

И. А. Сарафанов

ФНПЦ «НПО «Аврора», Санкт Петербург, Россия

Виброакустический метод определения коэффициентов кавитации регулирующих органов

Получена 20.12.2005, опубликована 01.02.2006

В статье рассмотрены методы определения критериев кавитации регулирующих органов корабельных систем автоматического регулирования, характеризующихся рядом особенностей. Показано преимущество вибрационного метода определения критерия кавитации, на основе использования которого выполнен сравнительный анализ ряда регулирующих органов.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании систем автоматического регулирования (САР) основных параметров пароэнергетических установок (ПЭУ), в том числе корабельных, важнейшей задачей является разработка регулирующих органов (РО), обеспечивающих дозирование теплоносителей. Разработка ведется с учетом требований, предъявляемых к конструкции и характеристикам РО как к исполнительным органам САР, так и требований со стороны объектов регулирования с учетом условий их эксплуатации в составе корабельных ПЭУ.

К указанным требованиям относятся гидравлические и эксплуатационные, а также необходимость выполнения жестких ограничений по кавитационным, вибрационным и акустическим характеристикам.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ КАВИТАЦИИ

Основными параметрами, анализ и учет которых необходим при разработке РО САР, являются:

- перепад давлений на РО Δp_{po} ;
- величина критического перепада давлений $\Delta p_{кр}$, характеризующего эрозионный износ;
- вид пропускной характеристики, максимальная пропускная способность Kv_{max} , а также величина протечки при закрытом положении затвора РО;
- коэффициенты гидравлического сопротивления ζ (значения которых для ряда нагрузок ПЭУ находятся в переходной области чисел Рейнольдса);
- надежность функционирования и ресурсные показатели.

При этом гидравлические характеристики должны обеспечивать такие специфические особенности РО корабельных САР как:

- бескавитационные режимы при значительных величинах срабатываемых на РО перепадов давлений часто при небольших абсолютных значениях противодавлений;
- широкой диапазон изменения пропускной способности Kv от нагрузки (начиная с пусковых режимов) с реализацией равнопроцентной (или близкой к ней) зависимости $Kv=f(h)$;
- выполнение требований по точности поддержания регулируемых параметров и приемлемых динамических характеристик контуров регулирования.

Кавитационные характеристики РО оцениваются обычно коэффициентом кавитации Kc , вибрационные — зависимостью уровней вибрации L_v в функции частоты колебаний (в нормируемом диапазоне частот $f=5$ Гц...10 кГц).

При течении жидкости в местных сопротивлениях, для оценки кавитационных явлений и возможности сравнительного их анализа, используется большое разнообразие формул, дающих различные численные значения их для одних и тех же условий [1], что затрудняет количественную оценку разных типов РО по кавитационным характеристикам, а также использование их при гидравлических расчетах различных систем и устройств.

Наибольшее распространение при теоретическом анализе и в практических расчетах получил предложенный Стайлсом в 1961 г. коэффициент кавитации Kc в следующем виде:

$$Kc = \frac{(p_1 - p_2)_{кав}}{p_1 - p_n} = \frac{\Delta p_{кав}}{p_1 - p_n}, \quad (1)$$

где p_1 и p_2 — абсолютные давления среды на входе и выходе РО; $\Delta p_{кав}$ — кавитационный (критический) перепад давлений на местном сопротивлении; p_n — давление насыщенных паров жидкости при температуре потока.

Коэффициент кавитации Kc определяется непосредственно по результатам экспериментов, а по известным его значениям, полученным при определенном положении затвора, легко определить критические параметры потока p_1 или p_2 , если задано одно из них, при этом значение p_n принимается в зависимости от температуры и типа жидкости по имеющимся справочным данным. Этим объясняется рекомендация РТМ [2] по использованию именно коэффициента кавитации Kc при разработке РО исполнительных устройств систем автоматического регулирования атомных тепловых электростанций.

При экспериментальном определении коэффициентов Kc гидравлическим методом используются полученные зависимости расхода Q от перепада давлений Δp на РО. По характерным точкам этих зависимостей определяются критические параметры потока, по которым рассчитываются количественные значения критериев кавитации по приведенной выше формуле (1).

На рис. 1 представлены зависимости $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ односедельного плунжерного РО Ду 25 для трех относительных положений его затвора l при разных значениях температуры потока [3]. Бескавитационные режимы течения на графиках зависимостей Q от $\sqrt{\Delta p}$ характеризуются прямыми наклонными линиями, соответствующими области турбулентного течения. Параметры режимов начала кавитации определяются по точкам перегиба, указанными стрелками (начало отклонения расхода от линейного закона в принятой системе координат).

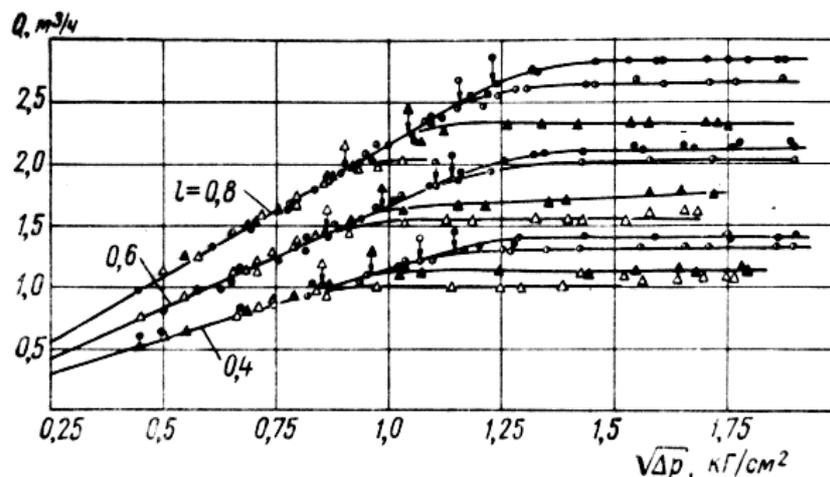


Рис. 1. Зависимости $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ односедельного РО
 ● — $t = 20^\circ\text{C}$; ○ — 90°C ; ▲ — 115°C ; △ — 125°C

Использование гидравлического метода для определения Kc возможно только в случаях гарантированного процесса в турбулентной области чисел Рейнольдса, потери в которой практически пропорциональны квадрату скорости, т. е. ζ_{po} не зависит от Re .

Необходимо отметить, что большинство экспериментальных исследований, результаты которых опубликованы в технической литературе, выполнены с определением коэффициентов гидравлического сопротивления ζ_{po} по проходным сечениям на входе (или выходе) РО. Исходя из предположения, что коэффициент кавитации Kc взаимосвязан с коэффициентом гидравлического сопротивления ζ_{po} , для определения Kc , с учетом упомянутых расчетов ζ_{po} по условным проходам РО, в работе [2] предложено приближенное соотношение: $Kc \approx 0,5 \cdot \zeta_{po}$.

Поскольку коэффициент ζ_{po} является функцией площади сечения входного (выходного) фланца S_{po} и текущего значения Kv , при постоянстве первого из них, и изменении Kv в широких пределах, в предложенной зависимости коэффициент ζ_{po} является практически функцией только Kv , и не соответствует фактическим значениям Kc .

Известные теоретические зависимости для определения значений Kc также основаны на определении характеристик типа $Kc = f(\zeta_{po})$.

Приведенные в технической литературе значения Kc большинства РО, определенные по гидравлический методике, справедливы только для РО с минимальными проходными сечениями и простейшими конфигурациями проточных частей.

Как подтверждение этого рядом авторов отмечается встречающееся на практике несоответствие критерия Kc фактическим процессам в местных сопротивлениях.

Например, в работе [4] проведены результаты исследований кавитационных характеристик различных типов РО. По данным этой работы, а также рядом других авторов установлено, что «в большинстве случаев начало отклонения расходной характеристики от квадратичного закона соответствует тяжелой стадии кавитации в РО, при которой наблюдаются значительные вибрации, шум и эрозионное разрушение материала». Фактическая кавитация возникает при расходах и перепадах давлений ниже точки отклонения расхода от линейного закона.

В той же работе [4] отмечается, что «нередко область течения рабочей среды в арматуре совпадает с переходной областью, где одновременно действуют как силы инерции, так и силы вязкости». При этом установить граничные (критические) значения числа Рейнольдса без проведения соответствующих экспериментальных исследований затруднительно, поскольку они зависят от конструкции дроссельного устройства и степени сужения потока в нем. В связи с этим подчеркивается, что «...при работе РО в переходной области некорректно использование метода определения коэффициентов кавитации по нарушению линейности квадратичного закона...».

Недостаткам гидравлического метода определения коэффициентов кавитации Kc является также его трудоемкость. Снятие многочисленных достоверных замеров параметров для построения зависимостей $Q = f(\sqrt{\Delta p})$ при различных положениях затвора РО, а также зависимостей $\zeta_{po} = f(\text{Re})$ требует длительной эксплуатации дорогостоящего стендового оборудования.

Из изложенного следует, что известные методы экспериментального определения кавитационных критериев и эмпирические зависимости не применимы при анализе большинства общепромышленных РО, работающих в переходной области чисел Рейнольдса.

2. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ КАВИТАЦИИ

Для исключения индивидуальной разработки РО с трудоемкой экспериментальной доводкой их конструкций и, соответственно, характеристик на специализированных стендах при изготовлении, а также в период наладочных работ на строящихся объектах, выполнены соответствующие теоретические и экспериментальные исследования с целью создания методологии экспериментальных исследований и на их базе проектирования бескавитационных РО корабельных САР, отвечающих заданным требованиям во всем диапазоне их возможной работы.

В результате этих работ для определения значений коэффициентов кавитации Kc и исследований характера изменения вибрационных зависимостей РО САР от основных

конструктивных и гидравлических параметров для любых областей чисел Рейнольдса и величин пропускной способности разработан, предложен и апробирован вибрационный метод, и как его вариант, акустический (защищены соответствующим патентом РФ [5]).

Известно, что первопричиной кавитации является процесс «схлопывания» с большой скоростью образовавшихся парогазовых пузырьков в зоне проточной части РО с минимальным давлением и выделением большого количества энергии, что, в свою очередь, вызывает вибрацию корпуса РО.

Экспериментально установлено, что при кавитационных процессах максимальный «всплеск» уровней вибрации наблюдается в районе частот $f = 1,25 \dots 1,6$ кГц, при этом характер его соответствует распределению Гаусса, а добротность зависит от ряда гидравлических параметров.

Для решения анализируемой задачи в качестве контрольного диапазона выбрана полоса частот, включающая в себя верхнюю границу нормированного диапазона, в виде третьоктавной полосы частот со среднегеометрической частотой $f = 10$ кГц, на которой резкое увеличение уровней вибрации в момент начала кавитации всегда фиксируется достаточно четко.

Для конкретной конструкции РО при фиксированном положении его затвора и увеличении перепада давлений на нем до некоторого критического значения (за счет увеличения давления на входе РО при постоянном давлении на выходе), зависимость уровней вибрации РО на фиксированной частоте $f = 10$ кГц в функции упомянутого перепада давлений в режимах без кавитации определяется логарифмической зависимостью $L_v = f(\ln \Delta p)$.

Изменение положения затвора, приводящее к соответствующему изменению пропускной способности K_v , не меняет логарифмическую форму указанной функции, и структура уравнения в общем случае (для разных типов РО — плунжерных с линейной и равнопроцентной пропускными характеристиками, клетковых, конусных и т. д.), учитывающая конструктивные особенности РО, может быть представлена в виде:

$$L_v = A \times \ln(\Delta p) + B \times K_v + C, \quad (2)$$

где коэффициенты A , B и C — некоторые постоянные, характеризующие режимы и конструктивные особенности исследуемых РО.

Уравнение типа (2) учитывает основные гидравлические и конструктивные параметры РО, от которых зависят уровни вибрации. Это подтверждается сравнением представленной зависимости с известными из технической литературы.

Например, фирмой Masoneilan (США) для расчетов уровней акустического шума при турбулентном потоке предлагается следующая эмпирическая формула:

$$L_a = 20 \lg \Delta p_{p.o} + 10 \lg K_v - 30 \lg(t) + 70.5, \quad (3)$$

где $\Delta p_{p.o}$ — перепад давлений на РО, бар; t — толщина стенки трубы, мм.

По структуре уравнение (3) практически совпадает с уравнением (2), однако учитывает зависимость искомых параметров от характеристик системы трубопроводов (третье слагаемой), т. е. определяет характеристики не РО как источника акустического

шума, а РО совместно со стендовым оборудованием, на котором выполняются исследования.

При постоянном давлении на выходе РО и увеличении давления на входе в момент начала кавитации уровни вибрации РО резко увеличиваются, отклоняясь от указанной выше логарифмической зависимости. При фиксированном положении затвора по разности давлений на входе и выходе РО, соответствующей точке указанного отклонения, а также давлению на входе и давлению насыщенных паров жидкости, по зависимости (1) определяется численное значение коэффициента кавитации K_{ca} исследуемого РО (индекс «а» в обозначении коэффициента отражает виброакустический метод его определения).

При проведении аналогичных режимов при других значениях давления на выходе РО, величины критического перепада на РО будут отличаться от полученного выше, однако значение коэффициента кавитации K_{ca} при этом (за счет соответствующего изменения значения давления на входе РО) остается неизменным.

3. ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ КАВИТАЦИИ

В качестве иллюстрации изложенного, ниже приведены результаты экспериментальной проверки гидровибрационных характеристик клеткового РО Ду 150 с 9 цилиндрическими соплами $\varnothing 3$ мм. Характер изменения зависимостей $L_{v10кГц} = f(\Delta p)$ для ряда значений противодавления p_2 как в бескавитационном режиме, так и при наличии кавитации (с определением значений критических перепадов $\Delta p_{кав}$, по которым рассчитываются значения коэффициентов кавитации K_{ca}) приведен на рис. 2.

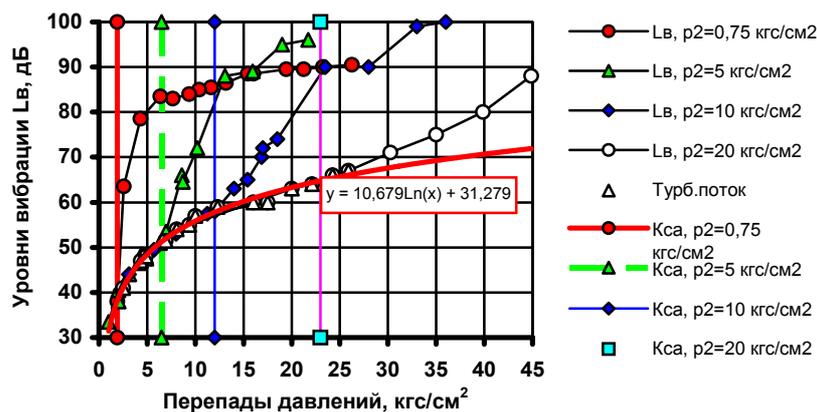


Рис. 2. Зависимости $L_v = f(\Delta p)$ клеткового РО с 9 соплами $\varnothing 3$ мм для ряда значений p_2

Данные рис. 2 подтверждают логарифмическую форму зависимости $L_v = f(\Delta p)$ в бескавитационных режимах (при $p_2 > 20$ кгс/см²). Её математическое выражение приведено на поле рисунка. Для значений противодавлений $p_2 = 0,75; 5; 10$ и 20 кгс/см²

получены уровни вибрации исследуемого РО в кавитационных режимах (точки т. н. кавитационных кривых), а координаты «расхождения» этих зависимостей, характеризующие критические перепады $\Delta p_{кав}$, различны для указанных выше величин противодавлений (на рисунке отмечены соответствующими вертикальными прямыми).

Предложенный метод по виду зависимостей $L_v = f(\Delta p)$ позволяет не только определить характер изменения уровней вибрации в турбулентном или кавитационном режимах в функции конструктивных особенностей и гидравлических параметров исследуемых РО, но и выявить влияние их на величины коэффициентов кавитации $K_{са}$. Характер вибрационных зависимостей $L_v = f(\Delta p)$ позволяет также прогнозировать последствия допустимости работы РО в кавитационных режимах после наступления кавитации. Сказанное проиллюстрировано ниже на ряде примеров.

Зависимости $Q^2 = f(\Delta p)$ и $L_{v10кГц} = f(\Delta p)$ РО Ду 150 плунжерного типа с профильной частью в виде кольцевого линейного конфузора при относительных открытиях затвора $\ell=0,1$ и $\ell=0,5$ представлены на рис. 3.

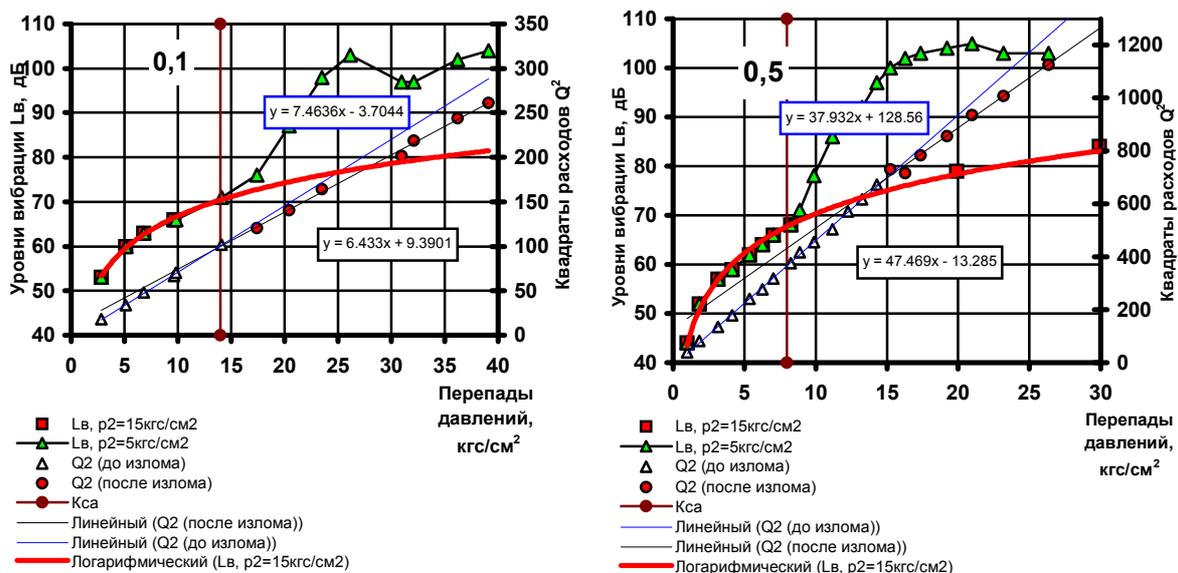


Рис. 2. Зависимости $Q^2 = f(\Delta p)$ и $L_v = f(\Delta p)$ при $\ell = 0,1$ и $\ell = 0,5$ и противодавлении $p_2 = 5,0$ кгс/см² и $p_2 = 15,0$ кгс/см²

Экспериментальные точки зависимостей $Q^2 = f(\Delta p)$ в анализируемых режимах достаточно корректно аппроксимируются двумя прямыми, уравнения которых приведены на полях рисунков. На рис. 3 приведены также зависимости $L_v = f(\Delta p)$ на частоте $f = 10$ кГц в этих режимах. По координатам начала «расхождения» кавитационных кривых определяются критические перепады. Например, при относительном открытии затвора при $\ell = 0,1$ $\Delta p_{кав} = 14,0$ кгс/см², которому соответствует коэффициент кавитации $K_{са} = 0,7$. Значения полученных критических перепадов нанесены на рис. 3 в виде тонких сплошных вертикальных линий.

Представленные результаты показывают, что если для варианта относительного открытия затвора $\ell = 0,1$ величина критического перепада $\Delta p_{\text{кав}}$ практически совпадает с координатой «излома» зависимости $Q^2 = f(\Delta p)$, то при $\ell = 0,5$ эти величины различны. В последнем случае при определении коэффициента кавитации K_c гидравлическим способом величина его не будет соответствовать фактическому значению перепада давлений, при котором начинается кавитация. Т. е. для данного случая полученный результат подтверждает некорректность использования рекомендуемого технической литературой метода определения параметров начала кавитации гидравлическим способом.

Большинством авторов, в том числе например в работе [6], как основное преимущество РО клетковых конструкций отмечается «принцип разбивки всего потока регулируемой среды, проходящей через отверстия в клетке во внутреннюю полость, на ряд направленных друг против друга струй». «Струи, выходящие из отдельных отверстий, сталкиваются, происходит интенсивная турбулизация потока и, как следствие, диссипация большого количества кинетической энергии».

Для оценки указанного эффекта «соударения» струй вибрационным методом определены зависимости одной из модификаций РО клетковой конструкции Ду 150 при работе 6 резбовых сопел М5, расположенных в одной плоскости:

- равномерно по окружности, т. е. под углом $\alpha = 60^\circ$ (наличие «соударений»);
- на полуокружности, т. е. под углом $\alpha = 30^\circ$ («соударение» отсутствует).

Полученные вибрационные зависимости $L_{v10кГц} = f(\Delta p)$ при противодавлении $p_2 = 5 \text{ кгс/см}^2$ (режимы при наличии кавитации) и $p_2 = 10 \text{ кгс/см}^2$ (режимы без кавитации) приведены на рис. 4.

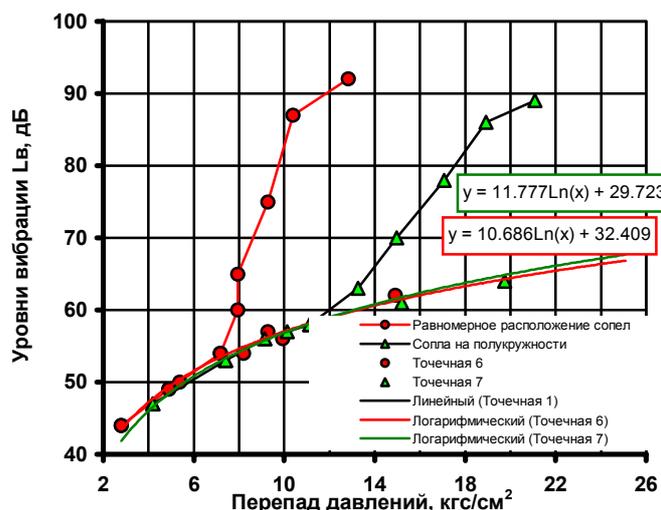


Рис. 4.

Зависимости $L_{v10кГц} = f(\Delta p)$
клеткового РО с соплами М5

Анализируя полученные данные необходимо отметить, что характер и, соответственно, зависимости $L_{v10кГц} = f(\Delta p)$ обоих вариантов РО при отсутствии кавитации (при противодавлении $p_2 = 10 \text{ кгс/см}^2$) практически одинаковы, однако, для режимов с кавитацией (при противодавлении $p_2 = 5 \text{ кгс/см}^2$):

- при равномерном расположении сопел критический перепад $\Delta p_{крит} = 7,3$ кгс/см², которому соответствует коэффициент кавитации $K_{ca} = 0,55$;
- при «групповом» — критический перепад $\Delta p_{крит} = 13$ кгс/см², которому соответствует коэффициент кавитации $K_{ca} = 0,68$.

Таким образом, оптимальным для этого варианта клеткового РО является расположение 9 резбовых сопел М5 на полуокружности, т. е. упомянутый выше эффект «соударения» струй в клетковом РО не подтверждается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Известный гидравлический метод экспериментального определения коэффициентов кавитации K_c , а также расчетные зависимости для определения его, не применимы при анализе РО корабельных САР, а также большинства общепромышленных РО, работающих в значительном диапазоне изменения пропускной способности K_v , а для ряда нагрузок — в переходной области чисел Рейнольдса, в которой не соблюдается постоянство коэффициентов гидравлического сопротивления ζ_{po} .

Для решения этой задачи в статье рассмотрен вибрационный метод определения коэффициентов кавитации, позволяющий экспериментально определить по виброакустическим зависимостям с минимальной погрешностью значения коэффициентов кавитации K_{ca} как РО, так и других местных гидравлических сопротивлений. Метод отличается простотой реализации и, как показали неоднократные эксперименты, характеризуется повторяемостью и достоверностью получаемых результатов. Использование предложенного метода позволяет определять значения коэффициентов K_{ca} по самому началу возникновения процесса кавитации, а также дает возможность получить картину характера изменения самого процесса кавитации с увеличением нагрузки.

Виброакустический метод, а также апробированная методика определения коэффициентов кавитации K_{ca} могут быть применимы при проектировании РО любых типоразмеров, в том числе и общепромышленного назначения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Арзуманов Э. С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. М., Энергия, 1978.
2. РТМ 108.711.02-79. Арматура энергетическая. Методы определения пропускной способности регулирующих органов и выбор оптимальной расходной характеристики, 1979.
3. Арзуманов Э. С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем. М., Энергия, 1971.
4. Благоев Э. Е., Ивницкий Б. Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС, М., Энергоатомиздат, 1990.
5. Патент РФ на изобретение за № 2213946 с приоритетом от 8.08.2001. «Способ определения начала кавитации в регулирующих клапанах (варианты)».
6. Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. М., Машиностроение, 1985.