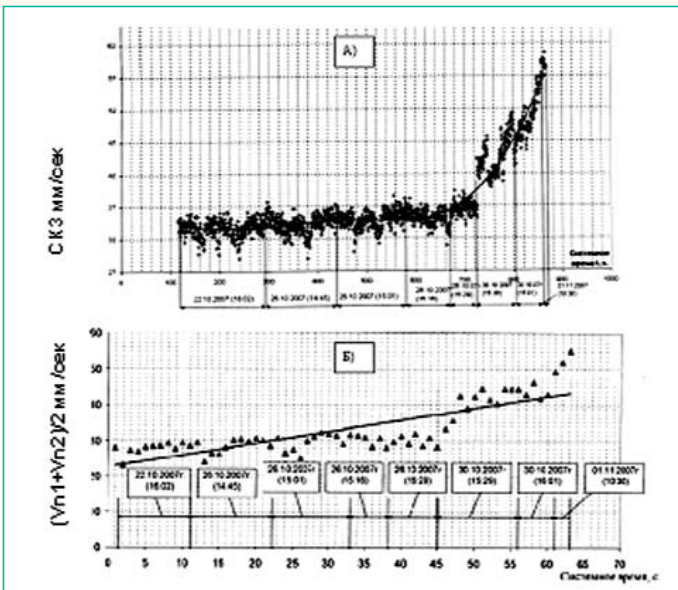


Рис3. Изменение СКЗ вибраций (а) и амплитудного значения составляющей МРС по мере наработки технологического двигателя на режимах М и Ф.

чески выполняемый в процессе проведения стендового эксперимента с помощью соответствующего прибора, позволял обнаружить исходную стадию повреждений, но слабо реагировал на динамику разрушения.

Резюмируя результаты наземных экспериментов можно утверждать, что значимое изменение как СКЗ вибросигнала в роторной полосе частот, так и составляющей, генерируемой межроторным подшипником (назовем ее МРС) на частоте F_{nc} , по всем обследованным местам замера вибраций, включая штатное, происходило на достаточно поздней стадии развития дефекта (см. рис.3).

При этом, даже при превышении величиной СКЗ вибросигнала нормативных уровней, интенсивность роторных вибрации двигателя практически не менялась, так же, как и составляющих, представляющих собой разности сепараторной частоты и частот вращения роторов N1 и N2, и других составляющих, обусловленных модуляционными эффектами.

При дополнительном анализе экспериментальных материалов, использованных в [3] и [4] и результатов летного эксперимента с двигателем подобной схемы, авторами настоящей работы было высказано сомнение в правомерности диагноза состояния подшипника по увеличению интенсивности МРС на повышенных режимах работы двигателя. Указанное сомнение относится к режимам работы двигателя со значениями N1 и N2 в диапазоне 90-100%, когда величина F_{nc} принималась равной полусумме частот вращения роторов $(F_1 + F_2)/2$ в то время, как ее истинное значение отличалось от нее на 1-1,5 Гц.

Из анализа кинематических соотношений для определения сепараторной частоты F_{nc} (теоретически (1) и для конкретной конструкции межроторного подшипника рассматриваемого двигателя (2))

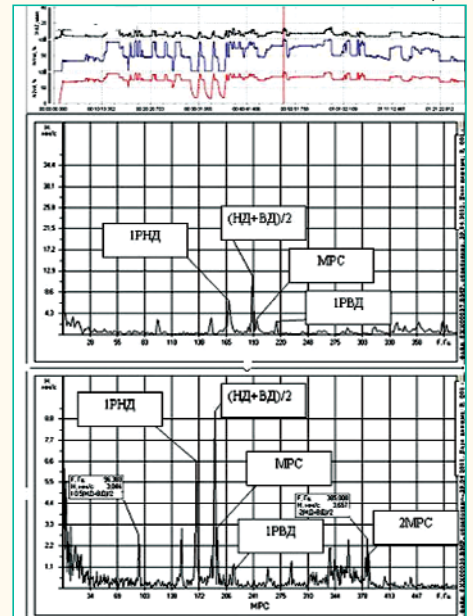


Рис.4 Иллюстрация одновременного проявления составляющих МРС и (НД+ВД)/2 в спектре вибропроцесса для режимов П и Ф

$$F_{nc} = F_1 (d_c - d_{тк}) / 2d_c + F_2 (d_c + d_{тк}) / 2d_c \quad (1)$$

$$F_{nc} = 0,468 F_1 + 0,532 F_2, \quad (2)$$

де d_c и $d_{тк}$ - диаметры сепаратора и тел качения соответственно, следует, что $F_{nc} = (F_1 + F_2)/2$ лишь в случае равенства нулю диаметров тел качения подшипника, либо для строго заданного отношения частот вращения роторов, компенсирующего отличия коэффициентов при F_1 и F_2 в уравнении (2) от величины 0,5. Поэтому доминирование в спектре вибраций составляющей на частоте $(F_1 + F_2)/2$ (назовем ее PC_{n1+n2}) не следует путать с МРС.

Указанная неопределенность оценки диагностического признака объясняется тем, что при использованном в спектральном анализе разрешении по спектру величиной 1Гц, значения составляющей МРС на повышенных режимах работы двигателя инструментально не различимы с комбинационной составляющей вибрации PC_{n1+n2} .

Подтверждение существования составляющей PC_{n1+n2} на максимальных режимах работы двигателя рассматриваемой схемы при одновременном существовании МРС иллюстрируется спектрами на рисунках 4 и 5. При его получении использовалось

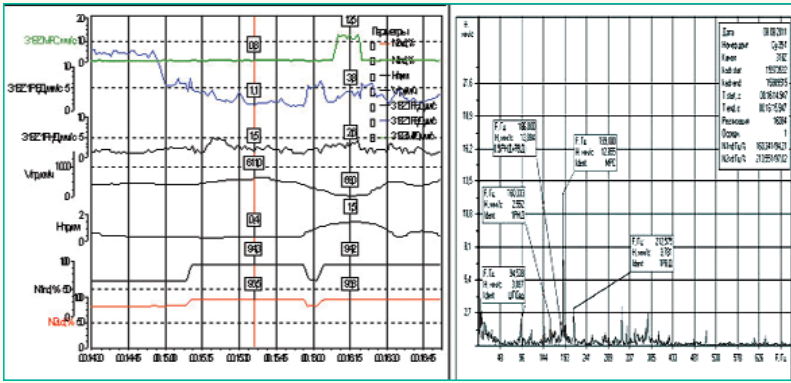


Рис.5. Проявление составляющей МРС при выполнении пилотажной фигуры "Колокол"

разрешение по спектру 0,33 Гц.

Вопросы, связанные с природой возникновения составляющей PC_{n1+n2} и условиями ее проявления на двигателе остаются открытыми. Поэтому диагностику состояния подшипника на частоте МРС предпочтительнее осуществлять на режиме МГ. Это следует делать не только потому, что интенсивность МРС на указанном режиме возрастает при разрушении подшипника существенно больше, чем значение составляющей, принимаемое за МРС на режимах М и Ф, но и вследствие отсутствия риска маскировки МРС при больших скольжениях роторов на малых режимах.

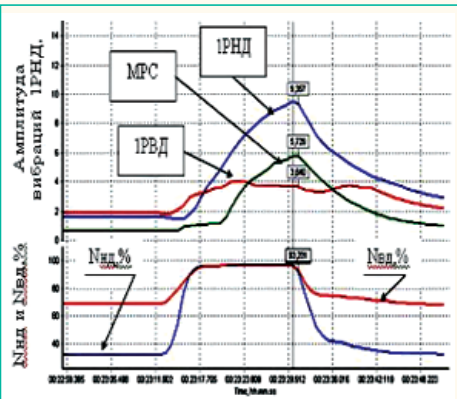


Рис.6. Проявление МРС после вывода двигателя на режим ПФ в стартовых условиях.

>3,5 мм/с на режиме МГ, подобную ситуацию логично принять в качестве необходимого условия отказа межроторного подшипника. Одновременное же увеличение амплитудных значений МРС на режимах МГ и М (Ф) при дальнейшей наработке двигателя следует рассматривать как событие, связанное с появлением серьезного дефекта в подшипнике.

Для отработки процедуры надежной диагностики начала разрушения межроторного подшипника необходима оценка проявления характерных признаков его дефекта на двигателе, собранном по ТУ, в том числе и в условиях его реальной эксплуатации на самолете. Такая оценка была выполнена при установке ТРДДФ той же силовой схемы, что и технологический двигатель, на маневренный самолет.

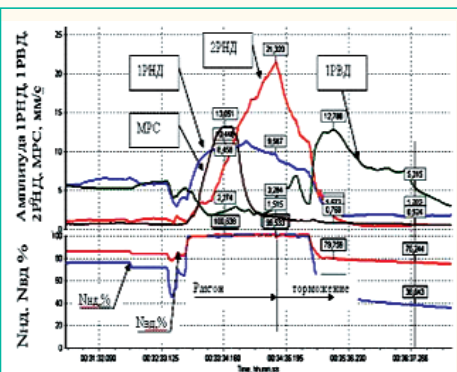


Рис.7. Проявление МРС при разгоне самолета на Максимале (H=3 км, M=1,3)

Так как согласно результатам вибрографирования технологического двигателя с дефектным подшипником стадии начала его разрушения для больших режимов работы двигателя соответствовали значения амплитуды МРС порядка 40 мм/с при уровне этого параметра

на маневренный самолет. В результате проведенных исследований неожиданно оказалось, что составляющая МРС с интенсивностью, которая для технологического двигателя была достаточно представительной, чтобы по ней судить о выраженных дефектах подшипника (амплитуда

величиной до 16 мм/с и доминирование в спектре), может кратковременно возникать и в штатных условиях работы двигателя на самолете.

Сказанное иллюстрируется рисунком 5, на котором показано проявление составляющей МРС во временной и частотной областях при выполнении пилотажной фигуры "колокол". Из рассмотрения рисунка, в частности видно, что резкое увеличение интенсивности МРС отмечено только в верхней части траектории полета, а в спектре, рассчитанном для верхней точки фигуры на высоте 1,5 км при скорости 68 км/ч сепараторная составляющая межроторного подшипника доминирует, на порядок превышая интенсивность роторных гармоник 1РВД и 1РВД.

Остановимся на двух наиболее важных особенностях проявления повышенного уровня МРС в эксплуатационных условиях.

Первая из них - нестационарный характер изменения во времени с характерным максимумом, что отмечалось при выводе двигателя на режим полного форсажа в наземных условиях (см. рис 6), при выполнении разгона самолета на Максимале (см. рис.7) и при запусках двигателя в полете с выходом на большие режимы.

Вторая особенность - взаимосвязь вышеуказанного характера проявления МРС в разгонах самолета с положительным градиентом увеличения амплитуды второй роторной гармоники РНД2 при одновременном превышении ею в ряде случаев величины базовой гармоники 1РВД (см. рис 7)

Первая из рассмотренных особенностей, по-видимому, связана

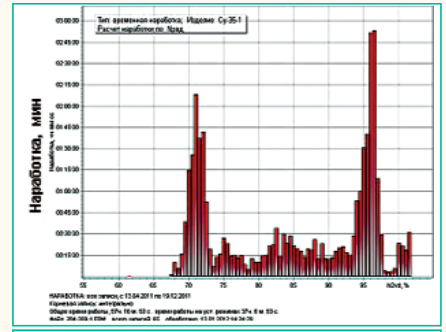


Рис.8. Режимная наработка двигателя по параметру N2

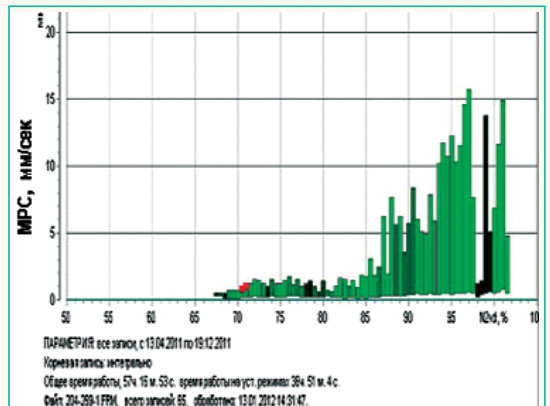


Рис.9. Вибромодель двигателя для составляющей МРС (изменения пределов ее минимальных и макс-симальных значений) по N2.

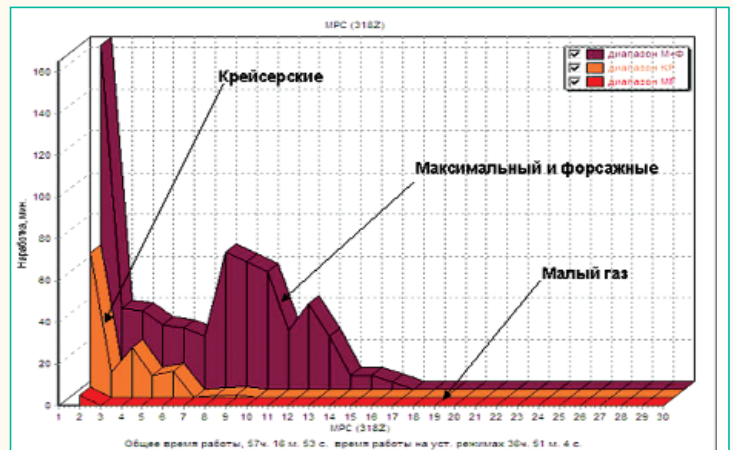


Рис.10. Гистограммы амплитудных значений МРС для различных диапазонов режимов работы двигателя

с температурными деформациями конструкции узла подшипника и роторов двигателя, сопровождающих его прогрев. Вторая может быть объяснена кратковременным нарушением соосности роторов из-за деформации ротора КНД в результате изменения осевых сил в двигателе при разгоне самолета, что подтверждается зафиксированными при испытаниях случаями задевания ротора КНД о статор.

На рисунках 8 и 9 показаны режимная наработка и вибромодел для MPC по параметру N2, рассчитанные по полетной информации всех 65 полетов подконтрольной эксплуатации. Из рассмотрения рисунков видно, что разброс амплитудных значений MPC при заданной величине N2 может достигать нескольких порядков при сложном характере протекания режимной наработки по N2. Учитывая это и нестационарный характер изменения интенсивности MPC во времени (см. рис. 5, 6 и 7), представление о наработке двигателя при различной интенсивности MPC можно получить в виде гистограммы.

Такая гистограмма, рассчитанная для трех характерных режимов работы двигателя в 65 полетах его подконтрольной эксплуатации на самолете, показана на рисунке 10. Как можно видеть из рассмотрения рисунка, что необходимое условие начальной стадии разрушения межроторного подшипника (превышение амплитудным значением MPC величины 3,5 мм/с на режиме МГ и 40 мм/с на максимальном и форсажных режимах двигателя) не выполнено. Таким образом, оснований остановки эксплуатации двигателя из-за отказа межроторного подшипника нет, и испытания могут быть продолжены. **А**

Литература

1. Карасев В.А., Максимов И.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей-М., Машиностроение, 1978 г. 132 с.
2. Коровин Б.Б., Червонюк В.В. Идентификация опасных динамических процессов в ГТД по вибросигналу. В сб. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов, вып 11, Куйбышев, 1984г.- С. 155-158.
3. Назаренко Ю.Б., Светашова Л.Ф. Диагностика роторов и межроторного подшипника по виброскоростям на корпусах двухвальных турбореактивных двигателей. // Авиационно-космическая техника и технология.-2009.-№9/66.-С.135-139
4. Колотников М.Е., Назаренко Ю.Б., Иванов А.В., Светашова Л.Ф.. Динамика роторов двухвальных турбореактивных двигателей. Проблемы межроторного подшипника. //Научно-технический конгресс по двигателестроению. НТДК. 2008. Десятый международный салон: сборник тезисов.-М.,2008.-С.112.
5. Неразрушающий контроль: Справочник :под общ. Ред. В.В. Клюева-М. Машиностроение, 2006.-336с.
6. А. Ширман, А. Соловьев "Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования.М.- Машиностроение, 1996.-224с.
7. D.Lynn, Manage, Training, Computational Systems, Ins/ Выявление дефектов подшипников качения с помощью анализа вибрации. //перевод с англ. И.Р. Шейняк, под редакцией В.А.Смирнова 2010.- Связь с автором: flysim-11i@mtu-net.ru

XI МЕЖДУНАРОДНЫЙ ПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ – 2012

МЕЖДУНАРОДНЫЕ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ ВЫСТАВКИ И КОНФЕРЕНЦИИ

20-23 НОЯБРЯ



Генеральные информационные партнеры:



Технический партнер:



ОРГАНИЗАТОР
Международный выставочный центр
ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:
Государственного агентства Украины по управлению государственными корпоративными правами и имуществом Украинской Национальной Компании "Укрстанкоинструмент"



Международный выставочный центр
Украина, 02660, Киев
Броварской пр-т, 15
М "Левобережная"
☎ (044) 201-11-65, 201-11-56
e-mail: lilia@iec-expo.com.ua
www.iec-expo.com.ua
www.tech-expo.com.ua