

УДК 536.24

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕСТНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ГАЗА В ТРУБЕ

*Н. И. Артамонов, Ю. И. Данилов, Г. А. Дрейцер,
Э. К. Калинин*

Излагаются результаты экспериментального исследования местной теплоотдачи и гидравлического сопротивления при турбулентном течении воздуха в трубе в случае охлаждения. Опытами охвачен диапазон изменения температурного фактора ψ от 0,14 до 0,84 при изменении температуры газа на входе от 923 до 373° К и числа Рейнольдса от $2 \cdot 10^3$ до $6 \cdot 10^5$.

В исследованном диапазоне изменения параметров не обнаружено существенного влияния температурного фактора на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление.

В настоящее время значительно возрос интерес к вопросу теплообмена при охлаждении газов в трубах в условиях больших температурных напоров. Согласно теоретическим работам [1—3] в области охлаждения температурный фактор $\psi = T_w / T_b$ (T_w — температура стенки, T_b — температура потока) слабо влияет на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление, а по [4] — вообще не влияет. В теоретических исследованиях [5—8] обнаружен рост теплоотдачи и гидравлического сопротивления при уменьшении ψ . То же самое показывают и экспериментальные работы [9—11] относительно теплоотдачи. Опыты [3, 12—17] не обнаружили влияния температурного фактора на теплоотдачу при обработке по температуре потока, а в [18] при $Re_b > 10^5$ и в [19] при $Re_b = 2800 \div 1,9 \cdot 10^4$ уменьшение ψ снижает теплоотдачу. Согласно [3, 12, 13] уменьшение ψ увеличивает коэффициент гидравлического сопротивления ξ , а в [11] влияния температурного фактора на ξ не обнаружено.

Таким образом, хотя и имеется ряд работ по теплообмену при течении газа в трубах в условиях охлаждения, необходимая ясность в данном вопросе отсутствует. Это можно объяснить тем, что проведенные работы охватывают сравнительно узкий диапазон изменения определяющих параметров — Re и ψ .

Целью настоящей работы является расширение диапазона исследования местной теплоотдачи при турбулентном течении газа в трубах в условиях охлаждения и дальнейшее накопление опытных данных, отличающихся высокой точностью. Исследование проводилось методом толстостенной трубы, предложенным Б. С. Петуховым [20].

В качестве рабочего участка использовалась толстостенная труба с наружным диаметром 75 мм, внутренним — 41,2 мм и длиной 1035 мм (рис. 1), изготовленная из стали X18H10T. Горячий воздух поступал в рабочий участок, пройдя участок гидродинамической стабилизации длиной 30 d. Толстостенная труба охлаждалась снаружи водой или жидким азотом, протекающим по кольцевому зазору между корпусом и трубой. Применение в качестве охладителя жидкого азота позволило значительно расширить диапазон изменения температурного фактора в трубе при умеренных температурах горячего воздуха на входе.

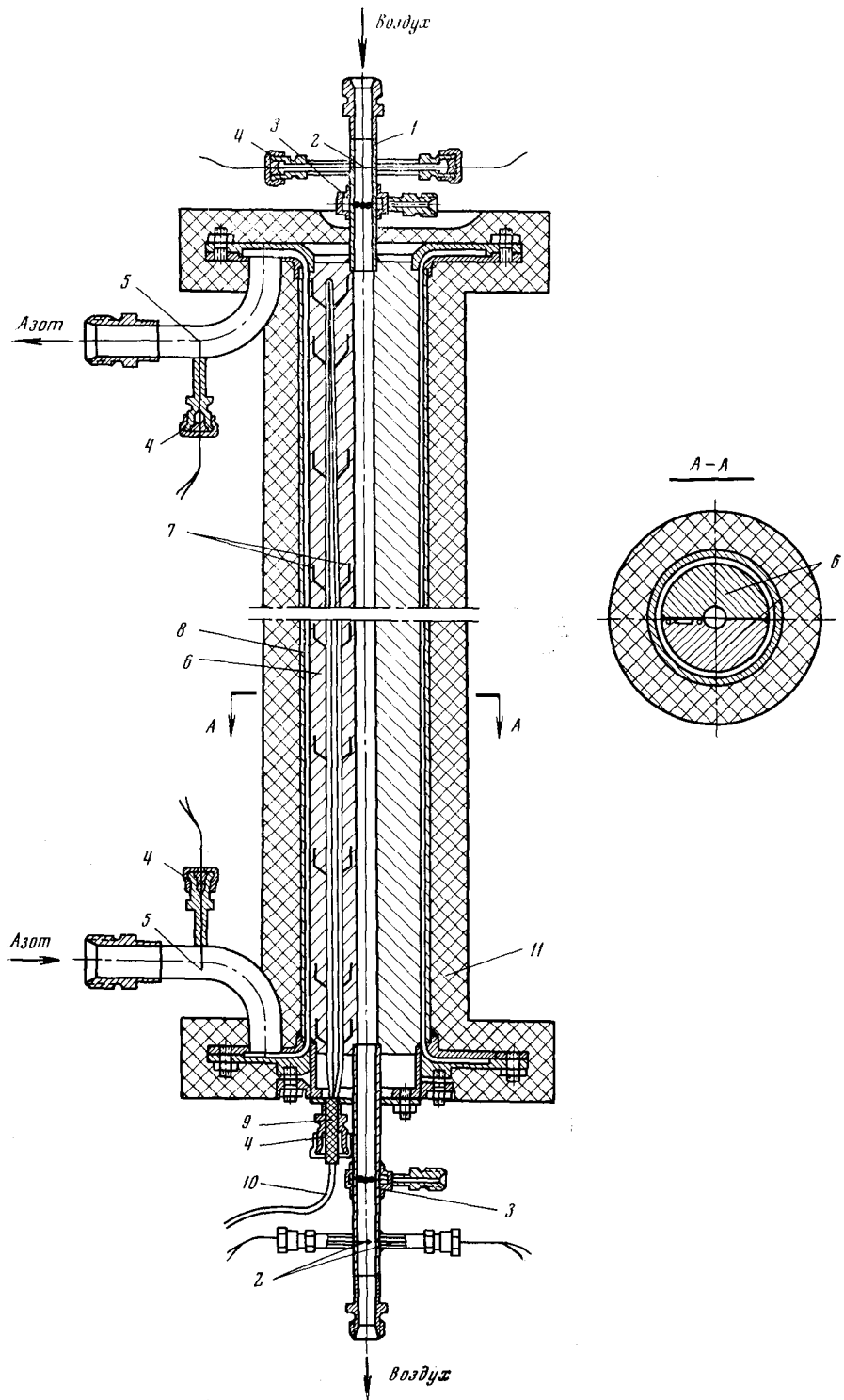


Рис. 1. Экспериментальный участок:

1 — входной патрубок; 2 — термопары для измерения температуры воздуха; 3 — отборы статического давления; 4 — сальник; 5 — термопары для измерения температуры жидкого азота; 6 — полуцилиндры толстостенной трубы; 7 — термопары; 8 — корпус; 9 — трубка; 10 — вывод термоэлектродов термопар; 11 — теплоизоляция

В связи с необходимостью заделки термопар на внутренней поверхности трубы она изготовлялась разъемной и состояла из двух полуцилиндров, стыкующихся по диаметральной плоскости. Полуцилиндры были сварены по образующим и по периметрам торцов с фланцем спереди и стаканом сзади. Один из полуцилиндров в плоскости стыковки препарирован термопарами медь — константан с диаметром термосэлектродов 0,2 мм, приваренными точечной сваркой в 12 сечениях по длине, на радиусах $r_1 = 6,25$ и $r_2 = 33$ мм. Горячие спаи термопар были расположены на расстояниях 9,6; 57,8; 158; 257,8; 358; 458; 558; 658,2; 758,2; 858; 958; 1019 мм от начала охлаждаемого участка ($x/d = 0,85; 5,16; 14,1; 22,95; 32,0; 40,9; 49,8; 58,7; 67,7; 76,6; 85,6; 91,0$). Термоэлектроды, изолированные стеклотканью и лаком ФГ-9, уложены в пазы шириной и глубиной 1 мм и выведены вдоль общего паза через торец трубы в сторону выхода воздуха. Толстостенная труба установлена в корпусе с кольцевым зазором 2,5 мм для прохождения охладителя. Подача и отвод охладителя в кольцевой зазор осуществлялась профилированными коллекторами, образуемыми фланцами, пригваренными к толстостенной трубе и корпусу. Во входном и выходном патрубках коллекторов были установлены термопары медь — константан в капиллярных чехлах с наружным диаметром 0,8 мм. Корпус экспериментального участка снаружи покрыт тепловой изоляцией из пенопласта. Экспериментальный участок размещался вертикально. Температура воздуха на входе и выходе из экспериментального участка измерялась антенными термопарами хромель — алюмель диаметром 0,2 мм. Э.д.с. всех термопар определялась полуавтоматическим потенциометром P2/1.

Расход воздуха через экспериментальный участок измерялся диафрагмой. На входе и выходе из экспериментального участка измерялось статическое давление; расстояние между отборами 1235 мм. Плотность теплового потока в радиальном направлении в толстостенной трубе определялась по [20]. Так как аксиальный тепловой поток в стенке пренебрежимо мал по сравнению с радиальным, поток тепла на единицу длины трубы

$$q_l(x) = \frac{2\pi}{\ln r_2/r_1} \lambda_w (T_{w_1} - T_{w_2})_x = A (T_{w_1} - T_{w_2})_x, \quad (1)$$

где $(T_{w_1} - T_{w_2})_x$ — измеряемая разность температур между радиусами r_1 и r_2 , λ_w — теплопроводность материала трубы. Зависимость A от температуры стенки трубы определялась тарировкой. Электрический нагреватель размещался вдоль оси трубы; q_x определялось по электрической мощности. Тарировка позволила практически исключить погрешности, связанные с заделкой термопар и с неточностью в определении λ_w при переменной по радиусу температуре, а также с определением r_1 и r_2 .

Коэффициент теплоотдачи в рассматриваемом сечении x определялся по формуле

$$\alpha = q_l(x) / [T_b(x) - T_w(x)] \pi d, \quad (2)$$

где d — внутренний диаметр трубы. Температура потока $T_b(x)$ находилась по известной температуре на входе в трубу с учетом тепла, отведенного до рассматриваемого сечения. Температура поверхности внутреннего канала $T_w(x)$ находилась по измеренной вблизи поверхности температуре $T_{w_1}(x)$ с учетом поправки на глубину заделки термопары.

Максимальная относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи составляла 5—10, коэффициента гидравлического сопротивления — 10—15%. Полное количество тепла, отводимое на экспериментальном участке, контролировалось по изменению энтальпии воздуха между входом и выходом; расхождение в тепловом балансе не превышало $\pm 5\%$.

Опыты с охлаждением воздуха проводились при изменении числа Re_b , определенного по среднекалориметрической температуре потока, от $2 \cdot 10^3$ до $6 \cdot 10^3$, температуры на входе в трубу от 923 до 373° К, температурного

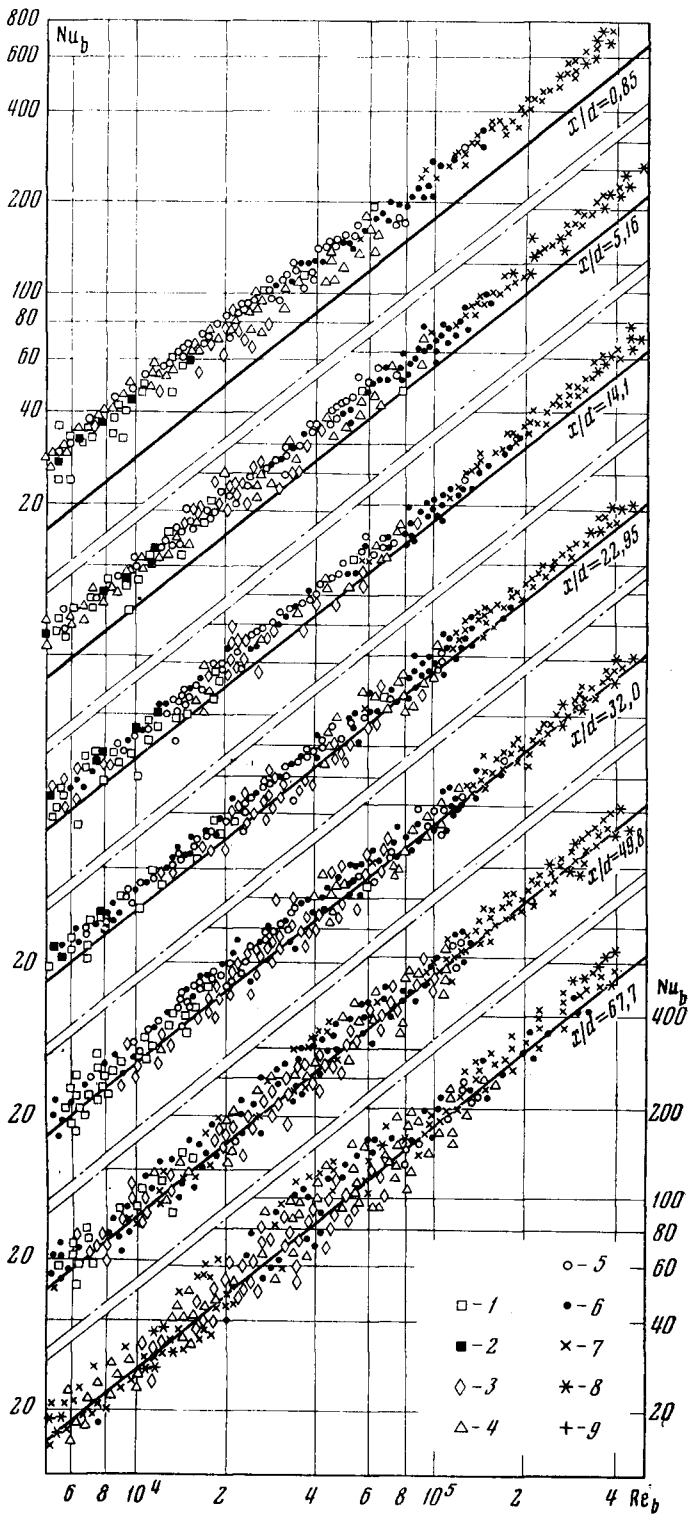


Рис. 2. Местная теплоотдача для различных x/d и температурных факторов T_w/T_b в зависимости от Re_b :

1 — $T_w/T_b = 0,1 \div 0,2$; 2 — $0,2 \div 0,3$; 3 — $0,3 \div 0,4$; 4 — $0,4 \div 0,5$; 5 — $0,5 \div 0,6$; 6 — $0,6 \div 0,7$; 7 — $0,7 \div 0,8$; 8 — $0,8 \div 0,9$; 9 — $0,9 \div 1,0$;
сплошные линии по формуле (3)

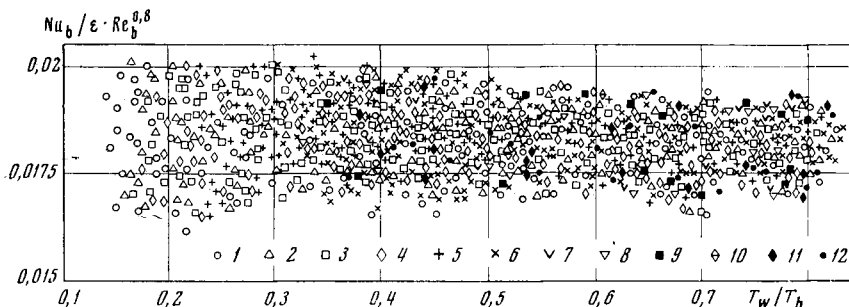


Рис. 3. Зависимость местного теплообмена от температурного фактора T_w / T_b :

1—12 — для $x/d = 0,85; 5,16; 14,1; 22,95; 32,0; 40,9; 49,8; 58,7; 67,7; 76,6; 85,6; 90,1$ соответственно

фактора ψ от 0,14 до 0,84, давления воздуха на входе от $1,05 \cdot 10^5$ до $25 \cdot 10^5$ н/м², числа М до 0,3.

На рис. 2 полученные данные по местной теплоотдаче, относящиеся к различным значениям T_w / T_b , представлены в виде зависимости Nu_b от Re_b для нескольких значений x/d . Как видно из рисунка, точки с различными T_w / T_b не распадаются. При $x/d > 30 \div 50$, в зависимости от Re_b , теплоотдача стабилизируется и удовлетворительно согласуется с формулой М. А. Михеева [21] для газов

$$Nu_b = 0,018 Re_b^{0,8}. \quad (3)$$

Поэтому для определения поправки на начальный участок $\varepsilon = Nu_{bx} / Nu_{b0}$ полученные данные по местной теплоотдаче относились к (3). Длина участка стабилизации $(x/d)_{нач}$ уменьшается с ростом Re_b . При $Re_b = 10^4$ $(x/d)_{нач} \approx 50$, а при $Re_b = 5 \cdot 10^5$ уменьшается до 20. Величина ε уменьшается с ростом Re_b ; для $x/d = 0,85 \div 50$ с погрешностью $\pm (5-10)\%$

$$\varepsilon = 3,115 (Re_b)^{-0,07} (x/d)^{-0,518} (Re_b)^{-0,167}. \quad (4)$$

При $x/d > 50$ $\varepsilon = 1$.

Полученные в настоящей работе значения ε и $(x/d)_{нач}$ для случая гидродинамической стабилизации потока на входе несколько выше, чем в теоретических решениях [22—25] для $Pr = 0,7$ и постоянных теплофизических свойств потока и экспериментальных исследованиях [25, 26] на воздухе, и несколько ниже, чем в работах [27, 28], выполненных в условиях существенной неизотермичности потока при нагревании газа. По-видимому, и при охлаждении газа неизотермичность потока увеличивает длину участка стабилизации по сравнению с изотермическим течением.

На рис. 3 значения $Nu_{bx} / \varepsilon Re_b^{0,8}$, относящиеся к различным x/d (причем ε определялось по (4)), представлены в виде зависимости от T_w / T_b . Точки с максимальным разбросом порядка $\pm 8\%$ расположены около осредняющей горизонтальной линии $Nu_{bx} / \varepsilon Re_b^{0,8} = 0,018$ независимо от значения температурного фактора.

Таким образом, проведенное исследование показало, что температурный фактор не оказывает влияния на теплоотдачу в условиях охлаждения газа при значениях температурного фактора до 0,14. Полученные данные по местной теплоотдаче в исследованных диапазонах изменения Re_b , T_w / T_b и x/d обобщаются зависимостью

$$Nu_{bx} = 0,018 Re_b^{0,8} \varepsilon, \quad (5)$$

где ε определяется по (4). Средняя теплоотдача для исследованного участка обобщается зависимостью (3). Как видно из рис. 4, она также не зависит от температурного фактора.

На данном экспериментальном участке измерялся также средний коэффициент гидравлического сопротивления ξ в изотермических условиях и при охлаждении воздуха. Коэффициенты сопротивления рассчитывались по формуле

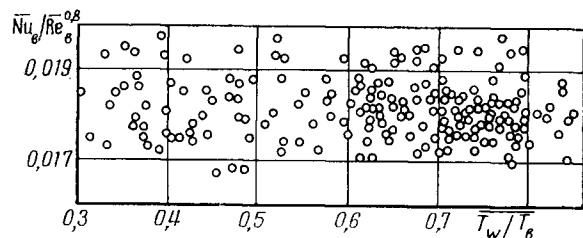


Рис. 4. Зависимость среднего теплообмена от среднего температурного фактора (\bar{T}_w / T_b)

$$\xi = 2\Delta p_r dg / l \bar{v} \bar{w}^2, \quad (6)$$

где для изотермического течения сопротивления трения $\Delta p_r = p_1 - p_2$, а для неизотермического $\Delta p_r = (p_1 - p_2) - (\gamma_2 w_2^2 / g - \gamma_1 w_1^2 / g)$ (p_1 и p_2 — давления на входе и выходе из экспериментального участка, γ_1 и w_1 , γ_2 и w_2 — удельный вес и скорость воздуха соответственно на входе и вы-

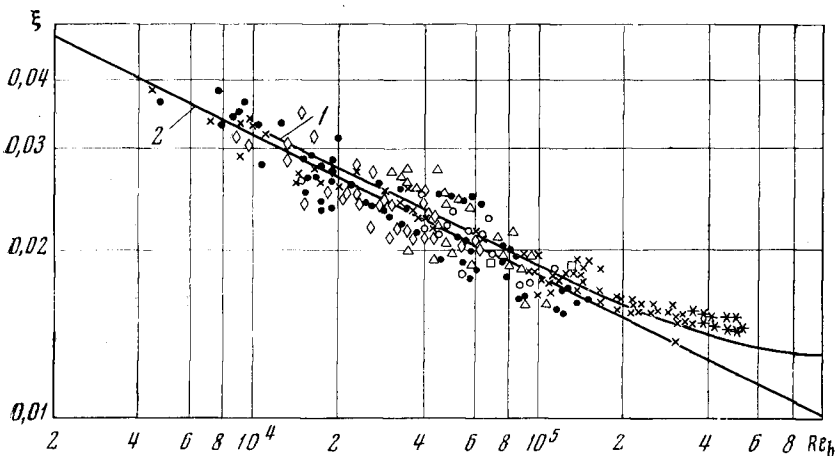


Рис. 5. Средний коэффициент гидравлического сопротивления при охлаждении газа

Обозначения точек см. на рис. 2. 1 — изотермическая зависимость, полученная на данном экспериментальном участке; 2 — по формуле Блазиуса $\xi = 0,316 / Re_b^{0,25}$

ходе, \bar{v} и \bar{w} — удельный вес и скорость воздуха при среднегарифмической температуре потока, l — расстояние между отборами давления).

На рис. 5 относящиеся к различным средним величинам (\bar{T}_w / T_b) значения ξ сравниваются с изотермическими данными. Изменение (\bar{T}_w / T_b) от 0,3 до 1 не оказывает влияния на средний коэффициент гидравлического сопротивления.

Итак, можно констатировать, что при охлаждении газов температурный фактор не влияет ни на теплоотдачу, ни на гидравлическое сопротивление. При нагреве газа это влияние существенно. В [27] исследования различных авторов по водороду, гелию и азоту обобщены формулой

$$Nu_b = 0,023 Re_b^{0,8} Pr_b^{0,4} (T_w / T_b)^{-(0,57 - (1,59/x/d))}, \quad (7)$$

в диапазоне $T_w / T_b = 1,1 \div 23$; $x / d = 2 \div 252$; $Re_b = 7,5 \cdot 10^3 \div 1,38 \cdot 10^7$ и $T_w = 63 \div 3130^\circ K$.

Существующие теоретические решения как построенные на предельных законах [7], так и на решении системы дифференциальных уравнений с использованием эмпирических распределений турбулентных параметров [8], предсказывают уменьшение теплоотдачи и трения при нагреве и увеличение их при охлаждении.

Приведенные экспериментальные данные не согласуются с теоретическими результатами. Причина этого несоответствия пока не имеет убедительного объяснения.

Московский авиационный
институт

Поступила в редакцию
24 IV 1970

ЛИТЕРАТУРА

1. W. Nusselt. Technische Mechanik und Thermodynamic, 1, № 8, 1930.
2. А. А. Гухман, Н. В. Илюхин. Основы учения о теплообмене при течении газа с большой скоростью. Машгиз, 1951.
3. Н. В. Илюхин, А. А. Гухман. ЦРТИ, вып. 5, № 21, 1951.
4. В. А. Шваб. Тр. Томск. электромехан. ин-та инженеров ж.-д. транспорта, 29, 1960.
5. R. G. Deissler. Trans. ASME, 73, № 1, 1951; Trans. ASME, 76, № 1, 1954.
6. С. С. Кутателадзе. Теплоэнергетика, № 7, 1956.
7. С. С. Кутателадзе. ПМТФ, № 1, 1960.
8. Б. С. Петухов, В. Н. Попов. Теплофизика высоких температур, 1, № 1, 1963.
9. H. Jordan. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings, Part. 3, 4, 1909.
10. Gröber. Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, № 130, 1912.
11. Л. Н. Ильин. Котлотурбостроение, № 1, 1951.
12. V. Pinkel. Trans. ASME, 76, 2, 1954.
13. L. V. Humble, W. H. Lowdermilk, L. G. Desmon. NACA Report 1020, 1950.
14. H. E. Zellnik, S. W. Churchill, AIChE J., 4, № 7, 1958.
15. А. А. Тер-Оганесьянц, С. Н. Шорин. Теплоэнергетика, № 2, 1965.
16. T. Kutsuwada, S. Korenaga, T. Hongo. Bull. Electrotechn. Lab., 32, N 5, 1968.
17. В. И. Рождественский. Автореф. канд. дис. ИВТ АН СССР, 1968; ПМТФ, № 3, 1969.
18. H. Wolf. ASME Paper, № 59—SA—15, 1959.
19. О. Л. Магдасиев. Автореф. канд. дис. ЭНИН им. Кржижановского, 1969.
20. Б. С. Петухов. Теплоэнергетика, № 10, 1956.
21. М. А. Михеев. Основы теплопередачи. ГЭИ, 1956.
22. R. G. Deissler. Trans ASME, 77, № 8, 1955.
23. E. M. Spragow, T. M. Hallman, R. Siegel. Appl. Sci. Res. (Sect. A), 7, 1957.
24. Н. И. Булеев, Л. Д. Ельцова, Г. П. Бирюкова. Теплофизика высоких температур, 4, № 4, 1966.
25. M. Hishida. Bull. JSME, 10, N 37, 1967.
26. H. Wolf, J. H. Lehman. Jet Propulsion, 27, N 8, part 1, 1957.
27. M. F. Taylor. NASA TND-4332, 1968.
28. А. И. Ващенко, Л. А. Шварц, Н. П. Селезнев. Изв. вузов, Черная металлургия, № 11, 1967.