

3. ДРЕВЕСИНОВЕДЕНИЕ, ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЕРЕВОПЕРЕРАБОТКИ

УДК 676.052.2

В.П. Сиваков, А.В. Вураско, С.Н. Вихарев, С.Н. Исаков, К.С. Исаева

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ БЛОКОВ РОТАМЕТРОВ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ СУШИЛЬНОЙ ЧАСТИ НА МОЩНОСТЬ ПРИВОДА

Введение. В сушильных частях (СЧ) бумаго- и картоноделательных машин для смазки подшипников сушильных цилиндров (СЦ) и сетководущих валов применяют системы циркуляционной смазки. Система циркуляционной смазки состоит из автоматизированной станции, трубопроводов и блоков дозирующих устройств (ротаметров) [Кугушев и др., 2017]. Автоматизированная станция укомплектована баком для масла. Прикладные исследования циркуляционных систем смазки подшипников СЧ приведены в [Перель и др., 1992; Сиваков и др., 2022]. В этих работах рассмотрено обоснование расхода масла, подаваемого в подшипники СЦ, и исследованы тепловые потери при нагревании масла в трубопроводах в зоне СЧ.

В сушильных частях бумаго- и картоноделательных машин применяют две схемы расположения блоков ротаметров систем циркуляционной смазки подшипников. По первой схеме применяют компактное расположение ротаметров (КРР), состоящее из двух блоков. Один блок КРР расположен по центру СЧ с лицевой стороны, а второй – с приводной стороны. По второй схеме блоки ротаметров располагают рассредоточенно в группах по приводу (РГП) с лицевой и приводной сторон СЧ. Схемы КРР и РГП и расчеты длины труб малого диаметра исследованы в [Сиваков и др., 2023].

Схема КРР отличается от схем РГП значительно большей длиной труб малого диаметра от ротаметров до подшипниковых опор СЦ и сетководущих валов. Известно, что распределение потока жидкости из трубы большего диаметра в трубы малого диаметра приводит к увеличению потерь мощности на трение в трубопроводной системе.

Цель работы состоит в определении влияния длины труб малого диаметра на мощность привода насоса системы циркуляции масла при КРР и

РГП схемах компоновки развода труб малого диаметра от блоков ротаметров до подшипников.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи.

- Разработан метод и выполнены расчеты следующих технологических характеристик систем циркуляции: расхода, скорости, кинематической вязкости, динамической вязкости масла;
- Произведены гидравлические расчеты, расчет и сравнение потерь мощности на отличающихся участках труб малого диаметра по схемам КРР и РГП;
- Определены потери мощности на сопротивление движения масла в трубах подачи к подшипникам СЧ по схемам КРР и РГП.

Методика исследования. Схемы, поясняющие расчет длин труб малого (4...7 мм) диаметра от ротаметров до корпусов подшипников приведены на рис. 1 и 2.

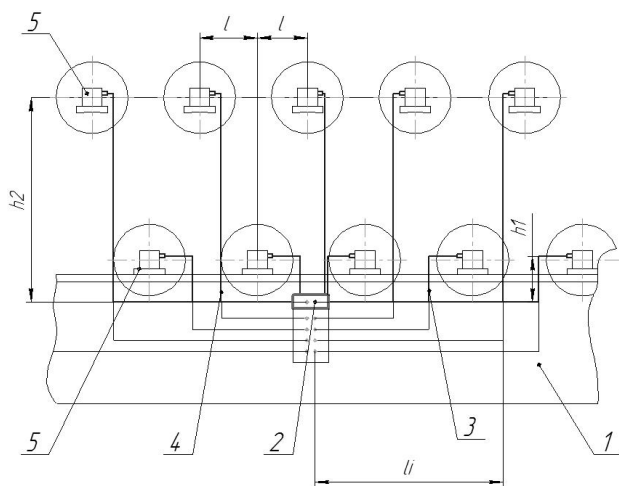


Рис. 1. Схема труб подачи масла к подшипниковым опорам СЧ группы по приводу: 1 – продольная балка фундамента; 2 – пучок труб от блока ротаметров; 3, 4 – трубы нижнего и верхнего рядов СЧ; 5 – корпуса подшипниковых опор; h_1 , h_2 – вертикальный участок труб нижнего и верхнего рядов СЧ соответственно; l – расстояние между осями смежных подшипниковых опор СЧ

Fig. 1. Diagram of oil supply pipes to the bearing supports of the SC group according to the drive: 1 – the longitudinal beam of the foundation; 2 – a bundle of pipes from the rotameter block; 3, 4 – pipes of the lower and upper rows of the DC; 5 – bearing support housings; h_1 , h_2 – vertical section of pipes of the lower and upper rows of the SC, respectively; l – is the distance between the axes of adjacent bearing supports of the DC

При компоновке блоков ротаметров по схеме КРР и РГП высота вертикальных участков труб (рис. 1), а также длина горизонтальных участков труб в направлении X (рис. 2) постоянна. Изменяется только длина горизонтальных участков труб l_i (рис. 1).

Длины горизонтальных участков труб малого диаметра l_i при КРР и РГП определены по чертежам, измерениям на действующем оборудовании и приведены в [Сиваков и др., 2023]. Установлено, что трубы имеют средние арифметические значения длины подвода масла от ротаметров до подшипников: сушильных цилиндров и сетководущих валов в схеме КРР $L_{цк} = 13,51$ м; $L_{вк} = 11,33$ м соответственно; сушильных цилиндров и сетководущих валов в схеме РГП $L_{цр} = 4,0$ м; $L_{вр} = 4,12$ м соответственно.

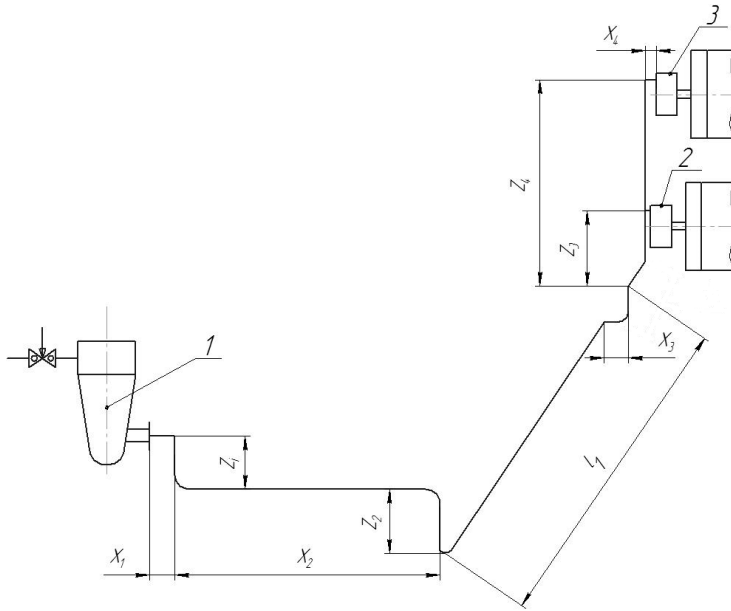


Рис. 2. Схема участков трубы подачи масла от ротаметров до корпусов подшипников: 1 – ротаметр; 2, 3 – корпуса подшипников нижнего и верхнего рядов СЦ и сетководущих валов соответственно; Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – вертикальные участки; X_1, X_2, X_3, X_4 – горизонтальные участки в направлении X ; l_1 – горизонтальные участки в направлении L

Fig. 2. Diagram of sections of the oil supply pipe from rotameters to bearing housings: 1 – rotameter; 2, 3 – bearing housings of the lower and upper rows of DC and grid shafts, respectively; Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – vertical sections; X_1, X_2, X_3, X_4 – horizontal sections in the X direction; l_1 – horizontal sections in the L direction

Метод определения расхода масла, подаваемого в подшипниковые опоры СЦ и сетководущих валов. Расход (интенсивность) подачи масла рассчитывали по [Федулов и др., 2002]:

$$Q = (0,15 \dots 0,2) d_1, \text{ л/мин}, \quad (1)$$

где 0,15 – без отвода тепла от подшипника; 0,2 – с отводом тепла; d_1 – внутренний диаметр подшипников, см.

Расчетный расход подачи масла уточняли по диаграммам из [Машины..., 1982] с учетом средних диаметров подшипников D_c , мм и частоты вращения n , об/мин СЦ и сетководущих валов.

Средний диаметр подшипников определяем по формуле

$$D_c = \frac{D + d_1}{2}, \quad (2)$$

где D , d_1 – наружный и внутренний диаметры подшипника соответственно, мм.

Частоты вращения СЦ ($n_{\text{сц}}$), приводных сетководущих валов ($n_{\text{пв}}$) и сетководущих (неприводных) валов ($n_{\text{нв}}$) определяем по формуле

$$n = \frac{V_M(1 \pm k)}{\pi d}, \text{ об/мин}, \quad (3)$$

где знак «+» – для приводных сетководущих валов; знак «–» – для неприводных СЦ и сетководущих валов; V_M – скорость машины, м/мин; d – наружные диаметры СЦ и сетководущих валов, м; $k = 0,004$ – коэффициент проскальзывания валов относительно приводной сушильной сетки,

Расчетные значения D_c подшипников и расхода масла Q на смазку подшипников СЦ и сетководущих валов СЧ приведены в табл. 1.

Метод расчета потерь мощности в трубах малого диаметра подачи масла от ротаметров к подшипниковым опорам СЦ и сетководущих валов [Машины..., 1982; Сиваков, Исаева, 2023]. Определяем потери мощности в трубах подачи масла к подшипниковым опорам СЦ. Расход масла на один подшипник Н13536 принимаем по данным табл. 1, $Q_{\text{ц}} = 0,21 \text{ дм}^3/\text{мин} = 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$. Трубопровод имеет наружный диаметр 10 мм и толщину стенки 1,5 мм, внутренний диаметр d трубопровода равен 7 мм. Расчет производим для горизонтальных длин труб l_i .

Скорость масла в трубе определяем по формуле

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

В системе циркуляции применяется масло МС-20сп «Энройл» (ТУ 0253-005 522 72771-2006 (с изм.)).

Плотность масла при температуре 65 °С равна 871 кг/м³.

Кинематическая вязкость масла для подшипников Н13536 со средним диаметром $D_c = 270$ мм при частоте вращения $n = 93,045$ об/мин и рабочей температуре $t_p = 67$ °С, определенная по [Машины..., 1982] $\mu_k = 160$ см²/с = $160 \cdot 10^{-4}$ м²/с.

Динамическую вязкость определяли из [Перель, 1992] по формуле

$$\mu = \mu_k \cdot \rho, \text{ кг/м}\cdot\text{с} \quad (5)$$

Критерий Рейнольдса определяли по формуле

$$Re = \omega d \rho / \mu. \quad (6)$$

Принимаем абсолютную шероховатость труб $\Delta = 0,06 \cdot 10^{-4}$ м, тогда относительная шероховатость труб

$$e = \Delta / d. \quad (7)$$

Определяем границы зон потоков [Машины..., 1982]:

$$\frac{1}{e} = \frac{1}{8,57} = 0,117; \quad \frac{560}{e} = \frac{560}{8,57} = 65,3; \quad \frac{10}{e} = \frac{10}{8,57} = 1,167.$$

По турбулентности поток масла в трубах относится к зоне гладкого трения, тогда по условию [Машины..., 1982; Сиваков, Исаева и др., 2023]

$$Re < \frac{10}{e} \text{ или } 1,167 < 16,7 \cdot 10^3$$

При гладком трении масла в трубах коэффициент λ рассчитываем по формуле:

$$\lambda = 0,316 / \sqrt{Re}. \quad (8)$$

Определим сумму коэффициентов местных сопротивлений

Принимаем вход в трубу с острыми краями: $\xi_1 = 0,5$.

Отводы, $\xi_2 = A \cdot B$. Труба имеет три плавных отвода под углом 90°. Коэффициент $A = 1$. Коэффициент $B = 0,11$ при отношении радиуса поворота трубы R_0 к внутреннему диаметру трубы d $R_0 / d = 4,0$.

$$\xi_2 = 1 \cdot 0,11 = 0,11.$$

Выход из трубы с закругленными краями: $\xi_3 = 0,2$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубе подачи масла к подшипникам СЦ:

$$\Sigma \xi_{\text{ц}} = \xi_1 + n \cdot \xi_2 + \xi_3 \quad (9)$$

где $n = 3$ – количество отводов.

Определяем потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы КРР по формуле

$$h_k = (\lambda \cdot n_{\text{ц}} \cdot L_{\text{цк}} / d_{\text{м}} + n_{\text{ц}} \sum \xi_{\text{ц}}) \frac{\omega^2}{2g}, \text{ м}, \quad (10)$$

где $\lambda = 1,58$ – коэффициент гидравлического трения; $n_{\text{ц}} = 76$ – количество подшипников СЦ; $L_{\text{цр}} = 13,51$ м – средняя длины трубы подачи масла к одному подшипнику СЦ [Сиваков и др., 2023]; $d_{\text{м}} = 0,007$ м – внутренний диаметр трубы; $\sum \xi_{\text{ц}} = 1,03$ – коэффициент местного сопротивления; $\omega = 0,091$ м/с – средняя скорость потока; $g = 9,8$ м·с⁻² – ускорение свободного падения.

Определяем потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы РГП по формуле

$$h_p = (\lambda \cdot n_{\text{ц}} \cdot L_{\text{цр}} / d_{\text{м}} + n_{\text{ц}} \sum \xi_{\text{ц}}) \frac{\omega^2}{2g}, \text{ м}, \quad (11)$$

где $L_{\text{цк}} = 13,51$ м – средняя длины трубы подачи масла к одному подшипнику СЦ [Сиваков и др., 2023].

Потери мощности привода на сопротивление в трубах подачи масла к подшипникам СЦ по схеме КРР:

$$N_{\text{цк}} = \rho \cdot g \cdot n_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ц}} \cdot h_k, \text{ Вт}. \quad (12)$$

Потери мощности привода на сопротивление в трубах подачи масла к подшипникам СЦ по схеме РГП:

$$N_{\text{цр}} = \rho \cdot g \cdot n_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ц}} \cdot h_p, \text{ Вт}. \quad (13)$$

Расчет потерь мощности на трение в трубах подачи масла к подшипникам сетководущих валов выполним аналогично подобному расчету для подшипников СЦ. При расчетах использованы данные табл. 1.

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:

$$N_o = N_{\text{ц}} + N_{\text{пв}} + N_{\text{в}}, \text{ кВт}. \quad (14)$$

Суточный расход энергии шестеренного насоса при компоновке ротаметров в группах по приводу СЧ (РГП) по сравнению со схемой КРР сокращается на

$$A_c = \kappa_c \kappa_{\text{ч}} N_o, \text{ кДж}, \quad (15)$$

где $\kappa_c = 24$ – суточный коэффициент; $\kappa_{\text{ч}} = 3600$ – часовой коэффициент.

Результаты исследования.

1. *Определение расхода масла, подаваемого в подшипниковые опоры СЦ и сетководущих валов.* Расход (интенсивность) подачи масла в подшипниковые опоры, определенный по (1), средние диаметры D_C подшипников СЦ, приводных сетководущих валов и сетководущих (неприводных) валов, определенные по (2), приведены в табл. 1.

Частота вращения СЦ, определенная по (4) при $d = 1500$ мм, $k = 0,004$ и $V_m = 440$ м/мин.

$$n_{\text{СЦ}} = \frac{440(1 - 0,004)}{\pi 1,5} = 93,045 \text{ об/мин.}$$

Частота вращения приводных сетководущих валов диаметром 260 мм по (4) равна

$$n_{\text{ПВ}} = \frac{440(1 + 0,004)}{\pi 0,260} = 541,1 \text{ об/мин} = 9,01 \text{ об/с.}$$

Частота вращения сетководущих (неприводных) валов диаметром 140 мм по (4) и данным табл. 1 равна

$$n_{\text{НВ}} = \frac{440(1 - 0,004)}{\pi 0,14} = 996,9 \text{ об/мин} = 16,6 \text{ об/с.}$$

При определении потерь мощности привода на трение в трубах малого диаметра приняты максимальные значения расхода масла, подаваемого в подшипниковые опоры, из табл. 1.

Таблица 1

Расход масла, поступающего в подшипники СЦ и сетководущих валов по системе циркуляционной смазки

The consumption of oil entering the bearings of the DC and the grid shafts through the circulating lubrication system

Номер подшипника	Диаметры подшипника, мм			Количество подшипников, п	Расход масла* Q, л/мин на	
	Наружный D	Внутренний d ₁	Средний D _C		Один подшипник	n подшипников
H13536	360	180	270	72	0,16/0,21	11,52/15,12
22218K.C3	160	85	122,5	32	0,05/0,02	0,96/1,28
22313K.C3	140	60	100	92	0,03/0,05	1,29/1,82

* Расход масла рассчитан в числителе без отвода тепла, в знаменателе – с отводом тепла от подшипников

2. Метод расчета потерь мощности в трубах малого диаметра d_m подачи масла от ротаметров к подшипниковым опорам СЦ и сетководущих валов [Сиваков, Исаева, 2023].

Скорость масла в трубе по (4)

$$\omega_b = 4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} / \pi \cdot 0,007^2 = 0,091 \text{ м/с.}$$

Динамическую вязкость определяли по формуле (5)

$$\mu = 160 \cdot 10^{-4} \cdot 893 = 14,29 \text{ кг/м}\cdot\text{с.}$$

Критерий Рейнольдса определяли по формуле (6)

$$\text{Re} = 0,091 \cdot 0,007 \cdot 893 / 14,29 = 0,04.$$

Относительная шероховатость внутренних стенок труб, определенная по (7), равна

$$e = 0,06 \cdot 10^{-4} / 0,007 = 8,57 \cdot 10^{-4}.$$

По турбулентности поток масла в трубах относится к зоне гладкого трения [Сиваков, Исаева, 2023].

При гладком трении масла в трубах коэффициент λ , определенный по формуле (8), равен

$$\lambda = 0,316 / \sqrt{0,04} = 1,58.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений в трубе подачи масла к подшипникам СЦ по (9)

$$\Sigma \xi_{\text{ц}} = 0,5 + 3 \cdot 0,11 + 0,2 = 1,03$$

Потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы КРР по (10)

$$h_k = (1,58 \cdot 76 \cdot 13,51 / 0,007 + 76 \cdot 1,03) \frac{0,091^2}{2 \cdot 9,81} = 97,85 \text{ м.}$$

Потерянный напор на горизонтальном участке труб для схемы РГП по (11)

$$h_p = (1,58 \cdot 76 \cdot 4 / 0,007 + 76 \cdot 1,03) \frac{0,091^2}{2 \cdot 9,81} = 29,0 \text{ м.}$$

Потери мощности привода на сопротивление в трубах подачи масла к подшипникам СЦ по схеме КРР по (12)

$$N_{\text{шк}} = 893 \cdot 9,81 \cdot 76 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot 97,85 = 228 \text{ Вт.}$$

Потери мощности привода на сопротивление в трубах подачи масла к подшипникам СЦ по схеме РГП по формуле (13)

$$N_{\text{цр}} = 893 \cdot 9,81 \cdot 76 \cdot 3,5 \cdot 10^{-6} \cdot 29 = 67,6 \text{ Вт.}$$

Снижение потерь мощности $N_{\text{ц}}$ на сопротивление в трубах подачи масла к СЦ по схеме РГП по сравнению со схемой КРР по формуле (14)

$$N_{\text{ц}} = 228 - 67,6 = 160,4 \text{ Вт.}$$

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

Таблица 2

Расчетные данные к определению потерь мощности в трубах (внутренний диаметр труб $d_m = 0,004$ м) от ротаметров до подшипников в схемах КРР и РГП компоновок систем циркуляции смазки

Calculated data for the determination of power losses in pipes (inner diameter of pipes $d_m = 0,004$ m) from rotameters to bearings in the schemes of KRR and RGP layouts of lubrication circulation systems

Показатели	Схемы систем циркуляции масла в СЧ	
	компактное расположение ротаметров (КРР)	расположение блоков ротаметров в группах СЧ по приводу (РГП)
приводных сетководующих валов		
Скорость масла в трубе $\omega_{\text{с}}$, м/с	0,104	
Динамическая вязкость μ , кг/м·с	8,93	
Потерянный напор в трубах $h_{\text{вп}}$, м	80	28,7
Потери мощности, Вт		
$N_{\text{к.вп}}$	29,1	—
$N_{\text{р.вп}}$	—	10,4
$N_{\text{пв}}$ (снижение потерь мощности $N_{\text{р.вп}}$ относительно $N_{\text{к.вп}}$), Вт	18,7	
сетководующих (неприводных) валов		
Скорость масла в трубе $\omega_{\text{с}}$, м/с	0,0663	
Динамическая вязкость μ , кг/м·с	8,037	
Потерянный напор в трубах $h_{\text{вп}}$, м	11,73	4,27
Потери мощности, Вт		
$N_{\text{к.нп}}$	73,8	—
$N_{\text{р.нп}}$	—	27,0
$N_{\text{в}}$ (снижение потерь мощности $N_{\text{р.нп}}$ относительно $N_{\text{к.нп}}$), Вт	46,8	

Общее снижение потерь мощности привода на сопротивление в трубах малого диаметра (d) подачи масла от ротаметров к подшипникам СЦ и сетководящих валов в схеме РГП относительно схемы КРР по (14)

$$N_o = 160,4 + 18,7 + 46,8 = 225,9 \text{ Вт} = 0,2259, \text{ кВт.}$$

Суточный расход энергии привода при компоновке ротаметров в группах по приводу РГП сокращается по сравнению со схемой КРР в соответствии с формулой (15)

$$A_c = 24 \cdot 3600 \cdot 0,2255 = 19483,2, \text{ кДж.}$$

Следовательно, компоновка РГП в лучшей степени удовлетворяет условиям энергосбережения, чем КРР.

Выводы.

1. Разработан метод и выполнены технологические расчеты системы циркуляционной смазки в системах КРР и РГП. Обоснованы характеристики систем циркуляции по расходу масла, диаметрам трубопроводов, скорости, динамической вязкости и температуре масла.

2. Установлено, что снижение потерь мощности привода насоса при компоновке блоков ротаметров в группах по приводу сушильной части составляет 0,225 кВт, а суточный расход энергии сокращается по сравнению с компактной схемой расположения ротаметров на 5,4 кВт·ч.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

Кугушев И.Д., Терентьев О.А., Куров В.С. и др. Машины для производства бумаги и картона. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. 646 с.

Машины и аппараты химических производств / под ред. В.Н. Соколова. Л.: Машиностроение, 1982. 384 с.

Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.

Сиваков В.П., Вураско А.В., Исаева К.С. Температурное диагностирование подшипников сушильных цилиндров картоноделательной машины // Молодые ученые в решении актуальных проблем науки: сб. матер. Всерос. науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых (с междунар. участием) / под общ. ред. Ю.Ю. Логинова; СибГУ им. М.Ф. Решетнева. Красноярск, 2022. С. 185–202.

Сиваков В.П., Вураско А.В., Исаков С.Н., Исаева К.С. Обоснование энергосбережения в сушильной части при модернизации циркуляционной смазки подшипников // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2023. Вып. 243. С. 269–283. DOI: 10.21266/2079-4304.2023.243.269-283.

Сиваков В.П., Исаева К.С. Температурное диагностирование циркуляционной смазки подшипников сушильных цилиндров // Научное творчество молодежи лесному комплексу России : матер. XIX Всерос. (национальной) науч.-техн. конф. студентов и аспирантов / Министерство науки и высшего образования Российской Федерации. Екатеринбург, 2023. С. 576–580.

Федулов А.А., Спиридонова В.А., Некрасов Н.Н., Булганина М.Ю. Условия эксплуатации и смазка подшипниковых опор. URL: <https://study.urfu.ru/Aid/view/Meta/13907>

References

Chemical production machines and apparatuses / edited by V.N. Sokolov. L.: Mechanical Engineering, 1982. 384 p. (In Russ.)

Kugushev I.D., Terentyev O.A., Kurov V.S., etc. Machines for the production of paper and cardboard. St. Petersburg: Polytechnic Publishing House. un-ta, 2017. 646 p. (In Russ.)

Perel L.Ya., Filatov A.A. Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports: Handbook. M.: Mechanical Engineering, 1992. 608 p. (In Russ.)

Sivakov V.P., Vurasko A.V., Isaeva K.S. Temperature diagnostics of bearings of drying cylinders of a cardboard-making machine. *Young scientists in solving urgent problems of science*: collection of materials of the All-Russian Scientific and Practical Conference of students, postgraduates and young scientists (with international participation) / under the general editorship of Yu.Yu. Loginov; SibGU named after M.F. Reshetnev. Krasnoyarsk, 2022, pp. 185–202. (In Russ.)

Sivakov V.P., Vurasko A.V., Isakov S.N., Isaeva K.S. Justification of energy saving in the drying section during the modernization of circulating greasing of bearings. *Izvestia Sankt-Petersburgskoj Lesotekhniceskoj Akademii*, 2023, iss. 243, pp. 269–283 (In Russ.)

Sivakov V.P., Isaeva K.S. Temperature diagnostics of circulating lubrication of bearings of drying cylinders. *Scientific creativity of youth to the forest complex of Russia*: materials of the XIX All-Russian. (national) scientific-technical conf. of students and postgraduates / Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation. Yekaterinburg, 2023, pp. 576–580. (In Russ.)

Fedulov A.A., Spiridonova V.A., Nekrasov N.N., Bulganina M.Yu. Operating conditions for lubrication of bearing supports. URL: <https://study.urfu.ru/Aid/view/Meta/13907> (In Russ.)

Материал поступил в редакцию 25.10.2023

Сиваков В.П., Вураско А.В., Вихарев С.Н., Исаков С.Н., Исаева К.С. Влияние расположения блоков ротаметров циркуляционной смазки подшипников сушильной части на мощность привода // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2024. Вып. 249. С. 271–284. DOI: 10.21266/2079-4304.2024.249.271-284

В сушильных частях бумаго- и картоноделательных машин применяют две схемы расположения блоков ротаметров систем циркуляционной смазки подшипников. Компактная схема имеет два блока ротаметров (по одному с лицевой и приводной сторон машины). Распределенная по приводным группам сушильной части схема имеет восемь блоков ротаметров (по два блока на каждую группу по приводу). Схемы расположения блоков ротаметров отличаются разной длиной труб малого диаметра (4-7 мм) подачи масла от ротаметров до подшипников. Влияние длины и диаметра труб подачи масла от ротаметров к подшипникам на мощность привода насоса не изучено. Цель работы состоит в определении влияния длины трубы малого диаметра от ротаметров к подшипникам на мощность привода насоса при компактной и распределенной по приводным группам сушильной части схемам компоновок блоков ротаметров. Разработан метод и выполнены следующие технологические расчеты систем циркуляции масла: расхода, скорости, кинематической вязкости, динамической вязкости. Выполнен гидравлический расчет потерь мощности на отличающихся участках труб малого диаметра по вариантам схем компоновки блоков ротаметров. Разработан метод и выполнены технологические расчеты систем циркуляционной смазки. Обоснованы характеристики систем циркуляции по расходу масла, скорости, кинематической и динамической вязкости масла. Установлено, что снижение потерь мощности привода насоса при компоновке блоков ротаметров в группах по приводу сушильной части составляет 0,225 кВт, а суточный расход энергии сокращается по сравнению с компактной схемой расположения ротаметров на 5,4 кВт·ч.

Ключевые слова: циркуляционная смазка, компоновка, ротаметр, масло, сушильный цилиндр, сушильная часть, мощность.

Sivakov V.P., Vurasko A.V., Vikharev S.N., Isakov S.N., Isaeva K.S. The influence of the location of the rotameter blocks of the circulating lubrication of the bearings of the drying part on the drive power. *Izvestia Sankt-Peterburgskoj Lesotekhniceskoj Akademii*, 2024, iss. 249, pp. 271–284 (in Russian with English summary). DOI: 10.21266/2079-4304.2024.249.271-284

In the drying parts of boom- and cardboard-making machines, three schemes of arrangement of rotameter blocks of bearing circulation lubrication systems are used. The compact circuit has two rotameter blocks (one on the front and drive sides of the machine). The multi-block scheme distributed among the drive groups of the drying part has 3...4 rotameter blocks in each group of the drying part. The arrangement schemes of rotameter blocks differ in different lengths of small diameter pipes (4-7 mm) of oil supply from rotameters to bearings. The effect of the length and diameter of the oil supply pipes from the rotameters to the bearings on the pump drive power has not been studied. The purpose of the work is to determine the effect of the length of a small diameter pipe from rotameters to bearings on the pump drive power with a compact and distributed among the drive groups of the drying part of the rotameter block layout schemes. A method has been

developed and the following technological calculations of oil circulation systems have been performed: flow rate, velocity, kinematic viscosity, dynamic viscosity. Hydraulic calculation of power losses on different sections of small diameter pipes according to the variants of the layout schemes of rotameter blocks is performed. A method has been developed and technological calculations of circulating lubrication systems have been performed. The characteristics of the circulation systems in terms of oil consumption, speed, kinematic and dynamic viscosity of the oil are substantiated. It was found that the reduction in the power loss of the pump drive when the rotameter blocks are arranged in groups along the drive of the drying part is 0.225 kW, and the daily energy consumption is reduced by 5.4 kWh compared to the compact rotameter layout.

Key words: circulating lubricant, layout, rotameter, oil, drying cylinder, drying part, power.

СИВАКОВ Валерий Павлович – профессор кафедры технологических машин и технологии машиностроения Уральского государственного лесотехнического университета, доктор технических наук.

620100, Сибирский тракт, д. 37, г. Екатеринбург, Россия. E-mail: sivakovvp@m.usfeu.ru

SIVAKOV Valeriy P. – DSc (Technical), Professor Department of Technological Machines and Mechanical Engineering Technology Ural State Forest Engineering University.

620100. Siberian tract str. 37. Yekaterinburg. Russia. E-mail: sivakovvp@m.usfeu.ru

ВУРАСКО Алеся Валерьевна – профессор кафедры технологий целлюлозно-бумажных производств и переработки полимеров Уральского государственного лесотехнического университета, доктор технических наук, профессор.

620100, ул. Сибирский тракт, д. 37, г. Екатеринбург, Россия. E-mail: vurasko2010@yandex.ru

VURASKO Alesya V. – DSc (Technical), Professor of the department technology of pulp and paper industries and polymer processing of the Ural State Forest Engineering University.

620100. Siberian tract str. 37. Yekaterinburg. Russia. E-mail: vurasko2010@yandex.ru

ВИХАРЕВ Сергей Николаевич – профессор кафедры технологических машин и технологии машиностроения Уральского государственного лесотехнического университета, доктор технических наук.

620100, Сибирский тракт, д. 37, г. Екатеринбург, Россия. E-mail: viharevsn@m.usfeu.ru

VIKHAREV Sergey N. – DSc (Technical), Professor Department of Technological Machines and Mechanical Engineering Technology Ural State Forest Engineering University.

620100. Siberian tract str. 37. Yekaterinburg. Russia. E-mail: viharevsn@m.usfeu.ru

ИСАКОВ Сергей Николаевич – доцент кафедры технологических машин и технологии машиностроения Уральского государственного лесотехнического университета, кандидат технических наук.

620100, ул. Сибирский тракт, д. 37, г. Екатеринбург, Россия. E-mail: isakovsn@m.usfeu.ru

ISAKOV Sergey N. – PhD (Technical), Associate Professor of the department Technological Machines and Mechanical Engineering of the Ural State Forest Engineering University.

620100. Siberian tract str. 37. Yekaterinburg. Russia. E-mail: isakovsn@m.usfeu.ru

ИСАЕВА Ксения Сергеевна – соискатель ученой степени кандидата технических наук Уральского государственного лесотехнического университета.

620100, ул. Сибирский тракт, д. 37, г. Екатеринбург, Россия. E-mail: isaeva.kseniya.98@mail.ru

ISAEVA Kseniya S. – PhD student, Ural State Forest Engineering University.

620100. Siberian tract str. 37. Yekaterinburg. Russia. E-mail: isaeva.kseniya.98@mail.ru