

Влияние организации потока жидкости в роторе на эффективность центробежной очистки масел

Н.Г. Плеханов^а, В.С. Федоров^б

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, Братск, Россия

^а plehanovng@yandex.ru, ^б fedorov.v.s@yandex.ru

^а <https://orcid.org/0009-0004-2629-6249>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-5507-307X>

Статья поступила 23.12.2024, принята 31.01.2025

В статье изучается процесс очистки масел в центрифугах, различающихся по своим конструктивным параметрам. Дается характеристика работы центрифуг, приводятся расчеты эффективности очистки и описываются преимущества конкретной конструкции. Изучается процесс очистки масел в центрифугах с многокамерным ротором, ротором со спиральной камерой и ротором с пакетом конических тарелок. Очистка рабочих жидкостей гидросистем с помощью центрифугирования – инновационный подход к продлению ресурса гидросистем и обеспечению стабильной работы оборудования. Центрифугирование представляет собой процесс разделения неоднородных смесей, основанный на различии в скоростях оседания частиц различной массы и размера в жидкой среде. Центрифугирование широко применяется в различных отраслях промышленности, где требуется очистка рабочих жидкостей от механических примесей, продуктов износа и окисления. В частности, этот метод используется для очистки рабочих жидкостей гидросистем, применяемых в прессах, гидроприводах, подъемниках, гидrocилиндрах и других устройствах. Принцип работы центрифуги заключается в следующем: рабочая жидкость проходит через вращающийся ротор, где под действием центробежной силы происходит разделение загрязняющих частиц на фракции. Очищенная жидкость собирается в верхней части ротора, а загрязняющие частицы остаются на стенках ротора или в специальном сборнике. Однако использование центрифугирования требует определенных затрат на приобретение и обслуживание оборудования, а также проведения дополнительных работ по монтажу и настройке системы. В целом, очистка рабочих жидкостей гидросистем с помощью центрифугирования является перспективным направлением развития технологий очистки жидкостей, позволяющим повысить эффективность и надежность работы оборудования, снизить затраты на обслуживание и улучшить экологическую ситуацию на предприятии. На основании изложенного материала делается вывод о наиболее эффективной конструкции для применения в составе маслоочистительной установки.

Ключевые слова: гидравлическое масло; механические примеси; центробежная очистка; эффективность центрифугирования.

Effect of fluid flow organization in the rotor on the efficiency of centrifugal cleaning of oils

N.G. Plekhanov, V.S. Fedorov

Bratsk State University, Makarenko St. 40, Bratsk, Russia

^а plehanovng@yandex.ru, ^б fedorov.v.s@yandex.ru

^а <https://orcid.org/0009-0004-2629-6249>, ^б <https://orcid.org/0000-0001-5507-307X>

Article received 23.12.2024, accepted 31.01.2025

The article studies the process of oil purification in centrifuges differing in their design parameters. The work of centrifuges is characterised, calculations of cleaning efficiency are given and advantages of a particular design are described. The process of oil purification in centrifuges with multi-chamber rotor, spiral chamber rotor and rotor with a pack of conical plates is studied. Centrifugation is an innovative approach to extending the life of hydraulic systems and ensuring stable operation of equipment. Centrifugation is a process of separation of heterogeneous mixtures based on the difference in settling velocities of particles of different mass and size in a liquid medium. Centrifugation is widely used in various industries where it is necessary to clean working fluids from mechanical impurities, wear and oxidation products. In particular, this method is used to clean working fluids of hydraulic systems used in presses, hydraulic drives, hoists, hydraulic cylinders and other devices. The principle of operation of a centrifuge is as follows: the working liquid passes through a rotating rotor, where centrifugal force separates contaminating particles into fractions. The cleaned liquid is collected at the top of the rotor and the contaminants remain on the rotor walls or in a special collector. However, the use of centrifugation requires certain costs for the purchase and maintenance of equipment, as well as additional work on the installation and setup of the system. In general, cleaning of hydraulic system working fluids by means of centrifugation is a promising direction in the development of fluid cleaning technologies, allowing to increase the efficiency and reliability of equipment operation, reduce maintenance costs and improve the environmental situation at the enterprise. On the basis of the stated material the conclusion is made about the most effective design for application as a part of oil cleaning plant.

Keywords: hydraulic oil; mechanical impurities; centrifugal cleaning; centrifugation efficiency.

Введение. Одним из ключевых аспектов, который напрямую сказывается на надежности гидравлических систем, является состояние рабочей жидкости. В объемных гидроприводах эта жидкость выполняет множество критически важных функций: она служит рабочим телом, а также выполняет роли смазывающего и охлаждающего вещества для пар трения, удаляет продукты износа из системы и защищает конструктивные элементы от коррозии в процессе длительной эксплуатации. Следовательно, загрязнение рабочей жидкости механическими примесями и водой может привести к преждевременному износу и выходу из строя компонентов гидропривода [1–5]. Основные источники загрязнений рабочей жидкости включают продукты износа от трущихся пар, а также примеси, которые проникают через уплотнения штока цилиндра или попадают через фильтр-сапун при добавлении жидкости. Кроме того, уже существующие загрязнения способны выступать в качестве генераторов новых.

Для достижения необходимого уровня чистоты рабочей жидкости, критически важного для корректной работы всех элементов гидравлического оборудования, в настоящее время активно применяются фильтры [6–9]. Тем не менее, существует потребность в дополнительной очистке жидкости. Одним из эффективных методов контроля за состоянием рабочей жидкости является ис-

пользование специализированных маслоочистительных установок, оснащенных центробежными устройствами (центрифугами) [10–12].

С учетом разнообразия масляных центрифуг возникает необходимость в выборе наилучшей конструкции, способствующей достижению оптимальных эксплуатационных характеристик установки. В этой связи мы рассмотрим несколько типов роторов многокамерных центрифуг, предназначенных для очистки рабочих жидкостей в гидросистемах.

Первоначально следует отметить, что одним из главных способов повышения эффективности работы центрифуг является сокращение расстояния, которое должна пройти частица осаждения в роторе. При этом, уменьшая разницу при $R_p - r_{p_0}$ и одинаковом времени задержки жидкости в поле центробежной силы, можно увеличить коэффициент отсева, тем самым снижая предельный диаметр частиц, которые полностью осаждаются в роторе [13, 14].

Сократить путь осаждения частицы в роторе можно, используя такие конструкции, как многокамерные роторы, роторы со спиральными камерами и роторы с коническими тарелками. На рис. 1–3 представлены схемы таких роторов с обозначением направления потока жидкости.

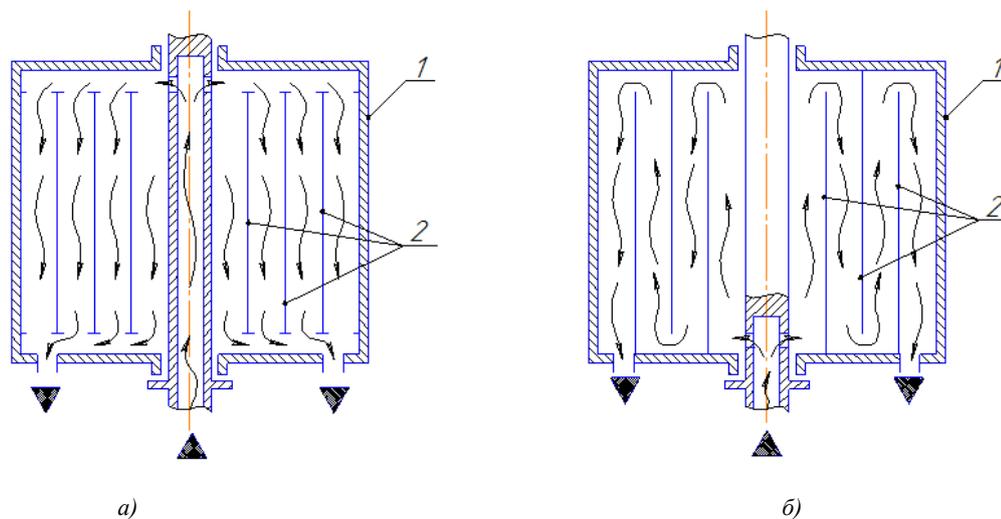


Рис. 1. Схема многокамерного ротора: а – с параллельными камерами; б – с последовательными камерами; 1 – корпус ротора; 2 – стенки ротора

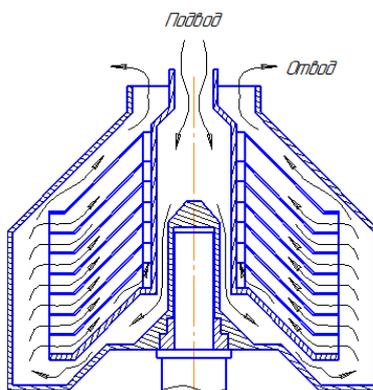


Рис. 2. Центрифуга с пакетом конических тарелок

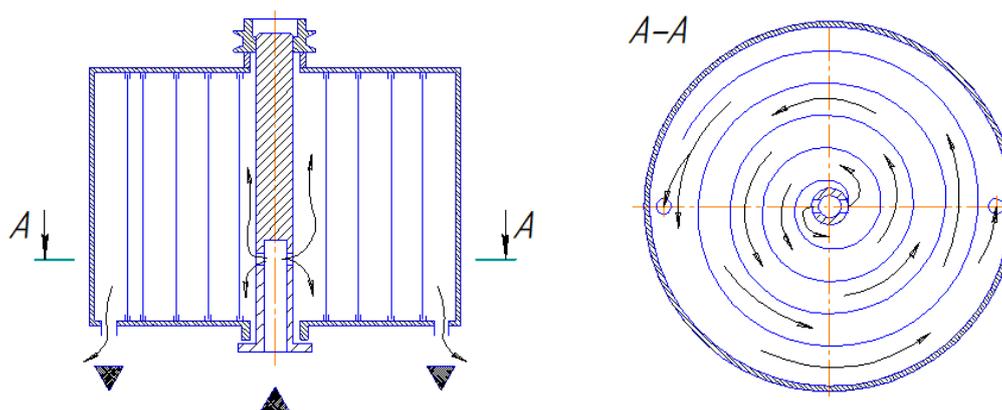


Рис. 3. Ротор со спиральной камерой. Прежде чем анализировать различные схемы организации потока очищаемой жидкости, стоит отдельно остановиться на расчете центробежной очистки в замкнутом контуре

В замкнутом контуре циркуляции, функционируют центрифуги для очистки масла в двигателях. Если считать интенсивность очистки масла, скорость поступления добавляемого масла, скорость поступления загрязняющих веществ в масло и объем масла в системе постоянными ($Q_p \varphi = \text{const}$; $Q_d = Q_v = \text{const}$; $\alpha = \alpha_0 = \text{const}$; $V_M = V_0 = \text{const}$), а также предположить наличие монодисперсной системы частиц, зависимость концентрации загрязняющих примесей в масле от времени t работы центрифуги можно определить с помощью уравнения (1), а в случае, когда $Q_d = Q_v = 0$ – уравнением (2).

Для полидисперсной системы загрязняющих элементов, уравнение будет выглядеть следующим образом:

$$\chi = \sum_{i=1}^{i=m_2} \left[\chi_{0i} e^{-\frac{Q_p \varphi t}{V_0}} + \frac{100 \alpha_{0i}}{\gamma Q_p \varphi_i} \left(1 - e^{-\frac{Q_p \varphi t}{V_0}} \right) \right], \quad (1)$$

где m_2 – количество эквивалентных диаметров частиц; χ_{0i} – начальная концентрация частиц диаметром d_i ; α_{0i} – скорость поступления частиц диаметром d_i .

В частном случае при $\alpha = 0$

$$\chi = \sum_{i=1}^{i=m_2} \chi_{0i} e^{-\frac{Q_p \varphi t}{V_0}} \quad (2)$$

При $\alpha \neq 0$, начиная с некоторого момента времени, концентрация загрязняющих примесей в масле практически остается постоянной. Это предельное значение концентрации загрязняющих примесей можно определить из уравнения (3), принимая $t = \infty$:

$$\chi_n = \sum_{i=1}^{i=m_2} \frac{100 \alpha_{0i}}{\gamma Q_p \varphi_i} \quad (3)$$

Ранее было принято считать радиус осаждения частиц постоянным и равным внутреннему радиусу ротора R_p . На практике значение R_p изменяется с течением времени, уменьшаясь по мере заполнения ротора

осадком, что негативно сказывается на эффективности очистки масла.

Расчет концентрации загрязняющих примесей с учетом заполнения ротора осадком усложнен и описан в работе [15].

Если необходимо провести предварительный расчет концентрации частиц загрязнения, можно воспользоваться формулой (4), предполагая, что ротор на 50 % заполнен осадком (по среднему радиусу ротора

$R_{cp} = \sqrt{\frac{R_p^2 + r_{p_0}^2}{2}}$ и принимая загрязняющие примеси

в виде монодисперсной системы со средним диаметром частиц $d = 0,8$ мкм и плотностью $\Delta = 0,6$ г/см³.

При однократном загрязнении масла ($\alpha_0 = 0$; $\chi_0 \neq 0$) относительное снижение концентрации загрязняющих примесей за время t , что также является вероятностью удержания частицы или комплексной системы частиц из общего объема масла в двигателе, может быть определено с помощью уравнения для монодисперсной системы и специфического уравнения для полидисперсной системы.

$$k_t = \frac{\chi_0 - \chi_t}{\chi_0} = \sum_{i=1}^{i=m_2} k_t q_i = \sum_{i=1}^{i=m_2} \left(1 - e^{-\frac{Q_p \varphi t}{V_0}} \right) \quad (4)$$

Периодичность очистки ротора центрифуги, работающей на двигателе, устанавливается с условия, что заполнение ротора осадком не превышает 75 %. В данном случае максимальное время между очистками определяется как:

$$t_{оч} = \frac{0,01 \cdot \chi_d \cdot V_0 \cdot \rho - 0,005 \cdot \chi_d \cdot V_y \cdot \rho + \frac{\Omega}{\varepsilon \psi_1}}{\alpha}, \quad (5)$$

где χ_d – допустимая концентрация загрязняющих примесей в масле (для карбюраторных двигателей $\chi_d = 0,4\%$ для дизелей $\chi_d = 1\%$; ψ_1 – доля загрязняющих примесей, удерживаемых центрифугой, от общего количества загрязняющих примесей, удерживаемых всеми очистителями; ρ – плотность масла; V_y – объем угоревшего масла.

Многокамерный ротор. Ротор этого типа существует в двух конструктивных видах. Первый – ротор с параллельными камерами, где весь поток жидкости делится на отдельные камеры, после чего собирается в единый выходной поток. Второй вид – ротор с последовательными камерами, в котором поток жидкости последовательно проходит через разные камеры, меняя каждый раз направление своего движения [16, 17]. Коэффициент отсева за один проход жидкости через ротор с параллельными камерами:

$$\varphi = \varphi_1 q_1 + \varphi_2 q_2 + \varphi_3 q_3 + \dots + \varphi_m q_m \quad (6)$$

$$\varphi = \sum_{i=1}^{i=m} \varphi_i q_i, \quad (7)$$

где φ_i – коэффициент отсева в камере; q_i – количество (доля) жидкости, проходящей через данную камеру, от всего количества, проходящей через ротор; i – номер камеры, начиная от центра; m – количество камер (номер последней камеры).

Так как время пребывания жидкости в центробежном поле во всех параллельных камерах одинаково, коэффициент отсева в них согласно уравнению (8)

$$\varphi_i = \frac{R_{\rho_i}^2}{R_{\rho_i}^2 - R_{\rho_{(i-1)}}^2} A \quad (8)$$

При этом полезный объем каждой камеры

$$\Omega = \pi h_{\rho} (R_{\rho_i}^2 - R_{\rho_{(i-1)}}^2),$$

где h_{ρ} – высота камеры (ротора); $R_{\rho_i}^2$ и $R_{\rho_{(i-1)}}^2$ – соответственно радиусы наружного и внутреннего слоев жидкости в камере (для первой камеры)

$$R_{\rho_{(i-1)}}^2 = r_{\rho_0}^2, \text{ а для последней камеры } R_{\rho_i} = R_{\rho_m} = R_{\rho}$$

Подставляя значения φ_i и q_i из уравнений (1) и (7) в уравнение (8), получаем значение суммарного коэффициента отсева в роторе с параллельными камерами:

$$\varphi_{\Sigma} = A \left[\frac{R_{\rho_1}^2 + R_{\rho_2}^2 + \dots + R_{\rho_m}^2}{R_{\rho}^2 + r_{\rho_0}^2} \right] = \frac{A}{R_{\rho}^2 + r_{\rho_0}^2} i = m \sum_{i=1}^{i=m} R_{\rho_i}^2 \quad (9)$$

Сравнивая уравнения, можно увидеть, насколько выше эффективность очистки жидкости в многокамерном роторе с параллельными камерами по сравнению с однокамерным вариантом:

$$\frac{\varphi_{\Sigma}}{\varphi} = \frac{R_{\rho_1}^2 + R_{\rho_2}^2 + \dots + R_{\rho_m}^2}{R^2} \quad (10)$$

Расчетные значения для пятикамерного ротора центрифуги при величине $D = 1,33$; $R_{\rho_1} = 20$ мм; $R_{\rho_2} = 27$ мм; $R_{\rho_3} = 36$ мм; $R_{\rho_4} = 48$ мм; $R_{\rho_5} = 64$ мм; $\frac{\varphi_{\Sigma}}{\varphi} = 2,4$ для трехкамерного ротора при величине $D = 1,63$;

$R_{\rho_1} = 24$ мм; $R_{\rho_2} = 39$ мм; $R_{\rho_3} = 64$ мм; $\frac{\varphi_{\Sigma}}{\varphi} = 1,5$. Следовательно, при одинаковой концентрации загрязняющих примесей в жидкости пятикамерная центрифуга задержит их в 2,2 раза, а трехкамерная – в 1,5 раза больше, чем однокамерная центрифуга.

Полнота отсева в роторе с последовательными камерами

$$\varphi = \sum_{i=1}^{i=m} \varphi_i q_i, \quad (11)$$

где φ_i – полнота отсева в камере; q_i – количество загрязняющих элементов в жидкости, поступающей в конкретную камеру, относительно общего объема загрязнений.

Количество загрязняющих примесей в жидкости, поступающей в камеру:

$$q_1 = 1; q_2 = 1 - \varphi; q_3 = (1 - \varphi_2); q_m = q_{m-1} (1 - \varphi_{m-1}) \quad (12)$$

Проектируя многокамерный ротор с последовательными камерами, важно правильно определять их размеры, чтобы обеспечить равномерное заполнение осадком. Это достигается путем последовательного повышения коэффициента φ в камерах от первой к последующей. В многокамерном роторе с последовательными камерами скорость потока жидкости значительно выше, чем в роторе с параллельными камерами, что позволяет эффективно смывать частицы с их стенок. Поэтому для очистки различных видов масла и топлива, которые проходят в довольно больших объемах через центрифугу, ротор с параллельными камерами оказывается более выгодным [18, 19].

Ротор со спиральной камерой. Исследования показывают, что эффективность центробежной очистки масла в роторе со спиральной камерой существенно превышает таковую в однокамерных роторах и роторах с последовательными камерами. На рис. 4 представлена схема поперечного разреза ротора, в котором обозначены основные параметры и направление движения потока жидкости.

Коэффициент отсева в роторе со спиральной камерой:

$$\varphi = \frac{(S_1 - b_1) [R_{\rho}^2 - r_{\rho_0}^2 - S_1 (R_{\rho} - r_{\rho_0}) + b_1 (R_{\rho} - r_{\rho_0} - S_1)]}{S_1 [R_{\rho}^2 - r_{\rho_0}^2 - S_1 (R_{\rho} - r_{\rho_0})]} \quad (13)$$

где S_1 – ширина ручья; b_1 – минимальное расстояние частиц от внутренней стенки спирали в начале ручья, при котором произойдет их полное осаждение в роторе; R_{ρ} – максимальный радиус внутренней стороны спирали (перемычки); r_{ρ_0} – минимальный радиус наружной стороны спирали.

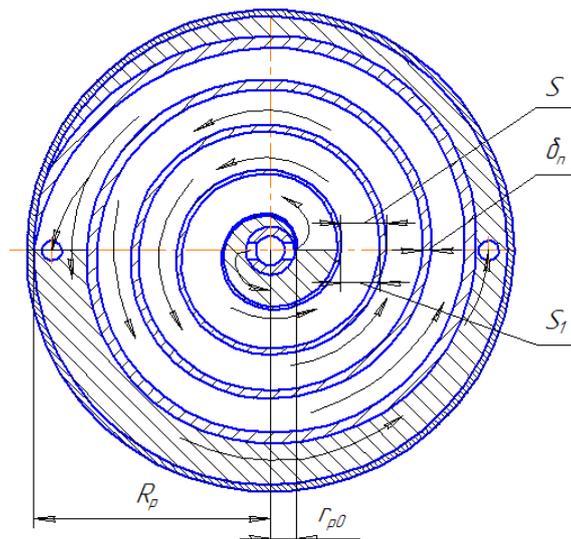


Рис. 4. Расчетная схема ротора со спиральной камерой

Значение δ_n находится из уравнения:

$$\delta_n = S_1 - \frac{\pi d^2 \Delta \omega^2 S_1 S H_p}{27 Q_p S} \left[R_p^3 - r_{p0}^3 - \frac{3}{2} S_1 (R_p^2 - r_{p0}^2) + \frac{3}{4} S_1 (R_p - r_{p0}) - \frac{S_1^3}{4} \right], \quad (14)$$

где d – диаметр частицы; Δ – разность плотностей частицы и жидкости; ω – угловая скорость вращения ротора; H_p – высота ротора; Q_p – расход жидкости через ротор в единицу времени; S – шаг спирали, а $S_1 = S - \delta_n$, δ_n – толщина перегородки.

Ротор с пакетом конических тарелок. Центрифуги, оборудованные роторами с пакетом конических тарелок, чаще всего называются тарельчатыми. Они широко используются в морском флоте для очистки масел и дизельного топлива и в настоящее время проводятся эксперименты по применению таких центрифуг для очистки дизельного топлива в тракторах и тепловозах [20, 21].

В тарельчатых центрифугах жидкость поступает в ротор через центральную трубку и перемещается к наружному краю пакета конических тарелок. Затем она движется через межтарелочные пространства, увеличивая свою скорость по направлению к оси ротора, и в конце концов выводится через наружную осевую трубку.

Движение частицы загрязнения в межтарелочном пространстве происходит под воздействием центробежной силы, что приводит к осаждению частицы в радиальном направлении к периферии и одновременно с потоком жидкости вдоль поверхности тарелки. Частица может быть выделена из жидкости, если она успевает под действием центробежных сил добраться до поверхности тарелки, располагающейся над ней. Далее под воздействием центробежной силы она скользит по конической поверхности до ее внешнего края, при этом имея возможность упасть на внутреннюю стенку ротора. При этом высокодисперсные частицы, особенно углеродные, могут объединяться

в более крупные агрегаты, что способствует их легкому осаждению на стенки ротора [22, 23].

Производительность тарельчатой центрифуги для полной очистки в ней жидкости от частиц загрязнения диаметром d определяется по формуле:

$$Q_{pn} = \frac{2\pi\omega^2 i h_m (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{3(r_{\max} - r_{\min})} \left(\frac{\Delta d^2}{18\mu} \right), \quad (15)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора; i – число тарелок; h_m – высота рабочей части тарелки; r_{\max} ; r_{\min} – соответственно, максимальный и минимальный радиусы конической части тарелки; Δ – разность плотностей частицы загрязнения и жидкости; d – диаметр частицы; μ – динамическая вязкость жидкости.

$$h_m = \operatorname{tg} \alpha_m (r_{\max} - r_{\min}) \quad (16)$$

Подставляя в эту формулу значение и проведя преобразование, получаем:

$$Q_{pn} = \frac{2\pi\omega^2 i \operatorname{tg} \alpha_m (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{27\mu}, \quad (17)$$

где α_m – угол наклона образующей тарелки к плоскости, перпендикулярной к оси вращения.

Значение коэффициента отсева тарельчатой центрифуги при всевозможных расходах через нее жидкости Q_p можно записать в виде

$$\varphi = \frac{Q_{pn}}{Q_p}$$

Подставляя значение Q_{pn} из уравнения (17), получаем

$$\varphi = \frac{2\pi\omega^2 i \cdot \operatorname{tg}\alpha_m (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}{27\mu Q_p} \quad (18)$$

Однако действительные значения $Q_{pn\delta}$ и φ_δ будут ниже теоретических вследствие конструктивных дефектов и нарушения стационарности процесса центрифугирования. Поэтому

$$Q_{pn\delta} = \beta_2 Q_{pn} \text{ и } \varphi_\delta = \beta_2 \varphi,$$

где β_2 – коэффициент эффективности (по данным Г.И. Бреммера [24] $\beta_2 \approx 0,7$).

Из уравнений (17) и (18) видно, что эффективность работы тарельчатой центрифуги пропорциональна числу тарелок и углу α_m . При увеличении количества тарелок, что приводит к уменьшению расстояния между ними, эффективность может ограничиваться вязкостью жидкости, а также тем, что при недостаточном расстоянии между тарелками они подвержены загрязнению, что снижает проходимость жидкости. Оптимальное расстояние между тарелками рекомендуется не менее 0,4 мм, и толщина каждой тарелки должна составлять минимум 0,4 мм для обеспечения механической прочности [25, 26].

Величина угла α_m ограничивается тем, что твердые частицы должны свободно скользить по поверхности тарелки до ее периферии. Следовательно, угол α_m должен быть меньше угла скатывания загрязняющих частиц в центробежном поле, оптимально находясь в диапазоне 50–60°. Например, исследования Г.Д. Драгунова [24] показали, что при угле $\alpha_m = 75^\circ$ продукты загрязнения дизельного топлива осаждаются на поверхности тарелок, оставаясь неподвижными, что приводит к быстрому загрязнению межтарелочного пространства и нарушению работы центрифуги.

Эффективность очистки жидкости в тарельчатых центрифугах также возрастает с увеличением максимального радиуса тарелок. Тем не менее, увеличение r_{\max} при фиксированных размерах ротора имеет свои

ограничения: если r_{\max} равен внутреннему радиусу ротора, на его стенках не останется места для осадка, что снизит грязеемкость центрифуги. В результате при проектировании центрифуги приходится находить компромисс между производительностью и минимально допустимой частотой очистки ротора от осадка.

При решении уравнения для определения диаметра частиц, которые могут полностью осаждаться в роторе, получаем:

$$d = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{27\mu Q_{pn}}{\pi \cdot \Delta i \cdot \operatorname{tg}\alpha_m (r_{\max}^3 - r_{\min}^3)}} \quad (19)$$

С учетом коэффициента эффективности β_2 , действительный диаметр частиц, осаждающихся в роторе,

$$d_\delta = d \sqrt{\beta_2}$$

В тарельчатых центрифугах, как и в стандартных трубчатых моделях, согласно уравнению (15), действует предел центрифугирования, определяемый критическим размером частиц и, согласно исследованиям Г.И. Бреммера [24], находящимся в диапазоне 0,2–0,6 мкм.

Эффективность тарельчатой центрифуги заметно ухудшается при возникновении турбулентного потока жидкости в межтарелочных пространствах, что вызывает отрыв ранее осевших частиц и их унос в фугат. Поэтому важно обеспечивать ламинарный режим течения жидкости в межтарелочных пространствах, при этом число Рейнольдса Re должно оставаться в пределах 200–300 [24].

Для тарельчатой центрифуги число Рейнольдса можно определить по формуле

$$Re = \frac{Q_p \cdot \rho_2}{\pi R_p \mu \cdot i} \quad (20)$$

или

$$Re = \frac{\omega_{cp} \cdot h_2}{\nu} \cdot \frac{h_2}{R_p}, \quad (21)$$

где ρ_2 – плотность жидкости; R_p – внутренний диаметр ротора; ω_{cp} – средняя скорость течения жидкости между тарелками; h_2 – расстояние между тарелками.

Заключение. Учитывая потенциальные результаты центрифугирования в устройствах с представленными конструкциями роторов, можно заключить, что установка, оснащенная ротором с пакетом конических тарелок, способна обеспечить необходимую чистоту рабочей жидкости и считается наиболее перспективной для разработки устройств, предназначенных для обслуживания гидросистем.

Литература

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002. 469 с.
2. Зеркалов Д.В. Обеспечение эксплуатационных свойств рабочих жидкостей и гидросистем // Строительные и дорожные машины. 1986. № 11. С. 29-30.
3. Монастырский О.В. Очистка рабочих жидкостей гидросистем строительных и дорожных машин // Механизация строительства. 1980. № 10. С. 11-12.
4. Баканов Е.А., Захарчук Б.П., Лисовик Г.А. Влияние чистоты авиамасел на их противозносные свойства // Эксплуатационные свойства авиационных топлив, смазывающих материалов и специальных жидкостей. Вопросы химмотологии. Киев: Книга, 1977. С. 26-27.
5. Сато Я., Саки К. Контроль и уход за маслом в гидросистемных установках KLEENTEK // Юацу Гидзюцу. № 2. 2006. С. 4-6.
6. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.
7. Dahlke O.P.H. Will water destroy Your Hydraulic system // Mashing Design 2005. № 6. P. 25-31.
8. Dahlke O.P.H. Modern methods of cleaning hydraulic oils // Tribologie und Schmierungstechnik. 1986. Jh. 33, № 2. P. 131-134.
9. Коваленко В.П. Загрязнения и очистка нефтяных масел. М.: Транспорт, 1978. 304 с.
10. Плеханов Н.Г., Батцэрэн Л., Плеханов Г.Н., Лхананг Д. Конструктивные особенности однокамерных и двухкамерных роторов масляных центрифуг // Механики XXI века. 2016. № 15. С. 418-421.
11. Соколов В.И. Современные промышленные центрифуги. М.: Машиностроение, 1967. 522 с.
12. Юткевич Р.М., Савин К.А., Волегов В.А. Судовые сепараторы топлив и масел. Л.: Судостроение, 1967. 187 с.
13. Плеханов Н.Г. Особенности применения масляных центрифуг в гидроприводе СДМ // Механики XXI века. 2020. № 19. С. 113-119.
14. Carman P. Fluid flow trough granular beds // Trasaction inst. Chem. Eng. 1937. Vol. 15. P. 150-166.
15. Никитин Г.А., Баканов Е.А. Топливные и масляные, и гидравлические системы воздушных судов. М.: Машиностроение, 1977. 280 с.
16. Плеханов Н.Г., Батцэрэн Л., Зеньков С.А., Плеханов Г.Н. Расширение функциональности турбокомпрессоров // Механики XXI века. 2016. № 15. С. 415-417.
17. Алексеенко П.Д., Торопов А.Г., Плеханов Г.Н., Сидоренко И.П., Васильев А.П. Устройство для очистки масла гидросистем: пат. RU 2000489 C1; заявл. 12.05.1991; опубл. 07.09.1993.
18. Плеханов Г.Н., Герасимов С.Н., Кобзов Д.Ю. Устройство для очистки масла гидросистем: пат. 2487276 Рос. Федерация № 201210297/06; заявл. 16.03.2012; опубл. 10.07.2013.
19. Плеханов Г.Н., Калашников Л.А., Куделько С.Н., Сыздыков В.А., Протасов В.И. Устройство для очистки масла гидросистем: пат. 2219388 Рос. Федерация № 2002108222/06; заявл. 01.04.2002; опубл. 20.12.2003, Бюл. № 35.
20. Гидравлические жидкости. Принцип работы гидравлических систем // Сайт ТОСКО. [Электронный ресурс] <https://tosko.ru/about/poleznaya-informatsiya/gidravlicheskie-zhidkosti-printsip-raboty-gidravlicheskih-sistem.php> (дата обращения 10.05.2024).
21. Brown H.T. Mechanical Movements // Mashing Design. 2008. № 4. P. 72-78.
22. Алексеенко П.Д., Плеханов Г.Н., Торопов А.Г. Работоспособность рабочей жидкости гидропривода строительных машин при насыщении ее водой. Л.: изд-во Инженерно-строит. ин-та, 1990. 11 с.
23. Bennet R.N., Elkes G.J., Wanless G.J. Catalytic dewaxing of oils // Oil and Gas. 1975. Vol. 73, № 1. P. 69-73.
24. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.
25. Brown H.T. Source of contamination of hydraulic oils // Hydrocarbon Processing. 1980. Vol. 59, № 9. P. 100.
26. Mikus H. Energiewirt // Tagesfragen. 1988. Bd. 38, № 9. P.732-736.

References

1. Kolchin A.I., Demidov V.P. Calculation of automobile and tractor engines. Moscow: Higher School, 2002. 469 p.
2. Zerkalov D.V. Provision of operational properties of working fluids and hydraulic systems // Construction and road building machines. 1986. № 11. P. 29-30.
3. Monastyrskij O.V. Cleaning of hydraulic fluids of construction and road machinery // Construction mechanization. 1980. № 10. P. 11-12.
4. Bakanov E.A., Zakharchuk B.P., Lisovik G.A. Influence of aviation oils purity on their anti-wear properties // Operational properties of aviation fuels, lubricants and special fluids. Issues of chemotology. Kiev: Book, 1977. P. 26-27.
5. Sato Y., Saki K. Oil control and maintenance in KLEENTEK hydro-systems // Yuatsu Gijutsu. № 2. 2006. P. 4-6.
6. Konovalov V.M., Skritskiy V.Y., Rokshevskiy V.A. Cleaning of working fluids in hydraulic drives of machine tools. Moscow: Mashinostroenie, 1976. 288 p.
7. Dahlke O.P.H. Will water destroy Your Hydraulic system // Mashing Design 2005. № 5. P. 25-31.
8. Dahlke O.P.H. Modern methods of cleaning hydraulic oils // Tribologie und Schmierungstechnik. 1986. Jh. 33, № 2. P. 131-134.
9. Kovalenko V.P. Pollution and purification of oil oils. Moscow: Transport, 1978. 304 p.
10. Plekhanov N.G., Batzaren L., Plekhanov G.N., Lhanag D. Design features of single-chamber and double-chamber rotors of oil centrifuges // Mechanics to the XXI century. 2016. № 15. P. 418-421.
11. Sokolov V.I. Modern industrial centrifuges. Moscow: Machine Building, 1967. 522 p.
12. Yutkevich R.M., Savin K.A., Volegov V.A. Ship separators of fuels and oils. L.: Shipping Engineering. 1967. 187 p.
13. Plekhanov, N.G. Peculiarities of the oil centrifuges application in the hydraulic drive of the construction-road machines // Mechanics to the XXI century. 2020. № 19. P. 113-119
14. Carman P. Fluid flow trough granular beds // Trasaction inst. Chem. Eng. 1937. Vol. 15. P. 150-166.
15. Nikitin G.A., Bakanov E.A. Fuel and oil and hydraulic systems of aircrafts. Moscow.: Machine Building. 1977. 280 p.
16. Plekhanov N.G., Battseren L., Zenkov S.A., Plekhanov G.N. Expanding the functionality of turbochargers // Mechanics to the XXI century. 2016. № 15. P. 415-417.
17. Alekseenko P.D., Toropov A.G., Plekhanov G.N., Sidorenko I.P., Vasiliev A.P. Device for cleaning the oil of hydraulic systems: patent RU 2000489 C1; applic. 12.05.1991; published 07.09.1993.
18. Plekhanov G.N., Gerasimov S.N., Kobzov D.Yu. Device for cleaning the oil of hydraulic systems: pat. 2487276 Ros. Federation № 201210297/06; filed. 16.03.2012; published 10.07.2013.
19. Plekhanov G.N., Kalashnikov L.A., Kudelko S.N., Syzdykov V.A., Protasov V.I. Device for cleaning the oil of hydraulic systems: patent 2219388 Ros. Federation № 2002108222/06; applied. 01.04.2002; published 20.12.2003, Bulletin № 35.

20. Hydraulic fluids. Principle of operation of hydraulic systems // TOSCO site. [Electronic resource] <https://tosko.ru/about/poleznaya-informatsiya/gidravlicheskie-zhidkosti-printsip-raboty-gidravlicheskih-sistem.php> (date of address 10.05.2024).
21. Brown H.T. Mechanical Movements // Mashing Design. 2008. № 4. P. 72-78.
22. Alekseenko P.D., Plekhanov G.N., Toropov A.G. Workability of the working fluid of the hydraulic drive of construction machines at its saturation with water. L.: Engineering and Construction Institute, 1990. 11 p.
23. Bennet R.N., Elkes G.J., Wanless G.J. Cleaning of hydraulic oils by centrifugation // Oil and Gas. 1975. Vol. 73, № 1. P. 69-73.
24. Bashta T.M. Machine-building hydraulics. Moscow: Machine Building, 1971. 672 p.
25. Brown H.T., Source of contamination of hydraulic oils // Hydrocarbon Processing. 1980. Vol. 59, № 9. P. 100.
26. Mikus H. Energiewirt // Tagesfragen. 1988. Bd. 38, № 9. P. 732-736.