

Научная статья
УДК 676.052.2

ВЛИЯНИЕ ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА ПОДАЧИ МАСЛА ОТ РОТАМЕТРОВ ДО ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР НА МОЩНОСТЬ ПРИВОДА СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Ксения Сергеевна Исаева

Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург,
Россия

isaeva.kseniya.98@mail.ru

Аннотация. В работе представлено определение влияния диаметра труб на скорость подачи масла и потери мощности привода насоса системы циркуляции масла при компактном расположении ротаметров и при рассредоточении масла в группах по приводу схем компоновки развода труб от блоков ротаметров до подшипников.

Ключевые слова: циркуляционная смазка, сушильный цилиндр, сетководущий вал, сушильная часть, потери мощности

Original article

INFLUENCE OF THE DIAMETER OF THE OIL SUPPLY PIPELINE FROM ROTAMETERS TO BEARING SUPPORTS ON THE DRIVE POWER OF THE LUBRICATION SYSTEM

Ksenia S. Isaeva

Ural State Forest Engineering University, Yekaterinburg, Russia

isaeva.kseniya.98@mail.ru

Abstract. The paper presents the determination of the influence of the pipe diameter on the oil supply rate and the loss of power of the pump drive of the oil circulation system with a compact arrangement of rotameters and with the layout schemes of pipe separation from rotameter blocks to bearings dispersed in groups along the drive.

Keywords: circulating lubrication, drying cylinder, mesh drive shaft, drying part, power loss

Цель работы состоит в определении влияния диаметра труб на скорость подачи масла и потери мощности привода насоса системы циркуляции масла при КРР и РГП развода труб от блоков ротаметров до

подшипников. Для достижения цели произведены расчет и сравнение скорости масла и потерь мощности для диаметров труб d , равных 4...9 мм.

Выполним расчет потерь мощности на трение в трубах подачи масла для всех диаметров от ротаметров до СЦ. Расход масла на один подшипник Н13536 принимаем $Q_{ц} = 0,21 \text{ дм}^3/\text{мин} = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ [1]. Расчет производим для горизонтальных длин труб li .

Скорость масла в трубе определяем по формуле:

$$\omega_g = 4Q / \pi d^2, \text{ м/с.} \quad (1)$$

В системе циркуляции применяется масло МС-20сп «Энройл». Плотность масла при температуре 65 °С равна 871 кг/м³.

Кинематическую вязкость масла для подшипников Н13536 со средним диаметром $D_c = 270 \text{ мм}$ при частоте вращения $n = 93,045 \text{ об/мин}$ и рабочей температуре $t_p = 67 \text{ °С}$, определенной по [1], $\mu_k = 160 \text{ см}^2/\text{с} = 160 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Динамическую вязкость определяем из [1] по формуле:

$$\mu = \mu_k \cdot \rho, \text{ кг/м}\cdot\text{с} . \quad (2)$$

Выполнен гидравлический расчет потерь напора в трубах подачи масла от ротаметров к подшипникам [1]. Установлено, что в трубопроводах внутренний диаметр $d = 4...9 \text{ мм}$ и движение масла происходит при гладком трении, определен потерянный напор на горизонтальном участке труб.

Рассчитаем потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы КРР по формуле:

$$h_p = (\lambda \cdot n_{ц} \cdot L_{цп} / d + n_{ц} \sum \xi_{ц}) \frac{\omega^2}{2g}, \text{ м,} \quad (3)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; $n_{ц}$ – количество подшипников СЦ; $L_{цп}$ – средняя длины трубы подачи масла к одному подшипнику СЦ; $\sum \xi_{ц} = 1,03$ – коэффициент местного сопротивления.

Потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы РГП:

$$h_k = (\lambda \cdot n_{ц} \cdot L_{цк} / d + n_{ц} \sum \xi_{ц}) \frac{\omega^2}{2g}, \text{ м,} \quad (4)$$

где $L_{цк}$ – средняя длина трубы подачи масла к одному подшипнику СЦ.

Потери мощности привода на сопротивление по схеме КРР:

$$N_{цк} = \rho \cdot g \cdot n_{ц} \cdot Q_{ц} \cdot h_{ц}, \text{ Вт.} \quad (5)$$

Потери мощности привода на сопротивление по схеме РГП:

$$N_{цп} = \rho \cdot g \cdot n_{ц} \cdot Q_{ц} \cdot h_p, \text{ Вт.} \quad (6)$$

Средние арифметические значения длины труб малого диаметра $L_{ц}$ определены по (7) в [2] и приведены в табл. 1.:

$$L_{ц} = \sum_{i=1}^4 l_i, \text{ м.} \quad (7)$$

Таблица 1

Средние арифметические значения длин труб
для одного подшипника

Подача масла к группам подшипников	Средние арифметические значения длин труб подшипников по схемам	
	КРР	РГП
СЦ	$L_{цк} = 13,51$	$L_{цр} = 4$
Сетководущий вал	$L_{вк} = 11,33$	$L_{вр} = 4,12$

Расчетные данные потерь мощности подачи масла в трубах к подшипникам сетководущих валов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Потери мощности в трубах от ротаметров до подшипников
в схемах КРР и РГП

Расположение труб от ротаметров до подшипников	Снижение потерь мощности $N_{к.вп}$ относительно $N_{р.вп}$, Вт
Приводных сетководущих валов	18,7
Сетководущих валов	46,8

Общее снижение потерь мощности шестеренного насоса на сопротивление в трубах малого диаметра подачи масла к подшипникам СЦ и сетководущих валов по схеме РГП в сравнении со схемой КРР:

$$N_o = N_{ц} + N_{пв} + N_{в}, \text{ кВт.} \quad (8)$$

Суточный расход энергии насоса при компоновке ротаметров в группы по приводу СЧ РГП по сравнению со схемой КРР сокращается на:

$$A_c = \kappa_c \kappa_v N_o, \text{ кДж} \quad (9)$$

где $\kappa_c = 24$ – суточный коэффициент; $\kappa_v = 3600$ – часовой коэффициент.

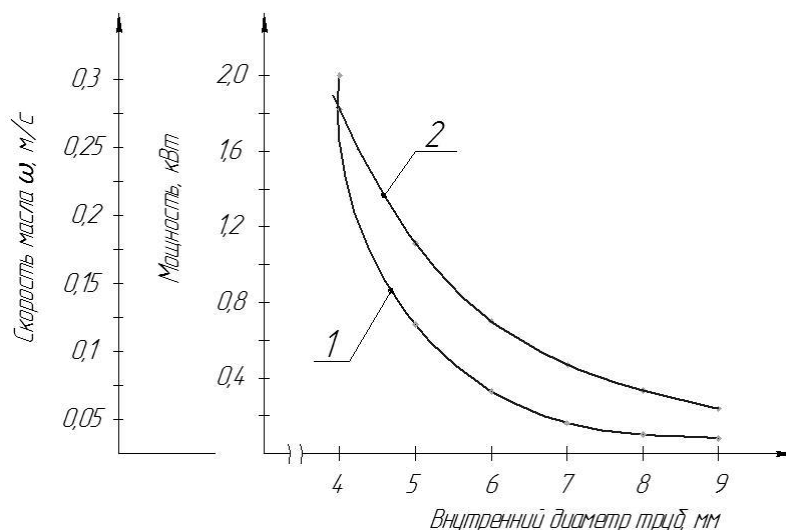
Выполним расчет для трубок с внутренним диаметром d трубопровода равным 4...9 мм. Полученные данные приведены в табл. 3.

Таблица 3

Полученные данные по потере мощности привода
для трубок малого диаметра

Полученные данные	Диаметр трубок d , мм					
	4	5	6	7	8	9
ω_0 , м/с	0,279	0,178	0,124	0,092	0,08	0,055
N_0 , кВт	2,105	0,798	0,39	0,225	0,154	0,066
A_c , кДж	181,889	68 947,2	33 696	19 483,2	13 305,6	5 702,4

Исходя из расчетов потери мощности трубок всех диаметров, компоновка РГП в лучшей степени удовлетворяет условиям энергосбережения, чем КРР. Построим график зависимости внутренних диаметров труб от потери мощности на трение масла и скорости масла соответственно (рис. ниже).



Зависимость скорости масла и потерь мощности на трение масла в трубопроводе подшипников сетководущих валов и СЦ схемы РГП относительно схемы КРР от диаметра труб:

- 1 – зависимость потерь мощности на трение масла в трубопроводах;
- 2 – зависимость скорости ω_0 от внутреннего диаметра маслопроводов сетководущих валов и СЦ

Таким образом, расчетами установлено, что скорость потока масла ω_0 в трубопроводах внутренних диаметров равна 4...9 мм и соответствует режиму гладкого трения. Для снижения потерь мощности привода на трение рекомендуется применять компоновку трубопроводов по схеме РГП, имеющую в 3 раза более короткие трубы от ротаметров до подшипников; применять трубы с диаметром 6...8 мм как имеющие меньший расход мощности на трение.

Список источников

1. Машины и аппараты химических производств / Д. В. Доманский [и др.] ; под ред. В. Н. Соколова. Л. : Машиностроение, 1982. 384 с.
2. Сиваков В. П., Исаева К. С. Температурное диагностирование циркуляционной смазки подшипников сушильных цилиндров // Научное творчество молодежи лесному комплексу России : материалы XIX Всерос. (национальной) науч.-техн. конф. студентов и аспирантов. Екатеринбург : УГЛТУ, 2023. С. 576–580.