

КОМПАКТНЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ-УТИЛИЗАТОРЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОТУРБИННЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

*В.В. Медведев, к.т.н., доцент,
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет
М.В. Ковалев, ведущий инженер, ОАО «Гипрорыбфлот»
Б.В. Сударев, к.т.н., доцент, ООО «НПП Теплопроект»
Н.А. Цуриков, инженер, ООО «ГК ЭФЭСК»*

Повышение компактности и снижение металлоемкости котлов-утилизаторов (КУ) дизельных и газотурбинных энергоустановок может быть обеспечено за счет использования широко известных технологических способов интенсификации теплообмена в их газовых трактах. Применение проволочных и ленточных спиральных турбулизаторов внутри труб или оребрения наружной поверхности труб КУ позволяет сократить объем теплообменника на 25–30 %, а его массу — на 35–40 %. При этом реализуются процессы очистки его обоих трактов от возможных загрязнений.

Введение

Энергоемкость экономики России составляет около 0,5 кг нефтяного эквивалента на \$1 ВВП, что в 2–2,5 раза выше среднего уровня энергоемкости экономики развитых стран [1]. Мировой экономический кризис обострил эту проблему особенно в топливно-энергетическом секторе. В России разработаны и реализуются Программы энергосбережения, направленные на повышение энергетической эффективности технологических и производственных процессов, ресурса, экономичности и надежности энергетического оборудования, снижения энергоемкости производства и сокращение издержек на топливно-энергетическую составляющую в себестоимости выпускаемой продукции как при ее изготовлении, так и эксплуатации [2].

Известно, что инвестиции в создание энергосберегающего оборудования и последующая его эксплуатация обеспечивают наиболее быстрый возврат финансовых затрат [3]. Кроме того, необходимо учесть, что в настоящее время сети системы энергетического обеспечения промышленных и социальных объектов России крайне изношены, что вызывает перебои в поставках энергии. Энергетический кризис в Москве 2005 года подтвердил необходимость создания инфраструктуры независимых источников энергии малой мощности (1–5 МВт). Такие мини-теплоэлектростанции

должны работать параллельно с централизованными системами и рассматриваться в первую очередь как их основной резерв. В качестве привода электрогенераторов в этом случае используются как двигатели внутреннего сгорания (ДВС), так и газовые турбины.

Мини-ТЭЦ, обеспечивающая выработку электроэнергии и теплоснабжение за счет утилизации теплоты отработавших газов, реализуется в виде единого когенерационного комплекса, в котором теплообменное оборудование (ТО), в частности котлы-утилизаторы (КУ), как правило, компактно монтируют вместе с двигателем на общей фундаментной раме. Обычно мини-ТЭЦ размещается в непосредственной близости от потребителя энергии или источника топлива.

Компактность мини-ТЭЦ обеспечивает возможность создания мобильных станций и/или использование их в качестве энергетических установок (ЭУ) транспортных объектов, например судовых [4]. Существенно улучшить массогаба-

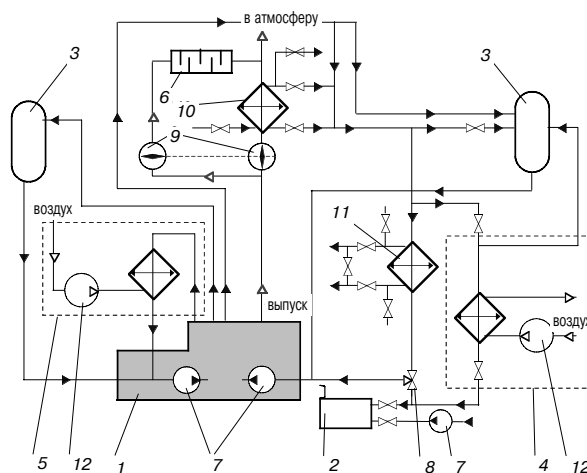


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема СУТ в составе мини-ТЭЦ:

Основные узлы схемы: 1 — ДВС; 2 — приемный бак тосола; 3 — бак расширительный; 4 — блок воздушного охлаждения (БВО) высокотемпературный; 5 — БВО низкотемпературный; 6 — глушитель; 7 — насос двигателя штатный; 8 — регулятор температуры охлаждающей жидкости; 9 — клапан регулировочный; 10 — утилизатор-1 (ТА «газ-жидкость»); 11 — утилизатор-2 (ТА «жидкость-жидкость»); 12 — вентилятор

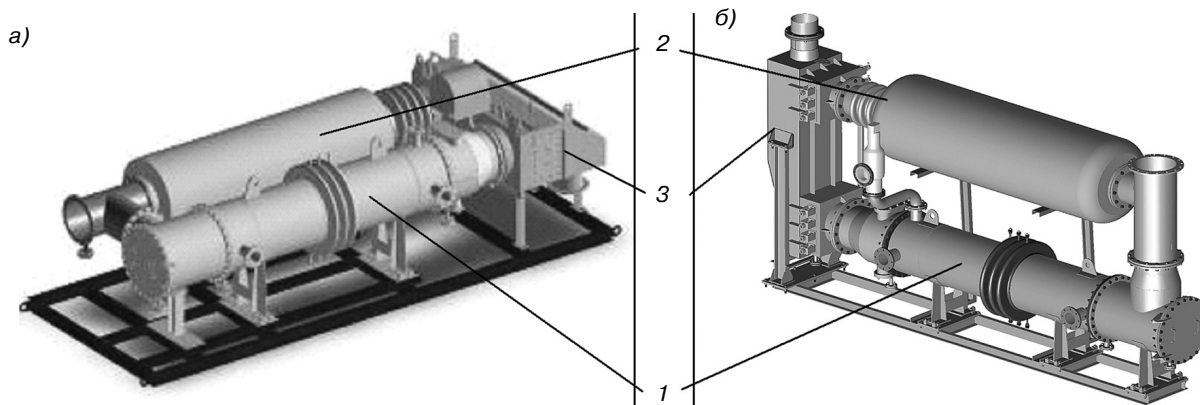


Рис. 2. Компоновка КУ тепловой мощностью 900 кВт в системе утилизации теплоты ДЭУ:

а — КУ горизонтальной компоновки на общей фундаментной раме;
б — КУ вертикальной компоновки с глушителем над теплообменным модулем;
 1 — теплообменный модуль; 2 — глушитель; 3 — распределительная (перепускная) камера с шиберными заслонками, управляемыми с помощью однооборотного электрического механизма

ритные показатели КУ и всей ЭУ в целом можно за счет интенсификации теплообмена в газовом тракте водогрейного котла.

Для экономической оценки метода интенсификации теплообмена нужен многолетний опыт эксплуатации теплообменного аппарата (ТА) в составе ЭУ. Поэтому между разработкой метода и его практической реализацией проходит значительное время [5]. Для его сокращения целесообразно воспользоваться реальным опытом создания и эксплуатации компактных ТА, в которых применен конкретный метод интенсификации теплообмена [4, 6, 7].

Внутренний (трубный) тракт КУ

Котел-утилизатор — это газожидкостный ТА, входящий в состав системы утилизации теплоты (СУТ) (рис. 1) и использующий «бросовую» теплоту выпускных газов теплового двигателя, служащего приводом электрогенератора.

Как правило, водогрейные КУ выполнены в виде классических кожухотрубных рекуперативных ТА и снабжены устройствами управления и регулирования тепловой мощности. Одним из основных требований к их конструкции является обеспечение простоты и удобства обслуживания теплообменника во время эксплуатации, в частности при очистке поверхностей труб обоих трактов от неизбежных сажи и накипи.

Массогабаритные и тепловые показатели котлов-утилизаторов с гладкими прямыми трубками реализованные «НПП Теплопроект», приведены в таблице.

Из таблицы видно, что наличие гладкотрубных КУ существенно увеличивают объем и габариты мини-ТЭЦ или автономной дизельной электростанции (ДЭУ) контейнерного типа (рис. 3).

Марка двигателя	Cummins QSV91G	Cummins QSK60-G4	Waukesha L5794GSI(D)
Модель КУ/тепловая мощность, МВт	УТГ-1050/1,05	УТГ-900/0,9	УТГ-500/0,5
Длина, ширина, высота комплекса, м	4,92×2,15×1,5	5,94×2,2×2,0	5,0×1,2×2,8
Масса, кг	4100	3800	3500

В рассматриваемой конструкции ТА поток горячих газов движется внутри прямых труб, в то время как их наружная поверхность омывается водой или антифризом. В этом случае коэффициент теплоотдачи в газовом трубном тракте существенно ниже, чем в жидкостном, поэтому именно интенсификация теплообмена внутри труб значительно повышает коэффициент теплопередачи для ТА в целом, приводит к росту

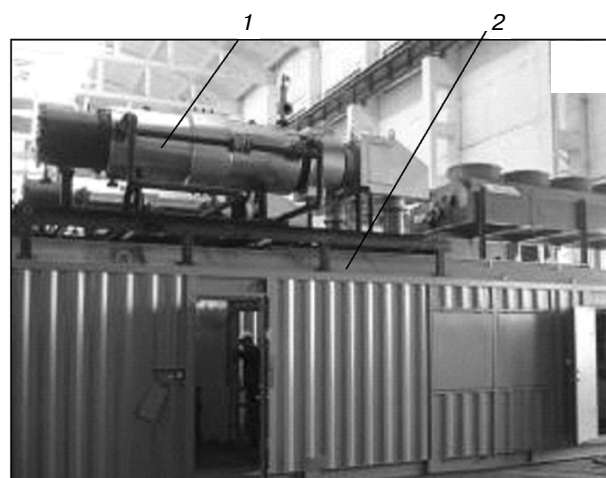


Рис. 3. Расположение когенерационного комплекса в составе ДЭУ на крыше контейнера

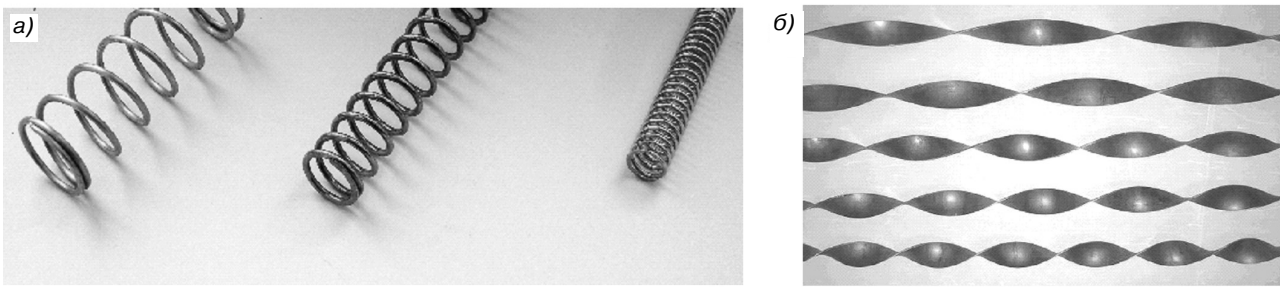


Рис. 4. Использование турбулизаторов в виде проволочных ПСВ (а) и ленточных ЛСВ (б) спиральных вставок

плотности теплового потока, снижению необходимой поверхности теплообмена.

Размещенная внутри газовых труб проволочная (ПСВ) [6–8] или ленточная (ЛСВ) [4, 6] спиральные вставки за счет закрутки потока теплоносителя снижает толщину пристенного пограничного слоя, движущегося вдоль стенки трубы газа и турбулизует его, используя уникальные свойства вихревого и закрученного потоков [9].

Исследования ПСВ (рис. 4) разных геометрических размеров (диаметр проволоки $d_{пр} = (0,46 \div 3)$ мм; шаг проволочной спирали $S_{пр} = (10 \div 60)$ мм), установленных в гладкой трубе внутренним диаметром $D = 13,8$ мм при переходном и турбулентном режимах течения газа были выполнены В.К. Мигаем. Опыты [6] были проведены в широком диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (6,0 \div 40) \cdot 10^3$, характерном для большинства КУ.

Обобщение опытных данных позволило связать геометрические параметры трубы с установленной в ней ПСВ с коэффициентом $K_{инт}$, характеризующим интенсификацию теплообмена в трубе:

$$K_{инт} = \frac{Nu}{Nu_0} = 1,85 + 2,5 (2d_{пр} / D) - \frac{[0,85 + 2,5 (2d_{пр} / D)] S_{пр} / D}{2,8 + 12,6 (2d_{пр} / D)}, \quad (1)$$

где Nu и $Nu_0 = 0,02 \cdot Re^{0,8}$ — числа Нуссельта для трубы с ПСВ и без нее.

Достоверность формулы (1) подтверждена экспериментальным исследованием [8], выполненным применительно к стеклянному воздухоподогревателю мощного котлоагрегата при иных геометрических размерах трубы и проволочных турбулизаторов. Опыты были проведены в воздушном потоке в более узком диапазоне чисел Рейнольдса ($Re = (15,3 \div 25,7) \cdot 10^3$). Геометрические размеры трубы и ПСВ составляли: $D = 36,3$ мм; длина трубы $L = 3,0$ м; $d_{пр} = 1,2 \div 2,9$ мм; $S_{пр}/D = 1,11 \div 5,55$.

Рост теплоотдачи при использовании ПСВ сопровождается увеличением гидравлического

сопротивления газового тракта КУ. Между $K_{инт}$ и коэффициентом роста потерь давления $K_{\xi} = \Delta p / \Delta p_0$ по сравнению с гладкой «пустой» трубой в работе [10] установлена связь, определяемая эмпирической формулой

$$K_{инт} = 2,6 \operatorname{th}(0,406 K_{\xi}^{0,71}). \quad (2)$$

В работе [10] показано, что:

> практически все опытные данные [6, 8] размещаются в диапазоне $\pm 10 \div 12$ % вблизи линии, описываемой формулой (2);

> $K_{инт}$ — существенно изменяется лишь в зоне, где $K_{\xi} \leq 6,0$;

> дальнейшее, уже сравнительно малое увеличение $K_{инт}$ сопровождается резким ростом K_{ξ} .

Поэтому при разработке ТА с ПСВ целесообразно ограничиваться значениями роста коэффициента теплоотдачи в диапазоне $K_{инт} = 2,25 \div 2,35$.

Формула (2) применима для расчета теплообмена в трубах с полосовыми [4] и ленточными [6] спиральными вставками, используемыми в судовых газотрубных КУ.

ЛСП с высотой ленты, близкой к внутреннему диаметру трубы, перегораживают ее сечение, что вызывает дополнительные трудности при работе КУ на сильно загрязненных потоках теплоносителей.

В связи с этим В.К. Мигаем [6] были исследованы спиральные турбулизаторы с высотой ленты $h < D/2$. Опыты были проведены на установке в условиях нагревания воздуха при отношении температуры стенки к температуре потока $T_{ст}/T_{вз} = 1,15$, геометрические размеры трубы и ЛСВ следующие: $D = 20,0$ мм; $L/D = 45,0$; $S/D = 1,0 \div 10$; $h/D = 0,125 \div 0,3$. В диапазоне чисел Рейнольдса $Re = (6,0 \div 50,0) \cdot 10^3$ опытные данные по теплообмену аппроксимированы формулой:

$$K_{инт} = \frac{Nu}{Nu_0} = 1,5 Re^{-0,045} \times \left(2,2 + 4,66 h/D - \frac{(1,2 + 4,6 h/D) S/D}{7,6 + 10 h/D} \right), \quad (3)$$

где h и S — высота и шаг ленты ЛСВ.

ЛСВ были установлены в трубчатом воздухоподогревателе и в течение года находились в эксплуатации в составе котельной установки при сжигании в котле высокосернистого мазута. После остановки котла на ремонт ЛСВ были извлечены из теплообменных труб. Они оказались практически чистыми. Такие же результаты были получены и при работе котла на угле. Таким образом, ЛСВ не склонны к отложениям, производство их механизировано и сравнительно дешево. Поэтому они, в частности, нашли широкое применение в газотрубных котлах производства Белгородского котельного завода [12].

Наружный (межтрубный) тракт КУ

Применение КУ для утилизации теплоты выпускных газов мощных ДВС и ГТУ вследствие значительного объема выпускных газов потребовало использования теплообменников «обращенной» тепловой схемы, при которой нагреваемая жидкость движется внутри труб, а нагревающий газ — в межтрубном пространстве. Такое техническое решение позволяет снизить противодавление выпуску до допустимых для теплового двигателя значений. При использовании «обращенной» схемы плотность теплового потока

в ТА определяет наружный (межтрубный) тракт, где теплоотдача много ниже, чем внутри труб.

Обеспечить рост теплоотдачи за счет более плотной компоновки трубного пакета и соответствующего увеличения скорости газа [13] не представляется возможным [14] вследствие «вырождения» трубного пучка (рис. 5, а) в систему узких щелевых каналов с ламинарным режимом течения теплоносителя, формированием «мертвых» зон [15], исключая значительную часть площади трубной системы из активного теплообмена с газовым потоком. Такое техническое решение вызывает не рост, а наоборот, падение теплоотдачи (рис. 5, б), что отмечалось ранее при экспериментах с плотной компоновкой трубных пучков коридорного и шахматного расположения [16]. Снижение интенсивности теплообмена для обеспечения требуемой тепловой мощности приводит к необ-

ходимости развития поверхности теплообмена, что приводит к увеличению массы и габаритов ТА в целом.

Из приведенных результатов следует, что теплоотдача в «вырожденном» трубном пучке шахматного строения даже ниже, чем в извилистом щелевом канале с ламинарным течением теплоносителя.

Непродуманность технических решений, направленных якобы на повышение надежности утилизаторов ГТУ [17], могут привести прямо к противоположным результатам. Конструкция ТА с матрицей из вертикальных круто загнутых змеевиков (ЗМРГ) из труб сравнительно малого диаметра и большой относительной длины должна обеспечить, по мнению авторов, «ввод теплообменной секции ТА в работу броском сетевой воды в разогретую трубную систему, что неприемлемо для обычных водотрубных утилизаторов».

Гарантировать «самокомпенсацию» трубной системы любого теплообменника необходимо на стадии его проектирования и помимо теплогидравлического расчета выполнить ее прочностной расчет, который предполагает определе-

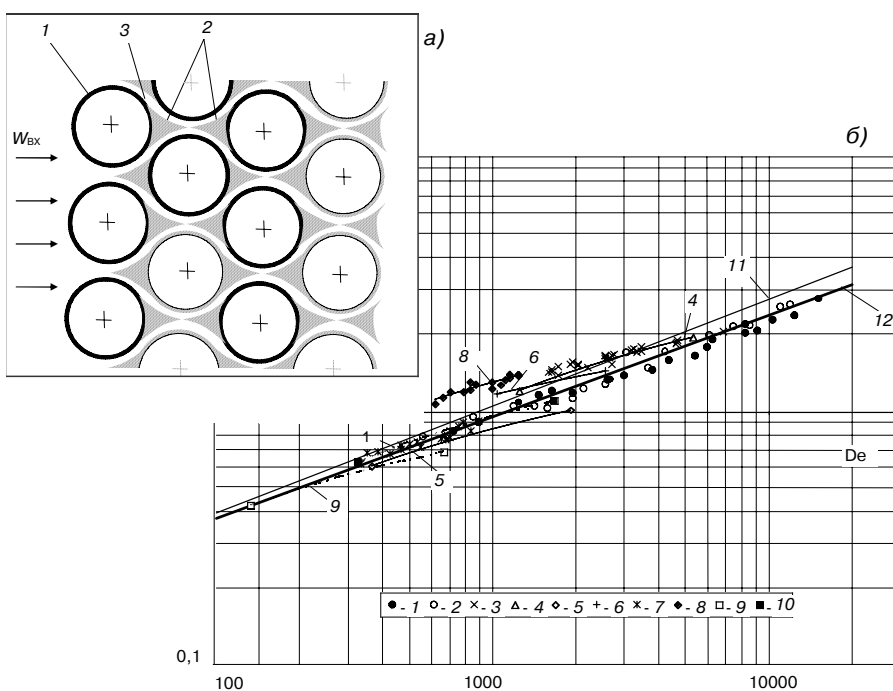


Рис. 5. Течение теплоносителя в «суперплотном» шахматном пучке труб [14]: а) конструкция трубного пучка: 1 — труба; 2 — «замороженная» зона; 3 — щелевой канал;

б) теплоотдача в «вырожденном» трубном пучке шахматного строения: 1–10 — опытные данные работ, указанных в [14]; 11 — зависимость В.К. Шукина [11] для ламинарного течения теплоносителя в извилистой узкой щели; 12 — обобщение опытных данных работ [1–10].

Здесь: $De = Re \sqrt{d_s / D_{изг}}$ — число Дина;

$K_f = Nu / (Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43}) \epsilon_r \epsilon_\phi \epsilon_l$; d_s и $D_{изг}$ — эквивалентный диаметр щелевого канала и диаметр изгиба канала; ϵ_r , ϵ_ϕ и ϵ_l — поправки, учитывающие направление теплового потока, геометрию пучка и относительную длину щелевого канала

- возникающих в металле труб напряжений сжатия;
- термических удлинений отдельных змеевиков, вызывающих их неизбежное «выпучивание»;
- пластических деформаций труб, которые могут привести к образованию «сквозных» пор в межтрубном пространстве КУ, возникновению в процессе его эксплуатации транзитных потоков греющего газа и, как следствие, снижению его тепловой мощности и надежности теплообменника в целом.

Поэтому для мощных КУ ДЭУ и ГТУ целесообразно использовать традиционные технические решения [18], основанные на применении:

- выкатных модульных конструкций ТА;
- приварного спирального ленточного оребрения наружной поверхности U-образных труб, выполненного с шагом ребер не менее 6–7 мм и высотой не более 8–12 мм;
- разборных конструкций водяных коллекторов модулей.

Выводы

1. Применение ПСВ и ЛСВ в газовом тракте КУ энергетически эффективно, способствует повышению его компактности и снижению металлоемкости.

2. Наличие в трубках матрицы КУ спиральных интенсификаторов обеспечивает самоочистку труб от сажи, снижению количества необходимых чисток при эксплуатации теплообменника.

3. Для КУ мощных ДЭУ и ГТУ целесообразно использовать ТА «обращенной» схемы, матрица которых выполнена из унифицированных U-образных труб с наружным приварным ленточным спиральным оребрением.

4. Применение «суперплотных» пучков труб не приводит к улучшению массогабаритных показателей КУ.

5. Использование для изготовления матриц КУ ЗМРГ не гарантирует надежности ТА, особенно при эксплуатации в «сухом» режиме.

Литература

1. *Коняхин В.И., Смирнов С.А., Шевчук В.В.* Энергосберегающая техника индустриального применения ГП «Ивченко-Прогресс» // Газотурбинные технологии. — 2008. — С. 20–21.

2. *Огнев В.В., Хворов Г.А., Юмашев М.В., Аконова Г.С.* Реализация энергосберегающей политики ОАО «Газпром» в современных условиях // Газовая промышленность. — 2009. — № 3. — С. 76–80.

3. *Макаров А.А., Гутянов В.П.* Возможности энергосбережения и пути их реализации // Теплоэнергетика. — 1995. — № 6. — С. 2–6.

4. *Колядин Е.А.* Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных котлах : автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Астрахань, 2007. — 24 с.

5. *Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Кооп И.З., Мякочин А.С.* Эффективные поверхности теплообмена. — М. : Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.

6. *Мигай В.К.* Повышение эффективности современных теплообменников. — Л. : Энергия, 1980. — 144 с.

7. *Кузнецов Е.Ф., Карасев С.А.* Интенсификация теплообмена в трубах с проволочными спиральными // Турбины и компрессоры. — 1997. — № 2. — С. 23–26.

8. *Пермяков Б.А., Рамадан А.Э., Аксенов А.К.* Повышение эффективности воздухоподогревателей со стеклянными трубами // Промышленная энергетика. — 1995. — № 7. — С. 35–36.

9. *Халатов А.А.* Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. — Т. 7 // Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении. — Киев, 2008. — 292 с.

10. *Сударев А.В., Халатов А.А., Сударев Б.В.* Интенсификация теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования проволочными спиральными вставками // Газотурбинные технологии. — 2009. — № 4 (75). — С. 26–30.

11. *Шукин В.К.* Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. — М. : Машиностроение, 1970. — 332 с.

12. *Мигай В.К.* Моделирование теплообменного энергетического оборудования. — Л. : Энергоатомиздат, 1987. — 264 с.

13. *Литец А.У., Андреева А.Я.* Теплообменники из суперплотных шахматных пучков труб // Теплоэнергетика. — 2000. — № 10. — С. 49–50.

14. *Сударев Б.В., Орберг А.Н., Кондратьев В.В.* Теплоотдача и гидравлическое сопротивление суперплотных пучков труб // Сборник научных трудов НТК-05 «Кораблестроительное образование и наука — 2005». — СПб. : Изд. СПбГМТУ, 2006. — Т. 2. — С. 13–23.

15. *Мигай В.К., Фирсова Э.В.* Теплообмен и гидравлическое сопротивление пучков труб. — Л. : Наука, 1986. — 195 с.

16. *Жукаускас А.А., Макарявичюс В.И., Шланчяускас А.А.* Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. — Вильнюс: Минтис, 1968. — 192 с.

17. *Алиев Ю.В., Поляшов Е.Б., Походяев С.Б.* Результаты работ по разработке утилизаторов для газотурбинных установок // Газотурбинные технологии. — 2006. — С. 28–30.

18. *Виноградов В.В., Кондратьев В.В., Орберг А.Н.* и др. Утилизаторы теплоты выпускных газов поршневых двигателей и газовых турбин // Турбины и дизели. Ноябрь–декабрь. — 2006. — С. 14–17.