

УДК621. 515-987. 001. 24

doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10

Г. А. БОНДАРЕНКО**УПРУГОГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ**

АННОТАЦИЯ Рассматривается центробежный компрессор высокого давления как деформируемая гидромеханическая система. Приведены обоснование и постановка задачи комплексного упругогидродинамического (УГД) анализа конструкции компрессора путём совместного решения уравнений гидродинамики упругости. С использованием аппарата методов подобия и размерности определены основные параметры и критерии анализа. Приведены результаты УГД-анализа конструкции компрессора на давление 80 МПа.

Ключевые слова: центробежный компрессор, гидромеханическая система, упругие деформации и гидродинамика течения, УГД-анализ, критерии.

Н. А. BONDARENKO**ELASTIC HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF HEAVY DUTY CENTRIFUGAL COMPRESSORS DESIGNS**

ABSTRACT We consider the high centrifugal compressor as the deformable hydro system. The main problem in creating such compressors is very high static and dynamic loads on the structural elements. The cause of stress are: high density of the gas, the small size of the flow channels, high-speed rotary, flexible shaft, the deformation caused by the load causes the Rotary movement relative to the stator elements. This leads to a significant deviation of the actual dimensions from rated. At the design stage of the compressor it is necessary to consider these factors. The substantiation and the formulation of the problem of complex elasto-hydrodynamic (EHD) analysis compressor designs by joint decision of the elasticity equations of hydrodynamics. Using the methods of the similarity dimension of the main parameters and criteria for the review. Design nodes, which are subjects to elastic deformations are interrelated elements of the common system. Task UGD – analysis of each node is solved by iterative methods. Using previously obtained solutions for the basic elements received the results of the EHD analysis of compressor design pressure of 80 MPa.

Key words: centrifugal compressor, hydromechanical-system, elastic deformation and hydrodynamic flow, EHD analysis, and evaluation criteria.

Введение

При разработке сложных энергетических машин приходится неизбежно сталкиваться с проявлением влияния упругих деформаций элементов конструкции на гидро- и газодинамику потока в рабочих полостях машин. Классическим примером является проблема создания рабочих лопаток последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин.

Центробежные компрессорные машины имеют свою специфику: существенно малые размеры проточных каналов и вспомогательных трактов, высокие газодинамические нагрузки на элементы конструкции в сочетании с высокими частотами вращения ротора.

Традиционное, широкоиспользуемое в практике проектирования раздельное выполнение газодинамических и прочностных расчетов применительно к узлам центробежных компрессорных машин высокого давления (ЦКМ ВД) позволяет получить параметры лишь в первом приближении, так как в первом расчете не учитываются деформации границ проточных каналов, а во втором – силовая реакция потока при изменении границ. В ряде случаев такой подход может повлечь за собой существенные неточности при определении конструкционной прочности, затрат мощно-

сти, расходов рабочих жидкостей, чистоты обработки, допусков на изготовление, материалов, методов испытаний и т. п. Наконец, такой подход связан со значительными затратами на поиск оптимальных решений на стадии проектирования, проведения испытаний и доводочных работ.

Современный уровень развития механики сплошных сред, теории упругости, теории колебаний, молекулярно-кинетической теории жидкостей и газов, а также мощные средства вычислительной техники позволяют осуществлять газодинамический и прочностной анализы не последовательно, а параллельно, в тесной взаимосвязи друг с другом, что обеспечивает принятие оптимального решения на стадии проектирования.

Цель работы

Поскольку термин «жидкость» в теоретической механике охватывает любые сплошные среды, в том числе и газы, условимся для краткости вместо терминов «гидроаэроупругий», «гидроаэромеханический» и т. д. применены термины «гидроупругий», «гидромеханический».

В известном смысле ЦКМ ВД можно рассматривать как гидромеханическую систему – совокупность твердых упругих элементов, образующих проточные каналы, в которых движутся ре-

альные жидкости и газы. При этом полагается существенное силовое взаимодействие между жидкостью и упругими твердыми телами. Взаимодействующие тела системы имеют заданные физические свойства (плотность, вязкость, сжимаемость, упругость). Система замкнута и консервативна, т. е. внешние по отношению к ней силы отсутствуют, поведение системы полностью определяется внутренними силами. Состояние гидромеханической системы характеризуется параметрами состояния: термодинамическими (давление, плотность, температура), гидродинамическими (скорость, силовые факторы), механическими (напряжения деформации) $P(x_1, \mathbf{K}, x_n) = 0$. Параметры состояния системы x_i формируются согласно законам механики, которые считаются известными и описываются системой уравнений при заданных ограничениях, начальных и граничных условиях (состояниях). Под начальным условием понимается состояние системы в заданный момент времени, под граничными условиями – условия непроницаемости твёрдых границ потока, «прилипания» потока к границам и т.п.

На основе изложенного выше задача упругогидродинамического (УГД) анализа в общем виде может быть сформулирована следующим образом: определить параметры равновесного состояния гидродинамической системы с известными физическими свойствами жидких и твердых тел при заданных начальных и граничных условиях. УГД-анализ явлений в гидромеханической системе предполагает использование аналитического аппарата для описания свойств рабочих сред, течения рабочих сред, упругих деформаций твердых тел, т.е. привлечение аппаратов теорий механики жидкости и упругости твёрдых тел.

Изложение основного материала

Общие уравнения УГД-анализа могут быть сгруппированы в единую систему (для краткости записи конкретный аналитический вид уравнений не приводится):

$$\begin{array}{l} \text{уравнение движения вязкой жидкости;} \ddot{u} \\ \text{уравнение неразрывности;} \dot{v} \\ \text{уравнение состояния жидкости;} u \\ \text{обобщенный закон вязкости жидкости;} \dot{v} \\ \text{уравнение энергии;} \dot{p} \\ \text{уравнение движения в перемещениях;} \ddot{u} \\ \text{уравнение обобщенного закона Гука;} \dot{p} \end{array}$$

Эта система эквивалентна системе из шестнадцати уравнений в проекции на координатные оси. Таким образом, задача УГД-анализа сводится к математической задаче получения решений системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка относи-

тельно неизвестных: давления, плотности, температуры, вязкости, составляющих скорости, перемещений и напряжений.

Математическая теория таких систем разработана недостаточно и для них не сформулированы и не доказаны теоремы существования и единственности решения [1]. Основываясь на доказательствах теорем для ряда частных задач, в практике априори распространяют это утверждение и на другие задачи, чем воспользуемся и в данном случае.

Решение такой системы даже с применением современных ЭВМ представляет значительные трудности. Однако в этом нет необходимости. Пользуясь свойством аддитивности, гидромеханическую систему центробежного компрессора высокого давления (ЦКМ ВД) показанного на рис. 1 можно представить состоящей из более простых элементов (подсистем), взаимодействующих между собой так, что выходные параметры одной подсистемы являются входными параметрами для другой (рис.2).

Рассмотрим пример. Пусть проточная часть и упорный подшипник – подсистемы. Выходной параметр подсистемы «проточная часть» – осевая сила – является входным параметром подсистемы «упорный подшипник». Таких подсистем, к которым может быть применён приведённый выше аналитический аппарат, может быть выделено достаточно много. При ближайшем рассмотрении оказывается, что не для каждой из этих подсистем следует применять аналитический аппарат в полном объёме, так как превалирующими могут оказаться отдельные явления, а не их совокупность. Например, для анализа элементов с истечением масел их плотность может быть принята постоянной; при исследовании проточной части газ может считаться идеальным, а границы каналов слабдеформируемыми, при определении статических нагрузок и деформаций процессы могут рассматриваться как квазиустановившиеся и т. п. Такая постановка вопроса приводит к рассмотрению частных задач, а исходная система уравнений преобразуется к существенно более простым частным видам, описывающим определённые типы упругогидродинамических процессов (состояний).

Уместно поставить вопросы. Если анализу подвергается некоторое число гидромеханических систем, то для каких из них целесообразно применение УГД-анализа? Какие ЦКМ из типоразмерного ряда и какие узлы следует подвергать УГД-анализу? Классификационные признаки ЦКМ ВД здесь не могут быть определяющими в силу хотя бы их нечёткости, неконкретности. К тому же даже ЦКМ низкого давления могут иметь узлы с высоким напряжённо-деформированным состоянием, т. е. для них также существенны упругогидродинамические процессы.

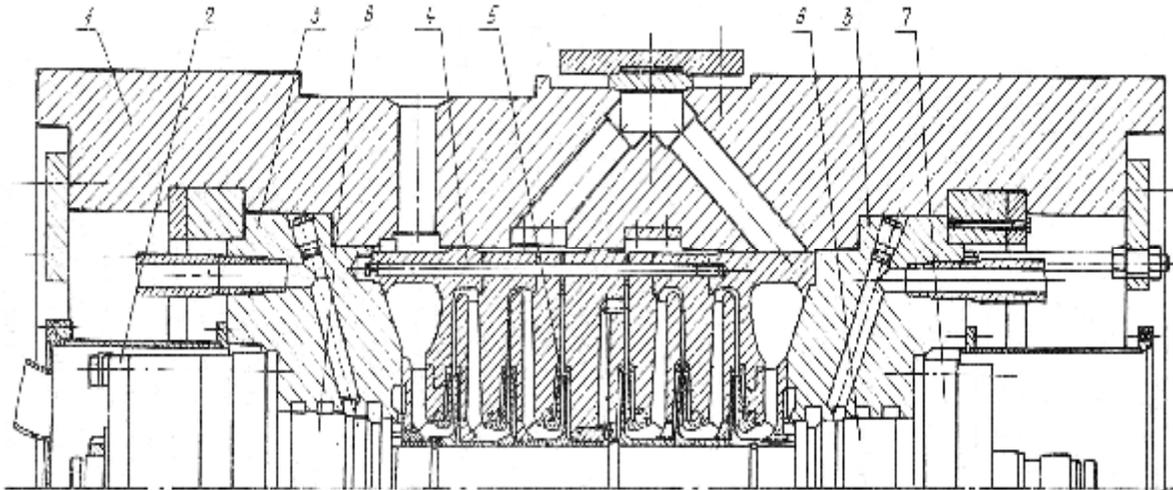


Рис. 1 – Конструкція експериментального циліндра компресора на 80 МПа:

1 – корпус; 2 – вузол опорно-упорного подшипника; 3 – торцеві кришки; 4 – внутрішній корпус (статор); 5 – робоче колесо; 6 – вузли кінцевих ущільнень; 7 – вузол опорного подшипника.

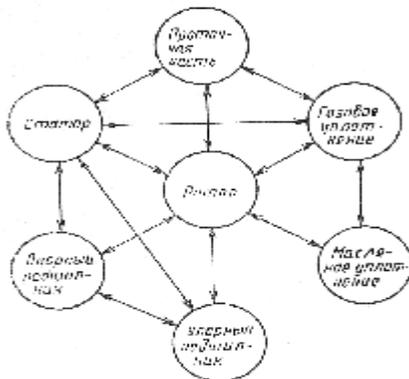


Рис. 2 – Граф взаємодії елементів гідромеханічної системи – ЦКМ ВД

По отношению к этим процессам постулируем следующее положение: процессы в гидромеханической системе являются упругогидродинамическими, если параметры состояния системы при абсолютно жестких и при упругих характеристиках твердых тел отличаются на конечную величину или в аналитическом виде

$$P(x_1, K, x_n) - P\phi(x_1, K, x_n)^3 \times P(x_1, K, x_n); \quad x = a,$$

где P и $P\phi$ – векторы параметров состояния жёсткой и деформированной системы; x – наперед заданная скалярная величина, минимальное значение которой $x = a$ соответствует нижнему пределу существенного для поведения системы отклонения параметров состояния. Для всей совокупности параметров состояния системы (расход, удлинение корпуса, амплитуда колебаний вала и т.п.) невозможно однозначно задать пороговое значение a . В каждом конкретном случае заданное значение a должно быть соизмеримо с последствиями.

Критерии анализа. Из всего сказанного вытекает необходимость поиска критериев, характеризующих состояние УГД-системы. Применительно к ЦКМ ВД такой подход предложен в рабо-

те [2]. За целевую функцию принята некоторая функция качества системы (в широком понимании – экономичность, надежность), связывающая определяющие параметры, вытекающие из анализа общей системы уравнений: $F(x_1, K, x_n) = 0$.

На основе методов подобия и размерности [1, 3] исходная функция определяющих размерных параметров для данной задачи может быть преобразована к функции двух безразмерных произведений этих параметров

$$F(Re, \bar{D}) = 0,$$

где Re – число Рейнольдса; \bar{D} – единичная деформация. Оба произведения характеризуют ту или иную гидромеханическую систему. Из функциональной зависимости следует важный вывод: анализ характеристик системы (компрессора или его элементов) необходимо выполнять с учетом совместного проявления эффектов гидродинамики и упругости. Конкретный вид функции F может быть найден либо из физических представлений, либо экспериментально, либо (для частных случаев) теоретически. Проиллюстрируем определение F на основе физического подхода. Приведенную выше функциональную зависимость можно истолковать следующим образом: деформации следует учитывать лишь в той мере, в какой они влияют на гидродинамику потока. Поэтому следует выяснить вопрос: какова должна быть минимальная величина деформации, начиная с которой гидродинамика потока изменяется существенно для поставленной задачи? Если бы удалось получить универсальное выражение для такой деформации, то оно могло бы быть если не критерием, то мерой УГД-состояния системы.

Обратимся к ЦКМ, упрощенно представив ее системой проточных элементов (каналы проточной части, зазоры между рабочим колесом и корпусом, щелевые зазоры в уплотнениях и т. п.).

Многочисленные исследования свидетельствуют, что зависимости для коэффициентов потерь λ в этих элементах имеют вид

$$\lambda = C \operatorname{Re}^{-m}, \quad (1)$$

где C – некоторые постоянные; $m = 1 \dots 1/7$ (значение зависит от режима течения).

Рассмотрим два идентичных ($C = \text{idem}$) канала, в которых под действием перепада давления течёт несжимаемая жидкость, причём скорости течения одинаковы. Будем считать деформацию канала существенной, если потери в нем изменяются не менее чем на заданную величину a по отношению к недеформированному каналу, т.е. выполняется условие

$$\left| \frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda_0} \right| \geq a. \quad (2)$$

Число Re для жёсткого и упругого каналов равны соответственно:

$$\operatorname{Re} = \frac{wl}{\eta}; \operatorname{Re} \pm \Delta \operatorname{Re} = \frac{w(l \pm Dl)}{\eta} = \operatorname{Re}(1 \pm \bar{D}); \bar{D} = \frac{Dl}{l}, \quad (3)$$

где w – скорость течения жидкости; l – поперечный размер канала; Dl – величина деформации канала (знак плюс соответствует расширению канала, а знак минус – сужению); η – вязкость жидкости.

Подставив значения Re из формул (3) в уравнение (1), а затем полученные значения λ в формулу (2), получим ответ на поставленный вопрос в аналитическом виде

$$\left| 1 - \frac{1}{(1 \pm \bar{D})^m} \right| \geq a. \quad (4)$$

Учитывая приближённость оценки \bar{D} , в разложении в ряд выражения в круглых скобках из формулы (4) пренебрежем величинами второго порядка малости. Получим условие

$$\left| \bar{D} \right|^3 \geq \frac{a}{m}, \quad (5)$$

графическая интерпретация которого представлена на рис. 3. Если точка, отвечающая состоянию с координатами a , \bar{D} , расположена выше кривой заданного режима течения, то влияние упругих деформаций на гидродинамику необходимо учитывать.

Диаграмма, приведённая на рис. 3, может быть также полезной при назначении допусков на размеры каналов. В этом случае под величиной \bar{D} следует понимать максимальный допуск на номинальный размер канала, а под a – приращение гидравлических потерь соответствующее этому допуску. Диаграмму можно использовать и для оценки допустимых величин эрозии (коррозии) или облитерации проточных каналов. При этом нужно исходить из допустимой по условиям эксплуатации величины изменения гидравлических потерь.

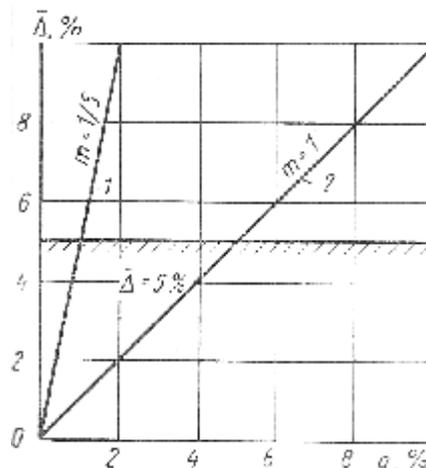


Рис. 3 – Графическая интерпретация условия необходимости УГД-анализа гидромеханической системы – проточный канал: 1 – турбулентный режим; 2 – ламинарный режим

Оценим величину a для различных случаев. Погрешность современных экспериментальных и теоретических методов определения потерь в элементах проточной части ЦКМ составляет около 1 %, и её можно принять в качестве параметра $a = 0,01$. Течение характеризуется развитым турбулентным режимом ($\operatorname{Re} = 10^6 \dots 10^7$, $m = 1/5$). Погрешность гидравлических расчётов щелевых элементов не ниже 5 % ($a = 0,05$), режим течения обычно ламинарный ($\operatorname{Re} = 10^3 \dots 10^5$, $m = 1$). Подставив эти значения в формулу (5), получим предельное значение относительной деформации $\bar{D}^3 \geq 0,05$, которое может служить условием проверки изучаемого проточного элемента на необходимость проведения УГД-анализа. Для щелевых зазоров уплотнений эта относительная деформация должна составлять величину порядка нескольких микрон, а для каналов проточной части – нескольких десятых долей миллиметра.

Обсуждение результатов

Реализация УГД-анализа конструкции ЦКМ ВД. Упрощенная схематизация элементов ЦКМ ВД и приближенное вычисление критерия (5) позволяет на стадии проектирования, в тех случаях, когда это возможно, устранить влияние упругих деформаций путем выбора соответствующих жёсткостных характеристик элементов. В противном случае необходим УГД-анализ, предусматривающий выбор расчетной схемы элемента, формулировку задачи и ее аналитическое описание в виде полной системы уравнений с последующим решением этой системы численным методом.

При этом, как следует из рис. 2 возникает достаточно много частных задач, основные из которых следующие: влияние упругих деформаций элементов ротора и статора на эффективность про-

точной части и осевую силу, газодинамических сил на прогиб и динамику ротора, деформаций плавающих колец масляных уплотнений на их характеристики, деформаций лабиринтных уплотнений на их герметичность и надежность и др. После решения частных задач необходима комплексная проверка конструкции ЦКМ, например анализ динамики ротора с учетом вычисленных газо- и гидродинамических сил взаимодействия его с элементами статора, на основе которой делается заключение о работоспособности конструкции ЦКМ ВД.

С использованием предложенного подхода решен ряд задач для отдельных узлов ЦКМ ВД: концевых уплотнений вала плавающими кольцами [4], лабиринтных уплотнений [5], динамики ротора [6], а также конструкции корпуса компрессора в

целом [7]. В качестве иллюстрации в табл. 1 приведены расчетные данные УГД-анализа конструкции корпуса высокого давления центробежного компрессора ТКА-6,3/80 МПа, показанного на рис. 1.

Следует отметить, что в ряде случаев для ЦКМ ВД не представляется возможным, в принципе, обеспечить такую жесткость конструкции, чтобы можно было пренебречь деформациями элементов. Необходимо принятие концепции ЦКМ, заключающейся в проектировании из условия не статического состояния, а состояния конструкции под рабочей нагрузкой, что можно осуществить на основе использования метода УГД-анализа.

Таблица 1 – Связь упругих деформаций элементов конструкции с изменением рабочих параметров ЦВД ТКА-6,3/800

Элемент (узел)	Изменение размера (деформация) элементов, мм	Изменение рабочих параметров узла	
		КПД, %	Мощность, кВт
Проточная часть: рабочее колесо – безлопаточный диффузор: 1, 2, 3-я ступени 4, 5, 6-я ступени	Смещение осей каналов 0,361 0,756	-1,2	+160
		-	-
рабочее колесо – статор: 1, 2, 3-я ступени 4, 5, 6-я ступени	Изменение боковых зазоров 0,361 0,756	Осевая сила, Н	
		-	+5300
рабочее колесо – сборная камера: 3-я ступень 6-я ступень	Максимальный прогиб вала 0,1	Радиальная сила, Н +633 +6455	Амплитуда вибрации, мкм — +30
Концевые уплотнения: лабиринтные втулочные масляные	Максимальный прогиб гребней 0,008 Радиальное обжатие наружного кольца 0,03	Расход газа, кг/с +0,13	Напряжение, МПа +8,8
		Расход масла, л/мин -57,5	Нагрев масла, °C +19,4
Подшипники опорный упорный	Изменение толщины смазочного слоя 0,008 0,042	Мощность, кВт +0,2 +5,0	Нагрев масла, °C +4 +24

Выводы

1 Обоснован и предложен метод комплексного УГД-анализа высоконагруженного центробежного компрессора как гидромеханической системы и его ответственных узлов как подсистем.

2 Предложены критерии для оценки необходимости проведения УГД-анализа.

3 С применением метода УГД-анализа на примере ЦКМ ВД показано существенное отличие его гидромеханических характеристик от определенных традиционными методами раздельных газодинамического и прочностного расчетов.

Список литературы

1 Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1970. – 904 с.
2 Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ конструкций центробежных компрессоров высокого давления [Текст] / Г. А. Бондаренко // Химиче-

ское и нефтяное машиностроение. – 1989. – № 8. – С. 17–19.
3 Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л. И. Седов. – М. : Наука, 1972. – 440 с.
4 Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ уплотнений плавающими кольцами [Текст] / Г. А. Бондаренко, Б. Я. Ганелин, И. С. Бережной // Сб. науч. трудов ВНИИкомпрессормаш. – 1978. – С. 40–44.
5 Бондаренко, Г. А. Расчёт лабиринтных уплотнений с учетом реальных свойств газов [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. И. Юрко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 4. – С. 21–23.
6 Хворост, В. А. Колебания валопровода компрессора СВД, вызванные технологическими и эксплуатационными несовершенствами [Текст] / В. А. Хворост, Г. А. Бондаренко // Сб. науч. трудов ВНИИкомпрессормаш. – 1988. – С. 43–52.
7 Бондаренко, Г. А. Применение метода упругогидродинамического анализа конструкции при разработке компрессора на давление 80 МПа [Текст] / Г. А. Бондаренко // Вопросы расчета и исследова-

ния центробежных компрессоров сверхвысокого давления. – М. : ЦИНИХимнефтемаш, 1990. – С. 17–24.

Bibliography (transliterated)

- 1 **Loytzyansky, L. G.** (1970), *Mehanika zhidkosti i gaza [Mechanics of liquid and gas]*, Nauka, Moscow, Russia.
- 2 **Bondarenko, G. A.** (1989), ²Uprugogidrodinamicheskij analiz konstrukcij centrobezhnyh kompressorov vysokogo davlenija [Progovernmental structural analysis of centrifugal compressors high pressure]², *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie [Chemical and petroleum engineering]*, no. 8, pp. 17–19.
- 3 **Sedov, L. I.** (1972), *Metody podobija i razmernosti v mehanike [Methods of similarity and dimension in mechanics]*, Nauka, Moscow, Russia.
- 4 **Bondarenko, G. A., Ganelin, Y. B. and Berezhnoy, I. S.** (1978), ²Uprugogidrodinamicheskij analiz uplotnenij plavajushhimi kol'cami [Progovernmental analysis of floating seal rings]², *Sb. nauch. trudov VNIikompressormash [Proc. scientific. proceedings of VNIikompressormash]*, pp. 40–44.
- 5 **Bondarenko, G. A. and Yurko, V. I.** (1990), ²Raschet labirintnyh uplotnenij s uchetom real'nyh svojstv gazov [Calculation of labyrinth seals taking into account the real properties of gases]², *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie [Chemical and petroleum engineering]*, no. 4, pp. 21–23.
- 6 **Hvorost, V. A. and Bondarenko, G. A.** (1988), ²Kolebanija valoprovoda kompressora SVD, vyzvannye tehnologicheskimi i jekspluatacionnymi nesovershenstvami [Oscillations of the shafting of the compressor SVD, caused by technological and operational imperfections]², *Sb. nauch. trudov VNIikompressormash [Proc. scientific. proceedings of VNIikompressormash]*, pp. 43–52.
- 7 **Bondarenko, G. A.** (1990), ²Primenenie metoda uprugogidrodinamicheskogo analiza konstrukcii pri razrabotke kompressora na davlenie 80 MPa [The application of the method of analysis of the progovernmental structures in the development of the compressor at a pressure of 80 MPa]², *Voprosy rascheta i issledovanija centrobezhnyh kompressorov sverhvyssokogo davlenija [Problems of design and research centrifugal compressors high pressure]*, pp. 17–24.

Сведения об авторах (About authors)

Бондаренко Герман Андреевич – кандидат технических наук, профессор кафедры технической теплофизики, Сумской государственной университет; г. Сумы, Украина.

Herman Bondarenko – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, department of technical thermophysics, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылаетесь на эту статью следующим образом:

Бондаренко, Г. А. Упругогидродинамический анализ высоконагруженных конструкций центробежных компрессоров [Текст] / **Г. А. Бондаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 70–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

Please cite this article as:

Bondarenko, G. A. (2016), ²Elastic Hydrodynamic analysis of heavy duty centrifugal compressors designs², *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 9(1181), pp. 70–75, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

Будь ласка посилаетесь на цю статтю наступним чином:

Бондаренко, Г. А. Пружногідродинамічний аналіз конструкцій відцентрових компресорів [Текст] / **Г. А. Бондаренко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 70–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.10.

АНОТАЦІЯ Розглядається відцентровий компресор високого як гідромеханічна система що деформується. Наведені обґрунтування і постановка задачі комплексного пружногідродинамічного (ПГД) аналізу конструкцій компресора шляхом спільного рішення рівнянь гідродинаміки пружності. З використанням апарату методів подоби і розмірності визначені основні параметри і критерії аналізу. Наведені результати ПГД-аналізу конструкції компресора на тиск 80 МПа.

Ключові слова: відцентровий компресор, гідромеханічна система, зв'язок пружних деформацій і гідродинаміки течії, ПГД-аналіз, критерії і оцінки.

Поступила (received) 25.01.2016