

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИСКУ НА ВИХОДІ КРИТИЧНИХ СОПЕЛ НА ЇХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Я.В. Безгачнюк

ДП „Івано-Франківськстандартметрологія”; 76007, м. Івано-Франківськ, вул. Вовчинецька, 127, тел. (03422) 68989, e-mail: slav_b@ukr.net

Дослідження впливу тиску на виході критичних сопел на їх характеристики є актуальним питанням при вимірюванні об'єму та витрати газу. Незважаючи на значний обсяг експериментальних досліджень, проведених різними дослідниками, розв'язок проблеми в цьому напрямку не можна вважати закінченим.

Проведено експериментальні дослідження впливу тиску на виході критичних сопел на величину коефіцієнта витoku сопла, а також здійснено чисельне моделювання потоку газу в критичному соплі за різних значень відношення тисків на ньому. За результатами досліджень зроблено висновок, що ефект зниження величини коефіцієнта витoku критичного сопла в діапазоні відношень тисків на ньому від 0,45 до 0,55 зумовлений взаємодією стрибка ущільнення в дифузорі сопла із граничним пристінковим шаром у перехідній зоні між горловиною сопла та дифузором.

На підставі результатів досліджень зроблено практичні рекомендації щодо застосування критичних сопел.

Ключові слова: коефіцієнт витoku, критичне відношення тисків, стрибок ущільнення, чисельне моделювання

Исследование влияния давления на выходе критических сопел на их характеристики является актуальным вопросом при измерениях объема и расхода газа. Несмотря на значительный объем экспериментальных исследований, проведенных различными исследователями, решение проблемы в этом направлении нельзя считать законченным.

Проведены экспериментальные исследования влияния давления на выходе критических сопел на величину коэффициента истечения сопла, а также осуществлено численное моделирование потока газа в критическом сопле при различных значениях отношения давлений на нем. По результатам исследований сделан вывод, что эффект снижения величины коэффициента истечения критического сопла в диапазоне отношений давлений на нем от 0,45 до 0,55 обусловлен взаимодействием скачка уплотнения в диффузоре сопла с граничным пристеночным слоем в переходной зоне между горловиной сопла и диффузором.

По результатам исследований сделаны практические рекомендации по применению критических сопел.

Ключевые слова: коэффициент истечения, критическое отношение давлений, скачок уплотнения, численное моделирование

The influence of pressure on the outlet of critical nozzle on their properties is a key issue in the measurements of volume and gas flow rate. Despite the considerable amount of experimental studies conducted by different researchers, the solution of problems in this area can not be regarded as complete.

Experimental study of the effect of pressure on the critical nozzles outlet on the nozzle discharge coefficient were conducted and numerical simulation of gas flow in the critical nozzle for different values of the ratio of pressure on it was carried out. The research concluded that the effect of reducing the discharge coefficient of the critical nozzle in the range of pressure ratios on it from 0.45 to 0.55 is caused by the interaction of shock waves in the diffuser nozzle with boundary layer in the transition zone between the nozzle throat and diffuser.

Based on the results of studies practical recommendations on the use of critical nozzles have been made.

Keywords: discharge coefficient, critical pressure ratio, shock wave, numerical simulation

Вступ. Критичні сопла є досить надійними та стабільними еталонами витрати газу, оскільки не містять механічних рухомих частин, а при дотриманні чистоти внутрішньої поверхні, вони можуть як завгодно довго зберігати свої метрологічні характеристики.

Критичні сопла знайшли широке застосування як робочі еталони об'ємної та масової витрат газу. На їх основі створено і експлуатуються багато установок для перевірки лічильників та витратомірів газу. Особливу увагу слід звернути на маловитратні установки, які застосовуються для перевірки побутових лічильників газу. Принцип роботи таких установок ґрунтується на створенні через критичне сопло певного номіналу або через набір сопел різних номіналів критичного перепаду тисків для досягнення критичного режиму течії. При встанов-

ленні критичного режиму течії масова витрата через сопло залишається постійною, а при постійності густини вимірюваного середовища постійною буде залишатися і об'ємна витрата газу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Значення відношення тисків, за якого потік в соплі набуває критичного режиму, називається максимально допустимим критичним відношенням тисків або ж максимально допустимим ступенем дроселювання [1,2].

Подальше зниження тиску за соплом зумовлює появу у вихідному дифузорі надзвукового потоку та виникнення стрибків ущільнення [3, 4], які теоретично не повинні чинити впливу на масову витрату через сопло, так як згідно з положеннями газодинаміки збурення потоку

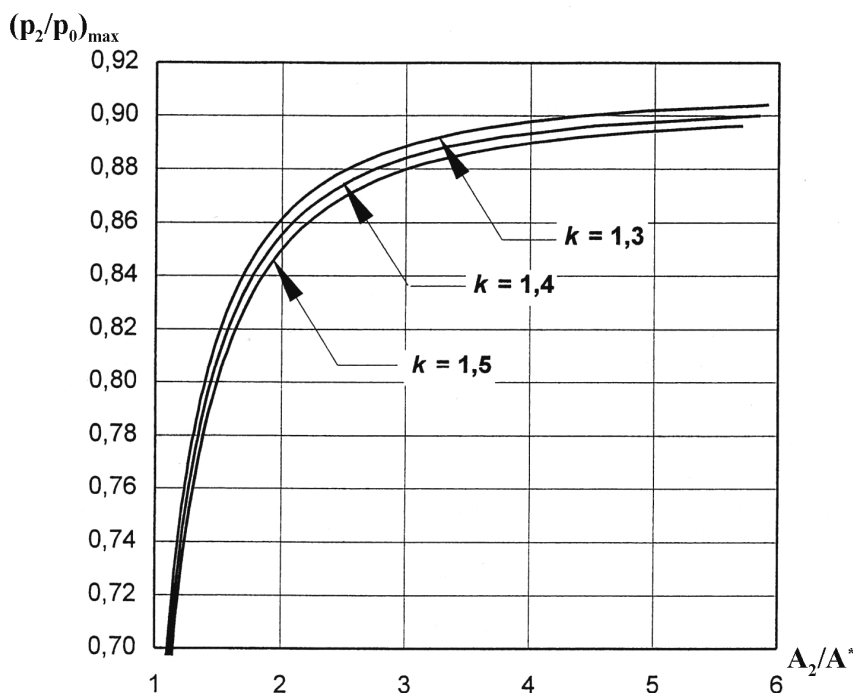


Рисунок 1 – Залежність максимально допустимого відношення тисків на критичному соплі відношення площі вихідного дифузора до площі критичного перерізу [5]

поширюються зі швидкістю звуку, тому вони не можуть поширюватись проти набігаючого надзвукового потоку. Це є однією з переваг критичних сопел.

На величину максимально допустимого ступеня дроселювання впливає відношення площі вихідного отвору сопла A_2 до площі критичного перерізу A^* . Чим більше це відношення, тим кращим є відновлення тиску за соплом. Це, в свою чергу, дозволяє досягати критичного режиму течії за більших значень ступеня дроселювання. При співвідношенні площі 1:1 максимально допустиме критичне відношення тисків перед p_0 і після p_2 сопла визначається як [1, 3, 5]:

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = r^*, \quad (1)$$

де κ – показник адиабати газу (для ідеального газу дорівнює відношенню питомих теплоємностей γ).

Для критичних сопел з більшим відношенням площі вихідного перерізу дифузора A_2 до площі критичного перерізу A^* максимально допустиме критичне відношення при числах Рейнольдса для горловини сопла більше $2 \cdot 10^5$ [5]:

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)_{\max} = 0,8 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_0}\right)_i - r^* \right] + r^*. \quad (2)$$

Величина $\left(\frac{p_2}{p_0}\right)_i$ визначається як функція відношення площі вихідного дифузора до площі горловини сопла.

Слід зауважити, що на величину ступеня дроселювання також впливає кут та довжина дифузора.

Як приклад, для газу з $\kappa = 1,4$ при відношенні площ $A_2/A^* = 1$, $\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^* \approx 0,528$. Для досягнення ступеня дроселювання близько 0,9, відношення площ має бути рівним $A_2/A^* = 1,62$, що досягається при довжині дифузора, рівній $3,94d^*$, і півкуті дифузора 2° .

Також величина ступеня дроселювання повинна залежати від числа Рейнольдса, так як зростання в'язкості призводить до зростання товщини граничного шару і цим самим повинне знижувати величину ступеня дроселювання.

Питанню впливу зміни тиску на виході критичного сопла на його коефіцієнт витoku присвячена праця [6]. Дослідження, проведені в лабораторії CEESI, дозволили виявити ефект зникнення критичного режиму течії за ступеня дроселювання, при якому згідно з теоретичними розрахунками режим течії повинен бути критичним. Проте дослідники не пояснюють виникнення цього явища, а просто констатують факт його наявності. Ними виявлено залежність величини цього ефекту від складу газу.

Подібні дослідження наведені в [7], проте аналогічно не проаналізовано причини зниження коефіцієнта витoku критичного сопла в діапазоні відношень тисків, нижчих максимально допустимого їх відношення.

На практиці в більшості повітряних установок на базі критичних сопел реалізується режим роботи, при якому тиск на виході сопла не постійний. Алгоритм роботи установок перед-

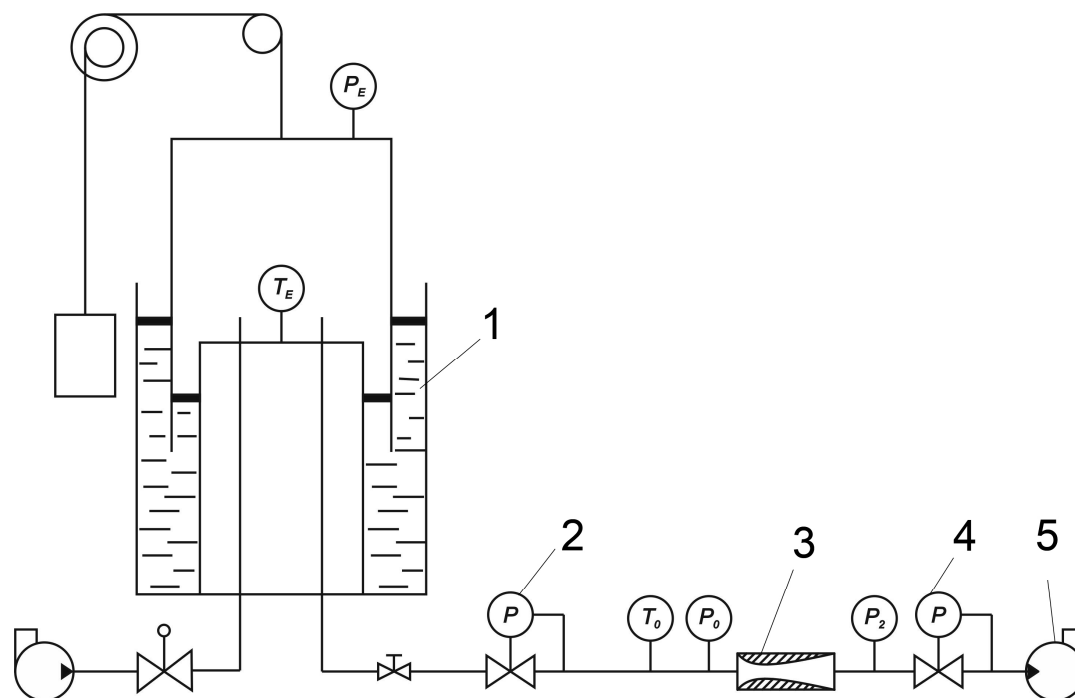


Рисунок 2 – Схема дослідження впливу тиску на виході критичних сопел з використанням вторинного еталона ВЕТУ 03-01-01-08

бачає створення на виході сопла певного значення вакууму, як правило порядку $-0,8 \text{ кг/см}^2$. Далі в процесі пропускання повітря величина вакууму змінюється доки на виході система автоматичного керування не запустить вакуумний насос при досягненні вакууму $-0,5 \text{ кг/см}^2$. Або ж тиск на виході сопел підтримується постійним, але його величина залежить від продуктивності вакуумного насоса і кількості та номіналів сопел, включених паралельно, тобто при різних комбінаціях сопел тиск на їх виході буде різним. Теоретично можлива така ситуація, коли сопло більшого діаметра працює при критичному режимі, а сопло меншого номіналу може працювати в субкритичній зоні.

Прийнято вважати, що за значень співвідношення тисків на виході та вході сопла менших максимально допустимого значення, будь-які зміни тиску на виході критичного сопла не впливають на його характеристики [4]. Проте, досвід перевірки установок цього типу з допомогою еталонів передавання, дав підстави зробити припущення про хибність цього твердження, особливо для сопел з діаметрами горловини меншим 2 мм.

Тому актуальною задачею є дослідження впливу тиску на виході критичних сопел на їх характеристики.

Постановка задачі досліджень. Метою даного дослідження було виявлення залежності величини витрати через критичне сопло за різних значень тиску на його виході для розробки вимог їх експлуатації в складі повірочних установок вищезазначеного типу. Дослідження проводились шляхом експериментального визначення залежності коефіцієнта витoku критичних сопел від величини відношення тисків на

ньому. Для аналізу результатів експериментальних досліджень здійснювалось чисельне моделювання потоку в критичному соплі за різних відношень тисків.

Результати. Дослідження впливу вихідного тиску на характеристики критичного сопла проводились з використанням вторинного еталона одиниць об'єму та об'ємної витрати газу ВЕТУ 03-01-01-08, розширена невизначеність якого не перевищує $0,15 \%$ [8].

Дослідження проводились за наведеною на рисунку 2 схемою. Критичне сопло 3 монтувалось в форкамеру, яка під'єднувалась до дослідної секції вторинного еталона ВЕТУ 03-01-01-08, позиція 1 на рисунку 2. Тиск та температура вимірюваного середовища перед соплом вимірювались у ємності форкамери, так що параметри ізоентропійно загальмованого газу приймались рівними тиску та температурі у форкамері. Перед дослідною секцією встановлювався регулятор тиску 2 на базі кульового крану. На виході критичного сопла під'єднувався вакуумний насос 5. Перед вакуумним насосом для регулювання величини тиску після сопла використано регулятор тиску 4 на основі байпасного крану зв'язку з атмосферою.

За допомогою регулятора на вході форкамери задавалось певне значення тиску перед критичним соплом і далі проводились визначення коефіцієнта витoku сопла за різних значень тиску на виході сопла.

Дослідження проводились для кількох значень тиску на вході з метою імітації роботи сопла в реальних умовах повірочної установки, коли на вході критичних сопел може бути різний тиск залежно від кількості і типів лічиль-

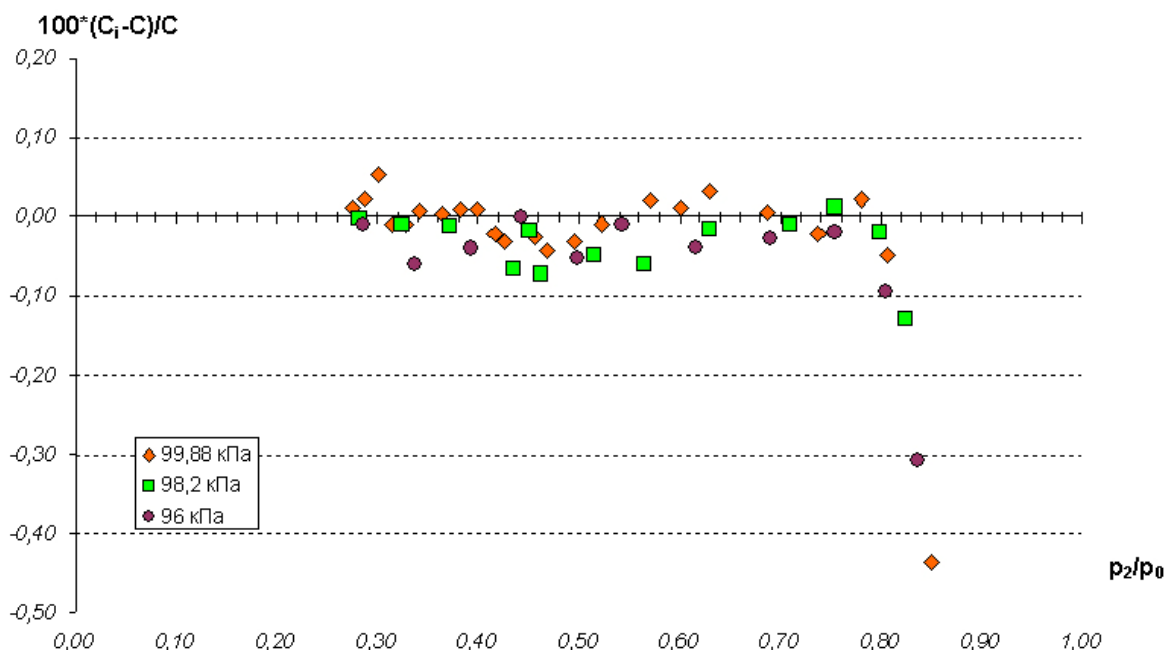


Рисунок 3 – Результати експериментальних досліджень тороїдального критичного сопла з діаметром горловини 2,7 мм

ніків, що повіряються, а також від конкретного значення витрати.

При дослідженні використовувались критичні сопла з тороїдальною горловиною з діаметрами горловин 2,7 мм, 1,9 мм, 1,2 мм та сопла з прямими твірними з вихідним дифузором довжиною $6d$ з діаметром горловини 0,3 мм.

За результатами кожного вимірювання визначався коефіцієнт витoku сопла за формулою [9]:

$$C = \frac{q_E \cdot \rho_E}{S \cdot C^* \cdot (1 + 0,169 \cdot x_v) \sqrt{RT_0} \rho_0}, \quad (3)$$

де q_E – об’ємна витрата, відтворена еталоном;

ρ_E – густина повітря в еталоні;

S – площа горловини сопла;

C^* – функція критичного потоку;

x_v – молярна частка водяної пари;

R – газова стала;

T_0 – температура ізоентропійно загальмованого перед соплом газу;

ρ_0 – густина газу, розрахована через параметри ізоентропійно загальмованого газу.

Далі будувались графіки залежності відносної зміни коефіцієнта витoku сопла від відношення тисків на виході та вході сопла за різних тисків на вході.

За значення максимальної ступені дроселювання критичного сопла приймалося таке значення відношення тисків на виході та вході сопла, за яких при подальшому його збільшенні значення коефіцієнта витoku змінюється більше, ніж на 0,1% від попереднього значення.

За результатами експериментальних досліджень критичних сопел тороїдального типу (рисунок 3-5) виявлено наявність перехідного

процесу в районі відношень тисків 0,35 до 0,5 при дослідженні критичного сопла з діаметром горловини 1,2 мм, а в соплі з діаметром горловини 1,9 мм такий ефект спостерігається за відношень тисків 0,63 – 0,74. Причому інтенсивність перехідного процесу більша за меншого тиску на вході в сопло і для сопел меншого діаметру. Для критичного сопла з діаметром горловини 2,7 мм явища зникнення критичного режиму не спостерігалось в умовах проведення експериментів. Для сопла з прямими твірними з діаметром горловини 0,3 мм результати експериментів (рисунок 6) засвідчують наявність перехідного процесу в діапазоні відношень тисків 0,45-0,55. Інтенсивність процесу залежить від величини вхідного тиску. Величина максимально допустимого критичного відношення тисків за меншого абсолютного тиску на вході сопла зменшується.

Для аналізу причин виникнення явища зниження коефіцієнта витoku критичного сопла при значеннях ступеня дроселювання нижче максимально допустимого значення проведемо чисельне моделювання потоку в критичному соплі.

Моделювання потоку газу через критичне сопло здійснювалося методами обчислювальної гідродинаміки. Вихідними рівняннями для моделювання потоку газу є рівняння збереження маси, моменту та енергії. Для моделювання використовувались двовимірні, осесиметричні, усереднені за масою рівняння Нав’є-Стокса для стискуваного середовища.

Відповідна система рівнянь в інтегральній формі записується як [10]:

$$\int_{\tau} \frac{\partial Q}{\partial t} \cdot d\tau + \oint_A H \cdot n \cdot dA = \int_{\tau} S \cdot d\tau, \quad (4)$$

де Q – вектор консервативних змінних;

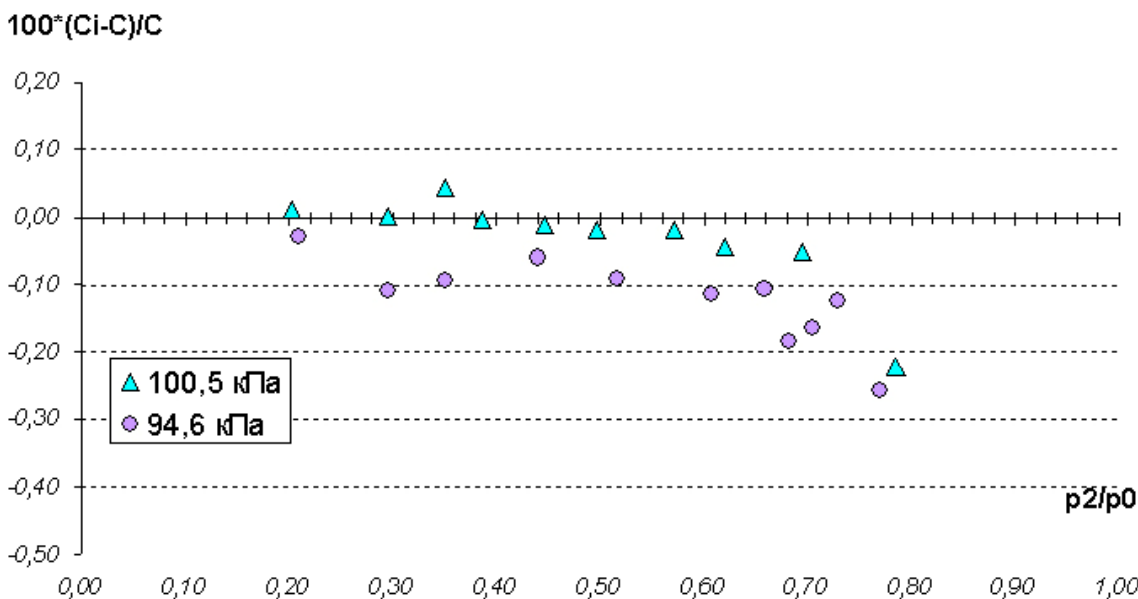


Рисунок 4 – Результати експериментальних досліджень торіодального критичного сопла з діаметром горловини 1,9 мм

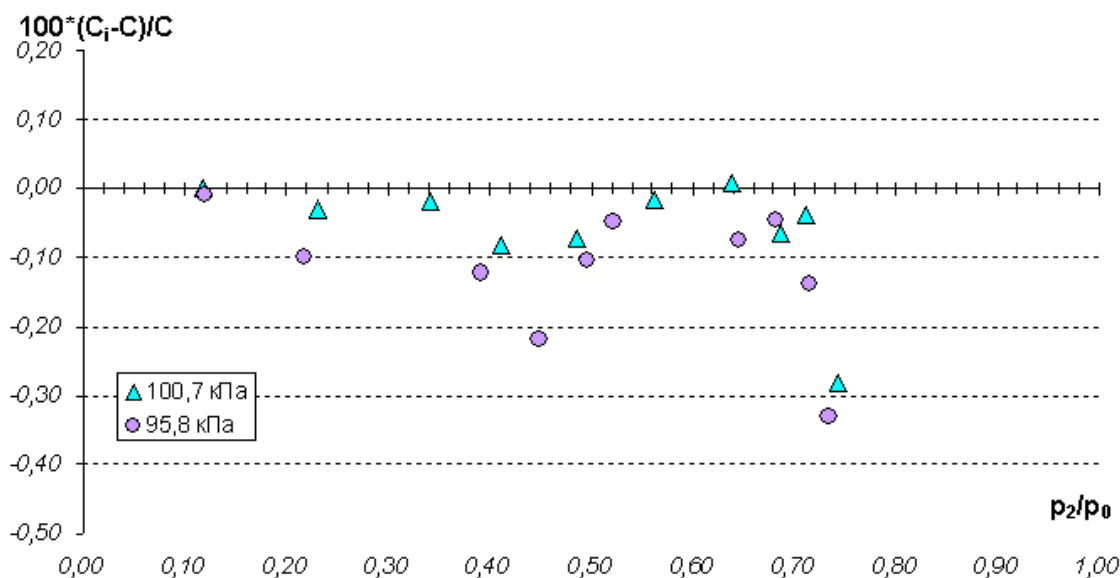


Рисунок 5 – Результати експериментальних досліджень торіодального критичного сопла з діаметром горловини 1,2 мм

H – вектор конвективних та в’язких потоків, який в декартовій системі координат для кінцевого об’єму A з нормаллю n записується у вигляді $H \cdot n$;

S – вихідний член в неінерційній системі координат.

Вектор потоку H складається з векторів конвективних та в’язких потоків F та G .

В диференціальній формі двовимірні рівняння Нав’є-Стокса в декартовій системі координат запишуться в такому вигляді:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} = S. \quad (5)$$

Розглянемо складові, що входять у вихідні рівняння (4) або (5).

Вектор Q містить консервативні змінні питомої маси ρ , імпульсу $\rho \cdot u$ та енергії e (питомої повної енергії), яка визначається як сума внутрішньої енергії та кінетичної енергії:

$$e = \rho \cdot \int c_V(T) \cdot dT + \frac{\rho}{2} \cdot (u^2 + v^2),$$

де u та v – декартові компоненти вектора швидкості U в x - та y -координатах.

Чотирикомпонентний вектор консервативних змінних Q можна записати у такій формі:

$$Q = \begin{Bmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot v \\ e \end{Bmatrix}. \quad (6)$$

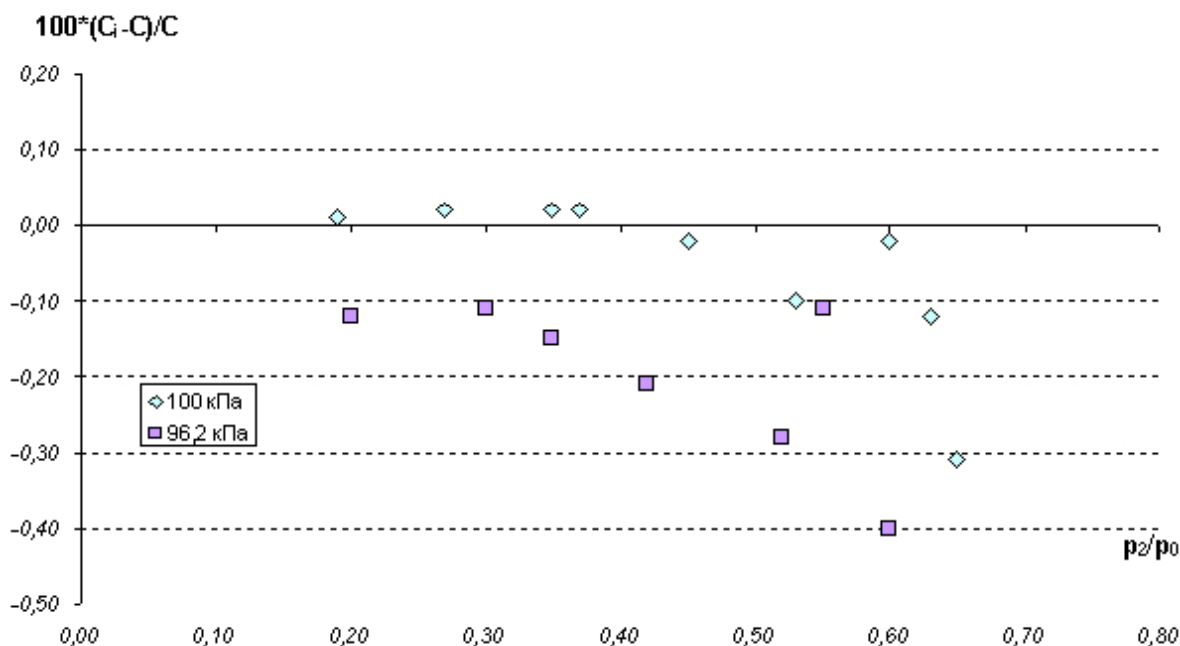


Рисунок 6 – Результати експериментальних досліджень критичного сопла з прямими твірними з діаметром горловини 0,3 мм

Вектори конвективних та в'язких потоків, визначаються силами тиску та внутрішнього тертя F та G , запишемо у наступній формі:

$$F = \left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p + \tau_{xx} \\ \rho \cdot u \cdot v + \tau_{xy} \\ (e + p) \cdot u + \tau_{xx} \cdot u + \tau_{xy} \cdot v - k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \end{array} \right\};$$

$$G = \left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot v \\ \rho \cdot u \cdot v + \tau_{yx} \\ \rho \cdot v^2 + p + \tau_{yy} \\ (e + p) \cdot v + \tau_{xy} \cdot u + \tau_{yy} \cdot v - k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \end{array} \right\}, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт теплопровідності;
 τ_{xx}, τ_{yy} – нормальні напруження, які визначаються як:

$$\tau_{xx} = -2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right);$$

$$\tau_{yy} = -2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right);$$

τ_{xy}, τ_{yx} – дотичні напруження:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right),$$

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості.

Вектор вихідного члена S записується у такому вигляді:

$$S = \frac{1}{r} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot v \\ \rho \cdot v^2 \\ \rho \cdot u \cdot v \\ (e + p) \cdot v \end{array} \right\}, \quad (8)$$

де r – радіус горловини сопла.

При моделюванні потоку через критичне сопло доцільно здійснити дискретизацію вихідних рівнянь консервативним методом кінцевих об'ємів.

Просторова дискретизація області інтегрування здійснюється розбиванням її сіткою дискретних точок. При побудові розрахункової сітки враховуються форма області інтегрування, апріорні характеристики потоку і точність кінцевої моделі.

В зонах області інтегрування, де можуть бути наявні сильні градієнти обчислюваних змінних (тиску, швидкості, густини тощо), необхідно адаптувати розрахункову сітку дискретних точок відповідно до апріорних оцінок характеристик потоку в цих зонах.

Обчислювальна область для сопла з прямими твірними розбивалась структурованою сіткою з кількістю комірок близько 80000 (див. рисунок 7). Розрахункова сітка побудована з використання програми ICEM CFD з програмного комплексу ANSYS. Сітка згущувалась у пристінковій зоні та в горловині сопла для кращого вирішення потоку в цих областях та в областях переходу між конфузorzом і горловиною та горловиною і дифузorzом.

Для кожної точки розрахункової сітки встановлено відповідні геометричні координати і прив'язані відповідні консервативні змінні.

Відповідні диференційні рівняння Нав'є-Стокса апроксимуються різницевиими рівнян-

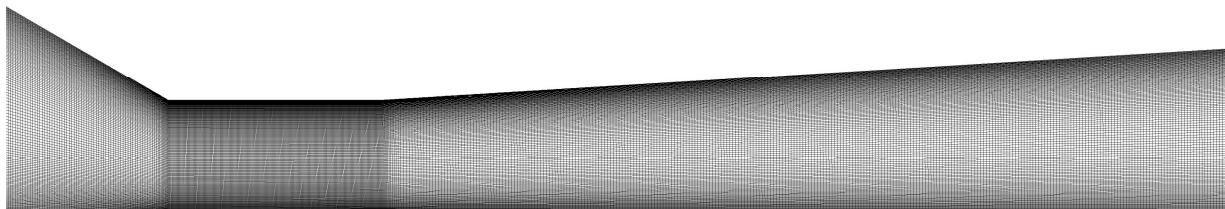


Рисунок 7 – Розрахункова сітка для критичного сопла з прямими твірними

нями. Застосовуючи двовимірний підхід, контрольні об'єми визначаються як площі $\tau = \Delta x \cdot \Delta y$.

Для підвищення ефективності і точності чисельного моделювання використовують перехід від декартових координат (x, y) до криволінійних координат (ξ, η) , які адаптовані під форму обчислювальної області (в нашому випадку під форму критичного сопла).

В результаті криволінійна обчислювальна область перетворюється в прямокутну область з рівномірним кроком сітки $\Delta \xi$ та $\Delta \eta$.

Тоді,

$$\begin{aligned} x &= x(\xi, \eta) \Rightarrow \xi = \xi(x, y); \\ y &= y(\xi, \eta) \Rightarrow \eta = \eta(x, y). \end{aligned}$$

Після перетворення координат вихідне рівняння набуде вигляду:

$$\frac{\partial \hat{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{G}}{\partial \eta} = \frac{S}{J}, \quad (9)$$

де

$$\hat{Q} = \frac{Q}{J};$$

$$\hat{F} = \frac{1}{J} \cdot (\xi_x \cdot F + \xi_y \cdot G);$$

$$\hat{G} = \frac{1}{J} \cdot (\eta_x \cdot F + \eta_y \cdot G)$$

J – якобіан, який визначається як:

$$J = \xi_x \cdot \eta_y - \xi_y \cdot \eta_x = \frac{1}{x_\xi \cdot y_\eta - x_\eta \cdot y_\xi}. \quad (10)$$

Конкретне застосування описаного перетворення наведено детально в [11], де кінцевим результатом цього перетворення є рівняння Нав'є-Стокса для стиснутого середовища в безрозмірній формі в системі координат, прив'язаній до тіла:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial (F - F_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial (G - G_v)}{\partial \eta} = \frac{S}{J}, \quad (10)$$

де F та G – вектори нев'язкого потоку;

F_v та G_v – вектори в'язкого потоку.

Кроки чисельного розв'язку рівняння (11) детально описані в [12]. Для просторової дискретизації розглянутих потоків в соплі використовується так званий принцип розщеплення векторів потоків, який сформульований в [13] та детально описаний в [14]. Для підвищення точності цього методу використано метод MUSCL (монотонна протипотокова центрована схема для законів збереження) [14].

Для замикання рівнянь Нав'є-Стокса використовувалась $k-\varepsilon$ модель турбулентності [15] зі стандартною пристінною функцією, що дозволяє досить добре оцінити турбулентність потоку, яка має місце в дифузорі критичного сопла. Рівняння моделі включають формулу Колмогорова-Прандтля для турбулентної в'язкості і рівняння переносу кінетичної енергії турбулентних пульсацій та швидкості її дисипації.

Розв'язок задач гідро- та газодинаміки числовими методами визначається заданими граничними умовами.

В якості граничних умов задавався повний тиск на вході в критичне сопло, та статичний тиск на виході сопла. Як середовище використовувалось повітря з врахуванням рівняння стану газу для ідеального газу. Температура повітря приймалась постійною і рівною 293 К. Стінка сопла приймалась адиабатичною із врахуванням умови прилипання потоку до стінки. Параметри турбулентності для граничних умов розраховувались за емпіричними формулами [16]. Інтенсивність турбулентності визначається як відношення середньоквадратичного значення флуктуації швидкості u' до середньої швидкості потоку u . Інтенсивність турбулентності 1% і нижче характеризує потік з низькою турбулентністю, високий рівень турбулентності характеризується інтенсивністю більше ніж 10%. Для внутрішніх потоків інтенсивність турбулентності на вході модельованої ділянки повністю залежить від параметрів течії вище за потоком.

Незалежність результатів моделювання від сітки перевірялась шляхом розрахунків за різних конфігурацій розрахункової сітки.

Для економії обчислювальних ресурсів та скорочення часу розрахунків розглядався тільки сегмент розрахункової області, враховуючи, що сопло осесиметричне.

В якості критеріїв збіжності рішення використовувалась умова мінімізації залишків змінних приблизно в чотири рази від початкових значень. В якості другого критерію розраховувався баланс мас на вході і на виході розрахункової області. За допустиме відхилення масових витрат на вході та виході розрахункової області приймалось відносно відхилення не більше 0,1 %.

Чисельне моделювання проводилось для критичного сопла з прямими твірними з діаметром 0,3 мм, розрахункова номінальна об'ємна витрата сопла – 0,05 м³/год.

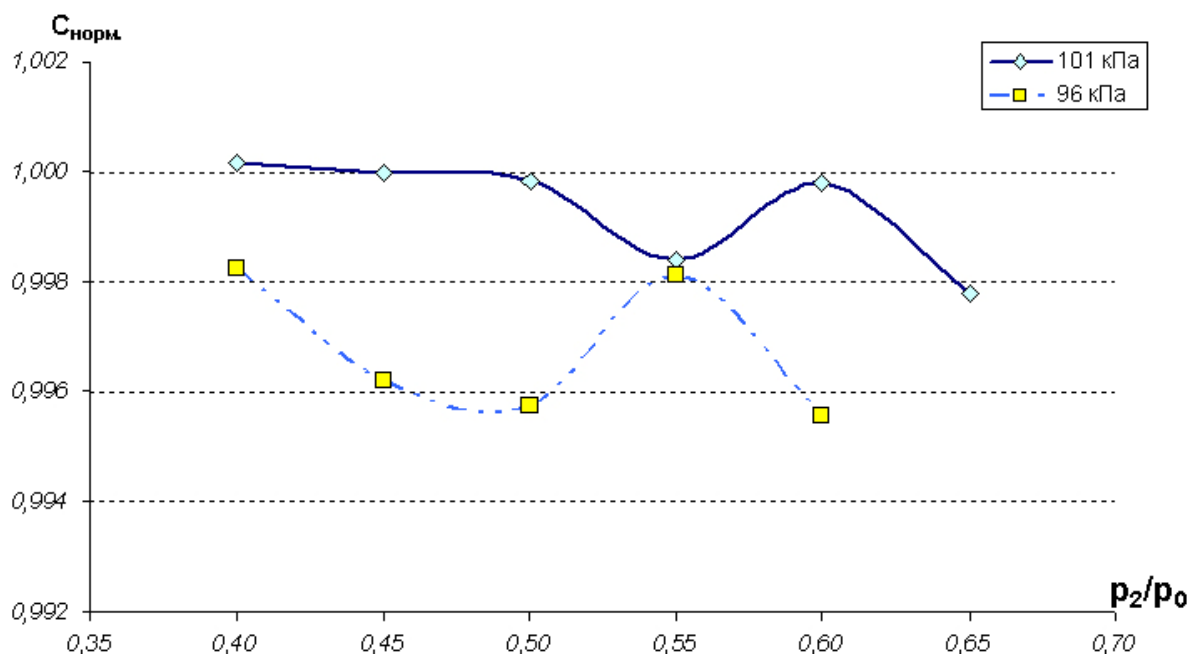


Рисунок 8 – Результати чисельного моделювання залежності нормованого коефіцієнта витoku критичного сопла від величини відношень тисків на соплі за різних абсолютних тисків на вході

Розрахунки проводились за різних тисків на виході сопла, а також при різних тисках на вході сопла, для імітації реальних умов застосування критичних сопел. В результаті чисельного моделювання будувались градієнтні розподіли тиску, швидкості та густини по перерізу критичного сопла. Також чисельно розраховувались значення статичних тисків вздовж осі та вздовж стінки сопла. В області переходу горловини сопла до дифузора розраховувались профілі швидкостей для оцінення товщини граничного шару і його взаємодії зі стрибком ущільнення.

На рисунку 8 представлено отримані залежності нормованого коефіцієнта витoku критичного сопла. Нормування здійснено за середнім значенням коефіцієнта витoku за відношення тисків 0,4 та вхідному тиску 101,325 кПа. З рисунка очевидна наявність області пониження коефіцієнта витoku сопла в діапазоні відношень тисків від 0,5 до 0,6 за тиску на вході 101,325 кПа та в діапазоні відношень тисків від 0,4 до 0,55 за тиску на вході 96 кПа. Крім того, максимально допустиме співвідношення тисків за меншого абсолютного тиску на вході в сопло менше від аналогічного відношення за тиску на вході 101,325 кПа.

З графіків розподілів тисків (рисунки 9,10) очевидно, що в області переходу від вхідного конуса до горловини сопла біля стінки сопла наявна зона зворотного потоку, що проявляється падінням тиску, зумовленим наявністю різкої грані між двома поверхнями. Також з графіку розподілу тиску вздовж осі сопла очевидно, що в при критичному відношенні тисків рівному 0,55 амплітуда стрибка ущільнення більша, ніж при інших значеннях відношень тисків.

На рисунках 11, 12 зображено профілі швидкостей вздовж осі сопла в перехідній області між горловиною сопла і вихідним дифу-

зором. З рисунків випливає, що при критичних відношеннях тисків, за яких спостерігається падіння величини коефіцієнта витoku сопла, профіль швидкості у зазначеній області сопла змінює форму і при цьому товщина граничного шару зростає.

На рисунках 13-16 зображені результати чисельного моделювання розподілів густини та чисел Маха по перерізу сопла для випадків зниження коефіцієнта витoku сопла за відповідних відношень тисків на критичному соплі.

З рисунків 13-16 наглядно видно взаємодію стрибка ущільнення з граничним шаром в області переходу циліндричної горловини сопла у вихідний дифузор, в результаті чого товщина граничного шару в горловині сопла зростає, а коефіцієнт витoku сопла спадає за відповідних значень співвідношення тисків на соплі. У випадку менших густин вхідного потоку в соплі амплітуда стрибка ущільнення більша і відповідно більший вплив на граничний пристінковий шар.

Висновки. З результатів експериментальних та чисельних досліджень сопел критичного витoku очевидно є наявність перехідних процесів за співвідношень тисків на соплі від 0,45 до 0,55, інтенсивність яких більша за менших абсолютних тисків на вході в сопло. Слід зауважити, що для сопел з діаметром горловини більше 2 мм цей процес не спостерігався.

За результатами чисельного моделювання можна зробити висновок, що ефект зниження величини коефіцієнта витoku критичного сопла в діапазоні відношень тисків на ньому від 0,45 до 0,55 зумовлений взаємодією стрибка ущільнення в дифузори сопла із граничним пристінковим шаром в перехідній зоні між горловиною сопла та дифузором.

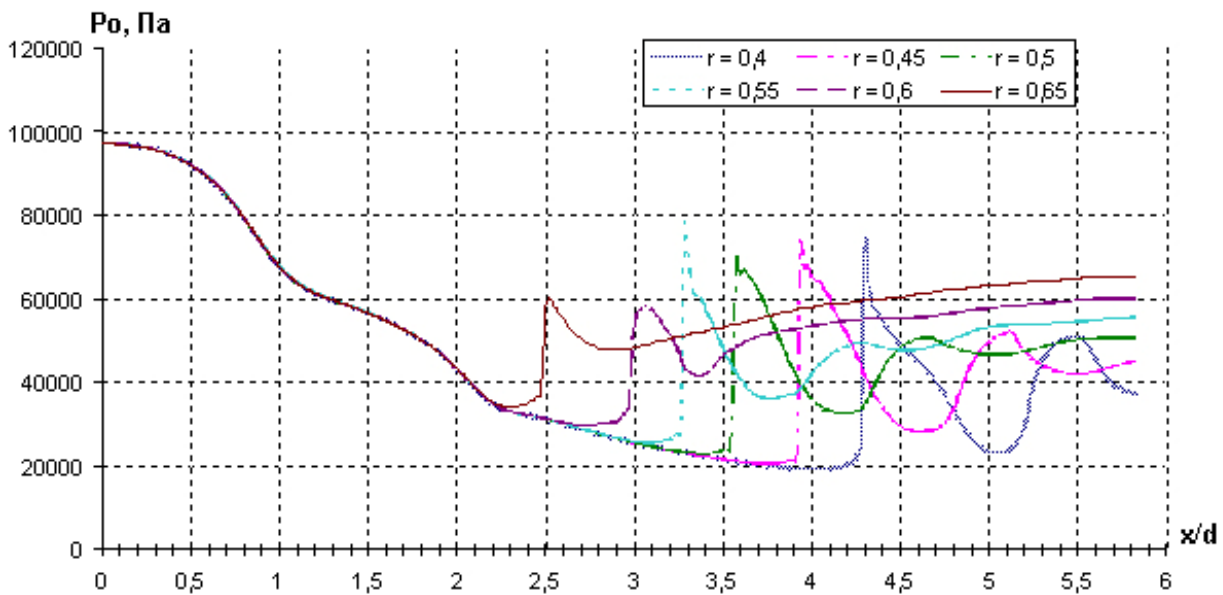


Рисунок 9 – Результати чисельного моделювання розподілу статичного тиску на осі по довжині критичного сопла за абсолютного тиску на вході 101,325 кПа

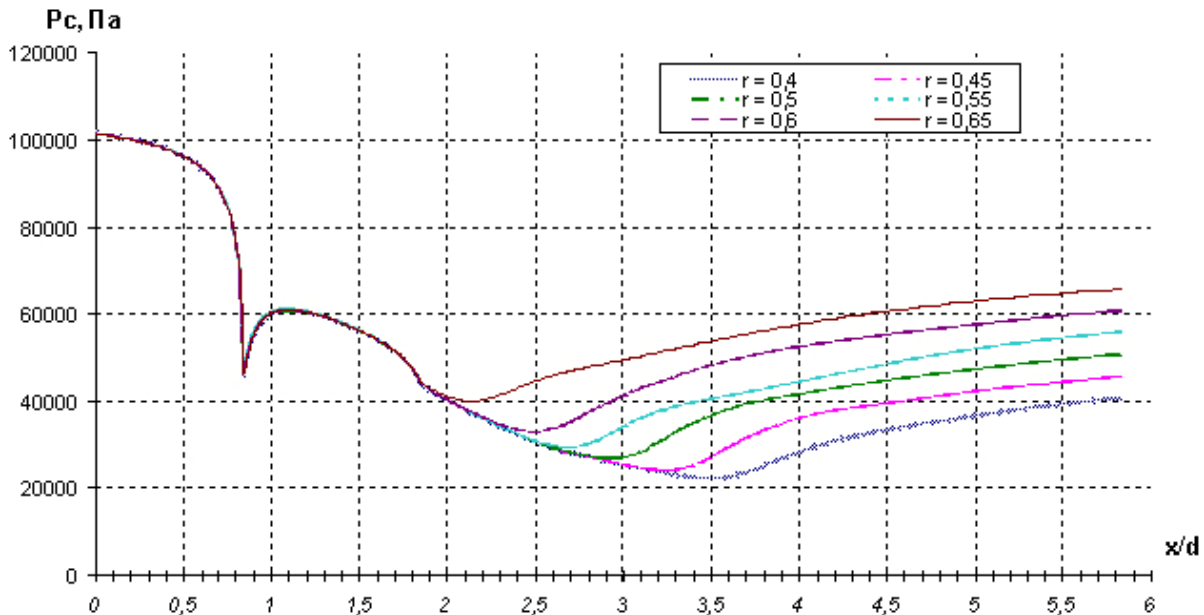


Рисунок 10 – Результати чисельного моделювання розподілу статичного тиску на стінці по довжині критичного сопла за абсолютного тиску на вході 101,325 кПа

Таким чином, критичні сопла з діаметрами горловини менше 2 мм слід застосовувати за значень відношення тисків менше 0,45, або індивідуально визначати залежність коефіцієнта витoku від відношення тисків на соплі при різних тисках на вході сопла, тобто виводити залежності виду $C(p_{oi}) = f(p_2/p_0)$ для підвищення точності вимірювання витрати газу з використанням критичних сопел.

Література

1 ISO 9300:2005 Measurement of gas flow by means of critical flow venturi nozzles. ISO International Organization for Standardization, Genf. 2005.

2 МИ 1538-86 Методические указания. Государственная система обеспечения единства измерений. Критические расходомеры. Методика выполнения измерений массового расхода газа. ВНИИФТРИ, Казанский филиал, Казань 1986.

3 Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика: учебник для студентов вузов / Г.С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.

4 Герасимов А. Характеристики газовых потоков при разных условиях потока через сопла Лаваля / [Герасимов А., Иванов В., Красавин В., Лахов В., Раинчик С., Семенова О.] // Измерительная техника. – 2005. – №4. – С. 40-44.

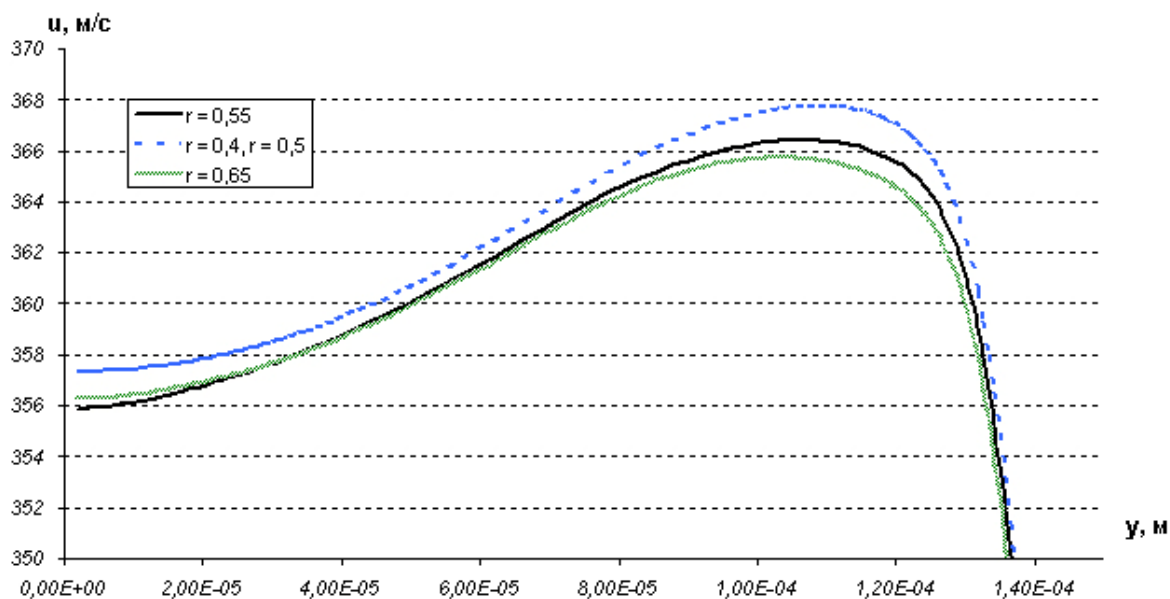


Рисунок 11 – Профіль швидкостей в перерізі переходу горловини сопла до дифузора за абсолютного тиску на вході сопла 101,325 кПа

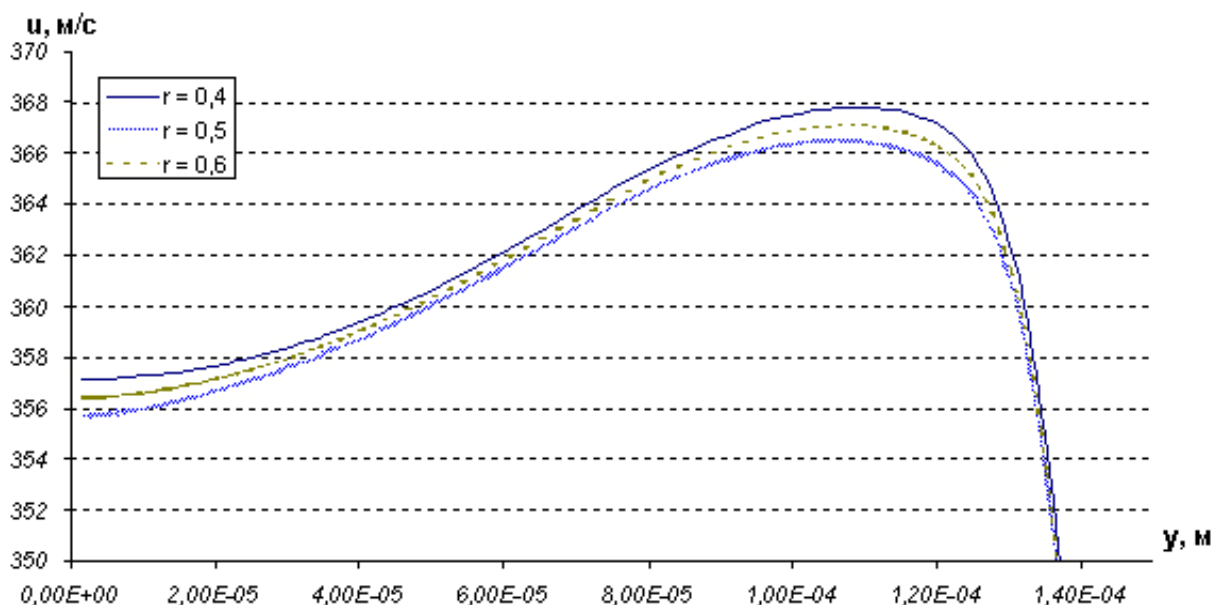


Рисунок 12 – Профіль швидкостей в перерізі переходу горловини сопла до дифузора за абсолютного тиску на вході сопла 96 кПа

5 ISSN 0341-7964. PTB Test Instructions. Volume 25 “Gas meters. Test rigs with critical nozzles” Braunschweig: Physikalisch-Technische Bundesanstalt, 1998. (Інструкції з досліджень РТВ. Том 25 „Лічильники газу. Повірочні установки з критичними соплами”).

6 Caron, R. Investigation into the Premature Unchoking Phenomena of Critical Flow Venturis./ Caron R., Britton C., Kegel T.// Proc. ASME FEDSM2000-11108, Boston, Massachusetts, USA. – 2000.

7 Nakao S. Choking phenomena of sonic nozzles at low Reynolds numbers / Nakao S., Takamoto M. // Flow measurement and Instrumentation. – 2000. – №11. – p. 285-291.

8 Петришин І.С. Математична та метрологічна моделі вторинного еталона одиниці об’єму та об’ємної витрати газу / І.С. Петришин, Я.В. Безгачнюк // Український метрологічний журнал. – 2007. – №2. – С.40-42.

9 Безгачнюк Я. Спосіб забезпечення простежуваності вимірювань витрати газу в діапазоні нижче мінімальної, відтворюваної державним еталомом / Я. Безгачнюк // Методи та прилади. – 2011. – №1. – С. 46-49.

10 Gnesin V.I. Numerical modelling of the 3d viscous flow through a vibrating turbomachine blade row / V.I. Gnesin, L.V. Kolodyazhnaya, R. Rzdowski // In book K.D. Papailiou, F. Martelli, M. Mann: Turbomachinery Fluid Dynamics

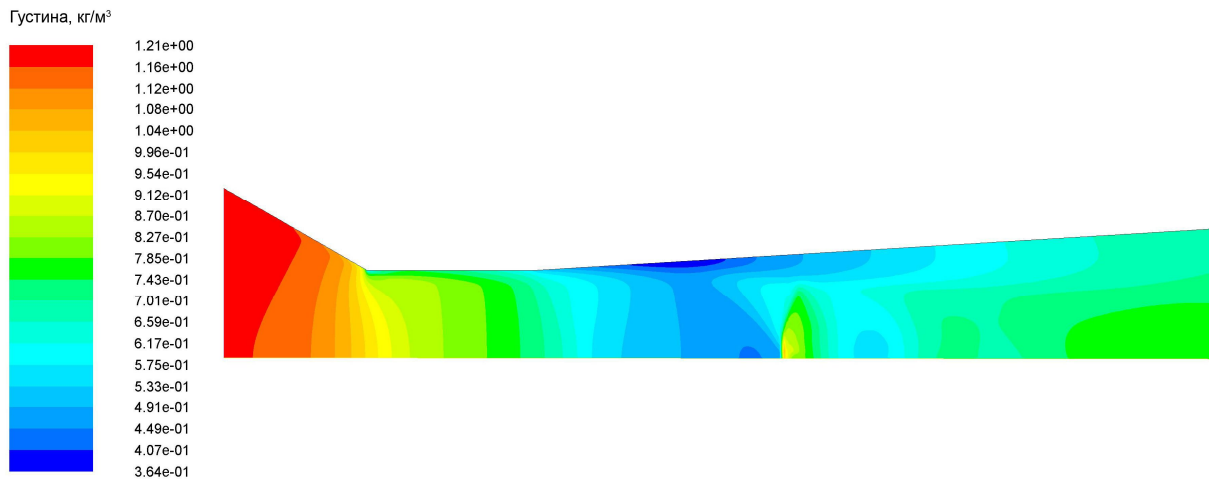


Рисунок 13 – Результат чисельного моделювання розподілу густини вимірюваного середовища по поздовжньому перерізі критичного сопла за співвідношення тисків 0,55 та тиску на вході 101,325 кПа

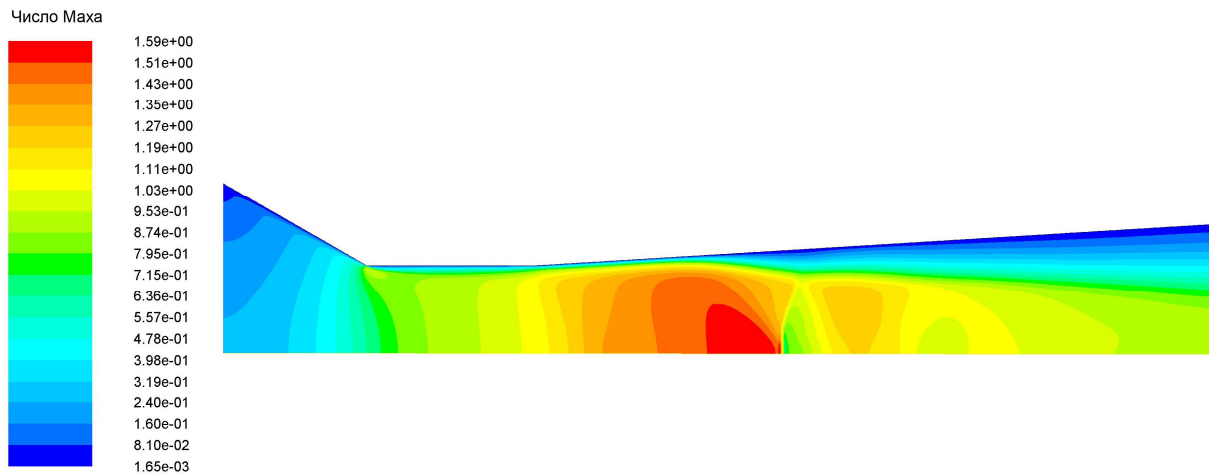


Рисунок 14 – Результат чисельного моделювання розподілу густини чисел Маха по поздовжньому перерізі критичного сопла за співвідношення тисків 0,55 та тиску на вході 101,325 кПа

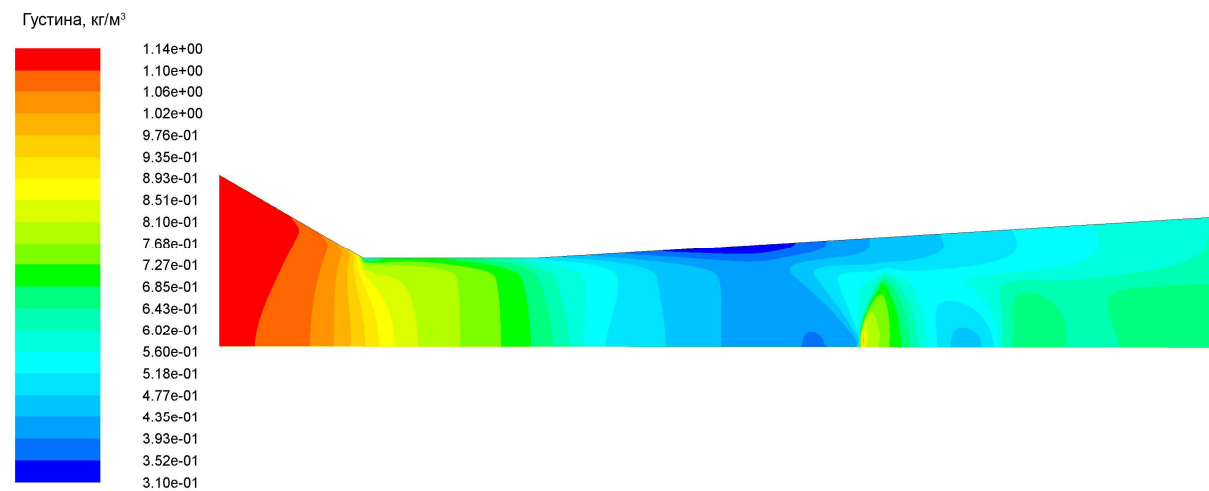


Рисунок 15 – Результат чисельного моделювання розподілу густини вимірюваного середовища по поздовжньому перерізі критичного сопла за співвідношення тисків 0,5 та тиску на вході 96 кПа

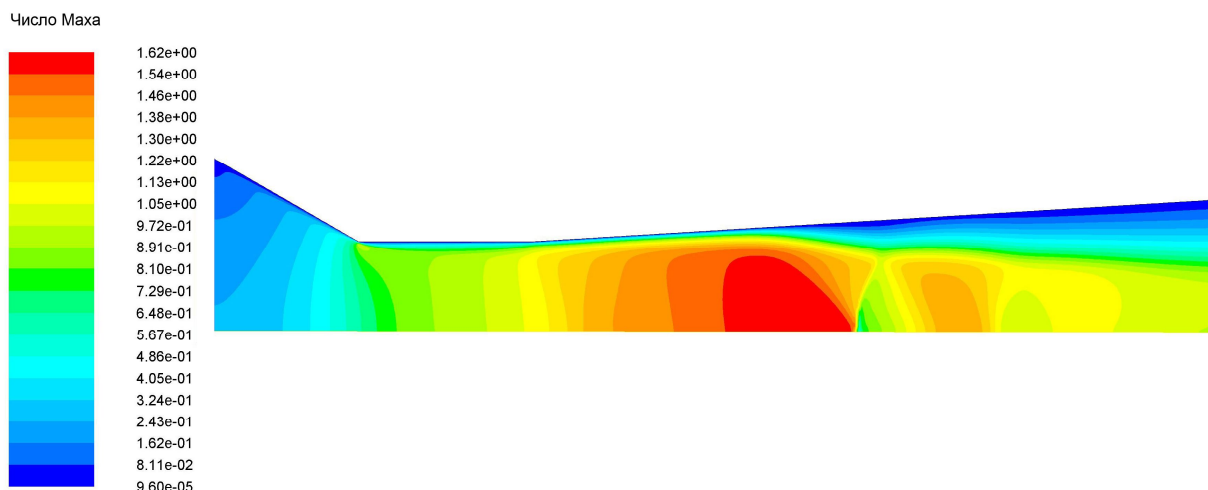


Рисунок 16 – Результат чисельного моделювання розподілу чисел Маха по поздовжньому перерізі критичного сопла за співвідношення тисків 0,5 та тиску на вході 96 кПа

and Thermodynamics, Proceedings of the 7th International Conference held in Athens-Greece. – 5-9 March 2007. – P. 1273-1284.

11 von Lavante E. A three dimensional multi-grid multiblock multistage time stepping scheme for the Navier-Stokes equations / von Lavante E., El-Miligui A., Duane N. // Notes on Numerical Fluid Mechanics, vol. 35, Vieweg 1991.

12 Zachial A. Numerische Simulation einer zeitabhängigen kritischen Düsenströmung unter Variation der Reynolds-Zahl. Diplomarbeit, Universität GH Essen, Dezember 1998.

13 Roe P.L. Characteristic based schemes for the Euler equations / Roe P.L. // A Numerical Review of Fluid Mechanics, 1986, pp. 337-365.

14 El-Miligui A. A three dimensional multi-grid multiblock multistage time stepping scheme for the Navier-Stokes equations / El-Miligui A., Cannizzaro F., Melson N., von Lavante E. // In: Proceedings of the 9th GAMM Conference on Numerical Methods in Fluid Mechanics, Lausanne. 1991.

15 Jones W.P. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence / Jones W.P., Launder B.E. // Int. J. Heat Mass Transfer, 15:301-314. – 1972.

16 Никитин Н.В. Численное исследование ламинарно-турбулентного перехода в круглой трубе под действием периодических входных возмущений / Никитин Н.В. // Изв. РАН. МЖГ. – 2001. – №2. – С. 42-55.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
21.05.13*

*Рекомендована до друку
професором Олійником А.П.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором Петришиним І.С.*

*(ДП «Івано-Франківськстандартметрологія»,
м. Івано-Франківськ)*