

Численные данные (рис.2) показывают быстрое затухание переходных процессов, что свидетельствует о существенном демпфировании колебаний в масляной пленке. Подчеркнем, что ротор теряет устойчивость при $\tilde{\Omega} = 2110 \text{ рад/с}$, а режим автоколебаний наблюдается как при меньших, так и больших частотах вращения. Это свидетельствует о жестком возбуждении автоколебаний в рассматриваемой системе.

Список литературы:

1. Zhang X. Y. On site testing and analysis of the oil whirl phenomena in national made 200MW stream turbine generator systems / X. Y. Zhang // Power Industry. – 1992. – №12. – P.32-37. 2. Позняк Э. Л. Неустойчивые колебания роторов на подшипниках скольжения / Э.Л.Позняк // Динамика гибких

роторов. – 1972. – С. 22-29. 3. Олимпиев В. И. О собственных частотах ротора на подшипниках скольжения / В.И.Олимпиев // Известия АН СССР. – 1960. – №3 – С.24-29. 4. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов / Тондл А. – Л.: “Энергия”, 1971. – 386 с. 5. Каринцев И.Б. Статические и динамические характеристики масляной пленки коротких подшипников скольжения/И.Б.Каринцев, Н.Г.Шульженко // Динамика и прочность машин. – Харьков. – 1972. – Вып. 16. – С.14-18. 6. Филиппов А.П. Устойчивость колебаний ненагруженного неуравновешенного ротора в коротких опорах жидкостного трения / А.П.Филиппов, Н.Г. Шульженко // Машиноведение. – 1973. – №4. – С. 21-28. 7. Овчарова Д.К. Вынужденные колебания ротора на подшипниках скольжения / Д.К.Овчарова, Е.Г. Голоскоков // Прикладная механика. – 1975. – №11. – С. 95-99. 8. Ping J.J. On the nonlinear dynamic behavior of a rotor-beam ring system / J.J. Ping, M.Guang, Yi S. Song // Journal of Sound and Vibration. – 2004. – № 274. – P.1031-1044.

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, канд. техн. наук, С.В. Алексеев, инж., С.А. Столяров, инж.

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР КАСКАДНОГО ОБМЕНА ДАВЛЕНИЕМ

Развитие пневмотранспорта сыпучих грузов, технологических пневмоагрегатов дорожно-строительной и специальной техники предполагает снижение себестоимости при получении сжатого воздуха. Нагнетание воздуха дорогостоящими и сложными по конструкции поршневыми или лопаточными компрессорами, особенно с автономным, например, дизельным, приводом характеризуется большой энергозатратностью. Коэффициент полезного действия компрессора с дизельным двигателем, с учетом потерь преобразования исходной тепловой энергии в механическую в дизеле и механической энергии в располагаемую работу сжатия воздуха, в лучших образцах не превышает значений 0,2 ... 0,21

Значительный резерв снижения энергозатратности при получении сжатого воздуха и упрощения конструкции нагнетателя связывается с использованием устройств прямого преобразования тепловой энергии в сжатый воздух на базе каскадного обменника давления (КОД). Агрегаты, реализующие каскадное сжатие, представляют собой новую разновидность обменников давления, в частности апробируемых в системах наддува двигателей внутреннего сгорания. Сжатие воздуха в КОД, как и в волновом обменнике давления известной системы наддува «Comprex», осуществляется в результате непосредственного контакта со сжимающими газами, однако

с существенным отличием организации рабочего процесса. Принцип действия КОД изложен в работах [1, 2, 3].

Типичная конструкция обменника (рис. 1.) представляет собой ротор с продольными напоробменными ячейками, вращающийся в статоре, в одной из торцевых крышек которого (А), расположены массообменные каналы, а также окна подвода и отвода сжимающего газа, в другой (В) – окна подвода и отвода сжимаемого воздуха. Ротор приводится во вращение с частотой 2000...3000 мин⁻¹ при помощи электродвигателя или другого привода незначительной мощности. Фотографии основных узлов одной из конструкции КОД показаны на рис. 2.

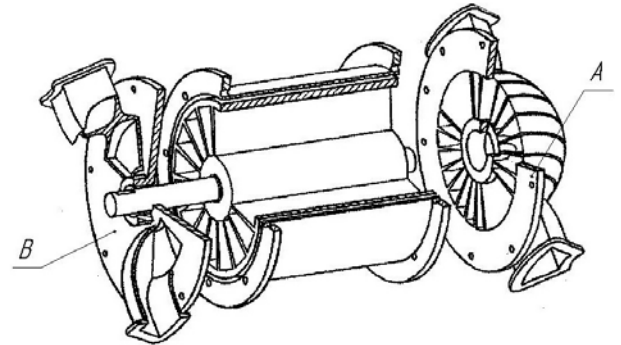


Рис.1 . Общий вид каскадного обменника давления

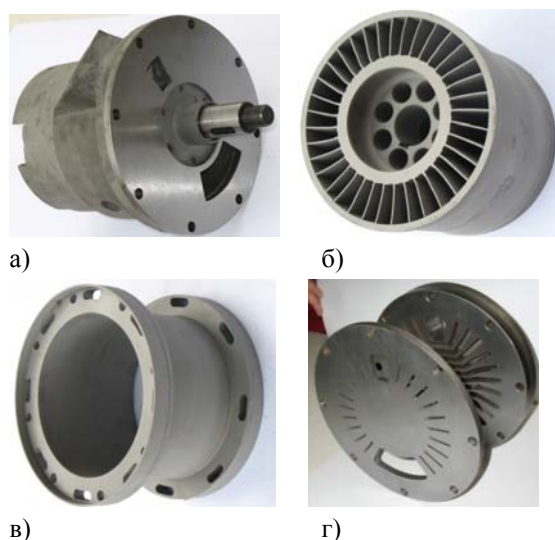


Рис. 2. Основные элементы конструкции опытного образца КОД

а – статор; б – ротор; в – корпус; г – торцевая крышка со стороны подвода и отвода сжимающего газа

Высокая эффективность КОД подтверждена стендовыми испытаниями на базе двигателя 6ЧН12/14. Так, при параметрах сжимающего газа $T_{g1}=800$ К, $P_{g1}=0,25$ МПа к.п.д. опытной установки КОД достигает 0,84 и на режиме $T_{g1}=850$ К, $P_{g1}=0,25$ МПа – 0,86.

Энергетическое совершенство рабочего про-

цесса каскадного обменника реализуется в значительном превышении расхода сжимаемого воздуха относительно сжимающей среды, тем в большей степени, чем выше температура последней.

Отмеченное свойство каскадных обменников положено в основу создания компрессора прямого преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатого воздуха. В простейшей схеме теплового компрессора часть нагнетаемого воздуха отводится к потребителю, другая – нагревается в источнике подвода теплоты и направляется в окно подвода высокого давления обменника, где используется в качестве сжимающей среды. Уникальная простота и достаточно высокая эффективность одноступенчатого теплового компрессора обуславливает привлекательность его применения в системах воздухообеспечения с максимальным давлением нагнетания до 0,4...0,5 МПа в зависимости от максимальной температуры рабочего цикла T_z .

Существенно большую напорность и энергетическую эффективность реализует двухступенчатый компрессор каскадного обмена давлением. Схема модернизированного теплового компрессора КОД с промежуточным охлаждением и подогревом сжимаемого воздуха и сжимающей среды показана на рис. 3.

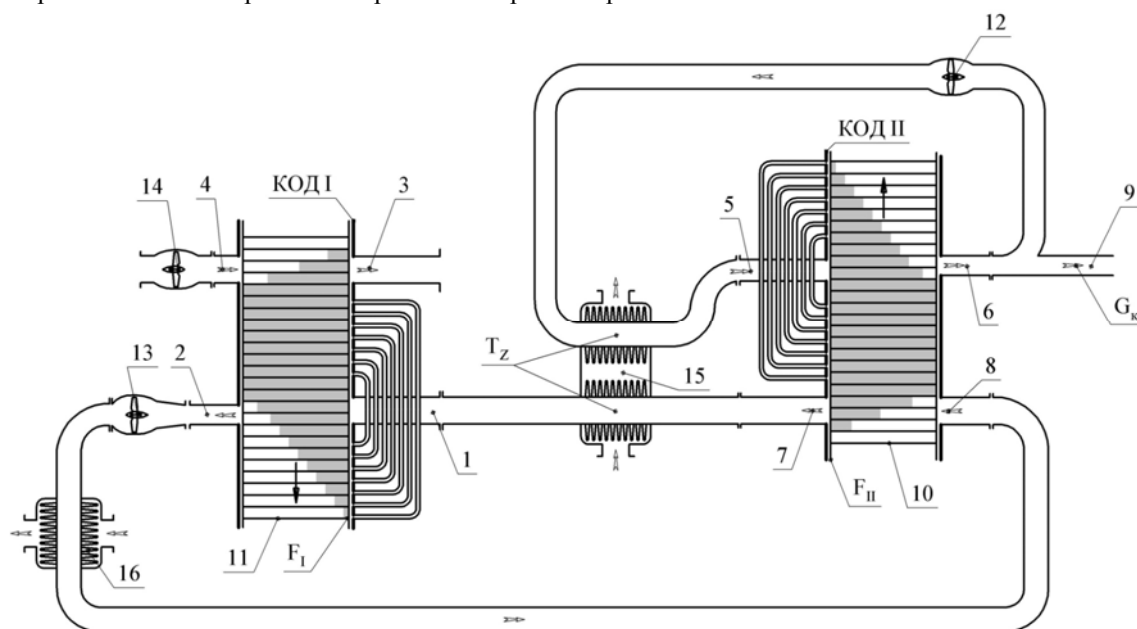


Рис. 3. Принципиальная схема двухступенчатого теплового компрессора КОД.

1, 2, 5, 6 – окна подвода и отвода высокого давления (ПВД и ОВД) соответственно КОД I и КОД II; 3, 4, 7, 8 – окна отвода и подвода отвода низкого давления (ОНД и ПНД) соответственно КОД I и КОД II; 9 – патрубок отбора сжатого воздуха; 10 – ротор КОД II; 11 – ротор КОД I; 12 – вытеснительный вентилятор второй ступени; 13 – вытеснительный вентилятор первой ступени; 14 – продувочный вентилятор; 15 – нагреватель; 16 – охладитель

Нагнетание воздуха в данном устройстве осуществляется в результате последовательного сжатия холодного воздуха и расширения горячего воздуха в агрегатах КОД первой и второй ступеней. При этом соотношения степеней сжатия воздуха в первой и второй ступенях π_1 , π_{II} не является произвольным, поскольку с одной стороны подчинено условию баланса расходов рабочих сред в линиях высокого давления первой ступени и низкого давления второй ступени, с другой – условию обеспечения продувки и вытеснения рабочих сред в ячейках роторов обоих КОД в указанных линиях.

В общем случае соотношения π_1 и π_{II} зависят от общей напорности теплового компрессора π_k и максимальной температуры рабочего цикла T_z .

Несмотря на конструктивную простоту устройства теплового компрессора КОД, газодинамический расчет двухступенчатого теплового компрессора каскадного обмена давлением, включающий поиск режимов совместной работы агрегатов КОД первой и второй ступеней, достаточно трудоемок. Поэтому уточненному расчету рабочего цикла теплового компрессора КОД должен предшествовать предвари-

тельный выбор основных размерных параметров элементов системы, удовлетворяющих условию реализации заданной производительности компрессора.

Ниже приводятся результаты расчета размерных соотношений фронтальных размеров роторов обменников первой и второй ступеней на примере компрессора производительностью $G_k = 0,1$ кг/с с различной общей напорностью π_k , максимальной температурой цикла T_z и перепадом давлений, создаваемым вытеснительным вентилятором ΔP_6 .

Основным способом снижения габаритных размеров теплового компрессора КОД является повышение напорности вытеснительных и продувочных вентиляторов 14, 13, 12 (см. рис. 3.). Основное назначение этих вентиляторов - осуществление циркуляции рабочих сред в контурах низкого и высокого давления обоих обменников. Как видно из приведенных на рис. 4. гистограмм, даже незначительное повышение напорности вытеснительных вентиляторов позволяет значительно уменьшить площадь сечения проточной части (F_{PI} и F_{PII}) роторов обоих КОД.

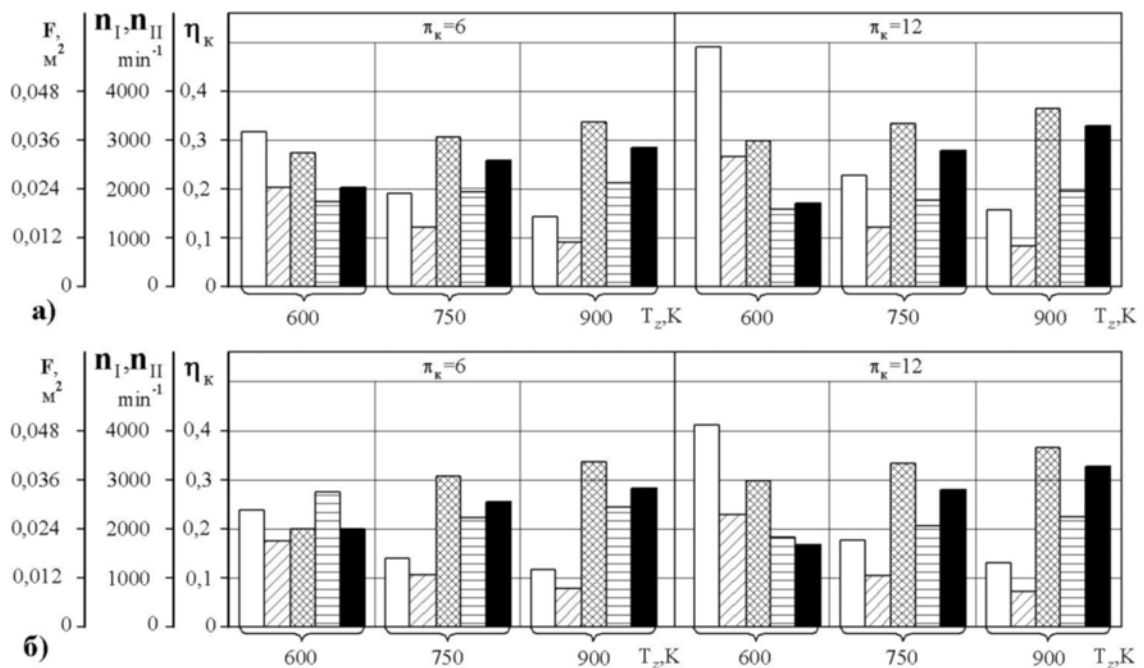


Рис. 4. Сочетание конструктивных и режимных параметров компрессора производительностью $G_k=0,1$ кг/с КОД для различных условий его работы

а – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени $\Delta P_{VI}=\Delta P_{VII}=15$ кПа;

б – при напорности вытеснительных вентиляторов первой и второй ступени $\Delta P_{VI}=\Delta P_{VII}=20$ кПа;

□ - площадь сечения проточной части ротора КОД I, F_{PI} ; ▨ - площадь сечения проточной части ротора КОД II, F_{PII} ; ▤ - частота вращения ротора КОД I, n_I ; ▥ - частота вращения ротора КОД II, n_{II} ; ■ - энергетический к. п. д. компрессора, η_k

Вместе с тем, повышение $\Delta P_{В1}$ и $\Delta P_{ВII}$ сопровождается увеличением затрат механической энергии на привод вентиляторов. Таким образом, перепады давлений, создаваемые циркуляционными вентиляторами, по существу являются ключевыми параметрами варьирования при поиске компромисса между размерами и к.п.д. теплового компрессора

Следует впрочем заметить, что начиная с некоторого момента, зависящего от общей размерности и особенности конструктивного исполнения компрессора, дальнейшее снижение $\Delta P_{В1}$ и $\Delta P_{ВII}$ не сопровождается повышением η_k из-за усиления утечек через торцевые сопряжения роторов в виду увеличения размеров последних.

Весьма заметное влияние на показатели рабочего процесса оказывает максимальная температура цикла T_z . Повышение T_z не только способствует существенному увеличению к.п.д., но и обеспечивает снижение фронтальных размеров обменников обеих ступеней. Причем влияние T_z на η_k усиливается по мере повышения общей напорности компрессора π_k . В свою очередь снижение габаритов обменников при повышении T_z связано с уменьшением относительного расхода сжимающей среды на сжатие сжимаемого воздуха.

При температуре $T_z = 900$ К на режиме $\pi_k=12$ расчетное значение к.п.д. составляет 0,32. В реальном цикле опытной установки теплового компрессора, созданной в лаборатории кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля, уже на этапе предварительных испытаний достигнут показатель $\eta_k=0,28$. Возможность осуществить рабочий цикл КОД с $T_z = 900$ К обусловлена циклическим охлаждением роторов КОД в процессе периодического заполнения напорообменных ячеек ротора КОД воздушным зарядом. Реализуемый тепловым компрессором уровень энергетической эффективности для известных авторам автономных устройств преобразования тепловой энергии в располагаемую работу сжатия воздуха на сегодняшний день является недостижимым, даже в теоретических циклах.

Положительная особенность рабочего цикла двухступенчатого теплового компрессора с промежуточным охлаждением сжимаемого воздуха и промежуточным подогревом сжимающей среды заключается в полостности его гидравлической характеристики (рис. 5.).

Причем в случае одновременного регулирования частот вращения n_1 и n_{II} КОД и напорности $\Delta P_{В1}$ вытеснительного вентилятора в зависимости от общей напорности компрессора π_k расход нагнетаемого воздуха G_k и к.п.д. компрессора η_k подвержены незначительному влиянию гидравлического сопротивления потребителя в диапазоне эксплуатационных режимов работы установки, сохраняя существенную зависимость только от максимальной температуры цикла T_z .

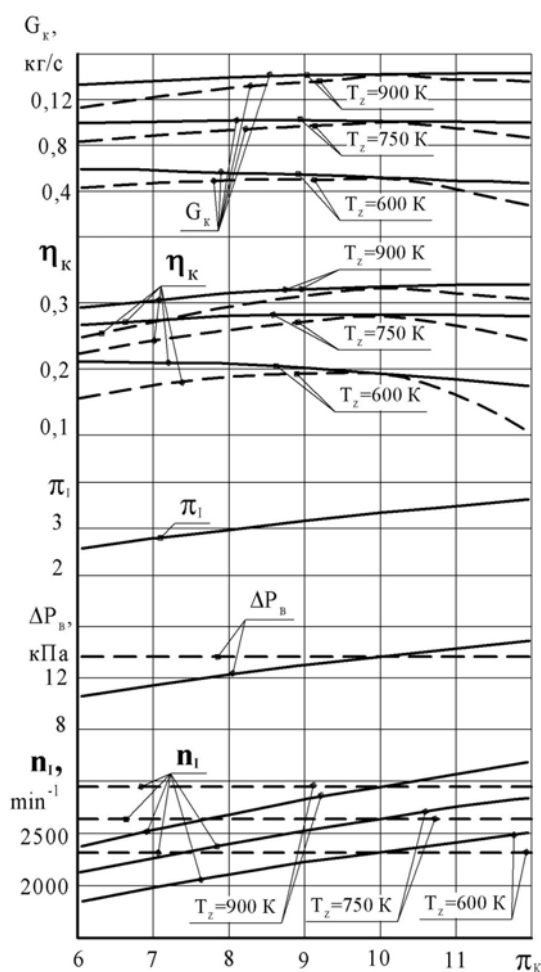


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двухступенчатого компрессора КОД

--- без регулирования;
 — с регулированием частоты вращения ротора n_1 КОД и напорности вытеснительного вентилятора первой ступени $\Delta P_{В1}$

И, наконец, нельзя не отметить выявленную в процессе испытаний опытной конструкции компрессора и ряда опытных образцов агрегатов КОД безотказность работы установки ввиду отсутствия меха-

нических вытеснителей, дискретно управляемых газораспределительных органов, а также относительно низкой частоты вращения ротора КОД.

Высокая энергетическая эффективность и благоприятная гидравлическая характеристика нагнетания двухступенчатого теплового компрессора КОД в сочетании с надежностью конструкции раскрывает перспективность его применения в качестве агрегата воздушоснабжения широкого класса теплосиловых установок.

Основной резерв дальнейшего повышения к.п.д. компрессора связан с повышением максимальной температуры цикла T_c , применением новых жаропрочных материалов (например, углеволоконных полимеров) для изготовления проточных элементов

устройства, а также снижением утечек рабочего тела через торцевые сопряжения соторов.

Более полная информация может быть получена при непосредственном контакте с авторами.

e-mail: ljangar@rambler.ru, тел.: +380662128077

Список литературы:

1. Ключ О.В. *The principle organization of work process unit of cascade compression and its application* / О.В.Ключ, А.И.Крайнюк, С.В.Алексеев // *Scientific journals Maritime University of Szczecin*. – 2008 – 14(86). – С. 25-29.
2. Крайнюк А. И. *Особенности рабочего процесса каскадного обменника давления* / А.И.Крайнюк, С. В.Алексеев, М. А. Брянецев // *Вісник Східноукраїнського національного університету ун-ту імені Володимира Даля.* - Луганськ. – 2005. – № 8(90). – С. 176-179.
3. Крайнюк А.И. *Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления*/ А.И.Крайнюк, А.А.Крайнюк, С.В.Алексеев, М.А.Брянецев// *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2007. – №1. – С. 57-62.

УДК 621.431

В.А. Жуков, канд. техн. наук, Е.Н. Николенко, инж.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ПОЛОСТЯХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Введение

Одним из показателей совершенства конструкции двигателя внутреннего сгорания является его механический КПД, характеризующий не только потери на трение, но и затраты мощности на привод вспомогательных механизмов, в том числе и циркуляционного насоса системы охлаждения. Мощность, затрачиваемая на привод насоса в жидкостных системах охлаждения, определяется режимными параметрами системы, такими как гидравлическое сопротивление контура циркуляции Δp и расход охлаждающей жидкости $G_{охл}$. Снизить затраты энергии на прокачивание теплоносителя и повысить механический КПД двигателя можно тремя способами:

1) Путем конструктивной модернизации системы охлаждения с целью уменьшения местных потерь и потерь на трение. Этот путь требует значительных материальных затрат, которые, по видимому, не будут компенсированы достигнутым повышением эффективности двигателя.

2) Путем уменьшения скорости циркуляции охлаждающей жидкости по системе. Это приведет к снижению интенсивности теплоотвода от охлаждаемых поверхностей и может вызвать перегрев двигателя.

3) Изменением физико-химических свойств охлаждающих жидкостей, определяющих гидродинамические потери. Такое изменение свойств может быть обеспечено за счет введения в охлаждающую жидкость комплексных присадок [1]. Основными целями применения присадок являются обеспечение надежной защиты деталей двигателя от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипобразования в полостях охлаждения. В состав многофункциональных комплексных присадок входят компоненты, способные влиять на гидродинамические свойства жидкостей, такие как поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые полимеры.

Способ снижения гидравлических потерь путем изменения свойств охлаждающей жидкости является наиболее целесообразным для систем охлаждения двигателей, находящихся в эксплуатации.

Формулирование проблемы

Определение потерь энергии является одним из важнейших вопросов почти любого гидравлического расчета [2]. В гидравлических расчетах приходится иметь дело с двумя видами потерь.

Сопротивления по длине, встречающиеся в чистом виде при течении жидкости по цилиндрическим