

2009. **8.** Исмаилова Л.Ю., Косиков С.В. Информационное моделирование динамических рассуждений на примере юридической деятельности. - Технологии информационного общества - Интернет и современное общество: Материалы Всероссийской объединенной конференции. С-Пб., 20–23 ноября 2001 г. - СПб.: Изд-во С.-Пб. ун-та, 2001. - с.36–43. **9.** Исмаилова Л.Ю., Косиков С.В. Глава 2. Модели управляемой редукации как основа построения систем с динамической семантикой. Категорный подход. В коллективной монографии «Информационные системы и технологии», Красноярск, 2011. – с. 27-45. **10.** Curry H.B., Hindley R., Seldin J.P. Combinatory Logic. – Vol. II. Studies in Logic 65, North-Holland Co., Amsterdam, 1972. **11.** Ismailova L.Y., Kosikov S.V., Zaytsev A.E. Applicative computational technologies for generating the families of simulating business games. — Proceedings of the 11th international workshop on computer science and information technologies CSIT'2009. — Crete, Greece, 2009. **12.** Ismailova L.Y., Kosikov S.V. Applicative models, semantic scalability and specialized calculations for business games in jurisprudence // Proceedings. International workshop «Innovation technologies – Theory and Practice», Dresden, September 06-10, 2010 Germany, p. 33-35, FDZ, Dresden-Rossendorf, 2010.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ТЕПЛОВЫХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ АВАРИЙНОЙ СИТУАЦИИ ПОПАДАНИЯ ИНОРОДНОГО ТЕЛА В УПОРНЫЙ ПОДШИПНИК ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ СУДНА

Капанадзе Г.А., Рак А.Н.

(ДонНТУ, Донецк, Украина)

Тел. моб. : +38 095 510 52 82, Раб. : +38 062 301 03 80, e-mail: kapkan21@gmail.com

***Резюме:** В статье рассматриваются вопросы, связанные с применением теории тепловых процессов к расчету нормального эксплуатационного и аварийного режимов работы упорных подшипников главных двигателей морских судов. Приведен пример расчета.*

***Ключевые слова:** Упорный подшипник, главный двигатель, вода, масло, инородное тело, кинематическая вязкость.*

Выход из строя упорно-опорного подшипника может привести к невозможности работы главного двигателя, потере судном мореходности, авариям, которые могут привести к пожарам, взрывам, и, в конечном счете, гибели судов, людей, груза. Недавние события, произошедшие с т/х «Новочеркасск» Азовского морского пароходства являются тому подтверждением. Перейдем к краткому изложению аварийной ситуации (АС).

На переходе судна в центральном посту управления (ЦПУ) вышел сигнал по максимальной температуре масла на выходе из упорно-опорного подшипника главного двигателя (ГД). Из-за невозможности немедленной остановки ввиду сложной навигационной обстановки продолжили движение на пониженных оборотах. Примерно через 1 час ГД был остановлен. После вскрытия смотровых лючков упорного подшипника для осмотра, обнаружили заклинивание сегментов переднего хода (ПХ) – глубокие задиры. От предпринятой попытки продолжить рейс на пониженных оборотах ГД, вынуждены были отказаться из-за аварийного состояния упорного подшипника.

Экспертной комиссией конторы Капитана порта Мариуполь, расследовавшей причины АС, как возможные выставлены причины: плохое качество циркуляционного масла главного двигателя (содержание воды в масле 4% вместо допустимых 2%),

нарушение ПТЭ дизелей (невыполнение мероприятий по улучшению качественных показателей масла), выход из строя системы смазки подшипника (засорение питающего трубопровода подвода масла к упорному подшипнику, закрытие клапана подвода масла к упорному подшипнику).

Прежде чем перейти к рассмотрению аварийной ситуации, обратим внимание на ряд моментов.

При обводнении масла до 10-20% существенного изменения условий работы гидродинамических подшипников при такой удельной нагрузке (0,9 МПа) не наблюдалось (экспериментальные исследования, проведенные в ДонГТУ в 1986-1989 гг.). То есть никакие подшипники из строя выйти не должны были бы.

Контроль качественных показателей масла выполнялся экипажем. О чем свидетельствуют записи в журнале качества нефтепродуктов.

Засорение питающего трубопровода подвода масла к подшипнику невозможно ввиду его конструктивных особенностей: диаметр 50мм, винтовой масляный насос, тройной сетчатый фильтр.

Полное отсутствие смазки (при этом наибольшие разрушения наблюдались бы на наибольшем диаметре, на периферии подшипника и гребня).

Малая скорость вращения, не позволяющая создать «гидродинамический клин». При этом наибольшие разрушения имеют место на минимальном диаметре, у вала.

В случае закрытия трубопровода подвода масла к упорному подшипнику, уровень масла в камере упорного подшипника находился на уровне сливного трубопровода, который находится на уровне разъема корпуса. В случае закрытия клапана, поступление масла обеспечивается через просверленное в тарелке клапана отверстие диаметром 4мм. В данных случаях произошло бы медленное нагревание упорного подшипника, а не резкое повышение, имевшее место в рассматриваемом случае.

Изучение и анализ, фотографий, на которых отчетливо видны:

- следы механического воздействия поверхностного трения (светлый фон, указывающий на цвет металла-подложки, нанесенного на чугунную поверхность перед заливкой баббита по всей поверхности подшипника;

- глубокие задиры, вплоть до чугуна-материала подшипника, повреждение гребня (царапины глубиной до 3 мм с рваными краями;

Так как разрушение рабочих поверхностей подшипника произошло в средней его части, то наиболее вероятной причиной является присутствие ИТ, исключившего наличие масляного зазора и повредившего рабочие поверхности.

Полное выплавление баббитового слоя подшипника – результат полужидкостного и полусухого трения, ведущих к выделению тепла, связанному с повышением температуры. У подшипников, выполненных из мягких материалов (баббиты), несущая способность ограничивается наступающим при повышенных температурах размягчением материала и разрушением его под действием высоких давлений в масляном слое еще до возникновения полусухого трения

Все это вместе взятое могло привести к выходу из строя подшипника.

Руководствуясь вышеперечисленными критериями была смоделирована ситуация и на ЭВМ проведен расчет вариантов режимов: с нормальным и «обводненным» маслом, аварийный режим с нормальным и обводненным маслом.

по методике, которая приведена ниже.

Теплоотвод через смазочный материал, вытекающий из подшипника, определяется по [1], Вт:

$$Q = c \cdot V \cdot \rho \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}) \cdot 10^{-3} = c \cdot V \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где ρ - плотность масла, кг/м³;

c – удельная теплоемкость масла, Дж/кг⁰С;

V – объем масла, прокачиваемого через подшипник, м³;

$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{ex}}$ – разность температуры масла на выходе из подшипника и входе в него, °С.

При наличии в масле воды, его плотность и теплоемкость определяются согласно [2]:

$$\rho = \rho_{\text{воды}} \cdot b + (1 - b) \cdot \rho_{\text{масла}}, \quad (2)$$

$$c = c_{\text{воды}} \cdot b + (1 - b) \cdot c_{\text{масла}}, \quad (3)$$

где b – содержание воды, %.

Величина масляного слоя в соответствии с [3]:

$$h_o = a \cdot \sqrt{d_{\text{cp}}}, \quad (4)$$

где d_{cp} – средний диаметр подшипника, м. При расчете в формулу подставляется значение в м., а конечный результат представляется в мкм.

a – коэффициент, учитывающий чистоту обработки поверхностей:

$$d_{\text{cp}} = 0,5 \cdot (D_1 + d_1), \quad (5)$$

где D_1 - внешний диаметр подшипника согласно основных геометрических размеров подшипника, м;

d_1 - внутренний диаметр подшипника согласно геометрических размеров, м.

Объем, занимаемый маслом в подшипнике, м³, определяется, исходя из его конструкции.

$$V^1 = \pi \cdot (D_1 / 2)^2 \cdot h_o - \pi (d_1 / 2)^2 h_o, \quad (6)$$

Масса масла в зазоре, кг:

$$m = \rho \cdot V^1, \quad (7)$$

Объем масла, прокачиваемого через подшипник, м³:

$$V = v \cdot m / S$$

где v – вязкость масла, м²/с (для справки 1сСТ=10⁻⁶ м²/с).

S – проходное сечение подшипника, м²:

Для рабочей температуры по номограмме рис.1, приведенной в [4] необходимо определить вязкость. Вязкость определяется следующим образом. Зная к какому классу относится используемое в данном типе ГД масло, и его вязкость, проводим прямую линию, параллельную прямой данного класса вязкости. Затем из точки, соответствующей рабочей температуре восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с полученной прямой. Точка пересечения и есть искомая вязкость, которую принимаем при расчетах.

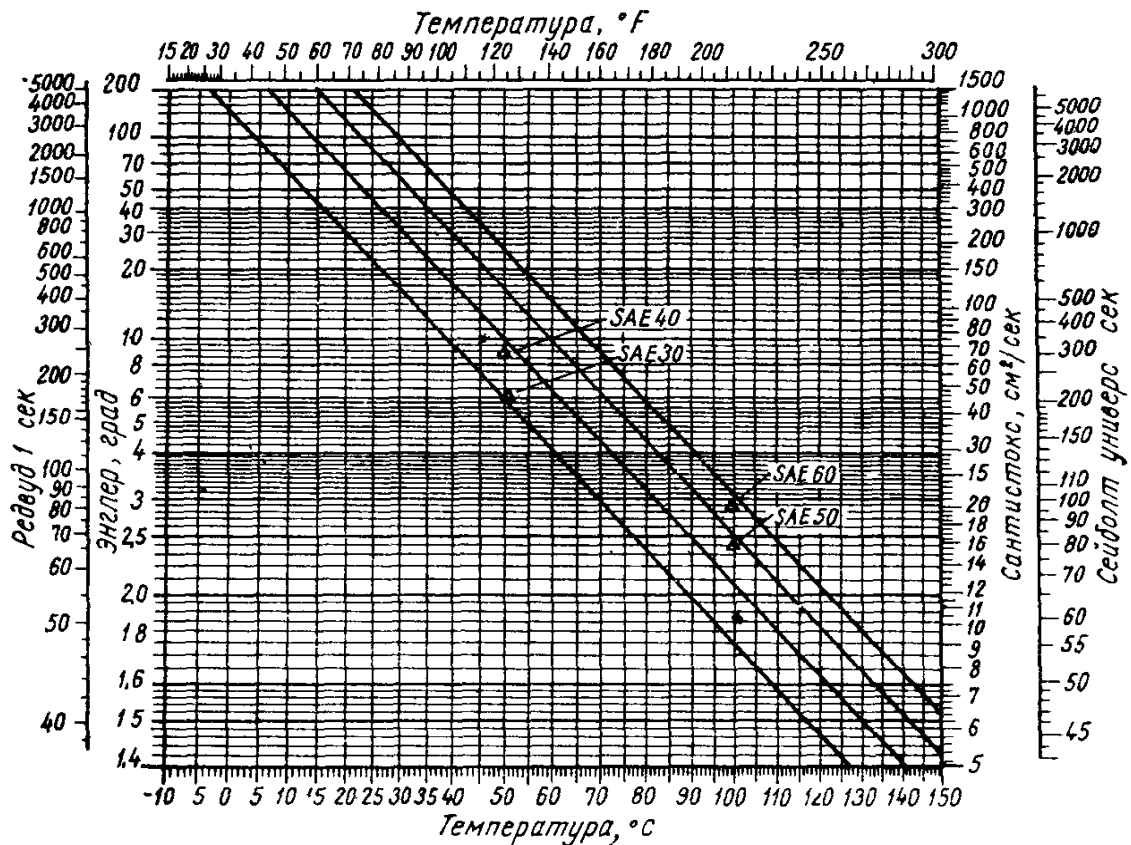


Рис. 1. Номограмма для определения вязкости смазочных масел (по классификации SAE) в зависимости от температуры

$$S = h_o(D_1 - (d_1 + l)), \quad (9)$$

где l – длина инородного тела, м.
 Линейная скорость вращения м/с:

$$v_b = \frac{\pi \cdot n \cdot d_{cp}}{60}, \quad (10)$$

Коэффициент теплоотдачи подшипника (КТО) по [5], Вт/м² °С:

$$\alpha = 7 + 12\sqrt{v_b}, \quad (11)$$

Данные по КТО носят ориентировочный характер. Для более точных данных необходимы специальные исследования.

Суммарная поверхность теплоотвода подшипника, м². Определяется исходя из конструктивных данных.

$$S_{\Sigma} = 2S_{\Gamma} + S_{бок}, \quad (12)$$

Торцовая поверхность подшипника, м²

$$S_T = \pi \cdot (R_1^2 - r_1^2), \quad (13)$$

Боковая поверхность подшипника, м².

$$S_{бок} = \pi \cdot R_1 \cdot h, \quad (14)$$

где h – толщина подшипника, м.

Превышение температуры подшипника над температурой окружающей среды определяем из соотношения:

$$\alpha \cdot S_{\Sigma} \cdot \theta = Q, \quad (15)$$

Откуда получаем, что:

$$\theta = \frac{Q}{\alpha \cdot S_{\Sigma}}, \quad (16)$$

Температура масла в подшипнике, °С :

Моделирование теплового переходного процесса в подшипнике проводилось согласно [5]:

$$\begin{aligned} \theta_{подш} &= \theta + \theta_{окр}, \quad (17) \\ C \frac{d\theta}{dt} + \alpha \cdot S_{\Sigma} \cdot \theta &= Q \end{aligned}$$

где: C – теплоемкость, Дж/°С:

t - время, с.

$$C = m \cdot c, \quad (19)$$

Повышение температуры произошло практически мгновенно, в течении нескольких минут, вследствие внезапного изменения режима работы подшипника с 47°С до 50°С в момент выхода сигнала о нарушении температурного режима, жидкостное трение сменилось граничным. Внешним осмотром, прикосновением ладони к корпусу подшипника (поскольку температура по логометру вышла за пределы измерений) установлено, что даже при легком прикосновении ладонь удержать удалось всего несколько секунд. Это свидетельствует, что процесс стал необратимым.

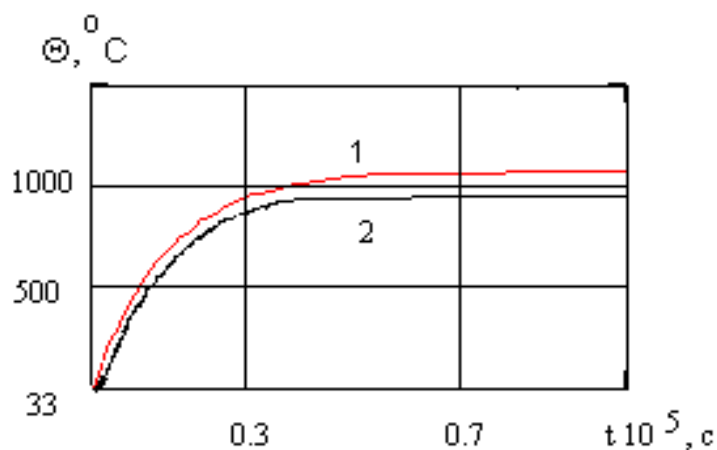


Рис. 2. Кривые нагревания подшипника
1- в чистом масле, 2- в масле содержащем 4% воды

Указанные повреждения нанесены в начальный момент аварийной ситуации, первые 10 -15 мин., и практически все последующие действия не могли устранить эти повреждения в судовых условиях, т.е. дальнейшие действия, направленные на спасение судна и груза вполне целесообразны, т.к. подшипнику уже ничего помочь не могло. Установленные запасные БУ сегменты были «уничтожены» поврежденным гребнем за 10 часов движения малым ходом, (на гребне нарушена шероховатость поверхности, плоскостность, твердость, т.е. создать условия для гидродинамического клина было невозможно).

Проведенные расчеты подтверждают правильность выводов о вероятной причине выхода из строя подшипника:

а) «Обводнение масла» никоим образом не могло служить причиной выхода из строя подшипника ($t=39.15^\circ C$).

б) Главная причина выхода из строя подшипника –«Инородное тело», так называемая «стальная проволока», приведшая к полному расстройству механизма работы гидродинамического подшипника для нормального масла $t=1099^\circ C$, для «обводненного масла» $t= 933.5^\circ C$).

Список литературы: 1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.4 изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение,1989.-496с.: ил. 2. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селиверстов В.М. Техническая термодинамика и теплопередача: Учебник для вузов.-2-е изд., перераб.- М.: Высш. школа,1979.-446 с., ил.+прил. 3. Орлов П.И. Основы конструирования. Кн.2 М.. "Машиностроение",1972. стр.525. 4. Справочник судового механика (том первый) Изд.2-е перераб. и доп. Под общей редакцией канд. техн. наук Л.Л. Грица М., "Транспорт",1973.с.1-696. 5. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах: Учеб. для вузов по спец. «Электромеханика»/ Г.А. Сипайлов, Д.И. Санников, В.А. Жадан.- М.: Высш.шк.,1989.-239с.: ил.