

УДК 519.63, 004.942

DOI 10.22213/2410-9304-2018-2-28-40

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ НАЧАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА ДИНАМИКУ ОТКРЫВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

Т. Редер, соискатель, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

В. А. Тенев, доктор физико-математических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Н. В. Паклина, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Задачей расчета предохранительных клапанов является определение пропускной способности, динамических усилий, возникающих при срабатывании предохранительного клапана. Для решения сопряженной задачи расчета динамического процесса работы предохранительного клапана применяются уравнения газодинамики и уравнения механического движения диска клапана. Примененный для решения сопряженной задачи динамики пружинного предохранительного клапана численный метод С. К. Годунова в осесимметричной постановке показал способность правильно рассчитывать величину газодинамической силы. На основе результатов проведенных испытаний предохранительного клапана и численных расчетов построена функция, являющаяся универсальной характеристикой рассматриваемого предохранительного клапана. Функция применяется при анализе динамических характеристик рабочего процесса при разных давлениях. На основе теоретического анализа получены соотношения, позволяющие определять кинематические характеристики для произвольного значения высоты подъема диска и задавать начальные условия для решения сопряженной задачи. Численное решение сопряженной задачи динамики предохранительного клапана подтвердило возможность задания требуемой величины начального зазора без потери точности расчетов.

Ключевые слова: предохранительный клапан, нестационарные газодинамические процессы, численные методы моделирования, сопряженная задача газодинамики и механики клапана.

Введение

Пружинные предохранительные клапаны используются в различных устройствах высокого давления и выполняют функцию сброса рабочей среды. Предохранительный клапан представляет собой механизм, автоматически открывающийся при повышении давления выше рабочего и закрывающийся при снижении давления до рабочего или несколько ниже него. Задачей расчета предохранительных клапанов является определение пропускной способности, типа и количества клапанов, подбор пружины к ним, динамических усилий, возникающих при срабатывании предохранительного клапана. Для расчета динамического процесса срабатывания предохранительного клапана необходимо совместное решение уравнений газодинамики и уравнений механического движения диска клапана, что является сопряженной задачей.

Стандартизованные методики расчета предохранительных пружинных клапанов основаны на эмпирических выражениях (ГОСТ 12.2.085–2002 [1]). В ГОСТ 31294–

2005 [2] имеется методика по расчету выпускного трубопровода, доработанная в [3], где методика расчета предохранительного клапана и отводящего трубопровода основана на аналогии с гидравлическими сужающими устройствами типа сопла. За рубежом справочники также содержат инженерные методики расчета основных характеристик предохранительных клапанов [4, 5]. По ним, например, можно провести оценки влияния противодавления и вязкости среды на характеристики клапанов.

Известны математические модели работы клапанов, описывающие движения диска под действием сил со стороны газа и пружины [6–8]. Действие силы со стороны газа определяется с использованием эмпирических коэффициентов. В работах [9, 10] параметры газового потока рассчитываются в одномерной постановке.

В ядерной энергетике широко используется инструмент моделирования RELAP5-3D (Reactor Excursion and Leak Analysis Program) [11]. Элементами рассматриваемой модели являются: объемы на входе и выхо-

де с изменяемыми во времени параметрами (давление, температура); трубы, разделенные на сегменты; соединения. Сам клапан моделируется как соединительный компонент между двумя трубами. Модели могут быть классифицированы по двум категориям: клапаны, которые мгновенно открываются или закрываются; клапаны, которые открываются или закрываются постепенно. Этот инструмент позволяет пользователям моделировать поведение системы хладагента реактора для различных рабочих переходных процессов и предполагаемых аварий, которые могут возникнуть в ядерном реакторе. RELAP5-3D может использоваться для анализа безопасности реактора, проектирования реактора, обучения тренажеров операторов и в качестве образовательного инструмента в университетах. В RELAP5-3D заложен принцип одномерного моделирования. В работе [12] рассмотрено применение этого инструмента моделирования работы клапана с предварительным расчетом и аппроксимацией газодинамических сил, действующих на подвижные элементы клапана. Расчеты проведены с применением программного продукта ANSYS FLUENT v.13 в трехмерной и осесимметричной постановках. Расчеты проведены для рабочей среды в виде несжимаемой жидкости.

Результаты численного моделирования гидрогазодинамических процессов в предохранительном клапане, полученные с использованием пакета ANSYS CFX, представлены в работе [13]. Здесь для стационарной геометрии клапана проведены расчеты в 2D- и 3D-постановках. Динамический процесс рассчитан в осесимметричной постановке для рабочего тела – жидкости.

Наиболее полная численная модель исследования газодинамических процессов в предохранительном клапане прямого действия представлена в [14]. Решение задачи о газодинамических процессах осуществляется в 3D-постановке с использованием пакета ANSYS. Кроме того, в расчетах применяются различные модели турбулентности.

В работе [15] приведено обоснование применимости осесимметричной постановки задачи расчета газодинамических харак-

теристик динамического процесса в предохранительном клапане для сверхзвукового режима течения через зазор между диском и седлом клапана. Конструкция сопла и диск имеют осевую симметрию. Поэтому силовое воздействие со стороны потока газа на нижнюю часть поверхности диска также должно быть осесимметричным. Так как рассматривается работа клапана при высоких перепадах давления, то истечение через открывающийся зазор является сверхзвуковым. Поэтому возмущения из области над диском не проникают в сопло и, следовательно, не должны исказить осевую симметрию течения в сопле и зазоре. Численное решение осесимметричной задачи нестационарной газодинамики требует существенно меньших затрат вычислительного времени по сравнению с трехмерной задачей. Численное моделирование проведено на основе разностной схемы С. К. Годунова [16].

При решении сопряженной задачи расчета динамического процесса срабатывания предохранительного клапана необходимо совместное рассмотрение уравнений газодинамики и уравнений механического движения диска клапана. Для построения дискретных аналогов уравнений газодинамики требуется динамическая разностная сетка. Для обеспечения условия невырожденности ячеек сетки используется динамическая сетка без изменения топологии. Следовательно, возникает вопрос о выборе величины начального зазора. В рассмотренных работах величина начального зазора выбирается без какого-либо обоснования в пределах одного миллиметра. Слишком узкий зазор приводит при заданном количестве узлов разностной сетки по ширине зазора к сильному уменьшению расчетного шага по времени, а при большом начальном зазоре теряется информация о предыстории газодинамики. В настоящей работе предлагается метод обоснованного выбора величины начального зазора в пружинном предохранительном клапане и начальных условий для кинематических характеристик движения диска. Метод основан на получении аппроксимирующих зависимостей газодина-

мических сил на основе численного решения сопряженной задачи динамики клапана и результатах экспериментов. Теоретический анализ динамики диска на начальном участке его движения дает выражения для начальных значений кинематических характеристик.

Численный метод моделирования процесса срабатывания клапана

Невязкие уравнения нестационарной газодинамики записываются в осесимметричной постановке в векторном виде [17]:

$$\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial y} = \mathbf{f}, \quad (1)$$

где t – время; x – пространственная координата, направленная по оси сопла и штока диска; y – радиальная координата.

$$\mathbf{q} = y \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = y \begin{bmatrix} \rho u \\ p + \rho u^2 \\ \rho uv \\ (e + p)u \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = y \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ p + \rho v^2 \\ (e + p)v \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ p \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Векторы $\mathbf{q}, \mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{f}$ содержат газодинамические комплексы, составленные из переменных: ρ – плотность газа; u, v – осевая и радиальная составляющие скорости

$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}$; $e = \rho \varepsilon + \rho \frac{|\mathbf{V}|^2}{2}$ – полная энергия

единицы объема газа; $\varepsilon = \varepsilon(\rho, p)$ – внутренняя энергия единицы массы, заданная уравнением состояния идеального газа $p = \rho RT$; T – температура газа; $R = c_p - c_v$ – газовая постоянная; c_p, c_v – удельные теплоемкости при постоянных давлении и объеме. Из уравнения состояния следует, что

$\varepsilon = \frac{p}{(\gamma - 1)\rho} = c_v T$, где $k = \frac{c_p}{c_v}$ – показатель адиабаты.

Для численного решения системы газодинамических уравнений с осевой симметрией применяется метод контрольного объема. Параметры газа на границах контрольных объемов определяются по методу С. К. Годунова с использованием автоматического решения задачи о распаде произвольного разрыва.

Интегрирование уравнения (1) по поверхности контрольного объема на промежутке времени Δt дает дискретный аналог этого уравнения:

$$\mathbf{q}_{i,j}^{n+1} \Omega_{i,j}^{n+1} = \mathbf{q}_{i,j}^{n+1} \Omega_{i,j}^n - \mathbf{Q}_{i,j-1/2} - \mathbf{Q}_{i-1/2,j-1} - \mathbf{Q}_{i-1,j-1/2} - \mathbf{Q}_{i-1/2,j} + \mathbf{f}_{i,j}^n \Omega_{i,j}^n \Delta t^n.$$

Здесь индекс n означает номер шага по времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t^n$; i, j – номера узлов сетки $x_{i,j}, y_{i,j}, i = 0, N_i, j = 0, N_j$; номер контрольного объема соответствует правому верхнему узду данного контрольного объема. Величина площади контрольного объема $\Omega_{i,j}$ изменяется во времени при деформации разностной сетки. Векторные величины $\mathbf{Q}_{i,j-1/2}, \mathbf{Q}_{i-1/2,j-1}, \mathbf{Q}_{i-1,j-1/2}, \mathbf{Q}_{i-1/2,j}$ являются потоками массы, импульса и энергии через соответствующие грани в направлении внешнего вектора нормали.

Для каждой грани с индексом $l = \{i, j - 1/2; i - 1/2, j - 1; i - 1, j - 1/2; i - 1/2, j\}$ выражение для потоков имеет вид

$$\mathbf{Q}_l = \Delta t^n L_l \begin{bmatrix} R(W - N) \\ R(W - N)U - \alpha P \\ R(W - N)V - \beta P \\ R(W - N)E - NP \end{bmatrix}_l,$$

где R, U, V, E – «большие» величины, соответствующие плотности, скоростям, энергии и давлению, определяемые из решения задачи о распаде разрыва; W – скорость ребра в направлении нормали; $N = \alpha U + \beta V$ – нормальная составляющая вектора скорости; L_l – длина соответствующего ребра.

Для каждого ребра решается соответствующая задача о распаде разрыва с двумя наборами газодинамических параметров в контрольных объемах, разделенных этим ребром. «Большие величины» соответствуют газодинамическим параметрам на границах между контрольными объемами.

Разностная сетка для каждого момента времени строится динамически с помощью

интерполяции по нескольким сеткам (применяется 11 опорных сеток построенных комплексным методом граничных элементов [18]). Фрагменты разностных ортогональных сеток для начального зазора 0,1 мм (слева) и конечного 10,5 мм (справа) представлены на рис. 1.

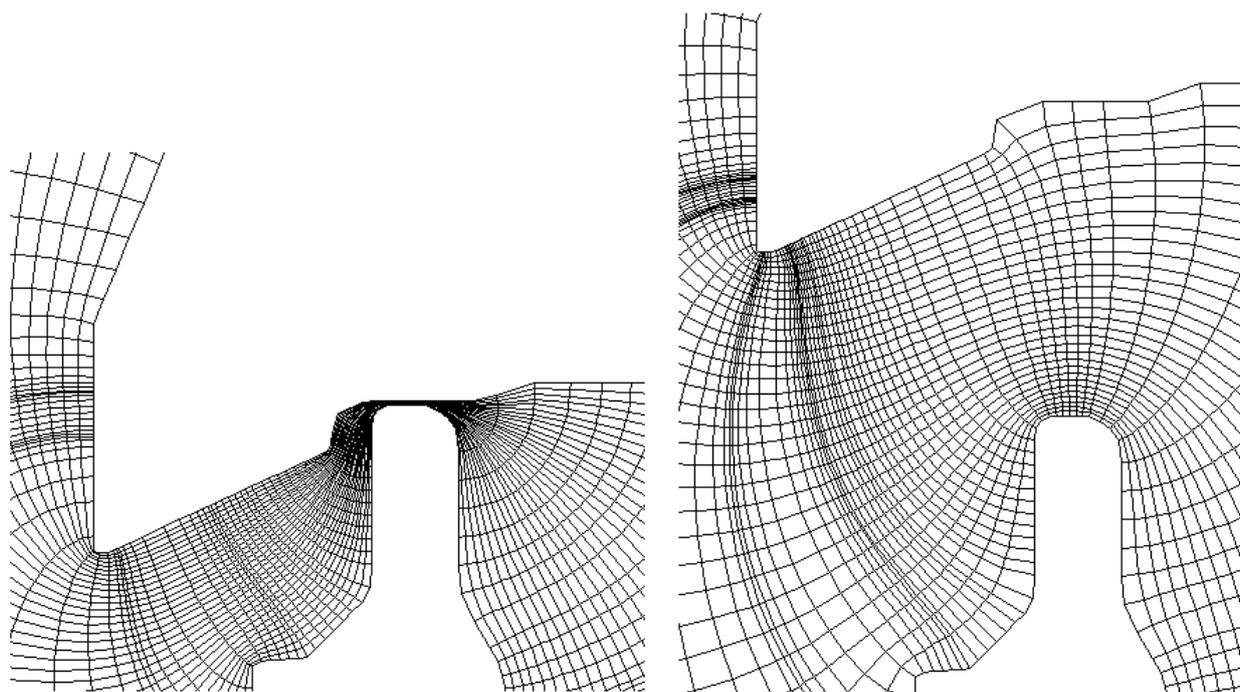


Рис. 1

Осевая составляющая силы, действующая на диск со стороны газа, определяется интегралом по поверхности диска:

$$F_f = \int_{S_d} p y dy . \quad (2)$$

Перемещение диска в осевом направлении определяется действием: силы со стороны газа F_f ; силы упругости пружины $F_s = K_s(\xi + \xi_0)$; демпфирующей силы трения $F_{dem} = K_{dem}\eta$; силы тяжести $m_s g$. Здесь K_s – коэффициент жесткости пружины; ξ – перемещение диска (высота подъема); ξ_0 – начальное сжатие пружины (преднатяг); K_{dem} – коэффициент демпфирования; η –

скорость перемещения диска. Уравнения движения диска имеют вид

$$m_s \frac{d\eta}{dt} = F_f - F_s - F_{dem} - m_s g , \quad (3)$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \eta \quad (4)$$

при начальных условиях $\xi(0) = \delta_0$, $\eta(0) = \dot{\xi}_0$. Высота подъема диска ограничена величиной ξ_k .

Для обеспечения устойчивости численного решения уравнений движения диска (3), (4) применяется двухшаговая разностная схема [19]:

$$\xi^{n+1} = \frac{(F_f - K_s \xi_0 - m_s g) \Delta t + K_{dem} \xi^n + m_s \left(\frac{\xi^n - \xi^{n-1}}{\Delta t} + \frac{\xi^n}{\Delta t} \right)}{K_s \Delta t + \frac{m_s}{\Delta t} + K_{dem}}$$

Уравнения газодинамики при численном решении приводятся к безразмерному виду. Составляющие скорости относятся к критической скорости звука c_* , плотность к критическому значению плотности

$$\rho_* = \rho_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} \right)^{-\frac{1}{k-1}}, \text{ давление и полная}$$

энергия к величине $\rho_* c_*^2$, индекс 0 соответствует параметрам торможения.

Изменение давления торможения в емкости, откуда происходит сброс газа, определяется изменением массы газа в емкости m_V (расходом газа через клапан G_{valve} и приходом газа от внешних источников G_{in}):

$$\frac{dp_0}{dt} = \frac{kRT_0(0)}{W} (G_{in} - G_{valve}) \left(\frac{p_0}{p_0(0)} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (5)$$

где W – объем емкости.

Начальные условия для решения уравнений соответствуют закрытому клапану. Это значит, что в объеме под клапаном параметры равны параметрам в емкости, а в объеме над клапаном параметрам окружающей среды. Граничные условия: на оси сопла условия симметрии, на стенках клапана условие непротекания, на входе в сопло задано условие постоянства энтропии и направление вектора скорости, на выходе задается либо давление окружающей среды p_a , либо ставятся сверхзвуковые условия, в зависимости от давления в наддисковом пространстве.

Тестирование численного метода

Рассмотрим задачу расширения невязкого нетеплопроводного газа в ударной круглой-

трубе. Совершенный газ невязкий нетеплопроводный газ слева и справа от перегородки находится при различных начальных условиях [20]. Сравним аналитическое решение с численным для двух вариантов, имеющих специфику нашей задачи.

Вариант 1 (задача Лакса): момент времени 0.15;

$$p_L = 3,528; T_L = 7,928; u_L = 0,698;$$

$$p_R = 0,571; T_R = 1,142; u_R = 0.$$

Вариант 2 (число Маха на выходе справа) $M = 3$: момент времени 0.09;

$$p_L = 10,333; T_L = 2,679; u_L = 0,92;$$

$$p_R = 1; T_R = 1; u_R = 3,55.$$

Сравнение результатов приведено на рис. 2 для распределения числа Маха вдоль трубы (наиболее сложного для воспроизведения).

Левый рисунок соответствует первому варианту, правый второму. Расчет проводился для числа узлов по оси трубы 100 и 400, по радиусу количество узлов 10. Метод С. К. Годунова является монотонным с первым порядком аппроксимации. Схемы не дают нефизических колебаний решения как в области ударной волны, так и в области контактного разрыва, однако численное решение в этих областях сглажено. С увеличением разрешения сетки сглаживание уменьшается, что свидетельствует о сходимости численного решения.

В работе [21] проведено тестирование этого метода для течения газа в сопле Лавалля, показавшее хорошее согласование распределения числа Маха с экспериментальными значениями.

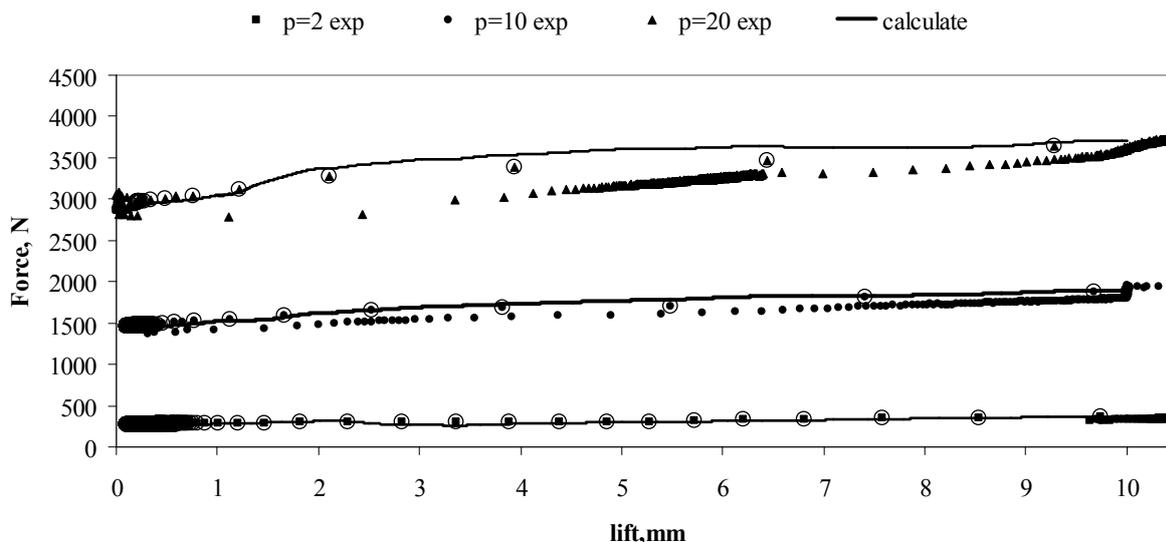


Рис. 4. Зависимости газодинамической силы от высоты подъема диска

Маркерами обозначены зависимости, полученные экспериментально. Маркеры, обведенные кружочком, соответствуют фазе открывания (подъема диска). Сплошной линией представлены результаты, полученные из численного решения для давления 10 бар. Из рис. 4 следует, что на величину силы в первую очередь влияет давление, а также ширина зазора.

В соответствии с формулой (2) на диск в продольном направлении действует сила со стороны сопла (F_d) и со стороны выходной линии (F_u), так что $F_f = F_d - F_u$. Представим силу F_d в виде выражения $F_d = p_0 \sigma_d f(\xi)$, где σ_d – площадь миделева сечения диска; $f(\xi)$ – функция, зависящая от высоты подъема диска. Запишем также силу $F_u = p_u \sigma_d$, где p_u – давление в объеме, выше диска. В результате численных исследований установлено, что давление p_u можно аппроксимировать зависимостью $p_u = p_a + b_1 G + a_1 G^2$, где p_a – давление в области, в которую выбрасывается газ (для рассматриваемых условий $p_a = 1$ бар); G – массовый расход газа через клапан; $a_1 = 0,12$; $b_1 = 0,28$. Зависимость расхода от

высоты подъема близка к линейной $G = cp_0 \xi$, так что функция $f(\xi)$ также определяется высотой подъема $f(\xi, p_0) = p_a + b_1 cp_0 \xi + a_1 (cp_0 \xi)^2$, где $c = 0,0251$. При известных значениях коэффициентов $a_1, b_1, c, g = 9,81$, при текущей величине давления p_0 и силы F_f получим выражение следующего вида:

$$f(\xi) = \frac{\frac{F_f(\xi, p_0)}{\sigma_d} + g\varphi(\xi, p_0)}{p_0}. \quad (6)$$

Результаты обработки данных, представленных на рис. 4, в соответствии с формулой (6) приведены на рис. 5.

Расчетные и экспериментальные точки на рис. 5 достаточно плотно группируются и описываются линейной зависимостью $f(\xi) = a + b\xi$ с коэффициентом детерминации 0,99 при $a = 0,251$; $b = 5,31$. Отсюда следует, что функция $f(\xi)$ (6) является универсальной характеристикой данного клапана и может использоваться при анализе динамических характеристик рабочего процесса при разных давлениях.

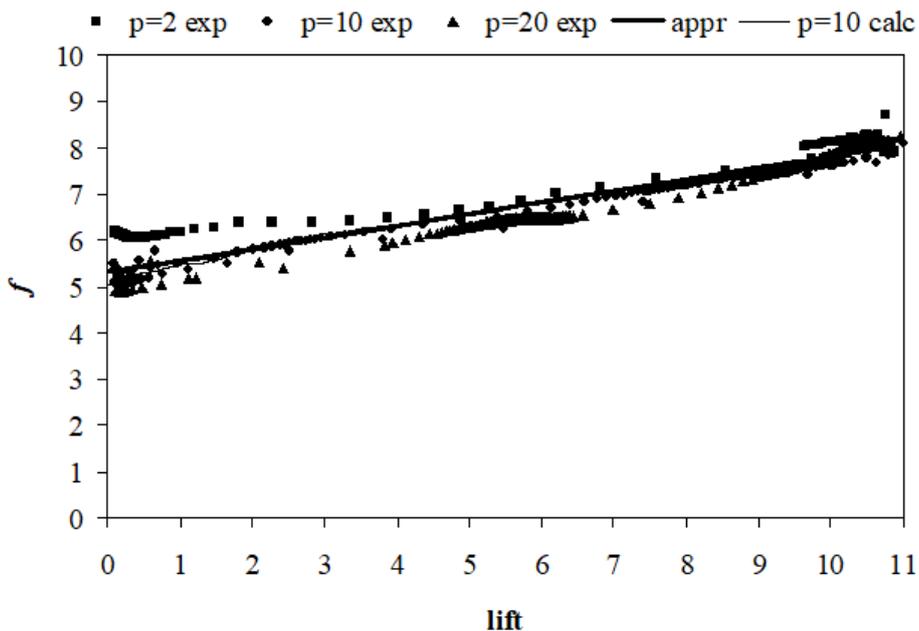


Рис. 5. Зависимость $f(\xi)$

Теоретический анализ динамики диска

Если не учитывать влияние силы трения на движение диска, то уравнение (3) примет вид

$$m_s \frac{d\eta}{dt} = F_f(\xi, p_0) - K_s(\xi + \xi_0) - m_s g. \quad (7)$$

Одной из проблем решения сопряженной задачи динамики диска под действием газодинамической силы является задание начальных условий для уравнений (4), (7) $\xi(0) = \delta_0, \eta(0) = \xi_0$. Эту неопределенность иллюстрирует рис. 6.

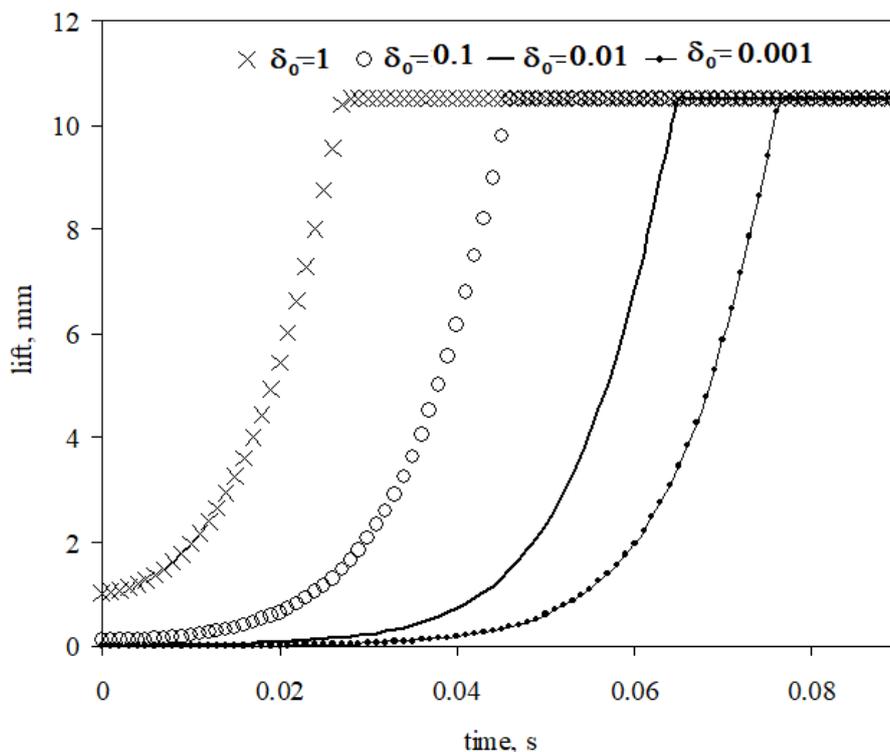


Рис. 6. Изменение высоты подъема во времени

На рис. 6 показаны расчетные зависимости высоты подъема диска от времени при различных начальных условиях: $\xi(0) = \{1, 0.1, 0.01, 0.001\}$ и $\eta(0) = 0$. Все рассчитанные траектории отличаются друг от друга, так как очевидно, что при $\xi(0) > 0$ величина скорости $\eta(0)$ должна быть отлична от нуля.

Период времени полного открытия клапана достаточно мал (менее 0,1 с). В течение этого времени полное давление изменяется незначительно, как правило, в пределах флуктуаций (0,01 бар или 0,1 % от текущей величины давления). Поэтому в период подъема диска давление принимаем $p_0 \approx p_0(0)$. В этом случае уравнение (7) можно записать

$$\frac{d\eta}{dt} = \Phi(\xi), \quad (8)$$

где

$$\Phi(\xi) = \frac{1}{m_s} (A\xi^2 + B\xi + D);$$

$$A = -g\sigma_d a_1 (cp_0)^2; B = p_0\sigma_d a - g\sigma_d b_1 cp_0 - K_s;$$

$$D = p_0\sigma_d b - g\sigma_d p_a - K_s \xi_0 - m_s g.$$

Из уравнения (8) следует первый интеграл живой силы:

$$\frac{d\eta}{dt} = \frac{d\eta}{d\xi} \frac{d\xi}{dt} = \frac{1}{2} \frac{d(\eta^2)}{d\xi} = \Phi(\xi) \text{ и}$$

$$\eta^2 = 2 \int \Phi(\xi) d\xi + c_1. \quad (9)$$

Из уравнения (4) получаем второй интеграл:

$$t = \int \frac{d\xi}{\eta(\xi)} + c_2. \quad (10)$$

Уравнение (9) после интегрирования принимает вид

$$\eta^2 = 2 \left(\frac{A}{3} \xi^3 + \frac{B}{2} \xi^2 + D\xi \right) + c_1$$

$$\text{и } \eta = \sqrt{2 \left(\frac{A}{3} \xi^3 + \frac{B}{2} \xi^2 + D\xi \right) + c_1}. \quad (11)$$

Константа c_1 имеет ненулевое значение для выхода механической системы из равновесия. Клапан начинает срабатывать, когда давление становится больше, чем $p_0(0)$ при $\frac{dp_0}{dt} > 0$. Рассмотрим выход из состояния равновесия в малой окрестности $t \in \varepsilon$. Правую часть уравнения (8) представим в линейном виде

$$\Phi(\xi) \approx \Phi(0) + \dot{\Phi}(0)t = \frac{\sigma_d b}{m_s} \frac{dp_0}{dt} t =$$

$$= \frac{\sigma_d b}{m_s} \frac{kRT_0(0)}{W} G_{in} t = \alpha t.$$

Интегрирование уравнений (4), (8) дает при $t = \varepsilon$ величины

$$\eta(\varepsilon) = \frac{\alpha}{2} \varepsilon^2, \quad \xi(\varepsilon) = \frac{\alpha}{6} \varepsilon^3.$$

Теперь определим константы в интегралах (9), (10) через значения при $t = \varepsilon; \eta(\varepsilon) = \eta_\varepsilon; \xi(\varepsilon) = \xi_\varepsilon$:

$$\eta = \sqrt{2 \left[\frac{A}{3} (\xi^3 - \xi_\varepsilon^3) + \frac{B}{2} (\xi^2 - \xi_\varepsilon^2) + D(\xi - \xi_\varepsilon) \right]} + \eta_\varepsilon, \quad (12)$$

$$t = \int_{\xi_\varepsilon}^{\xi} \frac{d\xi}{\eta(\xi)} + \varepsilon. \quad (13)$$

Соотношения (12), (13) позволяют определить величины t, η для произвольного значения высоты подъема диска ξ и задать начальные условия для решения сопряженной задачи.

Обсуждение результатов

Представление газодинамической силы в виде выражения

$$F_f(\xi, p_0) = p_0 \sigma_d f(\xi) - g\Phi(\xi, p_0)$$

позволяет определить функцию $f(\xi)$, характеризующую конкретную конструкцию предохранительного клапана. Для ее получения необходимо провести расчет процесса открытия клапана при каком-либо уровне давления p_0 . При наличии результатов ис-

пытаний предохранительного клапана их можно также использовать для определения функции $f(\xi)$. Расчетные данные также позволяют полностью определить функцию $\varphi(\xi, p_0)$. Обозначим стартовую величину зазора (высоту подъема диска) ξ_s . Так как величина ξ_ε является произвольно малой, то $\xi_s \gg \xi_\varepsilon$, следовательно, $\eta_s \gg \eta_\varepsilon, t_s \gg \varepsilon$. Поэтому формулы (12), (13) можно переписать:

$$\eta_s = \sqrt{2 \left[\frac{A}{3} \xi_s^3 + \frac{B}{2} \xi_s^2 + D \xi_s \right]}, \quad (14)$$

$$t_s = \int_{\xi_\varepsilon}^{\xi_s} \frac{d\xi}{\eta(\xi)}. \quad (15)$$

Начальные условия для уравнений (3), (4) примут вид:

$$\text{при } t = t_s \quad \eta(t_s) = \eta_s, \quad \xi(t_s) = \xi_s.$$

Для начального давления $p_0 = 3,1$ бар проведены два варианта расчетов по решению сопряженной задачи динамики предохранительного клапана. Первый вариант при начальных условиях $t = 0, \eta(0) = 0, \xi(0) = 0,1$ мм второй вариант с использованием формул (14), (15) $t = 0,0077$ с, $\eta(0,0077) = 0,241, \xi(0,0077) = 1$ мм.

Из рис. 7 следует, что стартовая величина зазора 1 мм дает близкую картину динамики клапана к начальным условиям с 0,1 мм. Рассчитанные значения газодинамической силы отличаются менее чем на 1 %, как это видно из рис. 8.

Максимальная ошибка наблюдается при малой величине зазора. Это связано с тем, что в 1-м варианте больше времени для стабилизации давления при подъеме клапана. Время расчета в первом варианте в 2 раза больше, чем во втором.

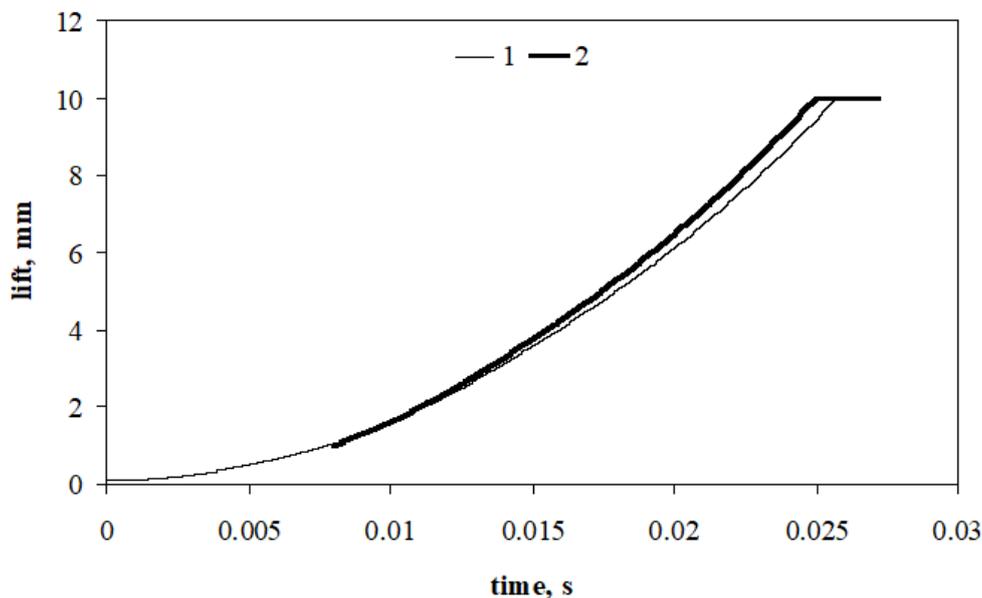


Рис. 7. Изменение высоты подъема во времени для двух вариантов начальных условий

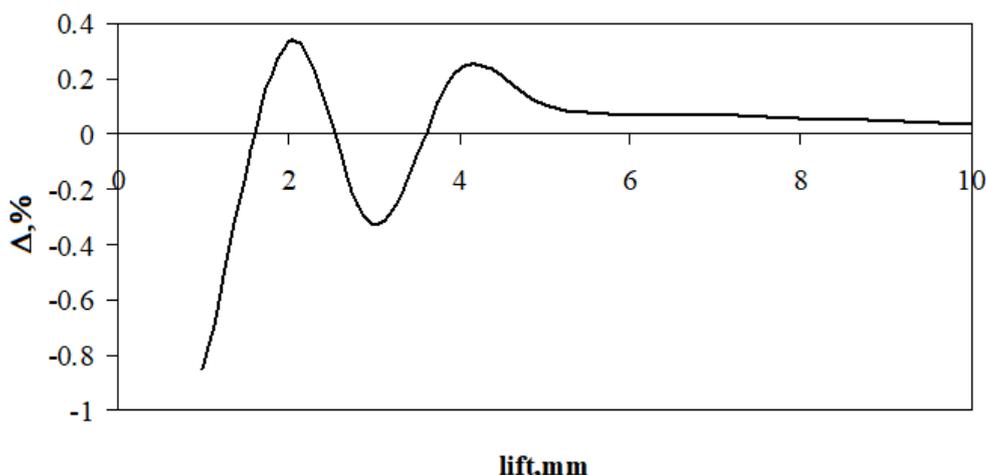


Рис. 8. Разность величин газодинамической силы, рассчитанных двумя вариантами

Заключение

Примененный для решения сопряженной задачи динамики пружинного предохранительного клапана численный метод С. К. Годунова в осесимметричной постановке показал способность правильно рассчитывать величину газодинамической силы.

На основе результатов проведенных испытаний предохранительного клапана и численных расчетов построена функция $f(\xi)$, являющаяся универсальной характеристикой данного клапана 2J3. Функция применяется при анализе динамических характеристик рабочего процесса при разных давлениях.

Из анализа начального периода движения диска клапана из нулевого зазора получены формулы для задания начальных условий при расчете динамического процесса открывания клапана. Численное решение сопряженной задачи динамики предохранительного клапана подтвердило возможность задания требуемой величины начального зазора.

Библиографические ссылки

- ГОСТ 12.2.085–2002. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности. Введен 2003-07-01. М.: Стандартинформ, 2007. 12 с.
- ГОСТ 31294–2005. Клапаны предохранительные прямого действия. – Введен 2008-10-01. М.: Стандартинформ, 2008. 31 с.
- Черноштан В. И., Благов Э. Е. Газодинамический расчет предохранительного клапана и

выпускного трубопровода // Арматуростроение. 2011. Ч. 2. № 3 (72). С. 61–65.

4. Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook. Forward Technical Publication, no. TP-V300, 2015, p. 800.

5. ISA-S75.01-1985 (R 1995) Flow Equations for Sizing Control Valves, p. 50.

6. Gábor Licskó, Alan Champneys, Csaba Hős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, 2009. Vol. II. WCE 2009, July 1 - 3, 2009, London, U. K.

7. Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 31, (2014), pp. 70–81.

8. Dimitrov S., Komitovski M. Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves. Machine design, Vol. 5 (2013), no.2, pp. 83–86.

9. Gábor Licskó, Alan Champneys, Csaba Hős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, 2009. Vol. II. WCE 2009, July 1 - 3, 2009, London, U. K.

10. Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M. Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 31, (2014), pp. 70–81.

11. RELAP5/mod 3.3 code manual. Vol. I. Information systems laboratories, Inc., Rockville, Maryland, Idaho Falls, Idaho, 2003.

12. Anna Budziszewski, Louise Thoren. CFD simulation of a safety relief valve for improvement

of a one-dimensional valve model in RELAP5. Master's thesis in the Master's program Innovative and Sustainable Chemical Engineering. Department of Applied Physics, Division of Nuclear Engineering, Chalmers University of Technology. Gothenburg, Sweden 2012, p. 82.

13. Beune A. Analysis of high-pressure safety valves Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. 2009, p. 134. DOI: 10.6100/IR652510

14. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel / X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, W.M. Dempster // *Energy Conversion and Management*, 2014. Pp. 407–419.

15. Численное моделирование газодинамики предохранительного клапана / Т. Редер, В. А. Тененев, М. Р. Королева, О. В. Мищенко, О. А. Воеводина // *Интеллектуальные системы в производстве*. 2017. Т. 15, № 4. С. 4–11.

16. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С. К. Годунов, А. В. Забродин, М. Я. Иванов, А. Н. Крайко, Г. П. Прокопов. М.: Наука, 1976. 400 с.

17. Там же.

18. Тененев В. А., Горохов М. М., Русяк И. Г. Численное исследование горения частиц в двухфазном потоке // *Математическое моделирование*. 1997. Т. 9, № 5. С. 87–96.

19. A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel / X. Song, L. Cui, M. Cao, W. Cao, Y. Park, W.M. Dempster // *Energy Conversion and Management*, 2014. Pp. 407–419.

20. Wesseling, Pieter, Dr. Principles of computational fluid dynamics / Springer series in computational mathematics, 1991. ISSN 0179-3632; 29, p. 644.

21. Численное моделирование газодинамики предохранительного клапана / Т. Редер, В. А. Тененев, М. Р. Королева, О. В. Мищенко, О. А. Воеводина // *Интеллектуальные системы в производстве*. 2017. Т. 15, № 4. С. 4–11.

References

1. *Sosudy, rabotayushchie pod davleniem. Klapany predokhranitel'nye. Trebovaniya bezopasnosti, GOST 12.2.085-2002* [Vessels working under pressure. Safety valves. Safety requirements, State Standard 12.2.085-2002]. Came into force 01.07.2003, Moscow: Standartinform, 2007. 12 p. (in Russ.).

2. *Klapany predokhranitel'nye pryamogo deistviya, GOST 31294-2005* [Direct-acting safety valves]. Came into force 01.10.2008, Moscow: Standartinform, 2008. 31 p. (in Russ.).

3. Chernoshtan V. I., Blagov E. E. (2011). *Armaturostroenie* [Valve Industry], part 2, no. 3 (72), pp. 61-65 (in Russ.).

4. Pentair Pressure Relief Valve Engineering Handbook. Forward Technical Publication No. TP-V300, 2015, p.800.

5. ISA-S75.01-1985 (R 1995). Flow Equations for Sizing Control Valves, p. 50.

6. Licskó Gábor, Champneys Alan, Hős Csaba. (2009). Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, vol. II. London, UK.

7. Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M. (2014). Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, no. 31, pp. 70-81.

8. Dimitrov S., Komitovski M. (2013). Static and dynamic characteristics of direct operated pressure relief valves. *Machine design*, vol. 5, no. 2, pp. 83-86.

9. Gábor Licskó, Alan Champneys, Csaba Hős. Dynamical Analysis of a Hydraulic Pressure Relief Valve. Proceedings of the World Congress on Engineering, 2009. Vol. II. WCE 2009, July 1-3, 2009, London, U. K.

10. Hos C. J., Champneys A. R., Paulc K., McNeelyc M. (2014). Dynamic behavior of direct spring loaded pressure relief valves in gas service: Model development, measurements and instability mechanisms *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 31, pp. 70-81.

11. RELAP5/mod 3.3 code manual. Vol. I. Information systems laboratories, Inc., Rockville, Maryland, Idaho Falls, Idaho, 2003.

12. Budziszewski Anna, Thoren Louise. (2012). CFD simulation of a safety relief valve for improvement of a one-dimensional valve model in RELAP5 : Master's thesis in the Master's program Innovative and Sustainable Chemical Engineering. Chalmers University of Technology. Gothenburg, Sweden, p. 82.

13. Beune A. (2009). Analysis of high-pressure safety valves. Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, p. 134. DOI: 10.6100/IR652510

14. Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Y., Dempster W. M. (2014). A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, pp. 407-419.

15. Raeder T., Tenenev V. A., Koroleva M. R., Mischenkova O. V., Voevodina O. A. Numerical modeling of the gas dynamics of the safety valve. (2017). *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve* [In-

telligent systems in production], vol. 15, no. 4, pp. 4-11 (in Russ.).

16. Godunov S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. Ya., Kariko A. N., Prokopov G. P. (1976). *Chislennoe reshenie mnogomernykh zadach gazovoi dinamiki* [Numerical solution of multidimensional problems of gas dynamics]. Moscow: Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoi literatury izdatel'stva "Nauka", 400 p. (in Russ.)

17. Ibid.

18. Tenenev V. A., Gorokhov M. M., Rusyak I. G. (1997). Numerical study of the burning of particles in a two-phase flow. *Matematicheskoe modelirovanie* [Math modeling], vol. 9, no. 5, pp. 87-96 (in Russ.).

19. Song X., Cui L., Cao M., Cao W., Park Y., Dempster W. M. (2014). A CFD analysis of the dynamics of a direct-operated safety relief valve mounted on a pressure vessel. *Energy Conversion and Management*, pp. 407-419.

20. Wesseling Pieter. (1991). Principles of computational fluid dynamics. Springer series in computational mathematics. ISSN 0179-3632; 29. p.644.

21. Raeder T., Tenenev V. A., Koroleva M. R., Mischenkova O. V., Voevodina O. A. Numerical modeling of the gas dynamics of the safety valve. (2017). *Intellektual'nye sistemy v proizvodstve* [Intelligent systems in production], vol. 15, no. 4, pp. 4-11 (in Russ.).

Study of the Influence of the Initial Clearance on the Dynamics of the Safety Valve Opening

T. Raeder, PhD Applicant, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

V. A. Tenenev, DSc (Physics and Mathematics), Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

N. V. Paklina, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The task of safety valve calculation is to determine the throughput and the dynamic forces arising at actuation of the safety valve. To solve the adjoint problem of calculating the safety valve operation dynamics, the equations of gas dynamics and the equations of mechanical motion of the valve disc are applied. The numerical method of S. K. Godunov in axisymmetric setting used to solve the adjoint problem of the spring safety valve dynamics has proved the ability to correctly calculate the magnitude of gas dynamic force. Based on the results of safety valve tests and numerical calculations, a function has been constructed that is a universal characteristic of the safety valve in question. The function is used to analyze the dynamic characteristics of the operation process at different pressures. On basis of theoretical analysis some relations have been obtained allowing to determine kinematic characteristics at any disk lift value and to set the initial conditions for adjoint problem solution. The numerical solution of the adjoint problem of safety valve dynamics confirms the possibility of setting the required initial clearance without loss of calculation accuracy.

Keywords: safety valve, nonstationary gas-dynamic processes, numerical simulation techniques, adjoint problem of gas dynamics and mechanics of valve.

Получено: 19.05.18