

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)»

**РАСЧЁТ  
ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО  
ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ**

*Рекомендовано редакционно-издательской комиссией  
по испытаниям и эксплуатации авиационной и  
космической техники  
в качестве методических указаний*

Самара 2015

УДК 621.01 (075)

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

Рецензент: д-р техн. наук, профессор С.В. Фалалеев

**Расчёт гидродинамического подшипника скольжения:**  
метод. указания / сост. *Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков.* – Самара:  
Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2015. – 20 с.: ил.

Методические указания содержат расчётные зависимости, алгоритмы и справочные данные, необходимые для выполнения расчётов гидродинамического подшипника скольжения, и указания к выполнению расчётов на ЭВМ в диалоговом режиме.

Рекомендованы студентам инженерно-технических специальностей всех форм обучения.

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

© Самарский государственный  
аэрокосмический университет, 2015

## ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- $b$  – ширина маслоподводящего кармана, мм;
- $c$  – удельная теплоёмкость смазки, Дж/кг·К
- $d$  – диаметр вала подшипника, мм;
- $d_0$  – диаметр маслоподводящего отверстия, мм;
- $f$  – коэффициент трения в нагруженной зоне подшипника;
- $f'$  – коэффициент трения в подшипнике;
- $F_r$  – радиальная нагрузка подшипника, Н;
- $g$  – диаметральный зазор подшипника, мм;
- $h_{\min}$  – минимальное значение толщины смазочного слоя, мм;
- $K$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности подшипника в окружающую среду, Вт/м<sup>2</sup>·К;
- $\ell$  – длина подшипника, мм;
- $n$  – частота вращения вала подшипника, об/мин;
- $p$  – давление в смазочном слое, МПа;
- $p_m$  – среднее давление в подшипнике, МПа;
- $p_e$  – давление подачи смазки, МПа;
- $P_f$  – мощность трения в нагруженной зоне смазочного слоя, кВт;
- $PD$  – мощность теплоотдачи от подшипника в окружающую среду, кВт;
- $P$  – мощность трения в подшипнике, кВт;
- $P_Q$  – мощность теплоотдачи в прокачиваемую смазку, кВт;
- $q_0$  – вспомогательный коэффициент;
- $q_1$  – коэффициент расхода смазки через нагруженную зону подшипника;
- $q_2$  – коэффициент расхода смазки через ненагруженную зону подшипника;
- $q_p$  – вспомогательный коэффициент;
- $Q$  – расход смазки через подшипник, л/с;
- $Q_1$  – расход смазки через нагруженную зону подшипника, л/с;
- $Q_2$  – расход смазки через ненагруженную зону подшипника, л/с;
- $R_z$  – максимальная высота микронеровности шероховатой поверхности, мкм;
- $S_0$  – число Зоммерфельда;

$S_h$  – запас надёжности по толщине смазочного слоя;  
 $T$  – температура смазки в подшипнике, °С  
 $T_{\text{вых}}$  – температура смазки на выходе из подшипника, °С;  
 $T_0$  – температура масла, подаваемого в подшипник, °С;  
 $T_1$  – температура масла в начале нагруженной зоны, °С;  
 $\Delta T$  – приращение температуры в нагруженной зоне, °С;  
 $\Delta T'$  – приращение температуры в начале нагруженной зоны, °С;  
 $T_{\text{ов}}$  – температура окружающего воздуха, °С;  
 $T_{\text{п}}$  – средняя температура подшипника, °С;  
 $V$  – окружная скорость подшипника, м/с;  
 $\alpha$  – коэффициент теплового расширения;  
 $\alpha_{\text{п}}$  – коэффициент теплового расширения материалов вкладыша подшипника;  
 $\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплового расширения материалов вала;  
 $S$  – условное обозначение сорта масла;  
 $\lambda$  – относительная длина подшипника;  
 $\mu$  – динамическая вязкость смазки, Па·с;  
 $\rho$  – плотность смазки, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\chi$  – относительный эксцентриситет подшипника;  
 $\psi$  – относительный диаметральный зазор подшипника;  
 $\omega$  – угловая скорость подшипника, рад/с.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЁТА

Расчёт подшипника скольжения выполняется на основе гидродинамической теории смазки по методике, изложенной в [1...4]. При этом подшипник считается недеформируемым, а смазочный слой – изотермическим.

Как известно, минимальная толщина смазочного слоя в гидродинамическом подшипнике является функцией безразмерного числа Зоммерфельда, определяемого по формуле

$$S_0 = \frac{p_m \psi^2}{\mu \omega}. \quad (1)$$

При этом среднее давление в смазке определяется по формуле

$$p_m = \frac{F_r}{d \ell}. \quad (2)$$

Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (3)$$

Относительный диаметральный зазор  $\psi$  с учетом температурного расширения деталей складывается из относительного диаметрального зазора при нормальных условиях  $\psi_0$  и изменение диаметрального зазора от температуры  $\Delta\psi$

$$\psi = \psi_0 + \Delta\psi, \quad (4)$$

Относительный диаметральный зазор при нормальных условиях (температура подшипника 20°C) определяется по формуле

$$\psi_0 = \frac{g}{d}, \quad (5)$$

Изменение диаметрального зазора от температуры определяется по формуле

$$\Delta\psi = (\alpha_{\text{п}} - \alpha_{\text{в}})(T_{\text{п}} - 20). \quad (6)$$

Основные размеры подшипника приведены на рисунке 1.

Одной из основных характеристик подшипника является относительная длина, определяемая по формуле

$$\lambda = \frac{\ell}{d}. \quad (7)$$

Вязкость смазки  $\mu$  определяется в зависимости от принятой средней температуры  $T$  смазки по таблице 1.

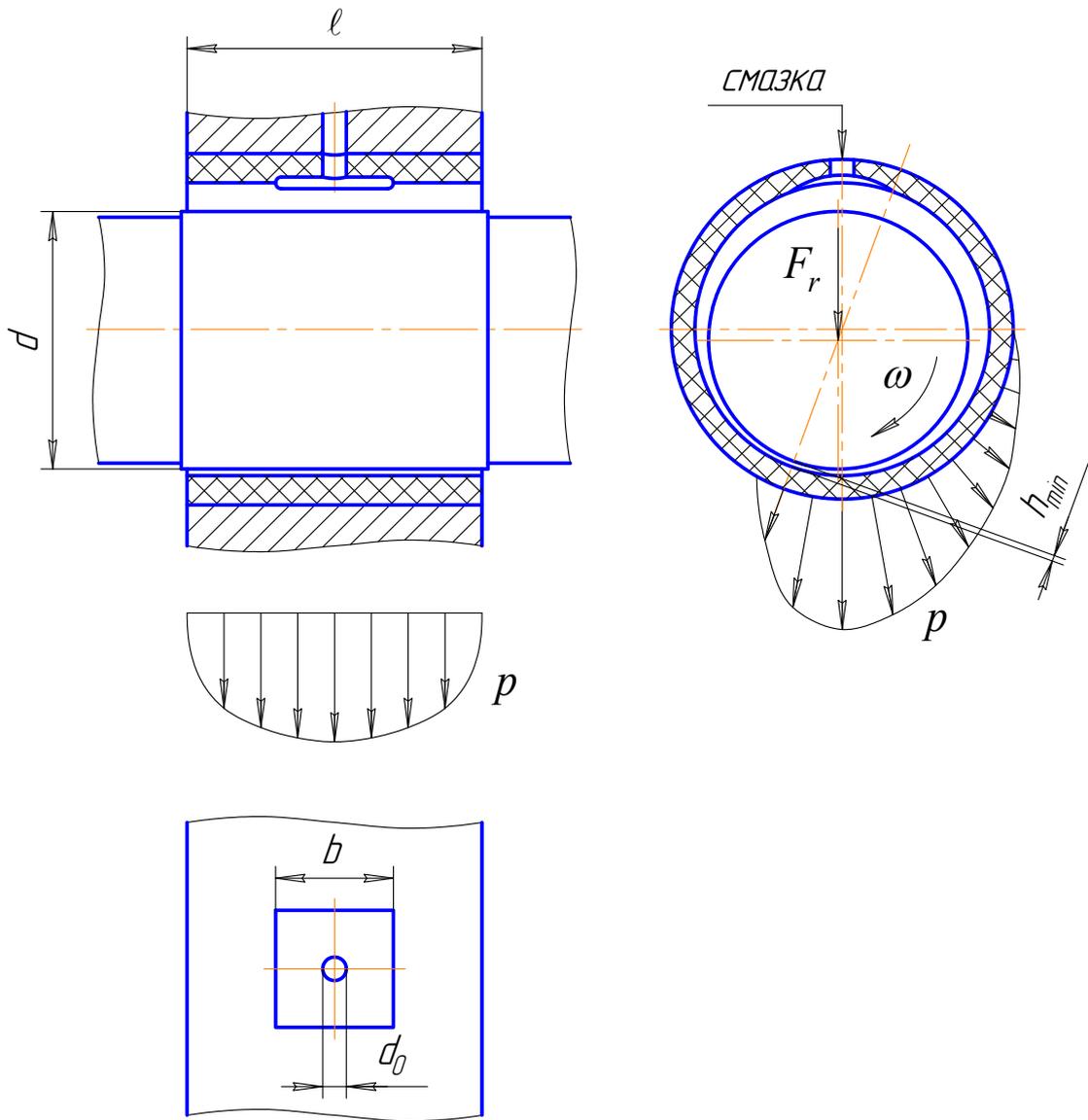


Рисунок 1 – Схема радиального подшипника с углом охвата  $360^\circ$

После определения  $S_0$  с помощью графика на рисунке 2 определяется величина относительного эксцентриситета  $\chi$  для принятого отношения  $\lambda$ . Затем вычисляется значение минимальной толщины смазочного слоя

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \psi (1 - \chi). \quad (8)$$

Значение минимальной толщины смазочного слоя должно быть не меньше критического:

$$[h] = S_h (R_{z1} + R_{z2}).$$

Критические значения толщины смазочного слоя рекомендуется принимать по таблице 2.

Таблица 1 – Зависимость вязкости масла  $\mu$  от температуры  $T$

МАСЛА	$\mu$ , Па·с, при температурах $T$ , °С						
	50	60	80	100	120	140	150
<b>Нефтяные</b>							
МС-20	0,1140	0,0760	0,0340	0,0184	0,0105	0,0070	0,00575
75%МС-20+ 25% транс- форматорного	0,0584	0,0400	0,0191	0,0108	0,00670	0,00470	0,00390
50%МС-20+ 50% транс- форматорного	0,0265	0,02065	0,0105	0,00645	0,00408	0,00300	0,00265
25%МС-20+ 75% транс- форматорного	0,0146	0,0175	0,00593	0,00388	0,00270	0,00209	0,00188
Веретенное-2	0,0116	0,00859	0,00476	0,00309	0,00220	0,00175	0,00156
МК-8	0,0074	0,0055	0,00300	0,00204	0,00156	0,00130	0,00122
Трансформа- торное	0,0074	0,0055	0,00325	0,00225	0,00165	0,00136	0,00130
<b>Синтетиче- ские</b>							
МН-7,5 у	0,0310	0,0214	0,0114	0,0069	0,0049	0,0037	0,0032
ВНИИ НП-7	0,0224	0,0169	0,0101	0,0064	0,0046	0,0034	0,0031
Б-3В	0,2320	0,0163	0,0083	0,0053	0,0035	0,0026	0,0022
ЛНМЗ-36/Ку	0,0101	0,0075	0,0043	0,0029	0,0022	0,0017	0,0015
ВНИИ НП- 50-1-4Ф	0,0068	0,0055	0,0038	0,0028	0,0021	0,0017	0,0015

Для более точной оценки работоспособности подшипника скольжения необходимо выполнить его тепловой расчёт. Средняя температуру смазки складывается из температуры в начале области трения  $T_1$  и приращение температуры в нагруженной зоне смазочного слоя  $\Delta T$

$$T = T_1 + 0,5\Delta T. \quad (9)$$

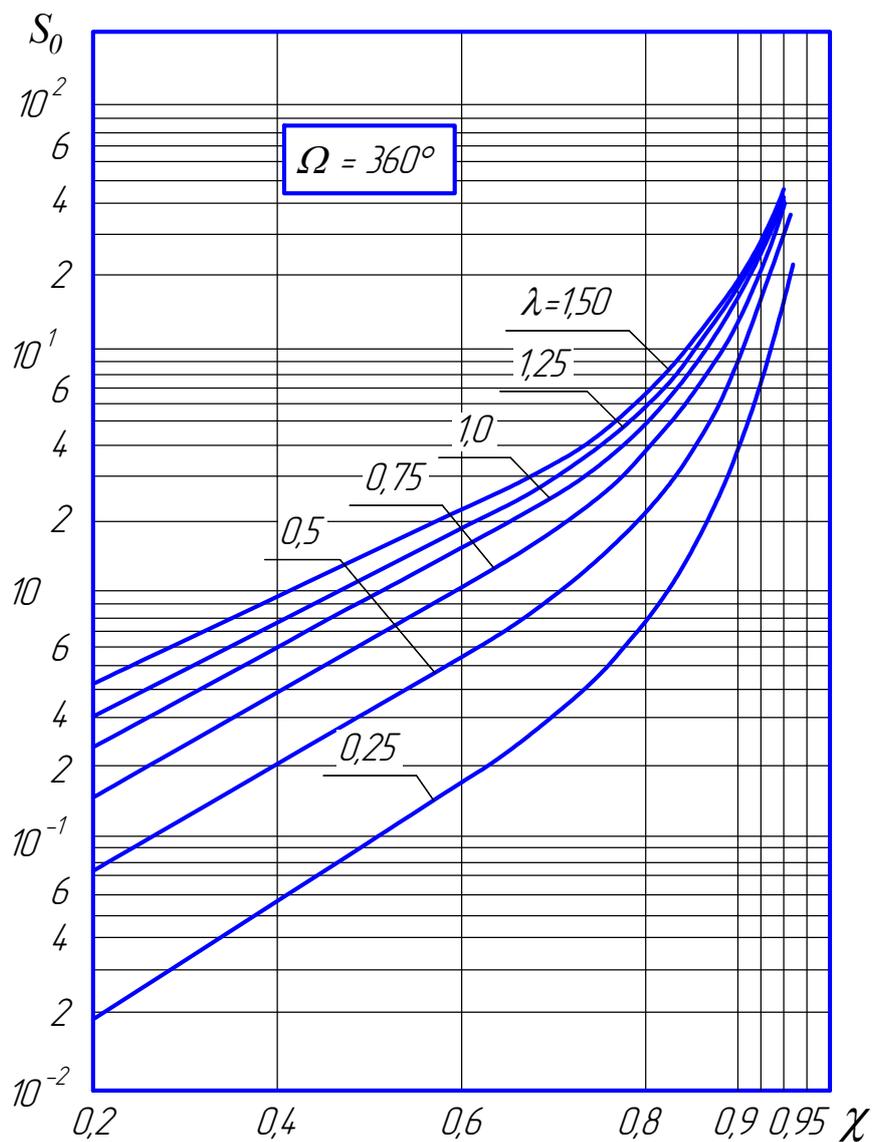


Рисунок 2 – Зависимость числа Зоммерфельда от относительного эксцентриситета

Таблица 2 – Рекомендуемые значения критической толщины смазочного слоя [h], мкм

Диаметр вала d, мм	Значения [h] при скорости V, м/с				
	0...1	1...3	3...10	10...30	св. 30
24...63	3	4	5	7	10
63...160	4	5	7	9	12
160...400	6	7	9	11	14
400...1000	8	9	11	13	16

Для определения приращения температуры установим по графику на рисунке 3 характеристику  $f/\psi$  сопротивления вращению в нагруженной зоне смазочного слоя. Затем вычислим коэффициент трения

$$f = (f / \psi) \psi . \quad (10)$$

и потери мощности на трение в нагруженной зоне

$$P_f = f F_r V . \quad (11)$$

При этом окружную скорость определим по формуле

$$V = \frac{d \omega}{2} . \quad (12)$$

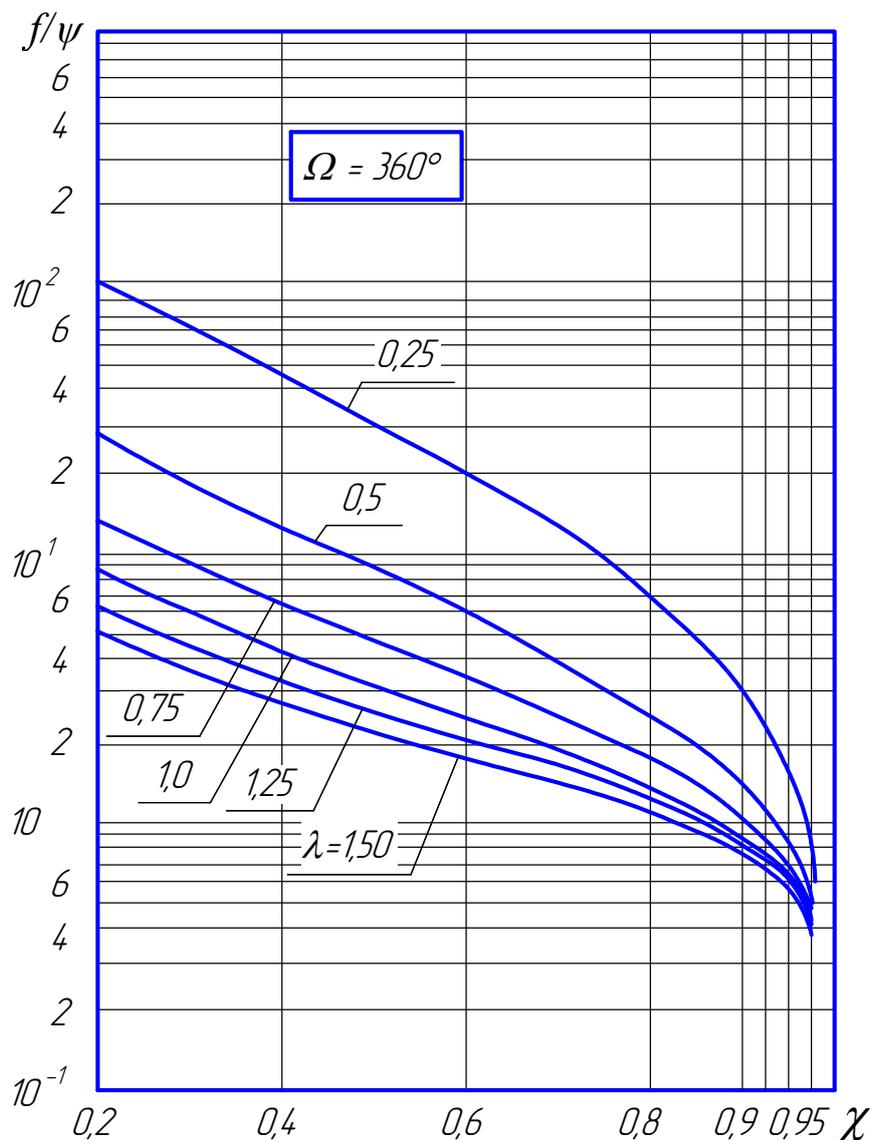


Рисунок 3 – Зависимость относительного коэффициента трения в нагруженной зоне подшипника от относительного эксцентриситета

Для определения расхода смазки из нагруженной зоны установим по графику на рисунке 4 коэффициент расхода  $q_1$  и вычислим величину расхода по формуле

$$Q_1 = \psi d^3 \omega q_1. \quad (13)$$

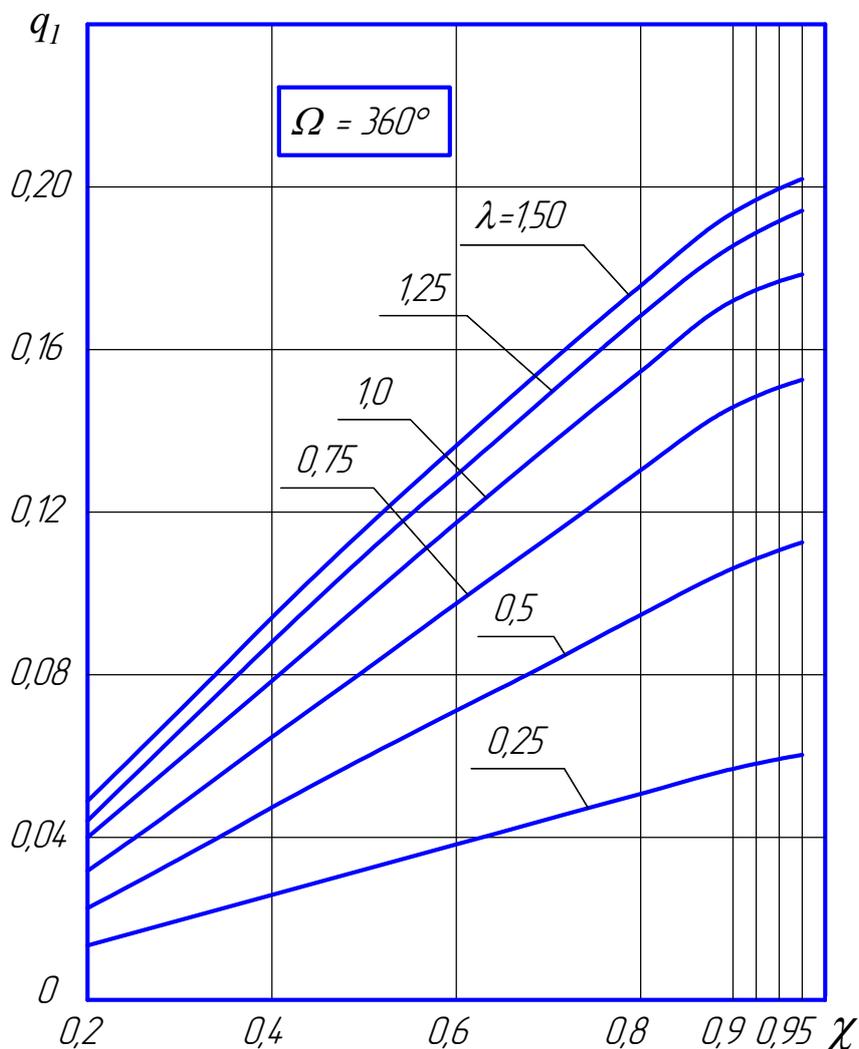


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента расхода смазки в нагруженной зоне от относительного эксцентриситета

Тогда приращение температуры в нагруженной зоне смазочного слоя определим по формуле

$$\Delta T = \frac{P_f}{c \rho Q_1}. \quad (14)$$

Значения удельной теплоемкости  $c$  и плотности смазки  $\rho$  в зависимости от температуры определим по приближенным зависимостям

$$c = 1940(1 + 1,33 \cdot 10^{-3}(T - 20)); \quad (15)$$

$$\rho = 900(1 - 0,75 \cdot 10^{-3}(T - 20)).$$

Температура в начале области трения складывается из температура в начале области трения  $T_1$  и приращения температуры в нагруженной зоне смазочного слоя  $\Delta T'$

$$T_1 = T_0 + \Delta T'. \quad (16)$$

Приращение температуры в начале нагруженной зоны определяется потерями на трение в ненагруженной зоне, а также потоками горячего масла, переносимого с выхода нагруженной зоны в начало её.

Количество горячего масла на выходе из нагруженной зоны определяется приближенной зависимостью

$$Q_x = 0,125 \psi d^3 \omega (1 - \chi). \quad (17)$$

Количество масла, переносимое поверхностью вращающегося вала, определяется приближенно по формуле

$$Q_c = 0,75 d^2 \sqrt{\frac{\mu \omega}{\rho}}. \quad (18)$$

Тогда приращение температуры в начале нагруженной зоны от смешивания с потоками горячего масла определится по формуле

$$\Delta T' = \frac{Q_x}{Q_1} \Delta T, \text{ если } Q_x \leq Q_c; \quad (19)$$

$$\Delta T' = \frac{Q_c}{Q_1} \Delta T, \text{ если } Q_x > Q_c.$$

Общие потери на трение в подшипнике с учетом трения в ненагруженной зоне определяются по формуле

$$P = f' F_r V, \quad (20)$$

здесь коэффициент трения определяется соотношением

$$f' = (f' / \psi) \psi. \quad (21)$$

При этом характеристика трения  $f'/\psi$  определяется по графику на рисунке 5.

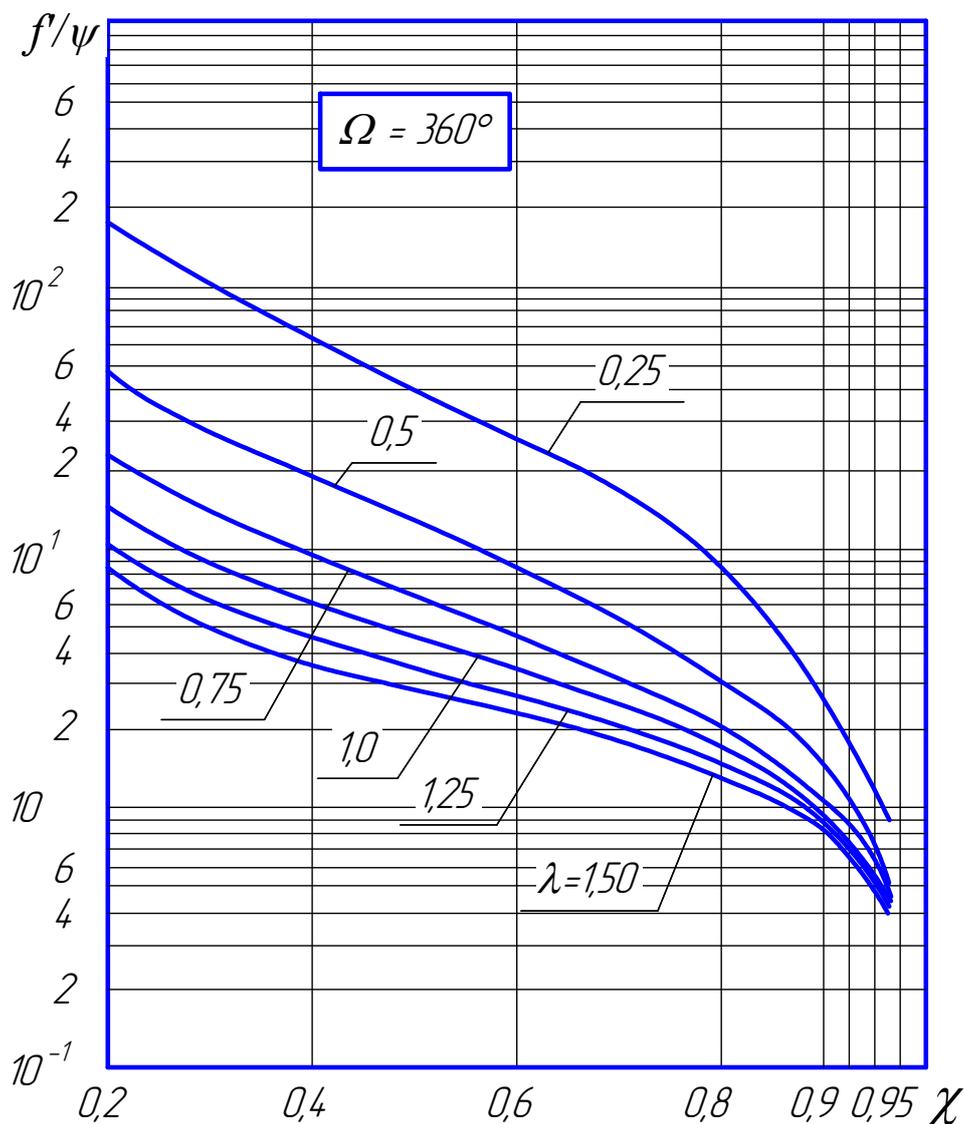


Рисунок 5 – Зависимость относительного коэффициента трения в подшипнике от относительного эксцентриситета

Расход смазки из ненагруженной зоны, обусловленный давлением подачи, определяется зависимостью:

$$Q_2 = \frac{g^3 p_e}{\mu} q_2. \quad (22)$$

Давление подачи смазки обычно принимают  $p_e = 0,05 \dots 0,2$  МПа.

Для конструкции подшипника, показанного на рисунке 1, если смазка подводится через отверстие без смазочного кармана, имеем

$$q_2 = \frac{\pi (1 + \chi)^3}{48 \ln(\ell / d_0) q_0}, \quad (23)$$

здесь

$$q_0 = 1,204 + 0,368 \left( \frac{d_0}{\ell} \right) - 1,046 \left( \frac{d_0}{\ell} \right)^2 + 1,942 \left( \frac{d_0}{\ell} \right)^3. \quad (24)$$

При наличии смазочного кармана определяем

$$q_2 = \frac{\pi (1 + \chi)^3}{6 \ln(\ell / b) q_p}, \quad (25)$$

где

$$q_p = 1,188 + 1,582 \left( \frac{b}{\ell} \right) - 2,585 \left( \frac{b}{\ell} \right)^2 + 5,563 \left( \frac{b}{\ell} \right)^3. \quad (26)$$

При проектировании подшипника рекомендуется принимать ширину кармана  $b = (0,05 \dots 0,7)\ell$ .

Общий расход смазки в подшипнике

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (27)$$

Теплоотдача от корпуса подшипника в окружающую среду приближенно определяется по формуле

$$P_D = K \pi d \ell (T_{\Pi} - T_{\text{ОВ}}).$$

При естественном охлаждении поверхности корпуса подшипника коэффициент теплоотдачи принимают

$$K = 15 \dots 20, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество тепла, отводимое смазкой, равно

$$P_Q = c \rho Q (T_{\text{ВЫХ}} - T_0).$$

Среднюю температуру подшипника можно принять равной

$$T_{\Pi} = 0,5 (T_{\text{ВЫХ}} + T_0). \quad (28)$$

Из уравнений теплового баланса

$$P = P_Q + P_D,$$

находим среднюю температуру смазки на выходе  $T_{\text{ВЫХ}}$ :

$$T_{\text{ВЫХ}} = \frac{2P + 2c\rho QT_0 + K\pi d\ell(2T_{\text{ОВ}} - T_0)}{2c\rho Q + K\pi d\ell}. \quad (29)$$

В этих формулах

$$\begin{aligned}c &= 1940(1 + 1,33 \cdot 10^{-3}(T_{\text{п}} - 20)); \\ \rho &= 900(1 - 0,75 \cdot 10^{-3}(T_{\text{п}} - 20)).\end{aligned}\tag{30}$$

Расчёт подшипника производится последовательными приближениями.

## ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Исходными данными для расчёта являются величины:  $d$ ,  $\ell$ ,  $g$ ,  $d_0$ ,  $b$ ,  $F_{\text{Г}}$ ,  $n$ ,  $S_{\text{М}}$ ,  $p_{\text{е}}$ ,  $T_0$ ,  $T_{\text{ОВ}}$ ,  $\alpha_{\text{В}}$ ,  $\alpha_{\text{П}}$ . Они должны быть подготовлены заранее и при расчётах в диалоговом режиме вводятся с пульта по запросу на экране дисплея.

Кроме того, должно быть выбрано и введено с пульта значение коэффициента теплоотдачи  $K$ .

## ОБЩИЙ ПОРЯДОК РАСЧЁТА ПОДШИПНИКА

Общий порядок расчёта гидродинамического подшипника скольжения приведен на рисунке 6. Особенностью расчёта подшипника является необходимость уточнений значений температуры и вязкости смазки в подшипнике. В этой связи в начале расчёта температурой смазки задаются, затем при выполнении теплового расчёта температуры смазки вычисляются. Если вычисляемое значение отличается от принятого более чем на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то принимается уточненное значение  $T$ , среднее между ранее принятым и рассчитанным значениями.

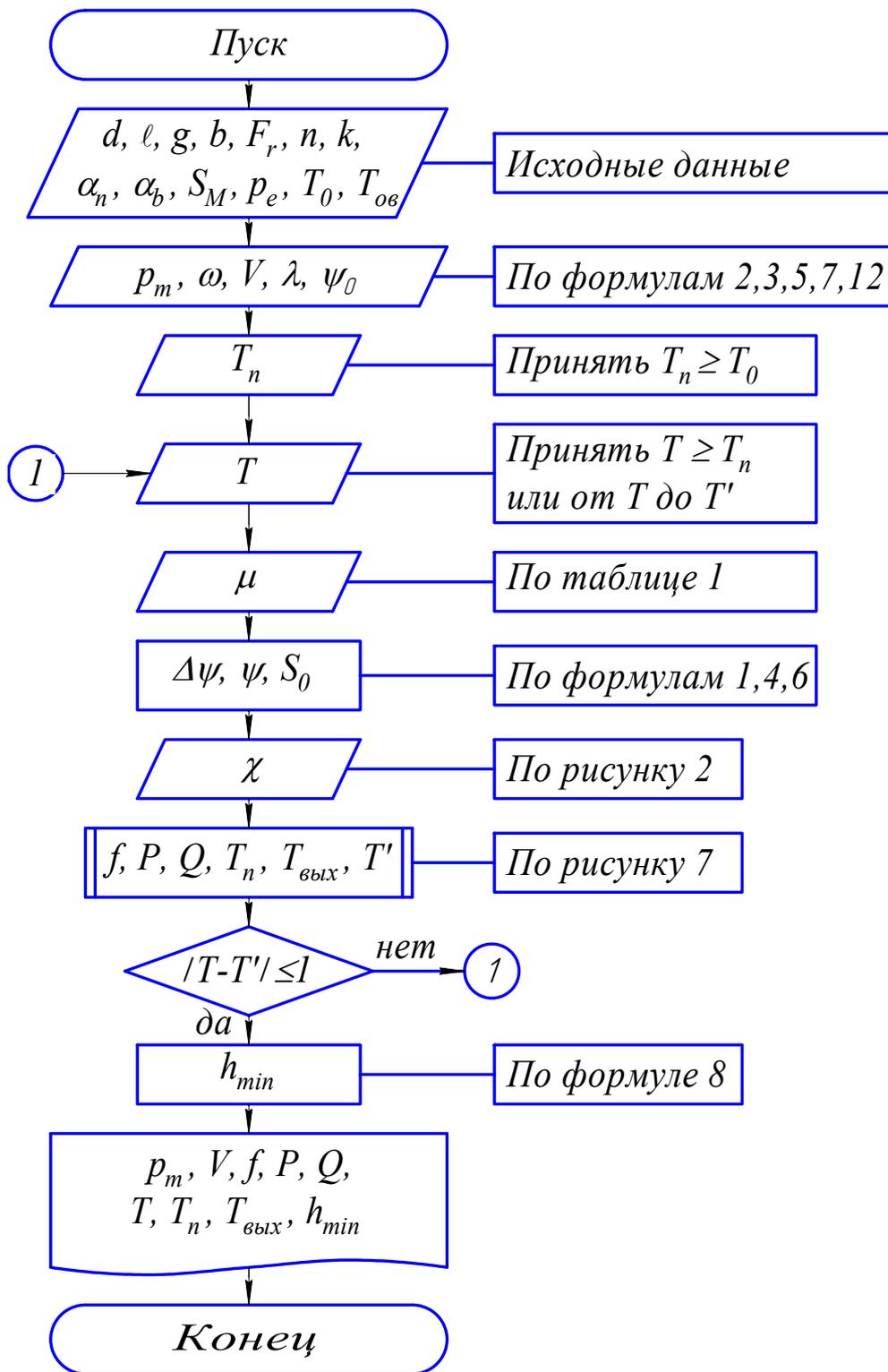


Рисунок 6 – Схема алгоритма расчёта гидродинамического подшипника скольжения

## ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Последовательность теплового расчёта подшипника скольжения приведена на рисунке 7. При этом вычисляются коэффициенты трения, мощности трения, расход смазки и температуры смазочного слоя и подшипника для установившегося режима работы. При расчётах температуры плотность и удельная теплоемкость смазки определяются по приближенным эмпирическим формулам.

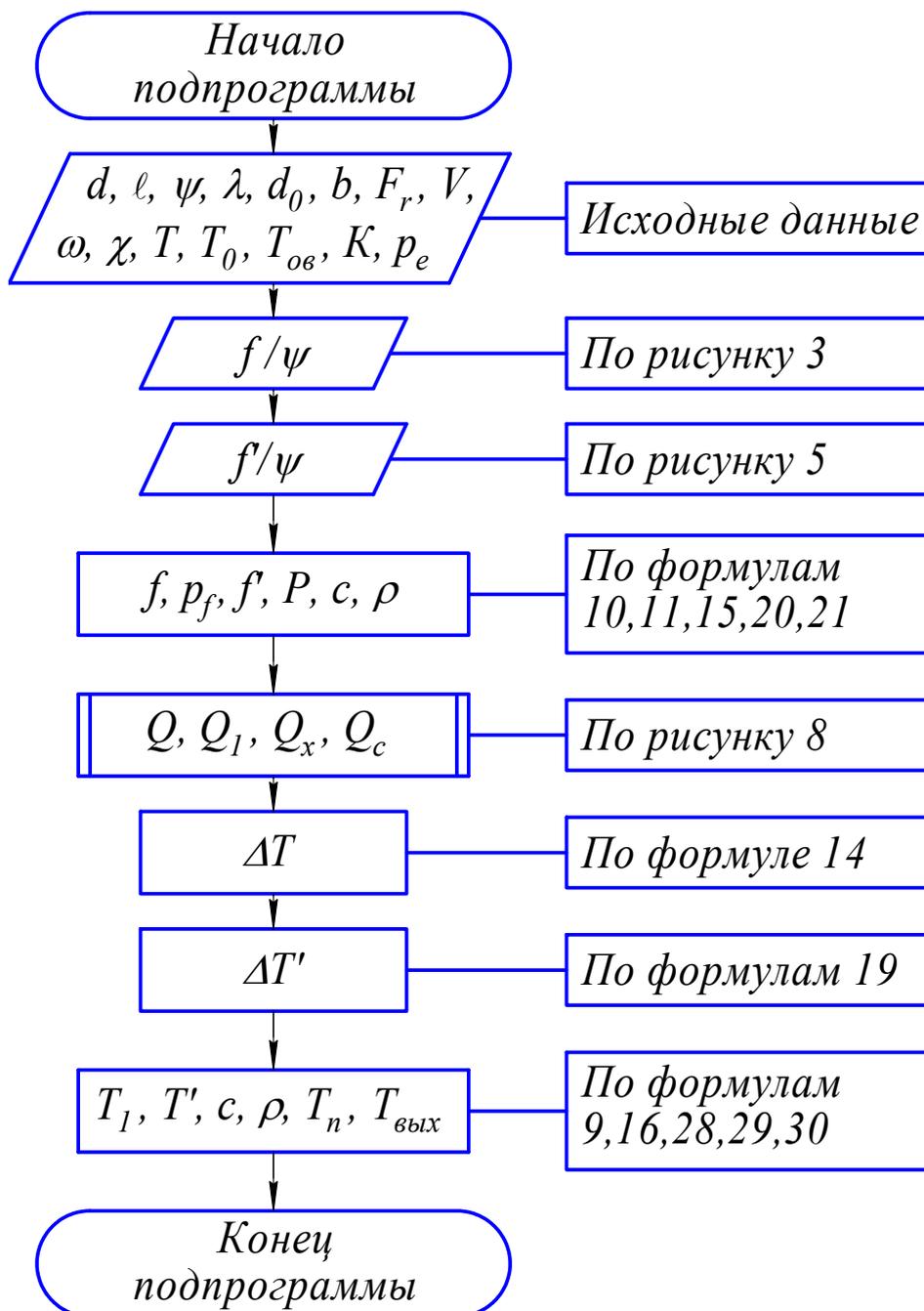


Рисунок 7 – Схема алгоритма теплового расчёта подшипника скольжения

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА СМАЗКИ

Последовательность определения расхода смазки подшипника скольжения приведена на рисунке 8.

Расчет коэффициентов расхода выполняется только для подшипника с углом охвата  $\Omega = 360^\circ$ . Предусмотрен расчёт расхода смазки через ненагруженную зону для двух случаев: при наличии и при отсутствии смазочного кармана.

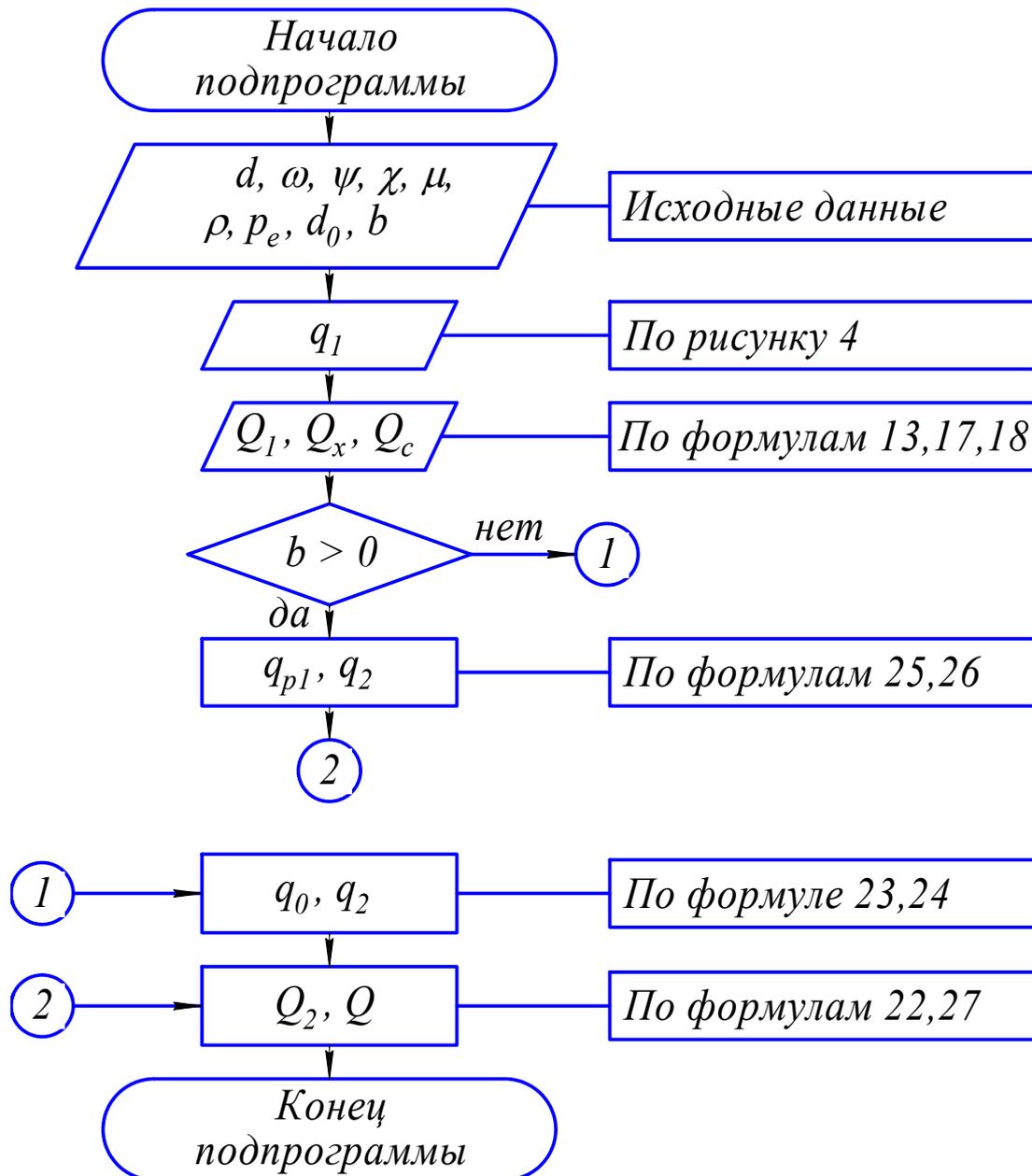


Рисунок 8 – Схема алгоритма определения расхода смазки подшипника скольжения

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА

По окончании расчёта на печать выводятся основные результаты: среднее давление  $p_m$ , окружная скорость  $V$ , коэффициент трения  $f'$ , мощность трения  $P$ , температуры масла – средняя  $T$  и на выходе  $T_{\text{вых}}$ , расход масла  $Q$ , температура подшипника  $T_{\text{п}}$  и толщина смазочного слоя  $h_{\text{min}}$ . При этом при выводе на печать расход смазки определяется в л/мин.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

При выполнении работы по курсу "Основы триботехники" и при курсовом проектировании возможно проведение исследований с целью подбора характеристик подшипника, обеспечивающих максимальное значение толщины слоя смазки  $h_{\text{min}}$ .

Для этого возможно выполнение расчётов и построение зависимостей:

$$h_{\text{min}} = f_1(g),$$

$$h_{\text{min}} = f_2(p_e)$$

$$h_{\text{min}} = f_3(T_0) \text{ и др.}$$

По указанным графическим зависимостям выбираются значения параметров подшипника.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Справочник по триботехнике: В 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
- 2 Расчет опорных подшипников скольжения: Справочник / Е.И. Квитницкий, Н.Ф. Кирнач и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 70 с.
- 3 Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.
- 4 Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

