

И. Г. Хисамеев, Е. Р. Ибрагимов, Ю. А. Паранин,  
К. И. Гарифов, Г. Ф. Зискин

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА НА КОНЕЧНОЕ ДАВЛЕНИЕ 4,5 МПА

*Ключевые слова:* дожимной винтовой компрессор высокого давления, газотурбинная энергетическая установка, коэффициент подачи компрессора, изотермический к.п.д. компрессора, стенд высокого давления, газовое кольцо.

Современные газовые турбины требуют подачи топливного газа в камеру сгорания под высоким давлением 3,0÷5,0 МПа. Учитывая дальнейшее развитие энергетики в России с использованием газотурбинных электростанций, создание и освоение отечественных винтовых компрессоров с конечным давлением до 4,5 МПа и производительностью до 50 м<sup>3</sup>/мин становиться актуальной задачей.

*Key words:* high-pressure booster screw compressor, gas-turbine power plant, compressor capacity factor, compressor isothermal efficiency, high-pressure test stand, gas ring.

*State of the art gas turbines require high-pressure (3,0 to 4,5 MPa) fuel gas supply to combustion chambers. In view of further progress of power industry in Russia, including development of gas-turbine power station, creation and introduction of domestic screw compressors with discharge pressure up to 4,5 MPa and capacity up to 50 m<sup>3</sup>/min become important tasks.*

В настоящее время развитие энергетики идет по пути снижения стоимости вырабатываемой электроэнергии. Одним из путей ее снижения является строительство газовых и парогазовых энергетических установок с высоким КПД. Эффективность энергетической установки во многом определяется эффективностью газовой турбины. Современные газовые турбины требуют подачи топливного газа в камеру сгорания под высоким давлением 3,0÷5,0 МПа.

До последнего времени для повышения давления на входе в турбину до требуемых значений использовались поршневые (для электростанций мощностью до 25 МВт) и центробежные компрессоры (свыше 25 МВт). Но требования по обеспечению межсервисного пробега не менее 8000 часов и ресурса не менее 60000 часов, заставили изготовителей искать альтернативу поршневым компрессорам. Рядом фирм «Хауден», «Купер», «Майком», «Кобе Стил», «Томасен» были созданы компрессорные установки высокого давления на базе винтовых компрессоров.

Учитывая дальнейшее развитие энергетики в России с использованием газотурбинных электростанций, создание и освоение отечественных винтовых компрессоров с конечным давлением до 5 МПа становиться актуальной задачей.

Анализ требуемых условий подачи топливного газа в газотурбинную установку показал, что есть потребность в винтовых компрессорных установках на следующие рабочие параметры:

- давление всасывания  $P_{вс} = 3÷6 \text{ кгс}/\text{см}^2 (0,3÷0,6 \text{ МПа});$
- давление нагнетания  $P_n = \text{до } 45 \text{ кгс}/\text{см}^2 (4,5 \text{ МПа});$
- объемная производительность  $V=7,5÷50 \text{ м}^3/\text{мин}.$

Теоретические исследования показали, что данные параметры обеспечиваются винтовыми компрессорами 5-й ( $D_1 = 200 \text{ мм}$ ), 6-й ( $D_1 = 250 \text{ мм}$ ) и 7-й ( $D_1 = 315 \text{ мм}$ ) базами унифицированного ряда винтовых холодильных компрессоров [2, 3],  $D_1$  – наружный диаметр роторов.

При этом достигается следующая производительность (по условиям всасывания): на 5-й базе –  $6÷9 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; на 6-й базе –  $13÷20 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; на 7-й базе –  $26÷50 \text{ м}^3/\text{мин}$ .

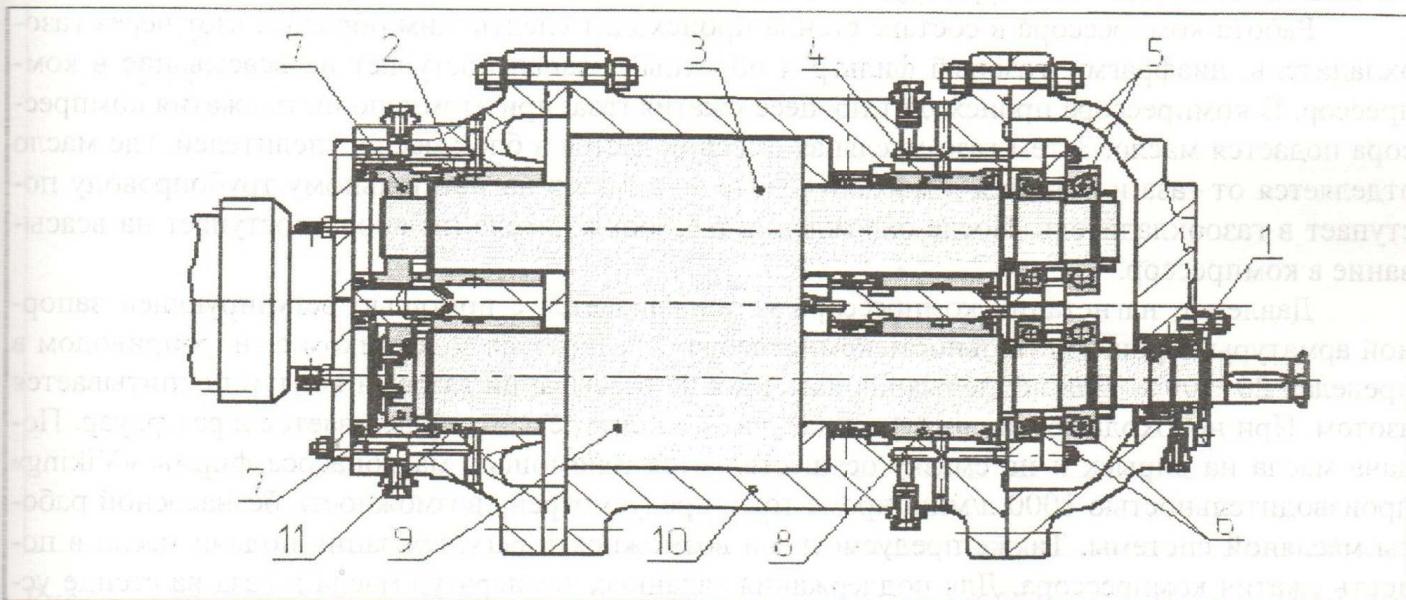
Для определения конструктивного исполнения схемы системы «ротор-подшипники» [3] в винтовом компрессоре высокого давления была проведена оценка прочности и жесткости рото-

ров, несущей способности гидродинамических опорных и упорных подшипников различного типа в зависимости от величины газовых сил, действующих на рабочие элементы компрессора. Вычисленные на основании величин газовых сил значения прогибов и напряжений, а также расчетные параметры подшипников скольжения подтвердили работоспособность традиционной схемы исполнения системы «ротор-подшипники» для винтовых компрессоров 5-й, 6-й и 7-й баз на вышеуказанных режимах работы [4].

По результатам проведенных расчетов в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» был разработан, а в ОАО «Казанькомпрессормаш» изготовлен винтовой компрессор высокого давления 7ГВ 35/6-45.

Компрессор имеет следующие геометрические характеристики: диаметр роторов  $D_1 = 315$  мм; соотношение зубьев роторов  $Z_1/Z_2 = 4/6$ ; теоретическая производительность компрессора  $V_t = 45,9 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; на расчетном режиме работы планируется получить следующие показатели: давление всасывания  $P_{вс} = 0,6 \text{ МПа}$ ; давление нагнетания  $P_{наг} = 4,5 \text{ МПа}$ ; объемная производительность, приведенная к условиям всасывания, не менее  $35 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; потребляемая мощность  $N=1400 \text{ кВт}$ ; коэффициент подачи  $\eta_v = 0,755$ ; изотермический к.п.д.  $\eta_{из} = 0,5$ .

Конструктивная схема компрессора представлена на рис. 1.



**Рис. 1 – Винтовой компрессор топливного газа: 1 – уплотнение; 2, 4, 8, 11 – подшипник опорный; 3 – ротор ведомый; 5, 6 – подшипник упорный; 7 – думмис; 9 – ротор ведущий; 10 – корпус**

Основной трудностью при разработке конструкции компрессора являлась компенсация осевых сил, действующих на роторы. В представленной схеме упорные подшипники разгружены специальными устройствами – думмисами. Думмисы представляют собой поршни, врачающиеся с небольшим зазором в корпусе компрессора. В полость перед поршнем маслонасосом подается масло под давлением на  $0,2\text{--}0,3 \text{ МПа}$  превышающим давление нагнетания компрессора, а возникающая при этом сила направлена в сторону, противоположную действующим на роторы осевым силам. Кроме того, в схеме компрессора, в отличие от применявших ранее схем, приводной конец ведущего ротора расположен со стороны нагнетания, а гидропривод золотникового регулятора производительности со стороны всасывания. Такая конструкция позволяет расположить думмисы с наибольшим диаметром для оптимальной компенсации осевых газовых сил.

Для обеспечения условий прочности патрубок всасывания перенесен с камеры всасывания на блок цилиндров. С целью увеличения несущей способности опорных подшипников, диаметры шеек под подшипники ведущего и ведомого роторов выполнены максимальными.

В качестве упорных шариковых подшипников в компрессоре применяются подшипники качения фирмы IBC (Германия). Радиальные нагрузки воспринимаются опорными подшипниками скольжения гидродинамического трения, рабочие поверхности которых покрыты баббитом.

Для проведения экспериментальных исследований компрессора был спроектирован и изготовлен стенд высокого давления.

Поскольку исследуемый компрессор является дожимающим, испытательный стенд выполнен по схеме «газового кольца» и испытания проводятся на азоте.

В состав стендада входят: винтовой компрессор 7ГВ 35/6-45, электродвигатель 4АЗМП-1600/6000 УХЛ1, маслоотделитель, маслоохладитель, газоохладитель, маслосистема компрессорного агрегата, система смазки электродвигателя, система автоматизации, система измерений.

Винтовой компрессор и электродвигатель смонтированы на общей раме. Привод компрессора осуществляется от электродвигателя 4АЗМП-1600/6000 УХЛ1 с частотой вращения 3000 об/мин через упруго-пластинчатую муфту. Перед началом испытаний газовая система стендада опрессовывается, вакуумируется и заполняется азотом.

Работа компрессора в составе стендада происходит следующим образом: азот через газоохладитель, диафрагму, газовый фильтр и обратный клапан поступает на всасывание в компрессор. В компрессоре происходит процесс сжатия газа, при этом в полость сжатия компрессора подается масло. Затем газо-масляная смесь подается в блок маслоотделителей, где масло отделяется от газа и остается в маслоотделителе, а газ по нагнетательному трубопроводу поступает в газоохладитель. После охлаждения в газоохладителе газ вновь поступает на всасывание в компрессор.

Давление нагнетания компрессора устанавливается с помощью регулирующей запорной арматуры. Производительность компрессора регулируется золотником с гидроприводом в пределах 20÷100%. Для поддержания давления на всасывании газовый контур подпитывается азотом. При необходимости снижения давления в контуре азот стравливается в резервуар. Подача масла на впрыск и на смазку осуществляется с помощью маслонасоса фирмы «Viking» производительностью 1000 л/мин, кроме того, предусмотрена возможность безнасосной работы масляной системы. Также предусмотрена возможность регулирования подачи масла в полость сжатия компрессора. Для поддержания заданных температур масла и газа на стендаде установлены маслоохладитель и газоохладитель.

Для контроля режима работы компрессора и измерения его газодинамических характеристик стенд укомплектован контрольно-измерительными приборами.

Производительность компрессора замеряется камерной диафрагмой, расположенной на всасывающем трубопроводе. Перепад давлений измеряется электронными приборами «Метран-100ДД» с выводом показаний на щит управления. Для измерения давлений и температур используются датчики с выводом показаний на щит управления. Для определения мощности, потребляемой компрессором, используется комплект К-540. Для определения расхода масла применяются расходомеры-счетчики турбинные РСТ с относительной погрешностью 0,5%.

Испытания компрессора проводились в несколько этапов: 1 этап – механическая обкатка компрессора; 2 этап – испытания на воздухе на разомкнутом газовом контуре; 3 этап – испытания на азоте на «газовом кольце» с выходом на конечное давление 5,0 МПа.

На первом этапе была проведена механическая обкатка компрессора с целью проверки правильности сборки и отладки работы сборочных единиц компрессора и испытательного стендада.

На втором этапе проведены испытания на воздухе при разомкнутом газовом контуре на различных режимах работы (давление всасывания – атмосферное, а давление нагнетания менялось в пределах от 0,5 МПа до 0,95 МПа).

На третьем этапе компрессор прошел испытания на различных режимах работы при давлении всасывания 0,6 МПа и давлении нагнетания 3,2÷5,0 МПа. На расчетном режиме работы  $P_{вс}=0,6$  МПа и  $P_н=4,5$  МПа были получены следующие показатели: объемная производительность, приведенная к условиям всасывания  $36,56 \text{ м}^3/\text{мин}$ ; потребляемая мощность  $N=1383,8 \text{ кВт}$ ; коэффициент подачи  $\eta_v=0,806$ ; изотермический к.п.д.  $\eta_{из}=0,531$ .

Полученные в результате испытаний характеристики компрессора представлены на рис. 2, 3 и 4.

На рис. 2 представлена зависимость производительности компрессора от отношения давлений. Полученная при испытаниях производительность на 4,5 % превышает производительность, заложенную при проектировании компрессора.

На рис. 3 и 4 приведены зависимости коэффициента подачи и изотермического к.п.д. от отношения давлений. Как видно из приведенных зависимостей, оба параметра превышают расчетные. Коэффициент подачи на 6,75 %, а изотермический к.п.д. на 6,2 %.

Энергетические показатели компрессора 7ГВ 35/6-45 находятся на уровне компрессоров ведущих зарубежных компаний.

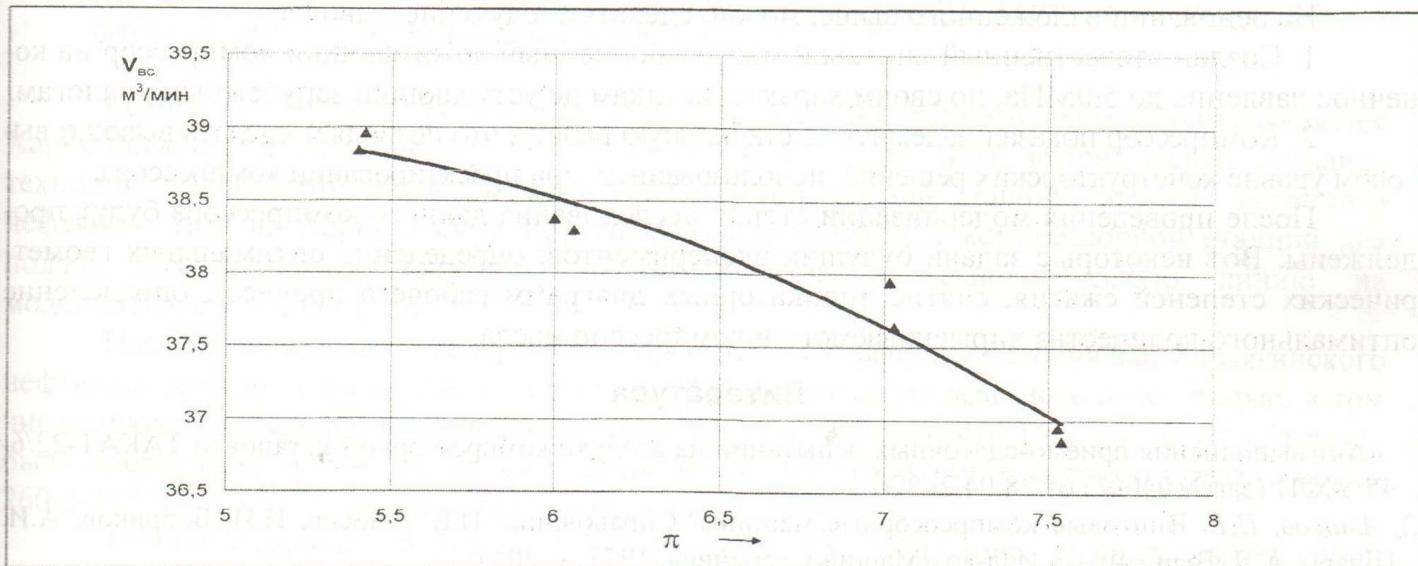


Рис. 2 – Зависимость производительности  $V_{vc}$  компрессора 7ГВ 35/6-45 от отношения давлений  $\pi$

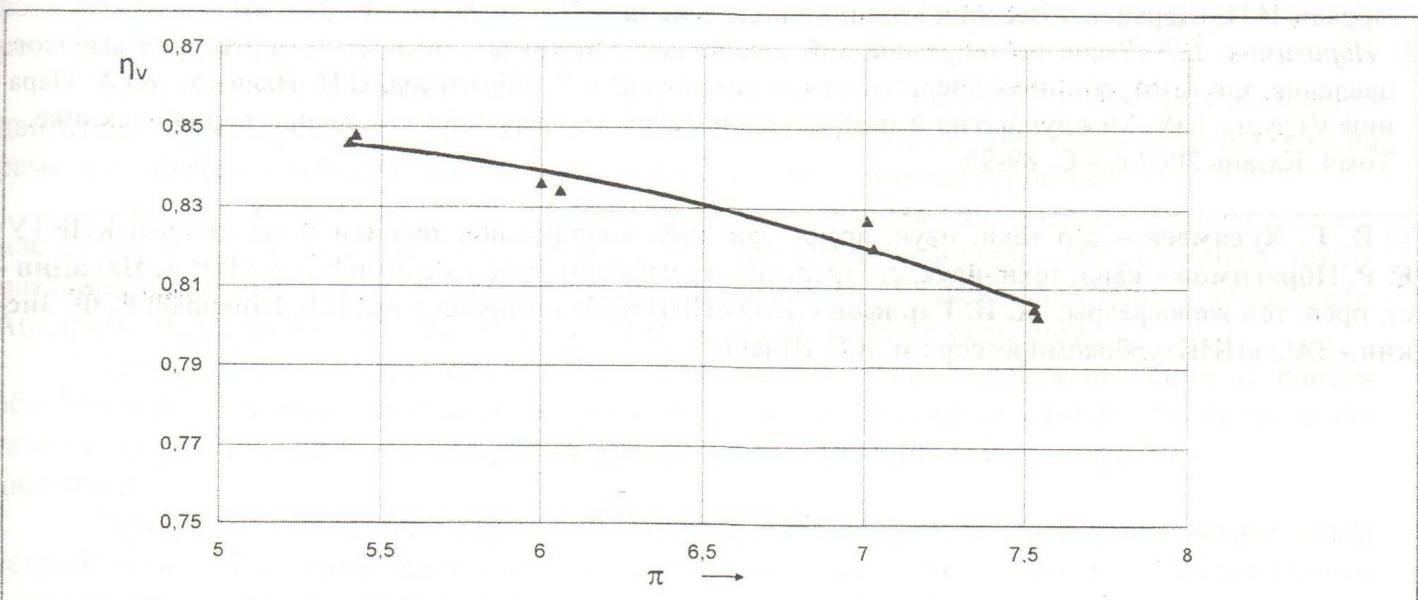


Рис. 3 – Зависимость коэффициента подачи  $\eta_v$  компрессора 7ГВ 35/6-45 от отношения давлений  $\pi$

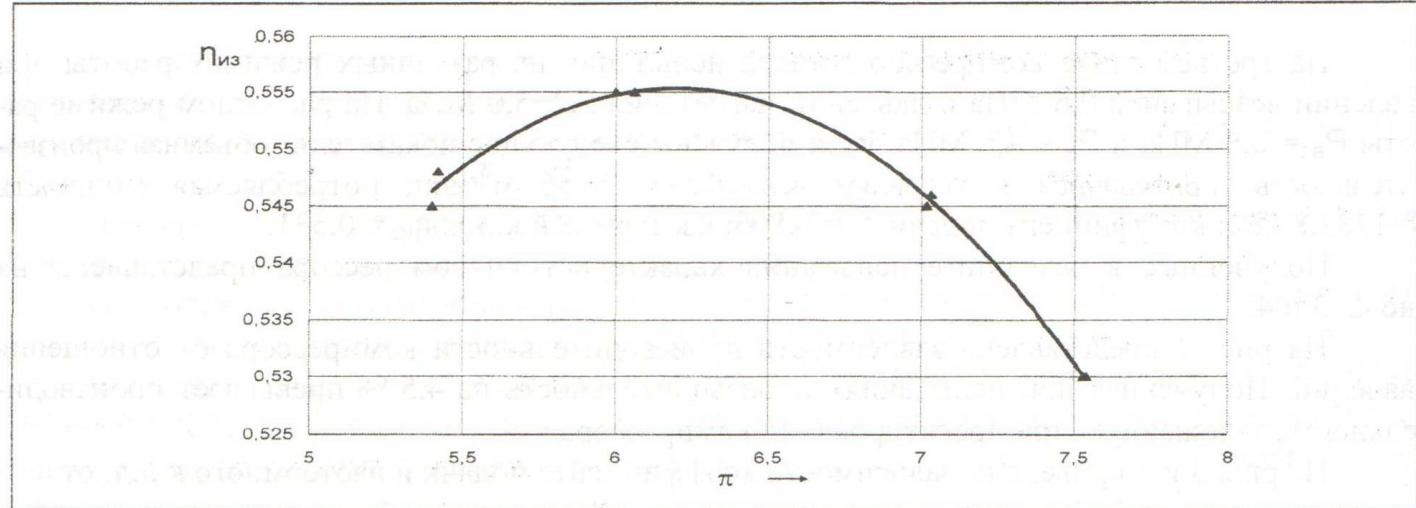


Рис. 4 – Зависимость изотермного к.п.д.  $\Pi_{из}$  компрессора 7ГВ 35/6-45 от отношения давлений  $\pi$

На основании изложенного выше, можно сделать следующие выводы:

1. Создан отечественный винтовой маслозаполненный дожимающий компрессор на конечное давление до 5,0 МПа, по своим характеристикам не уступающий зарубежным аналогам.
2. Компрессор показал надежную и стабильную работу, что позволяет сделать вывод о высоком уровне конструкторских решений, использованных при проектировании компрессора.

После проведения модернизации стенда исследования данного компрессора будут продолжены. Вот некоторые задачи будущих экспериментов: определение оптимальных геометрических степеней сжатия, снятие индикаторных диаграмм рабочего процесса, определение оптимального количества впрыскиваемого в компрессор масла.

### Литература

1. «Акт выполнения приемо-сдаточных испытаний на воздухе компрессорной установки ТАКАТ-22/6-45 УХЛ1 (зав.№04001) от 28.04.2005г.
2. Амосов, П.Е. Винтовые компрессорные машины/ Справочник// П.Е. Амосов, Н.И. Бобриков, А.И. Шварц, А.Л. Верный. –Л. Изд-во «Машиностроение», 1977. – 205 с.
3. Хисамеев, И.Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессора. Теория, расчет и проектирование/ И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов.– Казань: Изд-во «Фен», 2000. – 500 с.
4. Визгалов, С.В. Коэффициент подачи роторного компрессора внешнего сжатия/ С.В. Визгалов, А.М. Ибраев, И.И. Щарапов // Вестник Казан. технолог. ун-та. – 2010. – № 10. – С. 535-541.
5. Ибрагимов, Е.Р. Расчетно-теоретический анализ создания ряда винтовых компрессоров высокого давления для газотурбинных энергетических установок/ Е.Р. Ибрагимов, В.Н. Налимов, Ю.А. Паранин //Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. – Том I. Казань 2007 г. – С. 89-95.

© И. Г. Хисамеев – д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ; Е. Р. Ибрагимов – канд. техн. наук, ст. преп. той же кафедры, mch\_kstu@rambler.ru; Ю. А. Паранин – ст. преп. той же кафедры; К. И. Гарифов - ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»; Г. Ф. Зискин - ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа».