

вин, каталізу та екології, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Сінческул Олександр Леонідович, кандидат технічних наук, асистент, кафедра хімічної технології неорганічних речовин, каталізу та екології, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Юрченко Ганна Олександрівна, викладач-стажист, кафедра хімічної технології неорганічних речовин, каталізу та екології, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Бутенко Анатолій Николаевич, доктор технічних наук, професор, кафедра общей и неорганической химии, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Русинов Александр Иванович, кандидат технических наук, доцент, кафедра общей и неорганической химии, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Резниченко Вячеслав Владимирович, кандидат технических наук, ассистент, кафедра химической технологии неорганиче-

ских веществ, катализа и экологии, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Синческул Александр Леонидович, кандидат технических наук, ассистент, кафедра химической технологии неорганических веществ, катализа и экологии, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Юрченко Анна Александровна, преподаватель-стажер, кафедра химической технологии неорганических веществ, катализа и экологии, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Butenko Anatoly, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: butenko@kpi.kharkov.ua.

Rysinov Alexandr, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine.

Reznichenko Vyacheslav, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine.

Sincheskul Alexander, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine.

Yurchenko Anna, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine.

УДК 536.252:532.527.2

**Мочалин Е. В.,
Юрьев С. А.**

ТЕПЛОБМЕН И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ В ЗАЗОРЕ МЕЖДУ ВРАЩАЮЩИМИСЯ ЦИЛИНДРАМИ

Представлен анализ известных методов интенсификации теплообмена в зазоре между вращающимися цилиндрами. Проанализированы гидродинамические потери, возникающие при этом. Показана возможность существенного повышения теплоотдачи от вращающегося цилиндра за счет протока жидкости (газа) через его поверхность.

Ключевые слова: гидродинамика, теплообмен, вращающийся пронизываемый цилиндр, гидродинамические потери.

1. Введение

Вращение цилиндрических тел в жидких и газообразных средах очень часто сопровождает работу технических систем. Неполный перечень таких систем включает: турбокомпрессорные установки различного назначения, насосы и вентиляторы, электродвигатели и генераторы. Совершенствование этих устройств требует изучения специфических течений сплошных сред, которые являются разновидностью вихревых и закрученных потоков [1]. Известно, что в закрученных потоках жидкостей и газов существенно интенсифицируются процессы обмена импульсом, теплотой и массой. Таким образом, исследование гидродинамики и теплообмена во вращающихся системах способствует совершенствованию конструкций технических устройств и технологических процессов.

Одной из наиболее распространенных в гидродинамике вращающихся систем является задача о течении между соосными вращающимися цилиндрами. Наряду с геометрической простотой эта задача отражает самые основные свойства потоков вблизи вращающихся в ограниченном пространстве твердых тел, включая возникновение вторичных течений, оказывающих очень большое влияние на гидродинамику и теплообмен. Несмотря на большое количество известных работ, эта

проблема продолжает привлекать внимание специалистов. Это во многом объясняется тем, что в разнообразных практических приложениях очень часто имеют место дополнительные факторы, осложняющие классическую постановку задачи. К таким факторам, например, относятся: шероховатость и рельеф поверхности, наличие вынужденного течения жидкости через кольцевой зазор. Влияние некоторых из этих факторов изучены более подробно: шероховатость [2–5], вынужденное осевое течение [3, 4]. Однако, комплексное воздействие нескольких дополнительных факторов, влияющих на динамику течения и теплообмен, на данный момент остается малоизученным. К примеру, имеющиеся к настоящему времени данные о наличии наложенного вынужденного радиального течения через поверхность вращающегося цилиндра связаны, в основном, с его влиянием на гидродинамику течения в зазоре [6–9]. Практически отсутствуют данные о влиянии радиального течения на теплообмен [10–12].

2. Постановка проблемы

Существует несколько способов увеличения теплоотдачи с поверхности вращающегося цилиндра. К основным таким способам можно отнести увеличение скорости вращения цилиндров, наложение вынужденного осевого

течения, нанесение на поверхности цилиндров различной рельефной структуры (например, продольных пазов или насечек). Поэтому целью данной работы является сопоставление и анализ данных о влиянии различных факторов на теплообмен и гидродинамические потери с целью оценки их возможностей в плане интенсификации теплообмена между вращающимся цилиндром и потоком.

3. Основная часть

Для выявления влияния различных способов интенсификации (факторов) на теплообмен удобнее воспользоваться безразмерным коэффициентом теплоотдачи — числом Нуссельта Nu , которое для течения между соосными цилиндрами чаще всего определяется в следующем виде:

$$Nu = \frac{q2h}{\lambda(T_2 - T_1)}, \quad (1)$$

где T_1, T_2 — температуры поверхностей внутреннего и внешнего цилиндров; q — удельный тепловой поток через поверхность внутреннего или внешнего цилиндра; λ — коэффициент теплопроводности, h — ширина кольцевого зазора.

Для того, чтобы свести к минимуму влияние ширины зазора на Nu , большинство авторов [1, 3, 13] рассматривают тепловой поток через среднеарифметическую поверхность, радиус которой дается выражением

$$R^* = \frac{R_2 - R_1}{\ln(R_2/R_1)}. \quad (2)$$

В этом случае число Nu определяется как:

$$Nu^* = \frac{q^*2h}{\lambda(T_2 - T_1)}, \quad (3)$$

где q^* — удельный тепловой поток через среднеарифметическую поверхность цилиндров.

Влияние ключевых факторов (угловая скорость и размеры цилиндров) в задаче Куэтта-Тейлора учитывается через такие безразмерные параметры, как число Рейнольдса Re_h , характеризующее вынужденное окружное течение, или число Тейлора:

$$Re_h = \frac{WR_1h}{\nu}, \quad (4)$$

$$Ta = \frac{\Omega^2 R_1^2 h^2}{\nu^2} \frac{h}{R_1} = Re_h^2 \tilde{h}, \quad (5)$$

где \tilde{h} — безразмерная ширина кольцевой щели, определяемая соотношением

$$\tilde{h} = h/R_1. \quad (6)$$

Однако в наибольшей степени влияние ширины зазора учитывает модифицированное число Тейлора (Ta_m), которое определяется равенством [1, 3, 13]

$$Ta_m = \frac{2\Omega^2 R_1^2 h^3}{\nu^2 (R_1 + R_2)} \left(\frac{1697}{\pi^4} C \right), \quad (7)$$

$$C = 0,0571 \left(1 - 0,652 \frac{h}{R_1} \right) + 0,00056 \left(1 - 0,652 \frac{h}{R_1} \right)^{-1},$$

где Ω — угловая скорость вращения, ν — кинематическая вязкость жидкости (газа).

До возникновения вторичных течений ($Ta(Ta_m) < 1700$), число Нуссельта Nu^* определяется равенством

$$Nu^* = 2, \quad (8)$$

и не зависит от свойств жидкости, размеров и угловой скорости вращающегося цилиндра.

При возникновении макровихревых вторичных течений уже необходимо учитывать выше изложенные факторы через число Тейлора. В диапазоне $Ta_m \approx 1700 \dots 1 \cdot 10^5$ для воздуха коэффициент теплоотдачи определяется [1] эмпирической формулой

$$Nu^* = 0,128 Ta_m^{0,367}. \quad (9)$$

Для диапазона чисел $Ta_m \approx 7 \cdot 10^3 \dots 2,3 \cdot 10^6$ предложена [14] эмпирическая зависимость для определения Nu

$$Nu^* = 0,35 \cdot Ta_m^{0,25}. \quad (10)$$

Авторами [15] в диапазоне $Ta_m \approx 10^4 \dots 2 \cdot 10^8$ представлена зависимость

$$Nu^* = 0,42 \cdot Ta_m^{0,25} \cdot Pr^{0,25}, \quad (11)$$

где Pr — число Прандтля.

В работе [13] показана экспериментальная зависимость для теплообмена в кольцевом канале с внутренним вращающимся цилиндром при $\tilde{h} = 0,46$ для воздуха в диапазоне $Ta_m \approx 1,6 \cdot 10^7 \dots 1,6 \cdot 10^9$

$$Nu^* = ATa_m^n, \quad (12)$$

где $A = 0,28 \pm 0,01$, $n = 0,285 \pm 0,005$.

Исследование течения в зазоре между непроницаемыми вращающимися цилиндрами с наличием вынужденного осевого течения привело авторов [4] к эмпирическим данным, показанным кривой 4 на рис. 1 в диапазоне $Ta_m \approx 2,5 \cdot 10^3 \dots 1,5 \cdot 10^6$.

Для более высоких чисел Ta_m ($Ta_m \approx 6 \cdot 10^7 \dots 12 \cdot 10^{10}$) в [5] дана зависимость в диапазоне осевых чисел Рейнольдса $Re_z \approx 1,7 \cdot 10^5 \dots 13,7 \cdot 10^5$

$$Nu^* = 0,023 \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr^{0,5}, \quad (13)$$

где число Re_z , характеризующее вынужденное осевое течение определяется следующим образом:

$$Re_z = \frac{V_{z0} 2h}{\nu}. \quad (14)$$

Здесь V_{z0} — среднерасходная скорость во входном сечении.

Наличие осевого потока, как видно из рис. 1 (кривые 4, 5), приводит к увеличению теплоотдачи с поверхности вращающегося цилиндра.

Наличие же рельефа или продольных пазов прямоугольного сечения на поверхности вращающегося

цилиндра без наложенного осевого потока приводит к незначительному приросту теплоотдачи [2]. Для этого случая в диапазоне $Ta_m \approx 5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^6$ в [2] предложена эмпирическая зависимость

$$Nu^* = 2 \cdot (0,23 \cdot \beta \cdot Ta_m^{0,25}), \quad (15)$$

где β — коэффициент, учитывающий технологические неровности поверхностей вращающихся цилиндров (для асинхронных двигателей авторы рекомендуют значения $\beta = 1,15 \dots 1,25$).

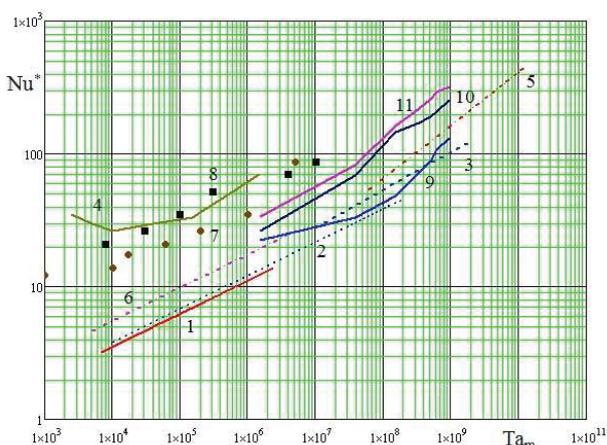


Рис. 1. Экспериментальные данные и аппроксимирующие зависимости для определения коэффициента теплообмена в потоке между вращающимся внутренним и неподвижным внешним цилиндрами: 1 — гладкие цилиндры, зависимость (10); 2 — гладкие цилиндры, зависимость (11); 3 — гладкие цилиндры, зависимость (12); 4 — осевое течение, экспериментальные данные (4) без пазов; 5 — осевое течение, зависимость (13); 6 — цилиндры с пазами, зависимость (15); 7, 8 — осевое течение, экспериментальные данные (4) с пазами; 9, 10, 11 — проток жидкости через поверхность цилиндра, расчетные данные [10, 11, 12]

Наличие продольных пазов в сочетании с осевым потоком, в существенной мере увеличивает отдачу тепла с поверхности вращающегося цилиндра. Об этом свидетельствуют экспериментальные данные (точки 7 и 8 рис. 1), полученные в [4].

В последнее время нами получены данные расчетного моделирования [10, 11, 12], которые показывают еще более интенсивную теплоотдачу с поверхности вращающегося цилиндра за счет вынужденного радиального течения сквозь его поверхность. Интенсивность вынужденного радиального течения жидкости в кольцевой области характеризуется соответствующим числом Рейнольдса:

$$Re_r = \frac{V_{r1} R_1}{\nu}, \quad (16)$$

где V_{r1} — скорость протока жидкости через поверхность вращающегося цилиндра.

На рис. 1 представлены данные (кривые 9–11) для коэффициента теплоотдачи Nu^* при значениях радиальных чисел Рейнольдса $Re_r \approx 75; 750; 1,5 \cdot 10^3$ в диапазоне $Ta_m \approx 4 \cdot 10^7 \dots 9,5 \cdot 10^8$.

Как видно из рис. 1, интенсификация теплообмена в зазоре между вращающимися цилиндрами за счет организации протока через его поверхность является в значительной степени перспективной по отношению к другим, представленным выше способам.

Однако, говорить о преимуществах того или иного способа повышения теплоотдачи с поверхности вращающегося цилиндра без учета возникающих гидродинамических потерь нельзя.

Одной из величин, характеризующих потери, является коэффициент гидродинамического трения c_f на поверхности вращающегося цилиндра.

В условиях кругового ламинарного течения Куэтта он определяется [13] выражением

$$c_f = \frac{|\tau_{r\phi}|_{r=R_1}}{0,5\rho W^2} = \frac{4\nu R_2^2}{\Omega_1 R_1^2 h (R_1 + R_2)}, \quad (17)$$

где $|\tau_{r\phi}|_{r=R_1}$ — касательное вязкое напряжение на поверхности цилиндра.

При турбулентном макровихревом движении в той же работе [13] для диапазона $Ta = 1 \cdot 10^7 \dots 2 \cdot 10^9$ предложена зависимость

$$c_f = 2(0,03 + 50\tilde{h}^{3/2} Ta^{-0,5})^2, \quad (18)$$

Там же [1] для более высокого диапазона $Ta = 8000 \dots 3 \cdot 10^7$ дана зависимость

$$c_f = 0,76 \cdot h^{3/2} \cdot [1 - (1+h)^{-2}]^{-1} \cdot Ta^{-0,239}. \quad (20)$$

На основании экспериментальных данных, авторами [14] получены эмпирические зависимости для коэффициента гидродинамического поверхностного трения. В диапазоне чисел Рейнольдса $Re_h = 5 \cdot 10^2 \dots 1 \cdot 10^4$ —

$$c_f = 1,03 \cdot \left(\frac{h}{R_1}\right)^{0,3} Re_h^{-0,5}, \quad (21)$$

и для значений $Re_h = 1 \cdot 10^4 \dots 1 \cdot 10^5$ —

$$c_f = 0,146 \cdot \left(\frac{h \cdot R_2}{R_1^2}\right)^{0,25} Re_h^{-0,2}. \quad (22)$$

Авторами [17] предложена зависимость для диапазона $Ta = 10^6 \dots 10^8$

$$c_f = 0,067 \cdot Ta^{-0,179}. \quad (23)$$

На рис. 2 (кривые 6–8) показаны данные [10, 11, 12] для коэффициента гидродинамического трения c_f при вынужденном радиальном течении сквозь поверхность вращающегося цилиндра в диапазоне радиальных чисел Рейнольдса $Re_r \approx 75; 750; 1,5 \cdot 10^3$.

Дополнительной оценки требуют потери, обусловленные перепадом давлений Δp на входе и выходе из кольцевого зазора. Для этого обычно используется коэффициент гидравлических потерь или сопротивления

$$\lambda_h = (2h/L) \Delta p / (1/2 \rho V_{zm}^2), \quad (24)$$

где V_{zm} — средняя по сечению осевая скорость.

При ламинарном течении без макровихрей коэффициент сопротивления определяется теоретической зависимостью [18]

$$\lambda_h = 96/Re_z. \quad (25)$$

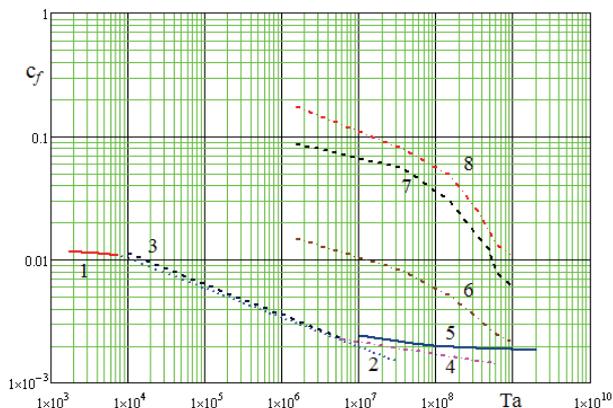


Рис. 2. Известные экспериментальные данные и аппроксимирующие зависимости для определения коэффициента гидродинамического трения C_f :

1 — гладкие цилиндры, зависимость (19); 2 — гладкие цилиндры, зависимость (20); 3 — гладкие цилиндры, зависимость (21); 4 — гладкие цилиндры, зависимость (22); 5 — гладкие цилиндры, зависимость (23); 6 — проток жидкости через поверхность цилиндра, расчетные данные [10, 11, 12], $Re_r \approx 75$; 7 — проток жидкости через поверхность цилиндра, расчетные данные [10, 11, 12], $Re_r \approx 750$; 8 — проток жидкости через поверхность цилиндра, расчетные данные [10, 11, 12], $Re_r \approx 1,5 \cdot 10^5$

При турбулентных режимах движения и неподвижном внешнем цилиндре в [18] предлагается для определения коэффициента гидравлического сопротивления использовать зависимость, которую можно записать следующим образом:

$$\lambda_h = 0,316 Re_z^{-0,25} \left(1 + \frac{2}{(1+h)^2} \left(\frac{Re_h}{Re_z} \right)^2 \right)^{0,35} \quad (26)$$

На рис. 3 графически представлены показанные выше зависимости коэффициента гидравлического сопротивления, а также экспериментальные данные, полученные в [3] для случая гладких цилиндров (кривые 2–8) и цилиндров с пазами (кривые 9–10).

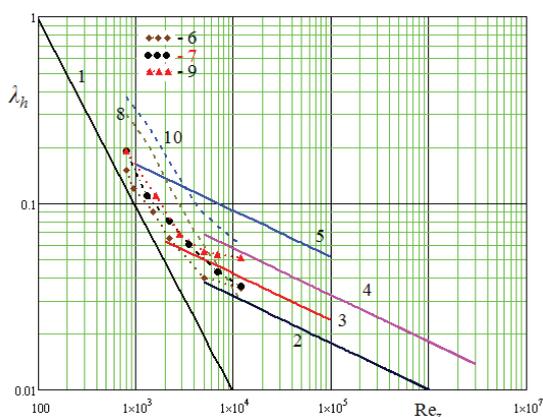


Рис. 3. Экспериментальные данные и аппроксимирующие зависимости для определения коэффициента гидродинамического трения λ_h :

1 — теоретическая зависимость (25); 2 — зависимость (26) для $h=0,27$, $Re_h/Re_z=0$; 3 — зависимость (26) для $h=0,27$, $Re_h/Re_z=1$; 4 — зависимость (26) для $h=0,1425$, $Re_h/Re_z=1,7$; 5 — зависимость (26) для $h=0,27$, $Re_h/Re_z=4$; 6 — экспериментальные данные [3] для гладких цилиндров при $Ta_m=0$; 7 — экспериментальные данные [3] для гладких цилиндров при $Ta_m=10^5$; 8 — экспериментальные данные [3] для гладких цилиндров при $Ta_m=10^6$; 9 — экспериментальные данные [3] для цилиндров с пазами при $Ta_m=0$; 10 — экспериментальные данные [3] для цилиндров с пазами при $Ta_m=10^5$

Кривые 2–5 рис. 3 соответствуют фиксированным значениям $\frac{Re_h}{Re_z}$, а кривые 6–10 получены при постоянных значениях Re_z .

4. Выводы

Представленный выше материал показывает, что для течения с гладкими цилиндрами данные различных авторов хорошо коррелируют между собой. Пазы незначительно интенсифицируют теплоотдачу, увеличивая гидродинамические потери. Вынужденное осевое течение заметно усиливает теплоотдачу, в особенности при больших значениях Re_z , при этом появляются дополнительные потери. Осевое течение при наличии пазов дает больший эффект, чем при гладких цилиндрах. Имеющиеся расчетные данные для случая с протоком жидкости через поверхность вращающегося цилиндра свидетельствуют о том, что этот способ обеспечивает наибольший рост теплообмена по сравнению с другими способами.

Однако пока отсутствует возможность сравнения полных гидродинамических потерь при наличии различных факторов. Так, для осевого течения и цилиндров с пазами в известных работах не оценены потери на вращение цилиндра. Для протока нет данных о потерях, возникающих при вынужденном радиальном течении.

Таким образом, в дальнейших исследованиях необходимо оценить эти потери.

Тем не менее, проведенный анализ достаточно убедительно показывает, что проток жидкости через поверхность вращающегося цилиндра обеспечивает наибольший прирост теплоотдачи в диапазоне $Ta_m \approx 4 \cdot 10^7 \dots 9,5 \cdot 10^8$.

Литература

- Халатов, А. А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст] / А. А. Халатов, А. А. Авраменко, И. В. Шевчук. — Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000. — Т. 4: Инженерное и технологическое оборудование. — 212 с.
- Борисенко, А. И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах [Текст] / А. И. Борисенко, В. Г. Данько, А. И. Яковлев. — М.: Энергия, 1974. — 560 с.
- Gardiner, S. R. M. Heat transfer in an annular gap [Текст] / S. R. M. Gardiner, R. H. Sabersky // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1978. — Vol. 21. — Pp. 1459–1466.
- Lee, Y. N. Heat transfer characteristics of the annulus of two coaxial cylinders with one cylinder rotating [Текст] / Y. N. Lee, W. J. Mincowicz // Int. J. Heat Mass Transfer. — 1989. — Vol. 32. — Pp. 711–722.
- Fenot, M. A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow [Текст] / V. Fenot, Y. Bertin, E. Dorignac, G. Lalizel // Int. Journ. of Thermal Sciences. — 2011. — Vol. 50. — Pp. 1138–1155.
- Chang, S. Hydromagnetic stability of dissipative flow between rotating permeable cylinders. P. 1 [Текст] / S. Chang, W. K. Sartory // J. Fluid Mech. — 1967. — Vol. 27. — Pp. 65–79.
- Lueptow, R. M. Stability of axial flow in an annulus with a rotating inner cylinder [Текст] / R. M. Lueptow, A. Docter, K. Min // Phys. Fluids. — 1992. — Vol. A4. — Pp. 2446–2456.
- Мочалин, Е. В. Гидродинамика и теплообмен снаружи вращающегося цилиндра при протоке жидкости через его поверхность [Текст] / Е. В. Мочалин // Сборник научных статей Современная наука. — 2011, № 2(6).
- Мочалин, Е. В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст] / Е. В. Мочалин, А. А. Халатов. — Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2010. — Т. 8: Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах. — 428 с.

10. Мочалин, Е.В. Интенсивность обмена импульсом и тепловой в потоке снаружи вращающегося пронцаемого цилиндра [Текст] / Е. В. Мочалин, С. А. Юрьев // Промислова гідраліка і пневматика. — 2011, № 34(4).
11. Юрьев, С. О. Теплообмін і тертя поблизу обертового циліндра з протоком рідини через його поверхню [Текст] / С. О. Юрьев // Технологічний аудит та резерви виробництва. — 2012. — Т. 5, № 1(7). — С. 19–20.
12. Юрьев, С. О. Интенсификация теплоотдачи от вращающегося цилиндра [Текст]: сб. тез доп. / С. О. Юрьев // Всеукраїнська конференція «Відкриті фізичні читання». — Алчевськ: ДонДТУ, 2012. — С. 39.
13. Устименко, Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях [Текст] / Б. П. Устименко. — Алма-Ата: Наука, 1977. — 228 с.
14. Bjorclund, I. S. Heat transfer between concentric rotating cylinders [Текст] / I. S. Bjorclund, W. M. Kays // Trans. of the ASME, Journ. of Heat Transfer. — 1959. — Vol. 81. — Pp. 175–186.
15. Tachibana, F. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder [Текст] / F. Tachibana, S. Fukui, H. Mitsumura // Bulletin of JSME. — 1963. — Vol. 3. — Pp. 119–123.
16. Batten, W. M. Transition from vortex to wall driven turbulence production in the Taylor-Couette system with a rotating inner cylinder [Текст] / W. M. Batten, N. W. Bressloff, S. R. Turnock // Int. J. Numer. Meth. Fluids. — 2002. — Vol. 38. — Pp. 207–226.
17. An experimental study of heat transfer at high temperature differences in turbulent air flow between a rotating cylinder and stationary concentric outer cylinder: (Final report) [Текст] / Columbia University; G. S. Longobardo, H. G. Elrod. — New York, 1962. — 327 p. — No AFOSR 3207.
18. Щукин, В. К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах [Текст]

/ В. К. Щукин, А. А. Халатов. — М. : Машиностроение, 1982.— 199 с.

ТЕПЛОБМІН І ГІДРАВЛІЧНІ ВТРАТИ В ЗАЗОРІ МІЖ ОБЕРТОВИМИ ЦИЛІНДРАМИ

Представлено аналіз відомих методів інтенсифікації теплообміну в зазорі між обертовими циліндрами. Проаналізовано гідродинамічні втрати, що виникають при цьому. Показана можливість суттєвого підвищення тепловіддачі від обертового циліндра за рахунок потоку рідини (газу) через його поверхню.

Ключові слова: гідродинаміка, теплообмін, обертовий промисловий циліндр, гідродинамічні втрати.

Мочалин Евгений Валентинович, доктор технических наук, профессор, кафедра теоретической и строительной механики, Донбасский государственный технический университет, Украина, e-mail: y_mochalin@mail.ru.

Юрьев Сергей Александрович, аспирант, кафедра теоретической и строительной механики, Донбасский государственный технический университет, Украина, e-mail: jurick@bk.ru.

Мочалин Євген Валентинович, доктор технічних наук, професор, кафедра теоретичної і будівельної механіки, Донбаський державний технічний університет, Україна.

Юрьев Сергій Олександрович, аспірант, кафедра теоретичної і будівельної механіки, Донбаський державний технічний університет, Україна.

Mochalin Yevgeniy, Donbas State Technical University, Ukraine, e-mail: y_mochalin@mail.ru.

Yuriev Sergei, Donbas State Technical University, Ukraine, e-mail: jurick@bk.ru

УДК 004.89

**Чалый С. Ф.,
Аль Шейх Али Джамиль,
Ратай С. К.**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШАБЛОНОВ СТРУКТУРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОЦЕССОВ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ

Предложен метод выделения и проверки шаблонов процессов, который применим при построении моделей бизнес-процессов и процессов экологического контроля. В соответствии с предлагаемым методом выполняется проверка и корректировка применяемых структурных шаблонов процесса на основе анализа последовательности событий, происходящих при его выполнении.

Ключевые слова: процессы экологического контроля, шаблоны, интеллектуальный анализ процессов.

1. Введение

В настоящее время стремительный рост урбанизированных территорий оказывает отрицательное влияние на внутригородские водные объекты: водотоки и водоемы являются приемниками сточных вод, что негативно отражается на качестве воды и донных отложений, жизнедеятельности гидробионтов, водной растительности и прибрежной зоны. В связи с этим основным направлением развития системы мониторинга водных объектов является разработка системы оперативной оценки экологического состояния водоемов урбанизированных территорий (экспресс-диагностика) [1–3].

Построение указанной системы оценки опирается на разработку моделей процессов экологического мониторинга и контроля, и последующую реализацию таких процессов, что и определяет важность темы данной статьи.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Ключевыми элементами процессной модели мониторинга экологического состояния района и являются процессы, которые представляют собой «последовательности работ, которые по определенной технологии