

ТЕЧЕНИЕ ГАЗА В НУКЛЕПОРНЫХ ФИЛЬТРАХ

А. А. Кирш, К. Р. Спурны

(Москва — Прага)

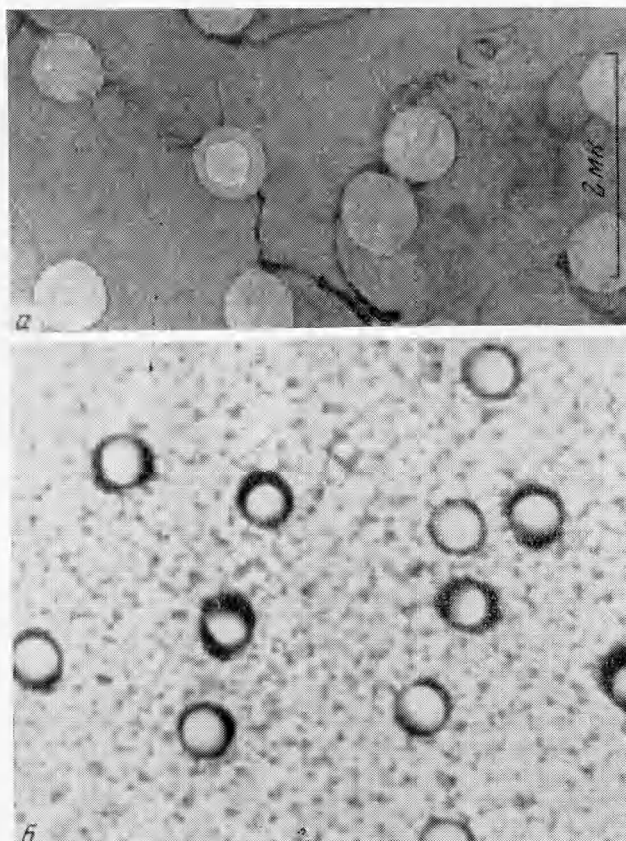
Для исследования гидро- и аэрозолей в последнее время широко используются мембранные фильтры, у которых осаждение частиц происходит на лобовой поверхности. В отличие от мембранных фильтров, имеющих сложную структуру извилистых полидисперсных пор, так называемые нуклепорные фильтры [1] представляют собой прозрачную тонкую пленку толщиной $l \sim 15 \text{ мк}$ с круглыми каналами одинакового диаметра от 0.25 до 8 мк, расположенными главным образом перпендикулярно плоскости фильтров; пористость фильтров около 5%.

Материал фильтров (поликарбонат, плотность равна $0,95 \text{ г/см}^3$) химически стоек ко многим реагентам и не теряет высокой прочности до 140°С . Каналы получают путем химического травления пленки после облучения ее тяжелыми частицами высокой энергии [2].

Ниже приводятся характеристики четырех типов фильтров, выпускаемых компанией «Дженерал Электрик»

Тип	l , мк	N , см ⁻²	r , мк	r^* , мк
1	0.5	13.2	$4.5 \cdot 10^7$	0.32
2	1	16.5	$4.8 \cdot 10^6$	0.58
3	2	13.1	$3.7 \cdot 10^6$	2.1
4	8	11.6	$1,6 \cdot 10^5$	3,5

Здесь N — число пор на единице площади, r — их радиус. Для первых трех фильтров N и r определялись путем фотографирования в электронном микроскопе углеродных реплик, полученных с поверхности фильтров (фиг. 1, а, фильтр 1, 17500X). Измерение пор в фильтре 4 проводилось с помощью оптического микроскопа (фиг. 1, б, 890X). Толщина l определялась весовым методом.

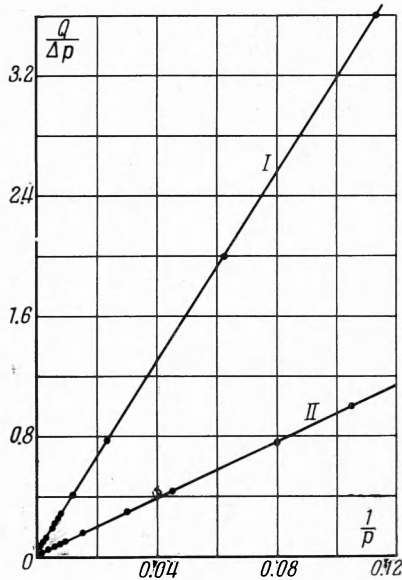


Фиг. 1

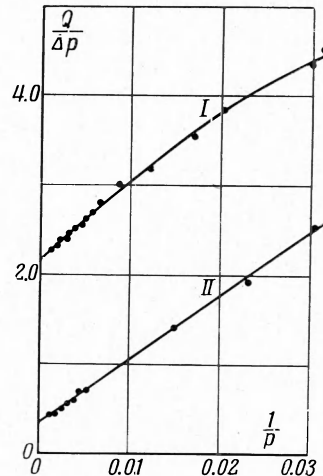
Для исследования особенности течения воздуха через поры измерялось гидродинамическое сопротивление фильтров при различном давлении p от 7 до 745 мм рт. ст. На фиг. 2 представлены результаты измерений проницаемости фильтрованного воздуха ($Q / \Delta p$) через фильтры 1 (I) и 2 (II) в зависимости от $1/p$, где Q — расход воздуха в $\text{см}^3/\text{сек}$, Δp выражено в см столба дибутилфалата (его плотность равна $0.95 \text{ г}/\text{см}^3$), p — в мм рт. ст.

Как видно из этих данных, линейный характер зависимости $Q / \Delta p$ от $1/p$ для фильтров 1 и 2 наблюдается до довольно больших значений $1/p$. Этот результат неожидан, так как при $1/p = 0.12$, для фильтра 1 параметр Кнудсена $K = \lambda / r$ равен 18, и течение газа через поры можно считать свободномолекулярным (длина свободного пробега молекул воздуха при $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$ и $t = 20^\circ \text{ С}$ $\lambda = 6.45 \cdot 10^{-6} \text{ см}$). В этом случае теоретически рассчитанная величина $Q / \Delta p$ должна превышать найденную экспериментально по крайней мере в 1,5 раза [3].

Аналогичное явление наблюдается для фильтра 3 (кривая II на фиг. 3) и в начальном участке кривой I для фильтра 4. При $p < 100 \text{ мм рт. ст.}$ кривая I отклоняется от прямой в противоположную сторону, чем это следует из теоретических соображений.



Фиг. 2



Фиг. 3

Полученный результат объясняется, по-видимому, тем, что с уменьшением давления возрастает роль сопротивления лобовой поверхности фильтра, причем тем быстрее, чем больше r/l .

Как показано Хазимотой [4], сопротивление одного изолированного отверстия радиуса r в бесконечно тонкой стенке при числе Рейнольдса $R < 1$ равно

$$\Delta p_1 = \frac{3\mu Q}{r^3} \quad (1)$$

где μ — вязкость воздуха. Таким образом, общее сопротивление канала длиной l , расположенного перпендикулярно в плоской стенке, с учетом потери напора перед входом в канал (пренебрегая при $R < 1$ входным эффектом в канале) можно представить в виде

$$\Delta p = \Delta p_2 \left(1 + \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right) = \frac{8\mu l Q}{\pi r^4} \left(1 + \frac{3\pi r}{8l} \right) \quad (2)$$

где Δp_2 — сопротивление цилиндрического канала.

Из этой формулы видно, что гидродинамическим влиянием лобовой стенки можно пренебречь при $r/l \ll 1$.

Следует оговорить, что при статистически однородном расположении отверстий каналов на плоскости фильтра имеет место определенный процент (для исследованных фильтров $\sim 10\%$) частичного перекрытия отверстий каналов, что приводит к падению перепада давления Δp .

Это уменьшение компенсируется некоторым ростом величины Δp за счет небольшого увеличения длины каналов при отклонении их от перпендикулярности (к плоскости фильтров).

Для уточнения этого вопроса были проведены модельные опыты измерения перепада давления при течении вязкой жидкости при $R < 1$ (масло вакуумное ВМ-4, $\mu_{20^\circ \text{C}} \approx 5 \text{ пуаз}$) через системы круглых параллельных каналов. Каналы с $r = 1 \text{ мм}$ были проделаны в латунных дисках диаметром 25 мм и толщиной l , равной 2.10 и 20 мм. Число каналов равнялось семи, что соответствовало пористости нуклепорных фильтров $\epsilon \sim 5\%$. Параллельно измерялся перепад давления через один такой же канал переменной длины, при этом $\epsilon < 1\%$. Число R не превышало 0.3, так что входной эффект, связанный с установлением параболического профиля скорости в канале, был мал.

На фиг. 4 в координатах $(\Delta p / Q, l)$ приведены данные измерений перепада давления для одного канала (1) и для системы каналов (2), пересчитанные на один канал. Величина отрезка, отсекаемого на оси ординат, соответствует величине сопротивления лобовой стенки и при $l = 2r$ составляет $1/3$ от общего сопротивления, что соответствует формуле (2). Заметим, что совпадение кривых 1 и 2 на графике указывает на отсутствие взаимного гидродинамического влияния соседних каналов.

Из этих модельных опытов следует, что в нуклепорных фильтрах при соизмеримых r и l необходимо учитывать влияние лобовой поверхности. Это влияние оказалось существенным и при измерении диффузионного осаждения высокодисперсных аэрозолей NaCl с радиусом частиц $r_0 < 0.02 \text{ мк}$, получаемых при спонтанной конденсации пересыщенных паров соли [5]. Средний коэффициент диффузии частиц $\langle D \rangle$ определялся по проскоку аэрозоля через щелевую батарею или модельный волокнистый фильтр [6]. Здесь представлены результаты измерений проскока частиц $(n/n_0)_1$ через фильтр 4, которые значительно меньше величин $(n/n_0)_2$, рассчитанных теоретически для одинаковых цилиндрических каналов [7]

$Q, \text{ см}^3/\text{сек}$	$\langle D \rangle, \text{ см}^2/\text{сек}$	$(n/n_0)_2, \text{ теор.}$	$(n/n_0)_1, \text{ эксп.}$
30	$3.3 \cdot 10^{-3}$	0.19	0.12
11.5	$5.1 \cdot 10^{-4}$	0.46	0.33
1.4	$4.6 \cdot 10^{-5}$	0.53	0.39
1.4	$3.8 \cdot 10^{-5}$	0.61	0.47

Отсюда следует, что часть аэрозоля осаждается на лобовой поверхности фильтра ($S = 5.7 \text{ см}^2$ — площадь фильтра).

В заключение отметим, что, поскольку радиус каналов практически одинаков для каждого типа фильтра, величину r^* при $r/l \ll 1$ можно определить из фиг. 2 и фиг. 3, используя формулу Пуазейля с поправкой на скольжение

$$\frac{Q}{\Delta p} = \frac{\pi r^{*4} N}{8 \mu l} \left(1 + 4 \frac{\xi}{r^*} \right), \quad \xi = \frac{\xi_0 p_0}{p} \quad (3)$$

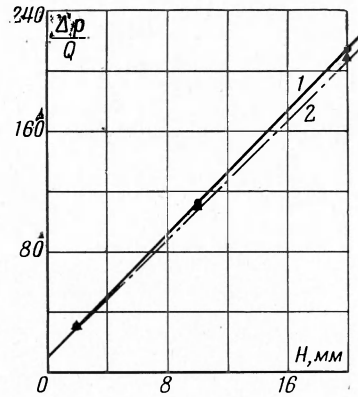
Здесь ξ_0 — коэффициент скольжения газа при $t = 23^\circ \text{C}$ и $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$ Подставив в выражение для тангенса угла наклона этой прямой, выражающей зависимость $Q/\Delta p$ от $1/p$, значение N , найденное из отрезка, отсекаемого на оси ординат, получаем

$$r^* = \frac{4 \xi_0 p_0}{p_1} \left[\frac{Q/\Delta p}{(Q/\Delta p)_0} - 1 \right]^{-1} \quad (4)$$

Рассчитанные по формуле (4) значения r^* для фильтров 1 и 2 даны выше, где $\xi_0 = 8.2 \cdot 10^{-6} \text{ см}$ [8].

Авторы выражают свою признательность И. Рудышевой за изготовление электронномикроскопических снимков, а также И. Б. Стечкиной и Н. А. Фуксу за совместное обсуждение результатов.

Поступила 24 XII 1968



Фиг. 4

ЛИТЕРАТУРА

1. Spurny K. R., Lodge J. P. Die Aerosolfiltration mit Hilfe der Kernporenfilter. Staub Reinhaltung der Luft, 1968, Bd. 28, Nr. 5, S. 179.
2. Fleischer R. L., Price P. B., Walker R. M. Method of forming fine holes of near atomic dimensions. Rev. Scient. Instrum., 1963, vol. 34, No. 5, p. 510.
3. Devienne M. Frottement et échanges thermiques dans gaz rarefiés. Paris, Gauthier—Villars, 1958. (Рус. перев.: Девиен М. Течение и теплообмен разреженных газов. М., Изд-во иностр. лит., 1962.)
4. Hasimoto H. On the flow of a viscous fluid past a thin screen at small Reynolds numbers. J. Physical Soc. Japan, 1958, vol. 13, No. 6, p. 633.
5. Фукс Н. А., Сутугин А. Г. Высокодисперсные аэрозоли. Коллоидн. ж, 1964, т. 26, № 1, стр. 110.
5. Kirschs A. A., Fuchs N. A. Studies on fibrous aerosol filters — III. Diffusional deposition of aerosols in fibrous filters. Annals of Occupational Hygiene, 1968, vol. 11, No. 4, p. 299. (Рус. перев.: Кирш А. А., Фукс Н. А. Исследования в области волокнистых аэрозольных фильтров — III. Диффузионное осаждение аэрозолей в волокнистых фильтрах. Коллоидн. ж., 1968, т. 30, № 6, стр. 836—841.)
7. Gormley P. G., Kennedy M. Diffusion from a stream flowing through a cylindrical tube. Proc. Roy. Irish. Acad., 1949, Sect. A — 52, No. 12, pp. 163—169.
8. Millikan R. A. Coefficients of slip in gases and the law of reflection of molecules from the surfaces of solids and liquids. Phys. Rev., 1923, vol. 21, No. 3, pp. 217—238. (Рус. перев.: Милликен Р. А. Коэффициенты скольжения в газах и закон отражения молекул от поверхности твердых тел и жидкостей. В сб.: «Газовая динамика», М., Изд-во иностр. лит., 1950, стр. 260.)

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА
ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ ВОЗДУХА В КРУГЛОЙ ТРУБЕ
С БОЛЬШИМИ ТЕМПЕРАТУРНЫМИ НАПОРАМИ В СЛУЧАЕ ОХЛАЖДЕНИЯ**

В. И. Рождественский

(Москва)

Проведено экспериментальное исследование влияния температурного фактора на коэффициент теплоотдачи при охлаждении воздуха в круглой трубе. Показано, что на участке развитого турбулентного течения коэффициент теплоотдачи не зависит от величины температурного фактора при уменьшении последнего до 0.12.

Проблема теплообмена при течении газа по трубе с большими температурными напорами в случае охлаждения является весьма актуальной в связи с созданием разнообразных теплотехнических устройств, работающих в условиях больших тепловых нагрузок. Указанные проблемы не получили еще достаточно полного решения как со стороны теоретических, так и со стороны экспериментальных исследований.

Трудности теоретического исследования течений с большими температурными напорами обусловлены необходимостью учета зависимостей физических свойств газа от температуры, что приводит к значительному усложнению расчетов и к введению ряда грубых приближений. В настоящее время имеется несколько теоретических исследований [1—3], показывающих различную степень влияния температурного фактора на коэффициент теплоотдачи в случае охлаждения. Экспериментальные исследования теплообмена при течении газа с большими температурными напорами в случае охлаждения также немногочисленны [4—6] и проведены в сравнительно небольшом диапазоне изменения величины температурного фактора. Все экспериментальные исследования указывают на отсутствие влияния температурного фактора на теплоотдачу, что находится в противоречии с данными теоретических исследований.

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию теплообмена при турбулентном течении газа в круглой трубе вдали от входа при существенно больших величинах теплового напора, чем в работах [4—6].

1. Эксперименты проводились на установке, принципиальная схема которой аналогична схеме, описанной в работе [7]. Основными элементами установки являются (фиг. 1) электродуговой воздухоподогреватель (10), передняя камера (11), измерительная труба (12) и задняя камера (13). Воздух, предварительно нагнетаемый компрессором (1), подается от газгольдерной батареи (2) давлением до 7 атм через фильтр (3) к регулятору давления (4), обеспечивающему строго постоянное давление 4 атм в магистрали подачи воздуха к установке. Кроме того, в этой же магистрали установлен ресивер (5) объемом 3 м³, термометр сопротивления (6), регулирующий вентиль (8).