



**Хлапук М. М., д.т.н., професор, Безусяк О. В., к.т.н., доцент,
Волк Л. Р., к.т.н., доцент, Чжан Цзелу, аспірант (Національний
університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)**

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ В ГІДРАВЛІЧНО ГЛАДКИХ ТРУБОПРОВОДАХ

В статті розкрито існуючу на цей час проблему визначення коефіцієнта гідравлічного опору, яка виникає при розрахунку втрат напору при заданій витраті й відомих геометричних параметрах трубопроводу. Виконано аналіз рекомендованих вченими формул, вказано їх недоліки й приведено відносно них дисперсію адекватності дослідних даних, отриманих Й. Нікурадзе в гладких трубопроводах. На основі методу аналізу розмірностей отримано формулу, яка характеризує внутрішню поверхню трубопроводу й дає можливість врахувати зміну коефіцієнта гідравлічного опору при зміні числа Рейнольдса. Вказано, що точність розрахунку отриманої формули вища ніж точність існуючих на цей час формул.

Ключові слова: область гідравлічно гладкого опору; коефіцієнт гідравлічного опору; втрати напору; метод аналізу розмірностей.

Вступ. При розв'язанні гідродинамічних задач виникають питання гідравлічного розрахунку трубопроводів. Рух рідин у трубопроводах відбувається за рахунок різниці геодезичних відміток або за рахунок енергії, яка передається їм при проходженні через насоси. Гідравлічний розрахунок трубопроводу, зазвичай, проводиться для визначення втрат напору при прийнятих його геометричних розмірах та заданій витраті рідини.

Швейцарський математик і фізик Д. Бернуллі в 1738 році в Страсбурзі видав працю «Гідродинаміка», де вперше ввів поняття роботи, сформулював рівняння стаціонарного руху ідеальної рідини, що представляє закон збереження механічної енергії [1].

В 1752 році Леонард Ейлер математично вивів рівняння Бернуллі для елементарної струминки реальної рідини

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + h_w, \quad (1)$$

де відповідно в перерізах 1 і 2 z_1 і z_2 – положення елементарної струминки відносно площини порівняння, м; p_1 і p_2 – величина тис-

ку в ній, Па; u_1 і u_2 – швидкість, м/с; ρ – густина рідини, кг/м³; g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,81$ м/с². Рівняння включає втрати напору h_w , м, які виникають при русі рідини за рахунок сил тертя.

У 1845 році німецький математик Ю. Вейсбах і у 1857 році французький інженер-гідралік А. Дарсі запропонували залежність для визначення втрат напору

$$h_w = \lambda \frac{l}{d} \frac{\bar{u}^2}{2g}, \quad (2)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору; $\bar{u}$ – середня швидкість потоку, м/с, $\bar{u}^2/(2g)$ – швидкісний напір, м.

Ця залежність названа формулою Дарсі–Вейсбаха. Коефіцієнт гідравлічного опору λ залежить від геометричних розмірів трубопроводу, його внутрішньої поверхні та режиму руху рідини.

Під режимом руху рідини розуміють відповідне поведіння часточок потоку. Режими руху рідини експериментально вивчені О. Рейнольдсом. Ним встановлено дві форми руху. При малих швидкостях спостерігається шаруватий рух, а при великих швидкостях в формі дрібних вихрових утворень з перемішуванням всієї рідини. Перша форма руху називається ламінарним режимом, друга – турбулентним. Класичні досліди О. Рейнольдса у 1868 р. та інших вчених показали, що при поступовому збільшенні швидкості ламінарний режим зберігається до певної швидкості, після якої настає турбулентний режим. При проведенні дослідів у зворотному порядку, тобто при зменшенні швидкості, турбулентний режим зберігається також до певної швидкості, після чого переходить у ламінарний. Швидкість, при якій відбувається зміна режимів руху, О. Рейнольдс назвав критичною. Розрізняють дві критичні швидкості: нижню $\bar{u}_{н.к}$, при якій турбулентний рух переходить в ламінарний, і верхню $\bar{u}_{в.к}$, при якій ламінарний рух переходить в турбулентний. Завжди $\bar{u}_{н.к} < \bar{u}_{в.к}$.

При різних режимах руху мають місце різні залежності між втратами напору h_w і середніми швидкостями руху $\bar{u}$. На рисунку 1 приведено в логарифмічних координатах графік залежності $i = h_w/l = f(\bar{u})$.

При ламінарному режимі, на графіку значення швидкості менші $\bar{u}_{н.к}$ (точка а) втрати напору по довжині пропорційні першій степені швидкості, а при турбулентному, значення швидкості більші $\bar{u}_{в.к}$ (точка б) – швидкості руху рідини пропорційні степені m , що знаходить-

ся в межах від 1,75 до 2. Між точками a і b знаходиться перехідна зона, в межах якої відбувається перехід ламінарного режиму в турбулентний або навпаки.

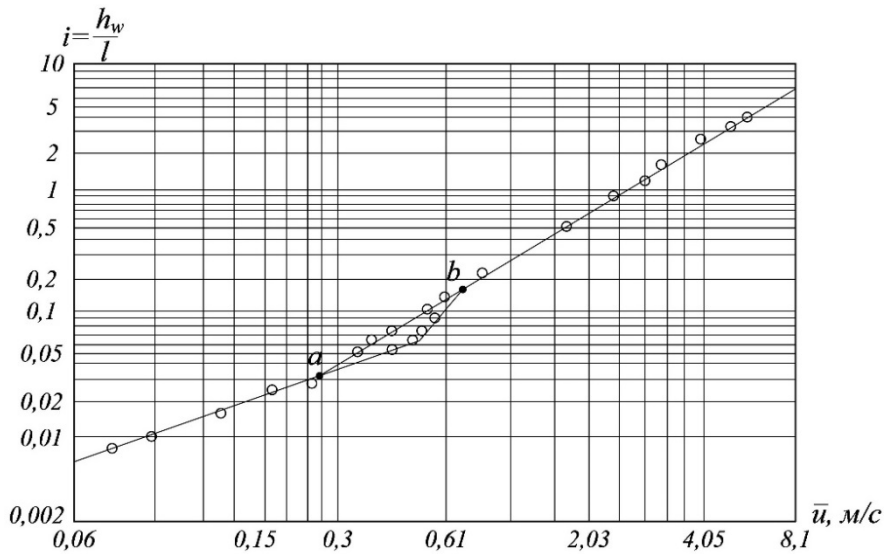


Рис. 1. Графіки залежності $i = h_w / l = f(\bar{u})$

Подальші дослідження показали, що наявність ламінарного або турбулентного режиму залежить не тільки від швидкості руху рідини, а ще й від її в'язкості та й від геометричних розмірів живого перерізу потоку. Тому режим руху рідин й газів характеризують значенням безрозмірного критерія подібності, який називається числом Рейнольдса

$$Re = \frac{\bar{u}d}{\nu}, \quad (3)$$

де d – діаметр трубопроводу, м; ν – кінематична в'язкість рідини, $\text{м}^2/\text{с}$.

Практично режим руху рідини в напірних трубопроводах визначають по нижньому критичному числу Рейнольдса ($Re_{н.к} = \bar{u}_{н.к}d/\nu = 2320$).

У 1932–33 рр. Й. Нікурадзе дослідив на гідравлічних установках вплив числа Рейнольдса на коефіцієнт гідравлічного опору в трубопроводах з однорідною зернистою шорсткістю та в гідравлічно гладких трубах [2; 3]. Результати його дослідів з однорідною зернистою шорсткістю приведено на рисунку 2 у вигляді графіків в координатах $\lg(100\lambda) = f(\lg Re, r_0/\varepsilon)$. Цінність цього рисунка, який називають графіком Нікурадзе, полягає в тому, що на ньому наглядно видно межі розташування ламінарного й турбулентного режимів та області

гідравлічно гладкого, доквадратичного та квадратичного опорів й зміну коефіцієнта гідравлічного опору в межах кожної області.

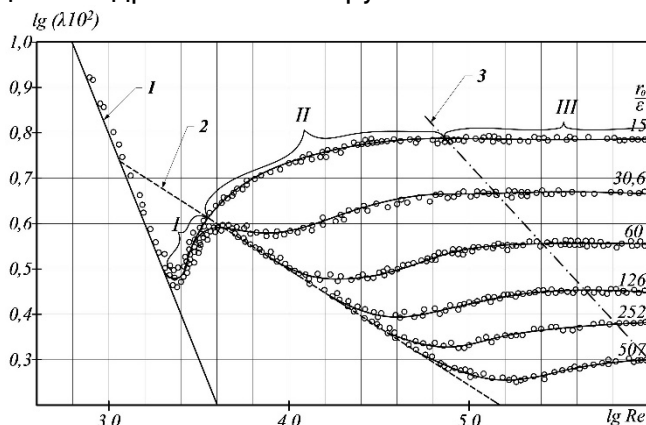


Рис. 2. Графіки залежності коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса та гладкості внутрішньої поверхні трубопроводів (за даними Й. Нікурадзе): 1 – ламінарний режим руху потоку; 2 – область гідравлічно гладкого опору (Г. Блазіус); 3 – межа між областями доквадратичного та квадратичного опору; I – перехідна область між ламінарним режимом потоку та областю гідравлічно гладкого опору; II – область доквадратичного опору; III – область квадратичного опору

Результати дослідів Й. Нікурадзе в області гідравлічно гладких опорів [2] приведено на рисунку 3 у вигляді графіків в координатах $lg(100\lambda) = f(lg Re)$.

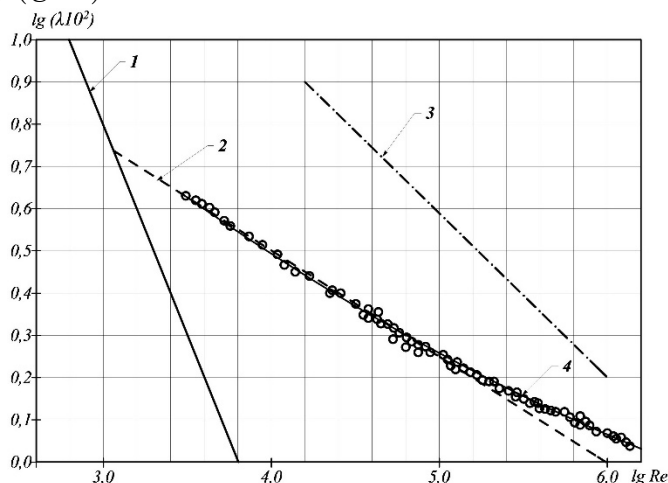


Рис. 3. Графіки залежності коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса (за даними Й. Нікурадзе): 1 – ламінарний режим руху потоку; 2 – область гідравлічно гладкого опору (Г. Блазіус); 3 – межа між областями доквадратичного та квадратичного опорів; 4 – за формулою автора; ○ – експериментальні точки Й. Нікурадзе



При рішенні інженерних гідравлічних задач, ще й на даний час, виникають складності. Вони виражаються в тому, що недостатньо, наприклад при розрахунках пропускної здатності трубопроводів, знати основні діючі фактори: в'язкість рідини, діаметр трубопроводу, шорсткість його внутрішньої поверхні, а й ще необхідно враховувати суттєвий вплив гідравлічного режиму на значення коефіцієнта гідравлічного опору λ .

З рисунка 3 видно, що коефіцієнт гідравлічного опору в координатах $\lg(100\lambda) = f(\lg Re)$ в залежності від діючих факторів та гідравлічного режиму в межах виділених областей приймає різні значення. Для виявлення закономірностей впливу основних діючих факторів, в межах виділених областей, на значення коефіцієнта гідравлічного опору, вітчизняними та зарубіжними вченими виконано великий обсяг експериментальних та теоретичних досліджень. Але загальної формули для визначення коефіцієнта гідравлічного опору λ на даний час не існує.

При ламінарному режимі рідина рухається повільно і плавно, спокійно обтікає на своєму шляху виступи шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу. Виникаючі при цьому місцеві опори настільки незначні, що їх величиною можна знехтувати.

При ламінарному режимі коефіцієнт гідравлічного опору в координатах $\lg(100\lambda) = f(\lg Re)$ виражається графіком прямої лінії (рис. 2, 3).

Французький медик і фізик Ж. Пуазейль у 1838 році досліджував течії в трубках малого діаметру (капілярах) з дистильованою водою при малих витратах (течії Пуазейля) й експериментально відкрив, а в 1840 сформулював, й у 1846 опублікував закон, що визначає витрату рідини при усталеному русі в'язкої нестисливої рідини в тонкій циліндричній трубці круглого перерізу.

Згідно цього закону, секундна об'ємна витрата рідини пропорційна перепаду тиску $(p_1 - p_2)$ на одиницю довжини трубки l (градієнту тиску в трубці), четвертому степеню діаметра труби d і обернено пропорційна динамічній в'язкості рідини

$$Q = K \frac{(p_1 - p_2)d^4}{\mu l}, \quad (4)$$

де K – коефіцієнт пропорційності, $K = \pi/128$ – теоретично визначений Д. Стоксом у 1845 році; μ – динамічна в'язкість, Па·с.

Необхідно зауважити, що у 1839 цей закон вперше, не залежно від Ж. Пуазейля, сформулював німецьким фізик і гідротехнік Г. Хаген. Тому рівняння (4) називають законом Хагена – Пуазейля.

Якщо у формулі Хагена – Пуазейля (4) витрату води виразити через середню швидкість і діаметр трубопроводу, й отриманий вираз зіставити з рівнянням Дарсі – Вейсбаха, то отримаємо залежність для визначення коефіцієнта гідравлічного опору

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (5)$$

Ця залежність справедлива тільки при $Re \leq 2320$, тобто вона відповідає лінії ламінарного режиму (рис. 2). В звичайних координатах має форму гіперболи, а в логарифмічних – відображає пряму лінію.

При турбулентному режимі рідина рухається на багато швидше, ніж при ламінарному. Це призводить до виникнення значних градієнтів швидкості між суміжними шарами потоку турбулентного ядра, що сприяє створенню вихрового руху рідини, й призводить до зростання гідравлічних опорів, якими при ламінарному режимі можна було знехтувати.

При турбулентному режимі руху рідини в області гідравлічно гладкого опору між турбулентним ядром потоку і внутрішньою поверхнею трубопроводу існує ламінарний шар. При цьому товщина ламінарного шару загального потоку більша висоти виступів шорсткості. В цьому випадку шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу майже не впливає на характер руху турбулентного ядра і, відповідно, втрати напору не залежать від шорсткості.

Вітчизняними й зарубіжними вченими виконано великий об'єм експериментальних й теоретичних досліджень з метою отримання розрахункових формул для визначення коефіцієнта гідравлічного опору в залежності від основних діючих факторів. Розглянемо основні з них для області гідравлічно гладкого опору, яка знаходиться в межах ($4000 \leq Re \leq 3 \cdot 10^6$).

Г. Блазіус у 1913 році і показав, що коефіцієнт гідравлічного опору може бути визначений за залежністю [1]

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (6)$$

Л. Прандтль у 1932 році з логарифмічного профілю швидкості та на основі результатів експериментальних досліджень отримав залежність [2]



$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg(Re \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (7)$$

У 1938 році К. Колбрук запропонував коефіцієнт гідравлічного опору визначати за залежністю [4]

$$\lambda = \frac{1,63639}{(\ln 0,142857 Re)^2}. \quad (8)$$

П. К. Конаков (1946 року) запропоновано застосовувати емпіричну формулу [5]

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (9)$$

Г. К. Філоненко у 1948 році рекомендував наступну залежність [6].

$$\lambda = \left(\frac{0,55}{\lg \frac{Re}{8}} \right)^2. \quad (10)$$

М. Я. Рузін у 1962 році запропонував визначати коефіцієнт гідравлічного опору за формулою [5]

$$\lambda = \frac{0,246}{Re^{0,22}}. \quad (11)$$

Ф. А. Шевельов у 1973 році встановив на основі виконаних експериментальних досліджень залежність для сталевих труб [6]

$$\lambda = \frac{0,25}{Re^{0,226}}. \quad (12)$$

Постановка проблеми. Аналіз приведених формул, окрім формули Л. Прандтля (7), показує, що в області гідравлічно гладкого опору коефіцієнт λ залежить лише від числа Рейнольдса, яке знаходиться в знаменнику в степені близькій до 0,25. В чисельнику формул міститься коефіцієнт, фізичне значення якого не розкривається. Графіки приведених рівнянь, в звичайних координатах мають форму гіперболи, а в логарифмічних – відображають пряму лінію.

У формулі Л. Прандтля квадратний корінь коефіцієнта гідравлічного опору виражається у неявній формі і знаходиться, як і число Рейнольдса, під знаком логарифма. Такий запис формули ускладнює визначення самого коефіцієнта й не показує вплив діючих факторів на його значення.

Формули для визначення коефіцієнта гідравлічного опору по довжині трубопроводу, який входить в рівняння (2) є предметом наших теоретичних досліджень.

Результати досліджень. Для розробки загального методу кількісного врахування втрат напору в потоці реальної рідини необхідно виявити залежність сил тертя від основних діючих факторів. Такими основними факторами є густина рідини ρ , динамічна в'язкість μ , гідравлічний радіус потоку R , комплекс осереднених лінійних розмірів, які характеризують внутрішню поверхню стінки трубопроводу (висота виступів шорсткості, відстань між ними в поздовжньому й поперечному напрямках й їх форма) ε_i та середня швидкість потоку $\bar{u}$.

Користуючись методом аналізу розмірностей, встановлено загальний вид залежності сил тертя на внутрішній стінці трубопроводу від перерахованих факторів [1]

$$\tau_0 = k\rho^z \mu^m R^p \varepsilon^x \bar{u}^n. \quad (13)$$

В розмірних величинах рівняння (13) має вигляд

$$\frac{Ml}{t^2} \frac{1}{l^2} = \frac{M^z}{l^{3z}} \frac{M^m}{l^m t^m} l^p l_i^x \frac{l^n}{t^n}, \quad (14)$$

де M – маса; l – лінійні розміри; t – час.

Прирівнюючи розмірності M , l , t в правій і лівій частинах рівняння (14), отримаємо

$$\left. \begin{aligned} \text{для маси} \dots 1 &= m + z \\ \dots \text{для довжини} \dots \dots -1 &= n + p - m - 3z + x \\ \text{для часу} \dots \dots -2 &= -n - m \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

Приймемо n і x за відомі величини і із системи (15) визначимо інші показники степенів

$$\left. \begin{aligned} m &= 2 - n \\ z &= n - 1 \\ p &= n - 2 - x \end{aligned} \right\}. \quad (16)$$

Підставляючи визначені показники степені через n і x в рівняння (13), отримаємо залежність дотичних напружень на внутрішній стінці трубопроводу

$$\tau_0 = k\rho \frac{\bar{u}^2}{Re^{2-n}} \left(\frac{\varepsilon}{R} \right)^x. \quad (17)$$



На основі експериментальних досліджень відомо, що при турбулентному режимі показник степені $n = 2$. Тоді дотичні напруження на стінці трубопроводу рівні

$$\tau_0 = k \left(\frac{\varepsilon}{R} \right)^x \rho \bar{u}^2 = 2k \left(\frac{\varepsilon}{R} \right)^x \rho g \frac{\bar{u}^2}{2g}, \quad (18)$$

де з метою спрощення розрахунків А. Дарсі запропонував в рівнянні

(18) коефіцієнт тертя $f = 2k \left(\frac{\varepsilon}{R} \right)^x$ замінити коефіцієнтом А. Дарсі

$$f = \frac{\lambda}{4}$$

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{4} \rho g \frac{\bar{u}^2}{2g}. \quad (19)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (17) і (19) і приймаючи $x = 1$, $R = r_0/2$, отримаємо

$$\lambda = 8k \frac{2\varepsilon/r_0}{Re^{2-n}}. \quad (20)$$

Отримана залежність (20) показує, що безрозмірний коефіцієнт в формулах (6)–(12), окрім формули Л. Прандтля, характеризує шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу при показнику степені $n \approx 1,75$.

Якщо у формулі (20) прийняти $k = 8$, $x = 0$, а $n = 1$, то отримаємо залежність (5) для визначення коефіцієнта λ при ламінарному режимі

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

На основі експериментальних досліджень відомо, що показник степені приймає своє мінімальне значення $n = 1$ при ламінарному режимі й максимальне значення $n = 2$ при турбулентному режимі в області квадратичного опору. Також відомо, що на величину коефіцієнта гідравлічного опору суттєво впливає внутрішня поверхня трубопроводу.

Приймемо дві гіпотези:

- показник степені n в областях гідравлічно гладкого і доквадратичного опорів приймає проміжні значення в межах $1 < n < 2$;
- охарактеризувати внутрішню поверхню стінки трубопроводу, а саме: осереднені значення висоти виступів, відстані між ними у поздовжньому та поперечному напрямках та їх форму можливо лише

комплексом відносних параметрів $2\varepsilon_i/r_0$.

На основі прийнятих гіпотез залежність (20) приводиться до виду

$$\lambda = 64 \left(\frac{2\varepsilon_1/r_0}{Re^{0,75}} - \frac{2\varepsilon_2/r_0}{Re^{0,5}} + \frac{2\varepsilon_3/r_0}{Re^{0,25}} + \frac{2\varepsilon_4}{r_0} \right). \quad (21)$$

Залежність (21) отримана методом аналізу розмірностей й комплексно характеризує внутрішню шорсткість трубопроводу й дає можливість розрахувати коефіцієнт гідравлічного опору в залежності від числа Рейнольдса.

В даній роботі виконана перевірка адекватності рівняння (21) дослідним даним, які отримані Й. Нікурадзе на гладких трубопроводах. Методом найменших квадратів отримано значення елементів комплексу відносних параметрів: $2\varepsilon_1/r_0 = 0$, $2\varepsilon_2/r_0 = 0,01034$, $2\varepsilon_3/r_0 = 0,003124$, $2\varepsilon_4/r_0 = 0,0000726$. Рівняння (21) приведено до виду

$$\lambda = 64 \left(\frac{0,01034}{Re^{0,5}} + \frac{0,03124}{Re^{0,25}} + 0,0000726 \right). \quad (22)$$

В таблиці приведено діаметри трубопроводів й числа Рейнольдса, в межах яких були виконані гідравлічні дослідження Й. Нікурадзе, й дисперсії адекватності, що характеризують розсіювання експериментальних точок відносно теоретичних формул (6)–(12) і (22).

З таблиці слідує, що дисперсія адекватності експериментальних точок відносно формули Г. Блазіуса із збільшенням числа Рейнольдса зростає, а відносно формул Л. Прандтля, К. Колбрука, П. К. Конакова, Г. К. Філоненка, Ф. А. Шевельова й авторів статті із збільшенням числа Рейнольдса зменшується. Дисперсія адекватності експериментальних точок відносно формули М. Я. Рузіна при збільшенні числа Рейнольдса спочатку зростає, а потім зменшується.

Якщо розглядати дисперсії адекватності експериментальних точок відносно приведених в таблиці формул при числах Рейнольдса від 3070 до 1364000, то мінімальні похибки дають формули авторів статті, Л. Прандтля, К. Кольбрука й Г. К. Філоненка. Найбільші похибки дають формули Г. Блазіуса й М. Я. Рузіна.

Дисперсії адекватності експериментальних точок, отриманих
Й. Нікурадзе при гідравлічних дослідженнях гладких трубопроводів,
відносно рекомендованих формул

Автор	Номер формули	Дисперсії адекватності $D^2 \times 10^6$ при діаметрах трубопроводів, мм й числах Рейнольдса $\frac{Re_{min} \times 10^{-3}}{Re_{max} \times 10^{-3}}$					
		10	20	30	50	100	10–100
		$\frac{3,07}{23}$	$\frac{17}{182}$	$\frac{106}{288}$	$\frac{37}{670}$	$\frac{318,9}{1364}$	$\frac{3,07}{1364}$
Г. Блазіус	(6)	0,167	0,251	0,293	0,433	2,835	1,348
Л. Прандтль	(7)	0,336	0,210	0,050	0,082	0,023	0,112
К. Колбрук	(8)	0,401	0,203	0,046	0,103	0,026	0,123
П. К. Конаков	(9)	0,449	0,239	0,059	0,152	0,036	0,150
Г. К. Філоненко	(10)	1,056	0,202	0,048	0,069	0,023	0,196
М. Я. Рузін	(11)	0,877	3,310	1,732	2,210	0,244	1,417
Ф. А. Шевельов	(12)	1,572	0,694	0,160	0,342	0,573	0,645
Автори статі	(22)	0,150	0,194	0,041	0,069	0,024	0,083

Надійні результати формули Л. Прандтля можна пояснити тим, що вона отримана теоретично з логарифмічного профілю швидкості.

Формула авторів статті теж дає надійні результати, тому що вона отримана на основі методу аналізу розмірностей, характеризує виступи шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу й дає можливість врахувати їх вплив на величину коефіцієнта гідравлічного опору в залежності від чисел Рейнольдса.

Всі інші формули отримані статистичними методами, тому визначені за ними результати значно відрізняються від дослідних даних.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Отже, в статті представлено результати теоретичних досліджень коефіцієнта гідравлічного опору в гідравлічно гладких трубопроводах. Отримано залежність для визначення коефіцієнта гідравлічного опору на основі методу аналізу розмірностей. Виконана перевірка адекватності отриманого авторами рівняння дослідним даним, які одержані Й. Нікурадзе при дослідженні руху водного потоку в гладких трубопроводах. У наступних статтях будуть приведені результати теоретич-

них досліджень коефіцієнта гідравлічного опору для областей док-вадратичного та квадратичного опору в сталевих та алюмінієвих трубопроводах.

1. Богомолов А. И., Михайлов, К. А. Гидравлика. М. : Стройиздат, 1972. 648 с.
2. Nikuradse J. Gesetzmässigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren. *Forsch. Arb. Ing. Wes.* 1932. N. 356. 3. Nikuradse J. Strömungsgesetze in rauchen Rohren. *Ver. Dtsch. Ing.* 1933. N. 361. 4. Colebrook C. F., White C. M. (1937). Experiments with Fluid Friction in Roughened Pipes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences.* 161 (906). 367–381. 5. Рузин М. Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов. *Водоснабж. и санит. техника.* 1962. № 9. С. 1–5. 6. Шевелев Ф. А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах. М. : Госстройиздат, 1953. 208 с.

REFERENCES:

1. Bogomolov A. I., Mihaylov, K. A. Gidravlika. M. : Stroyizdat, 1972. 648 s.
2. Nikuradse J. Gesetzmässigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren. *Forsch. Arb. Ing. Wes.* 1932. N. 356. 3. Nikuradse J. Strömungsgesetze in rauchen Rohren. *Ver. Dtsch. Ing.* 1933. N. 361. 4. Colebrook C. F., White C. M. (1937). Experiments with Fluid Friction in Roughened Pipes. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences.* 161 (906). 367–381. 5. Ruzin M. YA. Gidravlicheskiy raschet plastmassovyih truboprovodov. *Vodosnabj. i sanit. tehnika.* 1962. № 9. S. 1–5. 6. SHevelev F. A. Issledovanie osnovnyih gidravlicheskih zakonomernostey turbulentnogo dvizheniya v trubah. M. : Gosstroyizdat, 1953. 208 s.

**Khlapuk M. M., Doctor of Engineering, Professor, Bezusiak O. V.,
Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor, Volk L. R.,
Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor, Zhang Zelu,
Post-graduate Student** (National University of Water and Environmental
Engineering, Rivne)

THEORETICAL RESEARCH OF FRICTION FACTOR IN HYDRAULICALLY SMOOTH PIPES

The paper presents the disclosure of the problem of calculating the friction factor. This problem exists in the calculations of head losses for a given flow discharge and the geometric parameters of the pipes. The analysis of the formulas recommended by known scientists is



described.

The article also presents the shortcomings of the formulas and the variance of the adequacy of the experimental data. These research data were obtained by J. Nikuradze for smooth pipes. We obtained a formula based on the method of dimensional analysis. This formula characterizes the inner surface of the pipes. Also, this formula describes the change in the friction factor from the Reynolds number. The results of theoretical studies of the friction factor in hydraulically smooth pipes are also presented. We found the dependence of friction forces on main factors such as fluid density ρ ; dynamic viscosity μ ; hydraulic flow radius R ; averaged linear dimensions that characterize the wall inner surface of the pipe (roughness height, the transverse and longitudinal distance between the roughness, the shape of the roughness) ε_i and the average flow velocity $\bar{u}$.

The analysis of the formulas recommended by known scientists is described. The article also presents the shortcomings of the formulas and the variance of the adequacy of the experimental data. These research data were obtained by J. Nikuradze for smooth pipes. We obtained a formula based on the method of dimensional analysis. This formula characterizes the inner surface of the pipes. Also, this formula describes the change in the friction factor from the Reynolds number. All formulas of other authors are obtained by statistical methods, so the results determined by them differ significantly from the experimental data. The accuracy of calculating the obtained formula is higher than the accuracy of existing formulas.

The results of theoretical studies of the friction factor for the regions of almost quadratic and quadratic resistance in steel and aluminum pipes will be presented in future articles.

Keywords: the region of hydraulically smooth turbulence; friction factor; head loss; method of dimensional analysis.

**Хлапук Н. Н., д.т.н., профессор, Безусяк А. В., к.т.н., доцент,
Волк Л. Р., к.т.н., доцент, Чжан Цзелу, аспирант (Национальный
университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно)**

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ГИДРАВЛИЧЕСКИ ГЛАДКИХ ТРУБОПРОВОДАХ

В статье раскрыта существующая в настоящее время проблема определения коэффициента гидравлического сопротивления, возникающая при расчете потерь напора при заданном расходе и известных геометрических параметрах трубопровода. Выполнен анализ рекомендованных учеными формул, указаны их недостатки и приведена в отношении этих формул дисперсия адекватности экспериментальных данных, полученных И. Никурадзе в гладких трубопроводах. На основе метода анализа размерностей получена формула, характеризующая внутреннюю поверхность трубопровода, и она дает возможность учесть изменение коэффициента гидравлического сопротивления при изменении числа Рейнольдса. Указано, что точность расчета полученной формулы выше, чем точность существующих в настоящее время формул.

***Ключевые слова:* область гидравлически гладкого сопротивления; коэффициент гидравлического сопротивления; потери напора; метод анализа размерностей.**
