

12-7-2019

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PROCESSES OF HYDRODYNAMICS AND HEAT EXCHANGE IN TRIAL HEAT EXCHANGERS OF TYPE «A PIPE IN A PIPE»

U Kh Ibragimov
Karshi Engineering Economics Institute

D N. Mukhiddinov
Tashkent State Technical University named Islam Karimov

S B. Abdinazarov
Karshi Engineering Economics Institute

Follow this and additional works at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi>

Recommended Citation

Ibragimov, U Kh; Mukhiddinov, D N.; and Abdinazarov, S B. (2019) "EXPERIMENTAL RESEARCH OF PROCESSES OF HYDRODYNAMICS AND HEAT EXCHANGE IN TRIAL HEAT EXCHANGERS OF TYPE «A PIPE IN A PIPE»," *Scientific-technical journal*: Vol. 2 : Iss. 4 , Article 8.

Available at: <https://uzjournals.edu.uz/ferpi/vol2/iss4/8>

This Article is brought to you for free and open access by 2030 Uzbekistan Research Online. It has been accepted for inclusion in Scientific-technical journal by an authorized editor of 2030 Uzbekistan Research Online. For more information, please contact sh.erkinov@edu.uz.

MECHANICS

УДК 621.1

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PROCESSES OF HYDRODYNAMICS AND HEAT EXCHANGE IN TRIAL HEAT EXCHANGERS OF TYPE «A PIPE IN A PIPE»U.Kh. Ibragimov¹, D.N. Mukhiddinov², S.B.Abdinazarov¹¹Karshi Engineering Economics Institute²Tashkent State Technical University named Islam Karimov**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»**У.Х. Ибрагимов¹, Д.Н. Мухиддинов², С.Б. Абдиназаров¹¹Каршинский инженерно-экономический институт²Ташкентский государственный технический университет имени И.А. Каримова**“ҚУВУР ИЧИДА ҚУВУР” ТУРИДАГИ ТАЖРИБА-САНОАТ ИССИҚЛИК АЛМАШИНУВИ ҚУРИЛМАЛАРИДА ГИДРОДИНАМИК ВА ИССИҚЛИК АЛМАШИНУВ ЖАРАЁНЛАРИНИ ТАЖРИБАВИЙ ТАДҚИҚОТ ҚИЛИШ**У.Х. Ибрагимов¹, Д.Н. Мухиддинов², С.Б. Абдиназаров¹¹Карши муҳандислик-иқтисодиёт институти²Ислом Каримов номидаги Ташкент давлат техника университети

Abstract. This article presents results and generalizing empirical dependences of experimental and theoretical researches of processes of hydrodynamics and heat exchange in trial heat exchangers of type «a pipe in a pipe».

Key words: heat exchanger, hydraulic resistance, pressure losses, heat exchange, heat-return, liquid temperature, wall temperature.

Аннотация. В данной статье представлены результаты и обобщающие эмпирические зависимости экспериментальных и теоретических исследований процессов гидродинамики и теплообмена в опытно-промышленных теплообменниках типа «труба в трубе».

Ключевые слова: теплообменник, гидравлическое сопротивление, потери напора, теплообмен, теплоотдача, температура жидкости, температура стенки.

Аннотация. Ушбу мақолада “қувур ичида қувур” туридаги тажриба-саноат иссиқлик алмашинуви қурилмасида гидродинамик ва иссиқлик алмашинув жараёнларини тажрибавий ва назарий тадқиқот натижалари ва уларни умумлаштирувчи эмпирик боғлиқликлар келтирилган.

Таянч сўзлар: иссиқлик алмашинув қурилмаси, гидравлик қаршилиқ, сиқувни йўқотилиши, иссиқлик алмашинув, иссиқлик бериш, суюқлик ҳарорати, девор ҳарорати.

Введение. Теплообменные аппараты-устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. Это одно из наиболее распространенных устройств во всех видах и типах энергетических установок. Теплообменные аппараты (ТА), такие как конденсаторы, испарители, охладители, экономайзеры, радиаторы широко используются во многих отраслях промышленности. Наибольшее распространение они нашли в энергетике, химической и нефтеперерабатывающей, бумажной и пищевой отраслях промышленности [1; с. 9].

MECHANICS

В конструкциях подавляющего большинства теплообменных аппаратов, применяемых во всех этих отраслях, теплота от горячего теплоносителя к холодному передается через промежуточное твердое тело (стенку). При этом греющий теплоноситель передает теплоту к одной поверхности, а нагреваемый воспринимает ее от другой поверхности стенки. Около 85% всех используемых ТА приходится на трубчатый тип. Поэтому исследования и разработки в области трубчатых ТА представляют наибольший интерес.

В связи с этим, для исследования процессов гидродинамики и теплообмена в трубчатых теплообменниках разработан опытно-промышленный теплообменник типа «труба в трубе» на кафедре «Теплоэнергетики» Каршинского инженерно-экономического института. Принципиальная схема и общий вид экспериментальной установки приведена на рис. 1 и 2.

Экспериментальная установка и методика проведения эксперимента. Экспериментальная установка предназначена для моделирования гидродинамических и теплообменных процессов и имеет возможность исследования различных рабочих участков (теплообменников). Для экспериментальной установки были спроектирован и разработан теплообменный аппарат типа «труба в трубе». Теплообменник типа «труба в трубе» выполнен из стали X18H10T.

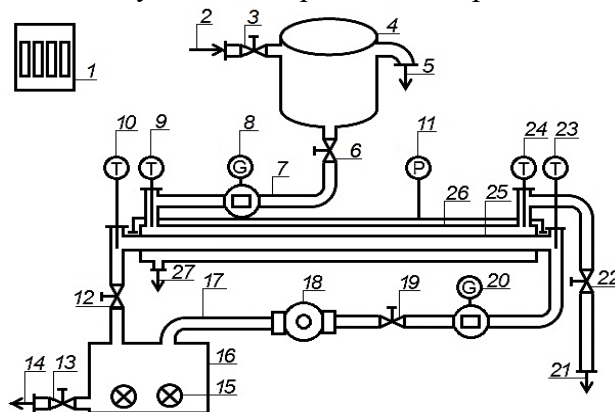
Экспериментальная установка состоит из съемного рабочего участка 25, соединенного с двумя контурами: холодным 7 и горячим 17. Контур с холодной водой состоит из оцинкованного цилиндрического резервуара 4, вентилей 3, 6 и 22, расходомера 8, два термометра 9, 24 для измерения температуры до и после межтрубного пространства.

Контур с горячей водой состоит из оцинкованного, теплоизолированного водонагревателя прямоугольной формы 16, двух терморегулирующих трубчатых электронагревателей 15, циркуляционного насоса 18, вентилей 19, 12 и 13, расходомера 20, двух термометров 23, 10 для измерения температуры до и после трубного пространства (рабочий участок). Терморегулирующие трубчатые электронагреватели работают от электрической сети 220 В и имеют номинальное напряжение 4,0 кВт, что позволяет нагреть проходящий через него теплоноситель до температуры 70°C. Теплоноситель по горячему контуру циркулирует с помощью циркуляционного насоса.



Рис. 2. Общий вид экспериментальной установки.

Принцип работы экспериментальной установки. Горячий контур: замкнутая циркуляционная система горячей воды и водонагреватель 16 со ступенчатым управлением нагрева заполняется холодной водой поступающей из водопровода, через вентиль 13.



11-U-образный манометр; 14-сливной кран горячего теплоносителя; 15-терморегулирующий ТЭН; 16-водонагреватель со ступенчатым управлением нагрева; 17-горячий контур; 18-циркуляционный насос для подачи горячего теплоносителя; 21-сливной кран холодного теплоносителя; 25-внутренняя трубка теплообменника (рабочий участок); 26-внешняя трубка теплообменника; 27-слив.

MECHANICS

Холодная вода нагревается с помощью электронагревателя 15 до определенной температуры. Температура воды регулируется с помощью терморегулятора ТЭН. Включается циркуляционный насос 18, после открытия вентиля 19 горячая вода по трубопроводу 17 и через расходомер 20 поступает в трубное пространство теплообменника (рабочий участок), где передает свое тепло холодной воде и направляется в водонагреватель. С помощью циркуляционного насоса обеспечивается непрерывная циркуляция горячей воды. В каждом режиме движения теплоносителя гидравлическое сопротивление гладкой трубы и труб с ЛТ измеряется с помощью U-образного манометра 11. Температура теплоносителя в гладкой трубе и труб с ЛТ в каждом режиме движения теплоносителя измеряется с помощью электронного термометра TP101 23 и 10.

Холодный контур: холодная вода поступает из водопровода 2, через вентиль 3 в бак 4. Для предотвращения переполнения бака 4 холодной водой предусмотрен аварийный слив 5. После открытия вентиля 6 холодная вода поступает по трубопроводу 7 и через расходомер 8 в межтрубное пространство. Где она нагревается от горячей воды и после этого вода направляется через вентиль 22 в канализацию. Для измерения температуры холодной воды на входе и выходе установлены термометры 9 и 24.

Экспериментальное исследование процессов гидродинамики и теплообмена во внутренней гладкой трубе теплообменника проводилось на горячем контуре экспериментальной установки. Экспериментальный рабочий участок размещался горизонтально, для уменьшения погрешности при измерении перепада давления на рабочем участке. Контроль горизонтального положения осуществляется уровнем. Для стабилизации течения и исключения дополнительных возмущений потока на входе устанавливались прямолинейные участки с внутренним диаметром $d=0,02$ м и относительной длиной $l/d=20$.

В процессы исследования гидродинамики и теплообмена измеряются расходы горячей и холодной водой, разности давления горячей воды на входе и на выходе, температура горячей и холодной воды на входе и на выходе. Температура стенки трубы определяется последовательно приближенным методом. Для определения расхода воды используются расходомеры, для измерения разности давления используется U-образный манометр, для измерения температуры горячей и холодной воды используются термометры. Были проведены эксперименты для исследования гидродинамики и теплообмена внутри трубок при ламинарном и турбулентном режиме движения течения. Экспериментальное определение коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи при ламинарном и турбулентном движении воды в трубах проводилось по известной методике в приведенная в работе [2; с. 43-49, 139-146].

Обработка экспериментальных данных по гидродинамике и теплоотдаче. Расход горячей воды измеряется с помощью расходомера и устанавливается требуемый расход горячей воды. Скорость горячей воды определяется по следующей формуле:

$$w = \frac{G}{S} \quad (1)$$

где G -расход горячей воды; S -площадь поперечного сечения трубы.

Для определения режима движения горячей воды вычисляется значение числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (2)$$

Где w -скорость горячей воды; d -внутренней диаметр трубки; ν -кинематический коэффициент вязкости, при средней температуре горячей воды.

MECHANICS

При ламинарном режиме движения, для того чтобы установить, оказывает ли влияние на теплоотдачу естественная конвекция, нужно вычислить значение произведения $(GrPr)_c$:

$$(GrPr)_c = g\beta_c \frac{\Delta t d^3}{\nu_c^2} Pr_c \quad (3)$$

где Gr-число Грасгофа; Pr-число Прандтля; g-ускорение свободного падения; β_c -температурный коэффициент объемного расширения среды; Δt -характерный температурный напор; индекс «г» означают, что физические свойства жидкости выбираются при температуре $t_c = 0,5(t_{жс} + t_c)$.

В нашем случае $(GrPr)_c > 8 \cdot 10^5$, следовательно, естественная конвекция оказывает влияние на теплоотдачу, режим течения вязкостно-гравитационный. При вязкостно-гравитационном неизотермическом течении жидкости в гладких трубах коэффициент сопротивления трения можно определить по следующей формуле [3; с. 68]:

$$\xi = \xi_u \left(\frac{\mu_c}{\mu_{жс1}} \right)^n \quad (4)$$

где ξ_u -коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении:

$$\xi_u = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

$$n = C \left(Pe \frac{d}{l} \right)^m \left(\frac{\mu_c}{\mu_{жс1}} \right)^{-0,062} \quad (6)$$

При $Pe \frac{d}{l} \leq 1500$; $C=2,3$; $m=-0,3$. При $Pe \frac{d}{l} \geq 1500$; $C=0,535$; $m=-0,1$.

В рассматриваемом случае параметры теплофизических свойств получаются при входной температуре горячей воды $t_{жс1}$.

Приближенная оценка среднего коэффициента теплоотдачи при вязкостно-гравитационном режиме может быть произведена по формуле [5; с. 213]:

$$Nu = 0,15 Re^{0,32} Pr^{0,33} (GrPr)^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \bar{\varepsilon}_l \quad (7)$$

Здесь в виде определяющей принята средняя температура жидкости в трубе. Определяющим размером является внутренний диаметр трубы. Коэффициент $\bar{\varepsilon}_l$ учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Если $l/d \geq 50$, то $\bar{\varepsilon}_l = 1$. При $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние теплового начального участка. Значения $\bar{\varepsilon}_l$ приведены в [5; с. 213].

Формулы (6) и (7) справедливы при

$$Re < 3000; 20 \leq Pe \frac{d}{l} \leq 120; 10^6 \leq GrPr \leq 13 \cdot 10^6; 2 \leq Pr \leq 10.$$

В нашем случае при теплообмене в концентричном щелевом канале обогревается только внутренняя труба, внешняя труба адиабатная [6; с. 119]. Для определения среднего по длине канала коэффициента теплоотдачи в кольцевых щелевых каналах можно рекомендовать уравнения подобия [7; с. 173]:

MECHANICS

$$Nu = 0,86 Nu_{2l} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{-0,16} \quad (8)$$

Эта формула справедлива при $d_2 / d_1 = 0,2 - 1$. Исползованные в уравнения (8) числа Nu_{2l} подсчитаны для гладких прямых труб при тех же условиях течения, что и в рассматриваемых случаях, по уравнению (7). Здесь в виде определяющего принят эквивалентный диаметр

$$d_3 = d_1 - d_2.$$

На основе выше изложенной методики определены теоретические и экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению и теплоотдаче при ламинарном режиме течения, которые представлены на рис. 3 и 4, в виде графиков $\xi = f(Re)$ и $Nu = f(Re)$.

При турбулентном неизотермическом движении жидкости в гладких трубах коэффициент сопротивления трения может быть рассчитан по следующей формуле [3; с. 87]:

$$\xi = \xi_u \left(\frac{\mu_c}{\mu_{жс}} \right)^n \quad (9)$$

Где $\xi_u = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}$ - коэффициент сопротивления при изотермическом течении; $\mu_c / \mu_{жс}$ - отношение коэффициентов динамической вязкости горячей воды, взятых соответственно при температуре стенки трубки и средней температуре горячей воды; $n = 0,14$ при нагревании жидкости и $n = 0,28 Re_{жс}^{-0,25}$ при охлаждении жидкости. В нашем случае $n = 0,14$ Эта формула справедлива при

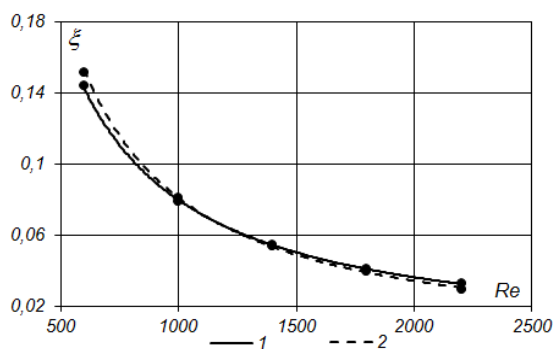


Рис. 3. Сравнение экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению при ламинарном режиме: 1-расчет по формуле (4); 2-расчет по формуле (11).

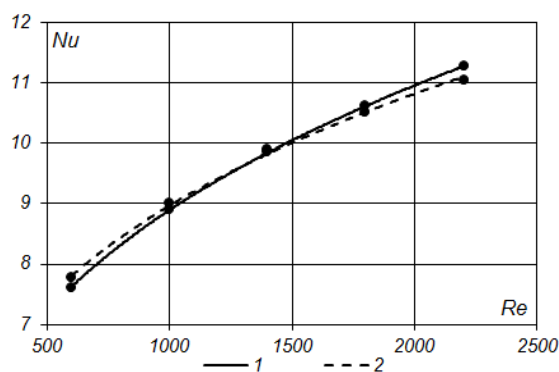


Рис. 4. Сравнение экспериментальных данных по теплоотдаче при ламинарном режиме: 1-расчет по формуле (7); 2-расчет по формуле (12).

$$3,3 \cdot 10^3 \leq Re_{жс} \leq 2,5 \cdot 10^3; \quad 0,3 \leq \frac{\mu_c}{\mu_{жс}} \leq 38 \quad \text{и} \quad 1,3 \leq Pr_{жс} \leq 178.$$

На основе анализа и обобщения результатов исследований для расчета средней теплоотдачи при турбулентном течении различных жидкостей внутри труб (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ установлена зависимость [4; с. 89]:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_l \quad (10)$$

Коэффициент ε_l учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине

MECHANICS

трубы. Если $l/d > 50$, то $\varepsilon_l = 1$. При $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние теплового

начального участка. Значения ε_l приведены в [4; с. 90]. В нашем случае $l/d = 55$ то $\varepsilon_l = 1$.

Обобщение экспериментальных данных и получение расчетных зависимостей для расчета коэффициента гидравлического сопротивления и теплоотдачи. Для обобщенного описания процессов гидродинамики и теплообмена используются безразмерные критерии. Для их получения используют методы анализа размерностей, методы теории подобия и масштабных преобразований. Для каждого конкретного случая определяется зависимость между этими критериями, которая выражается критериальными уравнениями, полученными эмпирически.

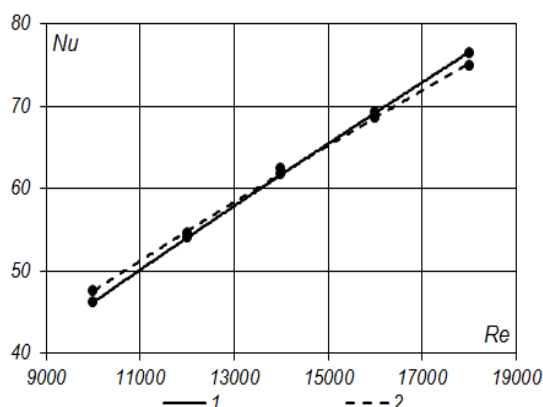


Рис. 6. Сравнение экспериментальных данных по теплоотдаче при турбулентном режиме: 1-расчет по формуле (10); 2-расчет по формуле (12).

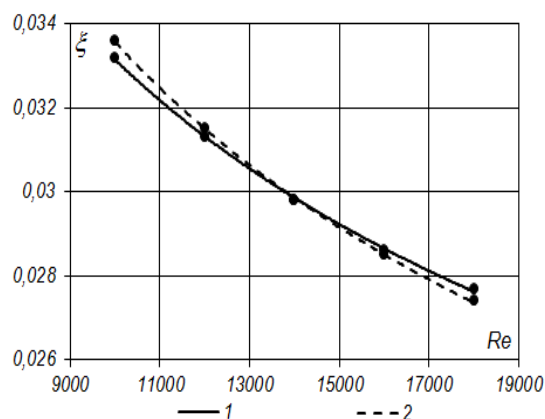


Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению при турбулентном режиме: 1-расчет по формуле (9); 2-расчет по формуле (13).

В результате данного экспериментального исследования при ламинарном режиме течения получены критериальные уравнения вида

$$\xi = A Re^n \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж1}} \right)^m \quad \text{и} \quad Nu = A Re^n Pr^m (Gr Pr)^k \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^m.$$

При турбулентном режиме течения получены критериальные уравнения вида

$$\xi = A Re^n \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж}} \right)^m \quad \text{и} \quad Nu = A Re^n Pr^m \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^k.$$

В результате обработки экспериментальных данных при ламинарном режиме течения были получены аналитические зависимости для определения значений коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{176,3}{Re^{1,14}} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{ж1}} \right)^{0,974n} \quad (11)$$

и значений критерия Нуссельта:

$$Nu = 0,17 Re^{0,301} Pr^{0,334} (Gr Pr)^{0,099} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (12)$$

Формулы (11) и (12) справедливы при $600 \leq Re \leq 2200$; $2,6 \leq Pr \leq 2,9$; $7,5 \cdot 10^6 \leq Gr Pr \leq 9,7 \cdot 10^6$.

Отклонение данных зависимости (11) от известной зависимости (4) по гидравлическому сопротивлению в гладкой трубе при ламинарном режиме течения

MECHANICS

составляет $\pm 4\%$. Отклонение данных зависимости (12) от известной зависимости (7) по теплоотдаче в гладкой трубе при ламинарном режиме течения составляет $\pm 3\%$. Данное отклонение обуславливается тепловыми потерями в окружающую среду.

В результате обработки экспериментальных данных при турбулентном режиме течения были получены аналитические зависимости для определения значений коэффициента гидравлического сопротивления:

$$\xi = \frac{0,546}{\text{Re}^{0,31}} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{\text{жс}}} \right)^{0,98 \ln} \quad (13)$$

и значений коэффициента теплоотдачи:

$$\text{Nu} = 0,012 \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,44} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,247} \quad (14)$$

Формулы (13) и (14) справедливы при $10000 \leq \text{Re} \leq 18000$; $2,6 \leq \text{Pr} \leq 2,8$.

Отклонение данных зависимости (13) от известной зависимости (9) по гидравлическому сопротивлению в гладкой трубе при ламинарном режиме течения составляет $\pm 2\%$. Отклонение данных зависимости (14) от известной зависимости (10) по теплоотдаче в гладкой трубе при ламинарном режиме течения составляет $\pm 3\%$. Данное отклонение обуславливается тепловыми потерями в окружающую среду.

Выводы.

1. Разработан опытно-промышленный теплообменник типа «труба в трубе» для исследования процессов гидродинамики и теплообмена, экспериментально исследованы процессы гидродинамики и теплообмена при ламинарном и турбулентном режиме течения воды.

2. Обработаны экспериментальные данные по гидродинамике и теплообмену, обобщены экспериментальные данные и получены расчетные зависимости для определения гидравлического сопротивления и коэффициента теплоотдачи при ламинарном и турбулентном режиме течения воды.

3. Все полученные расчетные зависимости могут быть использованы для проектирования теплообменника типа «труба в трубе».

Литература

- [1]. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.А., Каськов С.И. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / Под общ. ред. Ю.М. Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
- [2]. Руководство к практическим занятиям в лаборатории процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов. / Под ред. П.Г. Романкова. – Л.: Химия, 1990. – 272 с.
- [3]. Краснащев Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- [4]. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е. М.: Энергия, 1977. – 344 с.
- [5]. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. и др. Теплопередача. Учебник для вузов. М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- [6]. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат. – 367 с.
- [7]. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. – М.: Машиностроение, 1989. – 369 с.