

УДК 628.16: 532.54

**Мочалин Е.В.<sup>1</sup>, Халатов А.А.<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Донбасский государственный технический университет,<sup>2</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины

## ПРОБЛЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОЙ ОЧИСТКИ ЖИДКОСТЕЙ ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ И ПРИМЕНЕНИЕ РОТАЦИОННЫХ ФИЛЬТРОВ

На основі огляду сучасного стану в галузі очищення рідин від механічних домішок показані перспективи застосування ротаційних фільтрів та визначені шляхи їхнього вдосконалення. Приведені результати дослідження течій рідини усередині та зовні фільтроелемента, що обертається. На їх основі виявлені причини значних втрат напору у ротаційних фільтрах та обмеженого характеру гідродинамічного ефекту очищення. Обґрунтовано вдосконалену конструкцію та створено основи проектувального розрахунку ротаційних фільтрів.

На основе обзора современного состояния в области очистки жидкостей от механических примесей показаны перспективы применения ротационных фильтров и определены направления их совершенствования. Приведены результаты исследования течений жидкости внутри и снаружи вращающегося фильтроэлемента. На их основе обнаружены причины больших потерь напора в ротационных фильтрах и ограниченного характера гидродинамического эффекта очистки. Обоснована усовершенствованная конструкция и созданы основы проекторочного расчета ротационных фильтров.

On the base of review of current situation in cleaning of liquids from mechanical impurities the prospect of application of rotary filters are shown and the directions of their improvement are defined. The research results for liquid flows inside and outside of rotating filter element are given. On that base the causes of large head losses and limited nature of hydrodynamic effect of cleaning are found out. The improved structure of rotary filter is grounded and the fundamentals of its designing calculation are developed.

$A$  – объем;  
 $a$  – коэффициент;  
 $b, b_1, b_2$  – эмпирические коэффициенты;  
 $C_1$  – эмпирический коэффициент;  
 $d_p$  – диаметр взвешенных частиц;  
 $H_\omega, h_\omega$  – физические и безразмерные потери напора;  
 $k_S$  – коэффициент живого сечения;  
 $l$  – длина фильтроэлемента;

$\mathbf{n}$  – единичный вектор внешней нормали;  
 $Q$  – секундный объемный расход;  
 $R_1, R_2$  – наружный и внутренний радиусы фильтроэлемента;  
 $R_3$  – наружный радиус внутренней вставки;  
 $r$  – радиальная координата;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $Ri$  – число Ричардсона.  
 $t$  – время;  
 $\mathbf{V}$  – вектор скорости;

## ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

$v_0$  – безразмерная скорость отсоса жидкости;  
 $v_w$  – безразмерная динамическая скорость;  
 $\beta$  – эмпирический коэффициент;  
 $\delta, \delta^*, \delta^{**}$  – толщина пограничного слоя, толщина вытеснения, толщина потери импульса;  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости;  
 $\Theta$  – энстрофия;  
 $\rho$  – плотность;  
 $\Sigma$  – поверхность;  
 $\omega$  – вектор завихренности;  
 $\Omega$  – величина угловой скорости;  
 $\xi$  – коэффициент гидродинамического сопротивления.

### Индексы нижние:

$i$  – номер участка;  
 $in$  – внутренняя область;  
 $n$  – проекция на нормаль;  
 $out$  – внешняя область;  
 $r, \varphi, z$  – координатное направление;  
 $t$  – характеристика турбулентности.

### Индекс верхний:

«~» - отмечены безразмерные величины.

### *Современное состояние в области очистки жидкостей от механических примесей*

Очистка жидкостей от содержащихся в них загрязняющих примесей различного рода является проблемой всех отраслей промышленного производства и коммунального хозяйства. Удаление механических примесей не исчерпывает всех процессов, необходимых при кондиционировании жидких сред, однако является одной из главных составляющих в общем комплексе очистки. Во многих случаях удаление из жидкости твердых дисперсных примесей с размерами, превышающими определенную величину, полностью решает проблему ее очистки.

Только в прокатном производстве одного металлургического комбината находится в замкнутом обороте  $\sim 10000 \text{ м}^3/\text{ч}$  технической воды, загрязненность которой в каждом цикле увеличивается на 10 г/л. Подобная ситуация характерна для химической, горнодобывающей, энергетиче-

ской и ряда других отраслей. Другим примером важности рассматриваемой проблемы является тот факт [1], что для всех отраслей промышленности отказ гидросистем из-за износа вследствие повышенной загрязненности рабочих жидкостей составляет 50...80% всех отказов, а ресурс оборудования по этой причине снижается в 3...50 раз.

Анализ показывает, что одним из ключевых направлений решения остроты рассматриваемой проблемы является использование относительно недорогих устройств очистки с малой стоимостью эксплуатации для удаления примесей с тонкостью 10...40 мкм при высоком уровне исходной загрязненности. Выбор этого диапазона с одной стороны обусловлен тем, что в большинстве систем циркуляции технологических жидкостей такой тонкости достаточно для надежной работы насосов, запорной арматуры и проточных каналов. С другой стороны, там, где требуется более высокая тонкость, чаще всего необходима предварительная очистка [1,2] до значений тонкости в указанном выше диапазоне.

### *Характеристика существующих способов очистки и перспективы применения ротационных фильтров*

Основная сложность реализации относительно недорогой очистки жидкостей от частиц крупнее 10...40 мкм заключается в том, что ни один из известных подходов не является достаточно универсальным. При этом часто встречаются такие сочетания основных факторов, определяющих условия применения, при которых ни один из известных способов не обеспечивает приемлемый с технико-экономической точки зрения результат.

Основными способами отделения механических примесей являются очистка в силовых полях и фильтрование [1,2]. В табл.1 для наиболее распространенных устройств очистки жидкостей, способных обеспечить удаление механических примесей с тонкостью 10...40 мкм, приведены характерные значения ряда технических характеристик [1...5], определяющих возможные условия применения, удельные габариты, трудоемкость и себестоимость изготовления и эксплуатации этих устройств.

Выделенные ячейки в таблицах соответствуют наилучшим или близким к ним значениям соответствующих характеристик. Сравнительный анализ

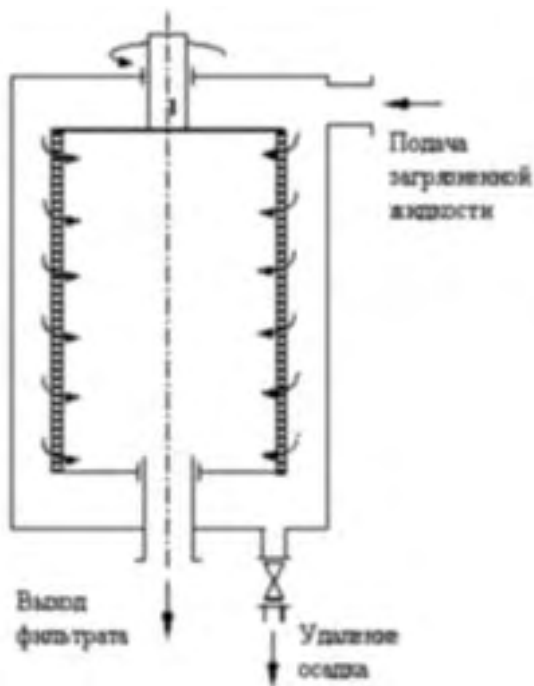
показывает, что наибольшее число рассматриваемых характеристик одновременно имеют близкие к наилучшим значения для гидродинамических фильтров, к которым, в частности, относятся и фильтры с вращающимся фильтроэлементом или ротационные фильтры.

Табл. 1. Сравнительная характеристика устройств очистки жидкостей от механических примесей при тонкости 10...40 мкм.

Технические характеристики	Устройства очистки жидкостей от механических примесей							
	Динамические отстойники	Противоточные гидrocиклоны	Центрифуги	Фильтры с объемной загрузкой	Сетчатые фильтры	Сетчатые фильтры с противоточной регенерацией	Неполнопоточные гидродинамические фильтры	Ротационные фильтры
Возможность очистки вязких жидкостей								
Чувствительность к плотности частиц	+	+	+					
Расходная скорость в рабочей полости, м/с	0,00015		0,01	0,003	0,01	0,05	0,05	
Возможность работы в напорных линиях	+	-	+	+				
Удельная мощность привода, кВт/(м <sup>3</sup> /ч)			2					
Саморегенерация	+	+	+	-	-	+	+	+
Потери давления, МПа		0,2						0,3
Допустимый уровень исходной загрязненности, г/л				0,5	0,1	1		
Сложность конструкции и изготовления			+			+		
Потери жидкости на саморегенерацию, %						3	10	

## ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

В гидродинамических фильтрах [1] частицы примесей у поверхности фильтрующей перегородки имеют касательную составляющую относительной скорости. Так называемый гидродинамический эффект проявляется в самоочистке фильтрующей перегородки и в повышении тонкости очистки по сравнению с размерами отверстий в фильтрующей перегородке. В неполнопоточных гидродинамических фильтрах движение частиц вдоль перегородки обеспечивается постоянным сбросом части жидкости, уносящей примеси, на слив, минуя линию фильтрата. В ротационном фильтре (рис. 1) касательная составляющая относительной скорости частиц обеспечивается вращением цилиндрического фильтроэлемента.



**Рис. 1. Конструктивная схема ротационного фильтра.**

Для ротационных фильтров только большое гидродинамическое сопротивление существенно сужает область их применения. Еще одним обстоятельством, снижающим эффективность их применения, является ограниченный характер проявления гидродинамического эффекта при повышении тонкости очистки по сравнению с отверстиями в фильтрующей перегородке. Если

для неполнопоточных гидродинамических фильтров на практике реализуется возможность удаления ~ 95% частиц с размерами в несколько раз меньшими размерами ячеек фильтрующей перегородки [1,6], то существующие конструкции ротационных фильтров во многих случаях не обеспечивают подобный результат. В частности, экспериментальными исследованиями [7] показано, что ротационным фильтром с сетчатым 40-микронным фильтроэлементом не удастся обеспечить удаление более 80% частиц электрокорунда размером 20...30 мкм.

Целью настоящей работы является изложение научных основ совершенствования ротационных фильтров и обоснование перспективной конструкции такого фильтра.

### *Теоретические основы совершенствования ротационных фильтров*

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования [8,9] показали, что большое гидродинамическое сопротивление ротационных фильтров обусловлено особенностями течения жидкости внутри вращающегося фильтроэлемента (рис.1). Последний в обобщенном анализе рассматривался как вращающийся отсасывающий цилиндр. При этом принята гипотеза, основные положения которой формулируются следующим образом:

- в потоке внутри вращающегося отсасывающего цилиндра существуют условия, обеспечивающие суммарную величину завихренности больших значений;
- рост суммарной завихренности на определенном уровне компенсируется ее вязкой диссипацией;
- величина гидродинамических потерь в исследуемой области существенно образом зависит от суммарной величины завихренности.

Удобной характеристикой суммарной завихренности является энтрофия  $\Theta = \int_A \frac{1}{2} |\boldsymbol{\omega}|^2 dA$ . Из диф-

ференциального уравнения движения жидкости в терминах завихренности можно получить интегральное уравнение баланса энтрофии [9]

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = - \int_{\Sigma} \frac{1}{2} |\boldsymbol{\omega}|^2 V_n d\sigma + \int_{\Sigma} \mathbf{v} \cdot ((\nabla \times \boldsymbol{\omega}) \times \boldsymbol{\omega}) \cdot \mathbf{n} d\sigma + \int_A \boldsymbol{\omega} \cdot (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla) \mathbf{V} dA - \int_A \mathbf{v} \cdot |\nabla \times \boldsymbol{\omega}|^2 dA. \quad (1)$$

все слагаемые в правой части которого допускают вполне ясную физическую интерпретацию как конвективный и диффузионный потоки завихренности через границу области, изменение завихренности за счет деформации вихревых линий и вязкую диссипацию завихренности в области, соответственно. Трактуя уравнение (1) с позиций выдвинутой гипотезы, методами теории размерностей и подобия можно получить следующие полуэмпирические выражения для максимального значения энтропии и потерь напора:

$$\Theta_{max} = \frac{QR_2^2\Omega^2}{bv}, \quad H_\omega = \frac{Q\Omega^2R_2^2}{vl} h_\omega \left( \frac{l}{R_2}, \frac{\Omega R_2^3}{\sqrt{Qvl}} \right). \quad (2)$$

Для геометрически подобных областей ( $l/R_2 = idem$ ) безразмерные вихревые гидродинамические потери зависят только от одного безразмерного параметра, в определение которого входят заранее известные величины:

$$h_\omega = h_\omega(Mh), \quad Mh = \frac{\Omega R_2^3}{\sqrt{Qvl}}. \quad (3)$$

Следовательно, параметр  $Mh$  может выступать в качестве критерия подобия, характеризующего условия формирования вихревых гидродинамических потерь. Таким образом, для уменьшения гидродинамического сопротивления ротационных фильтров необходимо искать способы снижения суммарной завихренности внутри вращающегося фильтроэлемента.

Для повышения значений тонкости очистки ротационными фильтрами необходимы исследования гидродинамических процессов в кольцевой рабочей полости вблизи вращающегося фильтроэлемента. Современная база данных по закрученным течениям во вращающихся системах и в пограничных слоях на криволинейных поверхностях, систематизирована в работах [10...12]. Достаточно хорошо разработаны основные подходы к учету влияния кривизны линий тока на возникновение вторичных течений и турбулентный обмен. Однако для ротационных фильтров характерно совместное влияние закрутки потока, интенсивного отсоса, а в некоторых случаях и вынужденного осевого течения,

что требует дополнительных исследований. Необходимым также является анализ движения взвешенных частиц вблизи поверхности вращающегося фильтроэлемента.

В работе [13] рассмотрена задача о плоском, установившемся осесимметричном движении вязкой жидкости вблизи вращающегося отсасывающего цилиндра. На основе полученного решения показано, что во всем практически значимом для ротационных фильтров диапазоне режимов, определяемых сочетанием вращательного числа Рейнольдса  $Re_\varphi = \Omega R_l^2/\nu$  и безразмерной скорости отсоса  $v_0$ , окружное движение сосредоточено в пограничном слое на вращающейся поверхности, толщина которого меньше высоты сечения кольцевой рабочей полости. При этом форма профиля окружной скорости в пограничном слое практически полностью определяется только отсосом жидкости.

Область применения ротационных фильтров характеризуется весьма малыми значениями концентрации дисперсной фазы ( $\sim 0,001$ ). В таких условиях оправданным является подход к раздельному решению уравнений движения жидкости и взвешенных частиц. В [14] выполнено обоснование модели межфазного взаимодействия и получено численное решение задачи о движении взвешенных частиц вблизи вращающегося отсасывающего цилиндра. Расчетный анализ позволяет сделать следующие выводы:

- средняя относительная погрешность определения компонент скорости частицы вблизи фильтрующей поверхности без учета скольжения фаз составляет 15%.

- наибольшее влияние на траектории взвешенных частиц центробежные силы оказывают в том случае, когда размеры частиц на порядок меньше толщины пограничного слоя ( $d_p \sim 0,1\delta$ ). При определенных сочетаниях угловой скорости и скорости отсоса ( $Re_\varphi, v_0$ ) частицы из этого диапазона размеров не достигают поверхности вращающегося отсасывающего цилиндра.

Первый из этих выводов дает основания для оценки эффективности гидродинамической очистки на основе поля скоростей несущей жидкости. Второй указывает на возможность некоторого сниже-

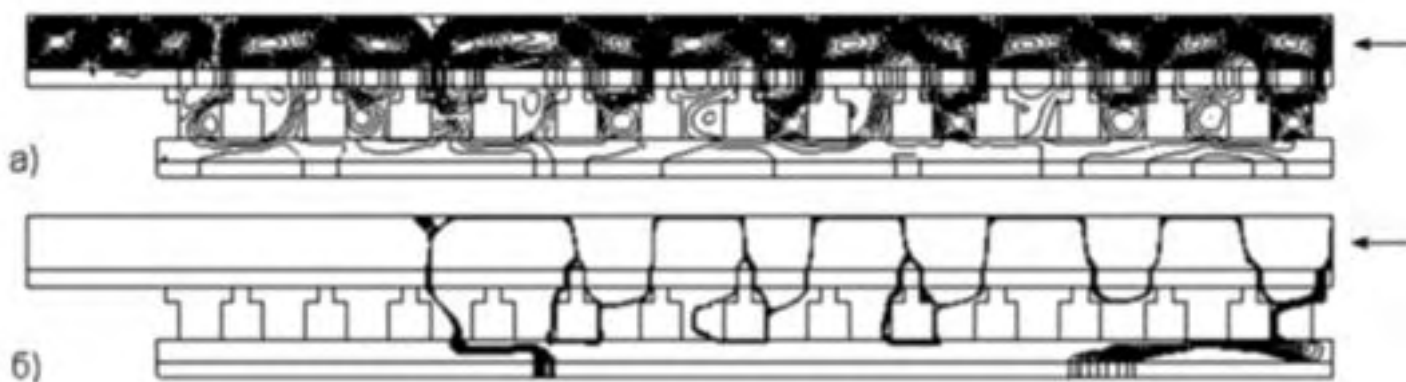
## ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

ния абразивного износа поверхности фильтроэлемента ротационного фильтра.

Следует ожидать, что с появлением макровихрей в кольцевой рабочей полости условия для гидродинамической очистки ухудшаются из-за неравномерного распределения радиальной скорости вблизи поверхности фильтрующей перегородки. При этом локальные значения скорости фильтрования могут существенно превышать усредненную скорость отсоса жидкости. На границу возникновения вторичных течений и характер макровихревого движения оказывают влияние конструктивные особенности фильтроэлемента, усложняющие постановку задачи. Достаточную общность при исследовании этих вопросов обеспечивает численное моделирование на основе уравнений Рейнольдса осредненного движения жидкости в сочетании с подходящей дифференциальной моделью турбулентности. Получению и верификации соответствующего численного решения, основанного на применении метода конечных объемов, посвящена работа [15]. Использованные схемные решения и подходы к аппроксимации в рамках конечно-объемной технологии соответствуют современным достижениям вычислительной гидромеханики. Сравнительный анализ применения нескольких дифференциальных моделей турбулентности для расчета течений снаружи вра-

щающегося отсасывающего цилиндра [16] показал, что SST  $k-\omega$  модель Ментера обеспечивает наиболее адекватные результаты для турбулентных макровихревых движений и в то же время позволяет воспроизводить ламинарное решение при соответствующих исходных данных. Таким образом, обоснован единый подход к расчетному моделированию исследуемого типа течений в широком диапазоне режимов.

Для фильтроэлемента, состоящего из перфорированного каркаса с натянутой на него тонкой фильтровальной перегородкой, и реализованной в известных конструкциях схемы с осевой подачей жидкости в кольцевую рабочую полость (рис.1) обнаружена следующая тенденция. С возрастанием угловой скорости либо уменьшением средней скорости отсоса (расхода жидкости) возникающие макровихри блокируют все большую часть поверхности фильтроэлемента. В итоге, как продемонстрировано на рис. 2, вся поступающая жидкость проходит через фильтрующую перегородку в самом ее начале, а через всю оставшуюся поверхность фильтроэлемента жидкость перетекает в обоих направлениях, участвуя в рециркуляционных вторичных течениях. Тем самым исключается из работы большая часть поверхности фильтроэлемента и сильно возрастает локальная скорость фильтрования, что сводит к минимуму гидродинамический эффект очистки жидкости.

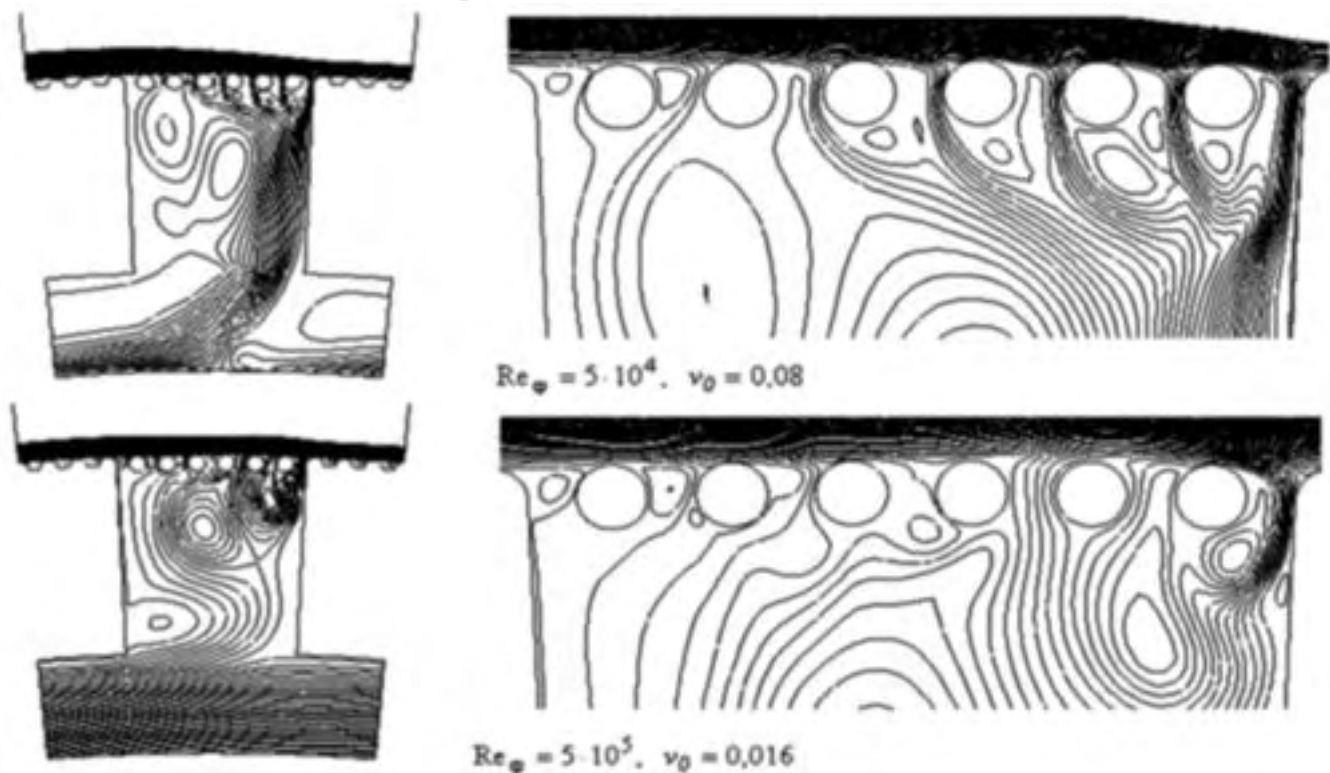


**Рис. 2. Течение жидкости в рабочей полости ротационного фильтра при осевой подаче жидкости ( $Re_{\varphi} = 5 \cdot 10^5$ ,  $\nu_0 = 0,0005$ ): а) линии тока относительного осредненного течения; б) траектории жидких частиц, пересекающих входное сечение.**

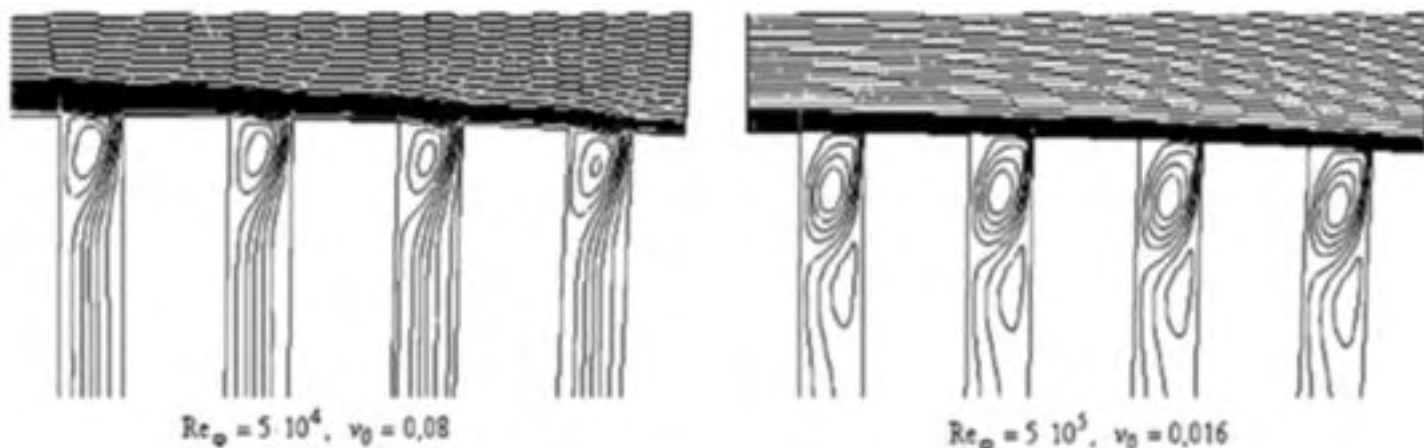
Рассмотренная закономерность может объяснить неудовлетворительную эффективность гидродинамической очистки в условиях макровихревого движения с повышением угловой скорости. Однако для ротационных фильтров с сетчатым фильтроэлементом характерен ограниченный характер гидродинамического эффекта во всем диапазоне режимов работы. Для выяснения причин этой ограниченности в работе [17] исследовались гидродинамические особенности протекания жидкости через вращающуюся сетку. При этом в плоской постановке рассматривалось течение жидкости в области, содержащей периодический фрагмент сетчатого фильтроэлемента. Такая постановка оправдана при отсутствии макровихрей в кольцевой рабочей полости ротационного фильтра. Анализ расчетных результатов, в частности, представленных на рис. 3, приводит к следующему основному выводу. Взаимодействие отрывных вихрей из ближнего следа за проволочками сетки и вихрей, обусловленных вторичным течением в отверстиях каркаса фильтроэлемента, приводит к блокированию значительного числа ячеек сетки и образованию

рециркуляционных токов, охватывающих отдельные ячейки и группы ячеек. Это приводит к выраженной неравномерности протекания жидкости через сетку, сопровождающейся значительным повышением локальных скоростей фильтрования. В результате при всех режимах работы фильтра имеются условия для прохождения частиц, меньших размера ячеек сетки, через отдельные ячейки.

Таким образом, выполненные исследования показывают, что ограниченный характер гидродинамического эффекта в плане повышения тонкости очистки изначально присущ сетчатым фильтроэлементам ротационных фильтров. В целях поиска более эффективного решения рассмотрен фильтроэлемент так называемой цельной конструкции, представляющий собой регулярно перфорированный отверстиями малого диаметра кольцевой цилиндр [18]. Течение жидкости вблизи поверхности фильтроэлемента этой конструкции и в проходных отверстиях носит регулярный характер (рис.4), из чего сразу следует более полное использование рабочей поверхности фильтроэлемента.



**Рис. 3.** Линии тока относительного осредненного течения вблизи проволочек сетки и в отверстиях каркаса фильтроэлемента.



**Рис. 4. Линии тока относительного осредненного течения в сечении фильтроэлемента цельной конструкции.**

Анализ движения взвешенных частиц вблизи поверхности сетчатого и цельного фильтроэлементов [18] подтверждает возможность прохождения сквозь фильтрующую сетку некоторых частиц с размерами, меньшими ячеек сетки, во всем диапазоне угловых скоростей и средних скоростей фильтрования, соответствующих отсутствию макровихрей. В то же время показано, что использование цельной конструкции фильтроэлемента обеспечивает значительное повышение тонкости очистки по сравнению с размерами проходных отверстий.

**Результаты экспериментальных исследований**

Для определения эмпирической зависимости безразмерных гидродинамических потерь от параметра  $Mh$  были выполнены экспериментальные исследования [9]. При этом для проверки автомодельного характера зависимости (3) проводились две независимые серии экспериментов, в каждой из которых близкие значения  $Mh$  определялись сочетанием существенно различных значений расхода  $Q$  и угловой скорости  $\Omega$ . Значения безразмерных потерь напора в обеих сериях экспериментов с близким к 1 коэффициентом корреляции дали одно и то же уравнение регрессии

$$h_{\omega} = \frac{0,981}{Mh} + \frac{224,769}{Mh^2}, \tag{4}$$

из которого, с учетом (2), следует выражение для физических потерь напора

$$H_{\omega} = 0,981 \frac{\Omega}{R} \sqrt{\frac{Q^3}{\nu l}} + 224,769 \frac{Q^2}{R^4}. \tag{5}$$

Из записи уравнения Бернулли во вращающейся системе координат и равенства (5) можно получить выражение для соответствующего перепада давлений:

$$\Delta p = \rho \left( \frac{Q^2}{2\pi^2} \left( \frac{1}{a^4} - \frac{1}{4R_2^2 l^2} \right) + \frac{R_2^2 \Omega^2}{2} + 0,981 \frac{\Omega}{R_2} \sqrt{\frac{Q^3}{\nu l}} + 224,769 \frac{Q^2}{R_2^4} \right). \tag{6}$$

Зависимости (4) – (6) справедливы для областей, геометрически подобных экспериментальной модели ( $l/R_2 = 2,94$ ).

Автомодельный характер экспериментальной зависимости (4) относительно параметра  $Mh$  подтверждает теоретический результат, а формула (6) демонстрирует имеющую место в действительности зависимость перепада давлений не только от угловой скорости фильтроэлемента, но и от расхода жидкости. Кроме этого, равенство (6) отражает некоторое снижение перепада давлений при увеличении вязкости жидкости, которое было отмечено при работе ротационных фильтров.



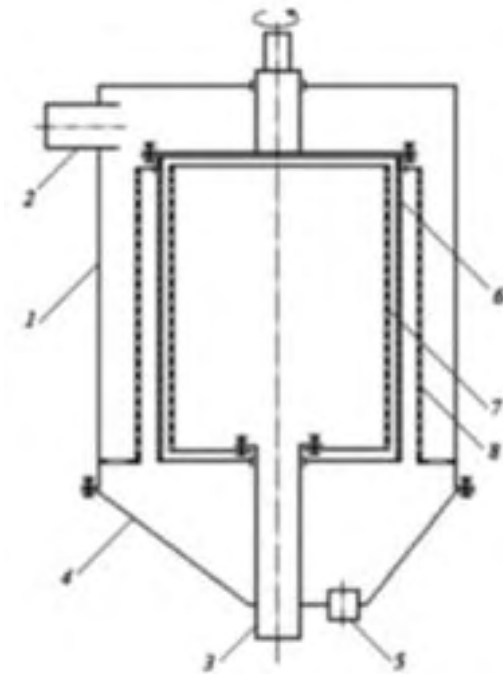
На основе выполненных исследований предложено техническое решение, позволяющее снизить гидродинамическое сопротивление ротационных фильтров [19]. Оно заключается в установке внутри вращающегося фильтроэлемента с небольшим зазором неподвижной цилиндрической вставки с проницаемой боковой поверхностью (рис. 5). При этом устраняются условия для роста завихренности внутри фильтроэлемента, а в образовавшемся кольцевом зазоре масштабы отбора энергии существенно меньше. Экспериментальная проверка эффективности предложенного решения демонстрирует снижение перепада давлений в 10 раз.

В работе [7] приводятся результаты экспериментальных исследований эффективности очистки жидкостей ротационным фильтром с 40-микронным сетчатым фильтроэлементом. В качестве загрязнителя использовалась монофракция электрокорунда 20...30 мкм. Показателем эффективности служила относительная масса удаленных примесей. Эксперимент демонстрирует максимальную эффективность очистки ~ 80% в диапазоне угловых скоростей фильтроэлемента 50...350 с<sup>-1</sup>. При этом эффективность ограничено возрастает с увеличением угловой скорости. Оба факта: ограниченный характер повышения тонкости очистки при всех режимах работы фильтра и некоторый рост эффективности удаления примесей, меньших размера ячеек сетки с увеличением угловой скорости, согласуются с представленными выше теоретическими результатами. Это подтверждает справедливость последних, а также справедливость следующих из них выводов.

#### **Обоснование и расчет усовершенствованной конструкции ротационного фильтра**

На основе выполненных исследований предложена новая конструкция ротационного фильтра, представленная на рис. 5. Использование внешней проницаемой цилиндрической вставки (поз. 8 на рис. 5) обеспечивает радиальную подачу жидкости в зону отделения примесей и способствует большей регулярности течения жидкости в этой области. При этом ослабляется влияние вторичных течений, которые могут иметь

место внутри корпуса фильтра, непосредственно на поток жидкости в зоне отделения примесей.



**Рис. 5. Усовершенствованная конструкция ротационного фильтра: 1 – корпус; 2 – патрубок подвода жидкости; 3 – патрубок отвода жидкости; 4 – бункер; 5 – сливная пробка; 6 – вращающийся фильтроэлемент; 7 – неподвижная внутренняя проницаемая цилиндрическая вставка; 8 – наружная цилиндрическая проницаемая вставка.**

Цельная конструкция фильтроэлемента (поз. 6), в отличие от сетчатого фильтроэлемента с каркасом, способна обеспечить, как показано выше, значительное повышение тонкости очистки по сравнению с размерами отверстий в фильтрующей перегородке. Использование неподвижной внутренней вставки (поз. 7) с проницаемой боковой поверхностью обеспечивает снижение на порядок перепада давлений на фильтре.

Основными этапами проектировочного расчета ротационного фильтра предложенной конструкции являются: расчет пограничного слоя на фильтрующей поверхности, определение момента гидродинамического сопротивления вращению фильтроэлемента и перепада давлений на фильтре. В работе [20] обоснован метод приближенного расчета турбулентного пограничного слоя на поверхности вра-

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

шающегося отсасывающего цилиндра, основанный на применении алгебраической модели турбулентности. Метод применим для режимов течения жидкости без макровихрей, которые представляют наибольший интерес для ротационных фильтров. Для распределения окружной скорости жидкости получена аналитическая зависимость

$$v_\phi = \left( \frac{\tilde{r}_{0i}}{\tilde{r}} \right) \left[ \frac{v_0 \operatorname{Re}_\phi - 1}{1 + \tilde{v}_t} \right] v_{\phi i}, \quad (\tilde{r} \in [\tilde{r}_{0i}, \tilde{r}_{li}]), \quad (7)$$

которая применяется на малых участках  $\Delta \tilde{r}_i$ , в пределах которых турбулентная вязкость считается постоянной при ее изменении от участка к участку. Для определения турбулентной вязкости на каждом участке используется алгебраическая модель турбулентности, определяемая следующими соотношениями:

$$(\tilde{v}_t)_{in} = \kappa^2 (\tilde{r} - 1)^2 \left( 1 - \exp \left( \frac{-v_w \operatorname{Re}_\phi (\tilde{r} - 1)}{D} \right) \right)^2 \times \operatorname{Re}_\phi \left( \left( \frac{\partial v_\phi}{\partial \tilde{r}} - \frac{v_\phi}{\tilde{r}} \right)^2 + 4 \left( \frac{v_0}{\tilde{r}^2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} (1 - \beta \operatorname{Ri})^{2m}, \quad (8)$$

$$(\tilde{v}_t)_{out} = k \frac{(\tilde{\delta}_0^*)^2}{\tilde{\delta}_0^*} \operatorname{Re}_\phi F_{kl} (1 - \beta \operatorname{Ri})^{2m}, \quad (9)$$

$$\kappa = 0,4, \quad D = 26 \exp \left( C_I \frac{v_0}{2v_w} \right), \quad \operatorname{Ri} = 2v_\phi / (\partial v_\phi / \partial \tilde{r}), \quad m = 1, \quad (10)$$

$$F_{kl} = \left[ 1 + 5,5 \left( \frac{\tilde{r} - 1}{\tilde{\delta}_0^*} \right)^6 \right]^{-1}, \quad k = 0,0168 \frac{1,55}{1 + \Pi_0}, \quad (11)$$

$$\Pi_0 = 0,55 \left( 1 - \exp \left( -0,243 \sqrt{z_I} - 0,298 z_I \right) \right), \quad z_I = \frac{\operatorname{Re}^{**}}{425} - 1, \quad \operatorname{Re}^{**} = \operatorname{Re}_\phi \tilde{\delta}_0^{**} \quad (12)$$

$$\tilde{\delta}_0^* (\operatorname{Re}_\phi, v_0) = \left( 5,94 \cdot 10^{-12} - 8,032 \cdot 10^{-18} \operatorname{Re}_\phi \right) v_0^{-4} + 7,059 \cdot 10^{-9} \operatorname{Re}_\phi - 8,193 \operatorname{Re}_\phi^{1/2} + 2,326 \cdot 10^{-3}, \quad (13)$$

$$\tilde{\delta}_0 (\operatorname{Re}_\phi, v_0) = \left( 2,765 \cdot 10^{-13} - 1,122 \cdot 10^{-19} \operatorname{Re}_\phi \right) v_0^{-5} - 2,336 \cdot 10^{-8} \operatorname{Re}_\phi + 0,0105 \quad (14)$$

$$\tilde{\delta}_0^{**} \sim 0,625 \tilde{\delta}_0^*, \quad (15)$$

$$\beta = 0,135 \left( \frac{\tilde{\delta}_0^*}{\tilde{\delta}_0^{**}} - 0,5 \right)^{-10}, \quad C_I = 5,35 \cdot 10^{-4} \left( \frac{\tilde{\delta}_0^*}{\tilde{\delta}_0^{**}} \right)^{18,5} + 11,217. \quad (16)$$

В основу метода расчета положена обобщенная модель Себеси-Смита, дополненная учетом кривизны линий тока на основе поправки Брэдшоу [10], учитывающей динамическое число Ричардсона. Скорректированная форма линейного масштаба в формуле Клаузера (9) обеспечивает сходимость итерационной процедуры расчета пограничного слоя. Эмпирические зависимости (13)–(15) для ориентировочных значений безразмерных толщин пограничного слоя получены обобщением результатов численного моделирования. Аналогичным образом обоснованы выражения (16) для эмпирических коэффициентов в поправках на учет кривизны линий тока и отсоса жидкости.

Применение разработанного приближенного метода, основанного на использовании зависимостей (7) – (16), позволяет с достаточной точностью рассчитать пограничный слой на поверхности вращающегося отсасывающего цилиндра со значительно меньшими затратами, чем при подробном численном моделировании. При этом подходящая калибровка алгебраической модели турбулентности позволяет воспроизводить и ламинарный пограничный слой при соответствующих исходных данных.

Для коэффициента момента гидродинамического сопротивления боковой проницаемой поверхности фильтроэлемента ротационного фильтра в работе [21] получено следующее аналитическое выражение:

$$C_M = 4\pi (R_2/R_I)^2 v_0, \quad (17)$$

которое обеспечивает во всем диапазоне режимов течения без макровихрей снаружи фильтроэлемента погрешность не более 1% в случае цельной конструкции фильтроэлемента. Для сетчатого фильтроэлемента с каркасом погрешность применения формулы (17) находится в пределах 40%. При расчете сопротивления вращению непроницаемых торцов можно использовать известные выражения для коэффициента момента, сводка которых имеется, в частности, в работе [11].

Для расчета перепада давлений на фильтро-элементе ротационного фильтра можно использовать следующее приближенное аналитическое выражение:

$$\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \ln \frac{R_2}{R_3} + \frac{1}{2}(1-R_2^2) + \xi \frac{1}{2} \left(\frac{v_0}{k_S}\right)^2, \quad (18)$$

где для коэффициента сопротивления  $\xi$  используется эмпирическая зависимость:

$$\xi = \max\left(27; 95,78 + 8,47 \cdot 10^{-6} \text{Re}_\varphi - (4580 + 0,00487 \text{Re}_\varphi)v_0\right). \quad (19)$$

Применение формул (18),(19) обеспечивает более высокую точность определения перепада давления, чем численное моделирование.

### Выводы

1. Результаты анализа показали, что совершенствование ротационных фильтров является перспективным направлением решения масштабной технической проблемы промышленной очистки жидкостей от механических примесей.

2. Предложенная усовершенствованная конструкция ротационного фильтра обеспечивает десятикратное снижение перепада давлений на фильтре и тонкость очистки ~ 10...15 мкм при размерах отверстий в фильтрующей перегородке не менее 40 мкм.

3. Полученные аналитические зависимости и разработанные приближенные методы расчета гидродинамических характеристик составляют основу проекторочного расчета фильтров новой конструкции.

4. Практическая значимость результатов выполненных исследований подтверждается успешным внедрением нескольких образцов ротационных фильтров новой конструкции на ряде угольных предприятий Донбасса для очистки эмульсии, используемой в гидросистемах шахтного оборудования, и химподготовленной воды в котельной. При этом малое гидродинамическое сопротивление обеспечило возможность встраивания фильтров в существующие системы циркуляции очищаемых жидкостей, а обеспечиваемая тонкость очистки позволила без существенных затрат повысить в полтора раза межремонт-

ный период агрегатов и узлов гидросистем, насосных установок и запорной арматуры.

5. Одним из направлений будущих исследований должно стать изучение возможности дальнейшего повышения тонкости очистки ротационными фильтрами. Для этого необходимо при анализе движения взвешенных частиц учитывать ряд дополнительных факторов, в частности, силы адгезии и броуновское движение частиц.

6. Другим направлением является развитие представлений о формировании вихревых потерь напора в закрученных внутренних течениях, имеющих родственные черты с потоком внутри вращающегося отсасывающего цилиндра. Эти исследования направлены на изучение возможности снижения гидродинамических потерь в таких распространенных устройствах, как вихревые камеры и циклонные аппараты различного назначения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Финкельштейн З.Л.* Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин.– М.: Недра, 1986.– 232 с.

2. *Коваленко В.П., Ильинский А.А.* Основы техники очистки жидкостей от механических загрязнений.– М.: Химия, 1982.– 272с.

3. *Кульский Л.А.* Теоретические основы и технология кондиционирования воды. – Киев: Наук. думка, 1980.– 564 с.

4. *Поваров А.И.* Гидроциклоны на обогатительных фабриках.– М.: Недра, 1978.– 232 с.

5. *Ветошкин А.Г.* Процессы и аппараты защиты гидросферы. Учебное пособие.– Изд – во Пенз. гос. ун – та, 2004.– 188 с.

6. *Финкельштейн З.Л., Кучин И.Н., Бойко Л.Н.* Снижение загрязненности водных ресурсов за счет применения гидродинамических фильтров // Промислова гідравліка і пневматика.– 2003.– № 2.– С. 28 – 32.

7. *Мочалин Е.В., Петренко А.В., Кривошея П.Н., Иванова Е.О.* Исследование эффективности тонкой очистки жидкостей ротационными фильтрами //Сб. науч. трудов ДонГТУ.– Алчевск: ДонГТУ, 2006.– Вып. 20.– С. 292 – 304.

8. *Мочалин Е.В.* Формирование вихревой структуры закрученных течений в цилиндрической области с проницаемой боковой поверхностью //

## ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Вісник Сумського державного університету.– 2003.– №12(58).– С. 36 – 41.

9. Мочалин Е.В. Полуэмпирическая модель вихревого течения внутри вращающегося проницаемого цилиндра // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України.– Дніпропетровськ, 2004.– Вип. 50.– С.202 – 211.

10. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: в 4-х т.– Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996.– Т.1: Криволинейные потоки.– 290 с.

11. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: в 4-х т.– Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 1996.– Т.2: Вращающиеся системы.– 289 с.

12. Халатов А.А., Авраменко А.А., Шевчук И.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил: в 4-х т.– Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000.– Т.3: Закрученные потоки.– 474 с.

13. Мочалин Е.В. Движение жидкости в окрестности вращающегося проницаемого цилиндра // Вісник Східноукраїнського національного університету.– 2003.– №12(68).– Ч.2.– С.197 – 2002.

14. Мочалин Е.В. Исследование движения взвешенных частиц вблизи вращающегося отсасывающего цилиндра // Промислова гідраліка і пневматика.– 2005.– №2(8). – С. 61 – 65.

15. Мочалин Е.В. Численное моделирование течений вязкой жидкости в рабочей полости ротационного фильтра // Сб. науч. трудов ДонГТУ.– Алчевск: ДонГТУ, 2007.– Вып. 23.– С. 169 – 183.

16. Мочалин Е.В. Выбор модели турбулентности для анализа течения снаружи вращающегося проницаемого цилиндра // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– № 2/6 (26).– С. 20 – 26.

17. Мочалин Е.В. Гидродинамические особенности протекания жидкости через вращающуюся сетку // Промислова гідраліка і пневматика.– 2007.– №2(16). – С. 53 – 60.

18. Мочалин Е.В. Влияние конструкции фильтроэлемента ротационного фильтра на гидродинамический эффект очистки жидкости // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– № 5/3 (29).– С. 46 – 51.

19. Пат. 64474 А Україна, МПК<sup>7</sup> В01D33/00. Самоочисний фільтр / Мочалін Є.В., Петренко О.В., Кривошея П.М., Іванова Є.О.– опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2.– 3 с.

20. Мочалин Е.В. Расчет турбулентного пограничного слоя на поверхности фильтроэлемента ротационного фильтра // Вісник Сумського державного університету.– 2007.– №3.– С. 57 – 69.

21. Мочалин Е.В. Сопротивление вращению фильтроэлемента ротационного фильтра // Гірнична електромеханіка та автоматика: науково-технічний збірник.– Дніпропетровськ: НГУ, 2007.– № 79.– С. 133 – 140.

Получено 31.10.2008 г.