

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВНУТРИ МИКРОКАНАЛОВ РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ

В. М. Анискин¹, К. В. Адаменко², А. А. Маслов¹

¹Институт теоретической и прикладной механики им. С.А. Христиановича СО РАН,
Новосибирск, Россия

²Новосибирский государственный университет, Новосибирск, Россия
aniskin@itam.nsc.ru, maslov@itam.nsc.ru

В статье представлены экспериментальные результаты по определению коэффициента гидравлического сопротивления двух микроканалов круглого сечения: прямолинейного и криволинейного. Внутренний диаметр микроканалов составлял 68,9 и 70,3 мкм соответственно. Число Рейнольдса менялось в диапазоне от 320 до 3215. Измерения давления выполнялись одновременно в 16 точках для прямолинейного микроканала и 12 точках в случае криволинейного микроканала. Коэффициент гидравлического сопротивления для прямолинейного микроканала находится в хорошем согласовании с теоретическим значением для гладких круглых труб. Для криволинейного микроканала коэффициент гидравлического сопротивления криволинейной части оказался меньше справочного значения для плавно изогнутых труб. Число Рейнольдса ламинарно-турбулентного перехода в прямолинейном микроканале составляло 2300-2600. В криволинейном микроканале перехода зафиксировано не было. Определена длина области развивающегося течения и вычислены коэффициенты сопротивления входных участков.

Ключевые слова: микротечения, гидравлический коэффициент сопротивления, криволинейные и изогнутые микроканалы.

1. Введение

Получающие все большее распространение микро- и нанотехнологии диктуют необходимость миниатюризации жидкостных систем. Применение микрожидкостных систем для охлаждения микроэлектронных компонентов является привлекательным и перспективным в силу их большой эффективности. Наряду с системами охлаждения микрожидкостные системы находят применение в медико-биологических приложениях. Для оптимизации дизайна микрожидкостных систем необходимо ясное понимание механизмов переноса жидкости как при ламинарном, так и при турбулентном течении жидкости.

За последние 15-20 лет много исследовательских групп представляли свои результаты по падению давления и коэффициенту гидравлического сопротивления для ламинарного и турбулентного течения жидкости в микроканалах.

Для вычисления коэффициента гидравлического сопротивления обычно применяют два способа. Первый заключается в измерении давления в коллекторах на входе и на выходе микроканала. Измеряемое таким образом давление является суммой потерь давления в различных частях микроканала. Для учета влияния концевых эффектов, под которыми подразумевается падение давления на входе и выходе микроканала, а так же в области развивающегося течения, часто используются справочные значения коэффициентов местного сопротивления [1-5]. Для исключения влияния концевых эффектов применяется метод двух каналов [6-8].

Вторым способом вычисления коэффициента гидравлического сопротивления является измерение давления непосредственно в области развитого течения [9-13]. Измерения

давления внутри микроканалов затруднены вследствие малых размеров каналов и сложности технологии их изготовления.

Что касается течения жидкости в искривленных микроканалах, то потребность в такого рода исследованиях очень высока для разработки пассивных микромиксеров. Однако экспериментальных работ по определению коэффициента сопротивления искривленных участков микроканалов практически нет.

В работе [14] авторы изучали течение жидкости в искривленном микроканале прямоугольного сечения гидравлическим диаметром 167-182 мкм в диапазоне чисел Рейнольдса от 70 до 2000. Вычисленное значение коэффициента гидравлического сопротивления сравнивалось с эмпирической формулой, приведенной в справочнике по гидравлическим сопротивлениям [15]. Авторы указывают на неприменимость справочной формулы для течения жидкости в искривленных микроканалах.

Целью настоящей работы являлась разработка технологии изготовления микроканалов прямолинейной и искривленной формы с возможностью внутреннего измерения давления по длине канала, а так же вычисление на основе полученного распределения давления коэффициентов гидравлического сопротивления прямолинейного и криволинейного микроканалов, определение длины области развивающегося участка.

2. Микроканалы

Для изготовления микроканалов была разработана технология «предварительного изготовления». Суть технологии заключается в том, что на первом этапе из твердого материала выполняется вся необходимая форма экспериментального стенда: микроканал и отводы от микроканала. Затем предварительно изготовленная форма заливается жидким полимерным составом, после полимеризации которого форма удаляется. В результате получается полимер с микроканалом внутри.

Особое внимание при изготовлении микроканалов было уделено созданию одинаковой геометрии на входе и выходе микроканалов. Одинаковая геометрия на концах микроканалов давала возможность объединять полученные данные по распределению давления при прокачке жидкости с одной и с другой стороны микроканала, повышая, таким образом, информативность данных.

На основе разработанной технологии были изготовлены два стенда: один с прямолинейным, другой с криволинейным микроканалами. Фотографии и схемы каналов представлены на Рис. 1. Криволинейный микроканал представлял собой канал U-образной формы с радиусом закругления 1 мм. Длина криволинейного канала составляла 10,7 мм, прямолинейного 11,33 мм. На фотографиях отчетливо видны отводы для внутреннего измерения давления.

Диаметр микроканалов определялся по электронной фотографии сечения микроканала (Рис. 2,а). Для прямолинейного микроканала диаметр составлял $68,9 \pm 0,56$ мкм, для криволинейного – $70,3 \pm 2,3$ мкм.

На Рис. 2,б приведена электронная фотография продольного сечения микроканала, на которой отчетливо видны отверстия для измерения давления (1 и 2). По длине каналов было сделано по 16 отверстий для измерения статического давления. Отверстия имели неправильную овальную форму, и их размер составлял примерно 5×10 микрон. К сожалению, при изготовлении криволинейного микроканала не все точки для измерения давления оказались функциональными и рабочими оказались только 12 отверстий.

Шероховатость поверхности микроканала определялась с помощью трехмерного анализатора структуры поверхности ZYGO NEWVIEW 6300. Значение шероховатости составляло порядка 10-20 нанометров, что позволяет считать микроканал абсолютно гладким.

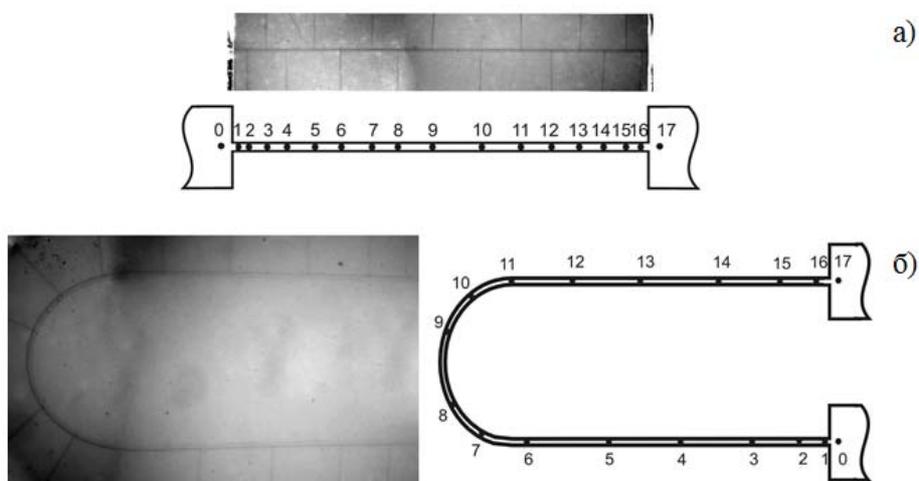


РИС. 1. Прямолинейный (а) и U-образный (б) микроканалы

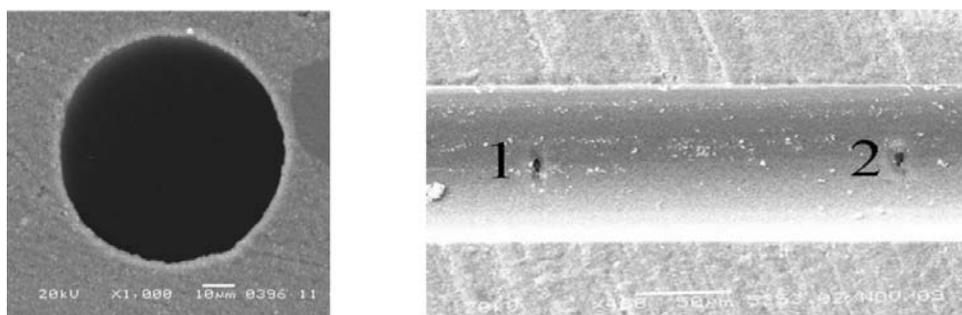


РИС. 2. Поперечное (а) и продольное (б) сечения микроканала

В экспериментах подача жидкости осуществлялась как с одной стороны микроканала (прямой ход), так и с другой (обратный ход). Это давало возможность при одинаковом расходе жидкости объединять полученные значения давления. Т.е. при 16 точках измерения возможно получить 32 точки значений давления по длине микроканала. Такой подход обеспечивает достоверность полученных данных и увеличивает их информативность, что особенно важно для определения длины области развивающегося течения. Положение точек для измерения давления вдоль микроканала было выбрано с тем расчетом, что бы при прямом и обратном ходе они не совпадали. Координаты точек для микроканалов при прямом и обратном направлении течения приведены в таблице 1.

3. Определение коэффициента гидравлического сопротивления микроканала

Основными характеристиками течения жидкости в микроканале являются расход жидкости и перепад давления на микроканале. Полный перепад давления на всей длине микроканала складывается из падений давления на различных участках микроканала. На входе в микроканал и на выходе из микроканала происходит падение давления, связанное с резким изменением площадей (коллектор – микроканал – коллектор) по ходу течения жидкости. В области развивающегося течения происходит изменение давления вследствие установления профиля течения жидкости от равномерно распределенного на входе до некоторого развитого, неизменного в дальнейшем, профиля течения.

№ точки	Прямолинейный канал		Криволинейный канал	
	прям	обр ход	прям	обр ход
0	0	0	0	0
1	0,08	0,17	0,10	0,30
2	0,39	0,58	0,47	0,75
3	0,90	1,19	1,06	1,46
4	1,44	1,87	1,87	2,42
5	2,21	2,63	2,75	3,22
6	2,93	3,47	3,68	3,91
7	3,78	4,54	4,22	4,46
8	4,49	5,90	4,73	4,99
9	5,44	6,85	5,69	5,94
10	6,79	7,56	6,22	6,46
11	7,87	8,40	6,76	7,00
12	8,70	9,13	7,45	7,93
13	9,47	9,89	8,26	8,81
14	10,15	10,44	9,21	9,62
15	10,75	10,94	9,92	10,20
16	11,16	11,25	10,37	10,58
17	11,33	11,33	10,7	10,7

ТАБЛИЦА 1

В области развитого течения падение давления происходит только за счет вязкого трения. Падение давления в этой области определяется как:

$$\Delta P = \frac{f \rho V^2 L}{2D}$$

где D – диаметр канала, V – средняя скорость жидкости в канале, L – длина канала, f – коэффициент пропорциональности между падением давления в микроканале и скоростным напором. f зависит от формы сечения микроканала, шероховатости и числа Рейнольдса. f называют коэффициентом гидравлического сопротивления или коэффициентом Дарси. Таким образом, для определения коэффициента гидравлического сопротивления необходимо знать падение давления в области развитого течения. Коэффициент гидравлического сопротивления вычисляется по формуле:

$$f = \frac{\pi D^4 \Delta P_{ij}}{2 Re Q \mu \Delta L_{ij}} \quad (1)$$

где D – диаметр микроканала, ΔP_{ij} – разница давлений между точками измерения давления, Re – число Рейнольдса, вычисленное по средней скорости жидкости и диаметру микроканала, μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, Q – объемный расход жидкости, ΔL_{ij} – расстояние между точками измерения давления.

В случае криволинейного канала, в котором присутствует вихревое движение на большом участке длины канала, проводилось сравнение коэффициента сопротивления криволинейного участка микроканала со справочными эмпирическими данными для плавно изогнутых труб [15], для которых относительный радиус кривизны $\frac{R_0}{D} \geq 1,5$, где R_0 – радиус закругления канала, который в нашем случае составлял 1 мм.

Из [15] следует, что для реализованных в настоящей работе чисел Рейнольдса коэффициент сопротивления для плавно изогнутых труб $f_{справ}$ определяется по формуле:

$$f_{справ} = \frac{20}{Re^{0,65}} \left(\frac{D}{2R_0} \right)^{0,175},$$

Экспериментальное значение коэффициента сопротивления закругленного участка определялось по формуле (1), где $i=6$, $j=11$.

Сопротивление входных участков микроканалов определялось при прямом ходе жидкости по перепаду давления на входе микроканала между точками 0 и 1 по формуле:

$$f_{2E} = \frac{2\Delta P_{01}}{\rho V^2}$$

4. Эксперимент и оценка погрешностей

В качестве рабочей жидкости использовалась дистиллированная деионизованная вода. Жидкость была обезгажена пропусканием через нее гелия. Небольшое, но постоянное количество гелия пропускалось через воду в течение всего эксперимента.

На Рис. 3 показана схема эксперимента. Жидкость (2) направляется жидкостным насосом (4) через фильтр (3) в микроканал (6), находящийся на экспериментальном стенде. В ходе эксперимента измеряются давления и температура в коллекторах на входе в канал и на выходе из канала, а также давление по длине микроканала. С помощью весов (5) обеспечивается контроль за расходом жидкости.

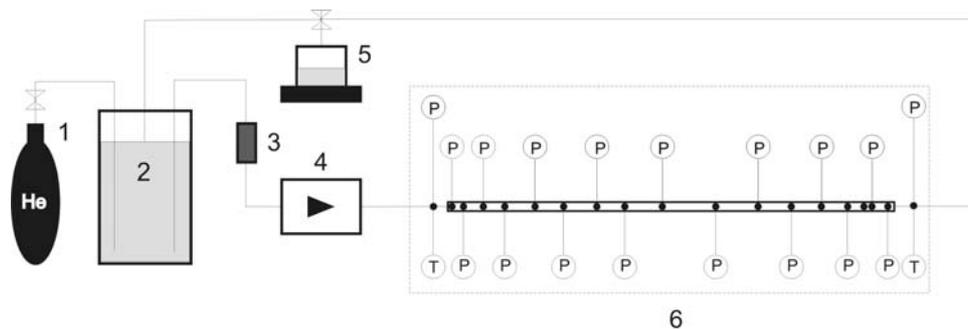


Рис. 3. Схема эксперимента

Термопары для измерения температуры жидкости были размещены внутри коллектора вблизи входа и выхода микроканала. Термопары Т-типа были изготовлены из проводов диаметром около 20 мкм.

Для измерения давления использовались датчики давления Honeywell (250 и 100 psi) и 2 датчика Druck (250 bar). При расходе жидкости 5 мл/мин и меньше датчики Druck (250 bar) присоединялись к 0-й и 1-й точкам измерения. Ко всем остальным точкам подсоединялись датчики Honeywell (250 и 100 psi). При расходе жидкости более 5 мл/мин, где давление на входе достаточно велико и превышало пределы измерения датчиков Honeywell, использовался самодельный коммутатор на 10 каналов. Один датчик Druck (250 bar) измерял давление на входе в микроканал (точка 0), а другой, через коммутатор, измерял давление в точках 1-10. К оставшимся точкам для измерения давления подключались датчики Honeywell. Перед подключением коммутатора и всех датчиков все соединительные трубки заполнялись дистиллированной водой. Это было сделано с целью исключить присутствие пузырьков воздуха и максимально уменьшить время отклика датчиков при изменении режима течения и переключении коммутатора.

Для того чтобы проанализировать влияние экспериментальных параметров на коэффициент сопротивления, применялась стандартная процедура оценки погрешностей.

Коэффициент сопротивления определялся по формуле Дарси (1). Переписывая эту формулу в измеряемых величинах, получим:

$$f = \frac{\pi^2 \Delta P_{ij} D^5}{8\rho Q^2 L_{ij}}.$$

Относительная погрешность коэффициента гидравлического сопротивления e_f/f в зависимости от погрешности независимых переменных определяется как:

$$\frac{e_f}{f} = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta P} e_{\Delta P}\right)^2 + \left(\frac{5}{D} e_D\right)^2 + \left(\frac{2}{Q} e_Q\right)^2 + \left(\frac{1}{\rho} e_\rho\right)^2 + \left(\frac{1}{L} e_L\right)^2}$$

Точность определения диаметра составляла для прямолинейного микроканала 1% и 3% для криволинейного. Точность определения расхода при малых числах Рейнольдса составляла 4%, при больших – 2%. Длина канала измерялась с точностью ± 50 мкм. Паспортные данные для точности датчиков давления – 0,25%. Максимальную погрешность в определении коэффициента гидравлического сопротивления может вносить ошибка определения диаметра микроканала. Именно по этой причине диаметр канала определяется по электронной фотографии. Таким образом, погрешность измерения коэффициента сопротивления составляла от 8% до 15%.

5. Результаты

По экспериментальным данным было построено распределение давления жидкости в микроканале по нормированной длине канала как для прямолинейного, так и для криволинейного микроканалов (Рис. 4). Для иллюстративности приведены данные по распределению давления только для шести из 19 реализованных в эксперименте чисел Рейнольдса. На графиках закрашенными символами показаны экспериментальные значения в случае прямого хода, а полыми символами – обратного хода.

Для прямолинейного микроканала (рис. 4,а), в диапазоне чисел Рейнольдса 320–1900 и 2600–3215 данные по распределению давления при прямом и обратном ходе хорошо совпадают. Однако, в диапазоне чисел Рейнольдса 1900–2600 данные существенно различаются. По данным распределения давления был построен график зависимости коэффициента гидравлического сопротивления микроканала от числа Рейнольдса (Рис. 5,а), анализ которого показал, что, как и в случае макроканалов, существуют две области устойчивого течения: ламинарного в диапазоне чисел Рейнольдса 320–1900 и турбулентного в диапазоне чисел Рейнольдса 2600–3215. При числах Рейнольдса 1900–2600 реализуется переходной режим течения.

Для криволинейного микроканала (рис. 4,б) распределение давления носит нелинейный характер. Как показывает расчет [16], на искривленном участке образуется пара противовращающихся вихрей. Эти вихри, называемые вихрями Дина, приводят к нелинейному распределению давления, а также к устойчивости течения.

На рис. 5,а показано значение гидравлического сопротивления для прямолинейного канала при прямом и обратном ходе. Сопротивление определялось в области развитого течения между точками 10 и 15. Видно, что ламинарно-турбулентный переход осуществляется по-разному. В одном случае происходит резкий переход при числе Рейнольдса равном 2600. В другом случае переход происходит более гладко. Число Рейнольдса перехода в этом случае составляет 2300. Различное значение числа Рейнольдса перехода в одном и том же канале, но при разных направлениях потока, по-видимому, связано с различной шероховатостью входных кромок микроканала. У микроканалов соотношение длины окружности и площади входного отверстия существенно больше, чем для макроканалов. Поэтому влияние микрошероховатостей передней кромки микроканалов становится значительным.

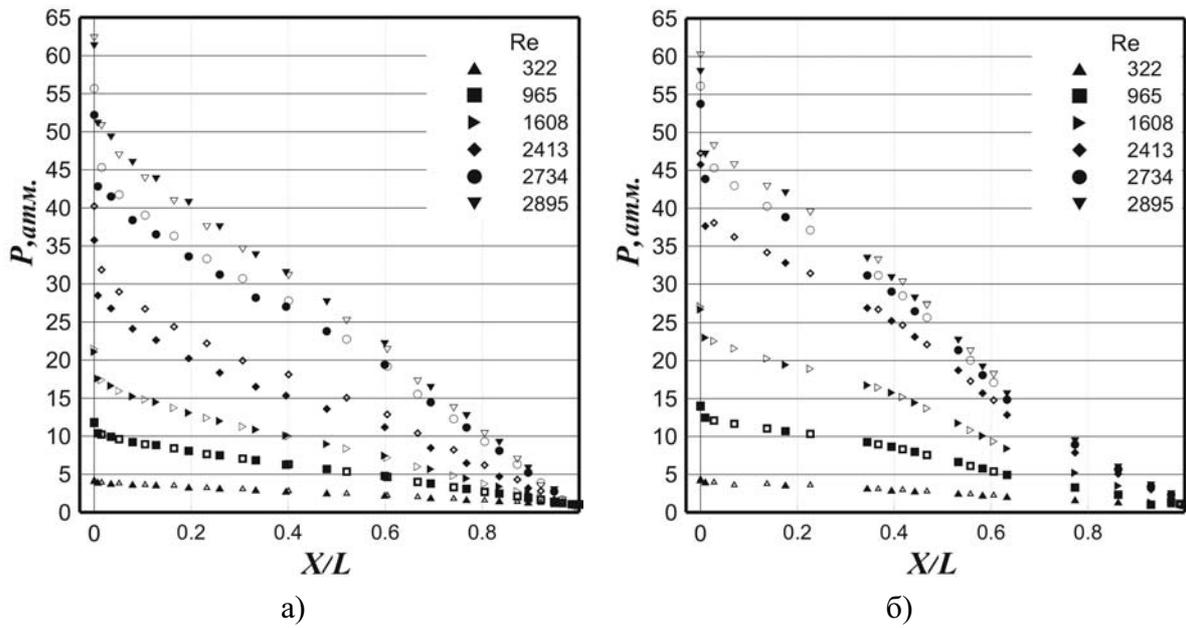


РИС. 4. Распределение давления жидкости по нормированной длине микроканалов: прямолинейного (а) и криволинейного (б)

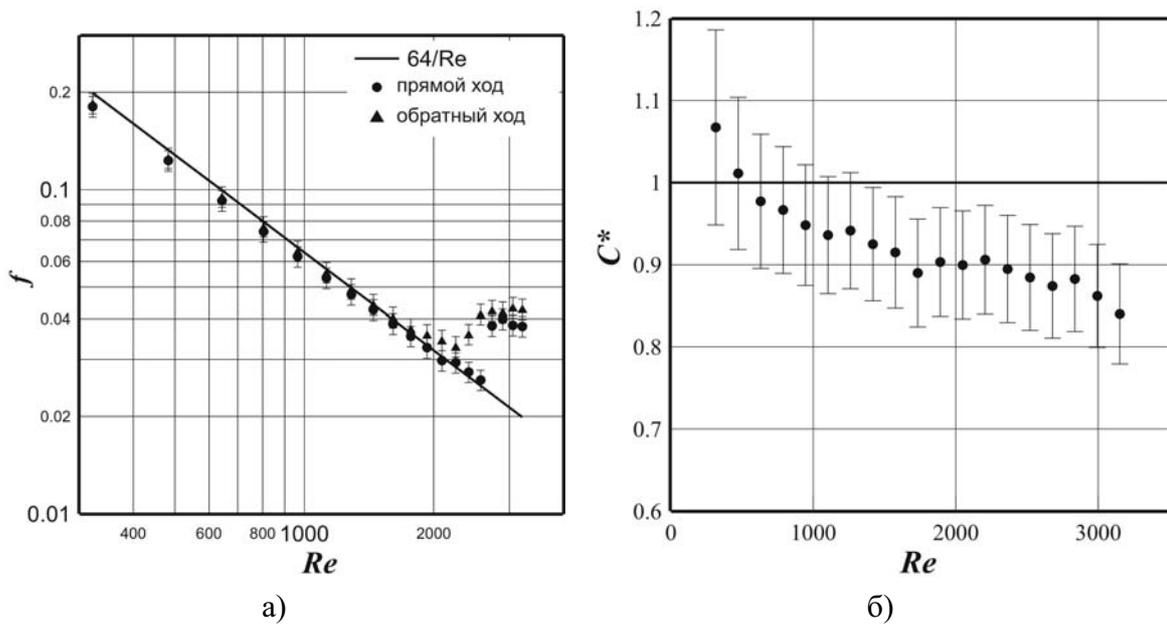


РИС. 5. Зависимость f от Re для прямолинейного канала (а), и C^* от Re для криволинейного (б)

На Рис. 5,б приведена зависимость C^* от Re для криволинейного участка U-образного микроканала, здесь

$$C^* = \frac{(f_{6-11} Re)_{\text{эксн}}}{f_{\text{справ}} Re}$$

Видно, что экспериментально определенное значение коэффициента гидравлического сопротивления меньше справочного значения для участков плавно изогнутых труб для $Re > 1500$.

В начальной части каналов происходит изменение профиля скорости от равномерно распределенного на входе до параболического профиля в области установившегося течения. Область изменения профиля скорости называется областью развивающегося течения. Длина этой области определяется как длина канала, на которой скорость на оси канала составляет 99% от скорости на оси развитого течения. Длина области развивающегося течения зависит от числа Рейнольдса и диаметра канала. Для макроканалов безразмерная длина области развивающегося течения $X^* = L_{\text{разв}} / (ReD) = 0,03$ [15,17]. По другим источникам $X^* = 0,05$ [18]. Поскольку измерений скорости в наших экспериментах не проводилось, то длина области развивающегося течения определялась по распределению давления.

Длина области развивающегося течения определялась для прямолинейного микроканала в диапазоне чисел Рейнольдса от 321 до 1125. Для определения участка развивающегося течения экспериментальные значения распределения давления (Рис. 4,а) аппроксимировались полиномом 4-й степени. Затем экспериментальные точки в области развитого течения, где падение давления линейно, аппроксимировались прямой линией. Координата точки пересечения аппроксимационных линий принималась за длину области развивающегося течения. Данные приведены на рис. 6.

Видно, что безразмерная длина области развивающегося течения лежит в диапазоне от 0,04 до 0,06, что больше чем указано в [15,17], но согласуется с [18].

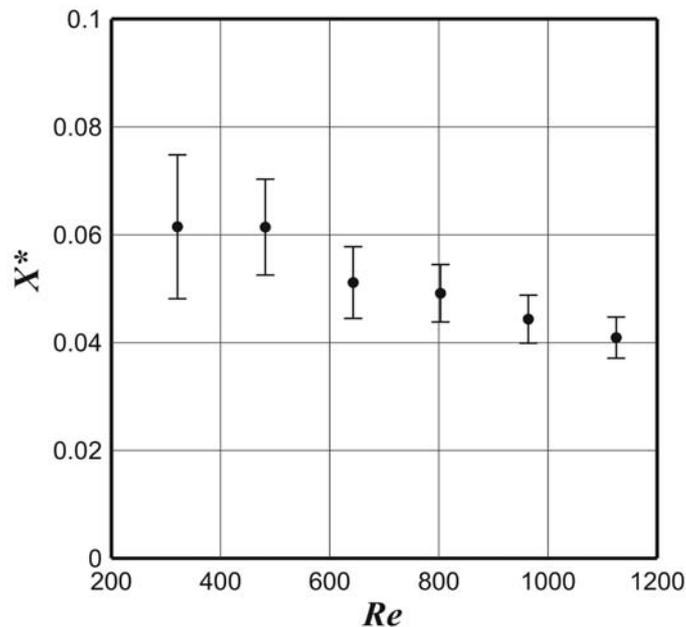


Рис. 6. Безразмерная длина области развивающегося течения

На рис. 7 показаны результаты вычисления коэффициентов сопротивления входных участков для прямолинейного и криволинейного микроканалов. Для сравнения на графике

приведены справочные значения [15] для макроканалов для экспериментальных чисел Re и соответствующей геометрии входа. Видно, что экспериментальные значения в 2-4 раза превышают справочные значения для макроканалов. Различие в значениях коэффициентов сопротивления входных участков, по-видимому, связано с шероховатостью входных кромок микроканалов.

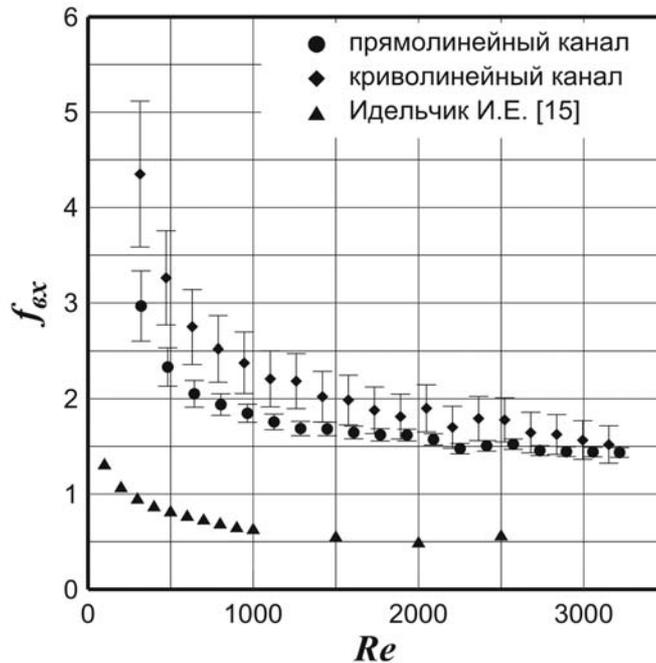


Рис. 7. Коэффициенты сопротивления входных участков

Изменения температуры жидкости при протекании жидкости через микроканалы зафиксировано не было.

6. Выводы

Разработана технология и изготовлены микроканалы с отверстиями в стенках для измерения давления.

Определено распределение давления жидкости вдоль прямолинейного и криволинейного каналов. Показано, что для прямолинейного микроканала распределение давления в области развитого течения для всех экспериментальных чисел Рейнольдса носит линейный характер, и коэффициент гидравлического сопротивления находится в соответствии с теоретическим значением для круглых каналов. Ламинарно-турбулентный переход в прямолинейном микроканале при прямом и обратном ходе осуществлялся по разному. Число Рейнольдса перехода составляло 2300-2600.

Для криволинейного микроканала распределение давления вдоль канала нелинейно, что обусловлено образованием вихрей Дина. Коэффициент сопротивления криволинейного участка U-образного микроканала оказался несколько меньше справочного значения.

Безразмерная длина области развивающегося течения лежит в диапазоне от 0,04 до 0,06, что больше чем указано в [15,17], но согласуется с [18].

Значения коэффициентов сопротивления входных участков микроканалов в 2-4 раза превышает справочные значения [15].

Благодарности

Работа выполнена при поддержке СО РАН (интеграционный проект СО РАН № 110)

Литература

- [1] Weilin Q., Mala Gh. M., Dongqing L. Pressure-driven water flows in trapezoidal silicon microchannels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2000. — 43(3). — 353–364.
- [2] Chen Y.T., Kang S.W., Tuh W.-C., Hsiao T.-H. Experimental Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannels // *Tamkang Journal of Science and Engineering*. — 2004. — 7(1). — P. 11–16.
- [3] Hsieh S.-S., Lin Ch.-Y., Huang Ch.-F., Tsai H.-H. Liquid flow in a microchannel // *Journal of Micromechanics and Microengineering*. — 2004. — 14(4). — 436–445.
- [4] Judy J., Maynes D., Webb B.W. Characterization of frictional pressure drop for liquid flows through microchannels // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2002. — 45(17). — P. 3477–3489.
- [5] Li Z., He Y.-L., Tang G.-H., Tao W.-Q. Experimental and numerical studies of liquid flow and heat transfer in microtubes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2007. — 50(17-18). — 3447–3460.
- [6] Mala Gh.M., Li D. Flow characteristics of water in microtubes // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. — 1999. — 20(2). — P. 142–148.
- [7] Celata G.P., Cumo M., McPhail S., Zummo G. Characterization of fluid dynamic behaviour and channel wall effects in microtube // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. — 2006. — 27(1). — P. 135–143.
- [8] Celata G.P., Morini G.L., Marconi V., McPhail S.J., Zummo G. Using viscous heating to determine the friction factor in microchannels — An experimental validation // *Experimental Thermal and Fluid Science*. — 2006. — 30(8). — P. 725–731.
- [9] Kandlikar S.G., Joshi S., Tian S. Effect of Surface Roughness on Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics at Low Reynolds Numbers in Small Diameter Tubes // *Heat Transfer Engineering*. — 2003. — 24(3). — P. 4–16.
- [10] Kohl M.J., Abdel-Khalik S.I., Jeter S.M., Sadowski D.L. An experimental investigation of microchannel flow with internal pressure measurements // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2005. — 48(8). — P. 1518–1533.
- [11] Costaschuk D., Elsnab J., Petersen S., Klewicki J.C., Ameel T. Axial static pressure measurements of water flow in a rectangular microchannel // *Experiments in fluids*. — 2007. — 43(6). — P. 907–916.
- [12] Dutkowski K. Experimental investigations of Poiseuille number laminar flow of water and air in minichannels // *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume*. — 2008. — 51(25-26). — P. 5983–5990.
- [13] Baviere R., Ayela F. Micromachined strain gauges for the determination of liquid flow friction coefficients in microchannels // *Measurement Science and Technology*. — 2004. — 15. — P. 377–383
- [14] Yang W., Zhang J., Cheng H. The study of flow characteristics of curved microchannel // *Applied Thermal Engineering*. — 2005. — 25(13). — P. 1894–1907.
- [15] Идельчик И.Е., *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. — Москва: Машиностроение, 1992. — 672 с.
- [16] Aniskin V., Maslov A., Adamenko K. Internal pressure measurements in a straight and curved microchannel // *Proceedings of the 2nd European Conference on Microfluidics (Microfluidics 2010)*, placeCityToulouse, December, 8-10, 2010.
- [17] Прандтль Л. *Гидроаэромеханика*. — Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. — 576 с.
- [18] Steinke M. E., Kandlikar S. G. Single-phase liquid friction factors in microchannels // *International Journal of Thermal Sciences*. — 2006. — 45(4). — P. 1073–1083.