

УДК 621.66-762

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В ГАЗОЗАТВОРНОМ ИМПУЛЬСНОМ ТОРЦОВОМ УПЛОТНЕНИИ**

*Кузнецов Э.Г., Неня В.Г., к.т.н., доц.  
Сумской государственной университет  
40002, г.Сумы, ул Римского-Корсакова, 2  
E-mail: [ed\\_kuznets@mail.ru](mailto:ed_kuznets@mail.ru), [nenja\\_vg@mail.ru](mailto:nenja_vg@mail.ru)*

*Новак С.Н., к.т.н., доц.  
Украинская академия банковского дела Национального банка Украины, г. Суми  
40030, г.Сумы, ул. Петропавловская, 57  
E-mail: [novak@academy.sumy.ua](mailto:novak@academy.sumy.ua)*

Наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень газозатворних імпульсних чолових ущільнень. Показано, що характеристики та герметична робота ущільнення можуть бути скореговані шляхом зміни кількості камер на чоловій поверхні кільця.

**Ключові слова:** чолова шпарина, імпульсне чолове ущільнення.

Construction and principle of gas-barrier pulse mechanical seal are considered in this article. Experimental and theoretical research results are presented for discussion. It is shown that the characteristics and leak-proofness seal operation can be adjusted by changing the number of chambers at seal surface.

**Key words:** seal gap, pulse face seal.

**Введение.** В настоящее время в насосном оборудовании химических производств широко используются двойные торцовые уплотнения на жидкостной смазке, однако за последнее десятилетие 20-го века ведущие зарубежные компании разработали целый ряд конструкций двойных газовых торцовых уплотнений для насосов и аппаратов химических производств, которые по своим эксплуатационным характеристикам значительно превосходят уплотнения на жидкостной смазке.

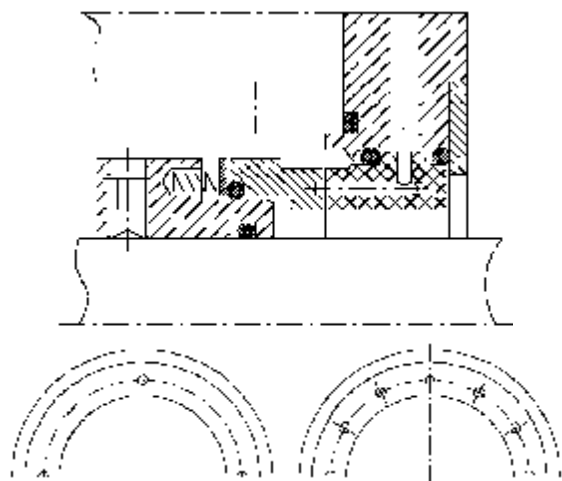


Рисунок 1 – Конструкция газозатворного импульсного уплотнения

подавляющее большинство этих уплотнений используют газодинамический принцип действия, т.е. на уплотнительных поясах их колец выполнены спиральные, логарифмические или иные микроканавки, которые при вращении создают газодинамическую подъемную силу, обеспечивающую бесконтактный режим работы. Мало в чём им уступает

разработанное отечественными специалистами газозатворное импульсное торцовое уплотнение (ГЗИТУ) [1], которое не содержит на торцовых поверхностях микроканавок, а пленка газовой смазки в нём создается и поддерживается с помощью специальных питающих каналов, подающих в торцовый зазор затворный газ, и замкнутых камер, аккумулирующих газ (рис. 1).

**Цель работы.** Исследования рабочего процесса в газозатворном импульсном торцовом уплотнении.

**Материал и результаты исследований.** При выводе основных положений расчёта принималось, что торцовый зазор в паре трения – ГЗИТУ плоский. Затворный газ по своим свойствам соответствует идеальному, и в диапазоне рабочих параметров (давление затворного газа до 1 МПа, частота вращения ротора до 3000 об/мин) течение газа ламинарное, изотермическое и безинерционное.

В физической модели рабочий процесс ГЗИТУ рассматривается как напорное радиальное течение затворного газа через два торцовых дросселя: от радиуса расположения камер и питающих каналов в уплотняемую полость гидромашин и в область за уплотнением (рис. 2). При этом считается, что основная роль в создании и поддержании непрерывного газового слоя между уплотнительными кольцами принадлежит камерам на торцовой поверхности вращающегося кольца.

Во время вращения камеры поочередно сообщаются с питающими каналами, при этом затворный газ из каналов под действием разницы давлений  $P_4 - P_{2min}$  впрыскивается из питателей в камеры, происходит сжатие газа в камере, и давление в ней повышается от  $P_{2min}$  до  $P_{2max} = P_4$ . После того,

как камера отходит от питателя, затворный газ вытекает из неё через торцовые пояски в уплотняемую полость и в окружающую среду. Давление затворного газа в камере понижается до  $P_{2\min}$ .

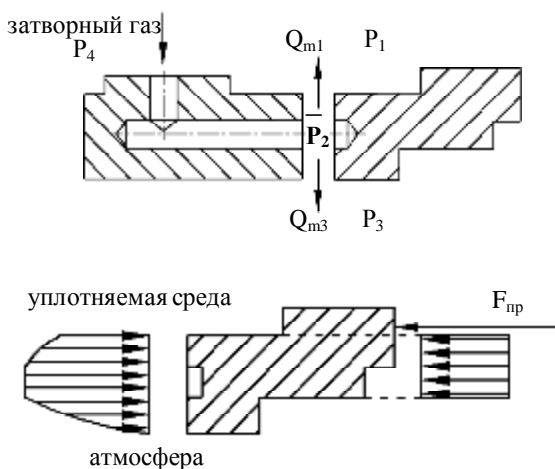


Рисунок 2 – Течение газа в зазоре и нагрузка на кольцо ГЗИТУ

При следующем совмещении камеры с питателем процесс сжатия газа в камере повторяется. Таким образом, во время работы на кольцевом пояске, занятом камерами образуется область давления газа, минимальное значение которого  $P_{2\min}$  больше давления уплотняемой среды  $P_1$ . Эта кольцевая зона выполняет роль газового затвора, который препятствует попаданию уплотняемой среды в атмосферу. При этом считается, что давление затворного газа на кольцевом пояске, содержащем камеры и питающие каналы, равно некоторому осреднённому за время между двумя последовательными совмещениями камеры с питателями давлению  $\bar{P}_2 = \frac{1}{2}(P_{2\max} + P_{2\min})$ .

Для нахождения статической характеристики уплотнения рассматривается баланс массовых расходов газа через сектор зазора с углом  $\alpha$ , занятый камерой

$$Q_{m2} t_0 = Q_{m1} (t_0 - t_1) + Q_{m3} (t_0 - t_1),$$

где  $Q_{m1}$  – массовый расход затворного газа в уплотняемую полость через внешний торцовый дроссель;  $Q_{m3}$  – массовый расход затворного газа в окружающую среду через внутренний (под камерой) торцовый дроссель;  $Q_{m2}$  – расход на сжатие газа в замкнутой камере;  $t_1$  – время, в течение которого камера соединена с питателем;  $t_0 - t_1$  – период между впрысками затворного газа в камеры через питающие каналы (запитками).

Это уравнение записывается через проводимости верхнего  $g_{m1}$  и нижнего  $g_{m3}$  торцовых дросселей (рис. 2) и “проводимость” камеры  $g_{m2}$  (накапливание в ней сжатого затворного газа), зависящих от

геометрических размеров дросселей, свойств затворного газа, объёма камер и величины торцового зазора:

$$g_{m2}(P_4 - \bar{P}_2) = g_{m1}(\bar{P}_2^2 - P_1^2) + g_{m3}(\bar{P}_2^2 - P_3^2).$$

Отсюда, после преобразований и перехода к безразмерным величинам, получена статическая характеристика уплотнения (зависимость величины торцового зазора от рабочих давлений, частоты вращения приводного вала и геометрии торцовых поверхностей уплотнительных колец):

$$u = \left[ a\Omega \frac{Y_4 - \bar{Y}_2}{Y_2^2 - Y_0^2} \right]^{\frac{1}{3}},$$

где  $Y_4$  и  $\bar{Y}_2$  – безразмерные давление затворного газа и осреднённое давление в камерах соответственно;  $\Omega$  – безразмерная частота вращения;  $a$  и  $Y_0$  – коэффициенты проводимости участков зазора и соотношения рабочих давлений в уплотнении.

Со стороны уплотняемой среды, атмосферы и поджимающих пружин на аксиально-подвижное уплотнительное кольцо действует нагрузка, стремящаяся выдвинуть газ из торцовой щели. Действующее в щели давление затворного газа компенсирует приложенную нагрузку и уравнивает аксиально-подвижное кольцо (рис. 2). Из условия равенства сил, действующих на аксиально-подвижное уплотнительное кольцо с тыльной стороны и со стороны торцовой щели, можно найти зависимость для определения величины осреднённого давления  $\bar{Y}_2$ . В принятой модели считается, что распределение давления газа в торцовой щели в радиальном направлении подчиняется закону  $\frac{\partial}{\partial r} \left( r x^3 \frac{r}{m} \frac{\partial P}{\partial r} \right) = 0$ . После

интегрирования этого выражения при соответствующих граничных условиях получены зависимости для нахождения сил, действующих на уплотнительное кольцо со стороны торцовой щели. С учётом этого условия равновесия аксиально-подвижного уплотнительного кольца под действием всех приложенных сил записывается в виде:

$$Y_2 + Y_1 \left( \frac{Y_1}{Y_2 + Y_1} s_{21} - s_1 \right) + Y_3 \left( \frac{Y_3}{Y_2 + Y_3} s_{23} - s_2 \right) - I = 0$$

где  $Y_3$  и  $Y_1$ , – безразмерные давление за уплотнением и в уплотняемой полости роторной машины соответственно;  $I$  – безразмерное усилие предварительного поджатия пружин;  $s_{21}, s_1, s_{23}, s_3$  – площади торцовых и тыльных поверхностей аксиально-подвижного кольца.

Из этого выражения определяется безразмерное осреднённое давление затворного газа  $\bar{Y}_2$  на занятом камерами кольцевом пояске, которое затем ис-

пользуется для нахождения статической характеристики  $u$ .

Коэффициент статической жёсткости уплотнения  $c_s = \frac{U_j}{f u}$  представляет собой глубину обратной связи автоматической системы «нагрузка на уплотнительное кольцо – величина торцового зазора» и отражает величину изменения суммарного усилия, действующего на аксиально-подвижное кольцо со стороны торцовой щели при изменении величины торцового зазора. Здесь  $j_s = y_2 + \frac{y_1^2}{y_2 + y_1} s_{21} + \frac{y_3^2}{y_2 + y_3} s_{23}$  – безразмерное усилие давления в торцовом зазоре. Чем больше по модулю значение  $c_s$ , тем в большей степени суммарное усилие на кольцо зависит от величины зазора. Условие статической устойчивости уплотнения – отрицательное значение  $c_s$ .

Полученная математическая модель позволяет определять основные рабочие характеристики ГЗИТУ, проводить исследования влияния условий эксплуатации на работу уплотнения, находить такие геометрические размеры уплотнительных колец ГЗИТУ, которые обеспечивали бы требуемые расход затворной среды, рабочий зазор и статическую жёсткость на номинальном режиме работы.

Цель экспериментальных исследований: изучение расходных характеристик ГЗИТУ, изучение распределения давления затворного газа в торцовом зазоре ГЗИТУ, проверка адекватности разработанной методики расчёта ГЗИТУ.

В ходе подготовки к экспериментальным исследованиям в лаборатории герметичности и вибронадёжности СумГУ был разработан и изготовлен экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования торцовых уплотнений с максимальным внешним диаметром узла до 150 мм на частотах вращения приводного вала до 3000 об/мин и давлениях до 2 МПа на воде и воздухе. С его помощью были проведены исследования двух экспериментальных конструкций ГЗИТУ, в одной из которых (рис. 3) затворный газ подавался в неподвижное уплотнительное кольцо, а во второй – во вращающееся.

Во время исследований расходных характеристик ГЗИТУ ротаметром определялся расход затворного газа через уплотнение при заданных величинах давлений затворного газа (воздух) и уплотняемой среды (воздух) и частоты вращения вала. Во время проведения исследований использовалось конструкция уплотнения с подачей затворного газа в неподвижное уплотнительное кольцо диаметром 130 мм. В каждой серии экспериментов в уплотнении по очереди применялись уплотнительные кольца с 6, 12 и 24 камерами и 3-мя и 4-мя питателями. Исследования проводились при давлениях уплотняемой среды и затворного газа до 0,6 МПа.

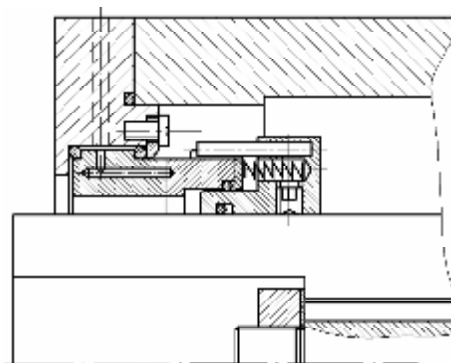


Рисунок 3 – Конструкции ГЗИТУ для изучения расходных характеристик

Полученные расходные характеристики показывают, что расход затворного газа через уплотнение (до 3 Нл/мин) соизмерим с расходом новейших газодинамических уплотнений (до 1 Нл/мин) и характер зависимости расхода от частоты вращения и давлений соответствует традиционным представлениям о работе импульсных уплотнений.

Основной результат этого этапа исследований заключается в выявлении и исследовании влияния количества камер и питателей на расходные характеристики ГЗИТУ. Данные исследований показывают, что при большем количестве камер уплотнение начинает работать подобно газостатическому: незначительные увеличения или уменьшения давления затворной среды или частоты вращения приводят к резкому росту или падению расхода. При меньшем количестве камер уплотнение становится меньше чувствительным к изменениям давления затворного газа и частоты вращения и значительные изменения этих параметров мало сказываются на величине расхода. Такая же закономерность наблюдается и при использовании колец с разным количеством питателей (рис. 4) [2].

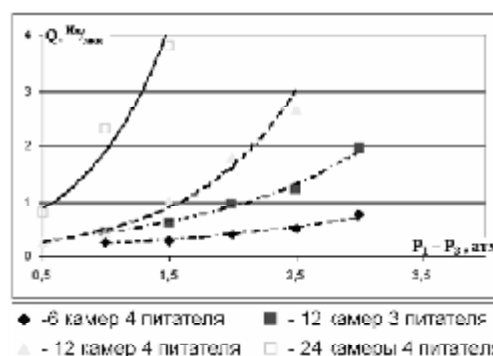


Рисунок 4 – Расходные характеристики ГЗИТУ

Исследования распределения давления в торцовом зазоре ГЗИТУ заключались в измерении давления в ключевых точках торцовой щели – в камерах и в промежутках между камерами. Для проведения экспериментов была создана специальная система измерения. Измерительный блок системы построен на лабораторном наборе «4942V Endevco», состоящем из пьезодатчиков и преобразователя, и позволяющем измерять давление сразу в 4 контрольных точках: на линии по-

дачи затворного газу в ущільнення, в ущільнюваній порожнині стінди, в камері на ущільнювальному кільці і в проміжку між камерами.

Спеціально розроблена для досліджень конструкція ГЗИТУ (рис. 5) дозволяла здійснювати подачу затворного газу во вращаючись аксіально-подвижное ущільнювальне кільце. Во время проведення досліджень в ущільненні використовувалися ущільнювальні кільця діаметром 110 мм з 8 і 12 камерами і 4-мя питателями. Дослідження проводилися при тисках ущільнюваній середі і затворного газу до 0,6 МПа і частотах вращення до 3000 об/мин. В якості затворного газу використовувався повітря, а ущільнюваній середі – повітря і вода.

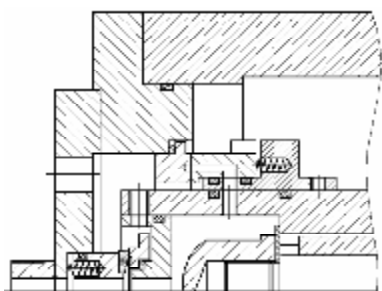


Рисунок 5 – Експериментальна конструкція ГЗИТУ для вивчення розподілу тиску в робочій щілині

Результатом цього етапу досліджень є вивчення впливу режимних параметрів на зміну епюр тиску затворного газу в камерах і між сусідніми камерами. Дані досліджень показують, що при незмінній величині перепаду між затворним і ущільнюваним тисками з ростом частоти або величини ущільнюваній середі амплітуда падінь тиску затворного газу в камері і в просторі між камерами (рис. 6) зменшується. Збільшення перепаду тисків призводить до збільшенню амплітуди тиску в камерах і між камерами, що може стати причиною прориву ущільнюваній середі через торцеву щілину. Застосування кільця з меншим числом камер дозволяє зменшити амплітуду тиску в камерах при однакових робочих параметрах.

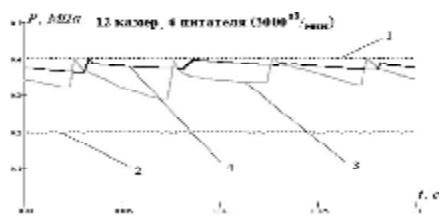


Рисунок 6 – Оциллограмми зміни тиску в місцях установки датчиків:  
1 – тиск затворної середі;  
2 – тиск ущільнюваній середі;  
3 – тиск в міжкамерному проміжку;  
4 – тиск в камері

Отримані експериментальні дані показують, що при достатньо великому числі камер (т.е. коли відстань між двома сусідніми камерами мала) робота ГЗИТУ добре

збігається з прийнятими в математическій моделі положеннями, що і підтверджується задовільним співпадінням експериментальних даних з розрахунковими. При використанні в ущільненні кільця з зменшеним числом камер (коли відстань між окремими камерами значно більше окружної протяженности розподілу тиску в просторі між камерами [3] самих камер) в прийнятій математическій моделі необхідно враховувати окружні течії газу і

Методика визначення розподілу тиску базується на математическій моделі робочого процесу ГЗИТУ, доповненої численним розрахунком поля тиску в торцевій щілині.

Для знаходження розподілу тиску затворного газу  $p(y, z)$  в торцевій щілині розглядається рівняння смазки Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( r x^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( r x^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6m \frac{\partial (pxU)}{\partial y} + 12m \frac{\partial (px)}{\partial t},$$

де  $x$  – товщина газового шару;  $U$  – швидкість руху однієї з поверхонь, обмежуючих смазочний шар.

Виразив  $r = p^k$  ( $k$  – показник політропи) і, поклав в першому наближенні, що тиск газу в щілині з часом не змінюється ( $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$ ), можна переписати це вираження в такій формі:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( x^3 \frac{\partial p^{\left(\frac{1+k}{k}\right)}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( x^3 \frac{\partial p^{\left(\frac{1+k}{k}\right)}}{\partial z} \right) = 6m \left( \frac{1}{k} + 1 \right) \frac{\partial}{\partial y} \left( U p^{\frac{1}{k}} x \right).$$

Розв'язок цього рівняння Пуассона виконано сучасним численним методом граничних елементів. Пошук розв'язку виконується в два етапи: спочатку, визначається розв'язок рівняння без правої частини (в формі рівняння Лапласа), а потім з отриманого загального розв'язку вираховується частиний розв'язок (права частина), не залежущий від граничних умов.

Згідно суті застосованого методу початкова крайова задача для рівняння Пуассона в частинних похідних приводиться до інтегрального рівняння по границі досліджуваній області. В загальному вигляді інтегральне рівняння для області з границею  $\Gamma$  має вигляд:

$$c(x)P(x) + \int_{\Gamma} P(h) q^*(x, h) d\Gamma(h) = \int_{\Gamma} q(h) P^*(x, h) d\Gamma(h) - \int_{\Omega} W(y) P^*(x, h) d\Omega(h).$$

Здесь  $x$  – произвольная точка на границе области;  $c(x)$  – функция, учитывающая особенности, возникающие при интегрировании по границе области;  $P^*(x, h) = \frac{1}{2p} \ln \frac{1}{r}$  – фундаментальное решение уравнения Лапласа для двумерного случая;  $r$  – расстояние между точками  $x$  и  $h$  на границе  $\Gamma$ ;

$$q^*(x, h) = \frac{\partial P^*(x, h)}{\partial n(h)}; W(y) = 6m \left( \frac{1}{k} + 1 \right) \frac{\partial}{\partial y} \left( U p^k x \right).$$

В качестве области для определения поля давления смазки выбран участок торцового зазора ГЗИТУ, ограниченный наружным и внутренним радиусами уплотнительного пояса и радиальными секциями, проходящими через середины соседних камер. В ходе решения граница области разбивалась на отдельные элементы, на каждом из которых задавались граничные условия типа Дирихле – значение давления  $P$  (при этом считалось, что давление в камерах изменяется по закону  $P(t) = P_4(1 - e^{-t})$ ). Численное интегрирование выполнялось по границе методом механических квадратур Гаусса.

В результате решения определялись значения функции  $\frac{\partial P}{\partial n}$  на границе и значения функции давления  $P$  в точках внутри области, окруженной границей  $\Gamma$ .

Величина торцового зазора  $x$  находилась следующим итерационным методом: в ходе последовательных вычислений определялась такая величина  $x$ , при которой аксиально-подвижное кольцо уплотнения находилось в равновесии под действием сил, действующих с тыльной стороны и со стороны торцовой щели.

Результаты численного решения используются для определения поля давления газа во всей торцовой щели. Это позволяет проводить численные исследования распределения давления газа в зазоре ГЗИТУ с целью проверки работы уплотнения с точки зрения проникновения уплотняемой среды через участки торцового зазора между отдельными камерами, не прибегая к натурным экспериментам.

Предложенная методика проверена и дает приемлемые результаты расчетов при частоте вращения вала от 0 до 3000 об/мин; в диапазоне давлений затворной и уплотняемой сред – до 0,6 МПа.

Относительно конструктивных особенностей уплотнений – граничным критерием адекватности методики является  $Re_r < 1000$  и  $Re_\omega < 100$ , устанавливающий предельные значения скорости течения газа в окружном и радиальном направлениях в торцовом зазоре.

**Выводы.** В ходе проведенных исследований достигнуты следующие результаты:

- предложена физическая модель, на основе которой разработана методика расчета характеристик ГЗИТУ, позволяющая определять статическую, расходную и жесткостную характеристики уплотнения;

- с помощью специально созданного экспериментального стенда и системы измерений выполнены исследования ГЗИТУ с различным количеством камер и питающих каналов на уплотнительных кольцах. Полученные результаты позволили определить характер влияния эксплуатационных параметров и конструктивных особенностей колец торцовой пары на расходные характеристики уплотнения;

- показано, что расходную характеристику уплотнения и характер распределения давления затворного газа в торцовой щели ГЗИТУ можно изменять, варьируя количеством камер и питающих каналов на торцовых поверхностях уплотнительных колец;

- экспериментально определено, что режим запитывания ГЗИТУ утечки среды из уплотняемой полости гидромашин может быть нарушен при увеличении перепада давления между затворным газом и уплотняемой средой. Установлено, что использование в уплотнении уплотнительных колец с малым количеством камер позволяет увеличить допустимый перепад давлений рабочих сред;

- разработан алгоритм и компьютерная программа, при помощи которой выполнены численные решения уравнения смазки Рейнольдса для определения поля давления затворного газа в торцовой щели. Предложенный алгоритм даёт возможность дополнить математическую модель ГЗИТУ нахождением распределения давления затворного газа в торцовой щели, что позволяет проводить анализ условий возникновения прорыва уплотняемой среды через участки торцовой щели между камерами проектирующегося уплотнения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Патент России № 2159374 (приоритет от 10.01.1999 г.), 2000 г.
2. Кузнецов Э.Г., Чернов А.Е. Исследование расходных характеристик торцового затворного импульсного уплотнения // Вестник СумГУ. Сер. «Технические науки», №9 (42). – Сумы: Изд-во СумДУ. – 2002.
3. Кузнецов Е.Г. Экспериментальні дослідження затворного імпульсного торцевого ущільнення // Вісник СНАУ. Сер. “Механізація та автоматизація виробничих процесів”, № 9. – Суми: “Козацький вал”, 2002.

Стаття надійшла 05.05.2008 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Саленком О.Ф.