



УДК 621.436

© В. А. Лашко, А. Н. Бердник, 2010

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА КОМБИНИРОВАННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ¹

Лашко В. А. – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел. (4212) 37-52-17, e-mail: kafdvs@rambler.ru; Бердник А. Н. – канд. техн. наук, доц. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел. (4212) 37-52-17, e-mail: kafdvs@rambler.ru (ТОГУ)

Рассмотрены основные пути, направленные на совершенствование систем газотурбинного наддува комбинированных поршневых двигателей в зависимости от уровня форсирования. Представлена иерархическая схема различных систем воздухообеспечения поршневых двигателей. Даны преимущества и недостатки, а также приведены и проанализированы эксергетические балансы системы воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом и одноступенчатой системы воздухообеспечения с силовой турбиной. Сформулирована проблема согласования характеристик поршневого двигателя, турбин и компрессоров.

The basic directions to improve systems of a turbo-supercharging of combined piston engines depending on the level of speeding up are considered. The hierarchical scheme of various systems for air supply of piston engines is given. Advantages and disadvantages are considered and also exergy balances of both air supply system with two-stage supercharge and one-stage air supply system with the power turbine are analyzed. The coordination problem for characteristics of the piston engine, turbines and compressors is formulated.

Ключевые слова: газотурбинный наддув, система воздухообеспечения, комбинированный поршневой двигатель, эксергетический баланс, силовая турбина, потери работоспособности газов.

Как известно, одним из основных путей повышения эффективной мощности поршневых двигателей является их форсирование по среднему эффективному давлению p_{me} за счет увеличения давления наддува. Наиболее распространенным способом наддува является газотурбинный, который подразделяется на одноступенчатый и двухступенчатый наддувы. При газотурбинном наддуве для привода компрессора (двух компрессоров, если наддув двухступенчатый) используется энергия выпускных газов. Система газотурбинного наддува с силовой турбиной является комбинированной одноступенчатой.

¹ Работа выполнена в рамках Государственного контракта № П-618

пенчатой системой наддува, в которой силовая турбина передает часть энергии выпускных газов через механическую или гидравлическую передачу на коленчатый вал поршневого двигателя.

На рис. 1 представлена иерархическая схема различных систем газотурбинного наддува поршневых двигателей. Однако в действительности не все системы газотурбинного наддува, представленные на рис. 1, нашли широкое применение в области двигателестроения. Прежде всего, это касается двухступенчатого наддува и одноступенчатой системы наддува с силовой турбиной. Возможно, это связано с особенностями работы агрегатов наддува в составе комбинированного поршневого двигателя, а также распределения располагаемого теплоперепада по ступеням турбин и требуемой суммарной степени повышения давления по ступеням компрессоров. Следует также отметить, что работ, связанных с использованием силовой турбины в составе комбинированного поршневого двигателя, мало. Это относится как к отечественному, так и зарубежному двигателестроению.



Рис. 1. Иерархическая схема различных систем газотурбинного наддува поршневых двигателей: ТК – турбокомпрессор; ТВД – турбина высокого давления; ВД – высокое давление; ТНД – турбина низкого давления; НД – низкое давление; КВД – компрессор высокого давления; КНД – компрессор низкого давления

Система воздухообеспечения с одноступенчатым наддувом при степени повышения давления π_k больше 5,5-6 даже с современной технологией проектирования и изготовления исчерпала свои возможности, и потребуются двухступенчатый наддув [1, 2]. С другой стороны, в системе воздухообеспечения с одноступенчатым наддувом давление газов перед турбиной существен-



но ниже давления наддува p_b , а давление в конце такта расширения в цилиндре поршневого двигателя обычно в 2-3 раза превышает давление наддува. Следовательно, часть энергии выпускных газов не используется в турбине, т. е. теряется при дросселировании в клапанах и выпускной системе. При высоком давлении наддува использование этой энергии может дать значительный эффект, связанный с уменьшением удельного эффективного расхода топлива b_e , а, следовательно, увеличением эффективного КПД поршневого двигателя η_{et} . Это обстоятельство является причиной использования силовой турбины, передающей избыточную мощность на коленчатый вал поршневого двигателя [3].

В то же время одноступенчатая система газотурбинного наддува с силовой турбиной имеет два основных недостатка:

1) увеличение давления газов перед турбиной p_{g1} обуславливает повышение работы насосных ходов ($p_{g1} > p_b$). При таком положении выигрыш от использования силовой турбины в одноступенчатой системе наддува должен быть существенным по сравнению с просто одноступенчатой системой газотурбинного наддува;

2) ограничение использования силовой турбины в составе комбинированного поршневого двигателя при π_k до 5,5-6, так как проточная часть компрессора может не обеспечить требуемое давление наддува.

По сравнению с поршневым двигателем с одноступенчатым наддувом, двигатель с двухступенчатым наддувом имеет худшую приемистость при одинаковом p_{me} . Это связано с тем, что той же энергией выпускных газов необходимо разгонять два ТК вместо одного.

Однако КПД двухступенчатой системы газотурбинного наддува имеет более высокое значение по сравнению с КПД одноступенчатой системы газотурбинного наддува по следующим причинам:

1) более полное использование энергии расширения в турбине;
2) более высокий КПД компрессора и турбины (более низкие скорости потока), в том числе и за счет снижения механических потерь;

3) значительно более высокий уровень давления наддува и отсюда – возможность получения более высоких p_{me} ;

4) возможность работы в более широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов (более широкое поле характеристик).

Эффективность системы воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом в большей степени зависит от использования промежуточного охлаждения воздуха. Однако оценить влияние промежуточного охлаждения воздуха расчетным путем пока в полной мере не представляется возможным.

На рис. 2 показана наиболее распространенная схема соединения турбин и компрессоров при системе воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом [3,4]. Особое место занимают вопросы оценки потерь в турбинных решетках ВД и НД, что определяет соответствующие КПД турбин. Совершенно оче-

видно, что изменение отношения эффективных проходных сечений турбин НД и ВД $\mu f_{Т.Н} / \mu f_{Т.В}$ влияет на распределение мощностей между турбинами НД и ВД.

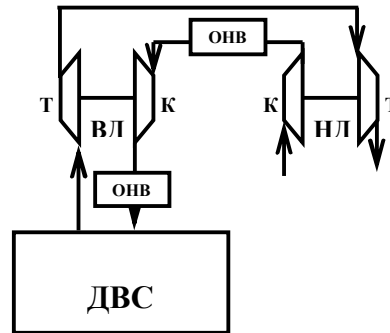


Рис. 2. Схема соединения турбин и компрессоров при системе воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом: Т – турбина; К – компрессор; ВД – турбокомпрессор высокого давления; НД – турбокомпрессор низкого давления; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха

Существуют различные схемы одноступенчатых систем газотурбинного наддува с силовой турбиной [3]:

- 1) последовательное соединение турбины ТК с силовой турбиной (схема ТК + СТ);
- 2) последовательное соединение силовой турбины с турбиной ТК, когда силовая турбина расположена перед турбиной ТК (схема СТ + ТК);
- 3) турбина ТК является одновременно силовой турбиной, т. е. соединена с коленчатым валом через гидравлическую или механическую передачу;
- 4) параллельное соединение турбины ТК и силовой турбины.

Как показывает анализ систем газотурбинного наддува с силовой турбиной, наиболее перспективными являются первые две схемы (ТК + СТ, СТ + ТК).

Схема установки ТК + СТ обладает некоторым преимуществом перед схемой СТ + ТК (силовая турбина располагается по ходу движения газов перед турбиной ТК), так как позволяет повысить КПД силовой турбины на 1-2 % из-за уменьшения потерь энергии с выходной скоростью (в этом случае силовая турбина вращается с меньшей скоростью и лопатки ее менее напряжены, чем при работе по схеме СТ + ТК).

При работе группы последовательно расположенных ступеней с уменьшением p_{me} основное уменьшение располагаемого теплоперепада приходится на последнюю по ходу движения газов турбину. Поэтому преимущество схемы ТК + СТ над схемой СТ + ТК является несомненным, так как в этом случае будет уменьшаться мощность силовой турбины, а не мощность турбины ТК, что не вызовет существенного понижения π_k , а, следовательно, и p_{me} . Установка силовой турбины по схеме ТК + СТ придает комбинированному поршневому двигателю важное качество: его работа мало зависит от проти-



водавления на выпуске.

В настоящее время существующие методы расчета потерь работоспособности газов в системах воздухообеспечения с одно- и двухступенчатым наддувом и с силовой турбиной поршневых двигателей не могут ответить на ряд вопросов, связанных с выбором рациональной системы газотурбинного наддува при форсировании по p_{me} . Это в первую очередь связано с недостаточным описанием процессов локальных потерь работоспособности газов при движении энергетического потока от цилиндра двигателя к турбине, в самой турбине и на выходе из нее.

В анализируемой системе должны занимать существенное место энергетические превращения, для изучения которых необходимо привлечение второго начала термодинамики. Другими словами, в энергетических превращениях достаточно важную роль должны играть такие параметры, которые характеризуются энтропией, отличной от нуля. Действие этой системы происходит в условиях взаимодействия с равновесной окружающей средой, параметры которой (температура, давление и состав) не зависят от действия системы. Вместе с тем эти параметры оказывают определяющее влияние на характеристики системы, и абстрагироваться от них при анализе, как правило, невозможно; рассматривается, по существу, большая система, включающая и рассматриваемую систему, и окружающую среду. Такой подход в наибольшей степени соответствует большинству задач инженерной практики. В этом заключается существенное отличие эксергетического метода от метода располагаемой энергии газов и энтропийного метода, в которых параметры равновесной окружающей среды не входят в рассмотрение, а учитываются только при воздействии через границы системы [5].

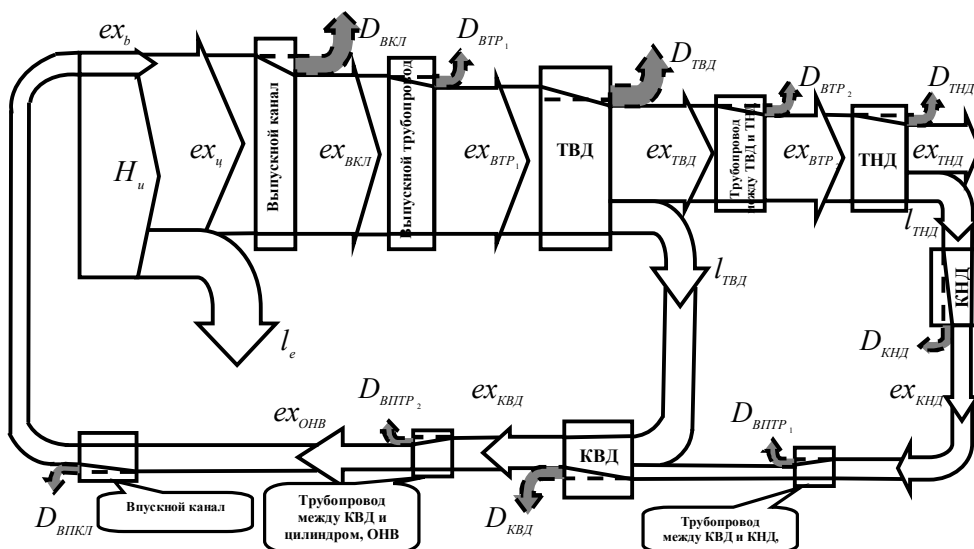


Рис. 3. Эксергетический баланс системы воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом

Особенности эксергетических балансов для различных систем воздухо-снабжения комбинированного поршневого двигателя хорошо прослеживаются на рис. 3-5. Отличие от энергетических балансов (тепловых балансов) заключается в том, что потоки эксергии могут уменьшаться или вообще исчезать в результате потерь, а не сохранять постоянное значение, как потоки энергии. Все эти потери представлены на рис. 3-5 как вертикальные катеты «треугольников потерь».

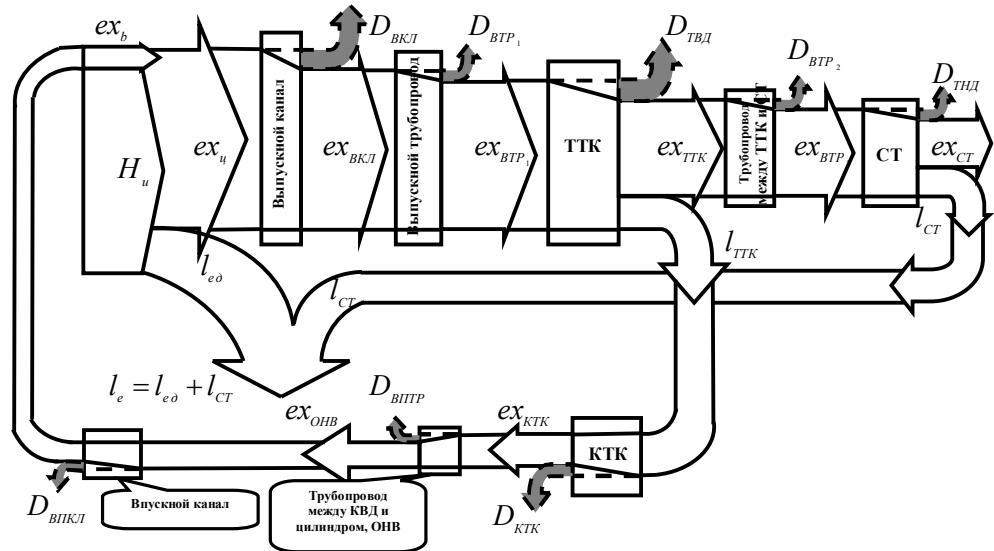


Рис. 4. Эксергетический баланс одноступенчатой системы воздухо-снабжения с силовой турбиной (схема ТК + СТ)

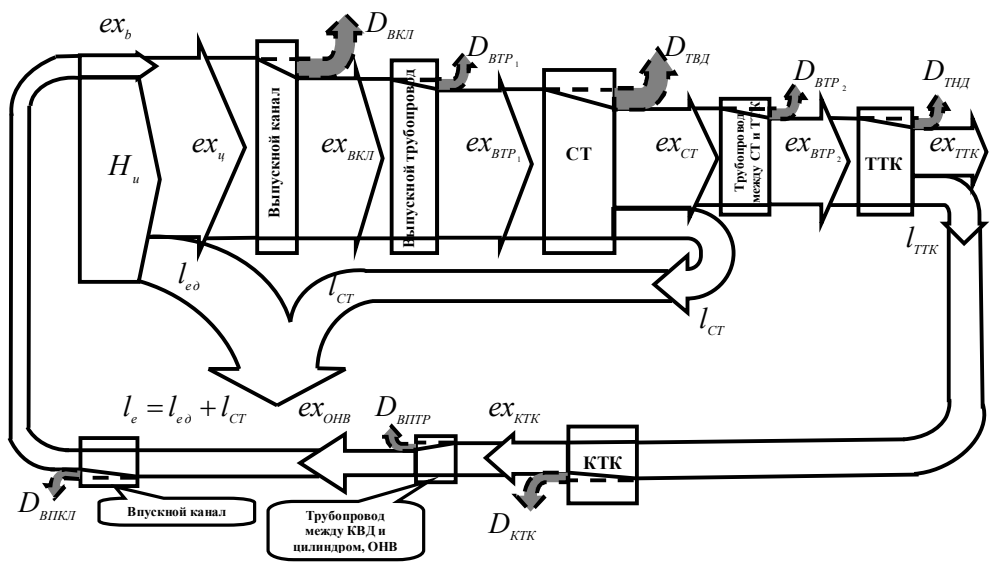


Рис. 5. Эксергетический баланс одноступенчатой системы воздухо-снабжения с силовой турбиной (схема СТ + ТК)



Следовательно, для:

1. Системы воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом уравнение эксергетического баланса будет иметь вид:

$$H_u + ex_b = ex_{ТНД} + l_e - (D_{вкл} + D_{ВТР_1} + D_{ТВД} + D_{ВТР_2} + D_{ТНД} + D_{КНД} + D_{ВПТР_1} + D_{КВД} + D_{ВПТР_2} + D_{ВКЛ}),$$

где ex – эксергия; D – потери эксергии; обозначения в индексной части аббревиатур: b – воздух; $ТНД$ – на выходе из ТНД; $ВКЛ$ – выпускной канал; $ТВД$ – на выходе из ТВД; $ВТР_1$ – выпускной трубопровод между ТВД и цилиндром; $ВТР_2$ – выпускной трубопровод между ТВД и ТНД; $КНД$ – воздух в КНД; $КВД$ – воздух в КВД; $ВПТР_1$ – воздух во впускном трубопроводе между КВД и КНД; $ВПТР_2$ – воздух во впускном трубопроводе между КВД и цилиндром; $ВКЛ$ – впускной канал; l_e – удельная эффективная работа поршневого двигателя; $l_{ТНД}$ – удельная полезная работа ТНД; $l_{ТВД}$ – удельная полезная работа ТВД; H_u – низшая теплотворная способность топлива;

2. Одноступенчатой системы воздухообеспечения с силовой турбиной (схема ТК + СТ) уравнение эксергетического баланса будет иметь вид:

$$H_u + ex_b = ex_{СТ} + l_e - (D_{вкл} + D_{ВТР_1} + D_{ТТК} + D_{ВТР_2} + D_{СТ} + D_{КТК} + D_{ВПТР} + D_{ВКЛ}),$$

где обозначения в индексной части аббревиатур: $ВТР_1$ – выпускной трубопровод между цилиндром и ТТК; $ВТР_2$ – выпускной трубопровод между ТТК и СТ; $ВПТР$ – воздух во впускном трубопроводе между КТК и цилиндром; $l_{ТТК}$ – удельная полезная работа ТТК; $l_{е0}$ – удельная эффективная работа поршневой части двигателя; $l_{СТ}$ – удельная полезная работа СТ;

3. Одноступенчатой системы воздухообеспечения с силовой турбиной (схема СТ + ТК) уравнение эксергетического баланса будет иметь вид:

$$H_u + ex_b = ex_{ТТК} + l_e - (D_{вкл} + D_{ВТР_1} + D_{СТ} + D_{ВТР_2} + D_{ТТК} + D_{КТК} + D_{ВПТР} + D_{ВКЛ}),$$

где обозначения в индексной части аббревиатур: $ВТР_1$ – выпускной трубопровод между цилиндром и СТ; $ВТР_2$ – выпускной трубопровод между СТ и ТТК.

Рассмотрим, что входит в потери эксергии газов D_i (см. рис. 3-5) эксергетических балансов различных систем воздухообеспечения комбинированных поршневых двигателей.

При течении газов в впускном канале можно выделить три основных вида потерь [6]:

1. Потери, связанные с отрывом потока;
2. Потери, связанные с выравниванием поля скоростей вслед за стержнем клапана, за направляющей втулкой и поворотом канала;
3. Потери на трение.

Для оценки аэродинамического совершенства выпускного канала с точки зрения потерь эксергии газов используется так называемый коэффициент расхода канала μ_{ex} , который определяется экспериментальным путем.

Гидравлические потери существенно зависят от поперечного сечения трубопровода.

Основными потерями в решетках турбины являются профильные $\xi_{пр}$ и концевые ξ_k . Однако в практике существуют различные подходы к определению профильных и концевых потерь в сопловом аппарате и рабочем колесе турбины [7,8,9].

Суммарные потери в компрессоре складываются из потерь во входном устройстве $\zeta_{ex,y}$, в рабочем колесе $\zeta_{p,k}$, в безлопаточном $\zeta_{ба.д}$ и лопаточном $\zeta_{л.д}$ диффузорах, в улитке $\zeta_{ул}$ [10]. К сожалению, в настоящее время чисто теоретическое определение потерь в элементах проточной части компрессора не представляется возможным, поэтому при оценке коэффициентов потерь приходится базироваться на экспериментальных данных.

При оценке потерь в ОНВ необходимо учесть гидравлические потери в нем и его тепловую эффективность.

Для оценки аэродинамического совершенства впускного канала с точки зрения потерь эксергии газов используется коэффициент расхода впускного канала $\mu_{вп.к}$, который, также как и для выпускного канала, определяется экспериментальным путем.

Для согласования работы агрегатов наддува в составе комбинированного поршневого двигателя необходимо совместное рассмотрение полей характеристик поршневого двигателя с характеристиками турбины и компрессора.

В настоящее время для согласования режимов совместной работы поршневого двигателя и агрегатов системы воздухообеспечения можно выделить два основных способа решения данной проблемы:

1. Графический;
2. Аналитический.

Анализ известных методик расчета характеристик поршневого двигателя показывает, что применительно к задаче сравнения параметров различных систем газотурбинного наддува эти методики имеют существенные ограничения, так как характеристики компрессоров или турбин закладываются в эмпирическом или полуэмпирическом виде. А это, в свою очередь, затрудняет варьирование конструктивными параметрами ТК с целью оптимизации их для работы в заданном диапазоне режимов.

С другой стороны, можно констатировать, что известные методы согласования характеристик поршневого двигателя, турбины и компрессора имеют один существенный недостаток – они не отражают нелинейное взаимодействие характеристик. В выполненных работах изменение характеристик осуществляется с помощью скалярных величин: давление, температура и т. д. Чтобы учесть нелинейную природу взаимодействия характеристик, необходимо



вводить вариацию функций, что позволит в дальнейшем использовать фундаментальную теорию управления для согласования характеристик поршневого двигателя, турбины и компрессора [11]. Следует обратить внимание на описание динамики процессов в поршневом двигателе, турбине и компрессоре. Это даст возможность сформулировать необходимые и достаточные условия достижения минимума (максимума) функционала. Вопрос выбора функционала, т. е. оценка качества процесса согласования режимов совместной работы поршневого двигателя и агрегатов воздухообеспечения, остается открытым.

Выводы

- 1) Необходимо констатировать, что резервы повышения эффективного КПД комбинированного двигателя при использовании двухступенчатого наддува и силовой турбины есть, но нет разработанных положений, раскрывающих природу процессов в этих системах;
- 2) Следует выполнить широкий цикл экспериментальных исследований, направленных на определение потерь работоспособности газов при движении их от цилиндра поршневого двигателя к турбине, что позволит представить четкую картину потоков эксергии в системах воздухообеспечения с двухступенчатым наддувом и силовой турбиной;
- 3) Назрела острая необходимость использовать современные подходы при согласовании характеристик поршневого двигателя, турбины и компрессора, базируясь на основных положениях вариационного исчисления и фундаментальной теории управления.

Библиографические ссылки

1. Ципленкин Г. Е. Обзор докладов по турбокомпрессорам на конгрессе СИМАС 2004 / Г. Е. Ципленкин, Р. С. Дейч, В. И. Иовлев // Двигателестроение. 2005. № 4. С. 21-25.
2. Форсированные дизели: Докл. на XI Международном конгр. по двигателям (СИМАК) / Под. ред. В. И. Балакина, Н. Н. Иванченко, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
3. Дехович Д. А. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Д. А. Дехович, Г. И. Иванов, М. Г. Круглов. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.
4. *Rechnerische Untersuchung des Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener mittelschnellanfen-der Viertakt dieselmotoren* / E. Renzke, G. Weschal // MTZ. 1978. 39. № 3. P. 93-98.
5. Лашко В. А. Методы оценки эффективности систем газотурбинного наддува комбинированных двигателей внутреннего сгорания : Учеб. пособие / В. А. Лашко, А. Н. Бердник. – Хабаровск : Изд-во ТОГУ, 2006. – 118 с.
6. Васильев Л. А. Моделирование газодинамических процессов в дизелях / Л. А. Васильев. – Хабаровск : Изд-во ХГТУ, 1996. – 131 с.



7. *Митрохин В. Т.* Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.
8. *Шерстюк А. Н.* Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
9. *Межеричский А. Д.* Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей / А. Д. Межеричский. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
10. *Ден Г. Н.* Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
11. *Цлаф Л. Я.* Вариационные исчисления и интегральные уравнения: Справ. руководство / Л. Я. Цлаф. – М.: Наука, 1970. – 191 с.