

Министерство образования и науки Украины
Севастопольский национальный технический университет



ВЫБОР РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.

Методические указания
к выполнению курсового проекта
по дисциплине

«Судовые двигатели внутреннего сгорания
и их эксплуатация »
для студентов всех форм обучения специальности
«Эксплуатация судовых энергетических установок»



Севастополь
2005

УДК 629

Выбор режимов работы подшипника скольжения. Методические указания к выполнению курсового проекта/Сост. П.П.Борисенко, В.А.Очеретяный. – Севастополь: Изд-во СевНТУ. 2005.- 11с.

Методические указания составлены на основе образовательно-профессиональной программы высшего образования по профессиональному направлению «Судовождение и энергетика судов» для специальности «Эксплуатация судовых энергетических установок», утвержденной Министерством образования и науки Украины, и требований Международной конвенции ПДНВ 78/95.

Цель методических указаний – закрепление теоретического материала учебной дисциплины «Судовые двигатели внутреннего сгорания и их эксплуатация», приобретение знаний и навыков по назначению температурного режима подшипника с учетом изменения диаметрального зазора.

Методические указания рассмотрены и утверждены на заседании кафедры ЭМСС, протокол № от октября 2005 г.

Рецензент - доцент кафедры ЭМСС Бурков Д.В.

Допущено учебно-методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний.

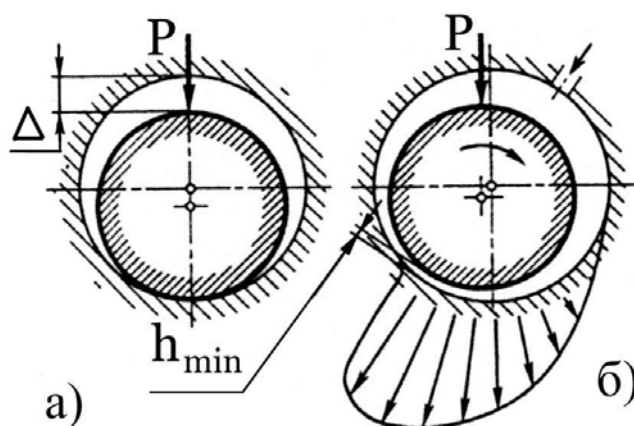
СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Расчет подшипника скольжения	5
2. Применение эвм при расчете подшипника скольжения	6
3. Анализ расчета	7
4. Результаты расчета	9
Библиографический список	9
Приложение А Протокол расчета подшипника скольжения	
Приложение Б Поле режимов работы подшипника	

ВВЕДЕНИЕ

При жидкостной смазке поверхности вала и подшипника разделены сплошной масляной пленкой; непосредственное трение между сопрягаемыми поверхностями отсутствует. Коэффициент трения при жидкостной смазке незначителен (0,005 ... 0,0005), потери на трение и тепловыделение невелики. Износа поверхностей при этом не происходит. Поэтому жидкостная смазка является наиболее благоприятной для работы подшипника.

Вал, установленный в подшипнике (рисунок 1) с зазором (Δ), под действием нагрузки (P) занимает эксцентричное положение. Вращаясь, вал увлекает собой масло. Первый слой масла, смачивающий вал, увлекается вследствие адсорбции масла металлической поверхностью вала, последующие слои – вследствие внутреннего трения в слое масла. Вал, т.о., действует как насос, нагнетающий масло в клиновидную щель.



а – вал неподвижен; б – подшипник в работе

Рисунок 1 – Схема подшипника скольжения

Поступая в суживающийся по направлению вращения вала зазор, масло стремится растечься в окружном и осевом направлениях (к торцам подшипника). Этому препятствуют силы вязкости, в результате чего в масляном слое возникает давление, возрастающее к точке наибольшего сближения вала и подшипника.

Часть масла вытекает через торцы подшипника и в направлении, обратном движению вала; оставшаяся же часть должна пройти через самое узкое место зазора. Силы давления, развивающиеся в масляном слое, приподнимают вал и одновременно сдвигают его в сторону направления вращения. Состояние равновесия достигается тогда, когда проходное сечение в самом узком месте щели (h_{min}) оказывается достаточным для пропуска масла, оставшегося после торцевого истечения.

Обеспечение жидкостной смазки при данных внешних условиях работы подшипника характеризует несущую способность последнего.

В настоящем расчете выполняется анализ несущей способности коренных подшипников коленчатого вала ДВС, основным показателем которой является минимальная толщина слоя масла h_{min} между валом и подшипником. Цель расчета – назначение режимов работы подшипника, обеспечивающих выполнение условия по коэффициенту запаса подшипника по толщине масляного слоя [1]:

$$S_{don} = \frac{h_{min}}{h_{кр} + h_p} \geq [S] = 2...4 \quad (1)$$

где $h_{кр}$ – величина, учитывающая высоты микронеровностей, перекося, деформацию и отклонение профиля сопрягаемых поверхностей (назначать 3-4 мкм); h_p – величина, обеспечивающая работоспособность подшипника (принимать 2 мкм) [2,3].

1. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Алгоритм расчета следующий (таблица 1), [3-6]. Задаются температура масла на входе в подшипник (t_0) и диаметральный зазор (Δ). Принимается значение повышения температуры масла в подшипнике (Δt). Последовательно определяются: динамическая вязкость масла (η), относительный зазор (ψ) и удельная нагрузка ($k_{уд}$), угловая скорость (ω) и число Зоммерфельда (So), относительный эксцентриситет (χ), относительная минимальная толщина (ξ) и минимальная толщина масляного слоя (h_{min}), характеристика режима (λ) и коэффициент трения (f), расход масла через подшипник (Q) и повышение температуры масла в подшипнике. Если разница между принятым ранее повышением температуры и полученным в конце превышает заданную величину, расчет повторяется для нового значения повышения температуры (шаг 1К). Если разница небольшая, то выполняется расчет для следующего режима работы. Для каждого режима работы определяется коэффициент запаса по толщине масляного слоя ($S_{доп}$).

Таблица 1 - Алгоритм расчета подшипника скольжения

Параметр	Раз- мерн	Формула
1	2	3
1. Относительный зазор	-	$\psi = \frac{\Delta}{d_{ш}}$
2. Площадь сечения цилиндра	м ²	$S_{ц} = 0,25 \cdot \pi \cdot D_{ц}^2$
3. Удельная нагрузка	МПа	$k_{уд} = \frac{p \cdot S_{ц}}{d_{ш} \cdot L_{ш}}$
4. Угловая скорость вала	с ⁻¹	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$
5. Число Зоммерфельда	-	$So = \frac{\omega \cdot \eta}{k_{уд} \cdot \psi^2}$
6. Относительный эксцентриситет	-	$\chi = f(So)$
7. Относительная минимальная толщина	-	$\xi = 1 - \chi$
8. Минимальная толщина масляного слоя	м	$h_{min} = \xi \cdot \psi \cdot d_{ш} \cdot 0,5$
9. Характеристика режима	-	$\lambda = \frac{\eta \cdot n}{k_{уд}}$
10. Коэффициент трения (по Орлову)	-	$F = \pi \cdot So \cdot \psi + 0,5 \cdot \left(\frac{d_{ш}}{L_{ш}} \right)^{1,5} \cdot \psi$

Продолжение таблицы 1

1	2	3
11. Коэффициент расхода через нагруженные торцы	-	$q_1 = 0,3 \cdot (0,2 + \chi) \cdot \frac{1,05 - \chi + 0,08 \cdot \left(\frac{L_{ш}}{d_{ш}}\right)^2}{1,05 - \chi + 0,43 \cdot \left(\frac{L_{ш}}{d_{ш}}\right)^2}$
12. Коэффициент расхода через ненагруженные торцы	-	$q_2 = \left(\frac{(1 + 4 \cdot \chi^2) \cdot \pi}{S_o \cdot 24} \right) \cdot \left(\frac{d_{ш}}{L_{ш}} \right)^2 \cdot \left(\frac{P_M}{k_{уд}} \right)$
13. Расход масла через подшипник – Q	м ³ /с	$Q = 0,5 \cdot \psi \cdot L_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot (q_1 + q_2)$
14. Повышение температуры масла в слое	К	$\Delta t = \frac{\pi \cdot k_{уд} \cdot L_{ш} \cdot d_{ш}^2 \cdot \left(\frac{n}{60}\right) \cdot f}{Q \cdot \rho_M \cdot c_M}$

2. ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Для выполнения расчета необходимо загрузить файл «Расчет подшипника скольжения.xls». Программа написана на VBA в Excel [7, 8]. После разгрузки файла на экране монитора появиться панель управления расчетом (рисунок 2).

В соответствии с рисунком 2 необходимо ввести в ячейки следующие исходные данные: данные пользователя (ФИО, группу); диаметр шейки ($d_{ш}$), м; длина шейки $L_{ш}$, м; диаметр цилиндра ($D_{ц}$), м; среднее давление на шейку ($p_{ц}$), МПа; марку масла (используя выпадающий список при нажатии на кнопку 5; частоту вращения вала (n), об/мин; давление масла на входе в подшипник (p_m), МПа; монтажный зазор – диапазон (Δ_{min} и Δ_{max}), мкм; температура масла на входе в подшипник (T_0), К. Конструктивные параметры коленчатого вала принимаются на основании выполненных динамического расчета дизеля и прочностного расчета коленчатого вала [9, 10]. Следует внимательно вводить диапазон диаметрального зазора и температуры масла на входе в подшипник. Для получения корректных и удобных для анализа результатов необходимо, чтобы количество интервалов расчета (расчетных точек) по зазору было 16. Это обеспечивается максимальным (минимальным) зазором и величиной шага. Температурный интервал, на котором исследуется работа подшипника, должен составлять 60 К.

Далее нажатием левой кнопкой мыши по кнопке 1 выполняется расчет. Результаты расчета анализируются по полученному графику (на листе «Диаграмма»). Учитывая (1), выполняется расчет одного режима работы подшипника, принятого за номинальный (кнопка 4). В случае получения неудовлетворительных результатов, необходимо удалить результаты предыдущего расчета (кнопка 2) и повторить расчеты при других исходных параметрах. Имеется пример расчета конкретного подшипника (кнопка 3).

Результатами расчета являются: протокол расчета (Приложение А), и график, отражающий поле режимов работы подшипника (Приложение Б).

Вязкостные характеристики масел заданы в аналитическом виде и получены в ходе обработки графических зависимостей [11].

Для каждого режима работы подшипника (температуры масла на входе и радиального зазора) расчет выполняется путем совместного решения уравнений расхода и теплового баланса методом последовательного приближения.

При расчете вязкости учтена зависимость последней от давления в масляном слое.

Расчет подшипника скольжения

Исходные данные

Выполнил студент		Очеретяный В.А.	
1.	Группа	ЭД-51д	
2.	Марка ДВС	6ЧН32/48	
3.	Марка масла	Моторное М-14Г2 (ЦС) ▼	
4.	Диаметр цилиндра	мм	320,00
5.	Диаметр шейки	мм	225,00
6.	Длина шейки	мм	127,00
7.	Частота вращения КВ	об/мин	480,00
8.	Давление на шейку	МПа	2,20
9.	Давление масла на входе в подшипник	МПа	0,40
10.	Диаметральный зазор (min)	мкм	200,00
	Диаметральный зазор (max)	мкм	360,00
	Величина шага по зазору	мкм	10,00
11.	Температура масла на входе в подшипник	- min	К 293,00
		max	К 353,00

Расчет	Очистка	Ввод примера
--------	---------	--------------

Выбранный режим работы подшипника (анализ диаграммы)			
1.	Диаметральный зазор	мкм	200
2.	Температура масла на входе в подшипник	К	303
3.	Толщина слоя масла, обеспечивающая работоспособность	мкм	2,0
4.	Критическая толщина слоя масла	мкм	4,0

Расчет выбранного режима

Кнопки: 1 – выполнения расчета; 2 – очистки результатов расчета предыдущего пользователя; 3 – ввода примера; 4 – выполнения расчета выбранного режима работы; 5 – выбора типа масла

Рисунок 2 – Панель управления расчетом

3. АНАЛИЗ РАСЧЕТА

В ходе выполнения расчета будет получен график (Приложение Б), отражающий поле рабочих режимов подшипника в исследуемых интервалах температуры и диаметрального зазора. График расположен на листе «Диаграмма». Необходимо назначить область допустимых параметров работы подшипника и выбрать режим работы. Пример обработки графика представлен на рисунке 3 (для наглядности на рисунке видна только часть графика).

Первое. Необходимо ограничить работу подшипника в области высоких температур масляного слоя. Допускаемая температура масла выбирается на основании изучения документации по обслуживанию ДВС. Например, это 70°C (343 K). Граница справа получена.

Второе. Необходимо ограничить работу подшипника в области недопустимых значений масляного клина. Для чего используем результаты расчета допускаемой толщины масляного клина по формуле (1). Например, принято: критическая толщина масляного слоя $h_{\text{кр}} = 3,5\text{ мкм}$; толщина масла, обеспечивающего работоспособность $h_p = 2\text{ мкм}$; запас подшипника то толщине масляного слоя $S_{\text{доп}} = 2...4$; тогда $h_{\text{min}} = (2+3,5) \cdot 2...4 = 11...22\text{ мкм}$. Нижняя и верхняя граница получены (на рисунке указана только нижняя граница).

Третье. Необходимо назначить температуру масла на входе в подшипник, обеспечиваемую вспомогательным оборудованием ДВС. Искомая температура масла принимается на основании изучения документации по обслуживанию ДВС. Например это $T_0 = 323\text{ K}$ (50°C). Получена граница слева.

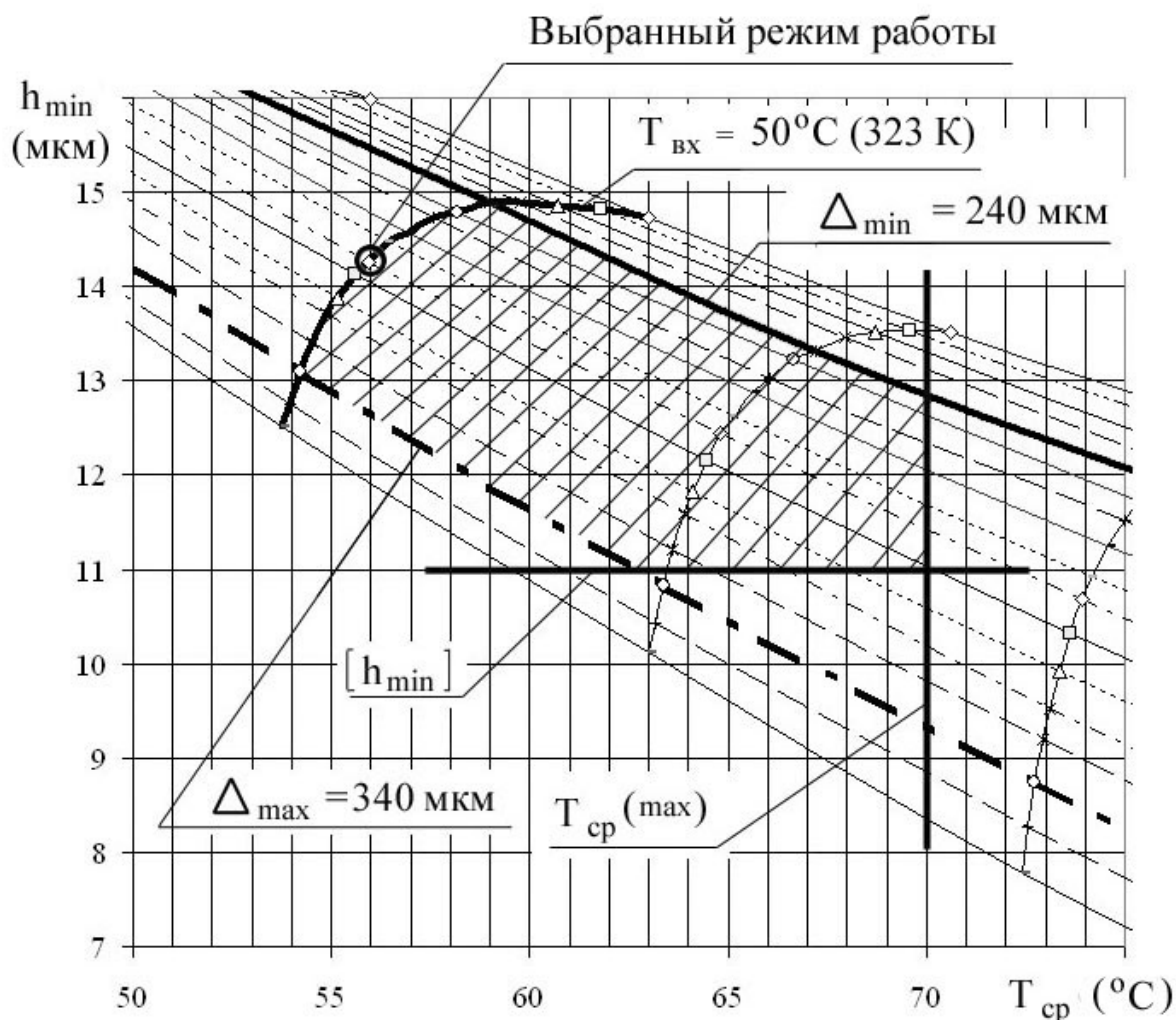


Рисунок 3 - Построение рабочей области подшипника скольжения

Четвертое. Для получения замкнутого контура принимаем диапазон изменения диаметрального зазора коренного подшипника исследуемого ДВС. Этот диапазон должен входить в интервал по зазору в исходных данных. Искомые минимальный и максимальный диаметральный зазоры принимаются на основании изучения доку-

ментации по обслуживанию ДВС. Например, это $\Delta_{\min} = 240$ мкм и $\Delta_{\max} = 340$ мкм. Область работы подшипника получена (на рисунке 3 отмечена штриховкой).

В построенной области назначается точка, характеризующая режим работы подшипника, принятый за номинальный. В примере это режим работы соответствующий температуре масла на входе $T_0 = 323$ К (50°C) и диаметральному зазору $\Delta = 300$ мкм. Данная точка указывается на графике (рисунок 3).

Данные для выбранной точки заносятся в нижнюю часть таблицы (рисунок 2) и выполняется расчет подшипника на выбранном режиме.

4. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Результатами расчетов являются распечатки листов «Печать» и «Рисунок». Комментарии к расчету и анализ графика (его обработка) выполняется вручную.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Справочник судового механика/Под ред. Л.Л.Грица: В 2-х т.Т.1.- М.:Транспорт, 1973.- 695с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова:-М.Машиностроение,1984.-384с.
3. Орлов П.И.Основы конструирования/П.И. Орлов:В 2-х кн. Кн.2.-М.: Машиностроение, 1988.-544 с.
4. Воскресенский В.А. Расчет и конструирование опор скольжения/ Воскресенский В.А.Дьяков В.И. -М.:Машиностроение, 1980.-224с.
5. Каратышкин С.Г. Динамически нагруженные подшипники судовых двигателей внутреннего сгорания/С.Г. Каратышкин.-Л.:Судостроение, 1968.- 136с.
6. Гузенков П.Г. Детали машин/П.Г.Гузенков.-М.:Высшая школа,1986.-359с.
7. Роман С. Использование макросов в Excel/С.Роман.-СПб.:Питер,2004.-507с.
8. Уокенбах Д. Профессиональное программирование на VBA в Excel/Д.Уокенбах.- М.:Диалектика,2003.-784с.
9. Капустин В.В. Расчет дизеля. Методические указания к выполнению расчета рабочего процесса на ЭВМ/ В.В.Капустин, В.А. Очеретяный.-Севастополь,: СевНТУ,2002.-19с.
10. Капустин В.В. Прочностной расчет коленчатого вала. Методические указания к выполнению с применением ЭВМ расчета на прочность коленчатого вала судового дизеля / В.В.Капустин, В.А. Очеретяный.- Севастополь.:СевНТУ,2004.-6с.
11. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Спр.пос./К.М.Бадыштова и др. /Под ред. В.М.Школьников.-М.:Химия. 1989.-432с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Протокол расчета подшипника скольжения

Таблица 1. - Исходные данные

Выполнил студент		Очеретяный В.А.		
Группа		ЭД-51д		
Марка ДВС		6ЧН32/48		
Марка масла		Моторное М-10Д		
№	Наименование параметра	Обозн.	Разм.	Знач.
1.	Диаметр цилиндра	$D_{ц}$	мм	320,0
2.	Диаметр шейки	$D_{ш}$	мм	225,0
3.	Длина шейки	$L_{ш}$	мм	127,0
4.	Частота вращения КВ	n	об/мин	480
5.	Давление на шейку	$p_{ш}$	МПа	2,20
6.	Давление масла на входе в подшипник	$p_{м}$	МПа	0,40
7.	Диаметральный зазор (min)	δ_1	мкм	200
8.	Диаметральный зазор (max)	δ_2	мкм	360
9.	Шаг расчета по диаметральному зазору	Δ	мкм	10
10.	Температура масла на входе в подшипник (min)	$T_o(t_o)$	К(°C)	293 (20)
11.	Температура масла на выходе из подшипника (max)	$T_i(t_i)$	К(°C)	353 (80)

Таблица 2. - Результаты расчета подшипника скольжения

№	Наименование параметра	Обозн.	Разм.	Знач.
1.	Диаметральный зазор	δ	мкм	200
2.	Температура масла на входе в подшипник (min)	$T_o(t_o)$	К(°C)	30,00
3.	Средняя температура масла в слое	$T_{cp}(t_{cp})$	К(°C)	49,70
4.	Рост температуры масла в слое	δT	К(°C)	19,70
5.	Динамическая вязкость масла	η	Па*с	0,0394
6.	Относительный зазор	ψ	-	0,000889
7.	Удельная нагрузка	p	МПа	6,19
8.	Угловая скорость	ω	1/с	50,27
9.	Число Зоммерфельда	So	-	0,405
10.	Число $1/So$	$1/So$	-	2,471
11.	Относительный эксцентриситет	χ	-	0,828
12.	Относительная минимальная толщина масляного слоя	ξ	-	0,172
13.	Минимальная толщина масляного слоя	h	мкм	17,24
14.	Характеристика режима	λ	10^{-6}	5,09E-02
15.	Коэффициент трения	f	-	0,00218
16.	Секундный расход масла через подшипник	Q	$10^6 (м^3/с)$	65,77
17.	Коэффициент запаса по толщине масляного слоя	S	-	2,87

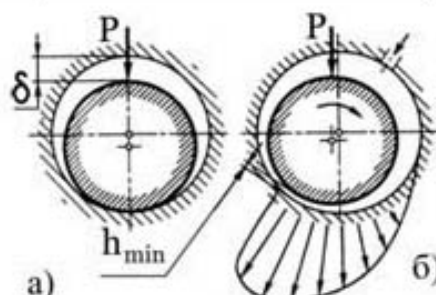


Рисунок 1 – Схема подшипника скольжения

ПРИЛОЖЕНИЕ Б Поле режимов работы подшипника

Поле рабочих режимов коренного подшипника

