1. *Сторчоус М.Д.*, Загальна концептуальна модель інформаційно-аналітичної системи забезпечення управління земельними ресурсами населеного пункту, Вісник Черкаського Університету. Серія: Прикладна математика. Інформатика : наук. журн. / Черкас. нац. ун-т ім. Богдана Хмельницького. – Черкаси: № 38 (371), 2015, с.102-109.
2. *Захарова І. В*., Основи інформаційно-аналітичної діяльності : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / І. В. Захарова, Л. Я. Філіпова. - К. : Центр учбової літератури, 2013. - 335 с., с.63
3. *Inmon W. H.*, Building the Data Warehouse, Third Edition, John Wiley & Sons, Inc. New York, 2002 – 428 p.
4. *Белов В.С.,* Информационно-аналитические системы. Основы проектирования и применения: уч. пос., руководство, практикум / Московский государственный университет экономики, статистики и информатики. — М., 2005. — 111 с.
5. *Шаховська Н.Б., Болюбаш Ю.Я.,* Робота з великими даними – показниками соціо-еколого-економічного розвитку регіону, Складні системи і процеси № 2, 2012, с. 85-88.
6. *Черняк Л.*, Большие Данные — новая теория и практика, «Открытые системы», № 10, 2011**:** http://www.osp.ru/os/2011/10/13010990/
7. *Sangeeta Deogawanka*, Empowering, GIS with Big Data, https://www.gislounge.com/empowering-gis-big-data/
8. *Раевская Е.А., Пимонов А.Г.,* Программный инструментарий поддержки принятия решений на основе методов системного анализа, Вестник Кузбасского государственного технического университета, № 5 (99) / 2013, с. 154-159.

Поступила 17.10.2016р.

УДК 621.316

С.Д.Винничук, м. Київ

АЛГОРИТМЫ ГАРАНТИРОВАННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА ЭЛЕМЕНТАХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ СЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ

Анотація. Запропоновано високоточні алгоритми розрахунку різниці тисків на елементах гідравлічних мереж стискуваної рідини для випадку опису процесів у них, що відповідають ізотермічній та ізоентропічній течії стискуваної рідини в трубі постійного діаметру.

Abstract. Proposed high-precision algorithms for calculating the differential pressure on the elements of hydraulic networks for compressible fluid of cases the description of processes in them, corresponding to isothermal and isentropic flow of a compressible fluid in a tube of constant section.

Ключові слова: мережі стисливої рідини, потокорозподіл, перепад тиску.

Keywords: Network compressible fluid flow distribution, pressure drop.

Введение. При расчетах потокораспределения в гидравлических распределительных сетях (ГРС) одной из ключевых задач является определение давлений на границах элементов. При этом для формирования упрощенной системы уравнений потокораспределения необходимо определять разность давлений на границах каждого из элементов, т.е. перепад давления на элементе. При фиксированных данных о конструкции элемента, граничных и режимных данных о температурах и давлениях перепад давления $\Delta P_Э$ является функцией массового расхода $G_Э$ через элемент

$$\Delta P_э(G_э) = f_э(G_э)\,. \tag{1}$$

О функции $f_э(G_э)$ известно только то, что она непрерывная. Она должна использоваться без упрощений при проверке соответствия полученных расчетных значений давлений заданным граничным условиям. Но для определения расходов в ветвях сети используют ее упрощенные варианты. В работе [1] предлагается заменять сложную зависимость $f_э(G_э)$ полиномом второй степени и искать расходы исходя из упрощенной зависимости. При расчетах ГРС несжимаемой жидкости полагают [2], что

$$\Delta P_э(G_э) = kG_э^2, \tag{2}$$

где k определяется по значению коэффициента гидравлического сопротивления ξ. При этом коэффициент ξ сам является сложной функцией, определяемой чаще всего по результатам гидравлических экспериментов, где справочные данные о коэффициентах ξ наведены, например, в [3]. В работе [4] вместо фактической зависимости перепада давления на элементе сети предлагается использовать приближенную формулу вида

$$\Delta P_э(G_э) = a_э + s_э \cdot G_э \cdot \left|G_э\right|, \tag{3}$$

где $a_э$ - условный напор (не равняется нулю только для насосов и, иногда, боковых ответвлений тройников); $s_э$ - условный коэффициент сопротивления элемента. При такой замене для достижения необходимой точности расчета потокораспределения в сети следует добиться высокой точности определения перепада давления, а по его значению определять коэффициенты $a_э$ и $s_э$ для всех элементов сети и организовать итерационный процесс по уточнению зависимости (3). В случае ГРС сжимаемой жидкости в работе [5] вместо зависимости (1) на шагах итерационного процесса предлагается использовать зависимость

$$\Delta P_э(G_э) = a_э + s_э \cdot G_э\,, \tag{4}$$

где коэффициенты $a_э$ и $s_э$ определяются с использованием исходной зависимости (1) для перепада давления в точке начального приближения по расходу.

Следовательно, вне зависимости от вида представления зависимости перепада давления от расхода (2)-(4), в ходе итерационных процессов расчета потокораспределения обеспечение высокой точности определения перепада давления на элементах ГРС при расчетах потокораспределения является актуальной задачей. Рассмотрим ряд таких зависимостей и определим способы гарантированного и с высокой точностью определения перепада давления в случае сетей сжимаемой жидкости.

Основная часть. Не вызывает осложнений процедура определение перепада давления для экспериментальных данных вида

$$\Delta P = k\rho_0 / \rho \cdot G|G|^{\alpha-1}, \tag{5}$$

где k, α – коэффициенты, определяемые экспериментально, ρ_0, ρ – плотность воздуха на земле и в потоке, поскольку зависимость (5) – это аналитическая функция, для которой просто найти производную.

При изменении давления на элементе ГРС в случае зависимостей, позволяющих определить коэффициент его повышения π (компрессоры, вентиляторы) прирост давления просто определяется по формуле

$$\Delta P_э(G_э) = (\pi - 1) \cdot P_{вх,э}.$$

Рассмотрим более сложные случаи определения перепада давления, характерные для изменения давления на элементе ГРС в случае изотермического и изоэнтропического процессов.

Определение перепада давления для случая изотермического процесса. Изменение давления на элементе ГРС в случае изотермического процесса определяется согласно зависимости

$$P^2_{вх,э}(G_э) - P^2_{вых,э}(G_э) = kG^2_э, \tag{6}$$

где $P_{вх,э}(G_э)$ ($P_{вых,э}(G_э)$) - давление на входе (выходе) элемента в направлении потока. С учетом того, что давление не может быть отрицательным, в ходе итерационного процесса давление $P_{вх,э}(G_э)$ определяется по задаваемому значению $P_{вых,э}(G_э)$.

Исходя из соотношения (6) при известных $G_э$ и $P_{вых,э}$ перепад давления можно было бы определять по разности $\Delta P_э(G_э) = P_{вх,э}(G_э) - P_{вых,э} = \sqrt{kG^2_э + P^2_{вых,э}} - P_{вых,э}$, но при малых значениях расхода $P_{вх,э}(G_э)$ разность близких величин дает значительную относительную погрешность. Поэтому для ее уменьшения перепад давления будем определять согласно правилу

$$\Delta P_э(G_э) = P_{вх,э}(G_э) - P_{вых,э} = kG^2_э / (\sqrt{kG^2_э + P^2_{вых,э}} + P_{вых,э}). \tag{7}$$

Определение перепада давления для случая изоэнтропического процесса. Экспериментально установлено, что метод расчета перепада давлений на основании изоэнтропического процесса в трубе постоянного сечения обеспечивает высокую точность в случае сетей сжимаемой жидкости, что может быть использовано при расчетах потокораспределения в ГРС сжимаемой жидкости. Тогда расчет потокораспределения осуществляется по газодинамическим функциям на основе приведения коэффициентов сопротивления элементов сети к потерям по длине (см.[6]). Тогда при расчете перепада давления для любого другого элемента достаточно найти для него значение коэффициента местного сопротивления, рассчитанного для несжимаемой жидкости $\xi_{\text{несж}}$ как коэффициент сопротивления в уравнении Бернулли. Такой способ расчета по газодинамическим функциям называют расчетом “по приведенной длине” (элемент эквивалентируется трубой того же постоянного сечения и длиной, обеспечивающей такое же значение коэффициента местного сопротивления $\xi_{\text{несж}}$). Поэтому достаточно рассмотреть правила расчета перепада давления на прямой трубе постоянного сечения при постоянной полной температуре T^* или иначе температуре торможения.

Изоэнтропический режим течения характеризуется коэффициентом скорости $\lambda=v/a_{кр}$, где v – скорость потока, $a_{кр}$ – критическая скорость, равная в случае воздуха $18.3\cdot\sqrt{T^*}$. В трубе постоянного сечения скорость потока не может превышать критическую скорость. Поэтому при достижении критической скорости невозможен расчет давления на выходе из трубы по его значению на входе, т.е. по потоку. Но всегда возможно найти давление во входном сечении по давлению в выходном, т.е. против потока. В работе [7] показано, что при таком подходе обеспечивается расчет потокораспределения во всех случаях режимов течения.

Пусть P_1^* – полное давление во входном сечении, P_2^*– полное давление на выходе из трубы, p_2 – статическое давление в выходном сечении; G – расход на элементе; k = 1.4 – коэффициент адиабаты для воздуха, λ_1 и λ_2 – коэффициенты скорости соответственно в начале и конце трубы. Рассмотрим два варианта расчетных случаев. В первом из них в выходном сечении трубы полагается известным полное давление P_2^*, а во втором – статическое давление p_2. Каждому из них соответствует свой алгоритм расчета, основанный на использовании газодинамических функций: $\tau(\lambda) = 1-\lambda^2/6$, $\varepsilon(\lambda) = (1-\lambda^2/6)^{2.5}$, $\pi(\lambda) = (1-\lambda^2/6)^{3.5} = P^*/P$, $\varphi(\lambda) = \lambda^2 + 2\ln(\lambda)$, $q(\lambda)=1.2^{2.5}\cdot\lambda\cdot\varepsilon(\lambda) = |G|\cdot\sqrt{T^*}/(0.3965\cdot F\cdot P^*)$; $y(\lambda) = q(\lambda)/\pi(\lambda) = 1.2^{2.5}\cdot\lambda/\tau(\lambda) = |G|\cdot\sqrt{T^*}/(0.3965\cdot F\cdot p)$.

Расчет давления P_1^* по известному P_2^*. Для первого расчетного случая по известным P_2^*, G и T^* и сечении элемента F можно определить $q(\lambda_2)$ в конце элемента. При изменении λ от 0 до 1 область значений функции $q(\lambda)$

является отрезком [0, 1]. Поэтому в случаям $q(\lambda_2) > 1$ соответствует критический режим течения в выходном сечении, при котором на срезе выходного сечения $q(\lambda_{кр})$=1 при $\lambda_{кр}$=1. Из последнего условия можно определить минимально возможное давление на срезе $P^*_{2,\min} > P^*_2$. Разность $P^*_{2,\min} - P^*_2 = \Delta P_{ск}$ называют скачком уплотнения. Во всех случаях докритического режима $\Delta P_{ск} = 0$, $q(\lambda_2)$ = а < 1 и коэффициент скорости λ_2 можно определить из уравнения

$$q(\lambda_2) = a. \tag{8}$$

Пусть далее λ_2 – значение коэффициента скорости в конце элемента, найденное из (8) в случае докритического режима, либо $\lambda_2 = \lambda_{кр} = 1$ для случая критического режима течения.

Согласно [6]

$$\varphi(\lambda_1) = \varphi(\lambda_2) + \chi\,, \tag{9}$$

где $\chi = \dfrac{2k}{k+1}\xi = \dfrac{7}{6}\xi$, k - коэффициент адиабаты, равный для воздуха 1.4, ξ - коэффициент сопротивления, рассчитанный для несжимаемой жидкости.

После определения из λ_1 из уравнения (9) и его подстановки в уравнение для $q(\lambda)$ определяется значение давления P^*_1 и перепад давления

$$\Delta P = P^*_1 - P^*_2 = f(G, P^*_2) \tag{10}$$

Следовательно, общая схема определения перепада давления в случае его расчета по газодинамическим функциям при постоянных G, T^* и F записывается последовательностью

$$P^*_2 \to q(\lambda_2) \to \lambda_2 \to \varphi(\lambda_2) \to \lambda_1 \to q(\lambda_1) \to P^*_1 \to \Delta P = P^*_1 - P^*_2 = f(G, P^*_2) \tag{11}$$

Расчет давления P^*_1 по известному p_2. Для второго расчетного случая по известным p_2, G и T^* и сечении элемента F можно определить $y(\lambda_2)$ в конце элемента

$$y(\lambda_2) = b\,. \tag{12}$$

Функция $y(\lambda)$ является монотонно возрастающей при $0 \le \lambda < 1.2$ и принимает значения от 0 до бесконечности. Но поскольку скорость потока не может превышать скорости звука в потоке, то коэффициент скорости $0 \le \lambda \le 1$, а $y(\lambda_2)$ не должно превышать значение $y(1) = 1.2^{3.5} \approx 1.893$. Если окажется, что $y(\lambda_2) = b > y(1)$, то такой случай соответствует критическому режиму течения в выходном сечении, $\lambda_2 = \lambda_{кр} = 1$, а иначе значение коэффициента скорости λ_2 можно определить из уравнения (12). В дальнейшем порядок определения давления P^*_1 соответствует схеме (11), где $\Delta P = P^*_1 - p_2 = f(G, p_2)$. Поэтому итоговая схема определения перепада давления в случае его расчета по газодинамическим функциям при постоянных G, T^* и F записывается последовательностью

$$p_2 \to y(\lambda_2) \to \lambda_2 \to \varphi(\lambda_2) \to \lambda_1 \to q(\lambda_1) \to P_1^* \to \Delta P = P_1^* - p_2 = f(G, p_2) \quad (13)$$

Оба варианта расчетных схем (11) и (13) предполагают обращение газодинамической функции $\varphi(\lambda)$, а также $q(\lambda)$ (схема (11)), либо $y(\lambda)$ (схема (13)). При этом решение уравнения (12) сводится к определению положительного корня для квадратного трехчлена, т.е λ_2 определяется явно. Уравнения же (8) и (9) являются трансцендентными и их решение возможно получить только итерационными методами.

Существует ряд методов и алгоритмов решения уравнения $g(t) = 0$. В то же время при многочисленных обращениях к таким расчетам целесообразно учесть специфику функций $q(\lambda)$ и $\varphi(\lambda)$ и обеспечить эффективное их обращение. В работе [дисс] представлены алгоритмы решения уравнений (8) и (9), включая способ выбора начального приближения. Указано, что при фактических расчетах по представленных в [дисс] алгоритмах коэффициент скорости λ ищется по $q(\lambda)$ и $\phi(\lambda)$ с обеспечением машинной точности (15 десятичных знаков мантиссы) не более чем за две итерации во всем диапазоне $0 < \lambda \le 1$. При определении λ при правильных не менее чем 14 десятичных знаков мантисы относительная погрешность определения λ также не превосходит 10^{-14}. Но относительная погрешность расчета перепада давления может оказаться значительной. Анализ таких случаев и способы определения перепада давления с высокой относительной точностью требуют более глубокого анализа.

Уточнение значения перепада давления $P_1^* - P_2^*$ при известном P_2^*. Для первого расчетного случая перепад давления

$$\begin{aligned} \Delta P = P_1^* - P_2^* &= \left(1/q(\lambda_1) - 1/q(\lambda_2)\right) \cdot m \cdot F/|G|/\sqrt{T^*} = \\ &= \left(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda) - 1/q(\lambda_2)\right) \cdot m \cdot F/|G|/\sqrt{T^*} \end{aligned} \quad (15)$$

Проблема точности при определении перепада давления возникает только в случае, когда близкими будут значения P_1^* и P_2^*. Тогда близкими будут значения $q(\lambda_2)$ и $q(\lambda_2 - \delta\lambda)$, т.е. близким к нулю будет $\delta\lambda$. Следовательно, обеспечить требуемую точность расчета перепада давления возможно за счет определения $\delta\lambda$ и разложения в ряд Тейлора $1/q(\lambda_2 - \delta\lambda)$, как функции от $\delta\lambda$, в точке $\delta\lambda = 0$. Тогда

$$\begin{aligned} \Delta P = P_1^* - P_2^* &= \left(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda) - 1/q(\lambda_2)\right) \cdot m \cdot F/|G|/\sqrt{T^*} \approx \\ &\approx \left(\left(\delta\lambda \cdot \frac{d(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda))}{d\delta\lambda} + \frac{1}{2} \cdot \delta\lambda^2 \cdot \frac{d^2(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda))}{(d\delta\lambda)^2}\right)\right) \cdot m \cdot F/|G|/\sqrt{T^*} \end{aligned} \quad (16)$$

Значение $\delta\lambda$ можно найти из уравнения (9)

$1/\lambda_2^2 + 2 1n(\lambda_2) + \chi = (\lambda_2 - \delta\lambda)^{-2} + 2 1n(\lambda_2 - \delta\lambda)$,

где при замене $t = \delta\lambda / \lambda_2$ получим уравнение

$$\left(2t - t^2\right)/\lambda_2^2 / (1-t)^2 + 2 1n(1-t) - \chi = 0, \tag{17}$$

решение которого можно получить за 1-2 итерации предложенным в [5] способом.

Уточнение значения перепада давления $P_1^* - p_2$ при известном p_2. Для второго расчетного случая перепад давления равен

$$\begin{aligned}\Delta P = P_1^* - P_2^* &= \left(1/q(\lambda_1) - 1/y(\lambda_2)\right)\cdot m\cdot F/|G|/\sqrt{T^*} = \\ &= \left(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda) - 1/q(\lambda_2) + (1/q(\lambda_2) - 1/y(\lambda_2))\right)\cdot m\cdot F/|G|/\sqrt{T^*} = \\ &= \left(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda) - 1/y(\lambda_2)\right)\cdot m\cdot F/|G|/\sqrt{T^*}\end{aligned} \tag{18}$$

Проблема точности при его определении может возникнуть только в случае, когда близкими будут значения P_1^* и p_2. Тогда при $P_1^* > P_2^* > p_2$ близькими будут не только P_1^* и P_2^*, а также P_2^* и p_2, что возможно только в случае очень малых λ_2. Тогда

$$1/q(\lambda_2) - 1/y(\lambda_2) = 1/q(\lambda_2)\cdot(1 - \pi(\lambda_2)) =$$

$$= \frac{1 - (1 - \lambda_2^2/6)^7}{q(\lambda_2)\cdot(1+\pi(\lambda_2))} \approx \frac{7\lambda_2/6}{1.2^{2.5}(1-\lambda_2^2/6)^{2.5}\cdot(1+\pi(\lambda_2))},$$

а

$$\Delta P = P_1^* - p_2 = \left(1/q(\lambda_2 - \delta\lambda) - 1/y(\lambda_2)\right)\cdot m\cdot F/|G|/\sqrt{T^*} \approx$$

$$\approx \begin{pmatrix} \dfrac{7\lambda_2/6}{1.2^{2.5}(1-\lambda_2^2/6)^{2.5}\cdot(1+\pi(\lambda_2))} + \delta\lambda\cdot\dfrac{d(1/q(\lambda_2-\delta\lambda))}{d\delta\lambda} + \\ + \dfrac{1}{2}\cdot\delta\lambda^2\cdot\dfrac{d^2(1/q(\lambda_2-\delta\lambda))}{(d\delta\lambda)^2} \end{pmatrix}\cdot m\cdot F/|G|/\sqrt{T^*} \quad .(19)$$

Значение $\delta\lambda$ ищется как и выше из уравнений (9) и (17).

Выводы. Описанные алгоритмы обращения функцій $q(\lambda)$, $\varphi(\lambda)$, а также уточнения перепада давлений обладают кубической скоростью сходимости и при расчетах на ЭВМ обеспечивают двойную точность (15 десятичных знаков мантисы) за 1-2 итерации. При определении перепада давления разности давлений приведены к виду, когда разность близких величин представлена как сумма и произведение величин, определяемых с высокой точностью. Такой способ расчета позволяет избежать проблем, связанных с исчезновением точности из-за ограничесной разрядности представления чисел в ЭВМ и позволяет определять потокораспределение в гидравлических распределительных сетях сжимаемой жидкости для произвольных режимов их функционировая, чем обеспечивается универсальность алгоритмов расчета.

1. *Меренков А.П.,Хасилев В.Я.* Теория гидравлических цепей.–М.:Наука,1985.- 280с.
2. *Некрасов Б.Б.* Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. – М.: Машиностроение, 1967. – 352 с.
3. Идельчик И.Е. Гидравлические сопротивления. - М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
4. *Кондращенко В. Я., Винничук С. Д., Федоров М.Ю.* Моделирование газовых и жидкостных распределительных систем - Киев: Наукова думка, 1990 - 184 с.
5. *Винничук С. Д.* Методы и алгороитмы решения задач анализа, проектирования и управления распределением потоков в гидравлических распределительных системах. Дисс… д-ра техн. наук: 01.05.02. – Ин-т проблем моделирования в энергетике АН Украины, Киев, 2006. – 315 с.
6. *Абрамович Н.Г.* Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1969. - 824 с.
7. *Винничук С. Д.* Особенности формирования уравнений второго закона Кирхгофа для задач расчета потокораспределения в распределительных системах сжимаемой жидкости. // Электронное моделирование - т.30, №6 – 2008. С. 49-58

Поступила 13.10.2016р.

УДК 004.032.26

Е.Е. Федоров, Ю.Л. Дикова, г. Покровск

МУЛЬТИАГЕНТНАЯ СИСТЕМА ПРОГНОЗА СОСТОЯНИЯ РУДНИЧНОЙ АТМОСФЕРЫ

Abstract .The article is considered a centralized multi-agent system prediction of mine atmosphere, consisting of a main agent and a set of subordinate agents, the interaction between them is based on the FIPA-Subscribe Protocol. The basis of the main agent is an ANN of high order, the basis of subordinate agents is ANN NARMA. The proposed approach to the construction of multi-agent systems will increase the accuracy of the forecast of the mine atmosphere characteristic values by 10%, and the probability of the mine atmosphere condition forecast by 7%.

Постановка проблемы. В настоящее время одной из важнейших проблем, существующих в горной промышленности, является повышение производственной безопасности. Современные компьютерные системы аэрогазового контроля [1 – 2], используемые на шахтах, не предусматривают возможность прогноза содержания взрывоопасных газов. Это приводит к тому, что мероприятия, направленные на недопущение аварий или снижение их последствий, могут быть проведены слишком поздно. Поэтому разработка способов прогноза содержания взрывоопасных газов в горных выработках,