

УДК 532.516: 536.24.01

ОНИЩЕНКО В.Н., ХАЛАТОВ А.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО ТЕПЛООБМЕНУ И ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ СОПРОТИВЛЕНИЮ В ПЛОСКИХ КАНАЛАХ СО СФЕРИЧЕСКИМИ УГЛУБЛЕНИЯМИ НА ПОВЕРХНОСТИ

Наведено результати узагальнення даних досліджень по теплообміну та гідравлічному опору у плоских каналах з сферичними заглибленнями на одній та двох сторонах каналу. На основі отриманих результатів розраховано тепло-гідравлічні характеристики каналів.

Представлены результаты обобщения опытных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах со сферическими углублениями на одной или двух сторонах канала. На основе полученных результатов рассчитаны теплогидравлические характеристики каналов.

We give the results of the generalization of experimental data on heat transfer and pressure losses in rectangular channels with spherical dimples on one or both channel walls. Based on these results, the thermal-hydraulic performance parameters were calculated.

$d_{эkv}$ – эквивалентный диаметр канала;
 D – диаметр углубления;
 f – коэффициент гидравлического сопротивления;
 h – глубина углубления;
 H – высота канала;
 w – скорость потока на входе в канал;
 x, y – прямоугольные координаты;
 $Nu = \alpha d_{эkv} / \lambda$ – число Нуссельта;
 $Re = wd_{эkv} / \nu$ – число Рейнольдса;

TP – параметр теплогидравлической эффективности;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 γ – плотность углублений;
 η – фактор аналогии Рейнольдса;
 λ – коэффициент теплопроводности;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

Индексы:

о – гладкая поверхность;
 1 – поверхность теплообмена.

Введение

Во многих теплотехнических устройствах для достижения высокой теплогидравлической эффективности используется интенсификация теплообмена между движущейся средой и поверхностью канала. Однако усиление теплообмена всегда сопровождается ростом гидравлического сопротивления (потерь давления), поэтому выбор способа интенсификации определяется соотношением между достигаемым эффектом интенсификации теплообмена и мощностью, которая необходима для прокачивания теплоносителя.

Применение традиционных способов интенсификации теплообмена (оребрение, выступы, закрутка потока и его турбулизация) всегда сопровождается опережающим ростом гидравличе-

ского сопротивления, что обусловлено генерацией диссипативных вихревых структур и их последующим превращением в теплоту. В каналах с поверхностными углублениями (генераторами вихрей) степень интенсификации теплообмена при определенных условиях опережает рост гидравлических потерь, что обусловлено формированием и выбросом в основной поток специфической вихревой структуры типа “вихрь торнадо” [1]. Частота вихревых пульсаций определяется режимными факторами, а также геометрическими характеристиками канала.

В настоящее время в литературе имеется достаточно большое количество публикаций в области теплообмена и гидравлического сопротивления в плоских каналах с углублениями сферической формы на одной или двух его стен-

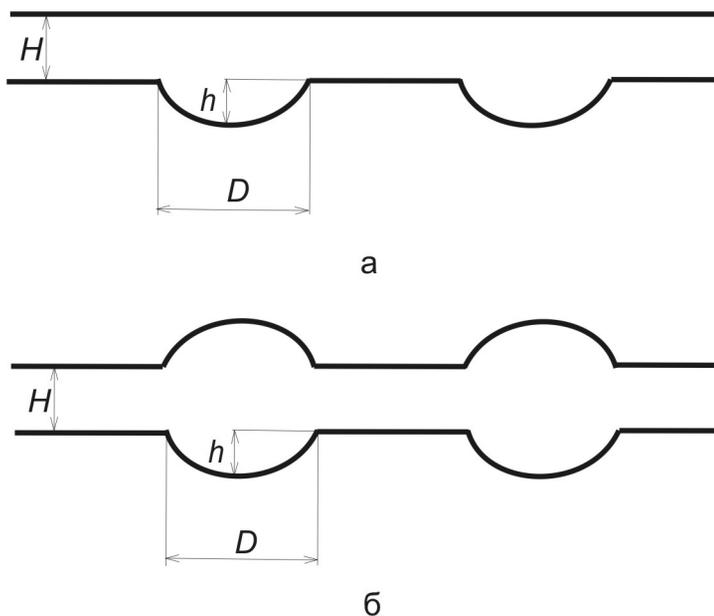


Рис. 1. Каналы прямоугольного сечения с углублениями на поверхности.
а – на одной стороне канала, *б* – на двух сторонах канала.

ках, которые выполнены в широком диапазоне изменения режимных, геометрических и конструктивных параметров. Цель настоящей работы – обобщение опубликованной базы данных для каналов без загромождения поперечного сечения выступами различной формы и анализ теплогидравлической эффективности таких каналов.

Характеристики исследованных каналов

Имеющиеся в литературе публикации по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах без загромождения поперечного сечения [1-12] представлены каналами двух групп. Первая группа (рис. 1а) характеризуется сферическими углублениями на одной стороне канала, а вторая – на двух сторонах при симметричном расположении углублений в шахматном или коридорном порядке (рис. 1б).

Основные характеристики исследованных каналов приведены в таблице.

Для анализа отобраны опытные данные для турбулентного режима течения ($Re_{2H} > 3000$), при этом в качестве “эталонных” использованы значения числа Нуссельта Nu_0 и коэффициента со-

противления f_0 в плоском канале с гладкими стенками, рассчитанные при том же числе Рейнольдса. Число Рейнольдса Re_{2H} определялось по параметрам потока на входе в канал и его эквивалентному диаметру.

Каналы с односторонним расположением углублений

Зависимость относительного коэффициента сопротивления канала f/f_0 для исследованных каналов от числа Рейнольдса, построенного по диаметру углубления, представлена на рис. 2. Как следует, потери давления в канале с углублениями выше, чем в гладком канале. Достаточно большой разброс опытных данных объясняется различными значениями относительной высоты канала H/D , плотности расположения углублений γ и их глубины h/D . Обращает на себя внимание тот факт, что в области $Re_D > 5000 \dots 10000$ относительный коэффициент сопротивления f/f_0 слабо изменяется с ростом числа Рейнольдса.

Наибольшим гидравлическим сопротивлением обладают “глубокие” ($h/D = 0,3$) каналы с высокой плотностью углублений (№ 34, 36), а наименьшим – каналы с невысокими значениями плотности и глубины углубления (№ 13, 17, 23, 24).

Сравнительный анализ тепловых характеристик каналов (рис. 3) показывает, что с ростом числа Рейнольдса интенсификация теплообмена Nu/Nu_0 снижается до $Re_D \approx 30000$, а затем сохраняется примерно постоянной. Наибольшим уровнем теплообмена характеризуются “глубокие” каналы № 8 ($H/D = 2,86$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 75,4\%$) и № 9 ($H/D = 2,67$; $h/D = 0,23$; $\gamma = 86,5\%$) и № 12 ($H/D = 1,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 55,4\%$) с высокой плотностью углублений, а наименьшим – “мелкие” каналы № 23 ($H/D = 0,66$; $h/D = 0,13$; $\gamma = 13\%$) и № 24 ($H/D = 0,10$; $h/D = 0,10$; $\gamma = 13\%$) с невысокой плотностью углублений.

Каналы с двухсторонним расположением углублений

Зависимость относительного коэффициента сопротивления канала f/f_0 от числа Рейнольдса

Таблица. Характеристики исследованных каналов.

Номер канала	Источник	H/D	h/D	$\gamma, \%$	Re_D	Re_{2H}	Расположение углублений
1	[1]	0,175	0,20	67	11400...31350	4000...11000	ДШП
2	[1]	0,175	0,20	55	14250...31350	5000...11000	ДШП
3	[1]	0,175	0,20	40	14250...28500	5000...10000	ДШП
4	[2]	0,33; 1,0	0,25	69	16000...33000	10638...21942	ОШП
5	[2]	0,33; 1,0	0,25	69	16000...33000	32000...66000	ДШП
6	[3]	4,0	0,13	38,5	1250...8125	9843...63976	ОШП
7	[3]	3,33	0,17	55,4	1500...9750	9842...63976	ОШП
8	[3]	2,86	0,2	75,4	1750...11375	9842...63976	ОШП
9	[3]	2,67	0,23	86,5	1875...12200	9842...63976	ОШП
10	[3]	4,0	0,19	38,5	1250...8125	9842...63976	ОШП
11	[3]	3,33	0,25	55,4	1500...9750	9842...63976	ОШП
12	[4]	1,0	0,30	56	13000...70000	25590...137795	ОШП
13	[4]	1,0	0,20	56	5000...47000	9842...92519	ОШП
14	[4]	1,16	0,28	52	16000...34000	НД	НД
15	[4]	1,49	0,19	52	18000...34000	НД	НД
16	[4]	1,11	0,19	52	33000	НД	НД
17	[4]	1,0	0,10	56	12000...17000	23622...33464	ОШП
18	[5]	0,5	0,20	57,8	5000...30000	5000...30000	ОШП
19	[6]	1,49	0,19	52	10600...18125	30994...53000	ОШП
20	[6]	1,11	0,19	52	13950...23850	31000...53000	ОШП
21	[6]	0,74	0,19	52	20460...34980	31108...53186	ОШП
22	[6]	0,37	0,19	52	44175...75525	31000...53000	ОШП
23	[7]	0,66	0,13	13	30000...60000	НД	ОШП
24	[8]	0,10	0,10	38...69	10000...30000	НД	ОШП
25	[8]	0,10	0,30	38...69	10000...30000	НД	ОШП
26	[8]	0,40	0,50	38...69	10000...30000	НД	ОШП
27	[8]	0,10	0,10	38...69	10000...30000	НД	ДШП
28	[8]	0,40	0,50	38...69	10000...30000	НД	ДШП
29	[9]	1,0	0,20	50	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
30	[9]	1,0	0,30	50	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
31	[9]	2,0	0,20	50	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
32	[9]	2,0	0,30	50	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
33	[10]	1,0	0,20	65	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
34	[10]	1,0	0,30	65	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
35	[10]	2,0	0,20	65	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
36	[10]	2,0	0,30	65	10000...50000	НД	ОШП, ДШП
37	[11]	1,0	0,20	60	10000...50000	НД	ОШП, ОКП
38	[11]	1,0	0,30	60	10000...50000	НД	ОШП, ОКП
39	[11]	2,0	0,20	60	10000...50000	НД	ОШП, ОКП

ОШП – одна поверхность с углублениями, шахматный порядок; ДШП – две поверхности с углублениями, шахматный порядок; ОКП – одна поверхность с углублениями, коридорный порядок; НД – нет данных.

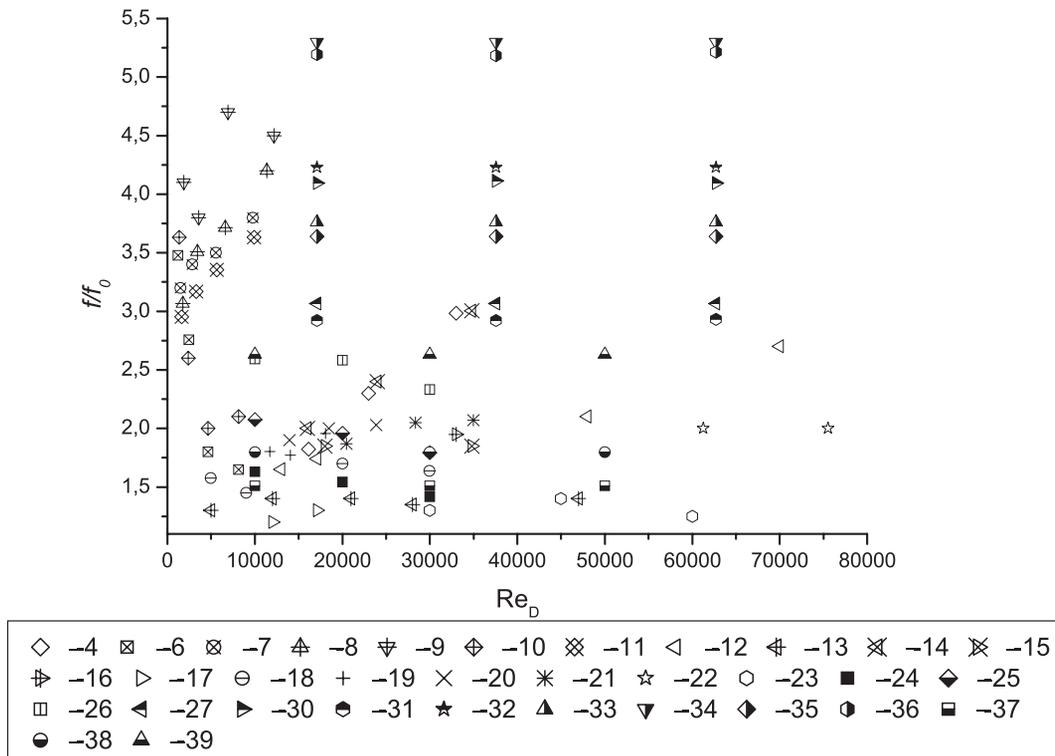


Рис. 2. Относительное гидравлическое сопротивление в каналах с односторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

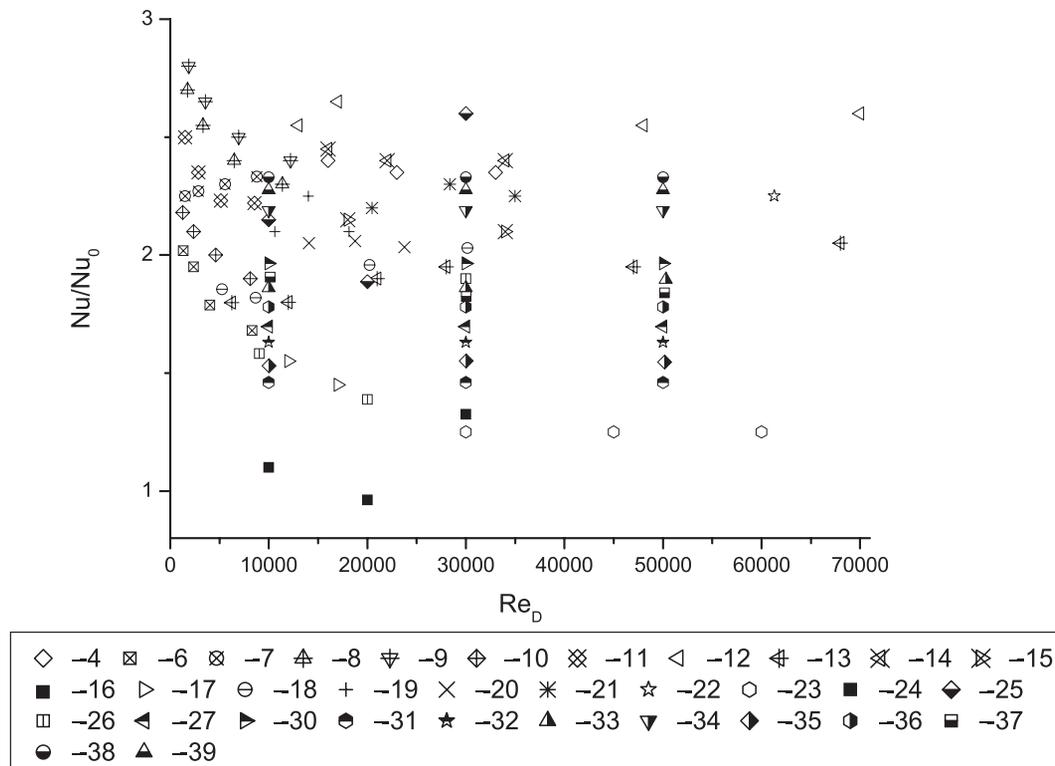


Рис. 3. Относительный теплообмен в каналах с односторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

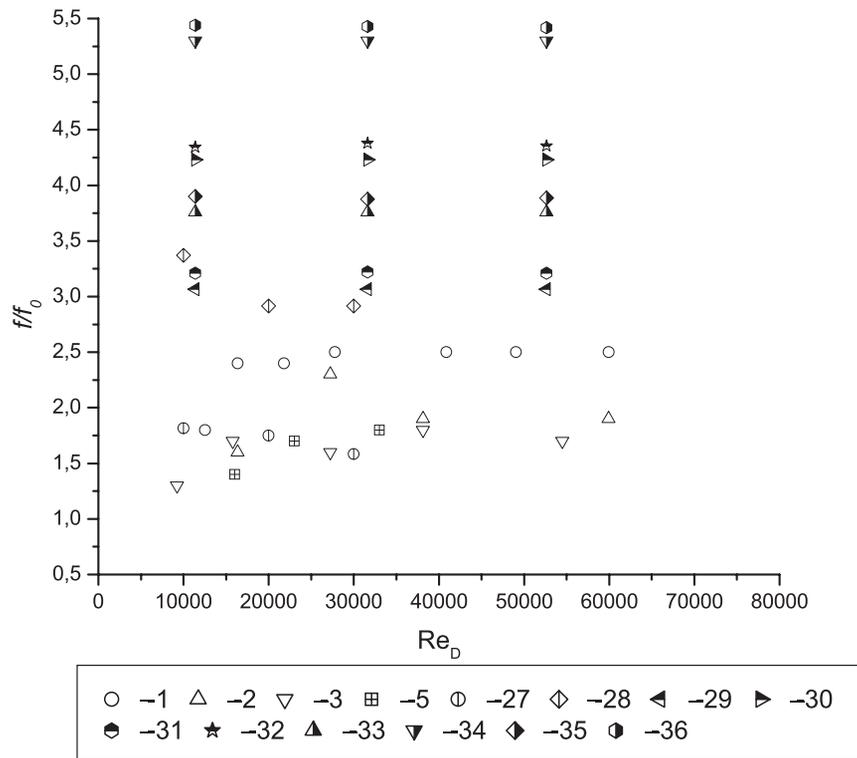


Рис. 4. Относительное гидравлическое сопротивление в каналах с двухсторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

Re_D представлена на рис. 4. Наиболее высокие гидравлические потери имеют “глубокие” каналы № 36 ($H/D = 2,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 65\%$) и № 34 ($H/D = 1,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 65\%$) с высокой плотностью углублений, а наиболее низкие – “узкие” каналы № 3 ($H/D = 0,175$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 40\%$) и № 27 ($H/D = 0,10$; $h/D = 0,10$; $\gamma = 13\%$) со средней и низкой плотностью, а также “широкий” канал № 5 ($H/D = 1,0$; $h/D = 0,25$; $\gamma = 40\%$) с глубокими углублениями и средней плотностью их распределения. В исследованном диапазоне изменения геометрических факторов отношение f/f_0 сохраняется примерно постоянным с изменением числа Рейнольдса.

Фактор интенсификации теплообмена Nu/Nu_0 представлен на рис. 5. Наиболее высокие характеристики теплообмена ($Nu/Nu_0 > 3,0$) демонстрирует “узкий” канал № 1 ($H/D = 0,175$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 67\%$) с относительно глубокими углублениями и высокой плотностью, а также канал № 28 ($H/D = 0,4$; $h/D = 0,50$; $\gamma = 13\%$) с очень глубокими углублениями и низкой плотностью их распределения ($Nu/Nu_0 = 2,6$). Низкий уровень

интенсификации теплообмена ($Nu/Nu_0 = 1,4$) наблюдается в каналах № 27 ($H/D = 0,175$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 40\%$) и № 31 ($H/D = 0,175$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 40\%$) с относительно низкой плотностью углублений.

Теплогидравлическая эффективность

Для оценки теплогидравлической эффективности каналов с интенсификаторами теплообмена используется наиболее общий критерий теплогидравлической эффективности

$$TP = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0,33},$$

который введен в рассмотрение американскими исследователями [1]. При таком подходе сравнение канала с поверхностными углублениями и гладкого канала осуществляется при одинаковом расходе теплоносителя через единицу площади поперечного сечения канала.

Обобщение опытных данных по теплогидравлической эффективности каналов со сферическими углублениями на одной стороне канала

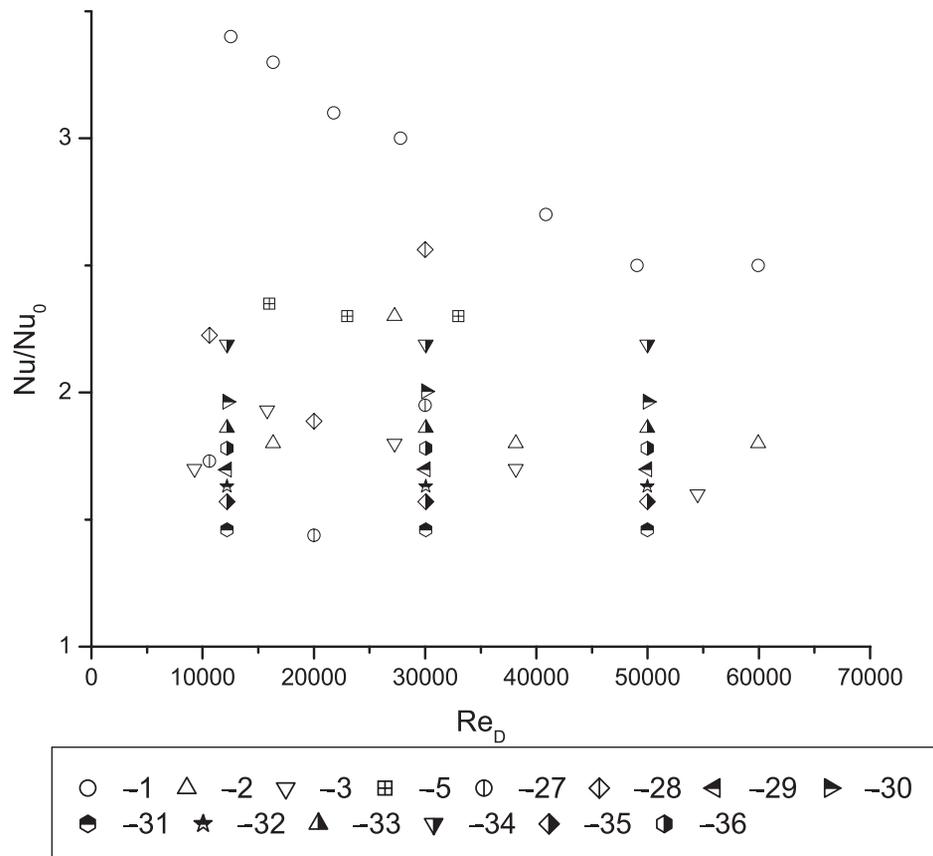


Рис. 5. Относительный теплообмен в каналах с двухсторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

представлено на рис. 6. Подавляющее большинство опытных данных располагается выше единицы, что указывает на высокий уровень теплогидравлической эффективности каналов с поверхностными углублениями. При увеличении числа Рейнольдса наблюдается некоторое уменьшение параметра теплогидравлической эффективности. Наилучшими характеристиками обладает канал № 12 ($H/D = 1,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 55,4\%$) и “узкий” канал № 25 ($H/D = 0,10$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 13\%$) – оба с глубокими углублениями. Наиболее низкими показателями (около единицы) обладают “узкий” канал № 24 ($H/D = 0,10$; $h/D = 0,10$; $\gamma = 13\%$) с “мелкими” углублениями и низкой плотностью, канал № 26 ($H/D = 0,4$; $h/D = 0,50$; $\gamma = 13\%$) с глубокими углублениями и низкой плотностью, а также “широкий” канал № 36 ($H/D = 2,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 65\%$) с глубокими углублениями и высокой плотностью. Неплохие теплогидравлические характеристики демонстрируют также каналы № 8

и № 9, характеризующиеся высокой интенсивностью теплообмена.

Обобщение опытных данных по теплогидравлической эффективности каналов с углублениями на обеих сторонах канала представлено на рис. 7. При увеличении числа Рейнольдса до 30000 наблюдается уменьшение теплогидравлической эффективности, но при его дальнейшем увеличении параметр теплогидравлической эффективности остается практически постоянным. Наибольшим показателем теплогидравлической эффективности характеризуются “узкие” каналы № 1 ($H/D = 0,175$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 67\%$) и № 5 ($H/D = 0,33$; $h/D = 0,25$; $\gamma = 40\%$) с глубокими углублениями и относительно высокой плотностью распределения. Наименьшими показателями обладают “широкие” каналы № 31 ($H/D = 2,0$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 50\%$), № 35 ($H/D = 2,0$; $h/D = 0,20$; $\gamma = 65\%$) и № 36 ($H/D = 2,0$; $h/D = 0,30$; $\gamma = 65\%$) с глубокими углублениями и высокой плотностью их распределения.

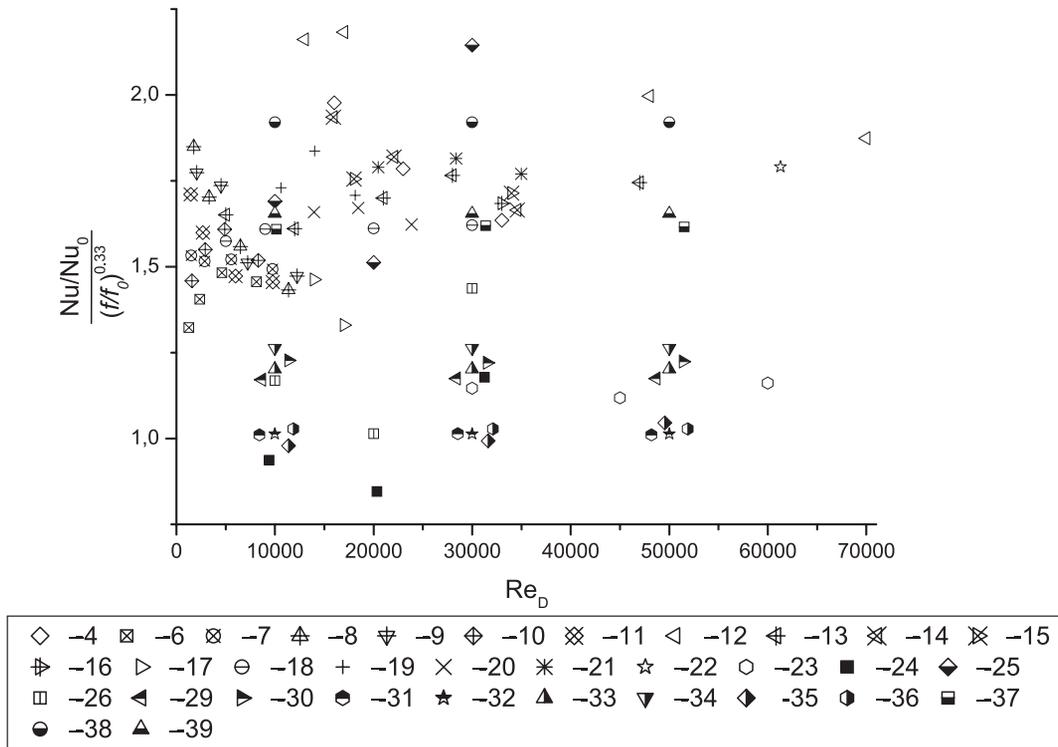


Рис. 6. Теплогидравлическая эффективность каналов с односторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

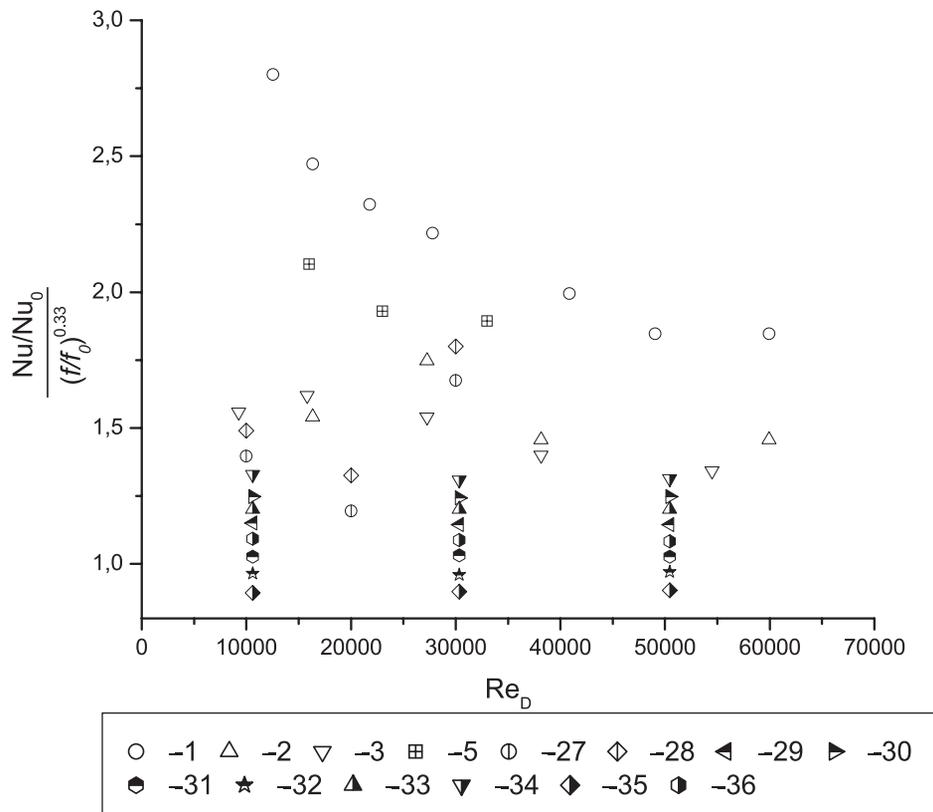


Рис. 7. Теплогидравлическая эффективность каналов с двухсторонним расположением углублений. Номер символа на рисунке соответствует номеру канала в таблице.

Выводы

Обобщение опубликованных опытных данных по теплообмену и гидравлическому сопротивлению в плоских каналах со сферическими углублениями на одной или обеих поверхностях позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Для каналов с углублениями на одной стенке канала наиболее высоким уровнем теплообмена обладают каналы с “глубокими” углублениями ($h/D = 0,20 \dots 0,30$) и высокой плотностью их распределения ($\gamma > 50\%$), а наименьшим – “мелкие” каналы ($h/D = 0,13$) с невысокой плотностью. Наибольшим гидравлическим сопротивлением обладают “глубокие” каналы ($h/D = 0,3$) с высокой плотностью углублений ($\gamma = 65\%$), а наименьшим – каналы с невысокими значениями плотности и глубины углубления.

2. Для каналов с углублениями на обеих стенках наиболее высокий теплообмен демонстрируют “узкие” каналы с относительно глубокими углублениями ($h/D = 0,20$) и высокой плотностью ($\gamma = 60 \dots 70\%$), а также каналы с глубокими углублениями ($h/D = 0,50$) и низкой плотностью ($\gamma = 13 \dots 20\%$). Невысокий уровень интенсификации теплообмена показывают “узкие” каналы с относительно глубокими углублениями ($h/D = 0,20$) и низкой плотностью их распределения ($\gamma = 40\%$). Глубокие каналы ($h/D = 0,30$) с высокой плотностью ($\gamma = 65\%$) обладают наибольшим сопротивлением ($f/f_0 = 5,6 \dots 5,8$), а “узкие” каналы ($H/D = 0,10 \dots 0,33$) с $h/D = 0,10 \dots 0,25$ и относительно высокой плотностью – наименьшим.

3. С ростом числа Рейнольдса теплогидравлическая эффективность каналов с поверхностными углублениями уменьшается. Наилучшими теплогидравлическими характеристиками в широком диапазоне изменения плотности углублений обладают “узкие” каналы ($H/D = 0,10 \dots 0,33$) с относительно глубокими углублениями ($h/D = 0,20 \dots 0,30$). Для “широких” каналов ($H/D = 1,0$ и более) наиболее высокие теплогидравлические характеристики демонстрируют каналы с глубокими углублениями ($h/D = 0,25 \dots 0,30$) и высокой плотностью их распределения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевицов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Том 5: Теплообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – Киев, 2005. – 500 с.
2. Chyu M.K., Ding H., Downs J.P. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage // Proceedings of ASME Turbo Expo-43, June 1997. № 97-GT-437, Orlando Florida, USA, p. 1-7.
3. Moon S.W., Lau S.C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel // Proceedings of ASME Turbo Expo-48, June 2002. № GT2002-30208, Amsterdam, The Netherlands p.1-9.
4. Burgess N. K., Ligrani P. M., Effects of dimple depth on Nusselt Numbers and Friction Factors for internal cooling in a channel // Proceedings of ASME Turbo Expo-50, June 2004. № GT2004-54232, Vienna, Austria p.1-10.
5. Gazi I. Mahmood, Mounir Z. Sabbah and Phillip M. Ligrani. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls // Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Vol. 15. № 3. July-September 2001. p. 275-283.
6. Moon H.K., O'Connell T., Glezer B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage // Proceedings of ASME Turbo Expo 45, June 1999. № 99-GT-163, Indianapolis, Indiana, USA, p. 1-8.
7. Гортышов Ю.Ф., Олимпиев В.В., Попов И.А. Эффективность промышленно перспективных интенсификаторов теплоотдачи // Известия Российской Академии наук. Сер. Энергетика. – 2002. – № 3. – С. 102-118.
8. Gortishov Yu.F., Popov I.A., Amirkhanov R.D. Studies of hydrodynamics and heat exchange in channels with various types of intensifiers // Proceedings of the 11th International Heat Transfer Conference. Vol.6, August 1998. Kyongju, Korea, p.83-88.
9. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин. – Москва: Изд. Московского авиационного ин-та. – 1996. – 100 с.
10. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения

лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин: Дисс. докт. техн. наук: Санкт-Петербург, 2005.

11. Маскинская А.Ю. Повышение эффективности теплообменных аппаратов за счет интенсификации теплообмена на поверхности с лунками: Дисс. канд. техн. наук: М., 2004.

12. Haasenritter A., Weigand B. Optimization of the rib structure inside 2d cooling channel // Proceedings of ASME Turbo Expo-50, June 2004. № GT2004-53187, Vienna, Austria, p.1-10.

Получено 22.03.2007 г.

УДК 537.523.5; 553.93

ЖОВТЯНСКИЙ В.А.

Институт газа НАН Украины

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ДУГА – ОСНОВА ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ПРИМЕНЕНИЙ ПЛАЗМЫ. Часть I. ОБЩИЕ СВОЙСТВА ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ ПЛАЗМЫ И ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА

В обзорной работе анализируются наиболее важные свойства плазмы электрической дуги с точки зрения ее теплотехнических применений. Особо отмечены такие важнейшие свойства электрической дуги как высокая энергетическая эффективность ее технологических применений вследствие минимальных потерь на транспорт электрического тока в ее канале и способность обеспечивать экстремальные режимы в тех или иных процессах, недостижимые обычно при использовании источников энергии химического типа. Показано, что определяющее влияние на режимы существования электродуговой плазмы имеют процессы теплопереноса.

В обзорной работе анализируются наиболее важные свойства плазмы электрической дуги с точки зрения ее теплотехнических применений. Особо отмечены такие важнейшие свойства электрической дуги как высокая энергетическая эффективность ее технологических применений вследствие минимальных потерь на транспорт электрического тока в ее канале и способность обеспечивать экстремальные режимы в тех или иных процессах, недостижимые обычно при использовании источников энергии химического типа. Показано, что определяющее влияние на режимы существования электродуговой плазмы имеют процессы теплопереноса.

The most important properties of the electric arc plasma are analyzed in this review from the standpoint of industry heat engineering applications. As it is illustrated the most valuable energy efficiency of the plasma application in numerous technologies is reached due to minimal loss of electric power during its transfer in electric arc channel. The extreme conditions in technology processes are immediately available due to using of electric arc plasma. They are unattainable often with using of chemical power supply. As is shown, the heat transfer is determining factor in problem of electric arc stable regime existing.

a – ускорение частицы;
 D – энергия диссоциации;
 e – заряд электрона;
 E – электрическое поле;
 h – постоянная Планка;
 i – ток электрического разряда (дуги);
 I – энергия ионизации;
 k – постоянная Больцмана;
 m – масса частицы;
 N – концентрация частиц;

p – давление;
 P – мощность электрического разряда;
 q – тепловой поток;
 Q – тепловая энергия;
 r – радиальная координата, радиус;
 R – радиус;
 S – тепловой потенциал;
 T – температура;
 u – дрейфовая скорость частицы;
 U – напряжение;