
Ключевые слова: рециркуляция отработавших газов, оксиды азота (NO_x), камера сгорания.

Andreev A., Pirisunko M.

EXHAUST GAS RECIRCULATION WAYS TO IMPROVE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF THE VESSELS DIESEL ENGINES

In this article the prospects of use exhaust gas recirculation system (EGR) in diesel engine. EGR system is the most convenient and the least harmful way for the reducing NO_x emissions in terms of deterioration of the engine. EGR system has the advantage over other methods, such as compression ratio, water injection and other, because a power characteristic changes fractionally. High specific heat capacity values of components such water vapor and carbon dioxide provides a reduction temperature of fire inside the combustion chamber and reduces the amount of nitrogen oxides.

Keywords: exhaust gas recirculation, nitrogen oxides (NO_x), combustion chamber.

УДК 681.3.06.14

Свиридов В.И.

РАСЧЕТ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Предлагается подход, позволяющий прогнозировать остаточный ресурс узлов и деталей по фактическому уровню вибрации насосных агрегатов и механизмов в условиях эксплуатации.

Ключевые слова: прогнозирование ресурса, метод, подшипники, насос, эксплуатация.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Переход на техническое обслуживание и ремонт по состоянию предполагает наличие диагностического обеспечения для судового оборудования и механизмов в эксплуатационных условиях.

Наряду с определением ТС насосного агрегата в конкретный момент времени и поиском дефектов одной из важнейших проблем их создания и эксплуатации является прогнозирование состояния, заключающееся в предсказании либо ТС насосного агрегата в прогнозируемый момент времени, либо временного интервала, в течение которого насосный агрегат не изменит своего состояния.

Необходимо отметить, что разработанные до настоящего времени методы прогнозирования не дают возможность предсказать внезапные отказы, т.е. отказы, характеризующиеся резким изменением параметров ТС насосного агрегата, в частности ПК, до предельного значения. Прогнозировать с определенной степенью точности можно постепенные отказы, характеризующиеся постепенным изменением параметров ТС и обусловленные износом тел и дорожек качения подшипников и старением смазки [2].

Основой для прогнозирования ТС ПК, как и для многих других технических объектов, является аналитическое прогнозирование, при котором по многомерному вектору состояний S_n (S_1, S_2, \dots, S_n) или диагностических сигналов X_m (X_1, X_2, \dots, X_n), измеренному в моменты $t_1, \dots, t_1, \dots, t_k$, необходимо определить их значение в моменты t_j ($j = k+1, \dots, k+L$).

Аналитическое прогнозирование ТС объектов основывается на объективном

существовании определенной тенденции изменения параметров их состояния или диагностических сигналов при эксплуатации, основные закономерности которой могут быть охарактеризованы временной функцией. При этом полагают, что эта зависимость, называемая трендом и выражающая усредненную во времени для периода наблюдения тенденцию, может быть экстраполирована на последующие периоды времени.

Прогнозирование ТС ПК насосного агрегата является сравнительно трудной технической задачей. Это связано с тем, что на ТС даже однотипных насосные агрегаты влияет сочетание большого числа эксплуатационных факторов, часть которых трудно учесть. Основной задачей прогнозирования является определение остаточного ресурса ПК, т.е. их наработки от начала эксплуатации до наступления предельного состояния. Определение остаточного ресурса ПК позволяет объективно определить момент необходимости проведения ТОР насосного агрегата, чтобы избежать его разрушения.

Цель исследований. Теоретически обосновать и экспериментально проверить предельные уровни вибрации судового насосного оборудования и механизмов с вращающимися роторами.

Объект исследования – насосное оборудование с электроприводом в эксплуатационных условиях в составе судовой энергетической установки.

Предмет исследования – диагностические параметры функциональной диагностики насосного оборудования.

Методы исследования. Перечисленные задачи решались методами системного анализа, математической статистики, теории распознавания образов, гармонического и спектрального анализа, Фурье-анализа, цифровой обработки результатов экспериментов. Кроме того, использовались методы числового анализа и моделирование с применением компьютерных пакетов обработки информации типа Matlab-7 и Mathat-14, программы цифровой обработки сигнала вибрации типа VibroCAD и CONANt-2.0.

Результаты исследований. Известно [4], что номинальная долговечность это число циклов (или часов), которые подшипник должен проработать до появления первых признаков усталости, т.е. появления на их поверхностях микротрещин, начало образования шелушения металла, выбоин рабочих поверхностей тел и дорожек качения. Под усталостью ПК подразумевается начало образования шелушения, микротрещин, выбоин рабочих поверхностей тел и дорожек качения [2].

Под долговечностью (расчетным сроком службы) понимают срок службы партии ПК, в течение которого не менее 90 % одинаковых подшипников при одной и той же нагрузке и частоте вращения должны проработать без появления признаков усталости металла на рабочих поверхностях [5].

Найденная [1] зависимость (2) ресурса ПК от их виброактивности позволяют разработать методику расчета эксплуатационной долговечности ПК насосного агрегата, которая заключается в следующем.

1. С помощью виброизмерительной аппаратуры измеряют общий уровень L_k виброускорения подшипникового шита (в диапазоне частот от 5...20 Гц до 10...15 кГц) в децибелах или суммарный коэффициент виброперегрузки K_n , который определяется

$$K_n = A/g,$$

где A – амплитуда виброускорения, m/c^2 ; g – ускорение свободного падения.

Если измеряли L_k , дБ, то K_n находят по формуле автора

$$K_n = 10^{(L_p - 90,3)/20}, \quad (1)$$

где $L_p = (L_k + 10)$ – уровень виброускорения ротора, дБ.

2. Эксплуатационную долговечность ПК насосного агрегата находят по найденной авторами [3,43] экспериментально-теоретической зависимости

$$T_0 = T \left[\frac{1,7}{1 + K_n} \right]^r, \quad (2)$$

где: T – расчетная долговечность ПК (обычно приводится в формулярах насосного агрегата и, как правило, равна 10...12 тыс.ч);

r – показатель степени ($r = 3$ для шарико- и $r = 3,33$ для роликоподшипников).

В табл.1.1 сведены результаты расчета долговечности ПК по формуле (2) от произвольно выбранных K_n при условии, что расчетная долговечность подшипников

$$T = 10...12 \text{ тыс.ч.}$$

Из формулы (2) видно, что повысить ресурс ПК в эксплуатационных условиях возможно путем уменьшения K_n за счет:

- периодического проведения проверки балансировки (рекомендуется через 2...2,5 тыс.ч) ротора;
- своевременного (по фактическому ТС) проведения ТОР;
- контроля качества виброизолирующего крепления, если оно есть;
- подкрепления фундаментов (увеличение их массы и жесткости) и других мероприятий.

Таблица 1

Зависимость ресурса подшипников качения от коэффициента виброперегрузки K_n

K_n	L_p , дБ	L_k , дБ	T , ч.	
			шарикоподшипник	роликоподшипник
0,6	86	76	14648	12738
0,7	87	77	12212	10416
0,8	88,5	78,5	10288	8633
0,9	89,5	79,5	8748	7220
1,0	90,5	80,5	7500	6098
1,1	91,5	81,5	6478	5172
1,2	92	82	5634	4444
1,3	92,5	82,5	4930	3842
1,4	93	83	4342	3334
1,5	94	84	3838	2912
1,6	94,5	84,5	3412	2564
1,7	95	85	3048	2264
1,8	95,5	85,5	2732	2006
1,9	96	86	2460	1786
2,0	96,5	86,5	2222	1600
3,0	99,5	89,5	838	618
4,0	102,5	92,5	480	296

Методика прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения.

Несмотря на множество подходов к решению задач прогнозирования, можно выделить один как не требующий применения сложного математического аппарата. Сущность данного метода прогнозирования остаточного ресурса ПК заключается в использовании теоретически-экспериментально найденной авторами [3,4] зависимости (4.2) ресурса ПК от коэффициента виброперегрузки K_n .

Если учесть, что для большинства ПК насосного агрегата расчетный ресурс составляет $T = 10 \dots 12$ тыс.ч., то зависимость (2) можно записать так:

$$T_{\text{ост}} = \frac{58956}{(1 + K_n)^r} \text{ ч.}, \quad (3)$$

где: r – показатель степени ($r = 3$ для шарико- и $r = 3,33$ для роликоподшипников).

Остаточный ресурс ПК по формуле (3) обеспечивается при условии, что значение K_n в процессе эксплуатации насосного агрегата не изменяется. Однако это условие не выполняется, т.к. коэффициент K_n зависит (несет информацию) от многих конструктивных и эксплуатационных факторов: температуры; ТС ПК; количества и качества смазки; качества изготовления и сборки ПУ и др.

Таким образом, коэффициент K_n является обобщенным параметром (функцией) ТС ПК и, естественно, не может быть постоянным в процессе эксплуатации насосного агрегата.

Данное положение является весьма важным, поскольку, осуществляя постоянный контроль за текущими значениями K_n , по формуле (3) возможно определить остаточный ресурс ПК.

Для практического определения остаточного ресурса ПК удобно использовать результаты расчетов, приведенных в табл.1 или на графике рис.1.

Методику прогнозирования остаточного ресурса подшипников качения рассмотрим на практических примерах, которые приведены ниже.

Пример. Известно, что в насосном агрегате установлены новые ПК (например, после выполнения ремонта).

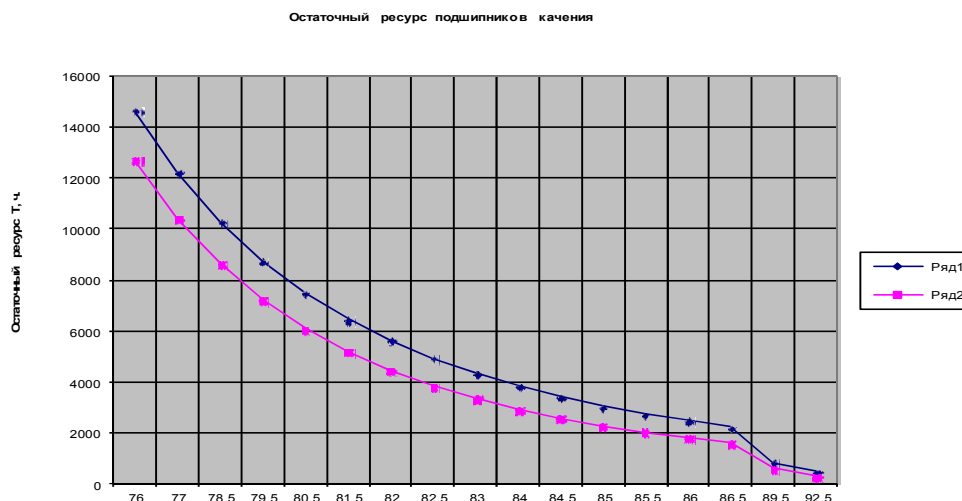
1. Измеряют общий уровень виброускорения L_k подшипникового щита или (если имеются приборы) непосредственно K_n .

2. По табл.1 или по графику рис.1 определяют остаточный ресурс ПК.

3. По истечении начального периода приработки ПК (не менее 48 ч.) производят замену смазки. Вновь измеряют L_k и уточняют остаточный ресурс ПК (как правило, общий уровень вибрации L_k уменьшается, а остаточный, согласно зависимости (3), ресурс ПК увеличивается).

4. Периодичность измерения текущих значений уровней вибрации L_k для уточнения остаточного ресурса ПК выбирается как $0,5T_{ост}$, но не реже чем через 2...2,5 тыс.ч. (один раз в три месяца).

Пример. Общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k = 77$ дБ, что соответствует $T_{ост} = 12212$ ч. (см. табл.1 для шарикоподшипников). Следующий замер L_k необходимо произвести через 2...2,5 тыс.ч.



**Рис. 1. Уровни виброускорения подшипникового щита L_k , дБ
ряд 1 – для шарикоподшипника; ряд 2 – для роликоподшипника**

Если $L_k = 85$ дБ, что соответствует $T_{\text{ост}} = 3838$ ч., то следующий замер производят через $0,5T_{\text{ост}}$, т.е. через 1919 ч. наработки ПК.

5. Результаты измерений L_k записываются в формуляр насосного агрегата. Если по мере наработки ПК L_k увеличился более чем на 6 дБ (в два раза), то производят замену смазки в ПК и после этого по вновь замеренному уровню L_k , уточняют остаточный ресурс подшипников.

Пример. Нарботка ПК неизвестна.

1. Заменяют смазку в ПК и измеряют L_k , по которому определяют остаточный ресурс. Если величина остаточного ресурса меньше необходимой, то производят замену ПК по мере возможности остановки насосного агрегата. Однако, однозначно подлежат замене ПК, имеющие общий уровень виброускорения подшипникового щита $L_k > 100$ дБ при условии, что смазка в них качественная.

Таким образом, измеряя L_k или K_n в процессе эксплуатации насосного агрегата в составе судовой энергетической установки, уточняют остаточный ресурс ПК с учетом изменения динамики процесса их разрушения (износа) и эксплуатационных факторов (температуры, вибрационной помехи от рядом работающих механизмов и др.).

Производим расчет долговечности подшипников.

Заданный (расчетный) ресурс ПК возможно обеспечить путем выполнения следующих операций:

1. Устанавливать на насосном агрегате ПК с нормируемым по величине радиальным зазором, что позволит обеспечить заданные уровни вибрации на частотах $F_{\text{вр}}$ и F_c и, как следствие, обеспечить расчетный ресурс подшипников. Нормы для ПК насосного агрегата, с учетом условий их эксплуатации разрабатываются непосредственно предприятием, эксплуатирующим эти насосные агрегаты или согласно нижеприведенной рекомендаций.

2. Зазор в подшипнике должен быть оптимальным. В противном случае увеличивается виброактивность ПК (при большом радиальном зазоре) или повышается их температура (при слишком маленьком зазоре). Для насосного агрегата массой более 2 т. оптимальный посадочный зазор лежит в пределах 16...20 мкм, для насосного агрегата массой менее 2 т. – 6...10 мкм.

3. ПК необходимо (желательно) устанавливать с одинаковыми посадочными зазорами. Разность по величине зазоров не должна превышать 1...3 мкм.

4. Вибрационную дефектацию виброизолирующего крепления (если оно имеется) необходимо проводить после проведения подбалансировки ротора механизма.

5. После приработки новых ПК в течение не менее 48 ч. при номинальной нагрузке производить повторную замену смазки, обращая внимание на чистоту промывки подшипников, качество и количество вновь закладываемой смазки.

Определяем оптимальный посадочный радиальный зазор подшипников качения.

Методику определения оптимального посадочного радиального зазора ПК целесообразно рассмотреть на конкретном примере насосный агрегат с подшипниками, которые имеют диаметр сепаратора $D_o = 157,5$ мм.

В процессе выполнения работ по ТОР насосного агрегата необходимо устанавливать ПК с оптимальным радиальным зазором, чтобы обеспечить нормированный уровень виброускорения на частоте вращения $L(F_{\text{вр,л}}) = 56$ дБ, измеренный на лапе машины в вертикальном направлении при работе насосного агрегата в прогретом состоянии (при $t_k = 60$ °С и $t_b = 68$ °С).

Необходимость проведения измерений вибрации на близлежащей к ПК лапе насосного агрегата может быть вызвана тем, что измерить вибрацию непосредственно на корпусе ПУ в повседневной деятельности бывает невозможно.

Исходные данные. $F_{\text{вр}} = 50$ Гц; $L(F_{\text{вр,л}}) = 56$ дБ; $D_o = 157,5$ мм; $t_k = 60$ °С;

$t_b = 68$ °С; $M_p = 1145$ кг; $M_k = 4640$ кг.

где $F_{\text{вр}}$ – частота вращения ротора машины, Гц;

$L(F_{вр,л})$ – уровень виброускорения на частоте вращения, измеренный на лапе насосного агрегата в вертикальном направлении, дБ;

D_0 – диаметр сепаратора ПК, мм;

t_k – температура корпуса насосного агрегата;

t_b – температура вала насосного агрегата;

M_k, M_p – масса ротора и корпуса насосного агрегата соответственно.

1 шаг: определяем поправочный коэффициент по формуле:

$$K_{пк} = (M_p + M_k)/M_p = (1145 + 4640)/1145 = 5,05. \quad (4)$$

2 шаг: предварительно, путем проведения экспериментальных измерений уровней виброускорения ПУ $L(F_{вр,пу})$ и близлежащей лапы $L(F_{вр,л})$ насосного агрегата, находят разницу в уровнях вибрации ΔL :

$$\Delta L = L(F_{вр,пу}) - L(F_{вр,л}) \quad (5)$$

Эту разницу запоминают, и в дальнейшем все измерения вибрации проводят на близлежащей к ПУ лапе насосного агрегата.

Находим уровень виброускорения ПУ насосного агрегата на частоте $F_{вр}$

$$L(F_{вр,пу}) = L(F_{вр,л}) \pm \Delta L, \quad (6)$$

где (+), если $\Delta L > 0$ и (-), если $\Delta L < 0$. В данном примере $L(F_{вр,пу}) = L(F_{вр,л})$, т.е. $\Delta L = 0$.

3 шаг: используя заданное значение вибрации $L(F_{вр,л})$, находим размах (двойную амплитуду) $2S(F_{вр})$ вибрации насосного агрегата на частоте $F_{вр}$ по формуле:

$$\begin{aligned} & (56 - 40 \lg 50 + 24)/20 \\ 2S(F_{вр}) &= 10 = 3,98 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

4 шаг: величину рабочего радиального зазора ПК находим по формуле:

$$q_p = K_{пк} \times 2S(F_{вр}) = 5,05 \times 3,98 = 20,1 \text{ мкм.} \quad (7)$$

Примечание. При расчете считают, что ротор насосного агрегата отбалансирован до максимально возможной величины.

5 шаг: находим температурный фактор по формуле:

$$q_t = V(t_b - t_k)D_0, \quad (8)$$

где V – коэффициент линейного температурного расширения (для стали $V = 0,011$);

$$q_t = 0,011 \times (68 - 60) \times 157,5 = 13,86 \text{ мкм.}$$

6 шаг: учитывая, что посадочный радиальный зазор ПК можно определить при работе насосного агрегата в холодном состоянии (т.е. при $t = (t_b - t_k) = 0$), имеем

$$q_n = q_p + q_t = 20,1 + 13,86 = 33,96 \text{ мкм.}$$

Таким образом, для обеспечения заданного (нормированного) уровня виброускорения на частоте вращения $L(F_{вр,л}) = 56$ дБ необходимо устанавливать в насосном агрегате ПК с посадочным радиальным зазором $q_n = 33,96$ мкм. При установке ПК с оптимальным посадочным зазором обеспечивается также заданный ресурс.

Выводы.

1. Найденная зависимость (2) позволила разработать новый эффективный метод прогнозирования остаточного ресурса ПК по данным об виброактивности и предложить методику расчета их эксплуатационной долговечности.
2. Разработанные рекомендации позволяют продлить ресурс ПК, уменьшить

-
- виброактивность насосного агрегата, и, как следствие, повысить их эксплуатационную надежность.
3. Предложенная методика определения оптимального посадочного радиального зазора в ПК и использования метода амплитудной модуляции позволяют увеличить эффективность ТОР насосного агрегата и безопасность эксплуатации насосного оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдулаев А.А. Методика расчета эксплуатационной долговечности ПК судовых машин и механизмов / А.А. Абдуллаев // Дальневосточный НТ по судовой радиоэлектронике. – Владивосток, 1989. – С. 12-19.
2. Бахтеяров И.Д. и др. Контроль качества продукции (Акустическая эмиссия). – М.: Знание, 1988.
3. Авакян В.А. Исследование качества монтажа подшипников электрических машин путем вибродиагностики //Электротехника. – 1980. №8 с.29-33.
4. Исследование работоспособности подшипников качения с консистентной смазкой в малых электрических машинах вероятностными методами. – Труды ВНИИЭТ, 1971 т.37, С. 305-312.
5. Нарышкин В.Н., Корастышевский Р.В., Спицын Н.А. Опоры качения. - В кн.: Трение, изнашивание и смазка. – М.: Машиностроение, 1971, С.57-74.
6. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования /Александров А.А., Барков А.В., Баркова Н.А., Шафранский В.А. – Л.: Судостроение, 1986, 276 с.

Свиридов В.І.

РОЗРАХУНОК ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ПІДШИПНИКІВ НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Пропонується метод, що дозволяє прогнозувати залишковий ресурс вузлів і деталей за фактичним рівнем вібрації судових насосних агрегатів і механізмів в умовах експлуатації.

Ключові слова: прогнозування ресурсу, метод, підшипники, насос, експлуатація.

Sviridov V.

BEARING LIFE CALCULATION REQUIRES PUMPING EQUIPMENT SHIP POWER PLANT

The approach to predict the residual life of components and parts for the actual level of vibration pump units and mechanisms in the field.

Keywords: forecasting resource, method, bearings, pump operation.