

УДК536.24; 628.81.

В.В. Бондаренко, Д.В. Кожемяка, А.С. Гавриш

Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”

Кафедра ТПТ, КПІ-1510, корп.№5, к.414, ТЕФ, НТУУ „КПІ”, Проспект Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна

Тел.: (044)454-9092, E-mail: [andrew\\_gavrish@ukr.net](mailto:andrew_gavrish@ukr.net).

## ПРО ТЕПЛООБМІН ПРИ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ НА ГЛАДКИХ ТРУБКАХ ІЗ ЗМІННОЮ КРИВИЗНОЮ ПРОФІЛЮ

*Анотація – Останнім часом зріс інтерес вчених до вивчення високо інтенсивних процесів теплообміну. Використання оребрення дозволяє збільшити коефіцієнт тепловіддачі в теплообмінних апаратах.*

*Аннотация – За последнее время возрос интерес ученых к изучению высокоинтенсивных процессов теплообмена. Использование оребрения позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи в теплообменных аппаратах.*

*Annotation -Since 21 has increased interest of scientists to study highly intensive heat exchange and protect surfaces from corrosion-erosion processes. Using of surfactants to surface protection is considered. This increases the heat transfer coefficients in capacitors.*

*Key words – nanotechnology, drop wise condensation mode, heat transfer, surfactants influence, lyophobic surface.*

### Вступ

Основним стратегічним напрямком енергетичної політики розвинених країн є максимальне ресурсо- та енергозбереження при виробництві різноманітних видів продукції, в тому числі теплової і електричної енергії на теплових і атомних електростанціях, на парових і водогрійних котельнях. Найбільш перспективними шляхами економії ресурсів є зменшення масогабаритних характеристик теплообмінників, наприклад, конденсаторів, і економія паливно-енергетичних ресурсів при використанні теплоти конденсації газів, які відходять, при їх глибокому охолодженні.

Процес конденсації пари знайшов широке застосування в різних областях техніки і особливо в енергетиці. Так, конденсатори парових турбін є невід'ємною частиною ТЕЦ, ГРЕС і АЕС. Вони ж є найбільш громіздкими, метало ємними і кошторисними частинами паротурбінної установки (ПТУ). Доля конденсаторів в загальній вазі ПТУ досягає 40...50%, а їх габарити багато в чому визначають розміри і компоновку всієї установки. Із конденсацією пари пов'язані процеси регенеративного підігріву живильної води в змішувальних і поверхневих теплообмінниках. Зростання поодиноких потужностей енергетичних блоків супроводжується подальшим збільшенням габаритів конденсаторів. Так, для турбін потужністю 1200 МВт необхідна поверхня охолодження в конденсаторах і підігрівниках живильної води досягає  $9 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup>, а число трубок в конденсаторах -  $5 \cdot 10^4$ . Жорсткі вимоги висуваються до масогабаритних характеристик конденсаторів судових паросилових турбоустановок.

Існуючі методи розрахунку поверхні теплообміну конденсаторів не дозволяють конструктору в повній мірі змінювати при розрахунку різні параметри, які впливають на теплообмін, особливо із парового боку. Теоретичні роботи, які пояснюють розходження експериментальних даних між собою і з теорією Нуссельта, не дозволяють зробити однозначні висновки про вплив натікаючого конденсату на тепловіддачу.

### **1 Гідродинаміка і теплообмін при конденсації пари на гладких горизонтальних трубках**

**із змінною кривизною профілю**

Дія гравітаційних сил, завжди сприяє зменшенню товщини конденсатної плівки. У той час як сили поверхневого натягу (дія яких залежить від форми поверхні) можуть як сприяти, так і перешкоджати стіканню конденсату. Зроблено висновок про існування таких форм поверхні, які забезпечують оптимальне поєднання дії сил гравітації, поверхневого натягу, і при якому забезпечується максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі.

Найбільш відомими видами поверхонь, на яких здійснюється інтенсифікація теплообміну при конденсації пари, є оребрені трубки. Аналітичні та експериментальні дослідження (Ісаченко [2], Солодов [9], Мільман [10], Бродов [7], Гогонін [4], Кабов [5] та ін.) показують, що ця інтенсифікація в значній мірі пояснюється капілярними ефектами.

Запропонована загальна умова, яка завжди забезпечує інтенсифікацію тепловіддачі на гладких горизонтальних трубках за рахунок поверхневих сил. Для цього кривизна поверхні повинна безперервно зменшуватися від верхньої твірної до нижньої. Тоді виникає градієнт тиску, що сприяє більш швидкому стіканню конденсатної плівки.

Вихідна система рівнянь гідродинаміки і теплообміну при конденсації пари в класичній постановці з додатковим припущенням про те, що лапласовський тиск у плівці, обумовлений силами поверхневого натягу, визначається кривизною поверхні трубки  $k(x)$ , має вигляд:

$$\mu_{жс} \frac{\partial^2 W_x}{\partial y^2} + \rho_{жс} g \cdot \cos \beta - \sigma \frac{dk}{dx} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0, \quad p = \sigma k(x)$$

з граничними умовами:

$$y = 0: \quad t = t_c = const, \quad W_x = 0; \quad y = \delta: \quad t = t_H, \quad \frac{\partial W_x}{\partial y} = 0. \quad (2)$$

Вважаючи кривизну поверхні вздовж координати  $y$  незмінною, отримаємо параболічний профіль швидкості:

$$w_x = \frac{\rho_{жс} g}{\mu_{жс}} b(x) \left( \delta y - \frac{y^2}{2} \right), \quad (3)$$

$$де \quad b(x) = \cos \beta - \frac{\sigma}{\rho_{жс} g} \cdot \frac{dk}{dx}.$$

Виконавши інтегрування з урахуванням балансу теплоти на поверхні конденсату, можна отримати вираз для локальної товщини конденсатної плівки на поверхні довільної форми:

$$\eta = \sqrt[4]{\frac{4}{3} B(X)^{\frac{1}{3}} \left[ \int_0^X B(X)^{\frac{1}{3}} dX \right]^{\frac{1}{4}}} \quad (4)$$

$$\eta = \frac{\delta}{\delta_0} = \delta / \sqrt[4]{\frac{3\mu_{жс}\lambda_{жс}\Delta TL}{\rho_{жс}^2 gr}}, \quad X = \frac{x}{\ell} - \text{безрозмірна координата,}$$

$$B(X) = \cos \beta - \frac{1}{B_0} \frac{dk}{dX}, \quad B_0 = \frac{\rho_{жс} g L^2}{\sigma} - \text{число Бонда.}$$

Для конкретних розрахунків необхідно задатися формою досліджуваної поверхні через функцію  $B(X)$ .

Відоме аналітичне рішення задачі з формою профілю у вигляді відрізка логарифмічної спіралі (рис. 1), симетричного відносно вертикальної осі. Рівняння спіралі в полярних координатах записується у вигляді:

$$\rho = P \exp(\varphi \operatorname{ctg} \gamma), \quad (5)$$

де  $\gamma, u, P$  - параметри логарифмічної спіралі.

Вираз для товщини конденсатної плівки (4) для цього профілю в полярних координатах має вигляд:

$$\eta(\varphi) = \sqrt[4]{\frac{4}{3} B(\varphi)^{-\frac{1}{3}} \left[ \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} B(\varphi)^{\frac{1}{3}} \frac{\operatorname{ctg} \gamma \exp(\operatorname{ctg}(\varphi - \varphi_1))}{\exp(\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi - \varphi_1)]) - 1} d\varphi \right]^{\frac{1}{3}}}, \quad (6)$$

$$\text{де } B(\varphi) = -\cos(\gamma + \varphi) + \frac{1}{Bo \cdot \operatorname{ctg} \gamma} \exp\{-2\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi - \varphi_1)]\} \{\exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)]\} - 1\}^2\}^{\frac{1}{4}},$$

Товщина плівки для верхньої твірної, обчислена по (6), дорівнює:

$$\eta_0 = \left\{ \frac{1}{\operatorname{ctg} \gamma} \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)]\} - 1 \right\} \left\{ 1 - \frac{2}{Bo} \{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)]\} - 1 \right\}^{\frac{1}{4}},$$

а визначальний розмір (напівпериметр логарифмічної спіралі) дорівнює:

$$L_0 = \rho \frac{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \gamma}}{\operatorname{ctg} \gamma} \exp[\operatorname{ctg}(\gamma \varphi_1)] \exp\{\operatorname{ctg}[\gamma(\varphi_2 - \varphi_1)] - 1\}.$$

Вищенаведені формули дозволяють провести розрахунки, які підтверджують можливість інтенсифікації теплообміну шляхом відповідної зміни конфігурації профілю гладкої горизонтальної трубки. Вони відповідають діапазону зміни температури насичення від 50 до 100°C при температурних напорах 20...60°C. Кут  $\varphi$  змінювався від 45 до 90°, а значення  $P$  обиралися таким чином, щоб не круглі трубки мали ту ж поверхню, що й круглі трубки із заданим зовнішнім діаметром  $d$ .

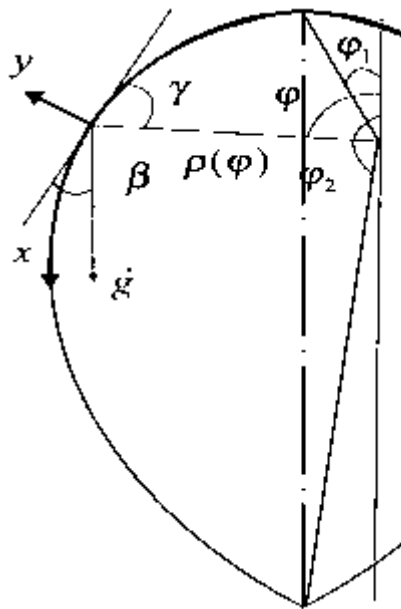


Рисунок 1 – Профіль труби (ТПК), в якій безперервно зменшується кривизна поверхні [3].

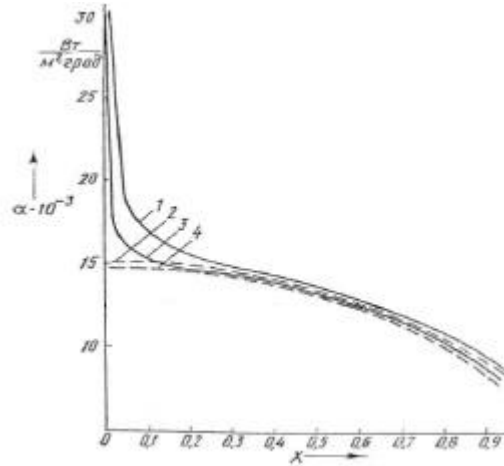


Рисунок 2 – Розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру трубки [2]:  
 1 – для ТПК з урахуванням сил поверхневого натягу ( $\sigma \neq 0$ ),  $\gamma = 75^\circ$ ,  $T_k = 100^\circ \text{C}$ ,  $\Delta T = 60^\circ \text{C}$ ; 2 –  
 те ж, без урахування сил поверхневого натягу ( $\sigma = 0$ ); 3 – розрахунок для ТПК при  $\sigma \neq 0$ ;  $\gamma = 85^\circ$   
 $T_k = 100^\circ \text{C}$ ,  $\Delta T = 60^\circ \text{C}$ ; 4 – те ж при  $\sigma = 0$

Встановлено, що сили поверхневого натягу призводять до істотного перерозподілу товщини плівки і локальних коефіцієнтів тепловіддачі по периметру трубки (рис.2). Ці сили збільшують локальні коефіцієнти тепловіддачі у верхній частині трубки в 1,5...3 рази залежно від геометричних параметрів трубки. Це зростання пояснюється тим, що у верхній частині трубки градієнт лапласовського тиску є максимальний, а відведення плівки здійснюється переважно під дією сил поверхневого натягу.

Вплив лапласовської сили на тепловіддачу зменшується по периметру трубки і при  $X > 0,2 \dots 0,3$  значення товщини плівки і локальних коефіцієнтів тепловіддачі визначаються в основному гравітаційними силами.

Збільшення середнього коефіцієнта тепловіддачі обумовлено сумарним ефектом дії гравітаційних сил. Ці сили залежать від форми і геометрії поверхні. Вони практично не залежать від температурного напору, температури насичення і діаметра відповідних круглих трубок, сил поверхневого натягу. Але істотно залежать від параметра  $\gamma$  і геометричних розмірів поперечного перерізу. Детальний аналіз показує, що збільшення середнього коефіцієнта тепловіддачі тільки за рахунок сил поверхневого натягу може досягати 10 ... 15% при загальному збільшенні коефіцієнта тепловіддачі на 20 ... 30% у порівнянні з відповідними круглими трубками.

Трубки із логарифмічним профілем, можна виготовити шляхом прокатки круглої трубки через спеціально виготовлені валки. Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації пари на ТПК збільшується в середньому на 20 ... 30% порівняно із круглою трубою.

При послідовній деформації профілю трубки від круглої форми ( $\gamma = 90^\circ$ ) до практично вертикальної охолоджуваної площини ( $\gamma = 0^\circ$ ) спостерігається максимум тепловіддачі при  $\gamma \approx 11$  (30%-ве збільшення по відношенню до вихідної круглої трубки, рис.3, а).

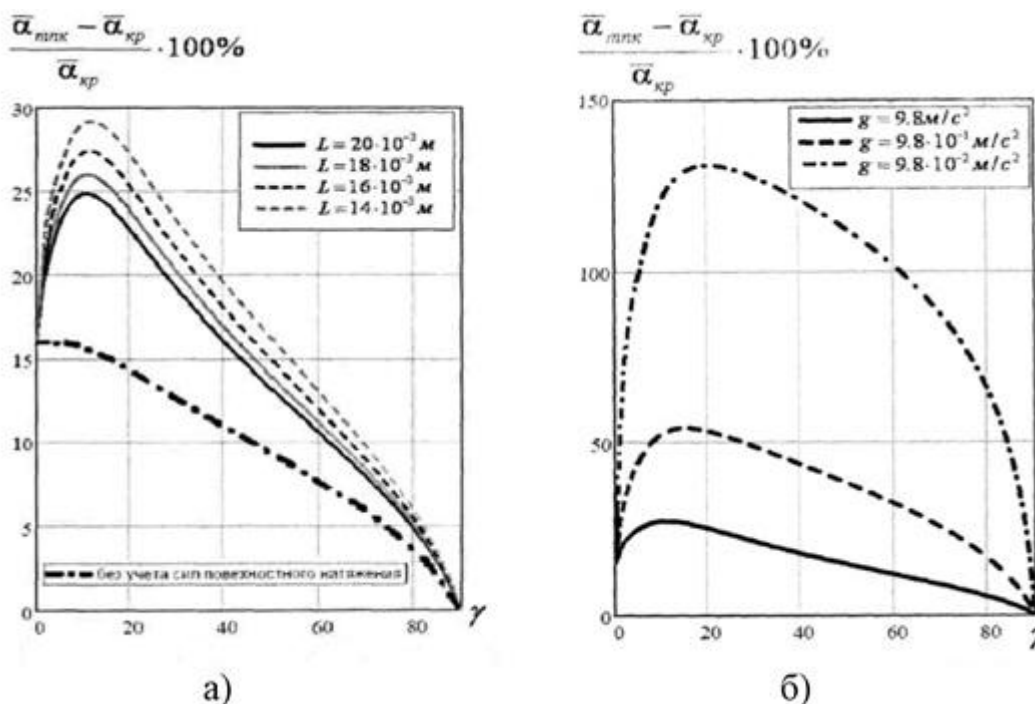


Рисунок 3 – Залежність середнього коефіцієнта тепловіддачі від форми трубки [2]  
 а) при різних значеннях напівпериметра  $L$ , еквівалентного напівпериметр круглої трубки; б)  
 при різних рівнях гравітації.

Подальше деформування зменшує середній коефіцієнт тепловіддачі до значення, визначеного з теорії Нуссельта для вертикальної пластини. Нижня крива (на рис.3,а) ілюструє випадок, що враховує тільки сили гравітації. Очевидно, що саме вплив сил поверхневого натягу на теплообмін призводить до існування оптимального профілю трубки.

В умовах зниженої гравітації ефективність не круглих трубок, порівняно із круглими, стає ще вищою (рис. 3, б). Для трубок з малим периметром поперечного перерізу  $L = 8$  мм навіть невелика деформація вихідної круглої трубки в умовах мікро гравітації призводить до суттєвого зростання коефіцієнта тепловіддачі. Наприклад, для трубки з деформацією  $\gamma = 80$  при прискоренні вільного падіння  $g = 9,81 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}^2$  коефіцієнт тепловіддачі в три рази більше, ніж для круглої трубки при тих же умовах. Дане явище може бути використане при оптимізації конструкцій конденсуючих пристроїв, які працюють в умовах зниженої гравітації. Можуть використовуватись також для не круглі трубки з іншими профілями поперечного перерізу: з постійним градієнтом кривизни і еліптичні. Характер залежності коефіцієнта тепловіддачі від геометричних параметрів для різних типів трубок різний. Так, при переході від круглої форми трубки до більш витягнутих профілів для логарифмічних і еліптичних трубок спостерігається чітко виражений максимум залежності коефіцієнта тепловіддачі від гідравлічного діаметра, причому максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі логарифмічної трубки вище, ніж еліптичної. У той же час, якщо не врахувати сили поверхневого натягу, то таких максимумів можна взагалі не виявити, тобто, саме поєднання гравітаційних і сил поверхневого натягу і призводить до існування оптимальної форми поперечного перерізу.

Максимум коефіцієнта тепловіддачі для логарифмічної трубки зміщений у бік великих значень гідравлічного діаметра, при яких трубки мають менший гідравлічний опір з боку охолоджуючої рідини. Це дозволяє говорити про більш високу ефективність трубок з логарифмічним профілем поперечного перерізу в порівнянні з еліптичними трубками і трубками з постійним градієнтом кривизни профілю і про можливість зіставлення теплової ефективності не

круглих трубок залежно від їх гідравлічного діаметра.

Слід підкреслити, що за даними багатьох зарубіжних дослідників (Янг [11], Хсу, Меморі, Адамс, Сом та ін) теплова ефективність не круглих труб стає ще більш істотною в умовах, коли рухається пара і є в наявності домішки неконденсуємих газів.

## 2 Залежність коефіцієнта тепловіддачі від швидкості обертання трубки в процесі краплинної конденсації

Причиною збільшення коефіцієнта тепловіддачі при обертанні теплообмінної поверхні являється скидання конденсату з поверхні трубки за рахунок відцентрової сили.

Для трубок що обертаються, омиваються зовні парою і вісь яких паралельна осі обертання, формула запишеться [3]:

$$\alpha = 21,95 \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \sqrt{\frac{d^3 \cdot R_{\text{оберт.}} \cdot n^2 \cdot r}{\nu \cdot a \cdot c \cdot \Delta t}}, \quad (7)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$ ;

$R_{\text{оберт.}}$  - радіус обертаючої трубки, м;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності конденсату,  $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$ ;

$n$  - число обертів за хвилину;

$\nu$  - кінематична в'язкість конденсату,  $\frac{м^2}{с}$ ;

$r$  - скрита теплота пароутворення  $\frac{кДж}{кг}$ ;

$a$  - коефіцієнт температуропровідності конденсату,  $\frac{м^2}{с}$ ;

$c$  - питома теплоємність конденсату,  $\frac{кДж}{кг \cdot ^\circ C}$ ;

$\Delta t$  - різниця температур пар – стінка,  $^\circ C$ .

Для обертаючих трубок, вісь яких співпадає з радіусом обертання:

$$\alpha = 17,7 \cdot \frac{R}{R - R_o} \left[ 1 - \left( \frac{R_o}{R} \right)^{4/3} \right]^{3/4} \cdot \lambda \cdot \sqrt[4]{\frac{n^2 \cdot r}{\nu \cdot a \cdot c \cdot \Delta t}}, \quad (8)$$

де  $R$  - радіус обертання кінця трубки, найбільш віддаленого від вісі обертання, м;

$R_o$  - радіус обертання кінця трубки, звернений до вісі обертання.

Так як  $R_o$  величина незначна, тоді  $R_o = 0$ , знайдемо [3]:

$$\alpha = 17,7 \cdot \lambda \cdot \sqrt[4]{\frac{n^2 \cdot r}{\nu \cdot a \cdot c \cdot \Delta t}}. \quad (9)$$

Як видно з формули (8), для труби, вісь якої співпадає з радіусом обертання, при  $R_o = 0$  коефіцієнт тепловіддачі не залежить від довжини трубки і не змінюється вздовж її. Це пояснюється наступним. Відомо, що при вертикальних нерухомих трубках коефіцієнт тепловіддачі зменшується в напрямку до нижньому кінцю трубки, так як плівка конденсату тут потовщується.

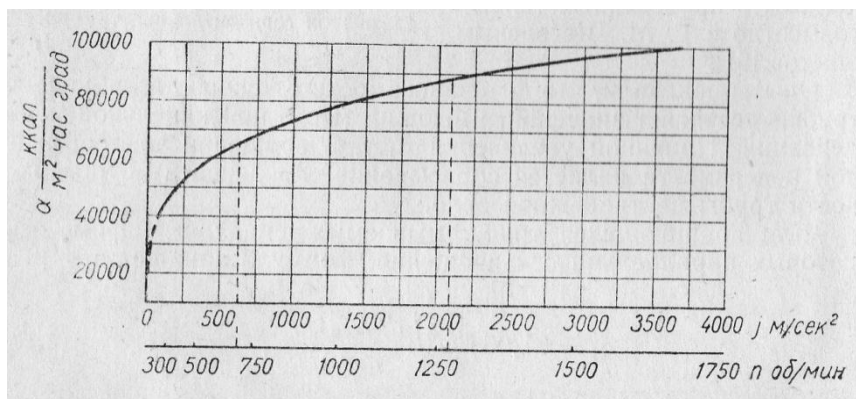


Рисунок 4 – Значення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації водяної пари на обертаючій трубки в залежності від відцентрового прискорення [3]

$$j = \frac{u^2}{R}. \quad (10)$$

Аналогічна картина має місце і в розглянутому нами випадку, де до найбільш віддаленого від осі обертання кінця труби товщина плівки конденсату мала б зрости, але оскільки до цього кінця труби збільшується і прискорення обертання, то конденсат під впливом більшої відцентрової сили стікає з більшою швидкістю, що компенсує збільшення кількості конденсату.

В результаті плівка вийде незмінної товщини.

Отже, коефіцієнт тепловіддачі при конденсації водяної пари на обертаючій трубки досягає  $100000 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$ ; що перевищує значення коефіцієнта тепловіддачі без обертання більш чим в 5 раз.

### Література

1. Semenov, V. Effect of tube pitch and diameter on condensate film flow in horizontal tube bundles Heat Transfer / V. Semenov, G. Shklover // Soviet research. – 1980. – Vol. 12. – P.143-144
2. Semenov, V. The flow-mode of condensate in a multirow horizontal tube bundle Heat Transfer / V. Semenov, G. Shklover // Soviet research. – 1981. – Vol. 13. – № 3. – P. 127-133.
3. Шкловер, Г.Г. Исследование теплообмена при течении конденсатной пленки / Г.Г. Шкловер, В.П. Семенов, А.М. Усачев // Теплоэнергетика. – 1983. – № 3. – С. 13-16.
4. Шкловер, Г.Г. Теплоотдача при конденсации пара на горизонтальной трубе с профилем переменной кривизны / Г.Г. Шкловер, В.П. Семенов, В. Пряхин // Теплоэнергетика. – 1985. – № 3.
5. Семенов, В.П. Интенсификация теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальной некруглой трубе / В.П. Семенов, Н.И. Платонов, В.М. Лимитовский // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 12. – С. 80-83.
6. Семенов, В.П. Название статьи / В.П. Семенов, Н.И. Платонов, В.М. Лимитовский // Судостроительная промышленность. Сер. Промышленная энергетика, охрана окружающей среды и энергоснабжение судов. – 1991. – Вып. 35. – С. 13-17.
7. Семенов, В.П. Водогрейный котел / В.П. Семенов, Т.П. Семенова // Авт. свидет. на полезную модель №15779 от 10.11.2000 г. Бюл. №31.
8. Семенов, В.П. О влиянии сил поверхностного натяжения на процессы теплообмена / В.П. Семенов, О.Н. Скуратова // Вестник МАГУ. Естественные науки. – Магнитогорск, 2004. – Вып. 5. – С. 273-276.

9. Семенов, В.П. Исследование тепловых и гидравлических характеристик некруглых горизонтальных труб при конденсации пара / В.П. Семенов, Н.Н. Никитин // Теплоэнергетика. – 2008. – № 3. – С. 23-27.
10. Никитин, Н.Н. Оценка эффективности интенсификации теплообмена методом деформации поперечного сечения гладких горизонтальных труб / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // Инженерная физика. – 2006. – № 4. – С. 7-9.
11. Никитин, Н.Н. Определение оптимальной формы поперечного сечения некруглых горизонтальных труб при конденсации / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов, О.В. Петрова // Инженерная физика. – 2007. – № 1. – С. 15-17.
12. Никитин Н.Н. Влияние сил поверхностного натяжения на течение пленки и теплоотдачу при конденсации пара на наклонных некруглых трубах / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // Изв. вузов. Проблемы энергетики. – 2007. – № 11–12. – С. 3–11.
13. Никитин, Н.Н. Тепловая эффективность различных типов некруглых горизонтальных труб при конденсации пара / Н.Н. Никитин, В.П. Семенов // Инженерная физика. – 2007. - №3. - С.21-24.
14. Семенов, В.П. Критериальное обобщение результатов измерений коэффициента теплопроводности ультразвуковым методом / В.П. Семенов // Вестник МаГУ. Вып. 1. Естественные науки. – Магнитогорск, 2000. – С. 145-149.
15. Semenov, V. Condensation Heat Transfer on Noncircular Pipes in Stationary Vapor / V. Semenov, N. Nikitin // Heat Transfer Research. – 2008. – Vol. 39. – № 4. – P. 317-326.