

*к.т.н. Чебан В.Г.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

О СКОРОСТНОМ РЕЖИМЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ ПОЛУКОЛЬЦЕВОМ КАНАЛЕ ОЧИСТИТЕЛЯ С КРУГОВЫМИ ЦИЛИНДРАМИ

Наданий аналіз характеру зміни повздовжньої швидкості у напів-кільцевих напірних каналах гідродинамічних очисників рідини від твердих забруднень з круговими циліндрами і поданням рідини у поперек.

***Ключові слова:** швидкісний режим, напірний канал, круговий циліндр, повздовжня швидкість, очисник.*

Приведен анализ характера изменения продольной скорости в полукольцевых напорных каналах гидродинамических очистителей жидкости от твердых загрязнений с круговыми цилиндрами и поперечной подачей жидкости.

***Ключевые слова:** скоростной режим, напорный канал, круговой цилиндр, продольная скорость, очиститель.*

Постановка проблеми и анализ последних достижений. На металлургических предприятиях очистке оборотной воды всегда уделялось особое внимание. Среди множества применяемых очистителей все большую долю занимают самоочищающиеся фильтры, основанные на принципе гидродинамической очистки.

Очистку жидкости в непрерывном ее потоке, движущемся в напорном канале вдоль проницаемой поверхности, часто называют тангенциальной или с поперечными потоками, но в Украине с 80-х годов прошлого столетия она наиболее известна, как гидродинамическая очистка [1]. Поэтому формирование такого потока жидкости в напорном канале является одной из основных операций гидродинамической очистки. В общем, поток жидкости характеризуется ее расходом и скоростью, но особенность его в данном случае в том, что расход жидкости вдоль проницаемой поверхности с некоторыми допущениями уменьшается линейно, а скорость зависит от формы напорного канала и на практике в значительно преобладающем большинстве случаев не постоянна. И другими авторами указано на эту непостоянность, но характер или закон изменения скорости не оговорен. Следовательно, характер изменения скорости в напорном канале представляет собой скоростной режим

жидкости в гидродинамическом очистителе. Знание его играет важную роль при разработке средств тонкой очистки жидкости от твердых загрязнений, когда решается возможность упрощения конструкции и ее изготовления за счет ущерба каких либо технологических показателей.

В большинстве случаев напорные каналы образуют двумя поверхностями, как минимум одна из которых проницаемая, а скорость жидкости вдоль них обычно называют продольной скоростью, причем на входе или начале канала – входной, а на выходе или конце канала – сливной. При этом продольная скорость в любой точке напорного канала не должна быть меньше заданной, оптимальное значение которой предварительно устанавливается опытным путем для каждой конкретно очищаемой жидкости и должно отвечать условию, что оно значительно больше значения скорости фильтрации. С точки зрения технологии очистки и гидродинамики вполне очевидно, что наиболее эффективным скоростным режимом в напорном канале окажется тот, в котором продольная скорость в любой его точке имеет постоянное значение [2]. Но на практике в большинстве очистителях, в частности с полукольцевыми напорными каналами, этого пока еще не достигнуто. Поэтому представляет интерес полная и достаточно наглядная картина скоростного режима в разнообразных полукольцевых напорных каналах, после рассмотрения которой можно будет принимать решение, стоит ли усложнять конструкцию очистителя и его изготовление с целью получения постоянной скорости жидкости в напорном канале.

Постановка задачи. Целью данной работы является анализ характера изменения скорости потока жидкости в напорных каналах гидродинамических очистителей с круговыми цилиндрами для возможности совершенствования их конструкции и улучшения технических характеристик.

Результаты исследований. В общем случае формы поверхностей, образующих напорные каналы, могут быть разнообразными, но в последние годы, особенно в начале 21-го столетия, на предприятиях Украины и России наиболее полно себя зарекомендовали цилиндрические поверхности, широко используемые в неполнопоточных самоочищающихся очистителях типа «цилиндр в цилиндре» [3]. Причем очищаемая жидкость подается в них поперек проницаемого внутреннего цилиндра, высота проницаемой части которого постоянна. Столь широкое внедрение этих очистителей в довольно сжатый период свидетельствует о их неопровержимых достоинствах [4]. В данном случае использованы поверхности круговых цилиндров, обычно называемых цилиндрами правильной формы. При этом имеет место два типа таких очистителей. К первому из них относятся очистители с коаксиальным расположением внутреннего цилиндра в наружном, а ко второму – с аксиаль-

ным расположением внутреннего цилиндра со смещением его оси в сторону сливного патрубка. Очистители, как первого, так и второго типов характеризуются постоянной высотой H напорных каналов, называемой так при вертикальном их расположении. Причем не следует путать очистители с круговыми цилиндрами и очистители с грушеобразным внутренним цилиндром [2], который в данном случае интереса не представляет по причине постоянства продольной скорости в напорном канале.

Очиститель первого типа в Украине, да и в СНГ, был впервые разработан в НИПКИ «Параметр» при КГМИ (ныне ДонГТУ) в середине 90-х годов 20-го столетия и успешно прошел лабораторные и опытно-промышленные испытания в рамках научно-исследовательской работы [5], расчетная схема которого представлена на рисунке 1.

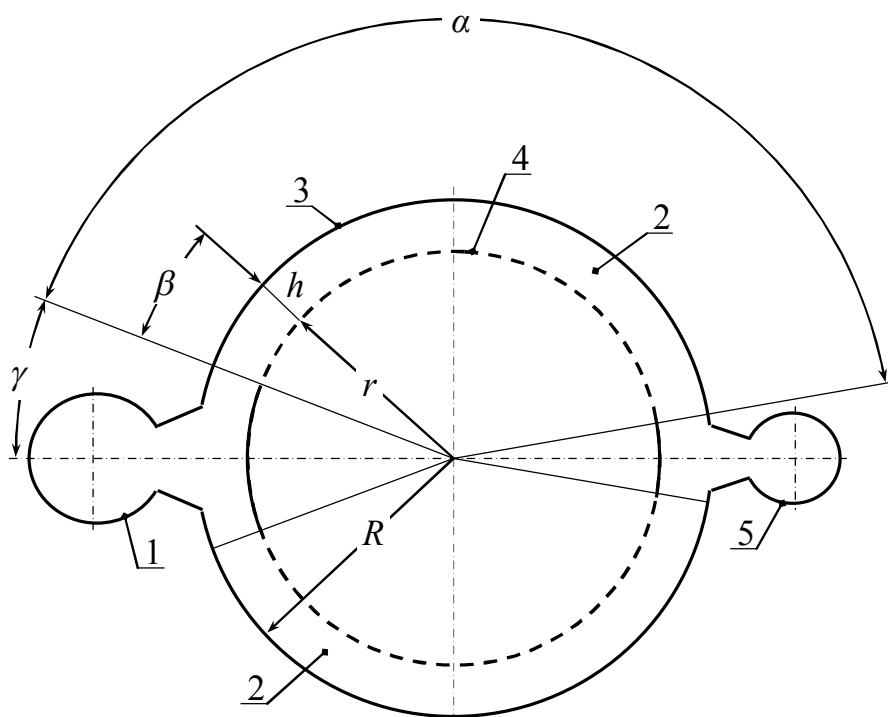


Рисунок 1 – Расчетная схема очистителя с коаксиальным расположением внутреннего цилиндра в наружном

Очищаемая жидкость через подающий патрубок 1 под давлением и непрерывным потоком подается в очиститель. Здесь она разделяется на два равнозначных потока, каждый из которых поступает в соответствующий полукольцевой напорный канал 2, образованный наружным круговым цилиндром 3 и внутренним проницаемым круговым цилиндром 4. Далее, при движении жидкости в напорных каналах 2 вокруг проницаемого кругового цилиндра 4 в сторону сливного патрубка 5, происходит ее очистка. При этом часть потока, очищенная от загрязне-

ний, проникает во внутреннюю полость проницаемого цилиндра 4 и покидает очиститель. Другая часть потока, обогащенная загрязнениями, в каждом из напорных каналов 2 движется к их выходам и покидает очиститель через сливной патрубок 5.

Стабильная и непрерывная работа очистителя зависит от скорости движения жидкости вдоль напорных каналов 2, называемой продольной скоростью. Ее оптимальное значение устанавливается опытным путем и зависит от многих факторов [2].

Так как в таких очистителях с некоторыми допущениями принято считать, что скорость фильтрации жидкости имеет постоянное значение по всей фильтрующей поверхности, то, при постоянной высоте H напорных каналов 2, снижение расхода жидкости по их длине имеет прямолинейный характер. Тогда расход жидкости в любом сечении канала, положение которого зависит от текущего значения угла β , определяется выражением

$$Q_{\beta} = Q_1 - \frac{(Q_1 - Q_2) \cdot \beta}{\alpha} = \frac{Q_1 \cdot \alpha - (Q_1 - Q_2) \cdot \beta}{\alpha}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (1)$$

где Q_1 – расход жидкости в начале каждого канала, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_2 – расход жидкости в конце каждого канала, $\text{м}^3/\text{с}$;

α – угол охвата напорного канала, определяемого проницаемой частью поверхности внутреннего кругового цилиндра, *град*.

Учитывая, что высота H и ширина h канала 2 по величине постоянны, то продольная скорость жидкости в любом его сечении, зависящем от угла β , определяется выражением

$$v_{np} = \frac{Q_1 \cdot \alpha - (Q_1 - Q_2) \cdot \beta}{\alpha \cdot h \cdot H} = \frac{Q_1}{h \cdot H} - \frac{Q_1 - Q_2}{\alpha \cdot h \cdot H} \cdot \beta, \text{ м/с}. \quad (2)$$

Коаксиальное расположение внутреннего цилиндра 4 резко упрощает конструкцию очистителя и его изготовление, но, наделяет его недостатками – большие потери жидкости и давления. Поэтому возможности использования такого очистителя ограничены. Применяется он в основном в исключительных случаях, когда допускаются высокие потери жидкости со сливом. Для расширения возможностей его использования требуется совершенствование конструкции. Один из вариантов этого представлен в работе [6], в котором очиститель дополнительно оборудован циркуляционным трубопроводом с насосом виде эжектора. При этом достигается снижение потерь жидкости без снижения потерь ее

давления. Так как форма напорного канала в нем остается прежней, то в данном случае он не представляет интереса.

Лишен отмеченных недостатков очиститель с аксиальным расположением внутреннего кругового цилиндра со смещением его оси в сторону сливного патрубка, представляющий собой второй вариант усовершенствования очистителя с коаксиальным внутренним цилиндром, расчетная схема которого представлена на рисунке 2.

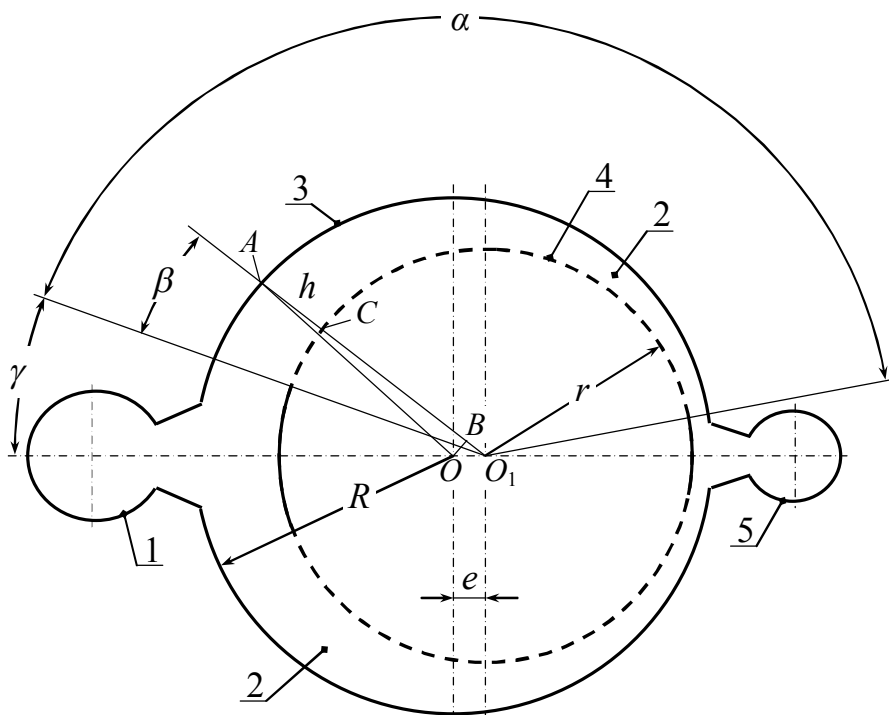


Рисунок 2 – Расчетная схема очистителя с аксиальным расположением внутреннего цилиндра со смещением его оси в сторону сливного патрубка

Данный очиститель (см. рисунок 2) состоит из подающего 1 и сливного 5 патрубков, расположенных на диаметрально противоположных сторонах наружного кругового цилиндра 3. В цилиндре 3 аксиально, со смещением центральной оси в сторону сливного патрубка 5, расположен проницаемый круговой цилиндр 4, образующий вместе с наружным два симметричных, относительно продольной оси очистителя, полукольцевых напорных канала 2, ширина которых от входа к выходу уменьшается. Из-за формы такие напорные каналы называли серповидными.

Сравнивая рисунки 1 и 2, очевидно, что состав обоих очистителей одинаков, а работа очистителя второго типа не отличается от работы, описываемого выше очистителя, поэтому нет необходимости в повторении ее описания, а формулы (1) и (2), в общем виде, присущи и очистителю

телю второго типа. Отличаются очистители друг от друга только тем, что напорные каналы 2 в первом из них в направлении движения жидкости имеют постоянную ширину h , а во втором – она уменьшается от входа к выходу. Поэтому определение конкретного значения продольной скорости по формуле (2) для второго типа очистителя требует знания значения ширины h напорного канала 2 в конкретном его сечении, определяемом переменным углом β .

Для решения поставленной задачи рассмотрим прямоугольные треугольники O_1BO и ABO .

Для первого из них

$$OB = e \cdot \sin(\gamma + \beta), \quad (3)$$

$$O_1B = e \cdot \cos(\gamma + \beta), \quad (4)$$

где e – величина эксцентриситета.

Для второго

$$AO^2 = AB^2 + OB^2, \quad (5)$$

где $AO = R$ – радиус внутренней поверхности наружного цилиндра;

$$AB = AC + (O_1C - O_1B) = h + (r - O_1B),$$

где $AC = h$ – текущее значение ширины напорного канала;

$O_1C = r$ – радиус наружной поверхности внутреннего цилиндра.

После преобразования выражение (5) примет вид

$$R^2 = [h + (r - O_1B)]^2 + OB^2.$$

Последнее выражение преобразуем в квадратное уравнение с одним неизвестным

$$h^2 + 2 \cdot h \cdot (r - O_1B) + [(r - O_1B)^2 + OB^2 - R^2] = 0,$$

откуда найдем h

$$h = -\frac{2 \cdot (r - O_1B)}{2} \pm \sqrt{\frac{4 \cdot (r - O_1B)^2}{4} - [(r - O_1B)^2 + OB^2 - R^2]}.$$

Так как h не векторная величина и не может быть отрицательной, то произведя небольшие преобразования, получим

$$h = \sqrt{R^2 - OB^2} - r + O_1B.$$

С учетом (3) и (4), последнее выражение примет вид

$$h = \sqrt{R^2 - [e \cdot \sin(\gamma + \beta)]^2} - r + e \cdot \cos(\gamma + \beta).$$

Учитывая, что значение $[e \cdot \sin(\gamma + \beta)]^2$ столь мало, что не влияет на результат расчета при заданной точности, то окончательно запишем выражение для определения значения ширины напорного канала

$$h = R - r + e \cdot \cos(\gamma + \beta). \quad (6)$$

Подставив в (2) значение ширины напорного канала из (6), получим выражение для определения значений продольной скорости в любом поперечном сечении напорного канала в зависимости от угла β

$$v_{np} = \frac{Q_1 \cdot \alpha - (Q_1 - Q_2) \cdot \beta}{\alpha \cdot H \cdot [R - r + e \cdot \cos(\gamma + \beta)]}, \text{ м/с.} \quad (7)$$

Для составления программы расчета приведем формулу (7) к виду

$$v_{np} = \frac{A - B \cdot \beta}{C + e \cdot \cos(\gamma + \beta)},$$

где $A = \frac{Q_1}{H}$, $B = \frac{Q_1 - Q_2}{\alpha \cdot H}$ и $C = R - r$.

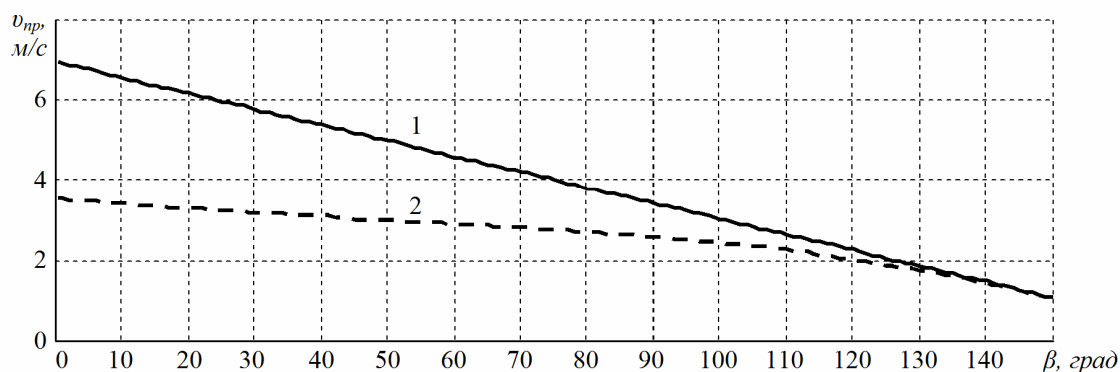
Как отмечалось выше, известен еще и третий тип очистителя с полукольцевыми напорными каналами [2], в котором внутренний цилиндр имеет в поперечном сечении грушеобразную форму, но для данного случая интереса он не представляет, так как продольная скорость жидкости в нем постоянна. К тому же, изготовление цилиндра такой формы значительно усложняет изготовление очистителя вообще, даже в сравнении с очистителем с аксиальным расположением внутреннего цилиндра, хотя с точки зрения гидродинамики и технологии очистки такой очиститель жидкости можно считать идеальным. И целесообразность его использования в полной мере зависит от результатов анализа скоростного режима жидкости в напорных каналах очистителей с круговыми

цилиндрами, что более убеждает в целесообразности знания такого режима.

Очевидно, что все величины, входящие в правую часть формул (6) и (7), можно считать известными, так они без особых затруднений предварительно определяются по методике расчета, изложенной в работе [7], а угол β задается как переменная величина.

Зная формулы (2) и (7) для расчета продольных скоростей в напорных каналах обоих типов очистителей с круговыми цилиндрами, определим в каждом из них скоростной режим при одинаковом расходе жидкости на входе и сливе напорного канала, одинаковой сливной скорости и скорости фильтрации, а затем сравним их, построив сопоставительный график скоростных режимов.

С этой целью для обоих типов очистителей принимаем следующие исходные данные: $Q_1 = 1000 \text{ м}^3/\text{час} = 0,278 \text{ м}^3/\text{с}$, $Q_2 = 150 \text{ м}^3/\text{час} = 0,042 \text{ м}^3/\text{с}$, $H = 2 \text{ м}$, $r = 0,71 \text{ м}$, $\alpha = 150^\circ$, $\gamma = 20^\circ$ и дополнительно для очистителя второго типа $R = 0,740 \text{ м}$ и $e = 0,010 \text{ м}$, последний из которых выбран из расчета, что ширина выхода из напорных каналов 2 в обоих очистителях будет одинаковой и равной $h = 0,020 \text{ м}$, то есть равной постоянной ширине канала 2 первого типа. При этом предварительно установлено, что минимально допустимая сливная скорость, то есть скорость на выходе напорного канала составляет не менее $1,0 \text{ м/с}$. Графики, характеризующие собой скоростные режимы в напорных каналах обоих типов очистителей, представлены на рисунке 3.



- 1 – очиститель с коаксиальным расположением цилиндра;
- 2 – очиститель с аксиальным расположением цилиндра

Рисунок 3 – Скоростной режим гидродинамической очистки в напорном канале

Из рисунка 3 очевидно, что при заданных равных условиях, продольная скорость (кривая 1) в напорном канале очистителя с коаксиаль-

ным круговым цилиндром прямолинейно уменьшается от входа к выходу, при этом входная скорость почти в 7 раз больше сливной. Причем, на входе при неизменных условиях она не может иметь другого значения. В очистителе же с аксиальным круговым цилиндром при тех же условиях продольная скорость (кривая 2) в напорном канале от входа к выходу уменьшается криволинейно и в конкретном случае входная скорость примерно в 3,5 раза выше сливной. Но в случае необходимости ее значение на входе при неизменных условиях может быть в пределах примерно от 1 до 7 м/с.

Значительное превышение входной скорости над сливной в первом случае свидетельствует о неоправданно большом сопротивлении напорного канала и значительных потерях давления жидкости на его преодоление.

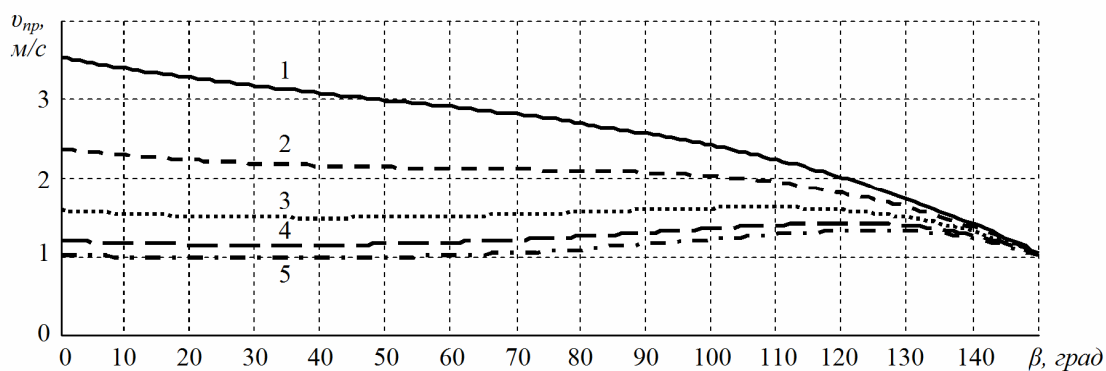
Во втором случае входная скорость, примерно в 2 раза меньшая в сравнении с входной скоростью первого случая, что свидетельствует о более низком сопротивлении напорного канала очистителя второго типа и меньших потерях давления жидкости в нем. В то же время возможность манипуляций значением входной скорости расширяет возможности использования очистителей второго типа.

Очевидно, что больший интерес представляют очистители второго типа, то есть с серпообразными напорными каналами. При этом не представляет интереса возможность увеличения входной скорости жидкости в сравнении со скоростью в начале кривой 2 и характер изменения продольной скорости при этом, то есть скоростные режимы напорного канала над кривой 2. Интерес представляют его скоростные режимы ниже нее, при этом особый интерес представляет скоростной режим напорного канала в случае, когда значение входной скорости максимально возможно будет приближенно к значению сливной. Такой интерес обоснован тем, что, как отмечалось выше, самым эффективным является скоростной режим с постоянной продольной скоростью.

С этой целью в выше заданных исходных данных для второго типа очистителя меняя только радиус R наружного цилиндра и эксцентриситет e , определяем значения продольной скорости от входа к выходу из напорного канала и строим графики. Конкретно это сделано для пяти случаев: 1) $R = 0,740$ м, $e = 0,010$ м; 2) $R = 0,750$ м, $e = 0,020$ м; 3) $R = 0,765$ м, $e = 0,035$ м; 4) $R = 0,780$ м, $e = 0,050$ м; 5) $R = 0,790$ м, $e = 0,060$ м. Результаты расчета представлены на рисунке 4.

Из рисунка 4 можно отметить, что с уменьшением входной скорости ее значение по длине стабилизируется. Особенно четко это заметно в третьем случае (кривая 3), при котором входная скорость примерно в 1,5 раза больше сливной. Не менее заметным является и четвертый случай, в котором при входной скорости примерно в 1,2 раза большей

сливной стабильность продольной скорости во второй половине длины напорного канала ухудшается. А более конкретно, сначала она в пределах угла $\beta = 70 \div 120^0$ постепенно повышается относительно входной скорости и становится в 1,4 раза больше сливной, а затем падает до значения последней. Безусловно, с теоретической точки зрения гидродинамики это отрицательный фактор, но, с учетом незначительного превышения сопротивления, на практике это не столь значимо. С точки же зрения технологии гидродинамической очистки это можно принять за положительный эффект, так как концентрация загрязнений в жидкости к выходу из напорного канала постепенно повышается и ближе к выходу становится максимальной, причем сопротивление такого канала не будет выше предыдущего.



- 1 – $R = 0,740$ м, $e = 0,010$ м; 2 – $R = 0,750$ м, $e = 0,020$ м;
 3 – $R = 0,765$ м, $e = 0,035$ м; 4 – $R = 0,780$ м, $e = 0,050$ м;
 5 – $R = 0,790$ м, $e = 0,060$ м.

Рисунок 4 – Графики изменения продольной скорости в напорном канале очистителя

Не меньший интерес представляет пятый случай (кривая 5), когда входная и сливная скорости условно одинаковы. Эта кривая по характеру изменения мало чем отличается от выше описываемой кривой 4, но особенность ее в том, что на некоторой длине от начала напорного канала продольная скорость становится несколько меньше сливной, то есть ниже предварительно заданной, что не допустимо. Но это не значит, что такой режим на практике нельзя использовать, так как для этого достаточно значение заданной, то есть оптимальной сливной скорости, увеличить на величину значения ее уменьшения на оговариваемом участке длины напорного канала.

Следовательно, при заданных условиях наибольшая эффективность работы очистителя с круговыми цилиндрами и серпообразными

напорными каналами достигается при входной скорости примерно в 1,1 – 1,6 раза большей сливной.

Результаты данной работы станут еще одним инструментом для более осознанного подхода к разработке очистителей с полукольцевыми напорными каналами и наладки их работы при эксплуатации. Они будут полезны техническому персоналу предприятий, проектировщикам, студентам и другим заинтересованным лицам.

Библиографический список

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

2. Чебан В.Г. *Практический расчет фильтроэлемента с грушеобразным профилем фильтрующей поверхности очистителя маловязких жидкостей* // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 31 – Алчевск: ДонГТУ, 2010. – С.115-126.

3. ООО ПКП «Вектор». *Описание и внедрение гидродинамических фильтров «цилиндр в цилиндре» [Электронный ресурс]* / Режим доступа : [http:// www.pkrvector.ru/product/info.php](http://www.pkrvector.ru/product/info.php).

4. Чебан В.Г. *Преимущества, недостатки и перспективы самоочищающихся очистителей жидкости* // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 30 – Алчевск: ДонГТУ, 2010 – С.177-183.

5. *Звіт про НДР / НППКІ «Параметр» ; кер. В.П. Харітонов. – Тема № 20 ; ГР 0195U020679. – Київ, 1996.*

6. Пат. 48715 Україна, МПК В01D29/00, 29/76, 35/22. *Самоочисний фільтр* / Бондаренко В.П. ; заявник і патентовласник Бондаренко В.П. – №2001117881 ; заявл. 19.11.01 ; опубл. 15.08.02, Бюл. № 8. – 3с.

7. Чебан В.Г. *Расчет основных параметров гидродинамического очистителя с круговыми цилиндрами* // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 33 – Алчевск: ДонГТУ, 2011 – С.132-148.

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Новохатским А.М.