

ДОНЕЦЬКЕ ВІДДІЛЕННЯ НАУКОВОГО ТОВАРИСТВА ім. ШЕВЧЕНКА
DONETSK COMPARTMENT of SHEVCHENKO SCIENTIFIC SOCIETY

РЕДАКЦІЯ ГІРНИЧОЇ ЕНЦИКЛОПЕДІЇ

Ю. Г. СВІТЛИЙ, В. С. БЛЕЦЬКИЙ

ГІДРАВЛІЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Донецьк
Східний видавничий дім
2009

УДК 622.698(01)
УДК 622.648
С 51

Ю.Г.Світлий, В.С.Білецький. Гідравлічний транспорт (монографія). – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009. – 436 с.

ISBN 978-966-317-038-1

У монографії викладено теоретичні і практичні основи гідравлічного транспорту твердих сипких матеріалів. Особлива увага приділена розрахунку гідротранспортних систем та їх елементів. Описані особливості гідравлічного транспортування висококонцентрованої водовугільної суспензії, вуглемаляного агломерату і «солоного вугілля».

Книга призначена для інженерно-технічних працівників підприємств, науковців, викладачів, аспірантів та студентів вузів.

Рецензенти:

Чернецька Н.Б. – докт. техн. наук, професор Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля;

Андрійчук М.Д. – докт. техн. наук, професор, ректор Луганського державного інституту житлово-комунального господарства та будівництва;

Сергєєв П.В. – докт. техн. наук, професор Донецького національного технічного університету.

ISBN 978-966-317-038-1

Рекомендовано до друку Вченою Радою Науково-виробничого об'єднання «Хаймек», протокол № 5 від 18.06.2009.

© Ю.Г. Світлий, В.С. Білецький
© Макет, Донецьке відділення НТШ,
«Редакція гірничої енциклопедії»
© «Східний видавничий дім»

ЗМІСТ

Вступ.....	9
Загальні терміни і поняття.....	13
Основні умовні позначення.....	17
1. Гідравліка	19
1.1. Фізичні властивості рідин.....	19
1.2. Гідростатика.....	33
1.2.1. Гідростатичний тиск: основні визначення.....	33
1.2.2. Сила тиску рідини на плоскі стінки.....	36
1.2.3. Сила тиску рідини на дно посудини.....	37
1.2.4. Сила тиску рідини на плоску прямокутну стінку.....	38
1.2.5. Сила гідростатичного тиску на криволінійну поверхню.....	38
1.2.6. Приклади розрахунків.....	39
1.3. Закон Архімеда.....	50
1.3.1. Плавання тіл.....	50
1.3.2. Приклади розрахунків.....	54
1.4. Відносний спокій рідин.....	58
1.4.1. Аналіз основних випадків.....	58
1.4.2. Приклади розрахунків.....	61
1.5. Гідродинаміка.....	64
1.5.1. Основні визначення.....	64
1.5.2. Приклади розрахунків.....	71
1.6. Місцеві опори.....	73
1.6.1. Зміна перерізу потоку.....	73
1.6.2. Зварні стики трубопроводу.....	78
1.6.3. Зміна напрямку потоку.....	79
1.6.4. Втрати напору, пов'язані зі зміною перерізу та напрямку потоку.....	80
1.6.5. Розділення потоків.....	81
1.6.6. Поєднання потоків.....	82
1.7. Витікання рідини з отворів та насадок.....	83
1.7.1. Витікання рідини з малих отворів у тонкій стінці.....	83
1.7.2. Витікання рідини через великі отвори.....	86
1.7.3. Витікання рідини при змінному отворі.....	87
1.7.4. Витікання рідини через насадки.....	90
1.7.5. Приклади розрахунків.....	91

1.8. Гідравлічний удар.....	92
1.8.1. Основні визначення	92
1.8.2. Приклади розрахунків	93
1.9. Сифон	96
1.9.1. Визначення та основні формули.....	96
1.9.2. Приклад розрахунку сифона.....	96
1.10. Гідравлічний розрахунок трубопроводів	98
1.10.1. Основні визначення.....	98
1.10.2. Визначення сумарних втрат напору.....	100
1.10.3. Визначення діаметра трубопроводу.....	100
1.10.4. Визначення витрат рідини	101
1.10.5. Приклади розрахунків	101
2. Гідравлічний транспорт твердих матеріалів	105
2.1. Загальні відомості.....	105
2.2. Гідротранспортні системи збагачувальних фабрик та гірничо-збагачувальних комбінатів.....	109
2.3. Гідротранспортні системи гідрозакладальних комплексів вугільних шахт	112
2.4. Системи гідрозоловидалення теплових електростанцій	116
2.5. Транспортовані матеріали	116
2.6. Гідросуміші	126
3. Самопливний гідротранспорт	129
3.1. Технологія самопливного гідротранспорту	129
3.2. Гідравлічний розрахунок самопливного гідротранспорту	133
3.2.1. Наближені розрахунки похилів жолобів.....	133
3.2.2. Приклади розрахунків.....	137
3.3. Розрахунок самопливного гідротранспорту на вугільних шахтах.....	138
3.3.1. Вибір типу жолобів	138
3.3.2. Транспортна здатність потоку.....	139
3.3.3. Приклади розрахунків	143
4. Напірний гідравлічний транспорт	151
4.1. Короткі відомості про структуру двофазних потоків.....	151
4.2. Характеристика та особливості руху гідросумішей.....	153

4.3. Критична швидкість та гідравлічний опір.....	158
4.4. Гідравлічний розрахунок гідротранспортних систем	164
4.5. Розрахунок параметрів гідравлічного транспортування вугільних та вуглепородних гідросумішей	172
4.6. Розрахунок параметрів гідравлічного транспорту відходів вугільної промисловості та теплоенергетики	183
4.7. Особливості транспортування гідросумішей у вертикальному та похилому потоках.....	189
4.8. Параметри гідротранспорту у частково замулених трубах.....	194
5. Особливі випадки розрахунку напірного гідротранспорту	196
5.1. Гідротранспорт водовугільного палива	196
5.1.1. Реологічні характеристики висококонцентрованих водовугільних суспензій.....	196
5.1.2. Експериментальні дослідження технології водовугільного палива	199
5.1.3. Параметри гідротранспорту водовугільного палива.....	208
5.2. Гідротранспорт "солоного вугілля"	212
5.3. Гідротранспорт вуглемасляного агломерату та грануляту	217
5.3.1. Гідротранспорт грануляту I типу.....	219
5.3.2. Гідротранспорт грануляту II типу	222
5.3.3. Гідротранспорт суміші "вугілля – гранулят".....	224
5.3.4. Гідротранспорт грануляту в пульпах-носіях	225
6. Трубопроводи	227
6.1. Класифікація трубопроводів.....	227
6.2. Основні характеристики сталевих труб.....	228
6.3. Характеристики трубопровідних сталей	234
6.4. З'єднання трубопроводів	237
6.5. Чавунні труби.....	239
6.6. Неметалеві труби	239
6.6.1. Залізобетонні труби	239
6.6.2. Азбоцементні труби.....	241

6.6.3. Труби з кам'яного литва	242
6.6.4. Дерев'яні труби	243
6.6.5. Керамічні труби.....	244
6.6.6. Скляні труби	245
6.6.7. Поліетиленові труби	246
6.3. Розрахунок трубопроводів на міцність.....	246
6.4. Розрахунок довговічності трубопроводів.....	249
6.5. Розрахунок довговічності та міцності криволінійних ділянок трубопроводів	254
6.6. Особливості проектування та експлуатації гідро-транспортних систем в умовах низьких температур.....	258
6.7. Вплив концентрації та швидкості потоку гідросуміші на тепловий обмін у трубопроводах.....	263
6.8. Захист трубопроводів від гідравлічних ударів.....	268
7. Обладнання гідравлічного транспорту	273
7.1. Насоси. Основні типи насосів, особливості їх використання в гідротранспортних системах	273
7.1.1. Відцентрові насоси.....	274
7.1.2. Об'ємні насоси	305
7.1.2.1. Поршневі насоси	305
7.1.2.2. Гвинтові насоси.....	314
7.2. Камерні (шлюзові) завантажувальні апарати (живильники)	316
7.2.1. Особливості конструкції завантажувальних апаратів	316
7.2.2. Розрахунок камерних завантажувально-перекачувальних апаратів	322
7.2.3. Розрахунок камерних завантажувальних апаратів	323
7.2.4. Розрахунок трубчастих завантажувальних апаратів.....	324
7.3. Ерліфти	326
7.3.1. Загальна характеристика.....	326
7.3.2. Основні конструктивні елементи ерліфта.....	327
7.3.3. Гідравлічний розрахунок довгих ерліфтів	336
7.3.4. Всмоктувальний пристрій	347
7.3.5. Параметри нагнітача	348
7.3.6. Вибір типу нагнітача та гідравлічної	

схеми повітропроводу	348
7.3.7. Гідравлічний розрахунок коротких ерліфтів	348
7.3.8. Ерліфт, що має змішувач з елементами струменевого апарата	350

8. Методика і приклади гідравлічного розрахунку

гідротранспортних систем і їх елементів	352
8.1. Вихідні дані для гідравлічного розрахунку	352
8.2. Вихідні формули для гідравлічного розрахунку	352
8.3. Гідравлічний розрахунок трубопроводів при транспортуванні вугільно-породних гідросумішей	355
8.3.1. Максимально можлива концентрація	355
8.3.2. Внутрішній діаметр трубопроводу	356
8.3.3. Критична швидкість гідросуміші	356
8.3.4. Робоча швидкість гідросуміші	358
8.3.5. Втрати напору для гідросумішей різної крупності	359
8.3.6. Питомі втрати напору	360
8.3.7. Розрахунок міцності трубопроводів	361
8.3.8. Розрахунок довговічності трубопроводів	363
8.4. Розрахунок технологічних елементів гідротранспортних систем	364
8.4.1. Розрахунок завантажувальних апаратів	364
8.4.1.1. Розрахунок камерних завантажувально- перекачних апаратів	365
8.4.1.2. Розрахунок камерних завантажувальних апаратів	367
8.4.1.3. Розрахунок трубчастих завантажувальних апаратів	368
8.4.1.4. Розрахунок шлюзових живильників	368
8.4.2. Розрахунок трубопроводів	369
8.4.2.1. Розрахунок вертикальних трубопроводів ...	369
8.4.2.2. Розрахунок похилих трубопроводів	370
8.5. Приклади гідравлічних розрахунків	371
8.5.1. Приклад гідравлічного розрахунку для однорідних за крупністю гідросумішей	371
8.5.2. Приклад гідравлічного розрахунку для неоднорідних за крупністю гідросумішей	373
8.5.3. Розрахунок вугільного гідропідйому	379

8.5.4. Розрахунок вугільної гідротранспортної системи.....	384
8.5.5. Розрахунок гідротранспорту гірських порід та ґрунтів.....	387
8.5.5.1. Основні формули для розрахунку	387
8.5.5.2. Розрахунок гідротранспорту піску крупністю 0,07-1,5 мм за Кнорозом В.С.....	390
8.5.5.3. Розрахунок гідротранспорту гірської породи.....	393
8.5.5.4. Розрахунок гідротранспорту відходів флотації.....	398
8.5.6. Розрахунок гідротранспорту золи.....	400
8.5.7. Розрахунок гідротранспорту залізорудного концентрату.....	402
8.5.8. Розрахунок гідротранспорту відходів вуглезбагачення	404
8.5.9. Розрахунок гідротранспорту апатитового концентрату.....	407
8.6. Особливості розрахунків гідротранспорту за окремими методиками	410
8.6.1. Розрахунок гідротранспорту гравійно-галечних та грудкових матеріалів з вмістом піску за В.В. Трайнісом.....	410
8.6.2. Розрахунок гідротранспорту мулу (частинки крупністю 0,005 - 0,01 мм) за С.В. Яковлевим	411
8.6.3. Розрахунок гідротранспорту тонкодисперсного матеріалу (частинки крупністю 0,01 - 0,15 мм за А.Е.Смолдирєвим	411
8.6.4. Розрахунок гідротранспорту піщано-глинистих гідросумішей за А.П. Юфіним	412
8.6.5. Розрахунок гідротранспорту дисперсної глини крупністю до 0,005 мм за методикою К.А. Царевича – А.П. Юфіна.....	412
8.6.6. Розрахунок параметрів гідротранспорту піщано-гравійних сумішей крупністю 0,25-70 мм за методом ВНДІГ ім. Веденєєва.....	413
Додатки.....	414
Література	425

ВСТУП

У другій половині ХХ сторіччя поряд з розвитком трубопровідного транспорту нафти, природного газу та нафтопродуктів у різних країнах світу значного поширення набув гідравлічний транспорт твердих сипких матеріалів, сьогодні представлений у світовій практиці великою кількістю промислових і десятками магістральних гідротранспортних систем, за допомогою яких здійснюється переміщення корисних копалин і будівельних матеріалів, промислових відходів і хімічної сировини.

Економічні дослідження (Вайнштейн Б.С. та ін.) свідчать про те, що гідравлічний транспорт твердих сипких матеріалів, і зокрема вугілля, треба розглядати як різновид трубопровідного транспорту взагалі, економічна ефективність якого об'єктивно зумовлена притаманними цій транспортній технології особливостями – переміщенням континууму замість руху окремих транспортних одиниць, поєднанням шляху та “рухомого складу” в одній інженерній конструкції, стаціонарним розташуванням двигунів, підземним прокладанням трубопроводу.

Перелічені фактори в комплексі визначають технічну ефективність гідротранспорту, яка при належному науковому обґрунтуванні перетворюється на економічну та соціальну ефективність, що виявляє себе у різних формах реалізації основних переваг гідротранспорту:

- * великій пропускній здатності; безперервності процесу транспортування;

- * відсутності проміжних операцій, що вимагають створення спеціальних пристроїв та утримання персоналу (доставка із залізничних станцій, розвантаження на склад та подача зі складу, підготовка вантажу для використання, контроль якості і т. і.);

- * відсутності втрат матеріалів при транспортуванні, навантаженні та розвантаженні, які на залізничному транспорті сягають 2 % та більше;

- * відсутності шуму, запилення та шкідливих викидів у навколишнє середовище, а також впливу середовища на транспортовані матеріали;

* різкому скороченні чисельності виробничого персоналу у порівнянні з залізницею;

* підвищенні безпеки транспорту у зв'язку з відсутністю перетину на одному рівні транспортних та людських потоків;

* незначних термінах будівництва та можливості прокладки трубопроводів найкоротшим шляхом, легко пов'язуючи її з топографічними умовами і рельєфом;

* значній економії земельної площі, завдяки меншим габаритам трубопровідних систем, меншій смузі відчуження, можливості рекультивації ґрунту;

* незалежності від сезонних та погодних умов;

* можливості повної автоматизації всіх виробничих операцій транспортного процесу.

Разом з тим, гідротранспортним системам притаманні й недоліки: необхідність приготування гідросуміші певної концентрації та гранулометричного складу, необхідність зневоднення вугілля перед передачею споживачу (крім випадку висококонцентрованих водовугільних суспензій), очищення технологічної води та (в окремих випадках) спорудження зворотного водоводу, а також вузькоспеціалізована спрямованість транспортування – транспортуються лише в один бік і лише ті вантажі, які не втрачають товарної цінності від тривалого контакту з водою.

Для транспортування по трубопроводах придатні найрізноманітніші тверді сипкі матеріали, найбільшу крупність яких обмежено лише прохідними перерізами робочих коліс відцентрових насосів та особливостями клапанного апарату поршневих. Але у певних випадках тривале перебування у турбулентному потоці призводить до зміни характеристик транспортованого матеріалу, несучої рідини й інших гідравлічних характеристик потоку. В окремих випадках одночасно з переміщенням відбувається поліпшення якості транспортованого матеріалу (збагачення, агрегація, знесолювання тощо), що суттєво впливає на економічність процесу. Необхідність подрібнення твердого матеріалу перед гідротранспортом, а також зневоднення в кінцевому пункті транспортування обумовлюють збільшення енергоємності і, таким чином, вартості гідротранспорту. Іноді ці обставини домінують при виборі засобу транспортування.

Перелічене вище не охоплює повністю всіх можливостей та особливостей гідравлічного трубопровідного транспорту твердих сипких матеріалів, але є достатнім для того, щоб вважати його однією з основних транспортних технологій.

В Україні центром теоретичних та експериментальних досліджень в галузі гідравлічного транспорту наприкінці 1950-х років стає відділ при Інституті гідромеханіки Академії наук, яким керував професор М.О. Сілін (Ю.К. Вітошкін, В.М. Карасик, С.І. Криль), а також експериментальна станція гідротранспорту (тепер АТЗТ НВО “Хаймек”) при Донецькому науководослідному вугільному інституті, очолювана проф. Н.Ю. Офенгендом (Ю.Ф. Власов, В.І. Гоштовт, Ю.Г. Світлий). Суттєвим внеском колективу у розвиток гідромеханізації було створення параметричного ряду вугільних насосів (В.І. Нікітін, Н.Б. Трейнер, А.А. Цай). З використанням камерних живильників на гідрошахті “Красноармійська” було створено першу в країні повномасштабну установку гідропідйому, а на шахті “6-Капітальна” – породний гідрокомплекс (М.О. Журжа, А.В. Заря, А.Ф. Корнелюк).

Розробкою та вдосконаленням технологічних гідротранспортних систем на гідрошахтах Донбасу у той час займався колектив науковців Донецького політехнічного інституту, який очолював проф. В.Г. Гейер (В.І. Груба, Г.М. Тимошенко, В.В. Пак). Було створено і запроваджено у промисловість кілька потужних гідропідйомних комплексів з використанням ерліфтів.

В Росії проблемами гідравлічного транспортування різних твердих матеріалів, і зокрема вугілля, займалися відділи, кафедри і лабораторії при інституті гірничої справи ім. О.О. Скочинського в Москві (Г.П. Ніконов, А.Є. Смолдирев, В.В. Трайніс), Московському інженерно-будівельному інституті (А.П. Юфін, Н.Т. Белова, В.К. Тарасов.), Всесоюзному науково-дослідному інституті гідротехніки (М.О. Дементьев, О.З. Наглі, М.В. Печонкін), Ленінградському гірничому інституті (В.М. Покровська, Є.В. Сергеев, А.Б. Нізаметдінов), а також науковці Всесоюзного науково-дослідного та проектно-конструкторського інституту підземного гідравлічного видобутку вугілля у Новокузнецьку, який очолював проф. В.С. Мучник (Е.Б. Голланд, С.П. Костовецький, Г.Т. Тютіков).

Суттєвий внесок у розвиток науки про гідротранспорт внесли науковці Грузії, очолювані проф. А.Г. Джваршейшвілі (Т.Ш. Гочиташвілі, Л.І. Махарадзе, В.А. Сілагадзе).

Наприкінці ХХ століття з розвитком технології водовугільного палива одним з пріоритетних напрямків гідротранспорту стає переміщення водовугільних суспензій. Передові позиції в цьому напрямку займає НВО "Гідротрубопровід" (О.С. Кондратьєв, Б.М. Бєлих), та його відділення: в Україні Донецьке (Ю.Ф. Власов, Ю.Г. Світлий), а в Росії Новокузнецьке (С.П. Костовецький, В.І. Ільчов, Г.Т. Тютіков). Результатом цієї роботи було створення дослідно-промислового трубопроводу Белово-Новосибірськ довжиною 262 км та річною продуктивністю по сухому вугіллю 3 млн. т.

В цьому плані окремі проблемні питання на рівні технічних рішень з пілотною установкою виконані спільно Донецьким відділенням науково-виробничого об'єднання "ВНИИГидротрубопровод" (Ю.Ф. Власов, Т.В. Карліна, Ю.Г. Світлий) і Донецьким національним технічним університетом (А.Т. Єлішевич, В.С. Білецький, В.Г. Самойлік).

Автори вдячні Товариству української мови ім. Т. Шевченка (Чикаго, США) за вирішальну підтримку проекту.

ЗАГАЛЬНІ ТЕРМІНИ І ПОНЯТТЯ

1. **Водовугільне паливо (ВВП)** – водовугільна суспензія підвищеної концентрації, яка характеризується заданими реологічними, седиментаційними та теплотехнічними властивостями, призначена для використання як котельне та пічне паливо. Композиційне штучне рідке паливо на основі вугілля та води.

2. **Вологість** – вміст вологи в твердому матеріалі. В гідравлічних розрахунках приймають сумарну (робочу) вологу, яка складається з гігроскопічної (рівноважної), капілярної та вільної (яку видаляють термічною сушкою) вологи.

3. **Гідравлічний радіус** – відношення площі перерізу потоку (ω) до змоченого периметра (χ), $R = \omega / \chi$.

4. **Гідравлічний транспорт** – переміщення в потоці рідини (як правило, води) твердих сипких матеріалів.

5. **Гідросуміш** – механічна суміш твердого (попередньо подрібненого або в його природному вигляді) матеріалу з несучою рідиною. **Тонкодисперсна гідросуміш** – гідросуміш, тверда складова якої представлена матеріалом крупністю менше 0,3 мм.

6. **Гідротранспортна установка (ГТУ)** – комплекс насосів, трубопроводів, арматури різного призначення, допоміжного обладнання, а також засобів контролю параметрів та автоматизованого управління, який є частиною загальної технології гідромеханізованого підприємства.

7. **Гідротранспортна система (ГТС)** – комплекс насосів, трубопроводів, допоміжних пристроїв та обладнання, запірної, запобіжної і регулювальної арматури, а також систем автоматизованого управління, призначених для переміщення твердих сипких матеріалів у вигляді гідросуміші.

8. **Гідроабразивне зношування** – процес зміни розмірів тіла під спільною дією абразивних твердих частинок і несучої рідини.

9. **Гідроабразивний знос** – результат гідроабразивного зношування.

10. **Гранулометричний склад** – кількісний розподіл грудок (зерен) твердого сипкого матеріалу за стандартними класами крупності, який визначають шляхом ситового та седиментаційного аналізу.

11. **Кінцевий термінал (заклучний комплекс)** – комплекс споруд, апаратів, пристроїв та іншого обладнання, призначений для приймання гідросуміші після гідротранспорту, зберігання її та обробки у відповідності до вимог споживача.

12. **Клас крупності** – сукупність частинок мінералу, обмежених верхнім та нижнім граничними розмірами. При ситовому аналізі розрізняють верхній (надрешітний) та нижній (підрешітний) клас крупності.

13. **Концентрація гідросуміші (%)** – відношення маси (масова концентрація) або об'єму (об'ємна концентрація) твердого матеріалу до маси або об'єму гідросуміші.

14. **Критична швидкість (м/с)** – швидкість потоку гідросуміші, яка відповідає початку випадання частинок транспортованого матеріалу на дно труби.

15. **Лінійна частина та насосні станції (ЛЧ і НС)** – технологічна частина ГТС, що безпосередньо здійснює переміщення гідросуміші.

16. **Магістральна гідротранспортна система (МГТС)** – ГТС, яку характеризує великий вантажопотік та значна протяжність, режим роботи якої і основні параметри вибирають з міркувань забезпечення максимальної ефективності транспортування та у відповідності до вимог споживача.

17. **Несуча рідина** – вода або інша рідина, в потоці якої переміщують тверді матеріали.

18. **Напірний (трубопровідний) транспорт** – переміщення гідросумішей по трубах з повністю заповненим перерізом за допомогою насосів або природного напору.

19. **Напір насоса** – різниця повних питомих енергій середовища, яке перекачують, при виході з насоса та на вході в насос.

В технічній літературі можуть використовуватися поняття масовий, ваговий та об'ємний напір. У гідравлічних розрахунках ГТС під загальним поняттям “напір” розуміють ваговий напір, який вимірюють у метрах.

20. **Полідисперсна гідросуміш** – гідросуміш, тверда складова якої представлена зернами (грудками, шматками) різної крупності та густини.

21. **Початковий термінал (підготовчий комплекс)** – комплекс споруд, апаратів, пристроїв та іншого обладнання, а також системи автоматизованого управління технологічними процесами (АСУ ТП), призначений для приймання твердого матеріалу від постачальника, зберігання його, виготовлення гідросуміші заданих параметрів та акумулювання її перед передачею на гідротранспорт.

22. **Промислова гідротранспортна система (ПГТС)** – гідротранспортна система, режим роботи та основні параметри якої визначають технологічні особливості основного гідромеханізованого підприємства.

23. **Самопливний гідротранспорт** – переміщення гідросумішей по трубах при наявності вільної поверхні, в каналах та жолобах під впливом природного напору. У технічній літературі часто вживають термін „безнапірний гідротранспорт”.

24. **Суспензія (водовугільна суспензія)** – композиційна дисперсна система, яку утворено частинками твердого матеріалу у рідині (найчастіше воді), має властивості неньютонівської рідини та наближається до властивостей в'язкопластичого середовища.

25. **Ситовий аналіз** – визначення гранулометричного складу подрібнених матеріалів просіюванням через набір стандартних сит з отворами різних розмірів.

26. **Ситовий склад** – характеристика крупності сипучої маси твердих сипких речовин (корисних копалин тощо), яка являє собою кількісне співвідношення класів крупності за прийнятою шкалою.

27. **Сумарна характеристика крупності** – крива, яка відображає сумарний вихід класів крупності за наростаючим підсумком, «за плюсом», тобто починаючи з найкрупніших частинок, або «за мінусом», тобто починаючи з найдрібніших частинок.

28. **Схема ланцюга апаратів** – зображення послідовності технологічних процесів переробки твердого матеріалу, води, допоміжних речовин (реагентів тощо), тобто технологічних зв'язків між операціями та апаратами з зазначенням типу, кількості і основних розмірів машин, апаратів та пристроїв.

29. **Технологічна гідротранспортна система (ТГТС)** – промислова гідротранспортна система, яка є складовою частиною або продовженням технологічної лінії гідромеханізованого підприємства.

30. **Теплоенергетичний комплекс** – технологічне поєднання вугледобувних та перероблювальних підприємств з тепловими електростанціями, котельними або іншими теплофікаційними установками, пов'язаними транспортною системою, яка забезпечує безперебійне постачання палива.

31. **Характеристика крупності** – криві (графіки), що зображають гранулометричний розподіл твердого матеріалу (результати ситового аналізу).

32. **Швидкість гідросуміші** – середня швидкість переміщення гідросуміші по трубах або у відкритому потоці.

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- $F(\omega)$ – площа перерізу труби, м^2 .
 L – довжина кінцева, м; відстань транспортування, км.
 l – довжина проміжна, довжина ділянки трубопроводу, м.
 b – ширина, м.
 h – висота, м.
 h_l – опір по довжині, м.
 h_m – місцевий опір, м.
 h_r – геодезичний опір (геодезичний перепад поміж початковим та кінцевим пунктами гідравлічного транспортування), м.
 Σh – загальний (сумарний) опір мережі трубопроводів, м.
 $\Sigma h = h_l + h_m + h_r$;
 D – зовнішній діаметр труби, м.
 $D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби, м.
 δ – товщина стінки труби, м.
 γ – вихід класу крупності, %.
 γ_i – вихід класу крупності у вихідному продукті гідротранспорту, %.
 γ_t – вихід класу крупності у кінцевому продукті гідротранспорту, %.
 R_i – сумарний вихід класів крупності у вихідному продукті, %.
 R_t – сумарний вихід класів крупності у кінцевому продукті, %.
 d_i – середній розмір твердої частинки по класу крупності, мм.
 $d_{\text{ср.}}$ – середньозважена крупність частинок твердого матеріалу, мм.
 $d_{\text{ср.}} = \Sigma d_i \gamma_i / 100$;
 K_R – коефіцієнт подрібнення твердого матеріалу, $K_R = R_t / R_i$;
 i – ступінь подрібнення твердого матеріалу при гідротранспорті;
 $i = d_{\text{ср.т}} / d_{\text{ср.і}}$
 $d_{\text{ср.і}}$, $d_{\text{ср.т}}$ – середньозважена крупність початкового і кінцевого продуктів гідротранспорту.
 ρ_0 – густина несучої рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

ρ_s – густина твердого матеріалу, кг/м^3 .
 $\rho_{\text{СМ}} (\rho_m)$ – густина гідросуміші, кг/м^3 .
 $a = \rho_m - \rho_o / \rho_s - \rho_o$ – відносна густина твердого матеріалу в несучій рідині.
 w – швидкість вільного падіння твердих частинок у воді – гідравлічна крупність, м/с .
 w^* – швидкість стислого падіння твердих частинок у воді, м/с .
 W_t^r – загальна вологість твердого матеріалу на робочу ма- су, %.
 g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .
 S – середня по перерізу потоку об'ємна концентрація гід- росуміші, % або в частках одиниці, $S = \frac{V_s}{V_s + V_o}$;
 C – середня по перерізу потоку масова концентрація гід- росуміші, % або в частках одиниці, $C = \frac{G_s}{G_s + G_o}$;
 V – об'єм, м^3 .
 V_s – об'єм твердого матеріалу, т (кг) .
 $V_{\text{СМ}} (V_m)$ – об'єм гідросуміші, м^3 .
 G – маса, т (кг) .
 G_s – маса твердого матеріалу, т (кг) .
 G_o – маса рідини, т (кг) .
 $G_{\text{СМ}} (G_m)$ – маса гідросуміші, т (кг) .
 H – напір насоса, $\text{м вод. ст. (стовпа рідини, яку перекачу- ють)}$.
 P – тиск, МПа .
 i_o, i_m – питомі втрати напору при переміщенні води та гід- росуміші по трубі, м вод. ст./м .
 Q_s, Q_o, Q_m – подача насоса (ГТС) відповідно по твердому матеріалу, по воді і по гідросуміші, $\text{м}^3/\text{год}$.
 u – швидкість потоку гідросуміші, м/с .
 $u_{\text{кр}}$ – критична швидкість потоку гідросуміші, м/с .
 ν – кінематична в'язкість суспензії, $\text{м}^2 \cdot \text{сек}$.
 μ – динамічна в'язкість суспензії, $\text{Н} \cdot \text{сек./м}^2$.
 η – ефективна в'язкість суспензії, $\text{Па} \cdot \text{с}$.
 λ – коефіцієнт гідравлічного опору.

1. ГІДРАВЛІКА

1.1. Фізичні властивості рідин

Рідина – це фізичне тіло, яке має текучість, здатність змінювати свою форму під впливом найменших сил. До основних характеристик рідини належать густина, стисливість, теплове розширення та в'язкість.

1.1.1. Густина однорідної рідини – це відношення її маси до об'єму, який рідина займає.

$$\rho = \frac{m}{V}; \quad (1.1)$$

m – маса рідини, кг;

V – об'єм рідини, м³.

Одиницею густини у системі СІ є кг/м³.

Об'ємною (питомою) вагою рідини є вага одиниці об'єму цієї рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}; \quad (1.2)$$

G – вага рідини, Н;

V – об'єм рідини, м³.

Одиницею об'ємної ваги рідини є Н/м³.

Густина та об'ємна вага пов'язані співвідношенням

$$\gamma = \rho \cdot g; \quad (1.3)$$

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Густина та об'ємна вага рідини змінюються у залежності від тиску та температури.

1.1.2. Стисливість – властивість рідини змінювати свій об'єм під тиском. Цей параметр характеризує коефіцієнт об'ємного стиснення β_p , який являє собою відносну зміну об'єму рідини на одиницю тиску:

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}; \quad (1.4)$$

де ΔV – зменшення об'єму при збільшенні тиску на Δp , м³; V_0 – початковий об'єм рідини (м³). Одиницею вимірювання β_p є Па⁻¹. Коефіцієнт об'ємного стиснення β_p пов'язаний з об'ємним модулем пружності E співвідношенням

$$\beta_p = \frac{1}{E} \quad (1.5)$$

Порівняно велика величина модуля пружності для більшості рідин дає підставу для того, щоб вважати рідини практично нестисливими.

Для води за нормальних умов модуль пружності можна приймати

$$E = 2,0 \cdot 10^9 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт об'ємного стиснення для деяких рідин наведено у табл. 1.1.

Таблиця 1.1. – Характеристики деяких рідин.

Рідина	Густина ρ_0 , кг/м ³	Коефіцієнт об'ємного		Кінематична в'яз- кість, мм ² /с, при температурі, °С		
		стиснен- ня $\beta_p \cdot 10^3$, Па ⁻¹	розши- рення $\beta_t \cdot 10^3/^\circ\text{C}$	15	20	50
Вода	1000	0,49	0,20	1,14	1,01	0,55
Ртуть	13600	0,039	0,18	–	0,114	–
Гліцерин	1260	0,25	0,49	–	1180	–
Бензин	680-780	0,92	1,255	0,93	–	0,54
Гас	790-820	0,77	0,96	2,7	2,5	1,5
Спирт етиловий	790	0,78	1,10	–	1,52	0,50
Мазут	890-940	–	–	2000	–	–
Нафта Баку:						
легка	884	0,78	0,6	–	25	–
важка	924	0,78	0,6	–	140	–
Мастила:						
індустріальні						
I-12	880	–	–	–	50	10-14
I-20	885	0,72	0,73	–	100	17-23
I-30	–	–	–	–	170	23-33
I-50	910	0,68	–	–	400	47-55
АМГ-10	850	0,74	0,83	–	18	10
турбінне-57	920	0,56	0,65	–	–	55-59
веретінне АУ	880	–	–	–	50	12-14
трансформаторне	890	–	–	–	30	9,6
турбінне 30 та 34	900	–	–	–	–	28-32
Повітря	1,2	–	–	–	1490	–

1.1.3. Теплове розширення рідини характеризує температурний коефіцієнт об'ємного розширення, який являє собою відносну зміну об'єму рідини при зміні температури на 1 °С:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}; \quad (1.6)$$

де Δt – зміна температури рідини. Значення температурного коефіцієнта об'ємного розширення (°С⁻¹) для деяких рідин наведено в табл. 1.1.

1.1.4. Пароутворення – властивість рідини змінювати свій агрегатний стан на газоподібний. Процес пароутворення на поверхні рідини, який відбувається незалежно від її стану, називають випаруванням. Процес пароутворення у товщі рідини, який відбувається лише при певній температурі та певному тиску, називають кипінням. Тиск, при якому рідина закипає, називають тиском насиченої пари $p_{н.п.}$. Величина його залежить від температури рідини $p_{н.п.} = f(t)$.

Тиск насиченої пари (див. табл. 1.2) при певній температурі є мінімально можливим для збереження рідиною властивостей суцільного середовища, тобто реальної рідини.

Таблиця 1.2. – Тиск насиченої пари деяких рідин

Рідина	Температура, °С									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Бензин Б 70	16,3	33,2	55,8	103,3						
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103,3	195,0	334,0			
Гас Т-1	3,9	5,8	7,5	12,1	20,3	35,0	57,0	90,5	138,5	
Мастила										
АМГ-10			0,4	0,8	1,8	3,1	5,8	11,8	23,8	
Індустріальне-20			0,14	0,3	0,4	0,6	0,9	2,0	3,8	6,8
Індустріальне-50					0,14	0,3	0,7	1,6	3,0	5,8
Нафта (легка)	7,8	13,7	37,2	85,3						
Ртуть	2 ⁻⁴									
Спирт	8,0	20,0	49,3							

1.1.5. Розчинення газів у рідині – процес проникання молекул газів з навколишнього середовища всередину рідини через вільну поверхню. Незважаючи на те, що частина молекул повертається до навколишнього середовища за деякий час рідина набуває стану насиченості (кількість розчиненого газу дорівнює кількості виділеного). У даному конкретному об'ємі рідини з даною температурою до стану насиченості можна розчинити такий об'єм газу:

$$V_2 = k \cdot V_0 \cdot \frac{p}{p_0}; \quad (1.7)$$

де V_2 – об'єм розчиненого при тиску p газу, віднесений до еталонного тиску p_0 ; k – коефіцієнт розчинності; V_0 – об'єм рідини; p – тиск на вільній поверхні.

1.1.6. В'язкість – властивість рідин та газів чинити опір взаємному переміщенню сусідніх шарів (внутрішнє тертя). Розрізняють в'язкість відносну, динамічну, кінематичну, ньютонівську, питому, приведену і структурну. Всі реальні рідини є в'язкими. Звичайно в'язкість рідини оцінюють динамічною в'язкістю μ .

Сила тертя між шарами рідини

$$\Delta F = \mu \left| \frac{du}{dy} \right| \Delta S; \quad (1.8)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; du – приріст швидкості, відповідно до приросту координати dy ; $\frac{du}{dy} = \operatorname{tg} \alpha$

(рис.1.1); S – площа поверхні шарів рідини, що стикаються.

Дотичне напруження у рідині

$$\tau = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} = \mu \left| \frac{du}{dy} \right|; \quad (1.9)$$

Розмірність динамічної в'язкості:

У системі СГС (сантиметр-грам-секунда)

$$[\mu] = \left[\frac{M}{LT} \right] = \text{г}/(\text{см} \cdot \text{сек}); \text{ пз.}$$

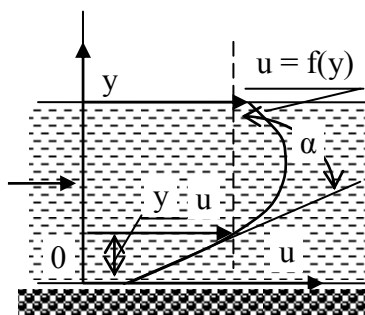


Рис. 1.1

У системі МКГСС (метр-кілограм-сила-секунда)

$$[\mu] = \left[\frac{FT}{L^2} \right] = \text{кгс} \cdot \text{сек} / \text{м}^2;$$

У системі СІ (метр-ньютон-секунда) $[\mu] = \left[\frac{FT}{L^2} \right] = \text{Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$

або Па·с,

Для води при температурі 10 °С

$$\mu = 0,0131 \text{ г} / (\text{см} \cdot \text{сек}) = 0,0131 / 98,1 = 0,000134 \text{ кгс} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = 0,00131 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2 = 0,00131 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Крім динамічної, рідину характеризує кінематична в'язкість, яка пов'язана з динамічною співвідношенням

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}; \quad (1.10)$$

Вимірюють кінематичну в'язкість у м²/с або мм²/с.

Залежність коефіцієнта кінематичної в'язкості від температури можна визначити за формулою

$$\nu = \frac{0,0178}{(1 + 0,0337t + 0,000221t^2) \cdot 10^{-4}}; \quad (1.11)$$

Таблиця 1.3. – Коефіцієнти в'язкості для води

Температура, °С	μ , Н·сек/м ²	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /сек	Температура, °С	μ , Н·сек/м ²	$\nu \cdot 10^{-6}$, м ² /сек
1	0,00173	1,73	11	0,00127	1,27
2	0,00167	1,67	12	0,00124	1,24
3	0,00162	1,62	13	0,00120	1,21
4	0,00156	1,57	14	0,00117	1,18
5	0,00152	1,52	15	0,00114	1,15
6	0,00147	1,47	16	0,00111	1,12
7	0,00143	1,43	17	0,00110	1,09
8	0,00139	1,39	18	0,00106	1,06
9	0,00135	1,35	19	0,00103	1,04
10	0,00131	1,31	20	0,00101	1,01

На практиці в'язкість рідини вимірюють в умовних градусах Енглера (в'язкість умовна – ВУ) і визначають за формулою

$$ВУ = \frac{\tau_p}{\tau_0}, \quad (1.12)$$

де τ_p – тривалість витікання 200 см³ рідини, яку випробують, через калібрований отвір віскозиметра при заданій температурі, t °С; τ_0 – тривалість витікання 200 см³ дистильованої води при температурі 20 °С (водне число віскозиметра), с.

Коефіцієнт кінематичної в'язкості через умовну в'язкість, яку задано у градусах Енглера, визначають за формулою

$$\nu = \left(0,0731^\circ ВУ - \frac{0,0631}{^\circ ВУ} \right) \cdot 10^4. \quad (1.13)$$

Якщо умовна в'язкість більша за 16° ВУ, треба використувати формулу

$$\nu = 7,4 \cdot 10^{-6} ВУ. \quad (1.14)$$

У практиці гідравлічного транспорту, як і взагалі в інженерній практиці, є рідини, для яких коефіцієнти динамічної та кінематичної в'язкості залежать не лише від температури, а й від умов течії (напр., від градієнта швидкості). Такі рідини, які отримали назву неньютонівських або аномальних, характеризуються широким діапазоном та різноманітністю реологічних та фізико-технічних властивостей.

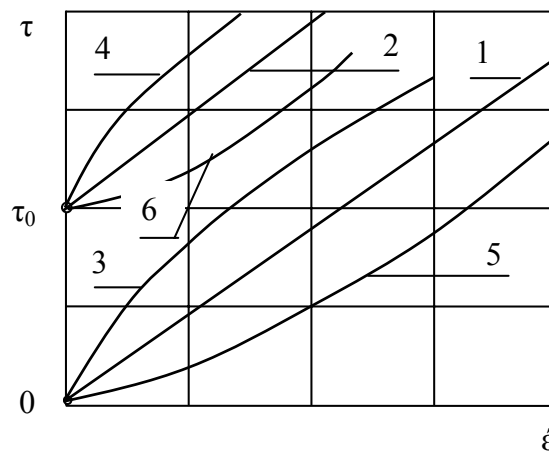
Неньютонівські рідини у залежності від характеру течії та виду функціонального зв'язку швидкості деформації та швидкості зсуву підрозділяють на три основних категорії:

- в'язкі середовища, у яких швидкість зсуву залежить від прикладання напруження зсуву;

- середовища, реологічні характеристики яких залежать від часу (в таких рідинах швидкість зсуву визначає не лише величина дотичного напруження, але й тривалість дії);

- в'язко-пружні рідини, які мають властивості як рідини, так і твердого тіла та частково виявляють пружне відновлення форми після зняття напруження.

Для першого типу неньютонівських рідин (різні типи нафтопродуктів, консистентні мастила, будівельні розчини та інші дисперсні системи типу суспензій) типові реологічні залежності дотичного напруження τ від градієнта швидкості $\dot{\epsilon}$ представлено на рис. 1.2.



1, 2, 3, 4, 5, 6 – ньютонівський, в'язкопластичний (бінгамо-шведівський), псевдопластичний, псевдопластичний з початковим напруженням зсуву, дилатантний, дилатантний з початковим напруженням зсуву.

Рис. 1.2. Реологічні залежності текучості в'язких рідин.

Треба відмітити, що наведена на рис. 1.2 група графічних залежностей дотичного напруження від градієнта швидкості умовно може характеризувати два види рідин. У першому випадку (графічні залежності 2, 4, 6) для початку руху необхідна певна початкова різниця напорів, за якою дотичне напруження τ , яке виникає у рідині, дорівнює початковому напруженню зсуву τ_0 для даної рідини. У другому випадку (графічні залежності 1, 3, 5) такої потреби не виникає.

Залежність $\tau = f(\dot{\varepsilon})$ для ньютонівської рідини виражена кривою 1.

Подібна до неї крива 2 характеризує так звані в'язкопластичні рідини (бінгамівські пластики). Її зміщено по вертикалі на величину τ_0 , яку називають границею текучості. Залежність напруження зсуву від градієнта швидкості, який інколи називають швидкістю зсуву, встановлено законом Шведова–Бінгама

$$\tau = \tau_0 + \mu \cdot \dot{\varepsilon} . \quad (1.15)$$

Звідси динамічний коефіцієнт в'язкості дорівнює

$$\mu = \frac{(\tau - \tau_0)}{\dot{\varepsilon}} . \quad (1.16)$$

При $\tau < \tau_0$ поведінка бінгамівського пластика подібна до твердого тіла, для якого справедливим є співвідношення $\frac{|E|}{|\sigma|} = \frac{\tau}{\varepsilon} = 2$, де $|E|$ – модуль пружності; $|\sigma|$ – модуль зсуву; τ – коефіцієнт зсуву; ε – коефіцієнт розтягнення.

Криві 3 та 5 характеризують відповідно псевдопластики та дилатантні рідини, які підлягають закону Освальда де Віля

$$\tau = K(\dot{\varepsilon})^n ; \quad (1.17)$$

де K – стала величина; n – індекс течії. При $n < 1$ маємо криву 3; при $n = 1$ – криву 1, яка відповідає закону Ньютона; при $n > 1$ – криву 5, яка відповідає характеристикам дилатантних середовищ. Для рідин такого типу динамічний коефіцієнт в'язкості визначають за формулою $\mu = K(\dot{\varepsilon})^{n-1}$. Криві 2 та 4 також характеризують поведінку деяких в'язкопластичних рідин.

1.1.7. Поверхневий натяг – властивість рідини утворювати стійку плівку на поверхні розділу з газом, яка обумовлена не-

врівноваженістю молекулярних сил, що діють на поверхні розділу, та знаходиться у стані рівномірного натягу. Дією сил поверхневого натягу обумовлені капілярні явища, що проявляються при зануренні труби малого діаметра під рівень рідини, який може бути вищим за рівень рідини, в яку вона занурена (увігнутий меніск), або нижчим (опуклий меніск).

Зміщення меніска визначають за формулою

$$\Delta h = \frac{A}{d}, \text{ мм}; \quad (1.18)$$

де d – діаметр трубки, мм; A – коефіцієнт, який визначає матеріал стінки та рід рідини (залежить від температури). Для скляних трубок при температурі 20 °С у випадку води $A = 30$, ртуті – $A = -10$.

Таблиця 1.4. – Залежність тиску насиченої пари від температури для деяких рідин

Рідина	$p_{\text{н.п.}}$, кПа, при температурі °С					
	20	40	60	80	100	120
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103	199
Бензин Б-70	16,3	33,2	55,8	1-3	–	–
Гас Т-1	3,94	5,75	7,47	12,1	20,3	35
Спирт	8	20	49,3	–	–	–
Масила						
індустріальне І-20	–	–	0,14	0,30	0,40	0,60
індустріальне І-50	–	–	–	–	0,14	0,30
АМГ-10	–	–	0,40	0,80	1,80	3,10

Характеристиками масил, які використовують у промисловості, є температура спалаху та температура застигання. **Температурою спалаху** називають мінімальну температуру за якої спалахує пара масила від зіткнення з полум'ям. Для різних масил температура випаровування нижча за температуру спалаху на 65–85 °С. **Температура спалахування** – температура, за якої починається горіння тіла.

Температура, при якій захолоде мастило втрачає текучість і вже не в змозі стікати під дією власної ваги, є **температурою застигання**.

Таблиця 1.5. – Характеристика деяких мастил, які застосовують у гідравлічних системах

Марка мастила	ГОСТ	В'язкість ν при 50 °С, мм ² /сек	Температура, °С		Межа робочих температур, °С	Густина при 20 °С, кг/м ³
			застигання	спалаху		
Індустріальне 12	1707-51	10 – 14	– 30	165	–30 ÷ + 40	876 ÷ 891
Індустріальне 20	1707-51	17 – 23	– 20	170	0 ÷ 90	881 ÷ 901
Індустріальне 30	1707-51	27 – 33	– 15	180	10 ÷ 50	886 ÷ 916
Індустріальне 45	1707-51	38 – 52	– 10	190	10 ÷ 60	890 ÷ 930
Індустріальне 50	1707-51	42 – 58	– 20	200	10 ÷ 70	890 ÷ 830
Турбінне 22 (Л)	32 – 53	20 – 23	– 15	180	5 – 50	901
Турбінне 30 (УТ)	32 – 53	28 – 32	– 10	180	10 – 50	901
Турбінне 57 (турборедукторне)	32 – 53	28 – 32	–	195	10 – 70	930
Л (велосит)	1840-51	4,0 – 5,1	– 25	112	– 10 ÷ + 30	–
Т (вазелинове)	1840-51	5,1 – 8,5	+ 5	125	–	860 – 890
Циліндрове 11	1840-51	9 – 13	–	215	–	886 – 916
Циліндрове 24	1841-51	20 – 28	–	240	–	–
Трансформаторне	982-56	9,6	– 45	135	– 30 ÷ + 90	896
МК–8	6457-66	8,3	– 55	135	–	885

Цифри у позначеннях марок мастил відповідають значенням в'язкості в мм²/сек.

1.1.8 Приклади розрахунків

1.1.8.1. Визначити густину суміші двох рідин $V_1 = 10$ л густиною $\rho_1 = 900$ кг/м³ та $V_2 = 20$ л рідини густиною $\rho_2 = 870$ кг/м³.

Рішення.

$$\rho_{см} = \frac{\rho_1 \cdot V_1 + \rho_2 \cdot V_2}{V_1 + V_2} = \frac{900 \cdot 0,01 + 870 \cdot 0,02}{0,01 + 0,02} = 880 \frac{кг}{м^3};$$

1.1.8.2. Визначити підвищення тиску, при якому початковий об'єм води буде зменшеним на 1 %.

Рішення.

З формули (1.5) знаходимо $\Delta p = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\beta_p}$, де згідно до

умов завдання $\frac{\Delta V}{V_0} = 0,01$, а коефіцієнт об'ємного стиснення

для води $\beta_p = 4,85 \cdot 10^{-10}$ Па⁻¹. Таким чином, підвищення тиску, яке треба визначити

$$\Delta p = \frac{0,01}{4,85 \cdot 10^{-10}} = 2,06 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

1.1.8.3. Сталевий трубопровід довжиною $l = 300$ м та діаметром $D = 500$ мм випробовують на міцність гідравлічним способом. Визначити об'єм води, який необхідно додатково ввести у трубопровід, щоб підняти тиск від $p_1 = 0,1$ МПа до $p_2 = 5$ МПа. Розширення трубопроводу не враховують. Об'ємний модуль пружності води $E = 2060$ МПа.

Рішення.

З формули (1.5) знаходимо

$$\begin{aligned} \Delta V &= \beta_p \cdot \Delta p \cdot V_0 = \frac{1}{E} (p_2 - p_1) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l = \\ &= \frac{1}{2,06 \cdot 10^9} \cdot (5,0 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \cdot 300 = \\ &= 140 \text{ л} \end{aligned}$$

1.1.8.4. Визначити величину зменшення тиску мастила у замкненому об'ємі ($V_0 = 150$ л) гідроприводу, якщо витік мастила складає $\Delta V = 0,5$ л, а коефіцієнт об'ємного стиснення рідини $\beta_p = 7,5 \cdot 10^{-10}$ Па⁻¹. Деформацією елементів об'ємного гідроприводу, який містить в собі зазначений обсяг мастила, можна знехтувати.

Рішення.

З формули (1.4) знайдемо

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\beta_p} = \frac{0,5}{150} \cdot \frac{1}{7,5 \cdot 10^{-10}} = 2,67 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,67 \text{ МПа}.$$

1.1.8.5 Висота циліндричного вертикального резервуара дорівнює $h = 10$ м, його діаметр $D = 3$ м. Визначити масу мазуту ($\rho_0 = 920$ кг/м³), яку можна налити в резервуар при 15 °С, якщо підняти його температуру до 40 °С. Розширенням стінок резервуара можна знехтувати, температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини $\beta_t = 0,0008$ °С⁻¹.

Рішення.

При підвищенні температури рідина розширюється і її об'єм збільшується. Приймаємо V_0 та H_0 – об'єм та висота стовпа мазуту при 15 °С, а V та H – те ж при 40 °С, при чому H не може перевищувати висоту резервуара. У відповідності до формули (1.6) маємо

$$\beta_t = \frac{V - V_0}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H - \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H_0}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H_0} \cdot \frac{1}{\Delta t} = \frac{H - H_0}{H_0} \cdot \frac{1}{\Delta t},$$

Приймаючи $H = 10$ м та $\Delta t = 40$ °С – 15 °С = 25 °С, отримуємо

$$H_0 = \frac{H}{1 + 0,0008 \cdot 25} = 9,8 \text{ м}.$$

Маса мазуту, яку можна залити в резервуар,

$$m = \rho_0 \cdot V_0 = \rho_0 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H_0 = 920 \cdot \frac{3,14 \cdot 3^2}{4} \cdot 9,8 = 63700 \text{ кг}.$$

1.1.8.6. Визначити підвищення тиску у замкненому об'ємі гідроприводу при підвищенні температури мастила від 20 до 40 °С, якщо температурний коефіцієнт об'ємного розширення $\beta_t = 7 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, коефіцієнт об'ємного стиснення $\beta_p = 6,5 \cdot 10^{-10} \text{ Па}^{-1}$. Протіканням рідини та деформацією елементів конструкції об'ємного гідроприводу можна знехтувати.

Рішення.

Внаслідок підвищення температури об'єм рідини, відповідно до залежності (1.6), буде збільшеним на величину

$$\Delta V = \beta_t \cdot V_0 \cdot \Delta t,$$

де V_0 – початковий об'єм мастила, Δt – підвищення температури

$$40 - 20 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

З формули (1.4) величина підвищення тиску

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\beta_p}.$$

Підставляючи в цю формулу знайдений вище

вираз для ΔV , після перетворень отримаємо

$$\Delta p = \frac{\beta_t}{\beta_p} \cdot \Delta t = \frac{7 \cdot 10^{-4}}{6,5 \cdot 10^{-10}} \cdot 20 = 21,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

1.1.8.7. Кільцеву щілину між двома циліндрами ($D_1 = 210$ мм і $D_2 = 202$ мм) залито трансформаторним маслом ($\rho = 910$ кг/м³) при температурі 20 °С. Внутрішній циліндр рівномірно обертається з частотою $n = 120$ хв⁻¹. Визначити динамічну та кінематичну в'язкість мастила, якщо момент, який прикладено до внутрішнього циліндра $M = 0,065 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а висота стовпа рідини у щілині між циліндрами $h = 120$ мм. Тертям основи циліндра по рідині можна знехтувати.

Рішення.

Оскільки величина щілини $\delta = \frac{D_1 - D_2}{2}$, то щілину між

циліндрами можна вважати плоскою. Допускаємо, що швидкість у зазорі збільшується від 0 (біля стінки зовнішнього циліндра)

до $u = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$ (біля стінки внутрішнього циліндра) за лінійним

законом. Тому градієнт швидкості

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{30(D_1 - D_2)}$$

Сила тертя, яка прикладена до внутрішнього циліндра,

$$F = \mu \cdot \frac{du}{dy} \cdot S = \mu \cdot \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{30(D_1 - D_2)} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot h = \mu \cdot \frac{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n \cdot h}{30(D_1 - D_2)},$$

де $S = \pi \cdot D_2 \cdot h$ – площа бічної поверхні внутрішнього циліндра.

З другого боку, сила тертя дорівнює крутильному моменту M , поділеному на плече ($D_2/2$): $F = \frac{2M}{D_2}$. Прирівнюючи праві

частини виразів для сили F , знаходимо динамічну в'язкість:

$$\mu = \frac{60M(D_1 - D_2)}{\pi^2 \cdot D_2^3 \cdot n \cdot h} = \frac{60 \cdot 0,065(0,210 - 0,202)}{3,14^2 \cdot 0,202^3 \cdot 120 \cdot 0,12} = 0,0266$$

Па·с.

Кінематична в'язкість мастила

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,0266}{910} = 0,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}.$$

1.1.8.8. Цапфа радіусом $r = 20$ мм та довжиною $l = 100$ мм обертається у підшипнику з частотою $n = 600$ хв⁻¹. Визначити потужність, яку втрачають на подолання тертя у підшипнику, якщо товщина шару мастила між цапфою та підшипником дорівнює $\delta = 0,2$ мм і є однаковою у всіх точках, кінематична в'язкість мастила $\nu = 80$ мм²/с, густина $\rho = 920$ кг/м³. Вважати, що зміна швидкості рідини у зазорі відбувається за лінійним законом.

Рішення.

Швидкість рідини біля поверхні цапфи $u = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30}$. Градієнт швидкості у зазорі за лінійним зменшенням

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta} = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30 \cdot \delta}. \text{ Площа поверхні цапфи } S = 2\pi \cdot r \cdot l. \text{ Динамі-}$$

чна в'язкість мастила $\mu = \nu \cdot \rho = 920 \cdot 80 \cdot 10^{-6} = 0,0736 \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Сила тертя у підшипнику:

$$F = \mu \cdot \frac{du}{dy} \cdot S = \mu \cdot \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30\delta} \cdot 2\pi \cdot r \cdot l = \mu \frac{\pi^2 \cdot r^2 \cdot l \cdot n}{15\delta}.$$

Момент сили тертя стосовно обертання цапфи

$$M = F \cdot r = \mu \frac{\pi^2 \cdot r^3 \cdot l \cdot n}{15\delta}.$$

Потужність, яку втрачають у підшипнику на подолання тертя:

$$\begin{aligned} N &= M \cdot \omega = \frac{\mu \cdot \pi^3 \cdot r^3 \cdot l \cdot n^2}{450\delta} = \\ &= \frac{0,0736 \cdot 3,14^3 \cdot 0,02^3 \cdot 0,1 \cdot 600^2}{450 \cdot 0,0002} = 7,3 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

1.2. Гідростатика

1.2.1. Гідростатичний тиск

Сили, які діють на частинки рідини, поділяються на *поверхневі* та *масові*. До *поверхневих* сил відносять сили тиску, спрямовані нормально до площини, на яку вони діють, та сили внутрішнього тертя, які є дотичними. *Масовими* силами є сили ваги та сили інерції.

Силу, яка діє на одиницю площини по нормалі до поверхні частинки, що перебуває у рідині в стані спокою, називають *гідростатичним тиском*.

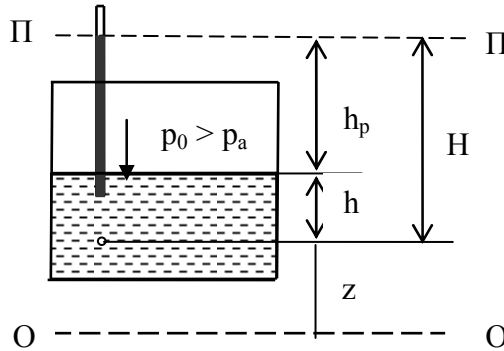
У будь-якій точці рідини гідростатичний тиск є складеним з тиску на її вільну поверхню та тиску стовпа рідини висотою від цієї точки до вільної поверхні:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h; \quad (1.19)$$

де p – гідростатичний тиск, Па; p_0 – тиск на вільну поверхню рідини, Па; ρ – густина рідини, кг/м^3 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; h – висота стовпа рідини над даною точкою, м.

Гідростатичний тиск p називають повним або абсолютним тиском $p_{\text{абс}}$, а $\rho \cdot g \cdot h$ – відносним або надлишковим тиском. Виходячи з цього, якщо тиск на вільну поверхню дорівнює атмосферному тиску, можемо записати

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ат}} + p_{\text{надл.}} \quad (1.20)$$



ПП – п'єзометрична площина;
ОО – площина порівняння.

Рис.1.3. Гідростатичний тиск у закритій посудині.

Рівняння (1.19) називають *основним рівнянням гідростатики*, з якого витікає, що гідростатичний тиск завжди спрямований нормально до площини частинки в даній точці, по всіх напрямках однаковий і залежить від місця точки у рідині, що перебуває в спокої. Одиницею тиску в системі СІ є паскаль (Па):

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

До введення Міжнародної системи одиниць СІ тиск вимірювали у кг/см^2 . $1 \text{ кг/см}^2 = 98066,5 \text{ Н/м}^2$. Округляючи, маємо: $1 \text{ кг/см}^2 = 1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,1 \text{ Мн/м}^2 = 0,1 \text{ МПа}$.

В техніці використовують також технічну атмосферу, яка дорівнює $10^4 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$; $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$; $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$.

Різницю між абсолютним та атмосферним (барометричним) тиском p_a називають надлишковим або манометричним тиском

$$p_{ман} = p - p_a; \quad (1.21)$$

Атмосферний (барометричний) тиск залежить від висоти місця над рівнем моря та стану погоди. Як нормальний барометричний тиск приймають тиск, який дорівнює 760 мм рт. ст., що відповідає $101\,325 \text{ н/м}^2$. На рівні моря зафіксовано барометричний (атмосферний) тиск від $90\,000 \text{ н/м}^2$ до $110\,000 \text{ н/м}^2$. З висотою тиск зменшується і навпаки, у глибоких шахтах збільшується.

Різницю між атмосферним та поточним тиском (у даній точці) називають вакуумом

$$p_{вак} = p_a - p; \quad (1.22)$$

Максимально можливий у рідині вакуум обмежений величиною, яка при даній температурі відповідає тиску насиченої пари рідини

$$p_{вак. Макс} = p_a - p_{н.л.}; \quad (1.23)$$

Гідрометрична висота

$$h_p = \frac{p_{ман}}{\rho \cdot g} = \frac{p - p_a}{\rho \cdot g}; \quad (1.24)$$

Вакууметрична висота (рис. 1.4)

$$h_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho \cdot g} = \frac{p_a - p}{\rho \cdot g}; \quad (1.25)$$

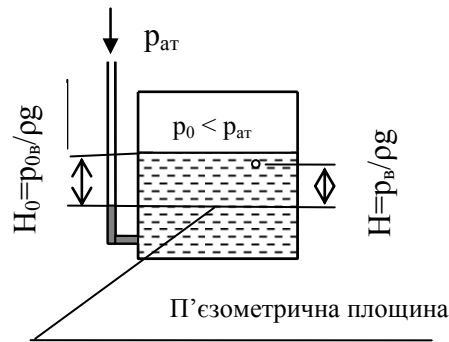


Рис. 1.4. Вакууметрична висота.

Площину, у всіх точках якої тиск дорівнює атмосферному, називають п'езометричною площиною $\Pi-\Pi$ (рис.1.4), яка у відкритій посудині співпадає з вільною поверхнею. У закритій посудині п'езометрична площина може бути розташованою вище вільної поверхні ($p_0 > p_a$) або нижче її ($p_0 < p_a$).

В будь-якій точці рідини надлишковий (манометричний) тиск

$$p_{\text{ман}} = \rho \cdot g \cdot H ; \quad (1.26)$$

де H – глибина занурення точки під п'езометричною площиною.

1.2.2. Сила гідростатичного тиску на плоскі стінки

Надлишкова сила гідростатичного тиску на плоску стінку дорівнює тиску в центрі ваги стінки, помноженому на її площу,

$$P = (p_0 + \rho \cdot g \cdot h_c) \cdot S ; \quad (1.27)$$

де h_c – глибина занурення центра ваги стінки над вільною поверхнею (рис. 1.5); S – площа стінки; p_0 – надлишковий тиск на вільній поверхні рідини.

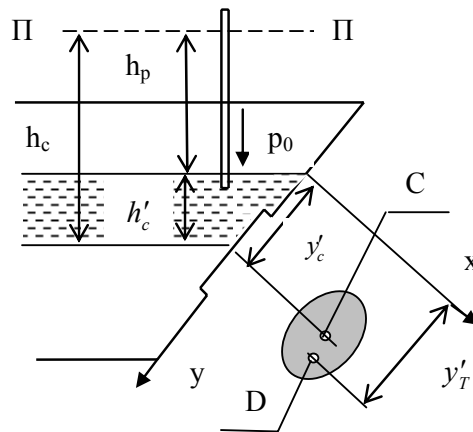


Рис. 1.5

Формулу (1.26) можна переписати у вигляді

$$P = P_0 + P_p, \quad (1.28)$$

де $P_0 = p_0 \cdot S$ – сила, яка обумовлена зовнішнім тиском; $P_p = \rho g h_c S$ – сила, яка обумовлена лише тиском рідини.

Силу P_0 прикладено у центрі ваги стінки (C), силу P_p – у центрі тиску (D), координату якого визначають за формулою

$$y_D = y'_c + \frac{J_0}{S \cdot y'_c}; \quad (1.29)$$

де y'_c – координата центра ваги; J_0 – момент інерції плоскої фігури відносно до центральної осі.

З формули (1.28) очевидно, що центр тиску не співпадає з центром ваги та розташований нижче його на величину $\frac{J_0}{S \cdot y'_c}$.

Надлишкова сила тиску на плоску стінку

$$P = \rho g h_c S; \quad (1.30)$$

де h_c – відстань від центра ваги стінки до п'єзометричної площини $\Pi-\Pi$.

1.2.3. Сила тиску рідини на дно посудини

Силу тиску P на горизонтально розташоване дно однакової площини S у посудинах різної форми (рис. 1.6) можна визначити за допомогою формули (1.30). Оскільки у всіх точках дна при однаковій висоті рідини H тиск є сталим $P = \rho \cdot g \cdot H$ (формула (1.26)), то

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot S; \quad (1.31)$$

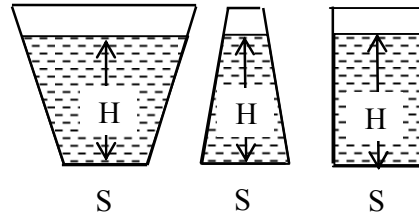


Рис. 1.6.

Таким чином, сила тиску рідини на дно посудини не залежить від її форми (гідростатичний парадокс).

1.2.4. Сила тиску рідини на плоску прямокутну стінку

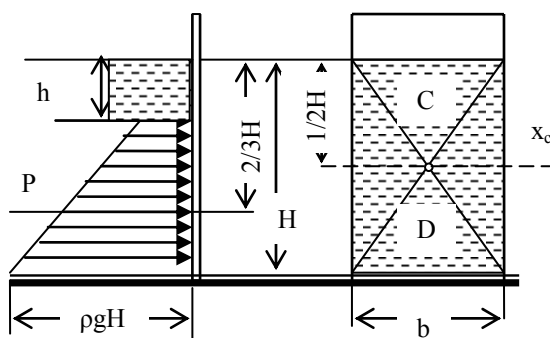


Рис. 1.7.

Згідно формули (1.30) при ширині стінки b та глибині H рідини густиною ρ

$$p_c = \rho \cdot g \cdot h_c = \rho \cdot g \cdot \frac{H}{2};$$

$$S = b \cdot H;$$

і, таким чином,

$$P = \frac{1}{2} \rho \cdot g \cdot b \cdot H^2; \quad (1.32)$$

Центр тиску знаходять за допомогою формули (1.29), в якій

$$y_c = \frac{H}{2}; \quad J_c = \frac{b \cdot H^3}{12}; \quad S = b \cdot H;$$

таким чином

$$y_D = \frac{H}{2} + \frac{b \cdot H^3 \cdot 2}{12H \cdot b \cdot H} = \frac{2}{3}H; \quad (1.33)$$

1.2.5. Сила гідростатичного тиску на криволінійну поверхню

У загальному випадку сила гідростатичного тиску на криволінійну поверхню $P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}$; (1.34)

Для циліндричної криволінійної поверхні (рис.1.8)

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2};$$

де P_x та P_z – горизонтальна та вертикальна складові сили P .

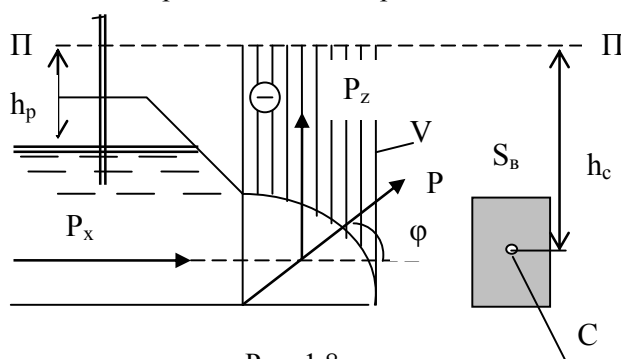


Рис. 1.8.

Горизонтальна складова

$$P_x = \rho g h_c S_g; \quad (1.35)$$

де h_c – відстань від центра ваги вертикальної проекції до п'єзометричної площини; S_g – площа проекції криволінійної поверхні на вертикальну площину.

Вертикальна складова

$$P_z = \rho g V; \quad (1.36)$$

де V – об'єм тіла тиску – вертикального стовпа рідини, який розташований між п'єзометричною площиною, криволінійною поверхнею та вертикальною поверхнею, що проектується, та проходить по контуру стінки.

Вектор повної сили тиску на циліндричну площину проходить через вісь циліндра під кутом φ до горизонту, причому

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P_z}{P_x}; \quad (1.37)$$

1.2.6. Приклади розрахунків

1.2.6.1. Два закритих танки (рис. 1.9), один з яких наповнений нафтою ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$), розділені вертикальною перегородкою, у нижній частині якої обладнано люк з кришкою діамет-

ром $d = 500$ мм, центр якого розташовано на відстані $H = 0,8$ м від поверхні. Надлишковий тиск на поверхні нафти дорівнює $P_{ман} = 15$ кПа. Показання ртутного манометра, який підключено до порожнього танка дорівнює $h = 80$ мм. Атмосферний тиск $p_a = 100$ кПа. Визначити величину та точку прикладення сили тиску на кришку люка.

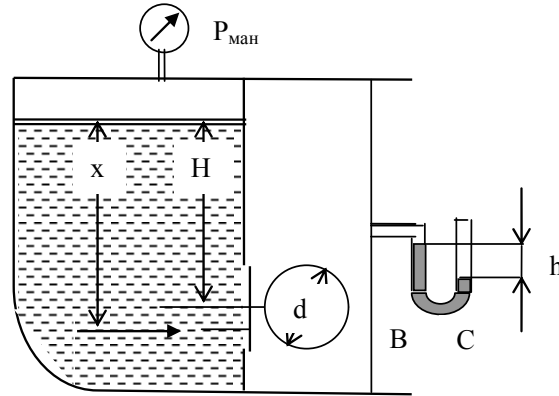


Рис. 1.9.

Рішення.

Тиск повітря у правому відсіку знаходять, виходячи з того, що у точках B та C , які розташовані на одній горизонтальній площині, тиск однаковий і дорівнює атмосферному тиску

$$p_n = p_a - \rho_{рт} \cdot g \cdot h = 100000 - 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,08 = 89300 \text{ Па.}$$

Сила тиску на кришку люка з правого боку, яка прикладена у її центрі ваги,

$$P_{II} = p_{II} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 89300 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 17500 \text{ Н.}$$

Абсолютний тиск повітря на поверхні рідини, яка заповнює лівий відсік,

$$p_l = p_a + p_{ман} = 100000 + 15000 = 115000 \text{ Па.}$$

Сила тиску на кришку люка з лівого боку, яка прикладена в центрі її ваги,

$$P_{\text{л}} = p_{\text{л}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 115000 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 22600 \text{ Н.}$$

Сила тиску рідини на стінку

$$P_{\text{р}} = \rho \cdot g \cdot h_c \cdot S = \rho \cdot g \cdot H \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} =$$

$$= 900 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 1380 \text{ Н.}$$

Відстань від поверхні рідини до центру тиску, у якому прикладена сила $P_{\text{р}}$

$$y_T = y_C + \frac{J_0}{S \cdot y_c} = H + \frac{4 \cdot \pi \cdot d^4}{64 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot H} = H + \frac{d^2}{16H} =$$

$$= 0,8 + \frac{0,5^2}{16 \cdot 0,8} = 0,82 \text{ м.}$$

Повна сила тиску на кришку люка

$$P = P_{\text{л}} + P_{\text{р}} - P_{\text{п}} = 22600 + 1380 - 17500 = 6480 \text{ Н.}$$

Через використання теореми про момент рівнодіючої, знайдемо відстань x результуючої сили P від поверхні рідини

$$Px = P_{\text{л}} \cdot H + P_{\text{р}} \cdot y_T - P_{\text{п}} \cdot H;$$

звідки

$$x = \frac{P_{\text{р}} \cdot y_T + (P_{\text{л}} - P_{\text{п}}) \cdot H}{P} =$$

$$= \frac{1380 \cdot 0,82 + (22600 - 17500) \cdot 0,8}{6480} = 0,804 \text{ м.}$$

1.2.6.2. Вертикальний циліндричний резервуар ємністю 314 м^3 та висотою 4 м заповнено водою. Визначити сили тиску води на бокову стінку та дно резервуара.

Рішення.

$$\text{Діаметр резервуара } D = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot h}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 314}{3,14 \cdot 4}} = 10 \text{ м.}$$

Сила тиску на бокову стінку

$$P_x = \rho \cdot g \cdot h_{ц.в.} \cdot F_{верт} = \rho \cdot g \cdot \frac{h}{2} \cdot D \cdot h =$$

$$= 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{4^2 \cdot 10}{2} = 0,7848 \text{ МН.}$$

Сила тиску на дно резервуара

$$P = \rho \cdot g \cdot F_{дон} \cdot h = \rho \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h =$$

$$= 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} \cdot 4 = 3,08 \text{ МН.}$$

1.2.6.3. Відстань нижньої частини робочої камери кесона при проходці ствола від вільної поверхні води $h = 5$ м. Визначити надлишковий тиск повітря p , який потрібно створити, щоб запобігти проникненню води із зумпфа ствола до камери.

Рішення.

Надлишковий тиск повітря у робочій камері має бути не меншим за гідростатичний тиск на заданій глибині, тобто

$$p_{надл.} \geq \rho \cdot g \cdot h = 1000 \cdot 9,81 \cdot 5,0 = 49000 \text{ Па} = 49 \text{ кПа.}$$

Абсолютний гідростатичний тиск у робочій камері кесона визначаємо, виходячи із залежності $p_{надл.} = p - p_{ат.}$

$$p = p_{атм.} + \rho \cdot g \cdot h = 9,81 \cdot 10^4 + 4,9 \cdot 10^4 = 1,47 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

1.2.6.4. У сполучені посудини налиті вода ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) та бензин (рис. 1.10). Визначити густину бензину, якщо висота стовпа води $h = 150$ мм, а різниця рівнів рідини у посудинах $a = 60$ мм.

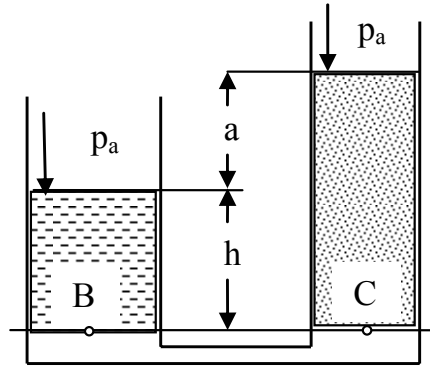


Рис. 1.10. Сполучені посудини.

Рішення.

З рівняння $\frac{p}{\rho \cdot g} + z = const$ витікає, що у всіх точках горизонтальної площини, яка проходить в однорідній рідині, гідростатичний тиск однаковий.

$$\text{Отже, } p_b = p_c, \text{ але } p_b = p_0 + \rho g h, \text{ а } p_c = p_a + p_1 g \cdot (h + a),$$

де p_1 – густина бензину.

Прирівнюючи праві частини виразів для тисків p_b та p_c , отримаємо:

$$p_b = p_0 + \rho g h = p_a + p_1 g \cdot (h + a),$$

$$\text{звідки } p_1 = \rho \frac{h}{h + a} = 1000 \frac{150}{150 + 60} = 714 \text{ кг/м}^3.$$

1.2.6.5. Визначити надлишковий тиск води ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) з закритому резервуарі (рис. 1. 11), якщо покази батарейного дворідинного манометра (вода–ртуть) дорівнюють $h_1 = 800 \text{ мм}$, $h_2 = 100 \text{ мм}$, $h_3 = 600 \text{ мм}$, $h_4 = 200 \text{ мм}$, $h_5 = 1400 \text{ мм}$.

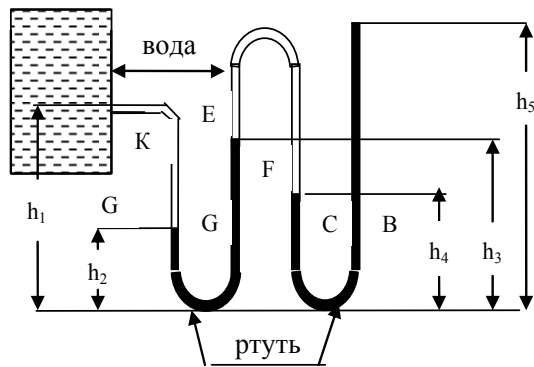


Рис.1.11.

Рішення

Знайдемо послідовно надлишковий тиск в точках B, C, D, E, F, G, K , приймаючи до уваги ту обставину, що у всіх точках горизонтальної площини, яка проведена в однорідній рідині, гідростатичний тиск однаковий:

$$\begin{aligned}
 p_C &= p_B = \rho_{PT} g(h_5 - h_4); \\
 p_E &= p_D = p_C - \rho g(h_3 - h_4) = \rho_{PT} g(h_5 - h_4) - \rho g(h_3 - h_4); \\
 p_G &= p_F = p_E + \rho_{PT} g(h_3 - h_2) = \rho_{PT} g(h_5 - h_4) - \\
 &\quad - \rho g(h_3 - h_4) + \rho_{PT} g(h_3 - h_2);
 \end{aligned}$$

Надлишковий тиск у резервуарі

$$\begin{aligned}
 p_K &= p_G - \rho g(h_1 - h_2) = \rho_{PT} g(h_5 - h_4) - \rho g(h_3 - h_4) + \\
 &\quad + \rho_{PT} g(h_3 - h_2) - \rho g(h_1 - h_2) = \\
 &= \rho_{PT} g(h_5 - h_4 + h_3 - h_2) - \rho g(h_3 - h_4 + h_1 - h_2) = \\
 &= 13600 \cdot 9,81(1,4 - 0,2 + 0,6 - 0,1) - \\
 &\quad - 1000 \cdot 9,81(0,6 - 0,2 + 0,8 - 0,1) = 219000 \text{ Па}
 \end{aligned}$$

1.2.6.6. Манометр, який підключено до закритого резервуара з нафтою ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$), показує надлишковий тиск $p_{ман} = 36 \text{ кПа}$ (рис. 1.12). Визначити абсолютний тиск повітря на поверхні рідини p_0 та положення п'єзометричної площини, якщо рі-

вень нафти в резервуарі $H = 3,06$ м, а відстань від точки підключення до центру манометра $z = 1,02$ м, атмосферний тиск $p_a = 100$ кПа.

Рішення.

Надлишковий тиск в точці B

$$p_B = p_{ман} \rho g z = 3600 + 900 \cdot 9,81 \cdot 1,02 = 45000 \text{ Па}$$

З другого боку, той же тиск

$$p_B = p_{0,ман} + \rho g H ;$$

Таким чином, надлишковий тиск на поверхні рідини

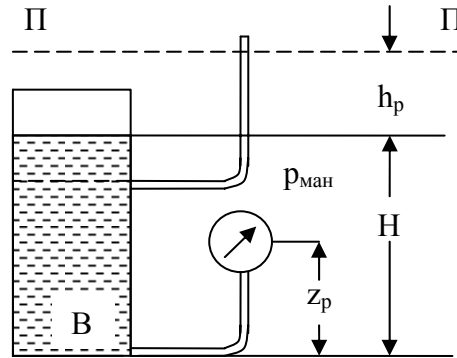


Рис. 1.12.

$$p_{0,ман} = p_B - \rho g H = 45000 - 900 \cdot 9,81 \cdot 3,06 = 18000 \text{ Па} ;$$

Відстань п'езометричної площини від вільної поверхні рідини

$$h_p = \frac{p_{0,ман}}{\rho n} = \frac{18000}{900 \cdot 9,81} = 2,04 \text{ м} .$$

1.2.6.7. Поршень пружинного гідроаккумулятора діаметром $D = 250$ мм під час зарядки піднявся на висоту $x = 14$ см (рис. 1.13). Визначити жорсткість пружини s , якщо тиск рідини $p = 1,0$ МПа. Тертям між поршнем та циліндром та вагою поршня знехтуємо.

Рішення.

З рівняння рівноваги поршня, на який зверху діє сила пружності пружини ($F = cx$), а знизу – сила тиску рідини

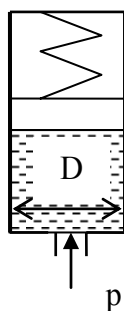


Рис. 1.13.

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} : cx = p \frac{\pi \cdot D^2}{4} ;$$
$$c = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot p}{4x} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2 \cdot 10^6}{4 \cdot 140} = 350 \text{ Н/мм.}$$

1.2.6.8. Визначити тиск масла p_1 , яке підводять до гідроциліндра (рис. 1.14), якщо надлишковий тиск у штоковій порожнині $p_2 = 80$ кПа, а зусилля на штоці $R = 10$ кН, сила тертя поршня по стінках циліндра $F = 0,4$ кН, діаметр поршня $D = 125$ мм, діаметр штока $d = 70$ мм.

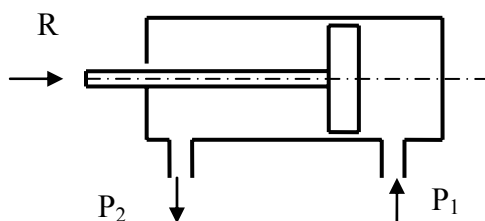


Рис. 1.14.

Рішення.

Знаходимо тиск p_1 , виходячи з умов рівноваги поршня, на який, крім сили R , діють сили тиску $P_1 = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ та $P_2 = p_2 \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$, і, крім того, сила тертя, яка спрямована проти переміщення поршня: $R + P_2 + F - P_1 = 0$; або

$$R + p_2 \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) + F - p_1 \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0;$$

Звідси

$$p_1 = \frac{4R}{\pi \cdot D^2} + p_2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] + \frac{4F}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 10000}{3,14 \cdot 0,125^2} +$$
$$+ 80 \cdot 10^3 \left[1 - \left(\frac{70}{125} \right)^2 \right] + \frac{4 \cdot 400}{3,14 \cdot 0,125^2} = 9,03 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

1.2.6.9. Попереднє натягнення пружини диференційного запобіжного клапана дорівнює $x = 18$ мм, жорсткість пружини $c = 7,5$ Н/мм (рис. 1.15). Визначити тиск рідини, при якому відкриється клапан, якщо діаметри поршнів $D = 25$ мм, $d = 20$ мм. Вагою поршнів та силою тертя нехтуємо.

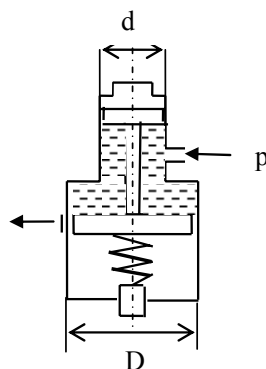


Рис. 1.15.

Рішення.

На пов'язані між собою поршні запобіжного клапана діють:

а) сила гідростатичного тиску на малий поршень, спрямована угору,

$$P_1 = p \cdot \frac{\pi}{4} (d^2 - d_u^2), \text{ де } d_u - \text{діаметр штока};$$

б) сила гідростатичного тиску на великий поршень, спрямована вниз,

$$P_2 = p \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d_u^2);$$

в) сила попереднього підтиснення пружини, спрямована угору,

$$F = cx;$$

У момент відкриття клапана поршень знаходиться у рівновазі, тому

$$P_2 = P_1 + F;$$

або

$$p \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d_u^2) = p \cdot \frac{\pi}{4} (d^2 - d_u^2) + cx;$$

З цього рівняння знаходимо тиск рідини, при якому відбудеться відкриття клапана:

$$p = \frac{4cx}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 7,5 \cdot 18}{3,14(0,025^2 - 0,020^2)} = 7,64 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

1.2.6.10. Гідравлічний домкрат (рис. 1.16) складається з нерухомого поршня 1 та циліндра 2, який по ньому ковзає і на якому змонтовано корпус 3, що утворює масляну ванну домкрата, та плунжерний насос 4 ручного приводу із всмоктувальним 5 та нагнітальним 6 клапанами.

Визначити тиск робочої рідини у циліндрі та масу m вантажу, який піднімають, якщо зусилля на держаку привідного важеля насоса $R = 150 \text{ Н}$, а діаметр поршня домкрата $D = 180 \text{ мм}$, діаметр плунжера насоса $d = 18 \text{ мм}$, к.к.д. домкрата $\eta = 0,68$, а плечі важеля $a = 60 \text{ мм}$, $b = 600 \text{ мм}$.

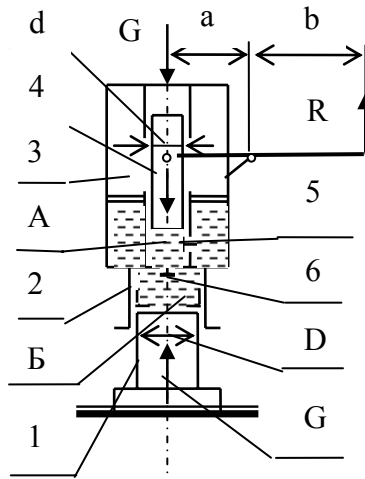


Рис. 1.16.

Рішення.

При русі держака важеля угору плунжер переміщується донизу, у робочій камері насоса *A* створюється високий тиск, під дією якого відкривається клапан *6* у порожнину *B*. При цьому корпус насоса *3* разом із вантажем піднімається угору. Тиск рідини у порожнинах *A* та *B* вирівнюється.

На поршень *1* домкрата знизу угору діє сила, яка дорівнює вазі вантажу, що піднімають, $G = mg$, на плунжер насоса *4* – сила P , яка спрямована донизу, яку визначаємо з умов рівноваги важеля:

$$P = R \cdot \frac{b}{a}$$

Якщо знехтувати вагою стовпа рідини між плунжером насоса та поршнем домкрата, то тиск робочої рідини у порожнинах *A* та *B* буде дорівнювати

$$p = \frac{4m \cdot g}{\pi \cdot D^2} = \frac{4P}{\pi \cdot d^2}$$

Звідси знаходимо теоретичну величину маси вантажу

$$m = \frac{P}{g} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2 = \frac{R}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2.$$

Оскільки при виводі формули для m не враховували сили тертя в насосі та циліндрі домкрата, то дійсна величина маси вантажу, який піднімають буде меншою m :

$$m_1 = m \cdot \eta = \frac{R}{g} \cdot \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot \eta = \frac{150}{9,81} \cdot \frac{600}{60} \cdot \left(\frac{180}{18}\right)^2 \cdot 0,68 = 10^4 \text{ кг}.$$

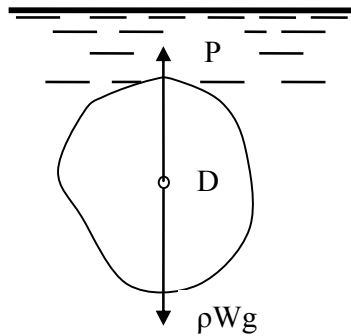
Тиск робочої рідини

$$p = \frac{4m_1 \cdot g}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,18^2} = 3,86 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

1.3. Закон Архімеда

1.3.1. Плавання тіл

Сила тиску рідини на занурене у неї тіло прикладена у центрі водотоннажності, спрямована вертикально угору та дорівнює вазі витісненої тілом рідини.



P – архімедова сила;
 ρW – водотоннажність.

Рис. 1.17. До закону Архімеда

$$P = \rho \cdot W \cdot g$$

де P – архімедова сила;

W – об’ємна водотоннажність;

ρW – водотоннажність.

Повністю занурене тіло опускається на дно при

$P < G$; (G – сила ваги тіла).

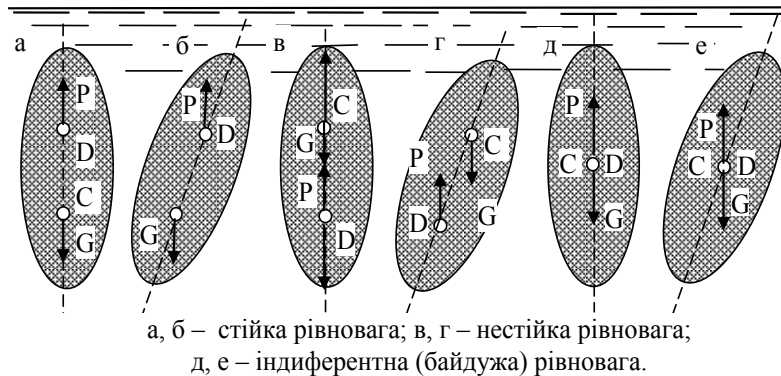
Повністю занурене тіло підніметься на поверхню при $P > G$;

Повністю занурене тіло знаходиться у стані рівноваги (плаває у рідині) при $P = G$;

Оскільки сила тяжіння тіла $G = mg$ (m – маса тіла), то умовою рівноваги повністю зануреного тіла є: $\rho W g = mg$, або $\rho W = m$, тобто водотоннажність має дорівнювати вазі тіла.

Умовою стійкої рівноваги є розміщення архімедової сили та сили ваги тіла на одній вертикалі так званої осі плавання. При відсутності такої умови (вісь плавання не є вертикальною) виникає пара сил, що за певних умов призводить до обертання зануреного повністю тіла. Здатність плаваючого тіла повернутися до початкового положення після припинення дії сили, яка викликає крен, називають стійкістю.

Рівновага тіла буде стійкою, якщо центр ваги C лежить нижче центру водотоннажності D (рис. 1.18 а, б); – нестійкою, якщо центр ваги C лежить вище центра водотоннажності D (рис.1.14 в, г) та байдужою, якщо центр ваги C співпадає з центром водотоннажності D (рис.1.18 д, е).



а, б – стійка рівновага; в, г – нестійка рівновага;
д, е – індиферентна (байдужа) рівновага.

Рис. 1.18. Рівновага та стійкість повністю занурених тіл.

У застосуванні до морських, річкових суден та інших плаваючих засобів стійкістю називають здатність судна повернутися у стан рівноваги після отримання крену.

Умови стійкості суден розглянуто на рис. 1.19, де прийнято такі терміни та означення:

WL – площа вантажної ватерлінії судна (площа плавання);

C – центр ваги судна;

AB – вісь плавання судна (лінія, яка проходить через центр рівноваги C та центр водотоннажності D у положенні рівноваги перпендикулярно до вільної поверхні рідини);

D – центр водотоннажності судна;

D_1 – центр водотоннажності в умовах крену судна;

M – метацентр судна (точка перетину осі плавання AB з вертикальною лінією дії архімедової сили, яку проведено через центр водотоннажності D_1);

h_m – метацентрична висота (відстань між центром ваги C та метацентром M . Збільшення h_m сприяє збільшенню стійкості судна);

R_m – метацентричний радіус;

e – ексцентриситет судна (відстань між центрами ваги та водотоннажності);

J – найменший момент інерції площини плавання.

Момент пари $P - G$, який прагне відновити рівновагу, є прямо пропорційним до метацентричної висоти. Величина метацентричної висоти

$$h_m = \frac{J_0}{V} - e; \quad (1.38)$$

Порівнюючи положення нахиленого судна, які наведено на рис. 1.19 б та в, звертаємо увагу на таке:

– при крені судна, як це наведено на схемі б, центр ваги водотоннажності D_1 переміщений праворуч від точки C , що призводить до виникнення моменту, який повертає судно до положення спокою. Метацентр M розташовано вище точки C .

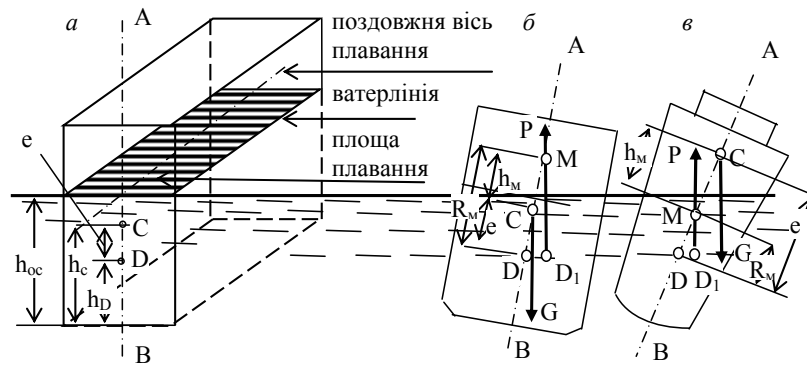


Рис. 1.19. Стійкість плаваючих тіл.

h_{oc} – осадка судна; h_c – відстань від найнижчої точки плаваючого тіла до його центру ваги; h_D – відстань від найнижчої точки плаваючого тіла або прийнятої площини відліку до його центру водотоннажності (у вертикальному положенні судна $h_D = 0,5 h_{oc}$).

– при збільшенні крену (схема в) центр водотоннажності D_1 займає положення ліворуч від точки C , що призводить до виникнення моменту, який перевертає судно. Метацентр M лежить нижче точки C .

Якщо метацентр лежить нижче центру ваги, тобто метацентрична висота негативна, то судно стійкості не має.

Судно вважають **стійким**, якщо $h_m > 0$, або $R_m > e$, та **нестійким** якщо $h_m < 0$, або $R_m < e$.

Величина метацентричного радіуса R_m для даного типу судна залежить від об'єму води, яка витіснена судном V_0 (об'ємна водотоннажність судна), та моменту інерції J площі вантажної ватерлінії відносно до горизонтальної поздовжньої осі, яка проходить через центр ваги цієї площі:

$$R_m = \frac{J}{V_0} \quad (1.39)$$

Збільшення величини метацентричного радіуса R_m у порівнянні з ексцентриситетом e збільшує стійкість судна.

1.3.2. Приклади розрахунків

1.3.2.1. Пристрій для відведення конденсату з відкритим зверху поплавком (рис. 1.20) працює на перепаді тиску 2 кгс/см^2 . Визначити наповнення поплавка V_x , при якому відбудеться відкриття клапана, якщо відомі: ємність поплавка $V = 5 \text{ л}$, діаметр отвору випускного клапана $d = 5 \text{ мм}$, маса поплавка $m = 1,5 \text{ кг}$. Густина конденсату $\rho_0 = 945 \text{ кг/м}^3$.

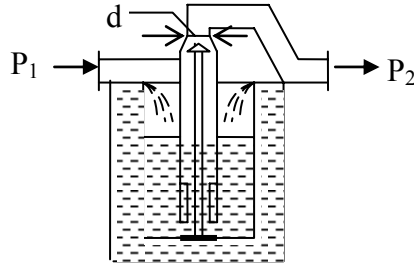


Рис. 1.20.

Рішення.

Поплавок буде знаходитись у рівноважному стані при умові

$$V \cdot \rho_0 \cdot g + (P_1 - P_2) \cdot f_{\text{кл}} = m \cdot g + V_x \cdot \rho_0 \cdot g,$$

де $V \cdot \rho_0 \cdot g$ – виштохувальна (архімедова) сила;
 $(P_1 - P_2) \cdot f_{\text{кл}}$ – сила, яка виникає за рахунок різниці тиску до та після клапана; $f_{\text{кл}}$ – площа перерізу клапана; mg – сила тяжіння поплавка; $V_x \cdot \rho_0 \cdot g$ – сила тяжіння води, яка заповнює поплавок.

Площа перерізу клапана

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,196 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Мінімальне наповнення поплавка, яке призводить до відкриття клапана,

$$V_x = V + \frac{(P_1 - P_2) \cdot f_{кл}}{\rho_0 \cdot g} - \frac{m}{\rho_0} = 5 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 0,196 \cdot 10^{-4}}{945 \cdot 9,81} - \frac{1,5}{945} = 4,355 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

1.3.2.2. Об'єм частини айсберга, яка підіймається над поверхнею моря, дорівнює $V_1 = 15 \text{ м}^3$. Визначити загальний об'єм айсберга V та глибину його зануреної частини h , якщо в плані він має форму прямокутника з розмірами $4 \times 2 \text{ м}$. Густина льоду $\rho_S = 920 \text{ кг/м}^3$; густина морської води $\rho_0 = 1030 \text{ кг/м}^3$.

Рішення.

Загальна вага айсберга $G = (V_1 + V_2) \cdot \rho_S \cdot g$, де V_2 – об'єм підводної частини айсберга.

Сила, яка виштовхує айсберг (архімедова сила), $P_A = V_2 \cdot \rho_0 \cdot g$;

Умова плавання айсберга $G = P_A$;

$$(V_1 + V_2) \cdot \rho_S \cdot g = V_2 \cdot \rho_0 \cdot g; \text{ звідки}$$

$$V_2 = \frac{V_1 \cdot \rho_S}{\rho_0 - \rho_S} = \frac{15 \cdot 920}{1030 - 920} = 125,5 \text{ м}^3.$$

Загальний об'єм айсберга $V = V_1 + V_2 = 15 + 125,5 = 140,5 \text{ м}^3$.

Глибина зануреної частини айсберга

$$h = \frac{125,5}{2 \cdot 4} = 15,7 \text{ м}.$$

1.3.2.3. Визначити глибину занурення та перевірити стійкість дерев'яного бруска розмірами $10 \times 10 \times 30 \text{ см}$, який плаває у воді (рис. 1.21). Питома вага бруска $\gamma_1 = 0,008 \text{ Н/см}^2$.

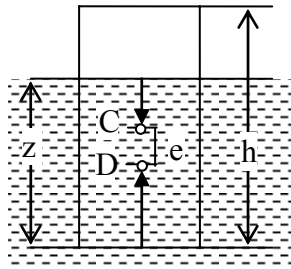


Рис. 1.21.

Рішення.

Тіло плаває на поверхні при умові

$$\frac{V_Z}{V_h} = \frac{\gamma_1}{\gamma_h} \text{ або } \frac{10 \cdot 10 \cdot Z}{10 \cdot 10 \cdot 30} = \frac{0,008}{0,01}, \text{ звідки}$$

$$Z = 30 \cdot 0,8 = 24 \text{ см};$$

$$V_W = 10 \cdot 10 \cdot 24 = 2400 \text{ см}^3;$$

$$J = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{10 \cdot 10^3}{12} = 833 \text{ см}^4;$$

$$R_M = \frac{J}{V_W} = \frac{833}{2400} = 0,35 \text{ см.}$$

Центр ваги бруска C знаходиться на половині його висоти, тобто на відстані 15 см від низу бруска. Центр водотоннажності D лежить на половині висоти зануреної частини, тобто на висоті 12 см від низу.

Таким чином: $CD = e = 15 - 12 = 3 \text{ см}$. Оскільки $0,35 < 3$ тобто $R_M < e$, то маємо випадок нестійкої рівноваги, брусок не буде плавати і перевернеться.

Після перевертання бруска:

$$Z^1 = 10 \cdot 0,8 = 8 \text{ см.}$$

$$V_W^1 = 30 \cdot 10 \cdot 8 = 2400 \text{ см}^3;$$

$$J^1 = \frac{b^1 \cdot h^3}{12} = \frac{30 \cdot 10^3}{12} = 2500 \text{ см}^4;$$

$$R_M^1 = \frac{J^1}{V_W^1} = \frac{2500}{2400} = 1,04 \text{ см};$$

$C'D' = e = 5 - 4 = 1$ см. Оскільки $R_M^1 > e$, то брусок буде плавати у стані стійкості.

1.3.2.4. Довжина понтона (рис. 1.22) $l = 5$ м, ширина $b = 2,5$ м, висота $h = 1$ м, вага $G = 8$ кН. Перевірити понтон на стійкість, якщо при максимальному навантаженні G' висота борта над ватерлінією $\Delta h = 0,4$ м, центр ваги розташований на відстані $h_c^1 = 0,5$ м, а центр ваги додаткового навантаження – на відстані $\Delta h'' = 2,5$ м від днища понтона. Густина води $\rho_0 = 1000$ кг/м³.

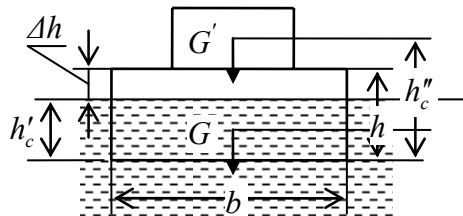


Рис. 1.22.

Рішення.

Величина додаткового навантаження з умов рівноваги понтона

$$G + G^1 = \rho_0 \cdot g \cdot V, \quad \text{де}$$

$V = b \cdot l(h - \Delta h) = 2,5 \cdot 5(1 - 0,4) = 7,5$ м³ – об'єм зануреної у воду частини понтона.

$$G' = \rho_0 \cdot g \cdot V - G = 1000 \cdot 9,81 \cdot 7,5 - 8000 = 6,55 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Відстань центра ваги понтона з вантажем від його днища

$$h_c = \frac{G \cdot h_c^1 + G' \cdot h_c''}{G + G'} = \frac{8 \cdot 0,5 + 65,5 \cdot 2,5}{8 + 65,5} = 2,28 \text{ м.}$$

Відстань центра ваги витісненого об'єму рідини від нижньої площини понтона

$$h_d = 0,5(h - \Delta h) = 0,5(1 - 0,4) = 0,3 \text{ м.}$$

Відстань від центра ваги понтона до центра водотоннажності

$$e = h_c - h_d = 2,28 - 0,30 = 1,98 \text{ м.}$$

Метацентрична висота

$$h_M = \frac{J}{V} - e = \frac{l \cdot b^3}{12V} - e = \frac{5 \cdot 2,5^3}{12 \cdot 7,5} - 1,98 = -1,11 \text{ м.}$$

Понтон не є стійким, оскільки має негативну метацентричну висоту.

1.3.2.5. Довжина прямокутного понтона $l = 30$ м, ширина $b = 20$ м. Визначити осадку понтона при плаванні у воді h , якщо його власна вага з вантажем $G = 12 \cdot 10^3$ кН.

Рішення.

З умов плавучості водотоннажність понтона P має дорівнювати G , тобто $P = G = 12 \cdot 10^3$ кН. Об'єм зануреної частини понтона $V = l \cdot b \cdot h$; $P = \gamma \cdot V$;

$$\gamma - \text{питома вага води} = 10 \text{ кН/м}^3. \quad 12 \cdot 10^3 = 10^3 \cdot 20 \cdot 30 \cdot h;$$

$$h = \frac{12 \cdot 10^3}{10 \cdot 20 \cdot 30} = 2 \text{ м.}$$

1.4. Відносний спокій рідини

1.4.1. Аналіз основних випадків

На рідину, яка заповнює посудину, що рухається у горизонтальному напрямку із сталим прискоренням, діють сила тяжіння та сила інерції. В цьому випадку вільна поверхня рідини являє собою похилу площину, рівняння якої виглядає як

$$z = -\frac{a}{g} \cdot x + C; \quad (1.40)$$

де C – стала величина; a – прискорення посудини.

Гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини

$$p = p_0 + \rho_0 \cdot g \cdot h; \quad (1.41)$$

де h – відстань від точки до вільної поверхні по вертикалі.

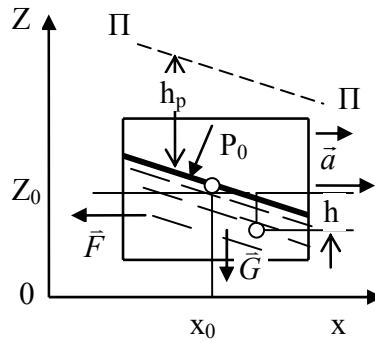


Рис. 1.23.

П'езометрична площина або поверхня рівня, на всіх точках якої тиск дорівнює атмосферному, проходить паралельно вільній поверхні на висоті

$$h_p = \frac{p_0 - p_a}{\rho_0 \cdot g}; \text{ якщо тиск на вільній поверхні } p_0 > p_a,$$

$$\text{або на глибині } h_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_0}{\rho_0 \cdot g} \text{ під вільною поверхнею,}$$

якщо $p_0 < p_a$.

В цьому випадку сила тиску на плоску стінку

$$P = (p_0 + \rho_0 \cdot g \cdot h'_c) \cdot S = \rho_0 \cdot g \cdot h_c \cdot S; \quad (1.42)$$

де h'_c та h_c – відстань по вертикалі від центра ваги стінки до вільної поверхні та до п'езометричної площини відповідно.

1.4.2. Силу тиску на криволінійну поверхню знаходять, виходячи з умов динамічної рівноваги об'єму рідини V , який вміщено між криволінійною поверхнею та площиною, проведеною через граничний контур поверхні (на рис. 1.20 заштриховано):

$$\vec{P} = \vec{P}_1 + \vec{F} + \vec{G}; \quad (1.43)$$

де \vec{P}_1 – сила тиску на плоский переріз АВ, який визначають за допомогою формули (1.41); $\vec{F} = \rho_0 \cdot a \cdot V$ – сила інерції; $\vec{G} = \rho_0 \cdot g \cdot V$ – вага рідини.

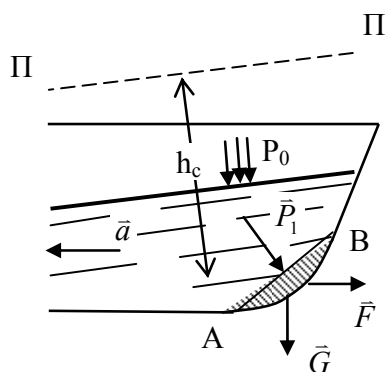


Рис. 1.24.

1.4.3. На будь-яку частинку рідини, яка заповнює посудину, що обертається навколо своєї вертикальної осі, крім сили тяжіння діє відцентрова сила інерції

$$\Delta F = \Delta m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (1.44)$$

яку можна розкласти на складові

$$\Delta F_x = \Delta m \cdot \omega^2 \cdot x, \quad \Delta F_y = \Delta m \cdot \omega^2 \cdot y^2, \quad (1.45)$$

де Δm – маса частинки; ω – кутова швидкість; r – відстань частинки від осі обертання, x та y – проекції вектора r на осі координат так що $x^2 + y^2 = r^2$.

Отже проекції прискорення масових сил на осі координат у нашому випадку дорівнюють

$$X = \omega^2 x, \quad Y = \omega^2 y, \quad Z = -g.$$

Якщо підставити значення X , Y та Z у диференціальне рівняння рівноваги $dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$ та проінтегрувати, то отримаємо

$$p = p_0 + \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot r^2 - \rho \cdot g(z - z_0) \quad (1.46)$$

де p_0 – тиск на вільній поверхні, z_0 – вершина параболоїда обертання.

У довільній точці, яка розташована на глибині h під поверхнею рідини, тиск

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h \quad (1.47)$$

Поверхні рівня є параболоїдами обертання. Рівняння вільної поверхні рідини має вигляд

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 \cdot r^2}{2g}. \quad (1.48)$$

При $p = p_a$ п'єзометрична поверхня співпадає з вільною поверхнею рідини. У повністю заповненій закритій посудині вільна поверхня відсутня і п'єзометрична поверхня проходить через точку рідини, в якій тиск дорівнює атмосферному (напр., через рівень у відкритому п'єзометрі, де $p = p_a$).

У посудині радіусом R висота параболоїда обертання

$$H = \frac{\omega^2 \cdot R^2}{2g}. \quad (1.49)$$

Об'єм параболоїда обертання

$$V = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot H}{2}. \quad (1.50)$$

1.4.2. Приклади розрахунків

1.4.2.1. Вантажний автомобіль-самоскид у кузові довжиною $l = 2,6$ м, шириною $b = 1,8$ м та висотою $h = 0,8$ м перевозить цементний розчин густиною $\rho_s = 2200$ кг/м³, який заповнює кузов на $\frac{3}{4}$ його висоти. Визначити довжину шляху розгону автомобіля та максимальне прискорення, щоб не допустити виплескування цементного розчину з кузова самоскиду.

Рішення.

На цементний розчин у кузові самоскиду діють сила тяжіння G , спрямована донизу, та сила інерції $F = ma$. Підставимо у диференціальне рівняння поверхні рівня значення $X = -a$, $Y = 0$, $Z = -g$

$-adx + 0dy - gdz$ і після інтегрування отримаємо

$$z = -\frac{a}{g} \cdot x + C, \text{ де } \frac{a}{g} = \operatorname{tg}\varphi - \text{тангенс кута нахилу вільної}$$

поверхні розчину до горизонту, значення якого не може перевищувати величини

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\Delta h}{0,5l} = \frac{0,25h}{0,5l} = \frac{0,25 \cdot 0,8}{0,5 \cdot 2,6} = 0,154.$$

Отже, максимальне прискорення автомобіля

$$a = g \cdot \operatorname{tg} \varphi = 9,81 \cdot 0,154 = 1,51 \text{ м/с}^2.$$

Довжину шляху розгону автомобіля визначимо з рівнянь рівноприскореного руху:

$$L = \frac{a \cdot t^2}{2}, \quad v = a \cdot t. \quad L = \frac{v^2}{2a} = \frac{\left(\frac{40000}{3600}\right)^2}{2 \cdot 1,51} = 41 \text{ м.}$$

Сила тиску розчину на задній борт

$$P = \rho_s \cdot g \cdot h_c \cdot S = 2200 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,8}{2} \cdot 1,8 \cdot 0,8 = 1,24 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

1.4.2.2. Рухома цистерна радіусом $R = 0,75$ м та довжиною $L = 3$ м заповнена водою на висоту $h = 1$ м. Цистерна рухається горизонтально з прискоренням $a = 1,5 \text{ м/с}^2$ (рис. 1.25).

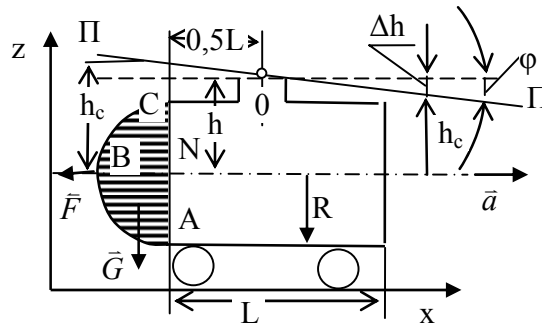


Рис. 1.25.

Визначити сили тиску на плоску та сферичну кришки цистерни.

Рішення.

П'єзометрична площина проходить через точку O , де тиск дорівнює атмосферному. Кут нахилу φ до горизонту знайдемо з рівняння, отриманого інтегруванням диференціального рівняння поверхні рівня

$Xdx + Ydy + Zdz = 0$, в якому $X = -a$, $Y = 0$, $Z = -g$.

$$z = -\frac{a}{g} \cdot x + C, \quad \operatorname{tg} \varphi = -\frac{a}{g} = \frac{1,5}{9,81} = 0,153.$$

Сила надлишкового тиску води на плоску стінку

$$P_1 = \rho_0 \cdot g \cdot h_c \cdot S,$$

де $h_c = h - \Delta h = 0,5L \cdot \operatorname{tg} \varphi = 1 - 0,5 \cdot 3 \cdot 0,153 = 0,77$ м – відстань по вертикалі від п'єзометричної площини $\Pi - \Pi$ до центру тяжіння кришки

$$P_1 = \rho_0 \cdot g \cdot h_c \cdot \pi \cdot R^2 = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,77 \cdot 3,14 \cdot 0,75^2 = 13000 \text{ Н}.$$

Силу тиску на сферичну кришку знайдемо з умов відносної рівноваги рідини в об'ємі V (на рисунку заштриховано)

$\vec{P}_2 = \vec{N} + \vec{G} + \vec{F}$, де \vec{N} – сила тиску на плоский переріз АС, яка дорівнює

$$\begin{aligned} N &= \rho_0 \cdot g \cdot h_a \cdot S = \rho_0 \cdot g(h + 0,5 \cdot 3 \cdot \operatorname{tg} \varphi) \cdot \pi \cdot R^2 = \\ &= 1000 \cdot 9,81(1 + 0,5 \cdot 3 \cdot 0,153) \cdot 3,14 \cdot 0,75^2 = 21000 \text{ Н} \end{aligned}$$

G – вага рідини об'ємом V , яка дорівнює

$$\begin{aligned} G &= \rho_0 \cdot g \cdot V = \rho_0 \cdot g \cdot \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot R^3 = \\ &= 1000 \cdot 9,81 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,75^3 = 8650 \text{ Н} \end{aligned}$$

F – сила інерції рідини об'ємом V , яка дорівнює

$$\begin{aligned} F &= \rho_0 \cdot a \cdot V = \rho_0 \cdot a \cdot \frac{2}{3} \pi \cdot R^3 = \\ &= 1000 \cdot 1,5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,75^3 = 1320 \text{ Н} \end{aligned}$$

Повна сила тиску на сферичну кришку

$$P_2 = \sqrt{(N + F)^2 + G^2} = \sqrt{(21300 + 1320)^2 + 8650^2} = 24200 \text{ Н}.$$

1.4.2.3. При бурінні свердловини розкрито водоносний горизонт. Глибина залягання покрівлі водоносного пласта $h_{nl} = 100$ м. Глибина залягання його підосви $h_{nd} = 250$ м. Глибина

статичного рівня води $h_{cm} = 30$ м. Позначка поверхні землі устя свердловини $A_3 = 375$ м. Атмосферний тиск на поверхні статичного рівня 760 мм рт. ст. Визначити п'єзометричну висоту тиску над покрівлею пласта h_{nn} та над його підшовою h_{nu} , а також визначити п'єзометричний H_n та гідростатичний H_z напори.

Рішення.

П'єзометрична висота тиску над покрівлею пласта:

$$h_{nn} = h_{nm} - h_{cm} = 100 - 30 = 70 \text{ м.}$$

П'єзометрична висота тиску над підшовою пласта:

$$h_{nu} = h_{nd} - h_{cm} = 250 - 30 = 220 \text{ м.}$$

Виходячи з основного рівняння гідростатики та його геометричної інтерпретації, визначаємо зведену висоту тиску над покрівлею та підшовою водоносного пласта

$$h_{зв.п.} = h_{nn} + p_a / \gamma; \text{ та } h_{зв.нд.} = h_{nu} + p_a / \gamma;$$

Якщо мати на увазі, що атмосферний тиск 760 мм рт. ст. дорівнює 0,101 МПа, а питома вага води $9,81 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$, то

$$h_{зв.п.} = 70 + \frac{0,101 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 10^3} = 80,3 \text{ м.}$$

$$h_{зв.нд.} = 220 + \frac{0,101 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 10^3} = 230,3 \text{ м.}$$

Визначимо абсолютну позначку покрівлі пласта:

$$A_n = A_3 - h_{nl} = 375 - 100 = 275 \text{ м.}$$

З цього виходить, що

$$H_n = h_{nn} + A_n = 70 + 275 = 345 \text{ м.}$$

$$H_z = H_n + p_a / \gamma = 345 + \frac{0,101 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 10^3} = 355,3 \text{ м.}$$

1.5. Гідродинаміка

1.5.1. Основні визначення

Гідродинаміка є розділом гідромеханіки, який вивчає рух нестисливих рідин під дією зовнішніх сил та механічну взаємодію між рідиною та твердими тілами при їх відносному русі.

Рух рідини вважають усталеним, якщо швидкість та тиск у будь-якій точці простору, зайнятого рідиною, із спливанням ча-

су не змінюються. При неусталеному русі рідини швидкість та тиск із плином часу змінюються.

До основних характеристик потоку відносять: площу живого перерізу F , м²; змочений периметр або периметр живого перерізу – лінія, якою переріз прилягає до стінок, які його обмежують, χ , м; гідравлічний радіус $R = F/\chi$, м.

Витрата потоку (об'ємна $Q = V/t$ або масова $G = m/t$) – кількість рідини, яка протікає через живий переріз у одиницю часу, м³/год; кг/год. Швидкість потоку також може бути об'ємною ($u = Q/F$) або масовою ($u_m = G/F = u\rho$). В інженерних розрахунках використовують параметр $u_{cp} = Q/F$ – середню швидкість потоку, тобто однакову для всіх точок перерізу швидкість, при якій витрата дорівнює дійсній витраті. При усталеному русі через будь-який переріз потоку проходить одна й та ж кількість рідини (рівняння нерозривності потоку)

$$u_1 \cdot F_1 = u_2 \cdot F_2 = u_n \cdot F_n = const, \quad (1.51)$$

звідки виходить, що середні швидкості потоку обернено пропорційні площам відповідних живих перерізів $\frac{u_1}{u_2} = \frac{F_2}{F_1}$.

Розрізняють ламінарний режим руху рідини, при якому частинки рідини, рухаючись з різними швидкостями паралельно осі трубопроводу, не перемішуються, та турбулентний – хаотичний неупорядкований. При турбулентному русі поряд з основним поступальним рухом рідини вздовж трубопроводу відбуваються поперечні переміщення та обертальні рухи (завихрювання) частинок, що приводить до інтенсивного перемішування рідини у трубопроводі.

Визначає режим руху рідини критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{u \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{u \cdot D}{\nu}; \quad (1.52)$$

де: D – внутрішній діаметр труби, м; ρ – густина рідини, кг/м³; μ – динамічна в'язкість, Н·с/м²; ν – кінематична в'язкість, м²/с.

Критерій Рейнольдса у випадку течії рідини в каналах довільного перерізу визначають введенням у формулу (1.51) гідравлічного радіусу $R = D/4$.

$$Re^* = \frac{4u \cdot R}{\nu} \quad (1.53)$$

У трубах круглого перерізу при $Re < 2300$ (критичне число Рейнольдса) режим руху рідини ламінарний, а при $Re > 2300$ – турбулентний.

Основним енергетичним законом гідравліки, який визначає зв'язок між тиском та швидкістю у рухомому потоці рідини, є рівняння Бернуллі

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \frac{u_2^2}{2g} + h_{n1-2} \quad (1.54)$$

Всі члени цього рівняння мають розмірність довжини (метр стовпа рідини, яку перекачують).

В цьому рівнянні z – геометричний напір, енергія положення частинки над площиною відліку, м; $p/\rho g$ – п'єзометричний напір, м; $z + p/\rho g$ – гідростатичний напір, повний запас потенціальної енергії 1 кг рідини, м; $u^2/2g$ – швидкісний напір, питома кінетична енергія 1 кг рідини, м; α – відношення дійсної кінетичної енергії потоку, яку обчислено за значеннями місцевих швидкостей, до величини кінетичної енергії, яку обчислено за значеннями середньої швидкості. Для ламінарного потоку $\alpha = 2$, а для турбулентного $\alpha = 1,04 \div 1,13$.

$$z + \frac{p}{\rho \cdot g} + \alpha \frac{u^2}{2g} = H - \text{напір потоку у відповідному пере-}$$

різі, питома енергія, яку переносить потік через переріз. $h_{n1-2} = h_L + h_M$ – втрати напору на гідравлічні опори, зменшення питомої енергії потоку між перерізами 1 та 2, які складаються з втрат напору на тертя по довжині трубопроводу h_L та втрат напору у місцевих опорах h_M .

У відкритому потоці вимірювання швидкості здійснюють за допомогою трубки Піто (рис.1.26)

Швидкість потоку у точці розташування нижнього отвору трубки Піто $u = \varphi \sqrt{2gh}$, де φ – коефіцієнт, який враховує параметри реальної рідини та конструктивні особливості трубок; h – висота рідини у трубці, м.

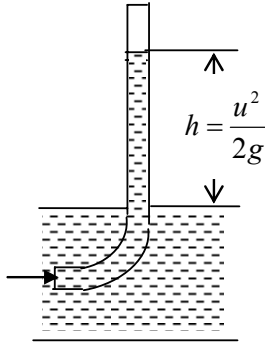


Рис. 1.26. Трубка Піто.

У довгих трубопроводах та каналах довільного перерізу вимірювання витрати рідини здійснюють за допомогою водоміра Вентурі (рис. 1.27).

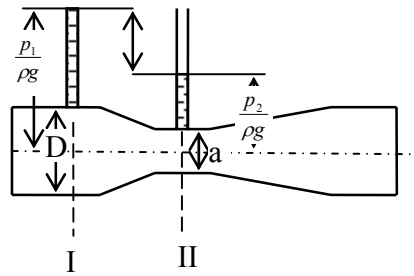


Рис. 1.27. Водомір Вентурі.

Вимірюють Δh – різницю п'езометричних напорів у перерізах I та II. Втрати напору на цій ділянці приймаємо $h_{em} = 0$ і $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

З рівняння Бернуллі $u_2^2 - u_1^2 = 2g\Delta h$. Швидкість у перерізі I знаходять шляхом розв'язання цього рівняння з рівнянням нерозривності потоку

$$u_1 = \frac{\sqrt{2g\Delta h}}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}, \text{ де } \omega_1 \text{ та } \omega_2 - \text{відповідно площа перері-}$$

зів I та II.

Витрату рідини, яка протікає через прилад, визначають як добуток швидкості u_1 на площу перерізу ω_1 :

$$Q = u_1 \cdot \omega_1 = \omega_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}}. \quad (1.55)$$

З урахуванням коефіцієнта витрати ($\mu = 0,96-0,98$) формула (1.54) приймає вигляд

$$Q = \mu \cdot \omega_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}}. \quad (1.56)$$

При течії реальної рідини у трубі частина гідравлічного напору витрачається на подолання лінійних h_L та місцевих гідравлічних опорів.

$$h_L = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (1.57)$$

де L – довжина трубопроводу; D – внутрішній діаметр трубопроводу; u – середня швидкість потоку; λ – безрозмірний коефіцієнт опору на тертя.

Для ламінарного руху рідини

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \text{ (формула Пуазейля)} \quad (1.58)$$

Якщо підставити (1.58) у (1.57), то втрати напору при ламінарному русі

$$h_L = \frac{32\nu \cdot L}{g \cdot D^2} \cdot u. \quad (1.59)$$

Таким чином, втрати напору на тертя при ламінарному русі пропорційні середній швидкості та довжині труби.

Щодо турбулентного режиму течії, то, на відміну від ламінарного режиму, коефіцієнт гідравлічного тертя у загальному випадку залежить не лише від числа Рейнольдса, але й від стану внутрішньої поверхні труби (шорсткості), ступінь чистоти якої визначає середня висота виступів Δ (абсолютна шорсткість) або відношення середньої висоти виступів до діаметра

(радіуса) труби Δ / D або Δ / r (відносна шорсткість). Найбільш повною мірою цю залежність характеризують графіки І. Нікурадзе (рис. 1.28).

Як можна бачити з цих графіків, при ламінарному режимі ($Re < 2300$, $\lg Re < 3,3$) незалежно від величини Δ/r всі експериментальні точки лежать на прямій лінії І, що відповідає формулі (1.55). Це свідчить про те, що шорсткість не впливає на гідравлічний опір.

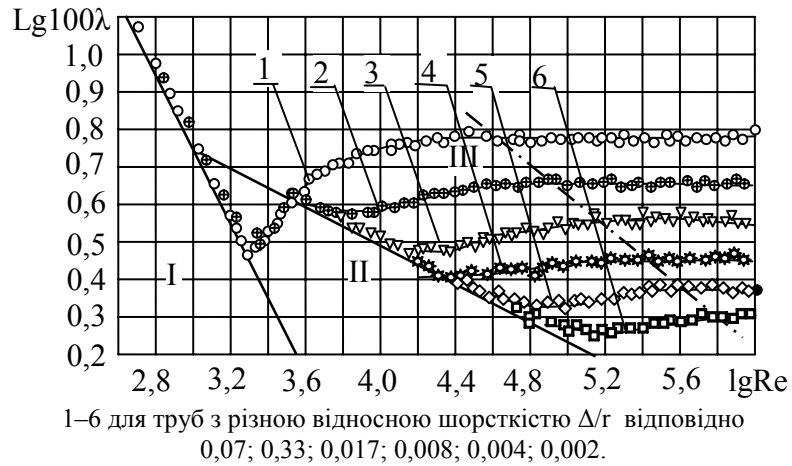


Рис. 1.28. Графіки І. Нікурадзе.

В інтервалі $Re \approx 2300 \div 3000$ ($\lg Re = 3,3 \div 3,5$) при переході від ламінарного до турбулентного руху із збільшенням числа Рейнольдса Re відбувається збільшення коефіцієнта λ , але опір, як і в попередньому випадку, не залежить від шорсткості. При переході до турбулентного режиму руху ($\lg Re > 3,5$) та збільшенні шорсткості ($\Delta/r = 0,07 \div 0,033$) характер кривих $\lambda = f(Re)$ різко змінюється і вони перетинають пряму лінію ІІ, вздовж якої розташовано точки, які характеризують коефіцієнт λ для випадку $\Delta/r = 0,017 \div 0,002$. Крива ІІ характеризує, таким чином, режим, при якому граничний шар покриває виступи шорсткості і створює для рухомого ядра потоку поверхню, подібну до гладенької труби. Такий режим називають режимом гідравлічно гладь-

ких труб, для якого при $Re = 10^4 \div 10^5$ широко застосовується формула Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}; \quad (1.60)$$

при $Re > 10^5$ – формула Нікурадзе

$$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (1.61)$$

Із збільшенням швидкості руху рідини і, відповідно, числа Рейнольдса товщина граничного шару зменшується, він вже не покриває виступи шорсткості, які входять у ядро потоку, викликаючи завихрювання та зрив струменів, що теж впливає на величину гідравлічного опору. Область між прямими I та II ($2300 < Re < Re_{гр}$), для якої $\lambda = f(Re, \Delta/r)$, називають перехідною областю. В цій зоні для визначення коефіцієнта гідравлічного опору використовують формулу А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_e}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (1.62)$$

де k_e – еквівалентна рівномірна зерниста шорсткість, яку у залежності від матеріалу і стану поверхні труб приймають за таблицями, мм.

Таблиця 1.6. – Значення еквівалентної шорсткості

Вид стінки	k_e , мм
Дуже гладенька поверхня	< 0,1
Скляні, латунні, мідні, свинцеві та нові сталеві труби	0,1 – 0,2
Дерев'яні, бетонні, асбоцементні, залізобетонні та нові чавунні водопровідні труби	0,2 – 0,5
Сталеві та чавунні труби після використання	0,5 – 1,0
Клепані сталеві труби, каналізаційні труби	1 – 2
Забруднені каналізаційні труби	2 – 5

При подальшому збільшенні швидкості у зоні праворуч від кривої III величина коефіцієнта λ залежить лише від шорсткості Δ/r і не залежить від числа Рейнольдса Re . Для цієї зони характерна квадратична залежність між втратами напору та швидкістю.

Для шорстких труб у квадратичній зоні використовують формулу Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} . \quad (1.63)$$

Швидкість потоку, характерна для області квадратичного закону опору, визначають з формули

$$\text{Re} = \frac{u_{\text{гран}} \cdot D}{\nu} = 568 \frac{D}{\Delta}, \text{ звідки } u_{\text{гран.}} = 568 \frac{\nu}{\Delta}. \quad (1.64)$$

Широко використовується в інженерній практиці формула Шезі для визначення середньої швидкості u сталого, рівномірного потоку рідини, що відповідає, як правило, квадратичній області опору,

$$u = C \sqrt{R \cdot i}; \quad (1.65)$$

де C – коефіцієнт Шезі, $\text{м}^{0,5} \text{с}^{-1}$.

Найбільш придатною для визначення C є формула Н.Н. Павловського

$$C = \frac{1}{n} \cdot R^y; \quad (1.66)$$

де n – коефіцієнт шорсткості (приймають за таблицями, $n = 0,01 \div 0,017$); R – гідравлічний радіус; y – показник степені. Для орієнтовних розрахунків:

$$R = 0,1 \div 1,0 \text{ м}, \quad y = 1,5 \sqrt{n}; \quad R = 1,0 \div 3,0 \text{ м}, \quad y = 1,3 \sqrt{n}.$$

1.5.2. Приклади розрахунків

1.5.2.1. Визначити режим течії у трубі з внутрішнім діаметром $D = 0,2$ м при середній швидкості потоку $u = 0,36$ м/с. Кінематична в'язкість води $\nu = 1,2 \cdot 10^{-6}$.

Рішення.

$$\text{Re} = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{0,36 \cdot 0,2}{1,2 \cdot 10^{-6}} = 60000.$$

Оскільки $60000 > 2300$, то режим течії турбулентний.

1.5.2.2. На осі водопровідної труби встановлено трубку Піто з диференціальним ртутним манометром. Визначити мак-

симальну швидкість руху води в трубопроводі u_{\max} , якщо різниця рівнів ртуті у манометрі дорівнює $\Delta h = 10$ мм.

Рішення.

Трубка Піто вимірює швидкісний напір $H = \frac{u_{\max}^2}{2g}$. Для

визначення P запишемо рівняння рівноваги у диференціальному ртутному манометрі

$$p_1 + \Delta h \cdot \rho_{pm} \cdot g = p_2 + \Delta h \cdot \rho_0 \cdot g,$$

де p_1 та p_2 – тиск у трубках диференційного ртутного манометра на рівні верхньої позначки ртуті; ρ_0 та $\rho_{рт}$ – густина води (1000 кг/м^3) та ртуті (13600 кг/м^3) відповідно.

Звідси

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_0 \cdot g} = \Delta h \left(\frac{\rho_{pm}}{\rho_0} - 1 \right) = 0,01 \cdot \left(\frac{13600}{1000} - 1 \right) = 0,126;$$

Максимальна швидкість у трубці

$$u_{\max} = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,126} = 2,47 \text{ м/с.}$$

1.5.2.3. Визначити висоту підйому води h у трубці діаметром $d = 175$ мм, яка одним кінцем приєднана до звуженого перерізу трубопроводу, а другим занурена у воду. Витрата води у трубці $Q = 0,05$ м³/с, надлишковий тиск $p_1 = 30 \cdot 10^3$ Па, діаметр звуженої ділянки труби $d_2 = 100$ мм.

Рішення.

Рівняння Бернуллі для перерізів нормального та звуженого трубопроводів відносно до осі труби при $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ та нехтуванні втратами напору

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}.$$

Виходячи з умов нерозривності потоку $u_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$ та

$u_2 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_2^2}$, після перетворення маємо

$$h = \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{4^2 \cdot Q^2}{2g \cdot \pi^2} \left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{d_2^4} \right) = \frac{30 \cdot 10^3}{98100} +$$

$$+ \frac{16 \cdot 0,05^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,14^2} \cdot \frac{1}{0,175^4} - \frac{1}{0,1^4} = -0,85 \text{ м.}$$

Величина – 0,85 м виражає вакууметричну висоту, на яку підніметься вода у трубі.

1.5.2.4. Визначити теоретичну витрату води, якщо різниця напорів у великому та малому перерізах водоміра Вентурі $\Delta h = 500$ мм рт. ст. Діаметр трубопроводу $D = 300$ мм, діаметри циліндричної ділянки витратомірнику $d = 100$ мм.

Рішення.

Виходячи з формули (1.54)

$$\Delta h = \frac{\Delta h_{mp} (\rho_{pm} - \rho_0) g}{\rho_0 \cdot g} = \frac{0,5(13,6 - 1,0)10^3}{1 \cdot 10^3} = 6,3 \text{ м.}$$

Витрата води

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 6,3}{\left(\frac{0,3^2}{0,1^2}\right) - 1}} = 0,08715 \text{ м}^3/\text{с.}$$

1.6. Місцеві опори

Місцеві опори, які створюють фасонні частини, арматура та інше обладнання трубопровідної мережі, визначають за формулою

$$h_M = \zeta \frac{u^2}{2g}; \quad (1.67)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору.

Повна втрата напору у трубопроводі $H = h_L + \Sigma h_M$.

Коефіцієнти місцевих опорів наведено нижче.

1.6.1. Зміна перерізу потоку

1.6.1.1. Раптове розширення трубопроводу .

Коефіцієнт опору визначається за формулою

$$\zeta = \alpha_1 \left(\frac{D_2^2}{D_1^2} - 1 \right)^2, \quad (1.68)$$

де α_1 – коефіцієнт кінетичної енергії у вузькому перерізі труби.

Таблиця 1.7. – Значення ζ/α_1 для раптового розширення трубопроводу

D_2/D_1	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5
$\frac{\zeta_{p.p.}}{\alpha_1} = \left(\frac{D_2^2}{D_1^2} - 1 \right)^2$	0	0,31	1,56	4,24	9	16,4	27,5	42,7	64	126
$\zeta_{p.p.} = \left(\frac{D_1^2}{D_2^2} - 1 \right)^2$	0	0,13	0,31	0,45	0,56	0,64	0,7	0,75	0,79	0,84

Для визначення коефіцієнтів опору у випадку не круглих перерізів замість відношення квадратів діаметрів приймають відношення відповідних площин

$$\xi_{p.p.} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2, \quad (1.69)$$

де: ω_1 та ω_2 – площа перерізу труби до та після розширення, відповідно.

Таблиця 1.8. – Значення ζ в залежності від співвідношення ω_2/ω_1

ω_2/ω_1	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
ζ	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

1.6.1.2. При раптовому звуженні трубопроводу ζ визначається за формулою при $D_2 > 0,5D_1$

$$\xi_{p.зв.} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2; \quad (1.70)$$

де ε – коефіцієнт стиснення струменя при вході у вузьку трубу, який визначають за формулою:

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{D_2^2}{D_1^2}} \quad (1.71)$$

при $D_2 < 0,5D_1$

$$\zeta_{p.зв.} = 0,5 \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right). \quad (1.72)$$

Таблиця 1.9. – Значення коефіцієнта раптового звуження трубопроводу

D_2/D_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta_{p.зв.}$	0,5	0,49	0,46	0,43	0,4	0,35	0,29	0,22	0,14	0

1.6.1.3. Вхід у трубу з резервуара при:
гострих ребрах – $\zeta_{вх.} = 0,50$;

Таблиця 1.10. – Коефіцієнт входу у трубу з резервуара

$\frac{l}{D}$	$\zeta_{вх}$ при значеннях δ/D			
	0	0,012	0,024	0,05
0	0,5	0,5	0,5	0,5
0,01	0,68	0,55	0,52	0,5
0,05	0,82	0,63	0,54	0,5
0,15	0,90	0,72	0,60	0,5
$\geq 0,5$	1,00	0,83	0,68	0,5

l – довжина частини труби у резервуарі; δ – товщина стінки труби;

D – внутрішній діаметр труби.

Таблиця 1.11. – Коефіцієнт опору входу в трубу з заокругленими кромками

Тип входу	$\zeta_{вх}$ при значеннях r/D					
	0	0,02	0,06	0,10	0,16	0,22
Вхід врівень із стінкою	0,5	0,35	0,2	0,11	0,05	0,03
Вільний вхід	1,0	0,70	0,32	0,15	0,05	0,03

r – радіус заокруглення.

Таблиця 1.12. – Коефіцієнт опору конічного входу врівень із стінкою (рис. 1.29 а)

Кут конусності, α°	$\zeta_{к.вх}$ при значеннях l/D					
	0,025	0,05	0,075	0,10	0,25	0,50
0	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
10	0,47	0,44	0,42	0,38	0,36	0,28
20	0,44	0,39	0,34	0,31	0,26	0,18
40	0,41	0,32	0,26	0,21	0,16	0,10
60	0,40	0,30	0,23	0,18	0,15	0,14
90	0,45	0,42	0,39	0,37	0,35	0,33
180	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

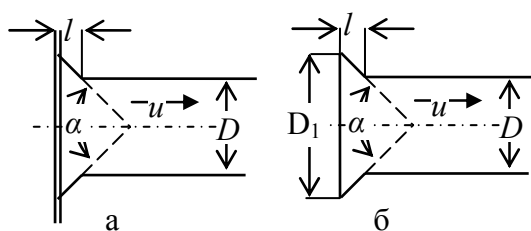


Рис. 1.29. Варіанти конічного входу

Таблиця 1.13. – Коефіцієнт опору вільного конічного входу (рис. 1.29 б)

Кут конусності, α°	$\zeta_{к.вх}$ при значеннях l/D							
	0,025	0,05	0,075	0,10	0,15	0,25	0,6	1,0
0	1	1	1	1	1	1	1	1
10	0,97	0,93	0,86	0,81	0,78	0,70	0,50	0,35
20	0,93	0,86	0,74	0,65	0,56	0,44	0,27	0,19
40	0,86	0,74	0,57	0,47	0,30	0,20	0,14	0,10
60	0,80	0,68	0,50	0,41	0,25	0,17	0,13	0,10
90	0,72	0,60	0,48	0,41	0,27	0,20	0,18	0,15
180	0,5	0,5	0,5	0,50	0,5	0,5	0,5	0,5

1.6.1.4. Поступове розширення трубопроводу (дифузор)
Для кутів розширення $8^\circ < \alpha < 25^\circ$

$$\xi = \xi_p + \xi_{mp} = \sin \alpha \cdot \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 + \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{\omega_1^2}{\omega_2^2}\right); \quad (1.73)$$

де: $\lambda = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}$; λ_1 та λ_2 – коефіцієнти лінійного опору ву-

зької та широкої труб.

При $\alpha > 25^\circ$ коефіцієнт ζ приймається як при раптовому розширенні труби. Можливе також використання формули

$$\xi_{\text{диф.}} = k_c \cdot \left(\frac{D_2^2}{D_1^2} - 1 \right)^2 + \xi_{\text{ТР}}; \quad (1.74)$$

де k_c – коефіцієнт пом'якшення при поступовому розширенні

Таблиця 1.14. – Значення коефіцієнта пом'якшення

α°	2	4	6	8	10	12	15	20	25	30	40	45
k_c	0,02	0,05	0,10	0,14	0,16	0,22	0,30	0,42	0,62	0,72	0,85	1,0

$$\xi_{\text{ТР}} = \frac{\lambda_{\text{сп}}}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(\frac{D_2^4}{D_1^4} - 1 \right) = \lambda_{\text{сп}} \cdot f_1 \left(\alpha, \frac{D_1}{D_2} \right); \quad (1.75)$$

значення $\zeta_{\text{ТР}}/\lambda = f_1(\alpha, D_1/D_2)$ наведені в таблиці 1.15

Таблиця 1.15. – Значення $\zeta_{\text{ТР}}/\lambda = f_1(\alpha, D_1/D_2)$

D_1/D_2	Значення $\zeta_{\text{ТР}}/\lambda$ при α°					
	2	4	8	15	30	45
1,0	0	0	0	0	0	0
0,9	3,8	1,8	0,9	0,5	0,3	0,2
0,8	10,2	5,1	2,7	1,5	0,7	0,5
0,7	22,5	11,3	5,8	2,9	1,7	0,8
0,6	47,9	23,9	12,4	6,2	3,1	2,3
0,5	107,2	54,3	27,2	14,4	8,0	4,8
0,4	269	136	66,2	35,1	19,5	11,7
0,3	870	441	221	110	61,3	36,8

1.6.1.5. Поступове звуження трубопроводу (конфузор)

$$\zeta_k = \zeta_{\text{к.вх.}} \cdot \left(1 - \frac{D_2^2}{D_1^2} \right) + \zeta_{\text{тр}}; \quad (1.76)$$

де $\zeta_{\text{к.вх.}}$ – коефіцієнт опору, який визначають за табл. 1.9;

ζ_{mp} – коефіцієнт опору на тертя, який визначають за формулою

$$\zeta_{mp} \frac{\lambda_{cp}}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[1 - \frac{D_2^4}{D_1^4} \right] = \lambda_{cp} \cdot f \left(\alpha, \frac{D_2}{D_1} \right); \quad (1.77)$$

значення $\frac{\zeta_p}{\lambda} = f \left(\alpha, \frac{D_2}{D_1} \right)$ наведено в табл. 1.16

Таблиця 1.16. – Значення ζ_{TP}/λ

D ₂ /D ₁	Значення ζ_{TP}/λ при α°					
	2	4	8	15	30	45
1,0	0	0	0	0	0	0
0,9	2,5	1,2	0,6	0,3	0,2	0,1
0,8	4,2	2,1	1,1	0,6	0,3	0,2
0,7	5,4	2,7	1,4	0,7	0,4	0,2
0,6	6,2	3,1	1,6	0,8	0,4	0,3
0,5	6,7	3,4	1,7	0,9	0,5	0,3
0,4	6,9	3,5	1,7	0,9	0,5	0,3
0,3	7,1	3,6	1,8	0,9	0,5	0,3

1.6.2. Зварні стики трубопроводу

Коефіцієнт опору ζ_{cm} визначають за формулою

$$\zeta_{cm} = 13,8 \left(\frac{\Delta_e}{D} \right)^{\frac{3}{2}}; \quad (1.78)$$

де Δ_e – еквівалентна висота зварного стику.

Таблиця 1.17. Коефіцієнти опору зварних стиків

Види стиків	ζ_{cm} при діаметрі труби D, мм							
	200	300	400	500	600	700	800	900
З підкладними кільцями ($\Delta_e = 5$ мм)	0,06	0,03	0,018	0,013	0,009	0,007	0,006	0,005
Електродугові та контактні ($\Delta_e = 3$ мм)	0,026	0,0135	0,009	0,006	0,004	0,0028	0,0023	0,002

З урахуванням опору стиків гідравлічний коефіцієнт тертя λ_1 приймають $\lambda_1 = k\lambda$, де λ – гідравлічний коефіцієнт тертя в трубі без стиків; k – коефіцієнт, який враховує вплив стиків

$$k = 1 + \frac{\xi_{cm}}{\lambda} \cdot \frac{l}{D}; \quad (1.79)$$

де l – відстань між стиками (довжина труб).

1.6.3. Зміна напрямку потоку

1.6.3.1. Різкий поворот (коліно) круглої або квадратної труби.

Таблиця 1.18. – Значення ζ_k для різкого повороту (коліна)

Кут повороту $\alpha, ^\circ$	0	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ_k	0	0,155	0,318	0,555	0,806	1,19	1,87	2,6	3,2	3,6

У випадку прямокутного перерізу труби $a \cdot b$ (b – розмір у площині повороту) величини ζ_k з табл. 1.18 слід помножити на коефіцієнт c_l , який приймають за такими даними

$a/b \geq$	7,8	6	4	2	1	0,5	0,25
c_l	0,71	0,72	0,77	0,9	1	1,06	1,1

1.6.3.2. Плавний поворот трубопроводу (заокруглене коліно, відвід)

Коефіцієнт опору визначається за формулою

$$\xi = \xi_{90} \cdot f_\alpha; \quad (1.80)$$

де ξ_{90} – коефіцієнт опору при плавному повороті на 90° ,

$$\xi_{90} = 0,02(100\lambda)^{2,5} + 0,106 \left(\frac{D}{R_n} \right)^{2,5}; \quad (1.81)$$

де D – діаметр трубопроводу; R_n – радіус повороту; λ – гідравлічний коефіцієнт тертя.

Таблиця 1.19. – Коефіцієнт f_α , який враховує величину кута при плавному повороті.

α°	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	140	160	180
f_α	0,4	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95	1,00	1,05	1,13	1,20	1,27	1,33

Коліно, зварене з 5–6 сегментів

$$\xi = 0,008 \cdot \alpha^{0,75} \cdot \left(\frac{D}{R} \right)^{0,6} \quad (1.82)$$

1.6.4. Втрати напору, пов'язані зі зміною перерізу та напрямку потоку

1.6.4.1. Шиберна засувка.

Коефіцієнт опору визначається відношенням площі отвору ω_0 до площі труби ω :

ω_0/ω	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	93	44,5	17,9	8,12	4,02	2,08	0,95	0,40	0,15	0,12

1.6.4.2. Кульковий затвор, корковий кран.

α°	5	10	15	20	25	30	40	50	67
ζ	0,05	0,31	0,88	1,84	3,45	6,15	20,7	95,3	Кран закрито

1.6.4.3. Зворотний клапан.

Коефіцієнт опору залежить від кута повороту (підйому) диску клапана α :

α°	70	65	60	55	50	45	40	35	30	25	20	15
ζ	1,7	2,3	3,2	4,6	6,6	9,5	14	20	30	42	62	90

1.6.4.4. Вентиль:

з прямим шпинделем: $\zeta = 3-5,5$

з похилим шпинделем: $\zeta = 1,4-1,85$

1.6.4.5. Дисковий (дросельний) клапан

Коефіцієнт опору залежить від кута закриття α :

α°	5	10	20	30	40	50	60	70
ζ	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	751

1.6.4.6. Всмоктувальний приймальний клапан з сіткою та зворотним клапаном.

Таблиця 1. 20. – Коефіцієнт опору залежить від діаметра трубопроводу:

D, мм	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	500	750
Клапан з сіткою	12	10	8,5	7,0	6,0	5,2	4,4	3,7	3,4	3,1	2,5	1,6
Зворотний клапан	–	18	11	8,0	6,5	5,5	4,5	3,5	3,0	2,5	1,8	–

1.6.5. Розділення потоків

У залежності від типу трійника та співвідношення витрат до розділення Q_0 та у відгалуженні Q_6 для прямого проходу коефіцієнт опору $\zeta_{пов}$ визначають за даними табл. 1.21.

Таблиця 1.21. – Значення коефіцієнта опору $\zeta_{пов}$

Тип трійника	$\zeta_{пов}$ при значеннях Q_6/Q_0									
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Стандартний	0,7	0,7	0,8	0,9	1,2	1,7	3,0	6,1		
Зварений	0,2	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	1,0	2,1		

Коефіцієнти опору для бокового розгалуження ζ_6 у залежності від типу трійника та співвідношення діаметрів розгалуження D_6 , та основної труби D_0 , а також співвідношення витрат Q_6/Q_0 наведено у табл. 1.22.

Таблиця 1.22. – Коефіцієнт опору бічного розгалуження ζ_6 при розділенні потоків

D_6/D_0	ζ_6 при значеннях Q_6/Q_0									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Стандартні трійники										
1,0	101	26	12,3	7,5	5,2	4	3,2	2,8	2,4	2,2
0,875	59	15,7	7,7	4,9	3,5	2,8	2,4	2,1	1,9	1,8
0,77	36	10	5,1	3,4	2,5	2,2	1,9	1,8	1,7	1,6
0,66	20	6	3,3	2,4	1,9	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3
0,6	14,2	4,4	2,7	2	1,7	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3
0,5	7,5	2,8	1,9	1,6	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2	1,2
0,4	3,8	1,8	1,5	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2
0,3	2	1,5	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
0,2	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2

Продовження табл. 1.22.

Зварені трійники										
1,0	100	25	11,4	6,6	4,3	3,1	2,3	1,9	1,5	1,3
0,875	58	14,8	6,8	4	2,6	2,1	1,7	1,6	1,2	1,1
0,77	35	9,1	4,2	2,5	1,7	1,5	1,3	1,2	1,1	1
0,66	19,9	5,7	3	2,1	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1
0,6	13,9	4,1	2,3	1,7	1,4	1,2	1,1	1	1	1
0,5	7,1	2,4	1,6	1,3	1,1	1	1	1	0,9	0,9
0,4	3,4	1,5	1,2	1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,3	1,7	1,1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
0,2	1,0	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

1.6.6. Поєднання потоків

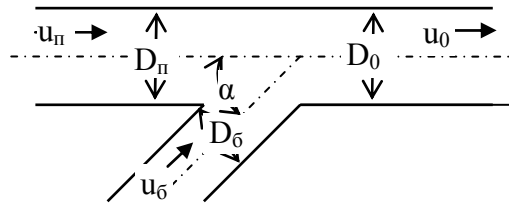


Рис. 1.30. Поєднання потоків.

Втрати напору визначають за допомогою таких приблизних формул.

Для потоку у прямому проході

$$h_{n.n.} = \frac{\left(u_0^2 + u_n^2 - 2 \frac{\omega_n}{\omega_0} \cdot u_n^2 - 2 \frac{\omega_б}{\omega_0} \cdot u_б^2 \cdot \cos \alpha \right)}{2g} \quad (1.83)$$

Для бокового приєднання

$$h_{б.n.} = \frac{\left(u_0^2 + u_б^2 - 2 \frac{\omega_n}{\omega_0} \cdot u_n^2 - 2 \frac{\omega_б}{\omega_0} \cdot u_б^2 \cdot \cos \alpha \right)}{2g} \quad (1.84)$$

де ω_n , $\omega_б$, ω_0 – живі перерізи потоків до поєднання, у боковому приєднанні та після поєднання; u_n , $u_б$, u_0 – швидкість у відповідних перерізах; α – кут приєднання.

Вище було наведено рекомендації стосовно розвинених турбулентних потоків, які характеризують великі числа Рейнольдса, тобто у тому випадку коли в'язкість не впливає на коефіцієнти місцевого опору. Коефіцієнти місцевого опору при малих числах Рейнольдса визначають за формулою А.Д. Альтшуля

$$\zeta = \frac{A}{\text{Re}} + \zeta_{\text{кв}} \quad (1.85)$$

де $\zeta_{\text{кв}}$ – коефіцієнт місцевого опору, який визначають за рекомендаціями, наведеними вище; A – коефіцієнт, який визначають для різних випадків місцевого опору згідно даних табл. 1.23.

Таблиця 1.23. – Коефіцієнт A , який враховує вплив числа Рейнольдса на місцеві опори

Різнавид місцевого опору	A	Різнавид місцевого опору	A
Раптове розширення	30	Засувка при повному відкритті	75
Корковий кран	150	Діафрагма ($D_0^2 / D^2 = 0,64$)	70
Вентиль звичайний	3000	($D_0^2 / D^2 = 0,40$)	120
Кульовий клапан	5000	($D_0^2 / D^2 = 0,16$)	500
Коліно 90°	600	Конфузор	3200
Трійник	150	Вентилі при повному відкритті	100-250

При відсутності необхідних даних для арматури при повному відкритті можна приблизно приймати $A = 500 \zeta_{\text{кв}}$.

1.7. Витікання рідини з отворів та насадок

1.7.1. Витікання рідини з малих отворів у тонкій стінці

Отвори, у різних точках яких геометричний напір H є практично однаковим, а висота (діаметр) не перевищує $0,1 H$, називають малими (рис. 1.31). Стінку вважають тонкою, якщо її товщина не перевищує $\delta < 0,67H$.

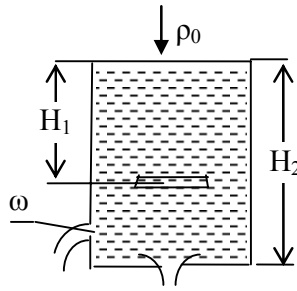


Рис. 1.31

Швидкість витікання з малих отворів у тонкій стінці при сталому напорі

$$u = \varphi \sqrt{2gH}, \text{ а витрата} \quad (1.86)$$

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.87)$$

де ω – площа отвору; φ – коефіцієнт швидкості; μ – коефіцієнт витрати.

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}, \quad \mu = \varepsilon \cdot \varphi$$

де $\varepsilon = \omega_v/\omega$ – коефіцієнт стиску струменя; ξ – коефіцієнт опору.

Стиск називають досконалим (рис. 1.32, 1) в тому випадку, коли бокові стінки та дно посудини не впливають на витікання. Недосконалий стиск (рис. 1.32, 2) має місце у тому випадку, коли отвір розташований на відстані l від бокової стінки або дна, меншій за потроєний розмір отвору ($l \leq 3d$ або $l \leq 3a$). Стиск струменя на підході до отвору може бути повним (по всьому периметру) або неповним (рис.1.32, 3), якщо з одного або кількох боків рідина не відчуває тиску.

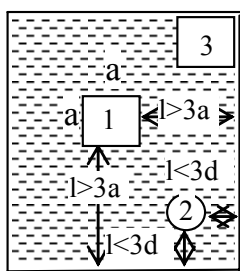


Рис. 1.32. Види стиску.

Коефіцієнти μ , φ , ε у залежності від числа Рейнольдса для малого отвору у тонкій стінці наведено на рис. 1.33.

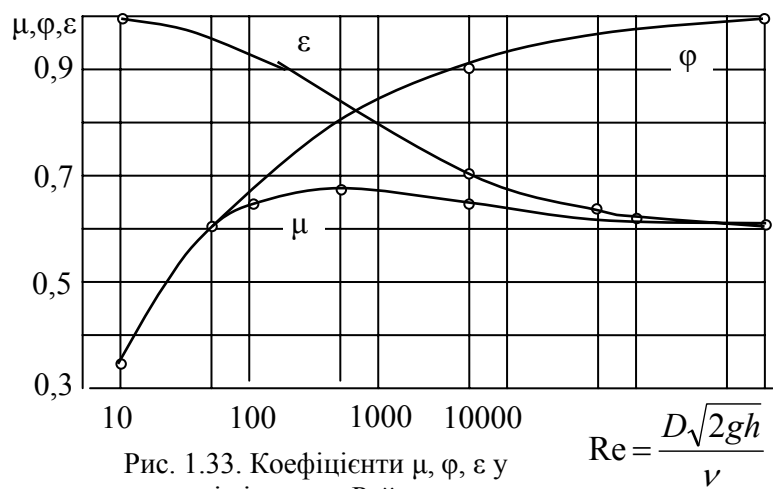


Рис. 1.33. Коефіцієнти μ , φ , ε у залежності від числа Рейнольдса для малого отвору у тонкій стінці

Величини цих коефіцієнтів для отворів та насадок при великих числах Рейнольдса наведено у табл. 1.24.

Таблиця 1.24. – Коефіцієнти μ , ϕ , ε для малого отвору у тонкій стінці

Тип отвору або насадки	Значення коефіцієнтів		
	μ	ϕ	ε
Отвір у тонкій стінці	0,62	0,97	0,64
Зовнішня циліндрична насадка	0,82	0,82	1,00
Конічна збіжна насадка (кут конусності 12–15°)	0,94	0,96	0,98
Коноїдальна насадка	0,97	0,97	1,00

У інженерних розрахунках приймають такі середні значення коефіцієнтів: $\phi = 0,97$; $\varepsilon = 0,64$; $\xi = 0,06$; $\mu = 0,62$.

Витікання через затоплений отвір відбувається під напором $H_1 - H_2$ (рис. 1.34) і витрату визначають за формулою

$$Q = \mu \cdot \omega \sqrt{2g(H_1 - H_2)} \quad (1.88)$$

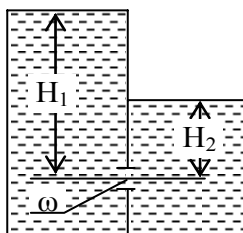


Рис. 1.34

1.7.2. Витікання рідини через великі отвори

Великим вважають отвір з неоднаковим геометричним напором у різних точках по висоті.

Таблиця 1.25. – Значення коефіцієнта витрати μ_v для великих отворів

Вид отвору	μ_v
Отвори середніх розмірів із стиском з усіх боків	0,65
Отвори великих розмірів із недосконалим стиском, але з усіх боків	0,7
Донні отвори (без стиску за дном) з впливом бокового стиску	0,65-0,7
Донні отвори з невеликим боковим стиском	0,7-0,75
Донні отвори з плавними боковими підходами	0,8-0,85

Для великого прямокутного отвору у тонкій вертикальній стінці за сталим рівнем рідини у посудині (рис. 1.35) витрата визначається за формулою

$$Q = \frac{2}{3} \mu_g b \sqrt{2g} (H_2^{1.5} - H_1^{1.5}). \quad (1.89)$$

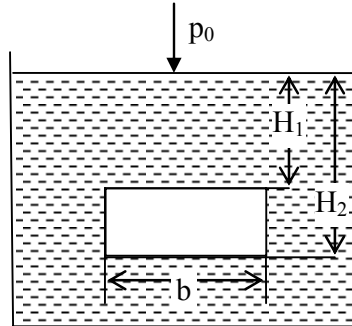


Рис. 1.35.

1.7.3. Витікання рідини при змінному напорі

У загальному випадку витікання рідини з посудини довільної форми за наявності припливу (рис. 1.36) рівняння балансу записують як

$$\Omega dz = q dt - Q dt \quad \text{або} \quad dt = \frac{\Omega dz}{q - Q} \quad (1.90)$$

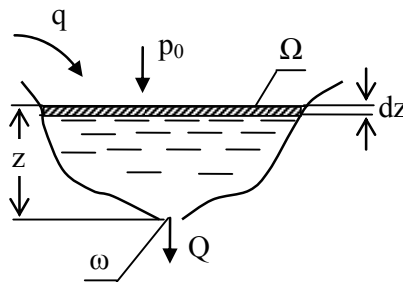


Рис. 1.36.

Для використання формули (1.90) необхідно знати як змінюється із зміною тривалості витікання витрата припливу, а також закономірність зміни площі перетину посудини по її висоті. При сталій витраті припливу $q = const$ через отвір площею ω напір H , при якому $q = Q$, записують як

$$H = \frac{q}{\mu \cdot \omega \sqrt{2g}}. \quad (1.91)$$

Якщо прийняти z – фактичний напір у посудині у певний момент часу, то при $z < H$ витрата витікання буде меншою за витрату припливу ($Q < q$) і рівень рідини в посудині буде підвищуватись до величини H , а при $z > H$ витрата $Q > q$ і рівень рідини буде зменшуватись до H .

Якщо у кожний певний момент часу витрату при мінливому напорі визначати як $Q = \mu \cdot \omega \sqrt{2gz}$, то можна знайти тривалість зміни рівня рідини від z_1 до z_2 . У загальному випадку витікання рідини при сталому припливі

$$T = \int_{z_1}^{z_2} \frac{\Omega dz}{\mu \omega \sqrt{2g} (\sqrt{H} - \sqrt{z})}. \quad (1.92)$$

Зміна напору призводить до зміни коефіцієнта стиску струменя ϵ та частково коефіцієнта швидкості ϕ , що, в свою чергу, викликає зміну коефіцієнта витрати i , таким чином, $\mu = f(z)$. При інженерних розрахунках витікання рідин з незначною в'язкістю (напр. води) можна приймати $\mu = const$, що дає можливість записати

$$T = \frac{1}{\mu \omega \sqrt{2g}} \int_{z_1}^{z_2} \frac{\Omega dz}{\sqrt{H} - \sqrt{z}}. \quad (1.93)$$

В окремому випадку витікання рідини з циліндричної або призматичної посудини з вертикальною віссю та площею перерізу $\Omega = const$ при $q = const$ тривалість зміни рівня від z_1 до кінцевого z_2

$$T = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} \cdot \left(\sqrt{z_1} - \sqrt{z_2} + \sqrt{H} \ln \frac{\sqrt{H} - \sqrt{z_1}}{\sqrt{H} - \sqrt{z_2}} \right). \quad (1.94)$$

При відсутності припливу ($q = 0, H = 0$) тривалість часткового спорожнення посудини

$$T = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2g}} (\sqrt{z_1} - \sqrt{z_2}); \quad (1.95)$$

а тривалість повного спорожнення

$$T = \frac{2\Omega\sqrt{z_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}}. \quad (1.96)$$

Тривалість витікання при змінному напорі з однієї посудини до іншої під мінливий рівень (рис. 1.37):

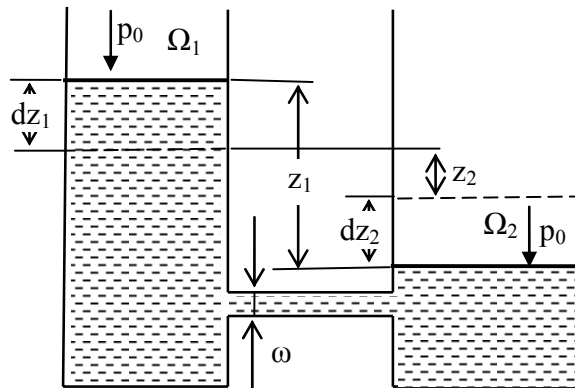


Рис. 1.37.

- до часткового вирівнювання рівнів з відповідною зміною робочих напорів від z_1 до z_2

$$T = \frac{2\Omega_1\Omega_2(\sqrt{z_1} - \sqrt{z_2})}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}; \quad (1.97)$$

- до повного вирівнювання рівнів ($z_2 = 0$)

$$T = \frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{z_1}}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}; \quad (1.98)$$

Тривалість часткового випорожнення круглої цистерни діаметром $D = 2r$ та довжиною L (рис. 1.38), якщо зливний отвір розташовано у дні та витікання відбувається в атмосферу при атмосферному тиску у посудині

$$\Omega = 2L\sqrt{z(2r - z)}; \quad (1.99)$$

$$T = \frac{2L}{\mu\omega\sqrt{2g}} \int_{z_2}^{z_1} \sqrt{2r - z} dz. \quad (1.100)$$

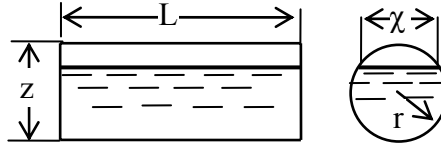


Рис. 1.38

Тривалість повного випорожнення цистерни ($z_1 = D$; $z_2 = 0$)

$$T = \frac{4LD\sqrt{D}}{3\mu\omega\sqrt{2g}}. \quad (1.101)$$




1.7.4. Витікання рідини через насадки

Розрахунок витікання рідини через насадки виконують за формулами для витікання через малий отвір у тонкій стінці, приймаючи коефіцієнт витрати μ згідно до табл. 1.26.

Таблиця 1.26. – Коефіцієнт витрати μ для основних типів насадок

Тип насадки	μ	Параметри насадки	Схема насадки
Зовнішня циліндрична насадка	0,82	$l \approx 4D$	
Внутрішня циліндрична насадка	0,71 0,51	$l > 3D$ $l < 3D$	

Продовження табл. 1.26

Конічна збіжна насадка	0,82	$\beta = 0^\circ$	
	0,89	$\beta = 3^\circ$	
	0,92	$\beta = 5^\circ$	
	0,937	$\beta = 10^\circ$	
	0,945	$\beta = 13^\circ$	
	0,946	$\beta = 13,5^\circ$	
	0,938	$\beta = 16^\circ$	
	0,922	$\beta = 20^\circ$	
	0,908	$\beta = 25^\circ$	
Конічна розбіжна насадка	0,50	$\beta = 5^\circ \div 7^\circ$	
Коноїдальна насадка (сопло)	0,96 ÷ 0,99	$\zeta = 0,10 \div 0,03$	

1.7.5. Приклади розрахунків

1.7.5.1 [5]. Зіставити витрати рідини та втрати напору при витіканні через малий отвір у тонкій стінці ($\mu_0 = 0,62$, $\varphi_0 = 0,97$), зовнішню циліндричну насадку ($\mu_1 = 0,62$, $\varphi_1 = 0,97$), конічну збіжну насадку ($\mu_2 = 0,62$, $\varphi_2 = 0,97$) та коноїдальну насадку ($\mu_3 = 0,62$, $\varphi_3 = 0,97$). Напори H та діаметри вихідних перерізів у всіх випадках однакові.

Рішення.

Означимо Q_0 , Q_1 , Q_2 , Q_3 – витрати відповідно через отвір, циліндричну, конічну та коноїдальну насадки.

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{\mu_1 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2gH}}{\mu_0 \cdot \varphi \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{\mu_1}{\mu_0} = \frac{0,82}{0,62} = 1,33.$$

Таким чином витрата через зовнішню циліндричну насадку $Q_1 = 1,33Q_0$.

Аналогічно знаходять витрату через конічну насадку

$$Q_2 = \frac{\mu_2}{\mu_0} \cdot Q_0 = \frac{0,95}{0,62} \cdot Q_0;$$

а також через коноїдальну насадку

$$Q_3 = \frac{\mu_3}{\mu_0} \cdot Q_0 = 1,56Q_0.$$

Втрати напору знаходять з рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 та 2-2 (рис. 1.39) відносно площини порівняння 0-0, яке після перетворень набуває вигляду

$$H = \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2g} + h_e.$$

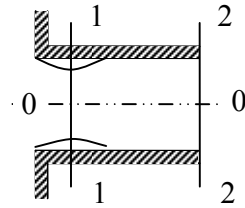


Рис. 1.39

Після підстановки у цей вираз $u_2 = \varphi \sqrt{2gH}$ і $\alpha = 1$ та перетворень отримаємо $h_e = (1 - \varphi^2) \cdot H$.

Втрати напору при витіканні через насадки:

циліндричну

$$h_{e1} = (1 - \varphi_1^2) \cdot H = (1 - 0,82^2) \cdot H = 0,33H.$$

конічну

$$h_{e2} = (1 - \varphi_2^2) \cdot H = (1 - 0,95^2) \cdot H = 0,1H.$$

коноїдальну

$$h_{e3} = (1 - \varphi_3^2) \cdot H = (1 - 0,97^2) \cdot H = 0,06H.$$

1.8. Гідравлічний удар

1.8.1. Основні визначення

Гідравлічним ударом називають явище різкого підвищення або зниження тиску внаслідок зміни швидкості потоку у напірному трубопроводі, причиною якої може бути раптова зупинка насосів, раптове закриття засувки, розриви труб або порушення стиків та інші аварійні ситуації. Найбільш небезпечні гідравлічні удари у довгих трубопроводах, в яких рух великих мас рідини відбувається з великою швидкістю. Розрізняють прямий

(тривалість закриття засувки T_z менша тривалості фази гідравлічного удару T_ϕ) та непрямий ($T_z > T_\phi$) гідравлічні удари.

Підвищення тиску у трубопроводі, яке виникає внаслідок прямого гідравлічного удару, визначають за формулою М.Є. Жуковського

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot u, \quad (1.102)$$

де c – швидкість поширення ударної хвилі, м/с; u – швидкість руху рідини перед закриттям засувки, м/с; ρ – густина рідини, кг/м³.

Швидкість поширення ударної хвилі

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho_0 \cdot \left(1 + \frac{E_0 \cdot D}{E \cdot \delta}\right)}}, \quad (1.103)$$

де E_0 , E – відповідно модулі пружності рідини та матеріалу стінок трубопроводу; ρ_0 – густина рідини; D та δ – внутрішній діаметр та товщина стінок трубопроводу.

При непрямому гідравлічному ударі, якщо тривалість закриття засувки t перевищуватиме тривалість (фазу) гідравлічного удару T ($T = 2L/c$, де L – довжина трубопроводу) підвищення тиску не сягатиме максимальної величини. Підвищення тиску при повільному закритті засувки

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot u \cdot \frac{T}{t} = \frac{2\rho \cdot L \cdot u}{t}. \quad (1.104)$$

1.8.2. Приклади розрахунків

1.8.2.1 [7]. Визначити величину підвищення тиску Δp у сталевому трубопроводі при прямому гідравлічному ударі, якщо швидкість води у трубі до удару була $u = 2$ м/с, діаметр труби $D = 0,2$ м, товщина стінки труби $\delta = 0,005$ м. Модуль пружності води $E_p = 2,1 \cdot 10^9$ Па, модуль пружності матеріалу труби $E_{тр} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па. Густина води $\rho_0 = 1000$ кг/м³.

Рішення.

Швидкість поширення ударної хвилі визначають за формулою (1.103)

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho_0}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 \cdot D}{E_{mp} \cdot \delta}}} = \frac{\sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^4}{1000}}}{1 + \frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 0,2}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,005}} = 1228 \text{ м/с}.$$

1.8.2.2 [5]. Виконати перевірку на міцність при прямому гідравлічному ударі сталеві труби з внутрішнім діаметром $D = 200$ мм та товщиною стінки $\delta = 4$ мм. Допустиме напруження на розтягнення $[\sigma] = 140$ МПа, швидкість потоку води $u = 5$ м/с, тиск до удару $p_0 = 0,25$ МПа. Об'ємний модуль пружності води $E_0 = 2 \cdot 10^9$ Па; густина води $\rho_0 = 1000$ кг/м³; модуль пружності сталі $E = 2 \cdot 10^{11}$.

Рішення.

Швидкість поширення ударної хвилі

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho_0 \left(1 + \frac{E_0 \cdot D}{E \cdot \delta}\right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^9}{10^3 \left(1 + \frac{2 \cdot 10^9 \cdot 200}{2 \cdot 10^{11} \cdot 4}\right)}} = 1150 \text{ м/с}.$$

Підвищення тиску при гідравлічному ударі

$$\Delta p_{\text{уд.}} = \rho_0 \cdot u \cdot c = 1000 \cdot 5 \cdot 1150 = 5,75 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,75 \text{ МПа}.$$

Повний тиск рідини

$$p = p_0 + \Delta p_{\text{уд.}} = 0,25 + 5,75 = 6,00 \text{ МПа}.$$

Силу, яка розриває трубу по діаметральному перерізу, сприймають два перерізи стінки:

$$pdL = 2 \frac{\sigma}{\delta}.$$

Напруження в стінках труби

$$\sigma = \frac{pd}{2\delta} = \frac{6 \cdot 200}{2 \cdot 4} = 150 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma > [\sigma]$ (150 МПа $>$ 140 МПа), міцність труби недостатня.

1.8.2.3. До гідравлічного розподільника, з тривалістю спрацьовування $T_z = 0,03$ с, підведене масло ($\rho = 900$ кг/м³, $E_m = 1,35 \cdot 10^9$ МПа) з витратою $Q = 1$ л/с по латунному трубопроводу довжиною $l = 7,5$ м та діаметром $D = 16$ мм. Перед розподільником встановлено кульковий запобіжний клапан діаметром $d = 12$ мм, жорсткість пружини якого $c_l = 50$ Н/мм. Визначити величину попереднього підтиснення пружини x_0 , за якого клапан спрацьовує при гідравлічному ударі, якщо товщина стінки трубопроводу $\delta = 1$ мм, модуль пружності латуні $E = 1,13 \cdot 10^{11}$ Па, початковий тиск $p_0 = 0,5$ МПа.

Рішення.

Швидкість поширення ударної хвилі

$$c = \sqrt{\frac{E_0}{\rho \left(1 + \frac{E_0 \cdot D}{E \cdot \delta}\right)}} = \sqrt{900 \cdot \left(1 + \frac{1,35 \cdot 10^9 \cdot 16}{1,13 \cdot 10^{11} \cdot 1}\right)} = 1120 \text{ м/с.}$$

Підвищення тиску при прямому гідравлічному ударі

$$\Delta p_{y\delta} = \rho \cdot u \cdot c = 900 \cdot 4,98 \cdot 1120 = 5,02 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,02 \text{ МПа.}$$

Тривалість фази гідравлічного удару

$$T_\phi = \frac{2l}{c} = \frac{2 \cdot 7,5}{1120} = 0,0134 \text{ с.}$$

Оскільки $T_\phi < T_z$ ($0,0134 < 0,03$), то у даному випадку виникає непрямий гідроудар, при якому підвищення тиску

$$\Delta p'_{y\delta} = \frac{T_\phi}{T_z} \cdot \Delta p_{y\delta} = \frac{0,0134}{0,0300} \cdot 5,02 = 2,24 \text{ МПа.}$$

Попереднє підтиснення пружини x_0 визначимо з умов рівноваги кулі запобіжного клапана

$$cx_0 = (0,5 + \Delta p_{y\delta}) \cdot \frac{\pi d^2}{4};$$

$$x_0 = \frac{(p_0 + p_{y\delta}) \pi d^2}{4c} = \frac{(0,5 + 2,24) \cdot 3,14 \cdot 0,012^2}{4 \cdot 50} = 6,2 \text{ мм.}$$

1.9. Сифон

1.9.1. Визначення та основні формули

Сифон являє собою самопливну трубу, частина якої розташована вище горизонту рідини у посудині, з якої відбувається її живлення (рис. 1.40).

Якщо цю трубу заповнити рідиною, то почне рух рідини з посудини *A* до посудини *B* завдяки вакууму, максимальна величина якого спостерігатиметься у найвищому перерізі (*x-x* на рис. 1.40) і є найважливішим параметром, який характеризує роботу сифону.

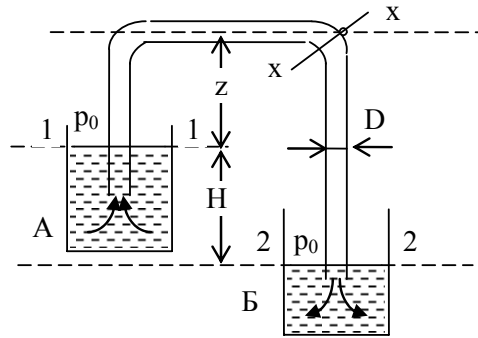


Рис. 1.40. Сифон.

Максимально допустиму висоту всмоктування $h_{\text{вак.доп.}}$ стопа рідини, виражає формула

$$h_{\text{вак.доп.}} = z + \left(1 + \Sigma \zeta + \frac{l}{D}\right) \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (1.105)$$

де z – геодезична висота труби від рівня рідини у посудині *A*; $\Sigma \zeta$ – сумарний опір, який враховує втрати напору на всмоктування по всій довжині труби; l – довжина труби від рівня рідини, яка надходить на всмоктування (посудина *A* на рис. 1.40), до перерізу максимального вакууму (*x-x* на рис. 1.40). $h_{\text{вак.доп.}} \leq 6 \div 7$ м вод. ст.

1.9.2. Приклад розрахунку сифона

З резервуара *A* до резервуара *B* по сифону внутрішнім діаметром $D = 0,05$ м та довжиною $L = 20$ м переливають воду з

витратою $Q = 0,0025 \text{ м}^3/\text{с}$. Трубопровід має два повороти на 90° без заокруглення, кромки труби на вході потоку з резервуара A – гострі. Труби сталеві, старі, з коефіцієнтом шорсткості $\Delta = 0,0125$. Коефіцієнт кінематичної в'язкості води $\nu = 0,0131 \text{ см}^2/\text{с}$. Визначити різницю рівнів води у резервуарах та величину найбільшого вакууму в сифоні, якщо відстань від рівня води у резервуарі A до центру перерізу $x-xz = 3 \text{ м}$, а відстань від початку сифону до перерізу $x-xl = 15 \text{ м}$.

Рішення.

Швидкість руху води в сифоні

$$u = \frac{4Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,0025}{3,14 \cdot 0,05^2} = 1,27 \text{ м/с};$$

Для визначення режиму руху води в трубопроводі знаходимо число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{1,27 \cdot 5}{0,0131} = 48500;$$

$$\text{Re}_{\text{кр.}} = u_{\text{кр.}} \cdot \frac{D}{\nu} = 0,92 \cdot 10^6 \cdot 0,05 = 46000, \quad \text{де}$$

$$\frac{u_{\text{кр.}}}{\nu} = 0,92 \cdot 10^6 \cdot 1 \text{ м}^{-1} \text{ (для старих труб)}. \text{ Оскільки } \text{Re} > \text{Re}_{\text{кр.}}, \text{ що}$$

свідчить про наявність режиму розвиненої турбулентності, втрати напору по довжині трубопроводу та на місцеві опори треба визначати за формулами, застосованими до квадратичної області.

Визначаємо різницю рівнів води H у резервуарах A та B . Рівняння Бернуллі для перетинів 1–1 та 2–2 відносно до площини порівняння, яку проведено через переріз 2–2, нехтуючи швидкісними напорами $\frac{\rho u_1^2}{2}$ та $\frac{\rho u_2^2}{2}$ як дуже малими величинами у порівнянні з швидкісним напором у трубопроводі та вважаючи, що місцеві опори розташовані один від одного на відстанях, які перевищують довжину впливу, після перетворень можна представити у вигляді

$$H = \left(\zeta_{\text{вх}} + 2\zeta_{\text{кол}} + \lambda \cdot \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{u^2}{2g},$$

де коефіцієнти опорів на вхід потоку у трубопровід, на повороти труби та вхід потоку з трубопроводу в резервуар Б у відповідності до наведених вище рекомендацій можна прийняти $\zeta_{\text{вх.}} = 0,5$; $\zeta_{\text{кол.}} = 0,83$; $\zeta_{\text{вих.}} = 1$.

Коефіцієнт опору визначаємо за формулою

$$\lambda = \frac{8g}{c^2} = \frac{8 \cdot 9,81}{43,3^2} = 0,042,$$

$$\text{де } c = \frac{1}{\Delta} \cdot \text{Re}^{1/6} = \frac{1}{0,0125} \cdot \left(\frac{0,1}{4}\right)^{1/6} = 43,3 \text{ м/с.}$$

$$\text{При цьому } \frac{\lambda \cdot L}{D} + 0,42 \frac{20}{0,05} = 16,8,$$

$$H = (0,5 + 2 \cdot 0,83 + 16,8) \cdot \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 1,64 \text{ м.}$$

Виходячи з того, що область з найбільшою величиною вакууму знаходиться у перерізі х – х, найбільш віддаленому від резервуара з перерізів, розташованих на найбільшій висоті над рівнем води у резервуарі А, визначаємо найбільший вакуум за допомогою рівняння Бернуллі, складеного для перерізів 1 – 1 та х – х:

$$h_{\text{вак}} = z + \left(1 + \zeta_{\text{вх.}} + \zeta_{\text{кол.}} + \frac{\lambda \cdot l}{D}\right) \cdot \frac{u^2}{2g} =$$

$$= 3 + \left(1 + 0,5 + 0,83 + 0,042 \cdot \frac{15}{0,05}\right) \frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} = 4,23 \text{ м.}$$

1.10. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

1.10.1. Основні визначення

Гідравлічний розрахунок трубопроводу полягає у визначенні однієї величини при відомих трьох: витрата, діаметр трубопроводу, довжина трубопроводу, втрати напору.

Розрізняють довгі трубопроводи, в яких втрати напору у місцевих опорах h_m складають менше 0,05 від втрат напору по довжині h_L , що дає можливість нехтувати ними, та короткі, в яких втрати напору у місцевих опорах складають не менше 5 % від лінійних втрат ($h_m > 0,05 h_L$).

Основними рівняннями, які використовують при гідравлічних розрахунках, є: рівняння нерозривності (1.50), рівняння Бернуллі (1.53) та рівняння для визначення втрат напору.

У випадку розрахунку коротких трубопроводів сталого діаметра повні втрати напору визначають як [7]:

$$\Sigma h = h_L + h_M + h_e. \quad (1.106)$$

Втрати напору по довжині при турбулентному режимі руху рідини визначають за рівнянням Дарсі-Вейсбаха (1.56). Якщо в цьому рівнянні означити $\lambda \cdot \frac{L}{D} = \zeta_{mp.}$ (коефіцієнт опору тертя по довжині), то це рівняння набуває вигляду

$$h_L = \zeta_{mp.} \cdot \frac{u^2}{2g}. \quad (1.107)$$

Місцеві втрати напору, виходячи з формули (1.66), визначають як

$$h_M = \Sigma \zeta_M \cdot \frac{u^2}{2g}; \quad (1.108)$$

де Σh_M – сумарний коефіцієнт місцевих опорів.

Повні втрати напору

$$\Sigma h = \zeta_{mp.} \cdot \frac{u^2}{2g} + \zeta_M \cdot \frac{u^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} (\zeta_{mp.} + \zeta_M) = \zeta_{втр.} \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (1.109)$$

де $\zeta_{втр.} = \zeta_{тр} + \zeta_M$ – повний коефіцієнт опору, який враховує всі втрати напору по довжині трубопроводу.

При гідравлічному розрахунку трубопроводу змінного діаметра всі доданки формул визначення місцевих опорів можуть бути визначеними через одну швидкість. Так, наприклад, при раптовому розширенні трубопроводу і наявності інших місцевих опорів на ділянці більшого діаметра можна записати

$$u_1 = u_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \text{ і, таким чином,}$$

$$\zeta_{p.p.} \cdot \frac{u_1^2}{2g} = \zeta_{p.p.} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cdot \frac{u_2^2}{2g}. \quad (1.110)$$

У випадку довгого трубопроводу місцеві втрати відсутні, або ними можна нехтувати внаслідок малої величини, i , таким чином, $\Sigma h = h_L$. У цьому випадку втрати напору виражають через модуль витрати K , величина якого характеризує витрату рідини у даному конкретному трубопроводі при гідравлічному похилі, якій дорівнює одиниці.

Маючи на увазі, що $Q = \omega \cdot i$, формулу Шезі можна записати як

$$Q = \omega \cdot C \sqrt{R \cdot i}, \quad (1.111)$$

або, якщо означити $K = \omega \cdot C \cdot \sqrt{R}$,

$$Q = K \sqrt{i} \quad (1.112)$$

де K – витратна характеристика трубопроводу.

Основні елементи гідравлічного розрахунку наводяться нижче.

1.10.2. Визначення сумарних втрат напору

Визначення сумарних втрат напору Σh при відомих внутрішньому діаметрі D , довжині L , витраті Q виконують за формулою:

$$\Sigma h = \frac{Q^2 \cdot L}{K^2},$$

де K знаходять за табл. 1.27 у відповідності до заданого D .

Таблиця 1.27. – Значення K і K^2 для стандартних сталевих труб (при розрахунках Q задане у $\text{м}^3/\text{с}$)

D, мм	K	K ²	D, мм	K	K ²
125	0,09703	0,009416	250	0,6222	0,3871
150	0,1492	0,02226	275	0,8071	0,6515
175	0,2296	0,05274	300	1,032	1,065
200	0,3285	0,1078	325	1,282	1,643
225	0,4554	0,2074	400	2,202	4,850

1.10.3. Визначення діаметра трубопроводу

При відомих витраті Q , довжині трубопроводу L та загальному опорі трубопроводу Σh визначають витратну характеристику:

$$K = \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Sigma h}{L}}} = \frac{Q}{\sqrt{i}};$$

де $i = \Sigma h/L$ – гідравлічний похил (питомі втрати напору).

1.10.4. Визначення витрат рідини

Визначення витрати при відомих діаметрі трубопроводу D , довжині трубопроводу L та загальному опорі трубопроводу $h\Sigma$.

$$Q = K \sqrt{\frac{\Sigma h}{L}} = K \sqrt{i}.$$

Швидкість потоку визначають за виразом $u = \frac{4Q}{\pi \cdot D}$, а як-

що вона менша 1,2 м/с, витратну характеристику коригують за допомогою коефіцієнта β , значення якого наведено у табл. 1.28.

Таблиця 1.28. – Значення коефіцієнта β

$u, \text{ м/с}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
β	1,187	1,131	1,095	1,072	1,054	1,040	1,030	1,020	1,015	1,01	1,0

1.10.5. Приклади розрахунків

1.10.5.1. По трубопроводу системи гарячого водопостачання довжиною $l = 1000$ м та внутрішнім діаметром $d_g = 259$ мм подають 200 м^3 води на годину при температурі $t = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском на початку лінії $p_1 = 5 \text{ кгс/см}^2$. Перевищення геодезичних позначок між початковим та кінцевим пунктами трубопроводу дорівнює 2 м. Визначити повний напір та тиск на початку та в кінці трубопроводу, якщо шорсткість труб $\Delta = 5 \cdot 10^{-4}$ м. Втрати напору у місцевих опорах прийняти $h_m = 0,1h_L$.

Рішення.

Повний напір на початку трубопроводу визначають за рівнянням Бернуллі

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g}.$$

Напір у кінцевій точці трубопроводу

$$H_2 = H_1 - h_{втр.}$$

Втрати напору визначають як суму втрат напору на тертя у трубі та на подолання місцевих опорів

$$h_{emp.} = h_L + h_M = 1,1h_L = 1,1\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho.$$

$$\text{Режим руху рідини } u_{ep} = 568 \frac{V}{\Delta}.$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості при температурі 70 °C

$$u_{ep.} = 568 \cdot \frac{0,416 \cdot 10^{-6}}{5 \cdot 10^{-4}} = 0,472 \text{ м/с.}$$

Швидкість води у трубопроводі

$$u = \frac{4Q}{3600 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 200}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,259^2} = 1,055 \text{ м/с.}$$

Оскільки $u > u_{ep}$, то λ слід визначати за формулою (1.63)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,259} \right)^{0,25} = 0,024 \text{ м/с.}$$

Втрати напору визначають за формулою (1.56) з урахуванням того, що при температурі $t = 70$ °C; $\rho_0 = 977,81$ кг/м³ та $h_M = 0,1h_L$

$$h_{emp.} = 1,1 \cdot 0,024 \frac{1000}{0,259} \cdot \frac{1,055^2}{2} \cdot 977,81 = 64534,8 \text{ Па.}$$

Якщо прийняти за початок відліку $z_1 = 0$, то

$$H_1 = 0 + \frac{5 \cdot 9,81 \cdot 10^{-4}}{977,81 \cdot 9,81} + \frac{1,055^2}{2} = 51,186 \text{ м.}$$

$$H_2 = 51,185 - 6,45 = 44,645 \text{ м.}$$

Тиск у кінцевому пункті трубопроводу

$$p_2 = p_1 - h_{emp.} (z_2 - z_1) \cdot \rho \cdot g = 5 \cdot 98066,5 - 64534,8 - (2 - 0) \cdot 977,81 \cdot 9,81 = 408210 \text{ Па.}$$

$$p_2 = 408210 \cdot 1,01972 \cdot 10^{-5} = 4,16 \text{ кгс/см}^2.$$

1.10.5.2. Визначити витрату води в трубопроводі внутрішнім діаметром 300 мм, якщо різниця напорів у перерізах водо-

міра Вентурі, діаметр циліндричної частини якого дорівнює 100 мм, $\Delta h = 500$ мм рт. ст.

$$\text{Згідно формули (1.55)} \quad Q = \omega_1 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 - 1}}$$

Різниця п'єзометричних напорів

$$\Delta h_z = \frac{\Delta h(\rho_{pm.} - \rho_0)g}{\rho_0 \cdot g} = \frac{0,5(13,6 - 1,0)10^3}{1 \cdot 10^3} = 6,3 \text{ м.}$$

Витрата води

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 6,3}{\left(\frac{0,3^2}{0,1^2}\right) - 1}} = 0,08715 \text{ м}^3/\text{с.}$$

1.10.5.3. По трубопроводу теплової мережі $D = 100$ мм з абсолютною шорсткістю стінок $\Delta = 0,5$ мм протікає вода при температурі $t = 150$ °С із швидкістю $u = 2$ м/с. Визначити питоме падіння тиску.

Питоме лінійне падіння тиску визначають за формулою

$$h_{L.lim.} = \lambda \frac{u^2}{2D} \rho.$$

Для вибору формули визначення λ визначають режим течії за критерієм Рейнольдса $Re = \frac{u \cdot D}{\nu}$. Кінематична в'язкість води при температурі $t = 150$ °С $\nu = 0,202 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

$$Re = \frac{2 \cdot 0,1}{0,202 \cdot 10^{-6}} = 990000;$$

$$Re_{sp.} = 568 \frac{D}{\Delta} = 568 \frac{0,1}{5 \cdot 10^{-4}} = 113600.$$

Оскільки $Re > Re_{гр.}$, то коефіцієнт опору тертя слід визначати за формулою (1.63)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,0005}{0,1} \right)^{0,25} = 0,0292 .$$

З урахуванням того, що густина води при температурі $t = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_0 = 917 \text{ кг/м}^3$,

$$h_{L,num.} = 0,0292 \frac{2^2 \cdot 917}{2 \cdot 0,1} = 535,5 \text{ Па/м.}$$

1.10.5.4. Водонапірна вежа, рівень води у якій підтримують на висоті 20 м, розташована на відстані 1 км від будови, до якої треба подати воду на висоту 10 м. Перевищення геодезичних позначок початкової та кінцевої точок водопроводу з внутрішнім діаметром $D = 175 \text{ мм}$ дорівнює 0 ($z_1 = z_2$).

Рішення.

В даному випадку загальні втрати напору

$$\Sigma h = 20 - 10 = 10 \text{ м.}$$

За табл. 1.27 для діаметра трубопроводу $D = 175 \text{ мм}$ $K^2 = 0,05274$;

$$Q = \sqrt{K^2 \cdot \frac{\Sigma h}{L}} = \sqrt{0,05274 \cdot \frac{10}{1000}} = 0,023 \text{ м}^3/\text{с} = 82,8 \text{ м}^3/\text{г.}$$

1.10.5.5. Визначити витік води через отвір у трубопроводі мережі теплопостачання площею $F = 1 \text{ см}^2$, який утворився внаслідок аварії. Надлишковий тиск у мережі $p_n = 4 \text{ кгс/см}^2$. Густина води при температурі $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_0 = 1000 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт витрати отвору $\mu = 1$.

Рішення.

Масова витрата води, кг/с , через отвір

$$G = V \cdot \rho_0 = \rho_0 \cdot \mu \cdot F \sqrt{2g \cdot \Delta H} ,$$

де V – об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$; ΔH – втрата напору, м вод. ст.

$$\Delta H = \frac{p_n}{\rho_0 \cdot g} = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{1000 \cdot 9,81} = 40 \text{ м вод. ст.}$$

$$G = 1000 \cdot 1 \cdot 10^{-4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 40} = 2,8 \text{ кг/с.}$$

2. ГІДРАВЛІЧНИЙ ТРАНСПОРТ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ

2.1. Загальні відомості

У загальному плані гідравлічний транспорт поділяють на самопливний та напірний.

Самопливний гідравлічний транспорт – це спосіб переміщення твердих сипких матеріалів (наприклад, гірничої маси) у потоці води під дією природного напору по жолобах або трубах при наявності вільної поверхні гідросуміші, тиск на якій дорівнює тиску навколишнього середовища.

Напірний гідравлічний або трубопровідний транспорт – спосіб переміщення вугілля, породи або інших твердих сипких матеріалів у потоці води по трубах під тиском.

Гідравлічні транспортні системи за своїм функціональним призначенням поділяють на технологічні, промислові та магістральні.

Технологічні (іноді внутрішньоцехові) гідротранспортні системи (ТГТС) є частиною технологічної лінії гідромеханізованого підприємства, що й зумовлює основні параметри та режим роботи.

Промислові гідротранспортні системи (ПГТС) поєднують окремі технологічні елементи одного виробничого підприємства, які визначають параметри та режими роботи гідротранспорту. У багатьох випадках технологічні та промислові ГТС складають єдиний комплекс.

Магістральні гідротранспортні системи (МГТС) поєднують різні підприємства, характеризуються великим вантажооборотом (від кількох до десятків мільйонів тонн на рік) та значною протяжністю (від десятків до сотень і тисяч кілометрів). Основні параметри і режими роботи МГТС визначаються вимогами максимальної ефективності транспортування та відповідності вимогам споживача. МГТС можуть мати самостійне значення, можуть бути транспортними артеріями паливно-енергетичних або паливно-металургійних комплексів, поєднуючи вугільні шахти з тепловими електростанціями (рис. 2.1) або коксохімічними за-

водами, або поряд із залізничним та водним транспортом бути частиною єдиної транспортної мережі країни.

Широкого застосування гідравлічний транспорт (як самопливний, так і у напірному потоці) набув у гідротехнічному будівництві як складова частина єдиного технологічного комплексу процесів, пов'язаних з руйнуванням ґрунтів та гірських порід, їх транспортуванням та укладанням у тіло споруд або у гідровідвали.

Важливість гідравлічного транспорту в гірничій промисловості підтверджують дані, які наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. – Найбільш відомі у світовій практиці гідротранспортні системи на початку XXI сторіччя

Матеріал, який транспортується	Гідротранспортні системи	Відстань транспортування, км	Діаметр трубопроводу, мм	Річна пропусктивність, млн. т	Кількість насосних станцій	Рік вводу у експлуатацію
Вугілля	“Консолідейшн”, шт. Огайо	174	254	1,3	3	1957
	“Блек Меса”, шт. Арізона	439	457	4,8	4	1970
	Белово-Новосибірськ, Росія	252	500	3,0	3	1989
Мідна руда та концентрат	“Бугенвіль”, Нова Гвінея	27	152	1,0	1	1972
	“Фріпорт”, Індонезія	119	100/125	1,3	1	1972
	“КВГ”, Туреччина	64,4	127	1,0	1	1973
	“Пінто Велі”, шт. Арізона	17,7	100	0,4	1	1984
	“Кеннекот”, шт. Юта	25,7	152	1,2	1	1987
	“Есконіда”, Чілі	167,3	152/178	2,0	1	1990
	“Чино”, шт. Арізона	11,8	127	0,9	2	1982
	“ОК Теді”, Нова Гвінея	156	152	0,6	0	1987
	“Лос Бронкес”, Чілі	56,3	609	–	1	1992

Продовження табл. 2.1

Залізна руда та концентрат	“Севідж Рівер”, о. Тасманія	68,2	228,6	2,3	1	1967
	“Вайпіпі”, Нова Зеландія					
	наземний	6,4	203	1,0	2	1971
	в океані	2,9	304	1,0	1	1971
	“Пена Колорадо”, Мексика	48,3	203/279	4,0	1	1974
	“Лос Тручас”, Мексика	27,4	250	1,5	1	1976
	“Сьєрра Гранде”, Аргентина	32,2	203	2,1	1	1976
	“Самарко”, Бразилія	394	508	12,0	2	1977
	“Самарко”, “Алегріа- Германо”, Бразилія	6,4	228	–	1	1993
	“Чонджин”, Північна Корея	98,1	–	4,5	–	1973
	“Кудремукх”, Індія	71	457	7,5	1	1980
	“Ла-Перла – Геркулес”, Мексика	85/295	203/335	4,5	3	1982
	“Дзян Шан”, Китай	105	230	2,0	1	–
	“Ніо Заленд Стіл”, Нова Зел.	18	203	3,0	2	1986
ОГМК, Росія	26	305	2,4	1	1983	
Вапняк	“Калаверс”, шт. Калі- форнія, США	27,3	178	1,5	1	1971
	“Регбі”, Великобрита- нія	92	254	1,7	1	1964
	“Вест Елпайн”, Тринідад	9,7	203	0,6	1	1959
	“Гледстоун”, Австралія	24,1	203	1,8	1	1981
	Колумбія	27,3	178	0,4	–	1944
Фосфатний концентрат	“Валеп”, Бразилія	119	230	2,0	1	1978
	“Гойасфертія”, Бразилія	14,5	152,4	0,9	1	1981
	“Венг Фу”, Китай	45	230	2,0	1	1995
	“Сімплот”, шт. Айдахо, США	138,4	230	1,9	1	1982
	“Вернал”, шт. Юта, США	153	254	2,9	2	1986

Продовження табл. 2.1

Као-лін	“Фріпорт”, шт. Джорджія, США	39	254	–	1	1976
	“Х’юбер”, США	34	203	0,6	1	1985
Гільсоніт	“Емерікен Гільсоніт”, шт. Юта, США	116	152	0,4	1	1957
Золотоносна руда	“Хоумстейк”, “Маклафлін” шт. Каліфорнія, США	8,0	203	1,3	1	1985

З наведеного в таблиці переліку лише три гідротранспортні системи призначені для транспортування вугілля. У той же час, досвід світової практики, а також узагальнення та аналіз великого обсягу дослідницьких робіт свідчать про те, що найбільш ефективним засобом переміщення енергоносіїв на велику відстань є безальтернативно магістральні гідротранспортні системи. Вже перші результати експлуатації гідротранспортної системи “Консолідейшн” примусили залізничні компанії Сполучених Штатів Америки знизити тарифи на перевезення вугілля.

Ця гідротранспортна система довжиною 174 км і річною продуктивністю 1 250 тис. т (по сухому вугіллю) працювала протягом 1957–1965 років. По прокладеному під землею на глибині 1,9–1,35 м трубопроводу діаметром 270 мм з товщиною стінки 20 мм вугілля після подвійного подрібнення на початковому терміналі з шахти у Джоржтауні транспортувалося до теплової електростанції Іст Лейк (шт. Огайо) у вигляді гідросуміші з масовою концентрацією 50 %. По трасі трубопроводу було розташовано три насосних станції на відстані 50 км одна від одної. На кожній станції встановлено по чотири насоси з подачею 72 м³/год. при тиску 7,0 МПа (три робочих та один резервний).

Зневоднення гідросуміші на кінцевому терміналі здійснювалося у згущувачах Дорра (до $W_i^r = 40\%$), вакуум-фільтрах (до $W_i^r = 20\%$) та трубах-сушарках (до $W_i^r = 5\%$). На сушку витра-

чалося 3% від загальної кількості палива, що було доставлено гідротранспортом.

У 1965 році залізничні компанії знизили тарифи на перевезення вугілля на 40% і гідротранспортну систему було законсервовано.

Висока вартість зневоднення на кінцевому терміналі магістральних гідротранспортних систем була, безумовно, ускладнюючою обставиною на шляху широкого впровадження гідравлічного транспорту твердих енергоносіїв, але, водночас, і стимулом для вивчення механізму та розробки методів керування процесами подрібнення вугілля у процесі транспортування, пошуку нових нетрадиційних рішень зневоднення гідротранспортованого вугілля. В Україні з цією метою була розроблена технологія, яка поєднувала гідротранспорт і масляну агломерацію вугілля зі зневодненням вуглемасляного агломерату у відсаджувальних центрифугах на приймальному терміналі МГТС до $W_i' = 15-18\%$.

У загальному випадку основними технологічними елементами ГТС є: початковий термінал (вузол приготування гідросуші), лінійна частина з насосними станціями та кінцевий або приймальний термінал.

2.2. Гідротранспортні системи збагачувальних фабрик та гірничо-збагачувальних комбінатів

Воду на вуглезбагачувальних фабриках з технологією мокрого збагачення використовують не лише як робоче середовище, а також як транспортний засіб для видалення відходів збагачення, що зумовило необхідність створення розвинених, як правило, замкнених водно-шламових схем із значними об'ємами циркулюючих зворотних вод (3-4 м³ на 1 т вугілля).

Скидання шламової води у шламову каналізацію може здійснюватися лише у випадках аварій, ремонтних робіт або при збільшенні концентрації зважених речовин у воді зворотного циклу вище допустимих технологічних вимог. З кожним циклом циркуляції зворотна технологічна вода змінює свою густину (табл. 2.2) та в'язкість (табл. 2.3) внаслідок засмічення вугільним

шламом, що не тільки погіршує умови транспортування, але й негативно впливає на глибину та якість збагачення.

Таблиця 2.2. – Густина шламової гідросуміші у залежності від вмісту шламів

Вміст твердого матеріалу у воді, г/л	Густина гідросуміші $\rho_{см.}$, кг/м ³ при густині твердого матеріалу ρ_s , кг/м ³ .								
	1350	1400	1450	1500	1550	1600	2200	2300	2400
50	1012	1014	1016	1018	1019	1021	1042	1046	1050
100	1025	1029	1033	1036	1040	1044	1087	1094	1102
200	1049	1055	1053	1070	1077	1084	1168	1182	1196
300	1075	1086	1097	1108	1118	1129	1258	1279	1301
400	1100	1114	1128	1142	1156	1171	1342	1370	1398
500	1125	1143	1161	1179	1197	1214	1429	1465	1501
600	1150	1172	1194	1215	1237	1258	1516	1559	1602

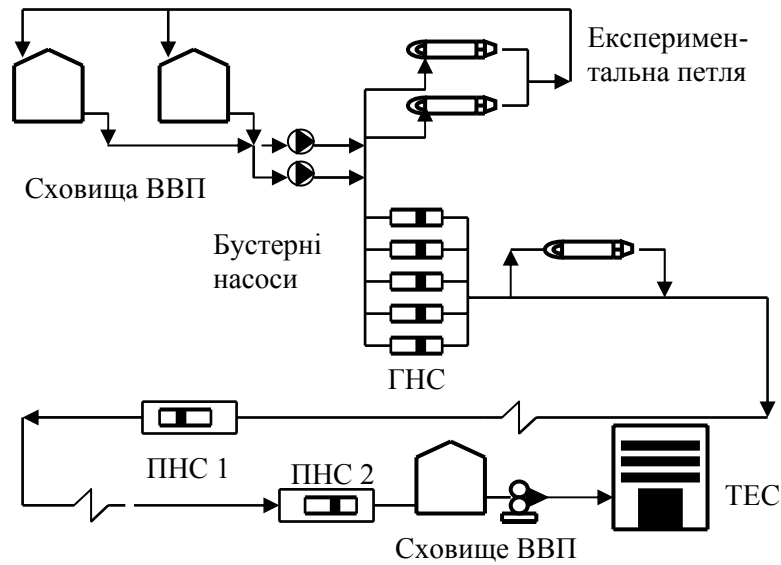


Рис. 2.1. Схема магістральної гідротранспортної системи Белово – Новосибірськ.
ВВП – водовугільне паливо; ГНС, ПНС – головна та проміжні насосні станції; ТЕС – теплоелектростанція.

Нормальне ведення технологічного процесу здійснюється при вмісті твердих частинок у зворотній воді не більше 50 г/л для глинистих шламів і 80 – 100 г/л для малоглинистих. Збільшення цього показника з 160 до 350 г/л призводить до підвищення вологості концентрату на 5 %, з одночасним збільшенням зольності на 1,0 – 2,0 %.

Таблиця 2.3. – В'язкість шламової гідросуміші у залежності від вмісту твердого матеріалу

Вміст твердого в гідросуміші, г/л	В'язкість гідросуміші $\eta \cdot 10^{-3}$, Па. с, при крупності матеріалу, мкм			
	> 1000	> 250	> 75	> 45
0	1,140	1,140	1,140	1,140
100	1,208	1,204	1,208	1,211
200	1,275	1,280	1,308	1,295
300	1,321	1,339	1,428	1,429
400	1,434	1,458	1,607	1,613
500	1,614	1,720	1,955	2,114
600	1,704	2,477	2,955	3,396

Швидкість осаджування шламових частинок у воді з вмістом твердого матеріалу 200 – 250 г/л зменшується у 3 – 3,5 рази у порівнянні з циркуляційною водою, яка вміщує 50 – 100 г/л осідаючих частинок крупністю 125 – 150 мкм, та в 4 – 10 разів – при крупності 12 – 50 мкм.

На вуглезбагачувальних фабриках застосовують різні схеми прояснення шламових вод, які включають як самопливний гідротранспорт, так і напірний. Вони докладно описані у відповідній спеціальній літературі [12 – 14].

Прояснення технологічної води та складування відходів збагачення здійснюється у муло- та шламонакопичувачах, які розташовують головним чином у балках та байраках і огорожують з одного або кількох боків захисними дамбами. Місткість шламонакопичувачів від 1 до 10 млн. м³, термін експлуатації не менше 10 – 25 років.

Для скидання проясненої води шламонакопичувачі обладнують у залежності від площі дзеркала прояснення зливними колодязями та донними водоскидами. Прояснену у відповіднос-

ті до санітарних норм (до 30 г/л) воду скидають у водойми громадського використання або повертають у зворотний цикл збагачувальної фабрики. Накопичення великого об'єму води у шламонакопичувачі є небажаним через загрозу руйнування дамб та обвалувань.

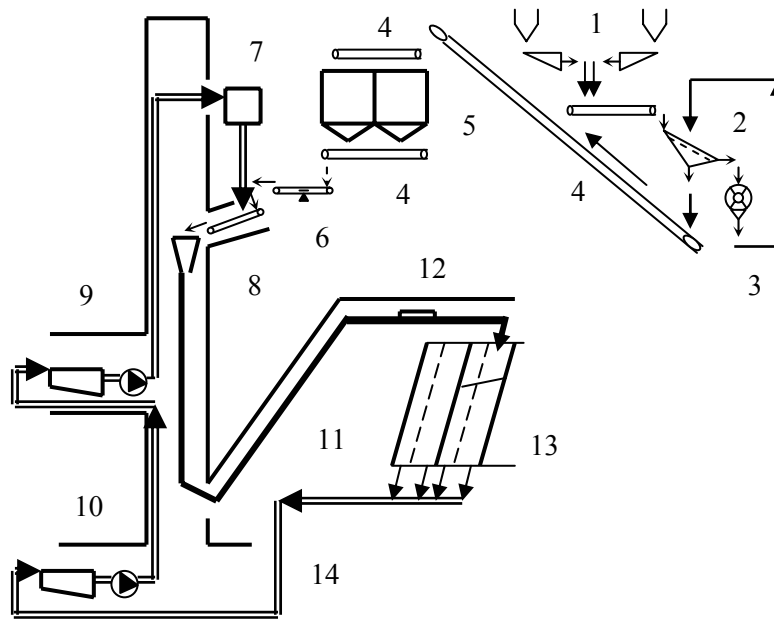
Перекачування відходів до шламонакопичувачів, а також повернення проясненої води на фабрику здійснюють за допомогою промислових гідротранспортних систем, обладнаних потужними насосними станціями (з 100 – 200 %-ним резервом) та двома або трьома (одна робоча та одна чи дві резервних) лініями трубопроводів. На випадок замулювання труб передбачають систему промивки їх водою через ревізії, обладнані через 25-50 м по всій довжині трубопроводу.

2.3. Гідротранспортні системи гідрозакладальних комплексів вугільних шахт

Гідрозакладальний комплекс (ГЗК) – це комплекс поверхневих та підземних споруд, механізмів і обладнання, призначених для закладання виробленого простору вугільних шахт. Технологія гідралічного закладання включає такі операції: підготовку та акумулювання закладальних матеріалів у заглиблених або поверхневих бункерах; дозоване вивантаження матеріалу з бункерів; утворення гідросуміші у змішувальних жолобах або воронках; гідралічне транспортування трубопроводами до виробленого простору лав; спорудження закладального масиву та управління відпрацьованою водою.

Необхідність застосування закладання виробленого простору при розробці вугільних родовищ спричинена, насамперед, гірничотехнічними умовами. В ряді країн обов'язковість закладання регламентована чинним законодавством, правилами безпечного ведення гірничих робіт, правилами технічної експлуатації і таке інше. Найбільше розповсюдження у світовій практиці отримали механічні засоби закладання гідралічним та пневматичним трубопровідним транспортом. Сьогодні існує вже усталена техніка та технологія гідрозакладальних робіт з використанням для гідротранспорту природного напору. Її характеризує висока продуктивність (понад 500 м³/год.) і підвищені концентрації гідросуміші.

На Донбасі перший гідрозакладальний комплекс було введено до експлуатації на шахті "Красный Октябрь" з метою захисту заводів міста Єнакієве при вийманні під ними вугільних пластів крутого падіння (рис. 2.2). Як закладальний матеріал використовують пусту породу, яку видають з шахти або отримують від інших постачальників.



1 – бункери скіпового підйому та приймальний; 2 – грохот;
 3 – дробарка; 4 – конвеєри; 5 – акумулюючий багатосекційний бункер;
 6 – стрічковий конвеєр з вагами; 7 – резервуар; 8 – змішувальна воронка;
 9, 10 – насосні станції; 11 – закладальний трубопровід; 12 – установка зневоднення;
 13 – лінія водовідливу.

Рис. 2.2. Схема ГЗК з природним напором на шахті "Красный Октябрь"

Надійна експлуатація гідротранспортних систем ГЗК забезпечується застосуванням швидкорознімних з'єднань труб, підсиленням гідроабразивно зношених кінців ланок труб манжета-

ми, застосуванням плавно вигнутих колін, шибєрів переключення потоку гідросуміші на розгалуження трубопроводів та вдосконаленням іншого закладального обладнання.

При застосуванні відцентрових насосів та гідроелеваторів максимальний розмір зерен не повинен перевищувати 0,8 розміру прохідних отворів цих установок.

Неприпустиме використання закладальних матеріалів, від контакту з якими вода набуває агресивних кислотних або лужних властивостей.

Основними характерними особливостями трубопроводного гідротранспорту закладальних матеріалів з природним напором є:

- * залежність параметрів гідротранспорту від співвідношення довжини вертикальної та горизонтальної ділянок трубопроводу;

- * саморегулювання напору у залежності від гідравлічного опору трубопроводу у межах можливої зміни висоти стовпа гідросуміші у низхідному ставі;

- * можливість використання при транспортуванні закладального матеріалу потенційної енергії потоку гідросуміші;

- * виникнення нестабільного режиму руху трьохфазної системи (при роботі з незаповненим вертикальним ставом) внаслідок підсмоктування повітря у змішувальній воронці.

Трубопровід гідротранспортної системи, що працює у складі гідрозакладального комплексу під природним напором, можна розподілити на активну та пасивну частини. До активної частини треба віднести всі низхідні ділянки, при наповненні яких рідиною або гідросумішшю остання набуває енергії, достатньої для подолання власного опору руху. До пасивної частини відносять решту ділянок, тобто горизонтальні, висхідні похилі та вертикальні ділянки, а також слабо похилі спадні ділянки, що є споживачами енергії, яку набуває гідросуміш у активній частині.

Основними характеристиками гідротранспортної закладальної системи є: внутрішні розміри та форма перерізу труб, шорсткість стінок труб, кількість і величина місцевих опорів, профіль лінії трубопроводів та співвідношення довжини до висоти (L/H).

Траса трубопроводів гідротранспортної системи ГЗК повинна задовольняти умові, за якою при роботі у режимі повного живлення лінія напорів ніде не перетинає лінію АВСДЕ (рис. 2.3). У протилежному випадку на ділянках трубопроводу, які прокладено вище лінії напорів, створюється розрідження, можливі підсмоктування повітря, розриви суцільності, нестабільний режим гідротранспортування, закупорка труб.

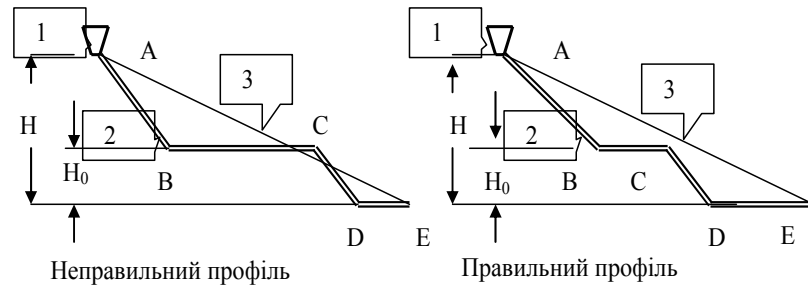


Рис. 2.3. Неправильний та правильний профілі трубопровідних ліній.

Робота гідрозакладальних установок здійснюється як з заповненим вище горловини воронки ставом, так і з мінливим рівнем гідросуміші в системі, що має свої як позитиви, так і негативи. У режимі повного живлення всмоктування повітря у трубопроводі не відбувається, що знижує втрати напору при русі гідросуміші та запобігає утворенню закупорок. При роботі з незаповненим ставом рівень гідросуміші в ньому встановлюється спонтанно на певній висоті, яка потрібна для створення напору. Це забезпечує транспортування гідросуміші з максимально можливою концентрацією.

У останньому випадку можливе створення резерву висоти (напору), який використовується для подолання опору руху гідросуміші. Цей опір змінюється внаслідок коливання витрат рідини та твердого матеріалу, зміни його складу та стану системи трубопроводів. Резерв напору сприяє самоліквідації накопичень твердого матеріалу в окремих місцях системи трубопроводів, що передують виникненню закупорок.

Вибір того чи іншого режиму роботи гідротранспортної системи ГЗК для різного співвідношення L/H здійснюється на основі дослідження транспортної здатності закладальних трубопроводів та встановлення раціональних параметрів гідротранспортування.

2.4. Системи гідрозоловидалення теплових електростанцій

Обов'язковим технологічним елементом теплових електричних станцій (ТЕС), які працюють на твердому паливі, є гідравлічні системи внутрішньощехового та зовнішнього видалення золи та шлаку. У межах котельного приміщення шляхом змивання водою здійснюється видалення шлаку та золи з шлакових і зольних бункерів та бетонними каналами за допомогою струменів води із спеціальних сопел переміщення до зумпфу насосної станції системи зовнішнього золошлаковидалення. Така технологія транспортування обумовлює дуже низьку концентрацію гідросуміші ($S = 3-5 \%$).

Надалі золошлакова гідросуміш транспортується трубопроводами системи зовнішнього золовидалення до гідровідвалу. Транспортна вода після прояснення природним шляхом у картах гідровідвалу повертається до електростанції для повторного використання системою зворотного водопостачання.

2.5. Транспортовані матеріали

Гідравлічною технологією можна транспортувати будь-які тверді сипкі матеріали, споживча якість та товарна цінність яких не зменшуються від тривалого контакту з водою. До таких матеріалів належать гірські породи, ґрунти та корисні копалини, відходи збагачення корисних копалин та золошлаки теплових електростанцій, будівельні матеріали та сировина для хімічної промисловості тощо.

Розглянемо основні характеристики твердих сипких матеріалів, які впливають на параметри гідравлічного транспортування.

$$\text{Густина (маса одиниці об'єму)} \quad \rho_s = \frac{m_s}{V_s}, \text{ т/м}^3; \quad (2.1)$$

вологість фактична

$$W = 100 \cdot \frac{m_0 - m_s}{m_s}; \text{ або } W = 100 \cdot \frac{m_{вл} - m_c}{m_{вл}} \quad (2.2)$$

де m_0 – маса води у твердому матеріалі; m_s – маса сухого матеріалу; $m_{вл}$, m_c – маса матеріалу до та після висушування.

Вологість абсолютна

$$W_{II} = \frac{100 \cdot n \cdot \rho_0}{(100 - n) \rho_s}; \quad (2.3)$$

де n – пористість породи.

Коефіцієнт водонасиченості

$$K_W = \frac{W}{W_{II}}. \quad (2.4)$$

Пористість – відношення об'єму пор до об'єму зразка твердого матеріалу

$$n = \frac{V_{пор}}{V_s} \cdot 100. \quad (2.5)$$

Коефіцієнт пористості – відношення об'єму пор до об'єму твердої фази матеріалу

$$e = \frac{V_{пор}}{V_s^c}. \quad (2.6)$$

Таблиця 2.4. – Параметри гірських порід.

Гірська порода	Густина, т/м ³	Граничний показник вологості	Пористість	Коефіцієнт пористості
Гравій			25 – 30	0,25 – 0,30
Піски	2,65 – 2,67	1 – 10	30 – 40	0,30 – 0,40
Супіски	2,68 – 2,72	10 – 15	40 – 45	0,40 – 0,45
Суглинок	2,69 – 2,73	15 – 25	45 – 50	0,45 – 0,50
Глини	2,71 – 2,76	25 – 35	50 – 65	0,50 – 0,65

Таблиця 2.5. – Характеристика органічної маси донецького вугілля різних марок

Марка вугілля	V^{daf} , %	Q_S^{daf} , Дж/кг	Елементний склад				Коефіцієнт міцності, f
			C, %	H, %	N, %	O, %	
Д	41 – 49	31977 – 33958	74 – 86	5,0 – 6,0	1,4 – 1,8	10,0 – 17,5	1,2 – 1,3
Г	35 – 44	33022 – 34694	78 – 89	4,5 – 5,5	1,1 – 1,8	6,8 – 16,0	0,7 – 1,7
Ж	27 – 35	34694 – 36366	84 – 90	4,0 – 5,4	1,1 – 1,8	5,0 – 10,5	0,3 – 0,8
К	16 – 27	35112 – 36575	87 – 92	4,0 – 5,2	1,1 – 1,7	3,0 – 8,0	0,25 – 0,7
ПС	14 – 22	35321 – 36784	89 – 94	3,8 – 4,9	1,1 – 1,7	2,0 – 5,0	0,3 – 1,0
П	8 – 17	36112 – 34694	90 – 95	3,4 – 4,4	1,1 – 1,7	1,6 – 4,5	0,4 – 0,7
А	2 – 8	≤ 35112	93 – 97	7,6 – 2,9	0,7 – 1,6	0,4 – 2,2	1,5 – 3,0

Таблиця 2.6. – Залежність об'єму пор та пористості вугілля від стадії вуглефікації

Ряд вуглефікації C, %	Загальний об'єм пор, см ³ /г	Пористість n, %
63,3	0,073	9,6
71,2	0,105	12,8
71,7	0,114	13,3
75,5	0,232	23,2
76,5	0,105	11,9
77,2	0,158	16,7
79,9	0,083	9,5
81,3	0,144	15,5
83,8	0,033	4,1
88,3	0,042	5,3
89,5	0,052	6,5
90,8	0,076	10,4

Густина вугілля у залежності від зольності можна визначити, орієнтуючись на графіки, які наведено на рис. 2.4.

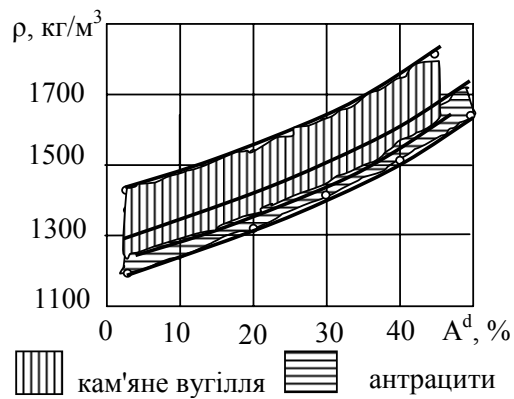


Рис. 2.4. Залежність густини вугілля від зольності.

Вихід летких речовин, який визначає ступінь метаморфізму, елементний склад органічної маси та теплоту згоряння вугілля, характеризують дані, які наведено у табл. 2.5.

Однією з основних характеристик транспортованих твердих матеріалів є крупність та гранулометричний склад. Щодо крупності, то максимальний розмір твердих частинок має задовольняти вимогам надійного транспортування, виключаючи можливість закупорки трубопроводів або робочих порожнин транспортних насосів. Як показує практичний досвід, цей розмір не повинен перевищувати $1/3$ діаметра трубопроводу.

Гранулометричний склад транспортованих матеріалів може бути моно- та бімодальним. Визначають його шляхом ситового аналізу та найчастіше представляють у табличній формі (табл. 2.7 та 2.8) або у вигляді характеристики крупності – кривої, яка виражає процентний сумарний вихід стандартних класів (по „+”, тобто більше певної крупності, або по „–“ тобто менше певної крупності) (рис. 2.5).

Таблиця 2.7. – Гранулометричний склад рядового вугілля

Класи крупності, мм	Вихід класу крупності γ , %	Сумарний вихід класів крупності R, %
50 – 100	5,30	5,30
25 – 50	12,50	17,80
13 – 25	22,70	40,50
6 – 13	22,30	62,80
3 – 6	15,30	78,10
1 – 3	14,60	92,70
0 – 1	7,30	100,00
Разом:	100,00	
d_{cp} , мм	16,11	

Таблиця 2.8. – Гранулометричний склад гірських порід

Гірська порода	Фракції	Розміри частинок, мм
Глина	тонка	< 0,001
	груба	0,001 – 0,005
Пил	дрібний	0,005 – 0,01
	крупний	0,01 – 0,05
Пісок	тонкий (пилуватий)	0,05 – 0,10
	дрібний	0,10 – 0,25
	середньої крупності	0,25 – 0,50
	крупний	0,50 – 2,00
Гравій	дрібний	2,0 – 5,0
	середньої крупності	5,0 – 10,0
	крупний	10,0 – 20,0
Галька		20,0 – 60,0
Дикий камінь		60,0 – 200,0
Валуни	дрібні	200 – 400
	середньої крупності	400 – 800
	крупні	> 800

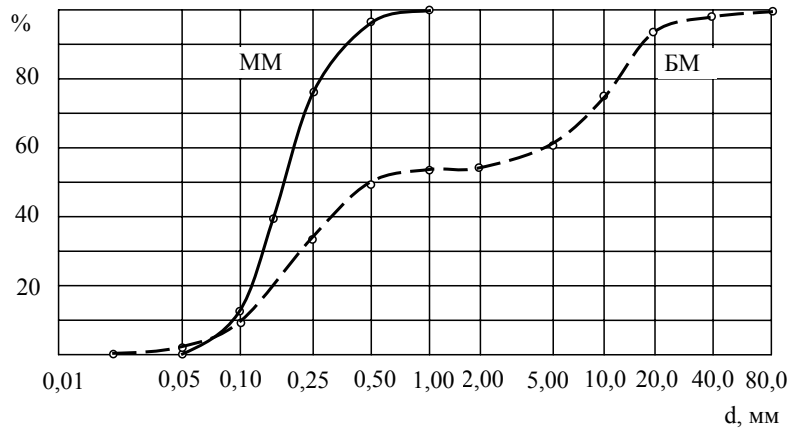


Рис. 2.5. Криві гранулометричного складу ґрунту:
 ММ – моноmodalний, БМ – біmodalний.

У гідравлічних розрахунках гранулометричний склад твердих сипких матеріалів, призначених до транспортування трубопроводами, характеризують середньозваженим діаметром.

$$d_{cp} = \frac{d_1\gamma_1 + d_2\gamma_2 + \dots + d_n\gamma_n}{100} = \frac{\sum d_i\gamma_i}{100}, \text{ мм} \quad (2.7)$$

де d_{cp} – середньозважений діаметр транспортованого сипкого твердого матеріалу, мм; d_i – середній діаметр стандартного класу крупності, мм; γ_i – вихід класу крупності, %.

Здатність твердого матеріалу транспортуватися у потоці води характеризують коефіцієнтом ψ , який є функцією крупності (табл. 2.9).

Для багатофракційного ґрунту підраховують середньозважене значення цього коефіцієнта

$$\psi_{cp} = \frac{\sum \psi_i \cdot p_i}{100}; \quad (2.8)$$

де ψ_i – середня величина i -тої стандартної фракції; p_i – відсотковий зміст i -тої фракції за масою у пробі ґрунту.

Таблиця 2.9. – Величини коефіцієнта ψ для стандартних фракцій ґрунту

Фракція ґрунту, мм	0,05-0,10	0,1-0,25	0,25-0,5	0,5-1,0	1,0-2,0	2,0-3,0	3,0-5,0	5,0-10,0	> 10
ψ	0,02	0,20	0,40	0,80	1,2	1,5	1,8	1,9	2,0

Якщо вміст найбільш крупної фракції у ґрунті з моноmodalним гранулометричним розподілом не перевищує 10 %, то при визначенні d_{cp} і ψ_{cp} його можна не враховувати.

З використанням середніх значень стандартних класів крупності побудовано графічну залежність $\psi = f(d_{cp})$, яка дає можливість визначити величину коефіцієнта ψ_{cp} для різних класів крупності стандартної шкали (0,5-1,0; 1,0-3,0; 3,0-6,0; 6,0-13,0) (рис. 2.6).

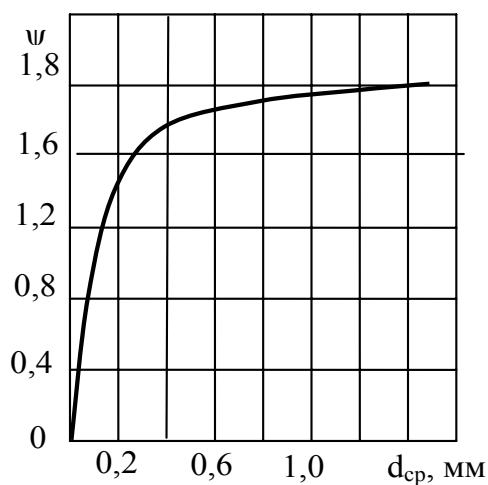


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта ψ , який характеризує здатність твердого матеріалу до гідравлічного транспортування, від крупності твердого матеріалу.

Іноді ґрунт характеризують коефіцієнтом різнозернистості, який визначають за допомогою кривої гранулометричного складу (рис. 2.5).

$$j = \frac{3d_{10}}{d_{90}}; \quad (2.9)$$

де d_{10} і d_{90} – крупність частинок, менше яких у пробі ґрунту вміщено відповідно 10 % та 90 % твердого матеріалу.

Якщо до гідротранспорту надходить суміш двох або більше ґрунтів крива її гранулометричного розподілу набуває бімодальності і коефіцієнт різнозернистості визначають як

$$j = \frac{J_1 \cdot P_1 + J_2 \cdot P_2}{P_1 + P_2}; \quad (2.10)$$

де J_1 і J_2 та P_1 і P_2 – відповідно коефіцієнти різнозернистості та процентний зміст кожного ґрунту у пробі.

На логарифмічних кривих, які побудовано на основі експоненціально-степеневого рівняння Розіна-Раммлера ($R_d = 100e^{-bd^n}$, де R_d – сумарний вихід твердих частинок, крупніших за середній розмір стандартного класу крупності d) у логарифмічних координатах, кумулятивна крива для більшості твердих матеріалів, подрібнених будь-яким механічним способом, має вигляд прямої лінії (рис. 2.7).

У процесі транспортування по трубах частинки твердих матеріалів зазнають зіткнення поміж собою, зі стінками труб та крайками робочого апарату насосів, що супроводжується змінами у гранулометричному розподілі із збільшенням виходу найдрібніших частинок. Остання обставина призводить до підвищення транспортувальної здатності несучої рідини, але й суттєво утруднює зневоднення гідросуміші у кінцевому терміналі гідротранспортної системи (якщо це передбачено вимогами споживача).

Необхідність зневоднення може виникнути, наприклад, при гідравлічному транспортуванні вугілля. Вміст у гідросуміші частинок вугілля крупністю – 0,06 мм можна визначити за допомогою формули, отриманої за результатами експериментальних досліджень.

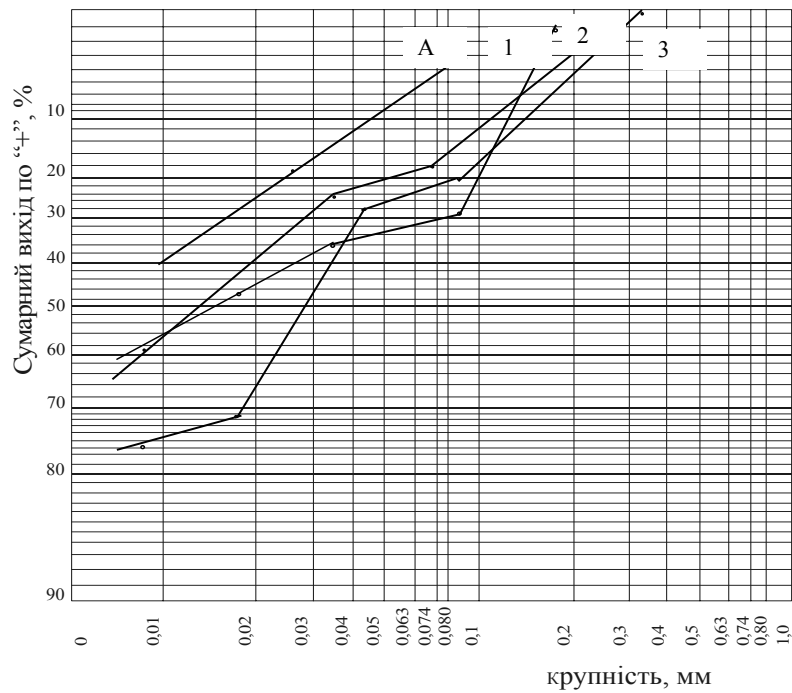


Рис. 2.7. Гранулометричний розподіл вугілля марки «Г»:
 А – мономодальний склад; 1, 2, 3 – бімодальні склади.

$$\gamma_t = (100 - \gamma_0) e^{-kL^{-m}} + \gamma_0; \quad (2.11)$$

де γ_0 та γ_e – вміст у вугіллі частинок крупністю – 0,06 мм , відповідно до та після гідротранспорту, %; L – відстань транспортування, км. Показники k та m характеризують інтенсивність утворення класу – 0,06 мм у залежності від протяжності транспортування і визначаються експериментально (табл. 2.10).

Таблиця 2.10. – Коефіцієнти до формули (2.11)

Марка вугілля	Коефіцієнт k	Коефіцієнт n
Г	7,836	0,494
П	10,23	0,520
А	7,398	0,403

Інтенсивне подрібнення рядового вугілля у процесі транспортування трубопровідним транспортом та висока вартість зневоднювання гідросуміші у кінцевому терміналі гідротранспортних систем роблять доцільним застосування цього виду транспорту лише при відсутності можливості вибору альтернативної технології (наприклад, у горах при відсутності технічної можливості та економічної доцільності будівництва залізниці). В окремих випадках є доцільним переміщення гідротранспортними системами дрібного вугілля або вугільних шламів на порівняно невеликі відстані. Визначити в такому разі гранулометричний склад кінцевого продукту транспортування можна за допомогою номограми (рис. 2.8).

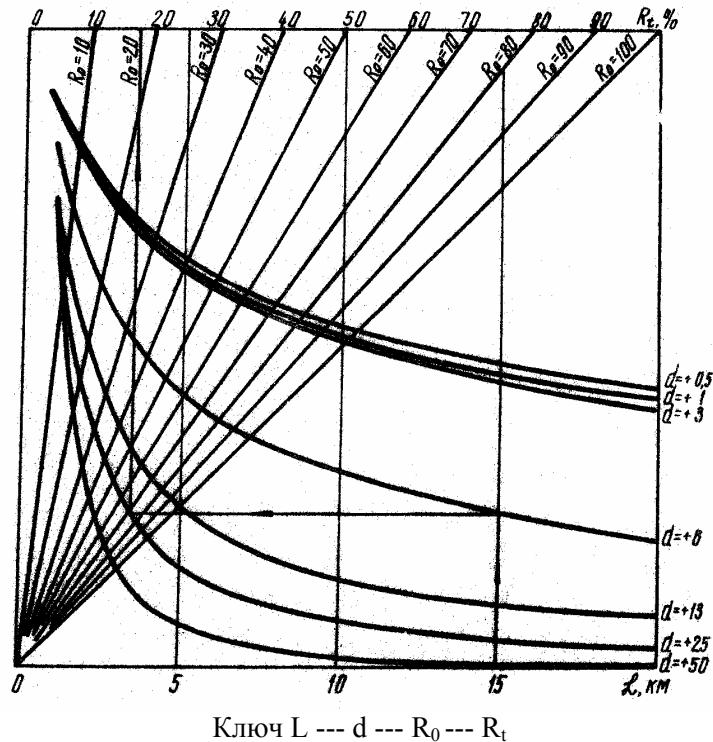


Рис. 2.8. Номограма для визначення гранулометричного складу кінцевого продукту гідравлічного транспортування.

2.6. Гідросуміші

Гідросуміш – це механічна суміш подрібненого твердого матеріалу (грунту, корисних копалин, промислових відходів тощо) з рідиною, якою у переважній більшості випадків є вода.

Найбільш придатною з точки зору практичного використання є така схема класифікації гідросумішей.

Структурні – гідросуміші, тверда фаза яких складається з частинок крупністю 0 – 50 мкм.

Тонкодисперсні - утворюються з матеріалу крупністю 0 – 0,35 мм. Основна маса представлена частинками крупністю 0,05 – 0,25 мм. Можлива наявність до 25 – 30% частинок крупністю 0,25 – 0,5 мм.

На практиці вугільні гідросуміші, тверда фаза яких складається з частинок крупністю менше 0,35 – 0,2 мм, відносять до водовугільних суспензій (ВВС). У залежності від вмісту найбільш тонких класів та характеру розшарування такі гідросуміші можуть бути при зберіганні або транспортуванні стабільними та нестабільними, що визначає їх седиментаційна стійкість. В процесі руху по трубах твердий компонент рівномірно розподіляється по перерізу потоку і гідросуміш набуває властивостей однорідної рідини підвищеної густини.

Грубодисперсні – утворюються частинками твердого матеріалу крупністю 0 – 3 мм, характеризуються нерівномірним розподіленням частинок по перерізу потоку. Стійкий рух потоку при мінімальному гідравлічному опорі забезпечує швидкість, яка перевищує критичну.

Неоднорідні грубодисперсні гідросуміші утворюються з вугілля, порід та ґрунтів крупністю понад 3 мм. Переміщення таких гідросумішей по трубопроводу відбувається у режимі вище критичного з чітко вираженою нерівномірністю розподілення частинок по вертикалі. До 70 % твердого матеріалу зосереджено у придонній області, де швидкість їх руху на 5 – 10% перевищує критичну. Характерним видом переміщення є почергове зважування крупних кусків – волочіння та перекочування.

Полідисперсні гідросуміші утворюються з рядового вугілля, породи та ґрунту, гранулометричний склад яких визначає технологія виймання або подрібнення. Для таких гідросумішей є характерним переміщення найдрібніших частинок (0,25 – 0 мм)

у завислому стані, частинок крупністю до 1,5 мм – почерговим зважуванням по всьому перерізу, а найбільш крупних грудок – у придонній області перервним зважуванням, перекочуванням або волочінням по нижній стінці труби. Суттєво впливають на характер руху потоку найбільш дрібні частинки (0 - 0,5 мм), що стає особливо помітним при їх вмісті до 25 – 35 %.

На практиці подібне розподілення гідросумішей здійснити досить важко. Тому у гідравлічних розрахунках гідросуміші розподіляють на *різномірні*, які складені з матеріалу крупністю 0 – 50 мм, 0 – 25 мм, 0 – 13 мм і 0 – 6 мм, *умовно однорідні*, складені з вугілля крупністю 0 – 3 мм та 0 – 1 мм, та *однорідні*, що складені з матеріалів крупністю до 0,35 мм.

Гідротранспорт неоднорідних гідросумішей характеризується відносно високими витратами енергії, що пов'язано з необхідністю транспортування із швидкістю вище критичної, виходячи з умов запобігання відкладень на дні труби. Цей процес супроводжується інтенсивним подрібненням вугілля в трубопроводі і, як наслідок, збільшенням виходу мікронних класів, що може вплинути на величину гідравлічного опору. Концентрація таких гідросумішей не перевищує 20 – 30% за масою і по перерізу труби розподіляється нерівномірно. Крупні грудки переміщуються у придонній області при швидкості, яка на 5 – 10% перевищує критичну.

При транспортуванні зі швидкістю, меншою за критичну, на дні труби утворюється нерухомий осад, що викликає загрозу закупорки трубопроводу. З такою ж небезпекою пов'язане транспортування крупних грудок зернистого матеріалу, якщо за розміром вони перевищують 1/3 діаметра труби, а масова концентрація гідросуміші перевищує 25%. В процесі транспортування неоднорідних гідросумішей відбувається подрібнення транспортованого матеріалу. Неоднорідні гідросуміші транспортують переважно по технологічних та промислових гідротранспортних системах на порівняно невеликі відстані.

Умовнооднорідні гідросуміші з вугілля класів 0 – 1 мм, 0 – 3 мм та 0 – 6 мм, для яких характерний високий вміст дрібних класів (0,06 мм і менше), є по суті грубодисперсними. Такі гідросуміші транспортують при порівняно невисоких швидкостях, що зумовлює порівняно невеликі втрати енергії. Тому вони є

найбільш придатними для транспортування магістральними трубопроводами на великі відстані. Інтенсифікація за певних умов процесу подрібнювання підвищує вміст у гідросуміші тонких зерен, що знижує гідравлічний опір, а іноді може привести до появи в'язко-пластичних властивостей.

Найменш енергоємним є процес транспортування тонкодисперсних гідросумішей (суспензій), для яких характерна відсутність критичної швидкості. При зупинці ГТС та тривалому зберіганні такі гідросуміші не зазнають розшарування. Водовугільні суспензії (ВВС) являють собою полідисперсні структуровані системи, течія яких характеризується умовним параметром – уявною або ефективною в'язкістю і граничним напруженням зсуву. При невеликих напруженнях зсуву такі гідросуміші нерухомі і, подібно до твердого тіла, зазнають лише пружних деформацій.

3. САМОПЛИВНИЙ ГІДРОТРАНСПОРТ

3.1. Технологія самопливного гідротранспорту

Самопливний гідротранспорт – це найбільш продуктивний, малогабаритний та безпечний вид транспорту, став якого прокладають з похилом не менше 3%. Порівняння економічної ефективності самопливного гідротранспорту з автомобільним, залізничним та конвеєрним свідчить про його безумовну перевагу.

Широке застосування самопливного гідротранспорту обумовлене такими перевагами, як легкість нарощування траси жолобів, простота з'єднання окремих жолобів, менша вага і менша вартість одного лінійного метра жолобового ставу у порівнянні з напірним гідротранспортом, можливість швидкого виявлення закупорок та відносна легкість розбутовування жолобів.

До недоліків самопливного гідротранспорту слід віднести відсутність засобів стабілізації продуктивності системи, забутування жолобів внаслідок потрапляння до них сторонніх предметів та великих грудок транспортованого матеріалу, витік транспортної води через відсутність герметизації на стиках жолобів та підвищений знос жолобів.

Зменшення гідроабразивного зношування жолобів забезпечується покриттям емаллю та футеруванням зносостійкими матеріалами (керамічною плиткою, кам'яним литтям, склом, тощо). Найбільш поширеними є жолоби трапецієподібної форми, які складаються з окремих ланок довжиною до 1,5 м. Застосовують жолоби при похилі ґрунту не більше 15 – 20°. При більшому похилі застосовують труби. Розміри жолобів найбільш розповсюдженого типу наведено у табл. 3.1.

Транспортна здатність потоку води при самопливному транспортуванні визначається, в першу чергу, крупністю твердого матеріалу та концентрацією гідросуміші (масовою або об'ємною) – співвідношенням твердого матеріалу та рідкої фази в гідросуміші. Найбільша кількість транспортної води потрібна в тому випадку, коли у масі транспортованого матеріалу переважають великі грудки.

Таблиця 3.1. – Типорозміри жолобів для самопливного гідротранспорту

Тип жолоба	Ширина, мм		Висота, мм	Довжина, мм	Площа перерізу, м ²
	Внизу	Зверху			
I	300	400	300	1250	0,105
II	350	450	300	1250	0,120
III	400	500	300	1250	0,135
IV	500	600	300	1250	0,165
V	570	670	300	1250	0,186

Середньозважена крупність d_{cp} гірничої маси та крупність найбільшої грудки d_{max} є основними характеристиками твердого матеріалу, які визначають витрату води, необхідну для здійснення надійного транспортування жолобовим ставом певного похилу.

Необхідні для забезпечення надійного транспортування витрати води визначаються також геометричними параметрами жолоба $b/tg\alpha$, коефіцієнтом тертя транспортованого матеріалу по дну та стінках жолобів f_m , похилом i , густиною гідросуміші ρ_{cm} та коефіцієнтом k_y , що визначає якість укладення ставу жолобів, та коефіцієнтом шорсткості стінок, які обмежують потік, n .

У загальному вигляді цю залежність можна подати рівнянням:

$$Q_0 = f\left(\frac{b}{tg\alpha}, d_{max}, d_{cp}, f_T, \frac{\rho_S}{\rho_0}, \rho_m, K_y, n, \frac{1}{i}\right) \quad (3.1)$$

Аналогічно похил, необхідний для самопливного гідротранспорту вугілля в трапецієподібних жолобах, може бути визначений, як:

$$i = f\left(\frac{b}{tg\alpha}, d_{max}, d_{cp}, f_T, \frac{\rho_S}{\rho_0}, \rho_m, K_y, n, Q_0\right) \quad (3.2)$$

У кожному окремому випадку необхідні для здійснення надійного транспортування гірничої маси витрати води мають бути достатньо обґрунтованими. На підставі досвіду експлуатації самопливних гідротранспортних систем рекомендовано такі параметри з урахуванням якості укладення жолобів та наявності місцевих опорів (табл. 3.2).

Таблиця 3.2. – Рекомендовані параметри самопливного гідротранспорту

Матеріал, який транспортують	Тип жолобів			
	Металеві		Емальовані	
	Глибина потоку перед введенням твердого матеріалу	Похил	Глибина потоку перед введенням твердого матеріалу	Похил
Вугілля 0 – 250 мм	40 – 50 мм Т:Р = 1:4,5	0,05	40 – 45 мм Т:Р = 1:3	0,02 – 0,03
Порода 0 – 250 мм	60 – 75 мм Т:Р = 1:15	0,07 – 0,08	60 – 65 мм Т:Р = 1:12	0,05
Мінімальні похили				
Вугілля 0 – 250 мм	90 – 100 мм Т:Р = 1:7,5	0,03	90 – 100 мм Т:Р = 1:5	0,015 – 0,02
Порода 0 – 250 мм	0,07		0,04	

Для кожного похилу жолобового ставу існує певний інтервал витрат транспортної рідини, який відповідає мінімуму витрат енергії транспортної рідини на 1 т транспортованого матеріалу

$$E = \frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s \cdot \rho_s} \cdot H \quad (3.3)$$

Практикою відмічено, а експериментальними дослідженнями підтверджено значну роль, яку відіграє у самопливному гідротранспорті сила тертя, що залежить від стану поверхні взаємодіючих матеріалів та враховується коефіцієнтом тертя. Визначені за результатами експериментів величини коефіцієнтів тертя для вугілля та породи наведені в табл. 3.3.

Оптимальною формою перерізу жолоба, який призначено до транспортування гірничої маси, слід вважати таку, при якій глибина потоку забезпечує надійне транспортування вугілля та породи, виходячи з умов мінімальної витрати енергії на 1 т матеріалу, який транспортують.

Таблиця 3.3. – Величини коефіцієнтів тертя для самопливного гідротранспорту

Матеріал жолоба	Стан жолоба	Середнє значення коефіцієнта тертя для:		
		пісковіку	аргіліту	вугілля
Металевий: без покриття	Сухий	0,65	0,60	0,47
	Мокрий	0,66	0,46	0,36
емальований	Сухий	0,27–0,39	0,37	0,33
	Мокрий	0,43–0,45	0,30	0,225
Армований склом	Сухий	0,37	0,36	0,27
	Мокрий	0,45	0,34	0,22
Армований метлахською плиткою	Сухий	0,55	0,48	0,53
	Мокрий	0,57	0,54	0,54
Армований кахельною плиткою	Сухий	0,31	0,33	0,26
	Мокрий	0,52	0,36	0,31
Армований дерев'яними струганими дошками	Сухий	0,65	0,50	0,55
	Мокрий	0,78	0,61	0,62
Армований торцевими дерев'яними вставками	Сухий	0,87	0,74	0,79
	Мокрий	1,09	0,89	0,92
Армований гумою	Сухий	0,92	0,70	0,70
	Мокрий	0,65	0,67	0,76

Площа перерізу потоку ω , глибина потоку H , гідравлічний радіус R та кут нахилу стінок жолоба до горизонту β пов'язані такими залежностями:

$$\omega = b \cdot H + H^2 \cdot \operatorname{ctg} \beta ; \quad (3.4)$$

$$\omega = b \cdot R + 2HR \cdot \frac{1}{\sin \beta} ; \quad (3.5)$$

де b – ширина жолоба по низу.

Заданій площі перерізу потоку та куту $\beta = 78^\circ$ відповідає певна ширина жолоба, яка і є гідравлічно найвигіднішою. Збільшити транспортну здатність потоку через збільшення його глибини можна, змінюючи ширину жолоба та виходячи з умови

$$b \geq (1,5 \cdots 2) d_{\max} ; \quad (3.6)$$

де d_{\max} – максимальний розмір грудки твердого матеріалу, мм.

Найбільша транспортна здатність потоку при переміщенні монодисперсних (класифікованих) матеріалів крупністю більше за 6 мм в інтервалі похилів 0,04–0,07 забезпечується умовою

$$h_{onm} = (0,4 \dots 0,5)d_{cp}; \quad (3.7)$$

де h_{onm} – глибина потоку рідини до введення твердого матеріалу, мм.

Для полідисперсного (рядового) матеріалу в інтервалі похилу 0,04–0,10

$$h_{onm} = (0,25 \dots 0,5)d_{cp}. \quad (3.8)$$

Транспортна здатність потоку залежить також від форми частинок матеріалу, який транспортують. Вона може бути найменшою при довгастій, дуже витягненій, з гострими гранями формі частинок, а найбільшою – при кулеподібних частинках, обкатаних на кшталт морської гальки.

На транспортну здатність потоку впливає також якість виготовлення жолобів, монтажу жолобових ставів, шорсткість звуження, коліна і повороти, перетини (зливання) двох потоків, виположування ставу жолобів та уступи значної величини.

3.2. Гідравлічний розрахунок самопливного гідротранспорту

3.2.1. Наближені розрахунки похилів жолобів

Є.А. Бессонов пропонує для наближених інженерних розрахунків похилів жолобів та швидкості течії гідросуміші різних ґрунтів метод А.М. Царевського.

Похил жолоба (каналу)

$$i = \frac{\lg Q_{cm} + 0,04C + A}{1000R}. \quad (3.9)$$

Розрахункова швидкість руху гідросуміші у жолобах

$$u_{cp} = 64\sqrt{R^3} \cdot \sqrt{(\rho_{cm} - 1)w_0 \cdot a}; \quad (3.10)$$

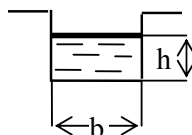
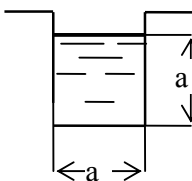
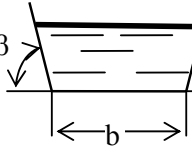
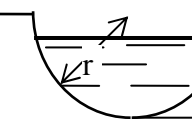
$$a = \left[\frac{d_{0-80}}{(0,5d_{cp} + 0,8)d_{cp}} \right]^{0,2}; \quad (3.11)$$

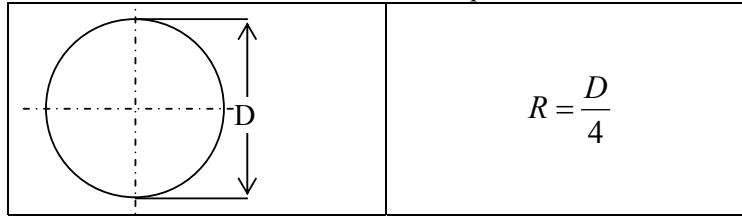
де $Q_{см}$ – витрата гідросуміші, $м^3/с$; C – масова концентрація гідросуміші, %; R – гідравлічний радіус, який визначають за допомогою формул, наведених у табл. 3.4; A – коефіцієнт, який характеризує склад ґрунту у гідросуміші (табл. 3.5); $\rho_{см}$ – густина гідросуміші, $т/м^3$; w_0 – осереднена гідравлічна крупність ґрунту, $м/с$

$$w_0 = \frac{\sum w_{icm} \cdot \gamma_i}{100}; \quad (3.12)$$

де w_{icr} – гідравлічна крупність стислого падіння окремих фракцій; γ – вміст цих фракцій у даній породі, %; d_{0-80} та d_{cp} – середньозважений розмір (діаметр) фракцій ґрунту від 0 до 80 % його складу та всього складу відповідно.

Таблиця 3.4. – Визначення гідравлічного радіусу для жолобів різної форми

Форми потоку	Гідравлічний радіус
	$R = \frac{b \cdot h}{b + 2h}$
	$R = \frac{a}{4}$
	$R = \frac{h(h + b \operatorname{tg} \beta)}{\left[\frac{\operatorname{tg} \beta (b + 2h)}{\sin \beta} \right]}$
	$R = \frac{r}{\frac{2 - \sqrt{2hr - h^2} (r - h)}{\sqrt{8hr + 1,33h^2}}}$



$$R = \frac{D}{4}$$

Таблиця 3.5. – Величина коефіцієнта А у формулі (3.9)

Вид ґрунтів	Коефіцієнт А
Глинисті та суглинисті	1,84
Супісок та пісок	2,0
Крупний пісок з невеликим вмістом гравію	3,0
Гравелистий	3 – 5

Таблиця 3.6. – Швидкість падіння частинок гірничої маси у чистій воді (гідралічна крупність) w , см/с, при атмосферному тиску в інтервалі температур 0-20 °С

Розмір частинок, d , мм	Гідралічна крупність w , см/с		
	Порода $\rho_s = 2650$ кг/м ³	Антрацит $\rho_s = 1550$ кг/м ³	Вугілля $\rho_s = 1350$ кг/м ³
0,5	5,402	2,4	2,0
1,0	11,002	4,1	3,4
1,5	16,00	5,0	4,5
2,0	19,00	6,4	6,1
2,5	21,25	7,3	7,4
3,0	23,25	8,0	8,0
5,0	30,00	10,9	10,7
7,0	35,50	13,1	12,9
10,0	42,5	16,1	15,3
12,5	47,7	18,4	16,9
15,0	52,0	20,4	18,2
17,0	56,2	21,5	19,3
20,0	60,2	22,9	20,0
22,5	63,7	23,8	21,8
25,0	67,2	24,8	22,5

Продовження табл. 3.6

30,0	73,6	26,0	24,2
40,0	87,0	30,2	29,0
50,0	98,5	33,7	32,7
60,0		37,0	36,0
70,0		40,0	38,9
80,0		42,5	41,5
90,0		45,0	44,0
100,0		47,3	46,5

Таблиця 3.7. – Гідравлічна крупність ґрунтів при температурі 10 °С

Діаметр час-тинок, мм	Гідравлічна крупність, см/с	Діаметр час-тинок, мм	Гідравлічна крупність, см/с	Діаметр час-тинок, мм	Гідравлічна крупність, см/с	Діаметр час-тинок, мм	Гідравлічна крупність, см/с
30,0	73,6	3,0	22,75	0,37	3,90	0,065	0/201
27,5	70,6	2,5	20,92	0,35	3,50	0,06	0,173
25,0	67,2	2,0	18,75	0,32	3,12	0,05	0,124
22,5	63,2	1,75	17,32	0,3	2,74	0,02	0,020
20,0	60,2	1,5	15,65	0,27	2,38	0,01	0,0049
17,5	56,2	1,25	13,80	0,25	2,05	0,005	0,0012
15,0	52,0	1,0	11,68	0,2	1,45	0,003	0,0005
12,5	47,7	0,9	10,79	0,15	0,92	0,001	0,000049
10,0	42,5	0,85	10,29	0,14	0,81		
9,0	40,3	0,8	9,81	0,13	0,72		
8,0	38,0	0,77	9,56	0,12	0,62		
7,0	35,5	0,75	9,23	0,11	0,54		
6,0	32,8	0,65	7,88	0,1	0,46		
5,0	30,0	0,6	7,16	0,09	0,375		
4,0	26,8	0,5	5,67	0,08	0,30		
3,5	24,53	0,4	4,26	0,07	0,232		

Для твердого матеріалу, різномірної за крупністю, гідравлічну крупність розраховують як середньозважену величину

$$w_{cp.} = \frac{\sum_{i=1}^n w_{cp.i} \cdot \lambda_i}{100}, \text{ мм/с} \quad (3.13)$$

де $w_{cp,i}$ – середньозважена гідравлічна крупність, яку підраховано для i -того класу по d_{cp} класу; γ – вихід класу у загальній пробі, %.

Таблиця 3.8. – Дані для розрахунку жолобів за методом А.М. Царевського

Ширина жолоба по дну $b = 2h$, м	Наповнення, $h = \frac{b}{2}$, м	Транспортований ґрунт					
		Глина та суглинок без грудок		Супісок та пісок дрібний та середній		Пісок крупний з невеликим вмістом гравію	
		u_{cp} , м/с	$Q_{см.}$, м ³ /с	u_{cp} , м/с	$Q_{см.}$, м ³ /с	u_{cp} , м/с	$Q_{см.}$, м ³ /с
0,31	0,155	1,7	0,082	2,0	0,100	2,5	0,120
0,38	0,190	1,8	0,130	2,1	0,150	2,8	0,200
0,44	0,220	2,1	0,204	2,2	0,213	3,0	0,290
0,50	0,250	2,2	0,275	2,4	0,300	3,3	0,410
0,62	0,310	2,5	0,490	2,9	0,557	3,9	0,749
0,75	0,375	2,7	0,760	3,2	0,900	4,2	1,180

3.2.2. Приклади розрахунків

Вихідні дані для розрахунку: $Q_{см.} = 0,3$ м³/с; $C = 17$ %; склад ґрунту – пісок середньої крупності; коефіцієнт шорсткості жолобів $\Delta_E = 0,012$.

3.2.2.1. Згідно до табл. 3.8 для $Q_{см.} = 0,3$ м³/с; $b = 0,5$ м; $h = 0,25$ м, $u_{cp.} = 2,4$ м/с.

3.2.2.2. Гідравлічний радіус згідно табл. 3.4

$$R = \frac{b \cdot h}{b + 2h} = \frac{0,5 \cdot 0,25}{0,5 + 2 \cdot 0,25} = 0,125 \text{ м.}$$

3.2.2.3. Визначаємо похил жолобу за допомогою формули (3.9) при $C = 17$ %; $A = 2$.

$$i = \frac{\lg 0,3 + 0,04 \cdot 17 + 2}{1000 \cdot 0,125} = 0,0173.$$

3.2.2.4. Визначимо величину a за формулою (3.11) при $d_{0-80} = 0,2$ мм;
 $d_{cp.} = 0,2$ мм.

$$a = \left[\frac{0,2}{(0,5 \cdot 0,2 + 0,8) \cdot 0,2} \right]^{0,2} = 1,02 .$$

3.2.2.5. Величина розрахункової швидкості гідросуміші у жолобі складатиме при $w = 0,02$

$$u'_{cp.} = 64 \sqrt{0,125} \cdot \sqrt[3]{(1,07 - 1,0)0,02} \cdot 1,02 = 2,46 \text{ м/с.}$$

Таким чином, розрахункова швидкість майже дорівнює швидкості, яку визначено з табл. 3.8.

3.3. Розрахунок самопливного гідротранспорту на вугільних гідрошахтах

Для розрахунку параметрів самопливного гідротранспорту гірничої маси найбільш придатною є методика, яку розроблено фахівцями інституту „ВНИИГидроуголь” (Росія) на підставі експериментальних досліджень та даних спостережень на системах самопливного гідротранспорту гідрошахт Кузбасу (Росія).

3.3.1. Вибір типу жолобів

Тип жолобів при створенні системи самопливного гідротранспорту вибирають, виходячи з необхідності забезпечення пропускної здатності по твердому матеріалу, безаварійності та довговічності, а також найменшої вартості транспортування.

Ширину жолобу певного типу b , виходячи з максимальної крупності матеріалу, який транспортують, вибирають з умов $b > (1,5 - 2)d_{max}$. Для рядових матеріалів класу крупності 0 – 250 мм рекомендовано жолоби шириною не менше 400 мм, а для подрібнених матеріалів 0 – 50 і 0 – 70 мм можна застосовувати жолоби шириною по низу 200 та 300 мм. Висоту жолоба приймають такою, щоб при максимальних витратах гідросуміші було виключено переливи її через борт жолоба. Практика експлуатації свідчить про те, що найбільш доцільною є висота жолоба 250 – 300 мм.

При похилах ставу жолобів більше 0,10 – 0,15 необхідно передбачити закриття жолоба зверху, щоб запобігти викиду окремих грудок з потоку та ежекції повітря потоком гідросуміші.

Остаточний тип жолоба слід вибирати із стандартного ряду жолобів.

3.3.2. Транспортна здатність потоку

Транспортна здатність потоку, виражена через кількість транспортованого твердого матеріалу в системі самопливного гідротранспорту за одиницю часу Q_s , (т/год, м³/год.) або питомі витрати води $Q_o \rho_o / Q_s = q_o$ (м³/т), що залежать від крупності та густини матеріалу, витрат несучої рідини (води), матеріалу та стану поверхні жолобів, а також характеристики ставу жолобів, знаходять за формулами:

$$Q_s = \frac{Q_o \cdot \rho_o}{K}; \quad (3.14)$$

$$K = \frac{k_1}{i} - k_2 \cdot \sqrt{i} + k_3; \quad (3.15)$$

де: Q_o – витрата транспортної рідини, м³/год; ρ_o – густина транспортної рідини, т/м³; Q_s – транспортна здатність потоку, т/год; i – похил ставу жолобів; k_1, k_2, k_3 – емпіричні коефіцієнти, які залежать від матеріалу жолоба та властивостей матеріалу, який транспортують. Значення коефіцієнтів для найбільш частих випадків наведено в табл. 3.9.

На рис. 3.1 наведені графіки функції $\frac{Q_o \cdot \rho_o}{Q_s} = f(i)$ для

вугілля, породи та сумішей “вугілля – порода” класу 0 – 250 мм, які транспортують потоком води металевими жолобами, а на рис 3.2 – для породи класу 0 – 250 мм, що переміщують по металевих та емальованих жолобах.

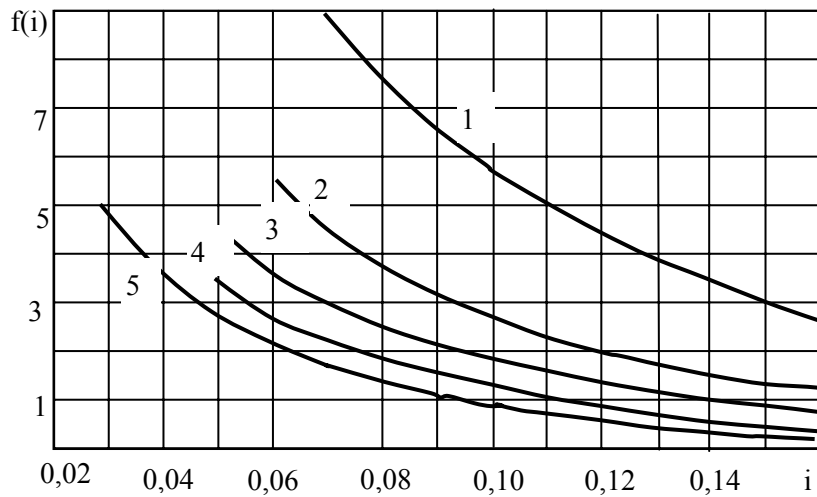


Рис. 3.1. Залежність питомої витрати води від похилу ставу жолобів. Крупність гірничої маси 0–250 мм. Жолоби металеві із зменшеною шорсткістю.
1 – порода; 2 – В:П=1:1; 3 – В:П=2:1; 4 – В:П=3:1; 5 – вугілля.

Таблиця 3.9. – Коефіцієнти для розрахунку транспортної здатності потоку

Область застосування формули 3.14				Характеристика жолобів	Коефіцієнти у формулі (3.15)				
Матеріал	Похил	Ширина жолоба по низу	Витрати води, м ³ /год		k ₁	k ₂	k ₃		
Металеві жолоби									
Порода 0–250 мм	0,07–0,30	400–500	240–450	Новий жолоб	0,8	7,0	1,5		
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,65	7,0	1,5		
Подрібнена порода 0–130 мм	0,07–0,30	300–500	150–300	Новий жолоб	0,8	7,0	1,5		

Продовження табл. 3.9

				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,65	7,0	1,5
Вугілля рядове 0–250 мм	0,05–0,16	400–500	120–360	Новий жолоб	0,18	3,0	0,5
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,15	3,0	0,5
Суміш вугілля та породи В:П = 3:1 0–250 мм	0,05–0,16	400–500	250–360	Новий жолоб	0,20	3,0	0,5
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,17	3,0	0,5
Суміш вугілля та породи В:П = 2:1 0–250 мм	0,05–0,16	400–500	250–360	Новий жолоб	0,27	3,0	0,5
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,23	3,0	0,5
Суміш вугілля та породи В:П = 1:1	0,05–0,16	400–500	250–360	Новий жолоб	0,34	3,0	0,5
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,28	3,0	0,5
Подрібнене вугілля 0–130 мм	0,05–0,16	300–500	90–250	Новий жолоб	0,18	3,0	0,5
				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,15	3,0	0,5
Подрібнене вугілля 0–70 мм	0,05–0,16	200–500	60–200	Новий жолоб	0,18	3,0	0,5

Продовження табл. 3.9

				Жолоб із зменшеною шорсткістю	0,15	3,0	0,5
Емальовані жолоби							
Порода 0–250 мм	0,05–0,20	400–500	220–450	Новий жолоб	0,4	4,5	1,0
Подрібнена порода 0–130 мм	0,05–0,20	300–500	150–300	Новий жолоб	0,4	4,4	1,0
Подрібнена порода 0–70 мм	0,05–0,20	200–500	60–200	Новий жолоб	0,4	4,5	1,0

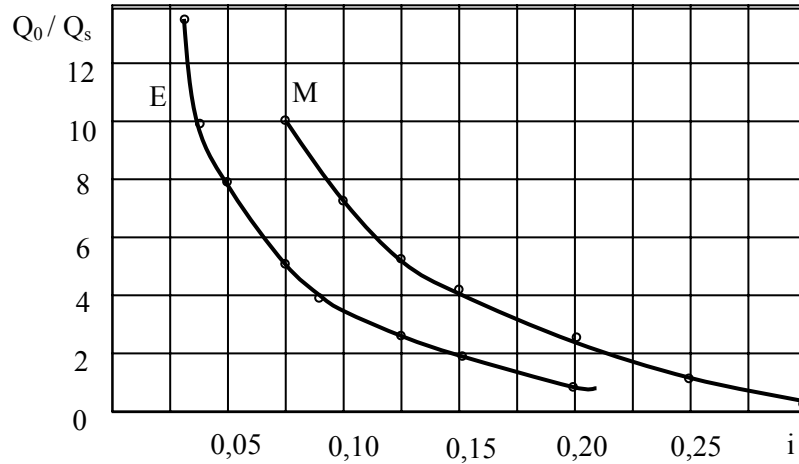


Рис. 3.2. Основні параметри гідротранспорту породи металевими М і емальованими Е жолобами.
Крупність 0–250 мм; витрата води 220–460 м³/год.
Похил: М – 0,07–0,30. Е – 0,03–0,20

Область застосування формули (3.14) обмежена. Формула (3.14) визначає питомі витрати води $Q_{0\rho_0}/Q_s$ відносно до прямолинійної ділянки ставу жолобів. Якщо став жолобів має повороти або недоліки укладення, то питомі витрати води, отримані за цією формулою, треба збільшити у 1,2 рази, а при наявності за-

округлень та перетинів – у 1,5 рази. За допомогою формул (3.14) та (3.15) можна визначити витрати води при відомих похилах, наведених у табл. 3.9, яку побудовано на підставі експлуатаційних та експериментальних даних.

Глибину потоку та швидкість руху гідросуміші можна визначити за формулами

$$u_m = c_m \cdot \sqrt{R_m (i_m - \Delta i)} \quad (3.16)$$

$$Q_m = \omega_m \cdot u_m \quad (3.17)$$

$$Q_m = Q_s + Q_o, \quad (3.18)$$

де: u_m – швидкість руху гідросуміші, м/сек; c_m – швидкісний коефіцієнт для гідравлічного радіусу R_m та коефіцієнту шорсткості жолоба n ; i_m – похил жолобового ставу; Δi – додатковий похил, пов'язаний з наявністю твердого матеріалу в потоці гідросуміші (визначають за рис. 3.3); Q_m , Q_o , Q_s – витрати гідросуміші, води і твердого матеріалу, м³/сек; ω_m – площа перерізу потоку гідросуміші, м².

$$Q_s + Q_o = c_m \cdot \sqrt{R_m (i_m + \Delta i)} \cdot \omega_m; \quad (3.19)$$

$$\omega_m \cdot c_m \cdot \sqrt{R_m} = \frac{Q_o + Q_s}{\sqrt{i_m + \Delta i}}; \quad (3.20)$$

$$\omega_m^2 \cdot c_m^2 \cdot R_m = \frac{(Q_o + Q_s)^2}{i_m + \Delta i} = \varphi. \quad (3.21)$$

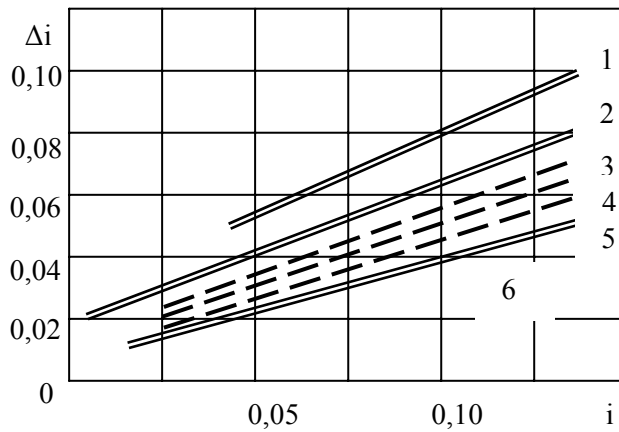
Глибину потоку доцільно визначати за допомогою графіка функції $\omega_m^2 c_m^2 R_m^2 = f(h)$, що наведений на рис. 3.4, де h – глибина потоку гідросуміші.

3.3.3. Приклади розрахунків

3.3.3.1 Визначити необхідну ширину жолоба і граничне співвідношення маси твердого матеріалу до маси рідини.

Вихідні дані:

Матеріал до транспортування – порода крупністю 0 – 250 мм. Похил емальованого жолоба $i = 0,05$.



1 – металевий жолоб, порода; 2 – емальований жолоб, порода;
 3 – металевий жолоб, В:П = 1:1; 4 – металевий жолоб, В:П = 2:1;
 5 – металевий жолоб, В:П = 3:1; 6 – металевий жолоб, вугілля.

Рис. 3.3. Залежність $\Delta i = f(i)$ для гірничої маси
 крупністю 0-250 мм.

Рішення.

а) ширину жолоба визначаємо з умов $b = (1,5 - 2,0)d_{\max} = 2 \cdot 250 = 500$ мм; б) граничне співвідношення маси твердого матеріалу до маси рідини визначаємо за допомогою графіка для прямолінійного ставу жолобів (рис. 3.2):

$$\frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s} = 8;$$

для ставу жолобів з поворотами (колінами):

$$1,2 \cdot \frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s} = 1,2 \cdot 8 = 9,6;$$

для ставу жолобів з колінами та перетинами:

$$1,5 \cdot \frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s} = 1,5 \cdot 8 = 12.$$

3.3.3.2. Визначити необхідні витрати води для транспортування рядового вугілля та швидкість руху гідросуміші.

Вихідні дані:

Матеріал до транспортування – рядове вугілля класу 0 – 250 мм. Похил ставу жолобів – $i = 0,04$. Транспортна здатність потоку – 50 т/год. Жолоби нові (з підвищеною шорсткістю). Став жолобів має повороти (коліна). Густина вугілля $\rho_s = 1300$ кг/м³. Густина води $\rho_0 = 1000$ кг/м³.

Рішення.

а) Витрати води визначаємо за формулою

$$\frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s} = 1,2 \left(\frac{k_1}{i} - k_2 \sqrt{i} + k_3 \right)$$

значення коефіцієнтів в цій формулі приймаємо з табл. 3.10 $k_1 = 0,18$; $k_2 = 3$; $k_3 = 0,5$.

$$Q_0 = 1,2 \cdot 50 \left(\frac{0,18}{0,04} - 3\sqrt{0,04} + 0,05 \right) = 264 \text{ м}^3/\text{год.}$$

б) Знаходимо добуток $\omega^2 c^2 R$ за формулою (3.21)

$$\frac{Q_m^2}{i - \Delta i} = \omega^2 \cdot c^2 \cdot R,$$

Δi визначаємо за допомогою графіка 3.3; $\Delta i = 0,014$, густину вугілля приймаємо $\rho_s = 1,3$ т/м³, а ширину жолоба приймаємо з умов крупності твердого матеріалу (див. приклад 3.3.3.1), $b = 500$ мм.

$$\frac{Q_m^2}{i - \Delta i} = \frac{\left(264 + \frac{50}{1,3} \right)^2}{3600^2 \cdot (0,04 - 0,014)} = 0,25;$$

в) з графіка $\omega^2 c^2 R = f(h)$ (рис. 3.4) для значення $\omega^2 c^2 R = 0,25$ знаходимо глибину потоку гідросуміші $h = 85$ мм. Площа перерізу потоку буде при цьому дорівнювати $\omega_n = 0,043$ м²;

г) середня швидкість руху потоку гідросуміші дорівнюватиме

$$u_m = \frac{Q_m}{\omega} = \frac{264 + \frac{50}{1,3}}{3600 \cdot 0,043} = 1,98 \text{ м/с.}$$

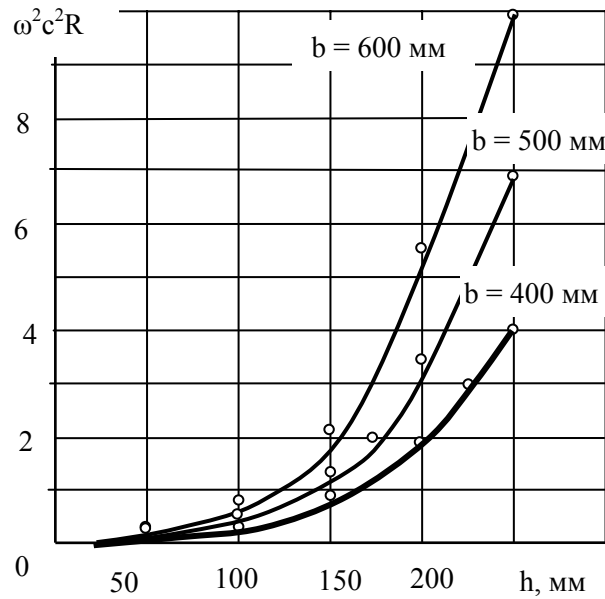


Рис. 3.4 Залежність $\omega^2 c^2 R = f(h)$ для шахтних жолобів ($\beta = 78^\circ$; $n = 0,014$)

Примітка. Глибину потоку за графіком (рис.3.4) доцільно визначати, починаючи з $h = 80$ мм.

3.3.3.3. Визначити гранично можливу транспортну здатність потоку, а також швидкість гідросуміші.

Вихідні дані:

Матеріал до транспортування – гірнична маса із співвідношенням вугілля до породи В:П = 1:1. Витрати води $Q_0 = 360$ м³/год. Похил ставу жолобів $i = 0,05$. Густина води $\rho_0 = 1000$ кг/м³. Густина вугілля $\rho_{SВ} = 1300$ кг/м³. Густина породи $\rho_{Sp} = 2550$ кг/м³. Став жолобів має повороти й перетини, жолоби металеві, нові (з підвищеною шорсткістю).

Рішення.

а) гранично можливу транспортну здатність потоку для гідросуміші В:П = 1:1 знаходимо за формулою (3.14) з урахуванням перетинів та заокруглень

$$Q_s = \frac{Q_0 \cdot \rho_0}{1,5 \cdot \left(\frac{k_1}{i} - k_2 \cdot \sqrt{i} + k_3 \right)}$$

Значення коефіцієнтів до цієї формули знаходимо з даних табл. 3.9:

$$k_1 = 0,34; k_2 = 3; k_3 = 0,5.$$

$$Q_s = \frac{360 \cdot 1}{1,5 \left(\frac{0,34}{0,05} - 3\sqrt{0,05} + 0,5 \right)} = 36,2 \text{ т/год.}$$

б) знаходимо добуток $\omega^2 \cdot c^2 \cdot R = \frac{Q_m^2}{i - \Delta i}$; Δi визначаємо за графіком (рис. 3.3); $\Delta i = 0,0225$.

$$\text{Густина гідросуміші } \rho_m = \frac{1,3 + 2,55}{2} = 1,92 \text{ т/м}^3. \text{ Ширину}$$

жолоба приймаємо 500 мм.

$$\frac{Q_m^2}{i - \Delta i} = \frac{\left(360 + \frac{36,2}{1,92} \right)^2}{(0,05 - 0,0225) \cdot 3600^2} = 0,41.$$

в) з графіка $\omega^2 c^2 R = f(h)$, на рис. 3.4 для $\omega^2 c^2 R = 0,41$ знаходимо глибину потоку $h = 98$ мм. При цьому площа перерізу потоку дорівнюватиме $\omega = 0,0507 \text{ м}^2$.

г) середня швидкість руху гідросуміші

$$u_m = \frac{Q_m}{\omega_m} = \frac{360 + \frac{36,2}{1,92}}{3600 \cdot 0,0507} = 2,07 \text{ м/с.}$$

3.3.3.4. Визначити необхідний похил жолобового ставу при транспортуванні рядової породи крупністю 0-130 мм. Витрати води – $Q_0 = 240 \text{ м}^3/\text{год}$. Потрібна транспортна здатність $Q_s = 25 \text{ т/год}$. Став жолобів має повороти, але не має перетинів. Жолоби із зменшеною шорсткістю. Концентрація гідросуміші – гранично можлива.

Рішення.

а) з умов надійного транспортування визначаємо ширину жолобів по низу.

$$b \geq (1,5 - 2)d_{\max}; b \geq (1,5 - 2) 130 \text{ мм}; b \geq 195 - 260 \text{ мм}.$$

Приймаємо жолоб шириною по низу $b = 300 \text{ мм}$.

б) визначаємо питомі витрати води

$$\frac{Q_0 \cdot \rho_0}{Q_s} = \frac{240 \cdot 1}{25} = 9,6 \text{ м}^3/\text{т};$$

в) еквівалентні питомі витрати води з урахуванням поворотів дорівнюватимуть

$$9,6 \cdot 1,2 = 11,5 \text{ м}^3/\text{т}.$$

Коли б став жолобів мав ще й перетини, то питомі витрати води становили б $9,6 \cdot 1,5 = 14,4 \text{ м}^3/\text{т}$;

г) за графіком $\frac{Q_0}{Q_s} = f(i)$, що зображений на рис. 3.2, по-

хил відповідно до гранично можливої концентрації гідросуміші дорівнює 0,035. З умов забезпечення більшої надійності транспортування приймаємо $i = 0,04$.

Для полегшення розрахунків самопливного гідротранспорту гірничої маси у табл. 3.10 - 3.12 наведено розрахункові параметри, отримані фахівцями інституту „ВНИИГидроуголь” (Росія) за результатами досліджень на гідрошахтах Кузбасу.

Таблиця 3.10. – Залежність величини $\varpi^2 c^2 R$ від глибини потоку h для шахтних емальованих жолобів. Коефіцієнт шорткості $n = 0,012$. Ширина по низу $b = 400 \text{ мм}$. Кут $\beta = 78^\circ$

Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$	Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$	Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$
0,025	0,0055	0,057	0,0720	0,089	0,2850
0,027	0,0071	0,059	0,0800	0,091	0,3060
0,029	0,0087	0,061	0,0888	0,093	0,3220
0,031	0,0109	0,063	0,0984	0,095	0,3420
0,033	0,0133	0,065	0,1080	0,097	0,3670
0,035	0,0160	0,067	0,1200	0,099	0,3910
0,037	0,0190	0,069	0,1320	0,1010	0,4170

Продовження табл. 3.10

0,039	0,0220	0,071	0,1430	0,1030	0,4420
0,041	0,0260	0,073	0,1550	0,1050	0,4600
0,043	0,0300	0,075	0,1680	0,1070	0,4920
0,045	0,0344	0,077	0,1820	0,1090	0,5240
0,047	0,0396	0,079	0,1960	0,1110	0,5570
0,049	0,0448	0,081	0,2100	0,1130	0,5910
0,051	0,0500	0,083	0,2260	0,1150	0,6250
0,053	0,0568	0,085	0,2450	0,1170	0,6890
0,055	0,0640	0,087	0,2650	0,1200	0,7850

Таблиця 3.11. – Залежність величини $\varpi^2 c^2 R$ від глибини потоку h для шахтних металевих жолобів. Коефіцієнт шорсткості $n = 0,014$. Ширина по низу $b = 500$ мм. Кут $\beta = 78^\circ$

Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$	Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$	Глибина потоку, м	$\varpi^2 c^2 R$
0,025	0,00477	0,059	0,0837	0,093	0,3427
0,027	0,00683	0,061	0,0925	0,095	0,3609
0,029	0,00889	0,063	0,1045	0,097	0,3917
0,031	0,01084	0,065	0,1085	0,099	0,4225
0,033	0,01262	0,067	0,1227	0,1010	0,4492
0,035	0,01460	0,069	0,1369	0,1030	0,4716
0,037	0,01860	0,071	0,1493	0,1050	0,4940
0,039	0,0226	0,073	0,1599	0,1070	0,5320
0,041	0,0263	0,075	0,1707	0,1090	0,5700
0,043	0,0297	0,077	0,1897	0,1110	0,6010
0,045	0,0333	0,079	0,2087	0,1130	0,6270
0,047	0,0399	0,081	0,2255	0,1150	0,6550
0,049	0,0465	0,083	0,2399	0,1170	0,6994
0,051	0,0527	0,085	0,2545	0,1190	0,7438
0,053	0,0581	0,087	0,2782	0,1210	0,7822
0,055	0,0637	0,089	0,3022	0,1230	0,8146
0,057	0,0737	0,091	0,3243	0,1250	0,8470

Таблиця 3.12. – Гідротранспорт породи по рядовій породі класу
($b = 450 - 550$ мм)

Витрата води, м ³ /год	Продуктивність (т/год.) по рядовій породі класу 250-0 мм при похилі жолаба						
	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
220	19,9	23,1	26,5	30,3	34,2	38,4	42,7
235	21,2	24,6	28,3	32,3	36,5	41,0	45,0
250	22,6	26,2	30,1	34,4	38,8	43,6	48,5
265	23,9	27,8	31,9	36,4	41,2	46,2	51,4
280	25,3	29,4	33,7	38,5	43,5	48,8	54,4
295	26,6	31,0	35,5	40,6	45,8	51,5	57,3
310	28,0	32,6	37,3	42,6	48,2	54,1	60,2
325	29,3	34,1	39,2	44,7	50,5	56,7	63,1
340	30,7	35,7	41,0	46,7	52,8	59,3	66,0
355	32,0	37,3	42,8	48,8	55,1	61,9	68,9
370	33,4	38,9	44,6	50,9	57,5	64,6	71,9
385	34,8	40,5	46,4	52,9	59,8	67,2	74,8
400	36,1	42,0	48,2	55,0	62,1	69,8	77,7
415	37,5	43,6	50,0	57,0	64,5	72,4	80,6
430	38,8	45,2	51,8	59,1	66,8	75,0	83,5
445	40,2	46,8	53,6	61,2	69,1	77,7	86,5
460	41,6	48,4	55,5	63,2	71,5	80,3	89,4

Продовження табл. 3.12

Витрата води, м ³ /год	Продуктивність (т/год.) по рядовій породі класу 250-0 мм при похилі жолаба						
	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
220	47,8	53,5	59,5	66,3	73,9	82,7	93,2
235	51,0	57,1	63,5	70,8	78,9	88,3	99,5
250	54,3	60,8	67,6	75,3	83,9	93,3	105,9
265	57,6	64,4	71,7	79,8	89,0	99,6	112,2
280	60,8	68,1	75,7	84,3	94,0	105,2	118,6
295	64,1	71,6	77,8	88,9	99,1	110,9	124,9
310	67,1	75,4	83,8	93,4	104,1	116,5	131,3
325	70,6	78,9	87,9	97,9	109,2	122,2	137,6
340	73,9	82,6	91,9	102,4	114,2	127,8	144,0
355	77,2	86,2	96,0	107,0	119,2	133,4	150,3
370	80,5	89,9	100,1	111,5	124,3	139,1	156,7
385	83,7	93,5	104,1	115,9	129,3	144,7	163,0
400	87,0	97,2	108,2	120,4	134,4	150,4	169,4
415	90,3	100,8	112,3	124,9	139,4	156,0	175,7
430	93,5	104,5	116,3	129,5	144,4	161,6	182,1
445	96,8	108,1	120,4	134,0	149,5	167,3	188,4
460	100,1	111,9	124,4	138,5	154,5	172,9	194,8

4. НАПРНИЙ ГІДРАВЛІЧНИЙ ТРАНСПОРТ

4.1. Короткі відомості про структуру двофазних потоків

Фізична суть гідравлічного трубопровідного транспорту полягає у сумісному русі рідини та твердого сипкого матеріалу по трубах у вигляді різних за своїми фізико-механічними властивостями двофазних гідросумішей. Гідротранспорт супроводжується складними гідродинамічними явищами зависання та перенесення твердих частинок. Практично перенесення частинок твердого матеріалу завжди здійснюється у турбулентному потоці, і тому вивчення цієї проблеми пов'язане з теорією турбулентності.

Механізм розвиненої турбулентності полягає у зародженні великомасштабних низькочастотних вихорів, за амплітудою співвимірних з перерізом потоку (максимальний масштаб турбулентних пульсацій), які, розпадаючись, утворюють дрібніші вихори з більш високою частотою пульсацій. Внаслідок зменшення лінійних розмірів та швидкостей цей процес поступово згасає з переходом механічної енергії, запозиченої великомасштабними вихорами від осередненого руху, в теплоту.

У процесі формування турбулентного потоку вихори, що утворюються одночасно у його ядрі і поблизу границь, кінетично та енергетично пов'язані між собою, але мають різні частотні та енергетичні характеристики. Кінематична структура потоку визначається швидкісним полем, яке поділяють на осереднене та пульсаційне.

Миттєву швидкість u_i при цьому приймають рівною сумі осередненої \bar{u}_i та пульсаційної u_i' швидкостей. Епюра осередненої швидкості, а також її пульсаційних складових (поздовжньої \bar{u}' та вертикальної \bar{v}') симетричні відносно геометричної осі труби. В міру віддалення від осі поздовжня (більшою мірою) та вертикальна (меншою мірою) складові збільшуються до певної межі поблизу стінки труби, після чого різко зменшуються і на самій стінці дорівнюють нулю.

При попаданні у потік твердих частинок з густиною, більшою від густини води, симетрія у розподіленні осередненої швидкості та пульсаційних складових порушується. У залежно-

сті від крупності та концентрації твердих частинок у гідросуміші змінюються її в'язкість та густина по глибині потоку. У свою чергу, розподілення концентрації та крупності по глибині потоку суттєво залежить від густини та крупності самих твердих частинок, а також середньої швидкості руху потоку. Найбільш нерівномірне розподілення твердих частинок у потоці спостерігають в момент, що передує випаданню на нижню стінку, тобто відповідає швидкості, яка наближується до критичної.

Накопичення найбільш крупних твердих зерен у нижній частині потоку збільшує опір руху, внаслідок чого швидкості шарів гідросуміші у придонній області труби зменшуються. Цей гальмуючий ефект розповсюджується на шари, що розташовані вище. Таким чином, нерівномірне розподілення твердих частинок у потоці гідросуміші за крупністю і концентрацією порушує симетрію осереднених швидкостей, зміщуючи максимальну швидкість вище геометричної осі труби. У порівнянні з рухом у трубі чистої води епюра розподілення осереднених швидкостей гідросуміші "витагується" у напрямку руху у своїй верхній частині, а градієнти швидкостей у нижній частині збільшуються (рис. 4.1).

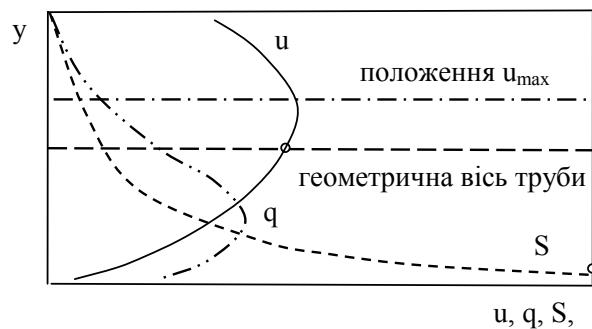


Рис. 4.1. Розподілення витрати твердих частинок q , швидкості u та концентрації S по глибині потоку.

Умови динамічної рівноваги потоку вимагають більш швидкого руху його верхньої частини, розташованої вище проходження максимальної швидкості, у порівнянні з нижньою частиною, яка загальмована підвищеною концентрацією твердих частинок. Із збільшенням середньої швидкості потоку розподіл в

ньому твердих частинок стає більш рівномірним і епюра розподілу швидкостей наближується до симетричної.

Найбільш повно питання теорії та прикладних аспектів гідравлічного транспортування твердих сипких матеріалів викладені у роботах [7 – 19].

4.2. Характеристика та особливості руху гідросумішей

У загальному випадку гідросумішню прийнято вважати механічну суміш подрібненого до певної крупності твердого матеріалу з несучою рідиною (у переважній більшості випадків – водою), у потоці якої здійснюється його транспортування по трубах або у відкритих руслах. У технічній літературі поняття “гідросуміш” вживається в усіх аспектах: підготовки, транспортування, обробки, зберігання та використання. Проте слід чітко усвідомити, що гідросуміш, як фізичне тіло з усіма своїми властивостями, існує лише у стані руху. При зупинці гідротранспортної системи відразу починається процес розшарування (випадання твердих частинок на дно труби, або будь-якого резервуару). Через певний час, більший або менший у залежності від крупності, густини і гранулометричного складу твердого матеріалу, переважна більшість гідросумішей розпадається на чисту рідину і вологу масу твердих частинок.

Виходячи з цього, всі властивості і характеристики гідросумішей розглядаються нами стосовно до рухомого потоку. Основними характеристиками гідросумішей, перш за все, є крупність та гранулометричний склад транспортованого твердого матеріалу. Саме ці параметри визначають характер гідродинамічної взаємодії матеріалу, що транспортується, з несучою рідиною. Саме ці параметри покладені в основу класифікації гідросумішей.

Основним показником режиму руху потоку гідросуміші є критерій гідродинамічної подібності Рейнольдса Re , що характеризує співвідношення інерційних сил потоку і сил в'язкості.

Одною з основних характеристик гідросумішей є міра насиченості твердим матеріалом або *концентрація*.

Концентрацію гідросуміші виражають відношенням об'єму або маси твердого матеріалу до об'єму або маси гідросуміші. Таким чином, концентрація гідросуміші може бути об'ємною або масовою.

Об'ємна концентрація гідросуміші

$$S = \frac{V_s}{V_s + V_o} = \frac{V_s}{V_m}; \quad (4.1)$$

де: S – об'ємна концентрація гідросуміші, частки одиниці або %; V_s – об'єм твердого матеріалу в гідросуміші, м^3 ; V_o – об'єм рідини в гідросуміші, м^3 ; V_m – об'єм гідросуміші, м^3 .

Масова концентрація гідросуміші

$$C = \frac{P_s}{P_s + P_o} = \frac{P_s}{P_m}; \quad (4.2)$$

де: P_s – маса твердого матеріалу в гідросуміші, т; P_o – маса рідини в гідросуміші, т; P_m – маса гідросуміші, т.

Залежності, що пов'язують об'ємну і масову концентрації, а також густину гідросуміші, наведені у табл. 4.1.

Прийнято розрізняти дійсну та витратну концентрації гідросумішей. Різниця між ними обумовлена, по-перше, тим, що скупчення твердих частинок у нижній частині труби зміщує динамічну вісь потоку вгору і, як наслідок, створює гальмівний ефект в придонній області. По-друге, тверді частинки при переносі несучою рідиною дещо відстають від неї. Це відставання збільшується із збільшенням густини частинок.

Таблиця 4.1. – Залежності для обчислення концентрації і густини гідросуміші

Параметр	Густина ρ_m , т/м^3	Об'ємна концентрація S , %	Масова концентрація C , %
Густина, ρ_m , т/м^3		$\rho_o + S(\rho_s - \rho_o)$	$\frac{\rho_o}{1 - C \frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_s}}$
Об'ємна концентрація, S , %	$\frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o}$		$C \frac{\rho_m}{\rho_s}$
Масова концентрація, C , %	$\frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_m}$	$S \frac{\rho_s}{\rho_m}$	

Таким чином, витратна концентрація може несуттєво від-
різнятися від дійсної лише при малій крупності транспортовано-
го матеріалу, або при високих швидкостях транспортування.

Для усталеного руху витрати твердого матеріалу залиша-
ються сталими, і тому витратна концентрація, на відміну від дій-
сної, не залежить від діаметра трубопроводу і буде однаковою
як у висхідній, так і в низхідній його частинах .

Дійсну концентрацію гідросумішей визначають за допо-
могою різного типу приладів. Витратну концентрацію найбільш
точно визначають об'ємно-ваговим методом. Співвідношення
між витратною та дійсною концентраціями гідросуміші при
крупності частинок 0 - 2 мм виглядає як

$$\frac{S_p}{S} = 1 + 4 \frac{S}{S_o} \left(\lg \frac{S}{S_o} \right)^3 \quad (4.3)$$

де: S_p – витратна концентрація гідросуміші, %; S – дійсна
концентрація гідросуміші, %;

$$S_o = S + (S_{zp.} - S) \frac{u_{zp.}}{u}; \quad (4.4)$$

де: $S_{zp.}$ – гранично можлива концентрація гідросуміші. Для
твердого матеріалу пористістю 40% $S_{zp.} = 0,6$.

Величина $S_{zp.}$ залежить від крупності, густини та грануло-
метричного складу твердого транспортованого матеріалу.
Транспортна здатність потоку визначається співвідношенням
гранично допустимої та робочої концентрації, яка забезпечує
мінімум енерговитрат на транспортну операцію.

Проф. В.М.Покровська запропонувала формули для ви-
значення граничної концентрації.

Для випадку транспортування в потоці рідини однорідних
за крупністю дрібнодисперсних частинок кулеподібної форми
при густині несучої рідини $\rho_{н.р.} = 1,0 \text{ т/м}^3$:

$$C_{zp.} = \frac{\rho_s}{(\rho_s - 1) + \frac{6}{\pi}} \% \quad (4.5)$$

Для тонкодисперсних пісків та при вмісті у гідросуміші
понад 50 % тонких зерен (мулистих фракцій) густина несучої

рідини і, як наслідок, транспортна здатність збільшиться ($\rho_{н.р.} \geq 1,0 \text{ т/м}^3$):

$$C_{сп.} = \frac{\rho_s}{k_{од.}(\rho_s - \rho_{н.р.})} + \frac{6}{\pi} \rho_{н.р.}, \% \quad (4.6)$$

Для різнофракційних матеріалів у режимі повного зависання

$$C_{сп.} = \frac{\rho_s}{k_{од.}(\rho_s - 1,0) + \frac{6}{\pi}}, \% \quad (4.7)$$

де $k_{од.} = \frac{d_{90}}{d_{10}}$ – коефіцієнт однорідності; d_{90} і d_{10} – діамет-

ри частинок, дрібніше яких у даному матеріалі вміщено 90 % та 10 % відповідно.

Дані експериментальних досліджень та досвід експлуатації гідротранспортних систем свідчать про те, що для дрібних матеріалів середньої густини стійкий та економічний режим транспортування забезпечується при масовій концентрації близько 50%. Крупногрудкові матеріали транспортують при масовій концентрації 15 – 20%, а іноді й меншій.

Найменш енергоємним є процес транспортування тонкодисперсних гідросумішей (суспензій), для яких характерна відсутність критичної швидкості. При зупинці ГТС та тривалому зберіганні такі гідросуміші не зазнають розшарування. Водовугільні суспензії (ВВС) являють собою полідисперсні структуровані системи, течія яких характеризується умовним параметром – уявною або ефективною в'язкістю і граничним напруженням зсуву. При невеликих напруженнях зсуву такі гідросуміші нерухомі і, подібно до твердого тіла, зазнають лише пружних деформацій. Концентрація ВВС за умов гранулометричного складу вихідного вугілля, близького до складу максимальної упаковки, сягає 75 %, а іноді й більше.

Важливим параметром водовугільних суспензій є граничне насичення, під яким розуміють таку величину масової концентрації, при якій ще зберігається її текучість, статична та динамічна стабільність, а також агрегативна стійкість. Визначає цей параметр ступінь дисперсності та гранулометричний склад вугілля, ступінь метаморфізму, органічна густина та елементарний

склад, характеристика рідкої фази, властивості поверхнево-активних речовин, градієнт швидкості та інші чинники.

Залежність максимально можливої масової концентрації водовугільної суспензії при задовільних реологічних та седиментаційних характеристиках можна орієнтовно визначити за допомогою таких емпіричних формул:

$$\text{в діапазоні } V^{daf} \text{ до } 30\% \quad C = 84,21V^{daf^{-0,08}}; \quad (4.8)$$

$$\text{в діапазоні } V^{daf} = (30-50)\% \quad C = 93,19V^{daf^{-0,11}}; \quad (4.9)$$

або через рівняння

$$C = \frac{1}{1,044 + 0,0052V^{daf}} \cdot \frac{100 - m}{100} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_0 + a \cdot S_{cp}}; \quad (4.10)$$

$$\text{де } S_{cp} = \frac{100 - m}{100} - \text{гранична об'ємна концентрація водо-}$$

вугільної суспензії (m – об'єм, який займають пори у загальному об'ємі вугільної речовини).

Таблиця 4.2. – Максимально можлива концентрація водовугільного палива у залежності від типу хімічних домішок

Ефективна в'язкість при $\dot{\epsilon} = 9 \text{ с}^{-1}$, $\eta_{\text{еф}}$, Па·с	Гранична концентрація водовугільного палива (%) у залежності від типу хімічної домішки-пластифікатора				
	Дофен	НФУ	ЛСТ	УЦР	Сульфогумат натрію
до 1,2	66,0	65,0	62,5	61,5	< 60,0
до 2,0	> 67,0	> 66,0	64,8	63,2	62,3

Дослідниками Китаю на підставі великої кількості експериментальних даних запропоновано визначати максимально можливу концентрацію водовугільної суспензії за допомогою коефіцієнта сларизації D :

$$D = 7,5 + 0,5W_i^r - 0,05HGI; \quad (4.11)$$

$$C = 77 - 1,2D; \quad (4.12)$$

HGI – коефіцієнт Хардгроува, що відповідає прийнятому у країнах колишнього СРСР коефіцієнту розмолотності $k_{\text{л.о.}}$, який можна визначити, користуючись довідковою літературою або в лабораторії. Перерахувати значення коефіцієнту розмоло-

здатності на коефіцієнт Хардгроува можна, користуючись графіком, наведеним на рис. 4.2.

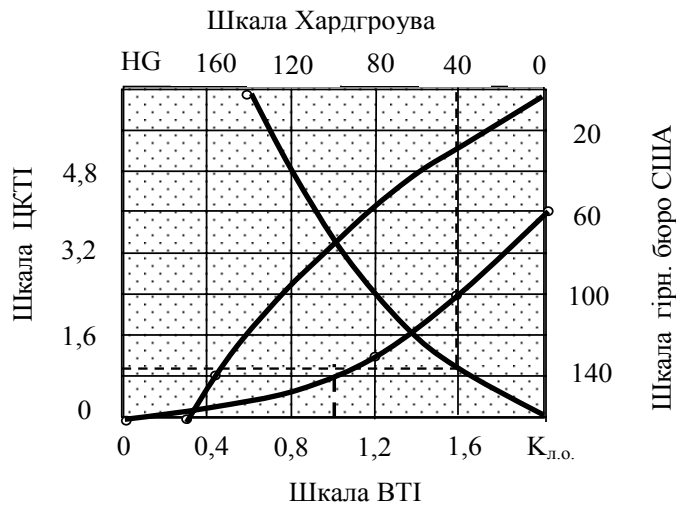


Рис. 4.2. Співвідношення між показниками розмолоздатності вугілля.

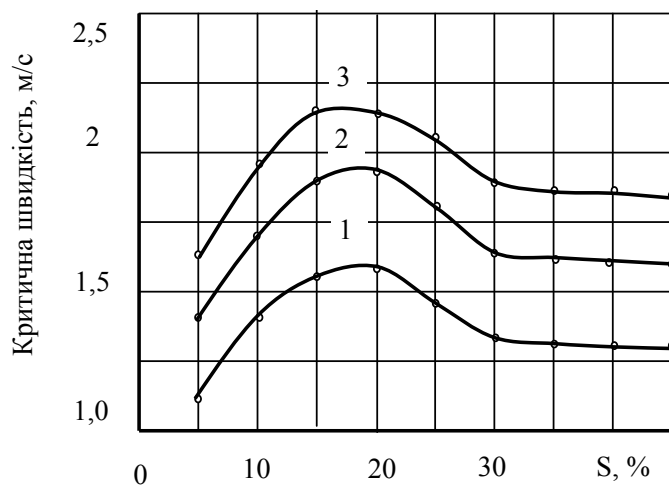
4.3. Критична швидкість та гідравлічний опір

Основними параметрами напірного гідравлічного транспортування є критична швидкість та гідравлічний опір. Визначення цих параметрів теоретичним шляхом іноді викликає значні труднощі. Єдиним можливим способом отримання достовірних даних є ретельно поставлений експеримент.

У загальному випадку за критичну приймають швидкість потоку гідросуміші, що відповідає початку випадання твердих частинок на дно труби. При цьому треба мати на увазі, що така швидкість може бути трохи меншою за швидкість, яка забезпечує підйом твердих частинок при пуску гідротранспортної системи після планових або нештатних зупинок.

Найкращим способом визначення критичної швидкості є візуальні спостереження. Аналіз експериментальних даних показує, що у загальному випадку величина критичної швидкості збільшується із збільшенням діаметра трубопроводу, концентрації гідросуміші, густини та крупності транспортованого мате-

ріалу. Проте характер зміни критичної швидкості у залежності від концентрації гідросуміші для вугілля різної крупності не є однаковим. При транспортуванні дрібного вугілля крупністю 0 – 3 (6) мм критична швидкість відповідно до збільшення густини спочатку інтенсивно зростає до певної величини, а надалі знижується і залишається сталою (рис. 4.3).

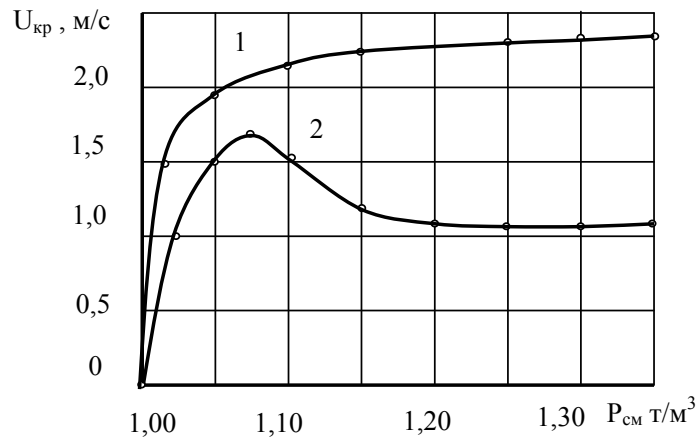


Діаметр трубопроводу: 1 – $D = 200$ мм;
2 – $D = 300$ мм; 3 – $D = 400$ мм.

Рис. 4.3. Залежність критичної швидкості від об'ємної концентрації гідросуміші та діаметра трубопроводу при транспортуванні продукту термічної переробки кансько-ачинського бурого вугілля (коксику).

У випадку рядового вугілля з невеликим вмістом дрібних класів інтенсивність зростання критичної швидкості із збільшенням густини гідросуміші поступово зменшується (рис. 4.4) і надалі залишається практично сталою. Аналіз експериментальних даних показує також, що із збільшенням крупності транспортованого твердого матеріалу ріст критичної швидкості стає особливо помітним до розмірів частинок 3 – 6 мм, а надалі поступово зменшується і зовсім припиняється. Збільшення круп-

ності транспортованого матеріалу веде до збільшення критичної швидкості.



1 – Вугілля крупністю 0 – 70 мм; 2 – Вугілля крупністю 0 – 3 мм.

Рис 4.4. Залежність критичної швидкості від густини гідросуміші $u_{кр} = f(\rho_{см})$.

Розглянуте вище характеризує граничні випадки і підкреслює вплив на величину основних гідравлічних параметрів вмісту найдрібніших мікронних фракцій.

Практика свідчить, що ці обставини мають дуже важливе значення для оптимізації параметрів гідротранспорту і заслуговують більш ретельного розгляду у взаємозв'язку з гідравлічним опором.

Залежність гідравлічного опору при транспортуванні твердих сипких матеріалів у напірному потоці у загальному випадку відображає рівняння:

$$i_m = f(u, D, S, d_{cp}, \rho_s, \Delta) \quad (4.13)$$

де: i_m – питомі втрати напору при переміщенні гідросуміші по трубах; u – швидкість руху потоку гідросуміші; S – концентрація гідросуміші; d_{cp} – середньозважена крупність гідросуміші; ρ_s – густина транспортованого матеріалу; Δ – шорсткість трубопроводу.

Розкриття цієї залежності через експеримент обмежене можливостями дослідників змінювати в широкому інтервалі кожен з наведених параметрів, що й привело до появи великої кількості емпіричних формул, які можна розподілити на такі групи:

$$i_m = i_o \frac{\rho_s}{\rho_o}; \quad (4.14)$$

де ρ_o – густина несучої рідини;

$$i_m = i_o + \Delta i; \quad (4.15)$$

$$i_m = i_o \frac{\rho_m}{\rho_o} + \Delta i; \quad (4.16)$$

де: ρ_m – густина гідросуміші; Δi – додаткові втрати напору на зважування та перенесення твердих частинок.

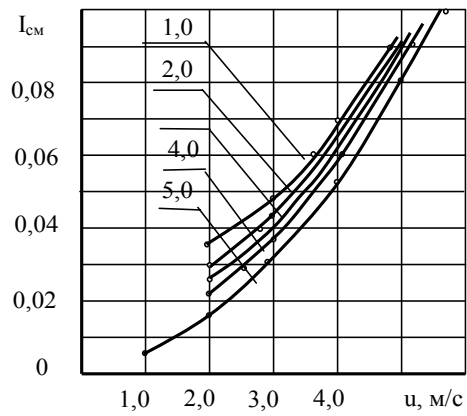
Якщо питомі втрати напору подати у метрах стовпа гідросуміші, то за залежністю (4.16) у надкритичному режимі i_m вони визначаються з допомогою звичайних формул гідравліки. Проте ця залежність придатна лише для гідросумішей, які вміщують найдрібніші частинки ($d_{cp.} = 0,05-0,1$ мм), і мають властивості однорідної рідини.

У найбільш придатній для практики формулі (4.15) другий член правої частини

$$\Delta i = f \left(\frac{Sd_{cp.} \cdot \rho_s}{uD} \right) \quad (4.17)$$

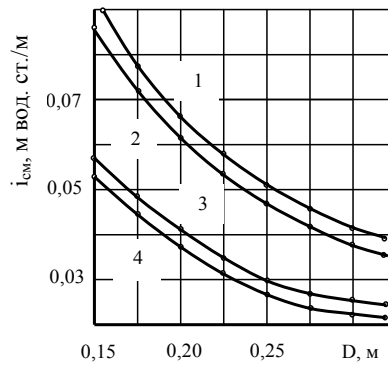
У кожен з розглянутих виразів входить параметр питомих втрат напору для чистої води i_o , величина яких залежить від коефіцієнта гідравлічного опору λ , визначення якого потребує чітких рекомендацій і, в першу чергу, щодо характеру його залежності.

Аналіз даних з вивчення абразивної дії твердих частинок у потоці вугільної гідросуміші показує, що вже через 100 – 150 годин роботи гідротранспортної системи питомі втрати напору стабілізуються. Це свідчить про стабілізацію шорсткості на рівні меншому, ніж у нових сталевих трубах. Характер наведених на рис. 4.7 залежностей величини коефіцієнта гідравлічного опору λ від числа Рейнольдса Re , отриманих експериментально і розрахованих за допомогою формули Конакова, практично не відрізняється від гідравлічно гладких труб.



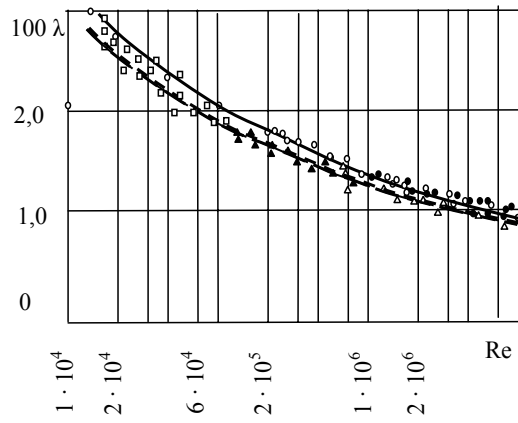
- 1 – Вугілля марки А, $\rho_s = 1670 \text{ кг/м}^3$;
- 2 – Вугілля марки К, $\rho_s = 1360 \text{ кг/м}^3$;
- 3 – Вугілля марки Г, $\rho_s = 1350 \text{ кг/м}^3$;
- 4 – Вугілля марки П, $\rho_s = 1300 \text{ кг/м}^3$;
- 5 – Вода.

Рис. 4.5. Вплив густини вугілля на питомі втрати напору.



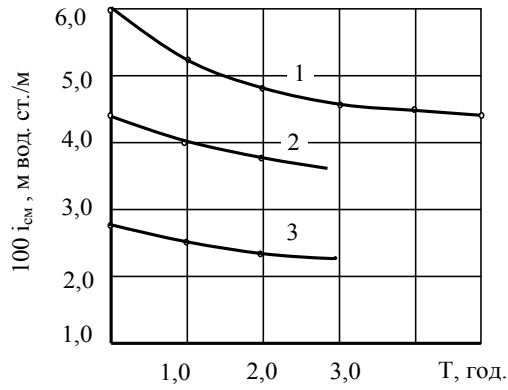
- 1 – $\rho_{cm} = 1150 \text{ кг/м}^3$; $u = 4 \text{ м/с}$;
- 2 – $\rho_{cm} = 1080 \text{ кг/м}^3$; $u = 4 \text{ м/с}$;
- 3 – $\rho_{cm} = 1150 \text{ кг/м}^3$; $u = 3 \text{ м/с}$;
- 4 – $\rho_{cm} = 1080 \text{ кг/м}^3$; $u = 3 \text{ м/с}$

Рис. 4.6. Зміна втрат напору у залежності від діаметра трубопроводу.



- – $D = 0,9$ м; ○ – $D = 0,6$ м; ▲ – $D = 0,3$ м;
- ▲ – $D = 0,2$ м; □ – $D = 0,025$ м.

Рис. 4.7. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса $\lambda = f(Re)$.



- $D = 202$ мм; вугілля крупністю 0 – 25 мм;
- 1 – $C = 45\%$; $\rho_{cm} = 1115$ кг/м³, $u = 2,6$ м/с.
 - 2 – $C = 30\%$; $\rho_{cm} = 1072$ кг/м³, $u = 2,34$ м/с.
 - 3 – $C = 10\%$; $\rho_{cm} = 1024$ кг/м³, $u = 1,84$ м/с.

Рис. 4.8. Зміна питомих втрат напору від тривалості транспортування (при сталій швидкості).

Деяке перевищення значень експериментальної кривої над розрахунковими слід віднести на рахунок стиків і зварювальних швів.

Формули 4.13 – 4.17 дають лише загальне уявлення про взаємозв'язок гідравлічного опору з основними значущими факторами. У дійсності основні параметри гідравлічного транспорту пов'язані з характеристиками транспортованого матеріалу дуже складними залежностями, виявити та урахувати які не завжди є можливим. Перш за все це стосується гранулометричного складу вугілля, який у процесі транспортування ніколи не залишається сталим.

Аналіз та порівняння залежностей $i_{см.} = f(u)$ (рис. 4.8), побудованих за даними, отриманими на початку експерименту та через 5 годин транспортування, показує, що характер течії з часом наближується до ньютонівської рідини.

4.4. Гідравлічний розрахунок гідротранспортних систем

Транспортні трубопроводи, якими переміщують тверді сипкі матеріали, є основною частиною гідротранспортних систем – (ГТС): технологічних (ТГТС), промислових (ПГТС) та магістральних (МГТС).

Кожна з таких ГТС має свої особливості, які й визначають основні технічні вимоги. Але в усіх цих випадках результатом гідравлічного розрахунку повинна бути комбінація заданих та розрахункових параметрів, включаючи діаметр трубопроводу, тип насосів та кількість насосних станцій, що забезпечує мінімальну енергоємність процесу за умов стабільного (сталого) режиму та надійності функціонування гідротранспортної системи.

Висока надійність всіх технологічних елементів, ділянок та ланок ГТС забезпечує безперервне та ефективне переміщення твердих матеріалів до пункту призначення (споживача) та визначається, головним чином, безперебійністю у роботі та довговічністю трубопроводів, засобів транспортування, арматури та іншого обладнання.

Безвідмовність характеризується, перш за все, відсутністю забуток у трубах, що, як свідчить досвід, є причиною зупинки технологічних та промислових ГТС у 50% випадків. Утворення закупорок може бути наслідком зміни концентрації гідросуміші,

швидкості потоку, гранулометричного складу транспортованого матеріалу та потрапляння сторонніх предметів. У 20% випадків зупинка ГТС викликана несправністю запірно-регулювальної та запобіжної арматури.

Довговічність трубопроводів та обладнання визначається значною мірою їхньою зносостійкістю, фізико-хімічними характеристиками транспортованих матеріалів, агресивністю гідросуміші та режимом її руху, що в умовах застосування нових зносостійких матеріалів стає основним фактором.

При заданих продуктивності і концентрації гідротранспортної системи основним завданням гідравлічного розрахунку є визначення діаметра трубопроводу, загального опору системи та вибір засобів транспортування.

Критичну швидкість руху гідросуміші визначають за формулою

$$u_{кр.} = 8,3\sqrt[3]{D} \cdot \sqrt[6]{S \cdot \psi_{cp}} \text{ м/с}; \quad (4.18)$$

де D – діаметр трубопроводу, м; S – об'ємна концентрація, %.

Витрату гідросуміші при критичній швидкості визначають як

$$Q_{см.кр.} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} u_{кр.} \quad (4.19)$$

У випадку, коли $Q_{см.} < Q_{см.кр.}$, на нижній стінці труби утворюється нерухомий шар замулення, висоту якого ΔH_3 в горизонтальному трубопроводі визначають за формулою

$$\Delta H_3 = 0,4D \sqrt[3]{\frac{Q_{см.кр.}}{Q_{см.}} - 1}, \text{ м}; \quad (4.20)$$

Робота гідротранспортної системи у режимі замулення має бути обгрунтованою техніко-економічним розрахунком.

Питомі гідравлічні опори при напірному гідравлічному транспортуванні твердих матеріалів рекомендованої категорії у горизонтальних трубопроводах визначають як суму питомих гідравлічних опорів при русі води та додаткових (у порівнянні з водою) гідравлічних опорів, зумовлених наявністю твердих частин у гідросуміші.

Питомі втрати напору у трубопроводі при течії води визначають за формулою

$$i_0 = \frac{\lambda \cdot u^2}{2g \cdot D}; \quad (4.21)$$

або їх визначають за допомогою табл. 4.3, 4.4.

Коефіцієнт гідравлічного опору на тертя для трубопроводів з нових сталевих труб або труб, відшліфованих при гідравлічному транспортуванні твердих сипких матеріалів, визначають за допомогою формули П.К. Конакова у запропонованій авторами інтерпретації, яка передбачає збільшення результату розрахунку на 10 %.

$$\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}; \quad (4.22)$$

або в інтерпретації інституту гідромеханіки НАН України

$$\lambda_0 = \frac{0,31}{(\lg Re - 1)^2}. \quad (4.23)$$

У випадку труб із кородованою внутрішньою поверхнею коефіцієнт гідравлічного опору тертя рекомендовано визначати за формулою:

$$\lambda_0 = 0,24 \left[\frac{1,9 \cdot 10^{-6}}{D} + \frac{1}{Re} \right]^{0,226}. \quad (4.24)$$

Число Рейнольдса у формулах (4.22) – (4.24) визначають за формулою

$$Re = \frac{uD}{\nu}, \quad (4.25)$$

де $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі води 20 °С.

Значення питомих гідравлічних опорів, які визначено за допомогою залежності (4.21) з використанням для визначення коефіцієнтів гідравлічного опору формул (4.22) – (4.25), наведено в табл. 4.3, 4.4.

Таблиця 4.3 – Питомі гідравлічні опори при течії води у гідравлічно гладких та шорстких трубах, м вод. ст. / м

Швид- кість води, м/с	Діаметр гідравлічно гладкого трубопроводу, мм								
	150	200	250	300	350	400	500	600	700
0,5	0,0018	0,0012	0,0010	0,0008	0,0006	0,0005	0,0004	0,0003	0,0003
1,0	0,0063	0,0043	0,0033	0,0024	0,0022	0,0019	0,0015	0,0012	0,0010
1,5	0,0127	0,0090	0,0069	0,0056	0,0047	0,0040	0,0031	0,0025	0,0021
2,0	0,0213	0,0152	0,0117	0,0094	0,0079	0,0067	0,0052	0,0042	0,0035
2,5	0,0321	0,0227	0,0176	0,0142	0,0118	0,0101	0,0078	0,0063	0,0053
3,0	0,0446	0,0317	0,0246	0,0197	0,0165	0,0141	0,0109	0,0088	0,0074
3,5	0,0591	0,0421	0,0324	0,0263	0,0219	0,0192	0,0145	0,0118	0,0098
4,0	0,0752	0,0538	0,0414	0,0330	0,0281	0,0241	0,0186	0,0150	0,0126
4,5	0,0936	0,0666	0,0516	0,0416	0,0348	0,0297	0,0229	0,0186	0,0156
5,0	0,1130	0,0809	0,0630	0,0505	0,0422	0,0363	0,0280	0,0227	0,0189
Швид- кість води, м/с	Діаметр шорсткого трубопроводу, мм								
	150	200	250	300	350	400			
1,0	0,0068	0,0052	0,0041	0,0031	0,0025	0,0021			
1,5	0,0150	0,0101	0,0082	0,0065	0,0054	0,0045			
2,0	0,0263	0,0193	0,0143	0,0115	0,0093	0,0080			
2,5	0,0416	0,0295	0,0220	0,0181	0,0145	0,0125			
3,0	0,0593	0,0420	0,0319	0,0263	0,0210	0,0180			
3,5	0,0802	0,0561	0,0430	0,0357	0,0285	0,0249			
4,0	0,1050	0,0734	0,0561	0,0458	0,0373	0,0323			

Таблиця 4.4. – Залежність коефіцієнта гідравлічного опору λ від числа Рейнольдса для гідравлічно гладких труб

Re	λ	Re	λ	Re	λ
4000	0,0400	40000	0,0225	400000	0,0140
6000	0,0360	60000	0,0200	600000	0,0130
8000	0,0335	80000	0,0190	800000	0,0120
10000	0,0315	100000	0,0180	1000000	0,0115
15000	0,0285	150000	0,0165	2000000	0,0105
20000	0,0270	200000	0,0155	3000000	0,0100

У загальному випадку при турбулентному режимі руху коефіцієнт гідравлічного опору залежить не лише від числа Рейнольдса, як при ламінарному руху у формулі Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (4.26)$$

а й від стану внутрішньої поверхні (шорсткості) труби, тобто, таким чином, для гідравлічно гладких труб

$$\lambda_0 = f(\text{Re}), \quad (4.27)$$

а для шорстких

$$\lambda_0 = f\left(\text{Re}, \frac{K}{D}\right), \quad (4.28)$$

де K – абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів); D – діаметр трубопроводу; K/D – відносна шорсткість.

Враховуючи, що на характер гідравлічного опору впливає не лише відносна шорсткість, а й форма та розподілення виступів по поверхні, до практики введено поняття "еквівалентна рівнозначна шорсткість", під якою розуміють таку висоту виступів шорсткості, складеної з піщинок однакового розміру, яка при підрахунках відповідає однаконому з заданою шорсткістю значенню коефіцієнта гідравлічного опору тертя λ_0 .

Величину K_e – еквівалентної рівномірнотзернистої шорсткості приймають у залежності від матеріалу та стану внутрішньої поверхні труб за даними, наведеними в табл. 4.5.

Використовуючи табличні довідкові дані та приймаючи до уваги (4.14) для будь-якого стану внутрішньої поверхні труб, можна розрахувати коефіцієнт гідравлічного опору тертя за формулами А.Д. Альтшуля у логарифмічній залежності

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg \frac{Re}{Re \cdot \frac{K_e}{10D} + 7}; \quad (4.29)$$

або у степеневій формі [1, 2]

$$\lambda_0 = 0,11 \left(\frac{K_e}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4.30)$$

Таблиця 4.5. – Середні значення еквівалентної шорсткості

Вид труби	Стан труби	Еквівалентна шорсткість
Безшовна сталева	Нова і чиста	0,03
	Після кількох років експлуатації	0,20
Сталева зварена	Нова і чиста	0,05
	Помірно заіржавіла	0,50
	Стара заіржавіла	1,0
Тягнена з кольорових металів	Нова, технічно гладка	0,005
Рукава та шланги гумові		0,03

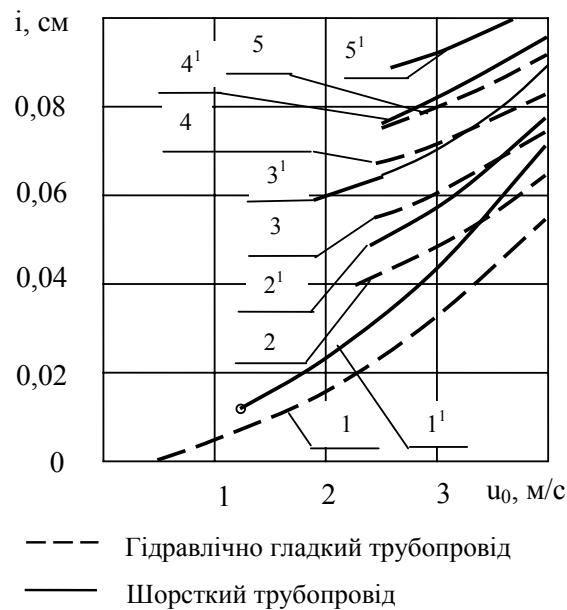
На рис. 4.9 наведено графіки залежності питомих гідравлічних опорів від швидкості та концентрації гідросуміші при транспортуванні бокситової руди крупністю 0-13 мм та густиною 3300 кг/м³ у гідравлічно гладкому та шорсткому трубопроводах.

Експериментальним шляхом встановлено, що кородовані під впливом різних чинників труби після транспортування ними гідросуміші з твердими матеріалами на протязі 100-150 годин набувають гідравлічно гладкого стану. Виходячи з цієї обставини, при обчисленні i_0 для розрахунку всіх випадків напірного гідравлічного транспорту слід користуватися формулами, які виведено для гідравлічно гладких труб, і лише при транспортуванні по старих кородованих трубах або у початковий період експлуатації необхідно враховувати шорсткість.

Треба, проте, відмітити, що в деяких випадках (наприклад, у трубах, які вкриті шаром твердих відкладень) рухома гідросуміш не проявляє шліфувальної дії.

В транспортних трубопроводах, армованих базальтовими вкладками (вкладками з кам'яного лиття), на період накопичення та узагальнення достовірних фактичних даних, питомі гідра-

влічні опори у робочих режимах треба приймати на 30-50 % більшими, а іноді й вище (у залежності від якості кам'яного лиття, монтажу та довжини вкладки), ніж у гідравлічно гладких трубах такого ж внутрішнього діаметру, або користуючись експериментальними даними.



1-1' – вода; 2-2', 3-3', 4-4', 5-5' – концентрація 3,7; 7,1; 13,2; 16,8 % відповідно.

Рис. 4.9. Залежність питомих гідравлічних опорів від швидкості у гідравлічно гладких та шорстких трубах.

Відмічені вище особливі випадки стану внутрішньої поверхні труб вимагають відповідного підходу до розрахунку гідравлічних опорів при течії чистої води.

Розрахунок додаткових питомих втрат напору здійснюють за допомогою залежності

$$\Delta i = \delta \sqrt[4]{j} \cdot \sqrt[3]{S^2} \cdot \frac{Q_{см.кр}}{Q_{см}}; \quad (4.31)$$

$$\text{де } Q_{см.кр} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot u_{кр}. \quad (4.32)$$

Величину коефіцієнта δ , який враховує вплив відносної крупності частинок ґрунту, визначають за допомогою табл. 4.6.

Таблиця 4.6. – Величина коефіцієнта δ

100 d_{cp}/D	Діаметр труб D, м						
	0,10-0,35	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
0,05	0,050	0,051	0,052	0,053	0,054	0,055	0,056
0,10	0,090	0,100	0,110	0,125	0,140	0,150	0,160
0,15	0,120	0,130	0,155	0,180	0,250	0,230	0,250
0,20	0,140	0,170	0,205	0,240	0,270	0,300	0,330
0,30	0,180	0,210	0,260	0,300	0,340	0,375	0,410
0,40	0,215	0,275	0,325	0,370	0,400	0,435	0,475
0,50	0,230	0,305	0,360	0,405	0,440	0,475	0,505
0,60	0,240	0,330	0,380	0,430	0,470	0,505	0,535
0,70	0,247	0,350	0,400	0,450	0,490	0,530	0,560
0,80	0,250	0,365	0,410	0,465	0,510	0,545	0,580
0,90	0,255	0,375	0,420	0,480	0,530	0,565	0,605
1,0	0,260	0,385	0,430	0,490	0,540	0,580	0,615
1,5	0,270	0,402	0,460	0,530	0,580	0,630	0,665
2,0	0,280	0,415	0,470	0,550	0,595	0,650	0,690
2,5	0,285	0,425	0,480	0,565	0,605	0,665	0,705
3,0	0,290	0,430	0,490	0,575	0,620	0,675	0,715
3,5	0,295	0,435	0,500	0,585	0,630	0,680	0,725
4,0	0,300	0,450	0,510	0,595	0,635	0,685	0,730
4,5	0,300	0,450	0,520	0,600	0,640	0,690	0,735
5,0	0,300	0,450	0,530	0,600	0,640	0,690	0,735

При $100 \cdot \frac{d_{cp}}{D} < 0,05$ коефіцієнти $\delta = 100 \cdot \frac{d_{cp}}{D}$.

У остаточному варіанті залежність для визначення питомих втрат напору можна записати у такому вигляді

$$i_{см} = \frac{\lambda \cdot u^2}{2gD} + \delta^4 \sqrt{j} \cdot \sqrt[3]{S^2} \cdot \frac{Q_{см.кр}}{Q_{см}}; \quad (4.33)$$

4.5. Розрахунок параметрів гідравлічного транспортування вугільних та вуглепородних гідросумішей

4.5.1. Основні завдання гідравлічного розрахунку при даній продуктивності ГТС та концентрації гідросуміші – визначення критичної швидкості, діаметра трубопроводу, загального опору системи та вибір засобів транспортування.

Для промислових та магістральних ГТС вихідними параметрами є відстань транспортування та річна продуктивність. Так, для потужної теплової електростанції продуктивність ГТС по вугіллю може бути визначена, виходячи з потреби палива на виробку електроенергії та на власні потреби.

$$Q_s = Q_e + Q_{e.n.}, \quad (4.34)$$

де Q_s – річна продуктивність ГТС по вугіллю, т/рік; Q_e – потреба в паливі на виробку електроенергії, т/рік; $Q_{e.n.}$ – потреба в паливі на власні потреби, т/рік.

Потреба в паливі на виробку електроенергії визначається з формули:

$$Q_e = \frac{N \cdot n \cdot q_{num.} \cdot 7000 \cdot T}{Q_i^r}, \quad \text{т/рік}, \quad (4.35)$$

де: N – потужність одного енергоблоку, МВт; n – кількість енергоблоків; $q_{num.}$ – питомі витрати палива на 1 кВт.год., т у.п. визначають за довідковими даними; для укрупнених розрахунків приймають: $q_{num.} = 0,340$ т у.п. на 1 МВт за годину; 7000 – нижча теплота згоряння умовного палива, ккал/кг; T – річний робочий час, годин; приймається за проектом ТЕС з урахуванням коефіцієнта використання потужності; Q_i^r – нижча теплота згоряння природного палива, ккал/кг.

Для більш точних розрахунків рекомендовано використовувати основні експлуатаційні показники різних за потужністю груп енергоблоків, які наведено в табл. 4.7.

Витрати електроенергії, %, на власні потреби енергоблоків теплових електростанцій у залежності від навантаження та виду палива наведено у табл. 4.8.

Таблиця 4.7. – Основні показники виробництва електроенергії

Потужність енергоблоку, МВт	Рік	Коефіцієнт використання установленної потужності	Питомі витрати умовного палива на відпуск електроенергії, г/(кВт·год.)
150 – 160	1970	62,6	374,3
	1983	70,6	370,8
200 – 210	1970	64,0	364,0
	1983	71,4	356,8
300	1970	63,0	362,3
	1983	68,7	340,4
500	1975	36,9	366,3
	1983	60,9	345,0
800	1975	60,6	350,6
	1983	66,3	328,6

Таблиця 4.8. – Витрати електроенергії на власні потреби (тв. – тверде паливо; г.м. – газ, мазут)

Енергоблок	Навантаження енергоблоку (брутто), %					
	100		80		50	
	тв.	г.м.	тв.	г.м.	тв.	г.м.
К-110-90	6,7	5,8	7,5	6,2	9,5	8,0
К-160-130	6,3	5,5	6,7	5,7	8,0	7,0
К-210-130	5,6	4,8	6,2	5,3	7,7	6,7
К-300-240	3,8	2,5	4,0	2,8	4,8	3,3
К-500-240	4,0	–	4,5	–	4,9	–
К-800-240	3,9	2,2	4,5	2,8	5,0	3,2

При перспективному плануванні та проектуванні річні витрати умовного палива для електростанцій визначають за паливними характеристиками енергоблоків "котел-турбіна-генератор"

$$B = \alpha \cdot \tau_p + \beta \cdot E_{рик} + \gamma_1 \cdot D_T + \gamma_2 \cdot D_{II} \quad (4.36)$$

де τ_p – річний робочий час енергоблоку, год./рік; $E_{рик}$ – річна виробка електроенергії блоком, МВт·год./рік; D_I – річний відпуск пари опалювальних параметрів з відбору турбіни, т/рік; D_2 – те ж саме для пари виробничих параметрів, т/рік; α , β , γ_1 , γ_2 – коефіцієнти, які характерні для даного типу енергоблоку, виражені в тоннах умовного палива відповідно на годину, мега-

ват-годину, тонну пари опалювальних параметрів, тонну пари виробничих параметрів. Орієнтовні значення цих коефіцієнтів при використанні вугілля наведено в табл. 4.8 та 4.9.

Таблиця 4.9. – Орієнтовні значення коефіцієнтів рівняння (4.36), які входять до характеристик конденсаційних енергоблоків

Енергоблок	Коефіцієнт	
	α , т/год.	β , т/(МВт·год)
К-110-90	3,0	0,328
К-160-130	3,4	0,308
К-210-130	3,56	0,303
К-300-240	7,5	0,298
К-500-240	14,8	0,292
К-800-240	19,5	0,289

Таблиця 4.10. – Орієнтовні значення коефіцієнтів рівняння (4.34), які входять до характеристик теплофікаційних енергоблоків

Енергоблок	Коефіцієнт			
	α , т/год.	β , т/МВт·год.	γ_1 , т/т пари (опал.)	γ_2 , т/т пари (вироб.)
ПТ-25-90/535	2,06	0,384	0,0238	0,0476
ПТ-50-90/535	3,18	0,352	0,0347	0,0700
ПТ- 60-130/565	2,40	0,347	0,0336	0,0705
ПТ-80-130/565	2,42	0,348	0,0205	0,0605
ПТ-135-130/565	8,50	0,346	0,0326	0,0700
Т-25-90/535	1,02	0,384	0,0390	–
Т-50-90/535	1,90	0,380	0,0390	–
Т-50-130/565	1,90	0,352	0,0380	–
Т-100-130/565	2,90	0,345	0,0255	–
Т-180-130/565	5,50	0,312	0,0201	–
Т- 250-240/565	8,10	0,288	0,0234	–

Річні витрати умовного палива котельної при перспективному плануванні та проектуванні

$$B = \frac{0,0341Q_p}{\eta_{к.у.}}; \quad (4.37)$$

де Q_p – річне виробництво теплової енергії, ГДж/рік.

Середні питомі витрати умовного палива на 1 кВт·год. електроенергії $b_e = 326-340$ г/кВт·год. та 1 ГДж теплової енергії $b_r = 41,3-41,5$ кг/ГДж.

В розрахунках приймають Q_i^r палива, яке подають в систему паливоподачі ТЕС з прийнятими вологістю та зольністю. Перерахунок величини Q_i^r при зміні показників вологості та зольності здійснюють за допомогою формули:

$$Q_{i2}^r = K_2 \left(\frac{Q_{i1}^r + 6W_{t1}^r}{K_1} \right) - 6W_{t2}^r, \text{ ккал/кг}, \quad (4.38)$$

де індекси 1 та 2 визначають параметри відносно базового палива і того, для якого визначається теплота згоряння.

$$K = \frac{100 - W_t^r - A^r}{100} \quad (4.39)$$

$$A^r = A^d \frac{100 - W_t^r}{100}, \% \quad (4.40)$$

де W_t^r – вологість палива на робочу масу, %; A^d та A^r – зольність палива на суху та робочу масу, відповідно.

Величина Q_s є вихідною для визначення продуктивності ГТС по гідросуміші Q_m :

$$Q_m = \frac{10^3 \cdot Q_s^1}{T_{ГТС} \cdot \frac{S}{T} \cdot \rho_s}, \text{ т/рік}, \quad (4.41)$$

де: Q_s^1 – річна продуктивність ГТС по “сухому” вугіллю, т/рік.

$$Q_s^1 = \frac{Q(100 - W_t^r)}{100}, \text{ т/рік}; \quad (4.42)$$

де: $T_{ГТС}$ – річний робочий час ГТС, годин/рік; S – об'ємна концентрація гідросуміші, %.

$$S = \frac{C \cdot \rho_0}{100\rho_s - C(\rho_s - \rho_0)} \cdot 100, \% \quad (4.43)$$

де: C — масова концентрація гідросуміші, %; ρ_s — густина вугілля, кг/м^3 ; W_t^r — вологість вугілля, яке передають на ТЕС, %.

Продуктивність ГТС за годину

$$Q_{cm} = \frac{Q_s \left(\frac{100 - W_t^r}{100} \right) \cdot 100}{T_{ГТС} \cdot S \cdot \rho_s}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.44)$$

де: Q_s — річна продуктивність ГТС по “сухому” вугіллю, т;
 $T_{ГТС}$ — річна тривалість роботи гідротранспортної системи, годин.

4.5.2. Внутрішній діаметр трубопроводу D попередньо визначають з умов $u_p = k \cdot u_{kp}$, де u_p та u_{kp} — робоча та критична швидкості потоку гідросуміші відповідно, м/с; k — коефіцієнт перевищення швидкості. У залежності від роду транспортованого матеріалу та призначення ГТС значення коефіцієнта перевищення швидкості варіює у межах $k = 1,05 - 1,1$.

$$\text{Робоча швидкість } u_p = \frac{Q_{cm}}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}, \text{ м/с} \quad (4.45)$$

D — внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Критична швидкість для неоднорідних гідросумішей

$$u_{kp} = k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \cdot \sqrt{g \cdot D \cdot (1 + aS)}}, \text{ м/с} \quad (4.46)$$

де: g — прискорення вільного падіння, м/с^2 ; k_s — коефіцієнт, що залежить від концентрації гідросуміші; $a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0}$ — відно-

сна густина транспортованого матеріалу; $k_d = 1,12 + 0,0012d_{cp}^2$ — коефіцієнт, величина якого залежить від крупності транспортованого матеріалу; d_{cp} — середньозважена крупність транспортованого матеріалу, мм.

Критичні швидкості для умовно однорідних гідросумішей: для матеріалу крупністю 0 – 3 мм

$$u_{kp} = k_s \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D \cdot (1 + aS)}, \text{ м/с} \quad (4.47)$$

для матеріалу крупністю 0 – 1 мм

$$u_{kp} = k_s \cdot \sqrt{g \cdot D \cdot (1 + aS)}, \text{ м/с} \quad (4.48)$$

Величина коефіцієнта k_s у залежності від об'ємної концентрації гідросуміші наведена в табл.4.11.

Таблиця 4.11. – Величина коефіцієнта k_s у залежності від об'ємної концентрації гідросуміші

Об'ємна концентрація S, %	5	10	15	20	25	30	35	40	45
Коефіцієнт k_s	0,78	0,93	0,99	1,00	0,96	0,93	0,89	0,88	0,97

Використовуючи вирази (4.45) – (4.48) та рівняння $u_p = k \cdot u_{kp}$, можемо визначити діаметр трубопроводу:

для матеріалу крупністю 0 – 3 мм

$$D = 0,0263 \cdot \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{1 + a \cdot S}} \right)^{0,4}, \text{ м}; \quad (4.49)$$

для матеріалу крупністю 0 – 1 мм

$$D = 0,0263 \cdot \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot \sqrt{1 + a \cdot S}} \right)^{0,4}, \text{ м}; \quad (4.50)$$

для неоднорідних (полідисперсних) гідросумішей

$$D = 0,0263 \cdot \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4}, \text{ м} \quad (4.51)$$

Орієнтуючись на отриману розрахункову величину діаметра, за каталогом вибирають трубу найближчого меншого діаметра.

Якщо при вибраному діаметрі трубопроводу робоча швидкість буде надмірно високою ($k > 0,2$), то вибирають трубу з найближчим більшим діаметром, зменшуючи концентрацію гідросуміші, тобто збільшуючи продуктивність гідротранспортної системи. Після чого знову перевіряють співвідношення робочої та критичної швидкостей.

4.5.3. Питомі гідравлічні опори при транспортуванні неоднорідних за крупністю вугільних гідросумішей, які представлені стандартними класами крупності 0–13, 0–25, 0–50, 0–75, 0–100 мм, визначають за допомогою двочленного рівняння. Перший член рівняння характеризує питомі гідравлічні опори при течії води в режимі гідросуміші по трубах з певною шорсткістю внутрішньої поверхні, а другий – додаткові гідравлічні опори, обумовлені наявністю в потоці частинок твердого матеріалу.

Питомі гідравлічні опори при русі води (i_0) розраховують за формулою (4.21), де коефіцієнт гідравлічного опору тертя (λ_0) у залежності від стану внутрішньої поверхні трубопроводів визначають за формулами (4.22), (4.23) або (4.24).

Додатковий гідравлічний опір (Δi) визначають за залежностями:

$$\Delta i = \frac{1,25S}{gD} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{\frac{u_{kp}}{u_p}} \cdot \sqrt{\frac{d_{cp}}{D}}; \quad (4.52)$$

або

$$\Delta i = \frac{1,25S}{gD} \cdot \rho_{відн}^{0,33} \cdot u_{відн}^{0,5} \cdot d_{відн}^{0,5}; \quad (4.53)$$

$$\text{де } \rho_{відн} = \frac{\rho_s}{\rho_0}; \quad u_{відн} = \frac{u_{kp}}{u_p}; \quad d_{відн} = \frac{d_{cp}}{D} - \text{відносні вели-$$

чини густини вугілля, робочої швидкості та середньозваженої крупності.

Розрахунок питомих гідравлічних опорів при транспортуванні дрібнозернистого ($d_{cp} = 0,31\text{--}0,41$ мм), як правило, збагаченого малозольного вугілля ($A^d < 15\%$) ґрунтується на даних, отриманих на експериментальному комплексі з трубопроводами діаметром до 500 мм при визначенні гідравлічних характеристик

напірних потоків вугільних гідросумішей з масовою концентрацією до 50 % [29]. Результати експериментальних даних задовільно апроксимуються такими рівняннями:

$$i_{cm} = i_0 \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} + 4C \cdot \frac{d_{cp}}{D} \cdot \frac{u_{kp}}{u_p}. \quad (4.54)$$

Для робочого діапазону масових концентрацій 40–50 % та допустимого діапазону робочої швидкості $1,05 u_{kp} \leq u_p \leq 1,6 u_{kp}$ гідравлічні опори можуть бути визначеними за допомогою залежностей, які запропоновано авторами для розрахунку трубопроводів магістральних гідротранспортних систем, призначених для переміщення дрібнозернистого вугілля від постачальника до споживача [52, 53].

$$i_{cm} = K_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot i_0 (1 + aS); \quad (4.55)$$

де K_0 – коефіцієнт, який залежить від режиму руху вугільної гідросуміші, тобто від співвідношення між критичною та робочою швидкістю

$$K_0 = 1 + 0.3 \frac{u_{kp}}{u_p}. \quad (4.56)$$

Похибка розрахунку гідравлічних опорів за залежністю (4.55) у діапазоні робочих швидкостей та концентрацій не перевищує 5–7 %.

З метою уникнення грубих помилок при розрахунку гідравлічних опорів у випадку транспортування гідросумішей високого ступеня насиченості з дрібнозернистого вугілля необхідно мати на увазі, що співвідношення між величинами i_{cm} та i_0 , як

правило, не перевищує 2, тобто $K_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot i_0 (1 + aS) = 2$.

4.5.4. Питомі втрати напору при гідротранспорті неоднорідних вугільних гідросумішей можна визначити за допомогою таких формул

$$i_{cm} = \frac{S}{2g \cdot D} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot (m \cdot u^2 + n), \text{ м вод. ст. / м}, \quad (4.57)$$

$$i_{cm} = \frac{S}{2g \cdot D} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot m u^2 + \frac{S}{2g \cdot D} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot n, \text{ м вод. ст. / м}. \quad (4.58)$$

Для гідросумішей з великими грудками транспортованого матеріалу величина $S \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}}$ наближується до коефіцієнта

гідралічного опору λ_0 . Основне рівняння для визначення питомих втрат напору приймає вигляд

$$i_{cm} = i_0 + n \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \frac{S}{2g \cdot D}, \text{ м вод. ст. / м}, \quad (4.59)$$

де n – коефіцієнт, що враховує середньозважену крупність вугілля та діаметр трубопроводу (рис. 4.10); $i_0 = \lambda_0 \cdot \frac{u^2}{2g \cdot D}$, м

вод. ст. / м – питомі втрати напору при русі чистої води в режимі транспортування гідросуміші.

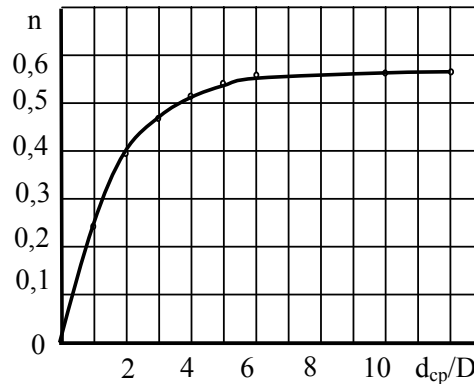


Рис. 4.10. Залежність коефіцієнта n від співвідношення d_{cp}/D .

У залежності від умов експлуатації, режиму роботи ГТС, фізико-механічних властивостей твердого матеріалу та заходів,

що застосовані для захисту від гідроабразивного зношування, транспортні трубопроводи поділяють на такі групи:

- гідравлічно гладкі труби — нові гарячекатані або зварні труби з поздовжнім швом, що експлуатуються в умовах відсутності внутрішньої корозійної дії транспортного середовища або частого діяння атмосферного повітря внаслідок спорожнення;

- шорсткі труби — гарячекатані або зварні труби з поздовжнім швом, що експлуатуються в умовах можливого внутрішнього корозійного діяння транспортного середовища або періодичного діяння атмосферного повітря при спорожненнях;

- труби з внутрішньою поверхнею, що захищена від гідроабразивного зношування армуванням базальтовими або іншими (кам'яне литво) вкладишами.

Коефіцієнт гідравлічного опору для гідравлічно гладких труб визначають за формулою $\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2}$.

Питомі втрати напору у залежності від швидкості транспортування та діаметра трубопроводу наведені в табл. 4.3 та 4.12.

Таблиця 4.12. – Питомі втрати опору в гідравлічно гладких трубопроводах, м вод. ст. · 10⁻²/м

Швидкість, м/с	Діаметр трубопроводу, м				
	0,50	0,60	0,70	0,80	1,0
0,5	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02
1,0	0,15	0,12	0,10	0,08	0,06
1,5	0,31	0,25	0,21	0,18	0,01
2,0	0,52	0,42	0,35	0,30	0,23
2,5	0,78	0,63	0,53	0,45	0,35
3,0	1,09	0,88	0,71	0,63	0,49
3,5	1,45	1,18	0,88	0,81	0,64

Коефіцієнт гідравлічного опору для шорстких трубопроводів визначають за формулою $\lambda_0 = 0,24 \cdot \left(\frac{1,9 \cdot 10^6}{D} + \frac{1}{Re} \right)^{0,226}$.

Для спрощених розрахунків можна скористатися даними, наведеними у табл. 4.12.

У зв'язку з обмеженою кількістю статистичного експериментального матеріалу питомі втрати напору для труб, армованих вкладишами з кам'яного литва, орієнтовно можливо приймати на 30 – 50 % , а при низькій якості литва та не зовсім ретельному стикуванні – на 70 – 100 % вище, ніж у гідравлічно гладких трубопроводах. Найбільш достовірні дані в таких випадках можна отримати лише експериментально.

Питомі втрати напору при транспортуванні вугілля (гірничої маси) крупністю 0 – 3 мм визначаються за формулою:

$$i_m = \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot (1 + \alpha S) \cdot K_0, \text{ м вод. ст./м.} \quad (4.60)$$

Для гідросуміші з вугілля (гірничої маси) крупністю 0-1 мм

$$i_m = \sqrt[4]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot (1 + \alpha S) \cdot K_0, \text{ м вод. ст./м.} \quad (4.61)$$

Для гідросумішей твердих матеріалів крупністю 0 – 25 мм

$$i_m = i_0 \cdot (1 + \alpha S) \cdot K_0, \text{ м вод. ст./м;} \quad (4.62)$$

$$i_m = i_0 \cdot (1 + C_0 \cdot \alpha S), \text{ м вод. ст./м.} \quad (4.63)$$

При об'ємних концентраціях $S < 0,2$ $C_0 = 1,0$ та $K_0 = 1,0$.

При об'ємних концентраціях $S > 0,2$ для визначення C_0 та K_0 можна використати такі емпіричні залежності:

$$C_0 \approx 1 + 10 \cdot (S - 0,2); \quad (4.64)$$

$$K_0 = 1 + 1,5 \cdot (S - 0,2); \quad (4.65)$$

У формулах (4.60) та (4.61) об'ємну концентрацію S приймають у частках одиниці.

Наведені вище формули є емпіричними і отримані донецькими дослідниками на трубопроводах промислових діаметрів від 100 до 600 мм з гідросумішами реальних концентрацій та крупності твердого матеріалу. Використання даних цих досліджень для практичного застосування, таким чином, не вимагає додаткових перерахунків, що було підтверджено порівнянням з даними, отриманими на діючих гідротранспортних системах.

Поряд з цим методом можна для визначення питомих втрат напору та критичних швидкостей використовувати інші

відомі формули, запропоновані різними фахівцями в конкретних умовах гідравлічного транспортування.

Проф. Смолдиревим А.Є. було запропоновано для рядового вугілля та породи густиною до 2650 кг/м³ такі формули:

$$i = i_0(1 + c_0 a s_1) + c_1 \frac{a_* s_2 u_* c \sqrt{\delta_0}}{u} + f a_* s_3; \quad (4.66)$$

$$u_{кр.} = c' \sqrt{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{a_* s_2 u_* c}{\sqrt{d_{кр.}}}} + c'' \sqrt{f a_* s_3 g D}; \quad (4.67)$$

де $c_0 = 1,8 \div 5,8$; $c_1 = 0,3 \div 0,45$; $c' = 6,5 \div 8$; $c'' = 6 \div 7$; $f = 0,2 \div 0,7$; a_* – емпіричні коефіцієнти; $\delta_0 = D/d$; s_1, s_2 і s_3 – частки концентрації частинок з середнім діаметром відповідно 1, 2 і 3 мм; u_* – швидкість падіння зерен.

Формули Трайниса В.В. для вугілля та породи крупних фракцій густиною до 2650 кг/м³:

$$i = i_0 \frac{\rho}{\rho_0} + c_M \frac{\sqrt{gD}(\rho_s - \rho_0)}{k \psi \mu \rho_0}; \quad (4.68)$$

$$u_{кр.} = \sqrt{gD} \sqrt[3]{\frac{c_M (\rho_s - \rho_0)}{k \psi \lambda_0 \rho_0}}, \quad (4.69)$$

де k – коефіцієнт щільності обтікання частинок потоком; $k = 1,9$ для вугілля; $k = 1,4$ для породи; $\psi = 0,6 \div 0,73$ – коефіцієнт опору при вільному падінні часток у воді;

$$\psi = 0,65 \sqrt[3]{\frac{0,66(\rho_s - \rho_0)}{\rho_0}}; \quad (4.70)$$

$c_M = 0,7 \div 0,5$ — коефіцієнт, що враховує наявність дрібних фракцій крупністю 0 – 3 мм.

4.6. Розрахунок параметрів гідравлічного транспорту відходів вугільної промисловості та теплоенергетики

В основу розрахунку гідравлічних та технологічних параметрів при проектуванні промислових гідротранспортних систем для видалення відходів флотації вуглезбагачувальних фабрик, золи та шлаків теплових електростанцій, гранульованих

шлаків покладено дані експериментальних досліджень, які отримано авторами на пілотних установках з трубопроводами промислових діаметрів, а також в умовах виробництва на хвостопроводах та золошлакопроводах.

Узагальнення, обробка та аналіз експериментальних даних та матеріалів промислових спостережень дали можливість отримати емпіричні залежності для визначення критичних швидкостей та питомих гідравлічних опорів.

Основним узагальненням та в певному наближенні універсальним виразом для визначення критичних швидкостей є

$$u_{kp} = K_d \cdot K_S \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_S}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D(1+aS)}. \quad (4.71)$$

Принципово вираз (4.71) враховує максимально можливу кількість чинників, які впливають на величину критичної швидкості: діаметр трубопроводу D ; густину гідросуміші $(1+aS)$ та об'ємну дійсну концентрацію S ; густину транспортованого матеріалу ρ_S та середовища, яке переносить його у завислому стані ρ_0 , а також середньозважену крупність твердого матеріалу, обумовлюючи дію гравітаційних сил, визначену коефіцієнтом K_d та в'язкісних сил – K_S , які залежать від концентрації дрібнозернистого матеріалу в гідросуміші.

Для гідросумішей, складених з дрібнозернистих матеріалів типу золи теплових електростанцій або відходів флотації, вираз (4.71) приймає вигляд

$$u_{kp} = K_S \sqrt{g \cdot D(1+aS)}. \quad (4.72)$$

Уточнену величину коефіцієнта K_S вибирають з табл. 4.13 або за графіком, наведеним на рис. 4.11, у залежності від об'ємної концентрації гідросуміші.

Таблиця 4.13. – Величина коефіцієнта K_S

Об'ємна концентрація гідросуміші S , %	3	5	10	12,5	15	20	25	30	35	40
Коефіцієнт K_S	0,80	0,89	0,98	1,00	0,99	0,96	0,92	0,91	0,91	0,91

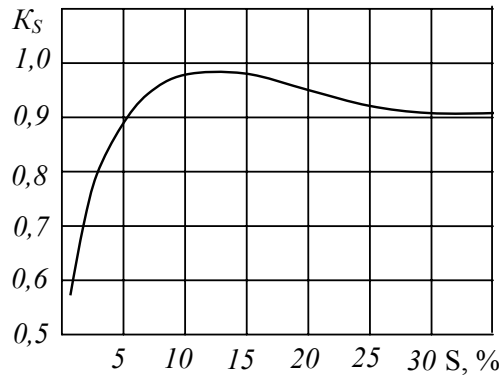


Рис. 4.11. Залежність величини коефіцієнта K_S від об'ємної концентрації гідросуміші.

Залежність (4.72) показує, що при транспортуванні дрібнозернистих матеріалів з максимальною крупністю до 0,8 (1,0) мм гравітаційні сили не мають переважного значення, найдрібніші часточки у суміші з водою створюють середовище підвищеної густини, в якому зависають більш крупні частинки. Тому

з виразу (4.71) виключають параметр $\sqrt[3]{\frac{\rho_S}{\rho_0}}$, а величина K_d на-

ближається до одиниці.

Таким чином, використання формули (4.71) для визначення критичної швидкості дає можливість одночасно враховувати комплексну дію на тверді частинки в потоці рідини як гравітаційних сил, так і сил в'язкості.

Для визначення величини коефіцієнта K_d , який залежить від середньозваженої крупності транспортованого матеріалу d_{cp} , використовують різні залежності.

Коефіцієнт K_d визначають за емпіричною формулою:

$$K_d = 1.12 + 0.0012d_{cp}^2. \quad (4.73)$$

В рекомендаціях до гідравлічного розрахунку систем гідротранспорту золошлакових матеріалів, які розроблено на підставі експериментальних матеріалів, отриманих авторами, кое-

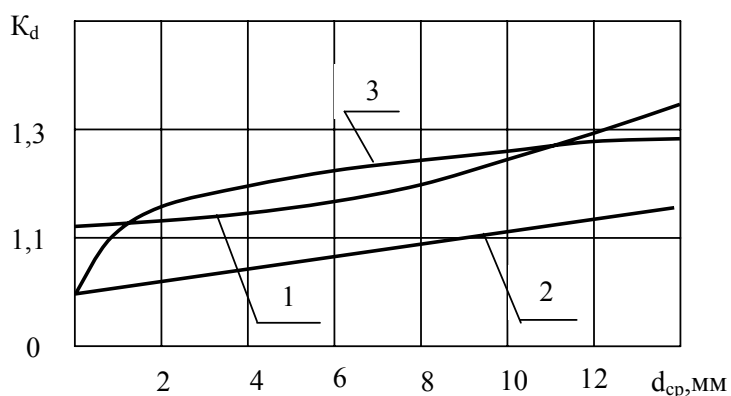
фіцієнт K_d при транспортуванні матеріалу середньозваженою крупністю більше 2 мм визначають за допомогою виразу

$$K_d = 1 + \frac{d_{cp}}{D}. \quad (4.74)$$

Аналіз численних дослідних даних щодо параметрів гідравлічного транспортування золошлакових гідросумішей від спалювання різного вугілля, який виконано останнім часом, свідчить про те, що інтенсивність зростання коефіцієнта K_d , у залежності від середньозваженої крупності дещо знижується при $d_{cp} = 2-3$ мм, а залежність для визначення його може бути записаною у такому вигляді

$$K_d = 1 + 0,12d_{cp}^{0,33}. \quad (4.75)$$

Порівняння величин коефіцієнтів K_d , отриманих шляхом розрахунку за допомогою наведених вище залежностей, наведено на графіку (рис. 4.12).



1, 2, 3 – за залежностями (4.73), (4.74), (4.75), відповідно

Рис. 4.12. Залежність величини коефіцієнту K_d від середньозваженої крупності транспортного твердого матеріалу.

Оскільки аналіз наведених на графіку даних показує, що в діапазоні зміни середньозваженої крупності від 2 до 14 мм розбіжність між величинами коефіцієнтів K_d , яку розраховано за

допомогою залежностей (4.73) та (4.75), не перевищує 5 %, при визначенні величини коефіцієнта K_d слід віддавати перевагу залежності (4.75). Залежність (4.74) може бути використаною при розрахунку критичної швидкості транспортування відносно легких золошлакових матеріалів.

Запропонована узагальнена залежність для визначення критичної швидкості потоків, які переносять тверді частинки у завислому стані, при необхідності може бути скоригованою у плані уточнення значень коефіцієнтів K_d та K_s при збереженні основної структури формули на підставі даних контрольного експерименту.

Питомі гідравлічні опори при гідравлічному транспортуванні відходів флотації вугілля та дрібнозернистої золи теплових електростанцій визначають за допомогою формули

$$i_{cm} = \lambda_{cm} \cdot \frac{u^2}{2gD}; \quad (4.76)$$

де λ_{cm} – коефіцієнт гідравлічного опору тертя при течії гідросуміші, визначають за допомогою наведених вище формул (4.25) та (4.22), які відповідають тому або іншому стану внутрішньої поверхні труб. Число Рейнольдса в цих формулах визначають за залежністю

$$Re_{cm} = \frac{u \cdot D}{\nu_0 \cdot K_{vd}}; \quad (4.77)$$

де ν_0 – коефіцієнт кінематичної в'язкості води при температурі експлуатації гідротранспортної системи; K_{vd} – дослідний комплексний коефіцієнт, який залежить від співвідношення середньозваженого діаметра матеріалу, який транспортують, та об'ємної концентрації гідросуміші.

Величини коефіцієнта K_{vd} наведено в табл. 4.14.

Представлені табличні дані свідчать про те, що величина $\nu_0 K_{vd}$, яка чисельно дорівнює коефіцієнту умовної кінематичної в'язкості гідросуміші ν_{cm} , може суттєво впливати на величину числа Рейнольдса Re_{cm} та, відповідно, на коефіцієнт гідравлічного опору тертя.

Таблиця 4.14. – Значення коефіцієнтів K_{vd}

S, % d _{cp}	3	5	10	15	20	25	30	35	40
0,05	1,2	1,4	2,8	4,8	7,2	10,2	14,4	19,2	25,4
0,10	1,3	1,6	3,2	5,4	8,0	11,2	15,6	20,8	27,4
0,15	1,5	1,8	3,6	5,8	8,8	12,2	16,8	22,6	28,3
0,20	1,6	2,1	4,0	6,6	11,8	14,2	19,4	26,0	34,0
0,25	2,0	3,0	5,6	8,6	12,6	17,8	24,4	32,4	–
0,30	2,6	3,8	7,6	12,4	18,4	27,8	–	–	–

Збільшення коефіцієнту умовної кінематичної в'язкості, особливо за умов високих об'ємних концентрацій гідросуміші, призводить до зменшення величини числа Рейнольдса та збільшення величини коефіцієнта гідравлічного опору тертя λ_{cm} за залежністю, представленою на рис. 4.13.

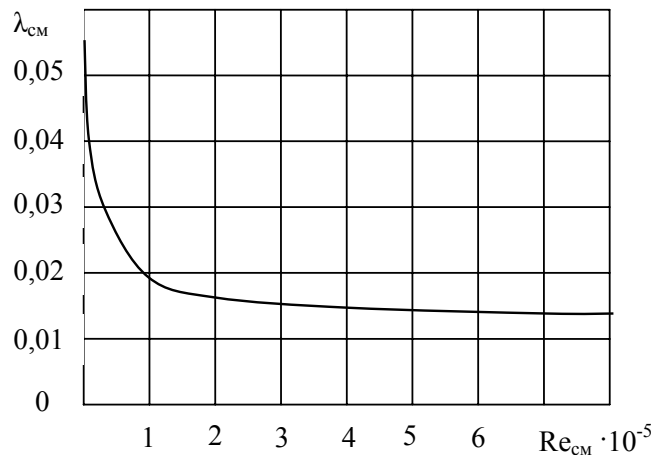


Рис. 4.13. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору від числа Рейнольдса.

Виходячи з викладеного, вибір найпридатнішого режиму транспортування твердих дрібнозернистих матеріалів типу золи або відходів флотації має здійснюватися на підставі порівняння різних варіантів за об'ємною концентрацією гідросуміші, діаметром трубопроводу та швидкістю транспортування.

Для розрахунку питомих гідравлічних опорів при транспортуванні золошлаків та інших подібних до них твердих матеріалів використовують двочленну залежність, перший член якої являє собою питомий гідравлічний опір при течії води, розрахований за формулами, відповідними до того чи іншого стану внутрішньої поверхні трубопроводу, а другий – характеризує прирощення питомих втрат напору (додаткові гідравлічні опори), спричинене введенням твердого матеріалу в напірний потік.

Додаткові питомі гідравлічні опори визначають за формулою

$$\Delta i = \frac{S}{2gD} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{\frac{u_{kp}}{u}} \cdot K_{dD}; \quad (4.78)$$

де K_{dD} – дослідний коефіцієнт, який залежить від співвідношення середньозваженого діаметра матеріалу, який транспортують, та діаметра трубопроводу (табл. 4.15).

Таблиця 4.15. – Значення коефіцієнта K_{dD}

Співвідношення $d_{cp}/D \cdot 10^2$	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
Коефіцієнт K_{dD}	0,16	0,28	0,40	0,49	0,57	0,62	0,65	0,67	0,68

4.7. Особливості транспортування твердих матеріалів у вертикальному та похилому потоках

У промислових та магістральних гідротранспортних системах похилі та вертикальні трубопроводи зустрічаються при переходах через автомобільні дороги та залізниці, всередині приміщень на збагачувальних фабриках, а також більш значної довжини – на гідропідйомних установках та закладальних комплексах вугільних шахт.

Транспортування твердих сипких матеріалів висхідними та низхідними потоками у похилих та вертикальних трубопроводах здійснюють при швидкостях, які перевищують критичні, тобто таких, за яких тверді частинки переміщуються без зворотного руху у пристінній ділянці і утворення псевдозрідженого шару в трубі при висхідному потоці та нерухомого шару на дні труби при низхідному. Критична швидкість у похилих та вертикальних трубопроводах на 20 – 40 % нижча, ніж у горизонтальних.

У вертикальних трубопроводах з висхідним потоком дійсна концентрація гідросуміші більша, ніж витратна, внаслідок дії гравітаційних сил, що обумовлює збільшення різниці між ними із збільшенням крупності і маси твердих частинок та зменшенням середньої швидкості висхідного потоку.

Більша величина швидкості в центрі потоку у порівнянні з пристінною обумовлює виникнення сил, які відхиляють частинки твердого матеріалу від стінок до центра. Внаслідок цієї обставини біля стінок труби утворюється шар чистої рідини, що дає можливість приймати у інженерних розрахунках величину втрат напору у вертикальних трубах приблизно такою, як і в горизонтальних гідравлічно гладких трубопроводах при однакових витратах.

В центрі труби тверді частинки рухаються швидше, ніж біля стінок, і при невеликій швидкості висхідного потоку достатньо важкі частинки, що підіймаються у центральній частині труби, можуть змінити напрямок руху на зворотний, потрапляючи у пристінну зону менших швидкостей.

Тверді частинки з рівною гідравлічною крупністю рухаються загальною масою, не випереджуючи одна одну. У випадку різнорідних за крупністю частинок більш дрібні можуть рухатися поміж крупними, випереджуючи їх, що обумовлюватиме нерівномірність концентрації гідросуміші по висоті труби. Тверді частинки, гідравлічна крупність яких дорівнює швидкості висхідного потоку, зависають у ньому, пропускаючи повз себе воду та більш дрібні частинки.

Окремі крупні важкі частинки твердого матеріалу, що надходять до вертикальної труби з горизонтального трубопроводу, з гідравлічною крупністю, яка дорівнює швидкості висхідного потоку, накопичуються біля входу у вертикальну трубу. Це призводить до виникнення нерівномірностей у роботі ГТС і може бути причиною її повної зупинки.

У висхідних потоках, починаючи з кутів нахилу трубопроводу $45 - 60^\circ$, взаємодія твердих частинок із стінками труби зменшується, що, в свою чергу, призводить до зменшення гідроабразивного зношування та гідравлічного опору, який визначається, в основному, концентрацією та густиною дрібнодисперсних фракцій.

Концентрацію гідросуміші та швидкості переміщення вертикальними трубопроводами рідини та твердого матеріалу можна визначити, виходячи з таких міркувань.

При усталеному русі гідросуміші по вертикальних трубах, коли протягом досить тривалого часу концентрація та витрата залишаються сталими, кількість твердого матеріалу, що надходить до труби за певний час, дорівнює тій, що виходить з неї. Виходячи з осереднених значень параметрів потоку гідросуміші, для питомих витрат твердого матеріалу можна записати

$$q_S = S_p \cdot u; \quad (4.79)$$

де q_S – витрати твердої фази гідросуміші, віднесені до одиниці площі живого перерізу за одиницю часу; u та S_p — середня швидкість руху та середня витратна концентрація гідросуміші у вертикальних трубах.

Позначимо: $S_{0в}$ – дійсна концентрація у вертикальних трубах з висхідним потоком, яку виражають відношенням об'єму транспортованого твердого матеріалу до одиниці площі перерізу потоку та одиниці часу (в частках одиниці); w' — швидкість стисненого падіння твердих частинок у вертикальних трубах; $w' = w \cdot m^2 \cdot (1 - \delta^2)$, де $m = 1 - S_{0в}$; $\delta = \frac{d}{D}$; u_0 – середня швидкість руху рідкої фази гідросуміші у вертикальних трубах. Тоді для витрат q_S маємо:

$$q_S = S_{0в} \cdot (u_0 - w'), \quad (4.80)$$

де $(u_0 - w')$ – абсолютна швидкість підйому твердих частинок у вертикальних трубах.

Прирівнюючи праві частини рівнянь (4.79) та (4.80) для $S_{0в}$, маємо

$$S_{0в} = \frac{S_p \cdot u}{u_0 - w'}; \quad (4.81)$$

у низхідному потоці

$$S_{0н} = \frac{S_p \cdot u}{u_0 + w'}; \quad (4.82)$$

Порівнюючи рівняння (4.81) та (4.82), не важко побачити, що завжди

$$S_{\text{ов}} > S_{\text{он}}, \text{ а також } S_{\text{он}} < S_p < S_{\text{ов}}.$$

Швидкість рідкої фази у висхідному потоці вертикального трубопроводу

$$u_0 = \frac{u + w}{2} + \sqrt{\frac{(u + w')^2}{4} - uw'(1 - S_p)}; \quad (4.83)$$

у низхідному потоці

$$u_0 = \frac{u - w'}{2} + \sqrt{\frac{(u - w')^2}{4} + uw' \cdot (1 - S_p)}. \quad (4.84)$$

Швидкість твердої фази у вертикальному трубопроводі у висхідному потоці

$$u_s = \frac{u - w'}{2} + \sqrt{\frac{(u - w')^2}{4} + w' \cdot S_p \cdot u}; \quad (4.85)$$

у низхідному потоці

$$u_s = \frac{u + w'}{2} + \sqrt{\frac{(u + w')^2}{4} - w' \cdot S_p \cdot u}. \quad (4.86)$$

Втрати напору у вертикальних трубах складаються з втрат на тертя при русі гідросуміші та втрат або прирошування тиску за рахунок маси стовпа рідини в трубі.

Втрати напору на тертя можна приймати рівними втратам напору при русі потоку по гладких трубах, виходячи з того, що між потоком, насиченим твердими частинками, та стінками труби існує шар рідини, що й визначає величину втрат. Це твердження, проте, є приблизним, придатним лише для інженерних розрахунків.

Питомі втрати напору при транспортуванні гідросумішей у вертикальних трубах можна визначити за емпіричними формулами.

У висхідному потоці

$$i_g = i_{og} \left(1 + 145 S_0 \cdot \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{w}{\sqrt{gD}} \right); \quad (4.87)$$

у низхідному потоці

$$i_c = i_{oc} \left(1 - 250 S_0 \cdot \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{w}{\sqrt{gD}} \right). \quad (4.88)$$

Для визначення питомих втрат напору при транспортуванні чистої води у виразах (4.87) та (4.88) використовують відому формулу Дарсі–Вейсбаха $i_o = \frac{\lambda \cdot u^2}{2gD}$, в якій коефіцієнт

гидравлічного опору λ визначають за допомогою формул для гладких труб або експериментально.

Розрахункові залежності визначення питомих втрат напору на тертя в горизонтальних трубопроводах придатні для висхідних потоків при кутах нахилу труби менших $45 - 60^\circ$ (більша величина кутів нахилу – для гідросумішей з більшим вмістом найдрібніших фракцій та матеріалів меншої густини).

У випадку низхідних потоків відмінність між гидравлічним опором в горизонтальних та похилих трубопроводах виявляється у всьому діапазоні від 0 до 90° .

Питомі втрати напору при русі гідросуміші по похилих трубах можливо визначити за формулою, запропонованою В.В.Длоугим

$$i_{m.n} = i_o + \Delta i_m \cdot \cos^2 \alpha \pm \left(\frac{\rho_s}{\rho_0 - 1} \right) \cdot \left(1 + \frac{w'}{u} \right) \cdot \sin \alpha \quad (4.89)$$

де: α – кут похилу трубопроводу до горизонту; Δi_m – додаткові питомі втрати напору до втрат напору на чистій воді у горизонтальних трубах (визначають за формулами для визначення втрат напору при гидротранспорті по горизонтальних трубах).

Швидкість стисненого падіння, що входить до формули (4.89), визначається:

Для ламінарної області $Re < 2$

$$w' = w \cdot \frac{(1-s)^2}{1 + s^2 \cdot \frac{177}{Re^{0.7}}}. \quad (4.90)$$

Для перехідної області $2 < Re < 40$

$$w' = w \cdot \sqrt[3]{\frac{(1-s)^5}{\left(1 + s^2 \cdot \frac{108}{\text{Re}^{0,7}}\right)^2}}. \quad (4.91)$$

Для перехідної області $40 < \text{Re} < 300$

$$w'' = w \frac{(1-s)^{1,565}}{\left(1 + s^2 \cdot \frac{29}{\sqrt[3]{\text{Re}}}\right)^{0,565}}. \quad (4.92)$$

Для турбулентної області $\text{Re} > 300$

$$w' = w \sqrt{\frac{(1-s)^3}{1 + 4,35 \cdot s^2}}. \quad (4.93)$$

Критична швидкість при транспортуванні у вертикальних та похилих трубах

$$u_{kp.n} = u_{kp} \cdot \cos^2 \alpha. \quad (4.94)$$

Для низхідних потоків з кутом похилу більшим за $45-60^\circ$ поняття критичної швидкості втрачає сенс.

4.8. Параметри гідротранспорту у частково замулених трубах

Величина швидкості потоку гідросуміші при наявності шару замулювання залежить від товщини цього шару. Оскільки товщина шару замулювання, як свідчить промисловий досвід, за умов надійності транспортування не повинна бути більшою за $(0,10 - 0,15)D$, то різниця в швидкостях транспортування на замулених та замулених ділянках незначна.

Питомі втрати напору при гідротранспорті по частково замулених трубах можна визначити через таку формулу

$$i_m = i'_0 + \Delta i_{kp} \cdot \frac{Q_{kp}}{Q}; \quad (4.95)$$

де: i'_0 – питомі втрати напору на тертя при русі чистої води по замуленій трубі того ж діаметра із швидкістю, що дорівнює критичній швидкості руху гідросуміші u_{kp} ; Q_{kp} – витрати гідросуміші при u_{kp} ; Q – задані витрати гідросуміші.

Глибину замулювання $H_{зам}$ визначають з формули

$$\frac{H_{зам.}}{D} = 0,43 \sqrt[3]{\frac{Q_{кр}}{Q} - 1}; \quad (4.96)$$

При висоті шару замулювання $H_{зам.} \leq 0,3D$ залежність $Q = f(H_{зам.})$ має такий вигляд:

$$Q = Q_{кр} \left(1 - \frac{H_{зам.}}{0,75D} \right). \quad (4.97)$$

5. ОСОБЛИВІ ВИПАДКИ РОЗРАХУНКУ НАПРЯГНОГО ГІДРОТРАНСПОРТУ

До особливих випадків гідравлічного транспортування та розрахунку параметрів руху можна віднести такі гідросуміші, компоненти яких мають свої характерні специфічні особливості. Це гідротранспорт висококонцентрованих водовугільних суспензій (ВВВС або водовугільне паливо), так званого «солоного вугілля», вуглемаляного агломерату тощо.

5.1. Гідротранспорт водовугільного палива

5.1.1. Реологічні характеристики висококонцентрованих водовугільних суспензій

Водовугільні суспензії підвищеної концентрації, при належних седиментаційних та агрегатних характеристиках, призначені для безпосереднього спалювання у топках котлів та інших теплофікаційних установок, мають назву водовугільного палива (ВВП). Найбільш ефективною технологією транспортування цього штучного рідкого палива є гідравлічна по технологічних (внутрішньоцехових) трубопроводах, промислових та магістральних гідротранспортних системах.

Оскільки седиментаційна стійкість ВВП виключає необхідність визначення такого параметра як критична швидкість, то основним завданням при проектуванні водовугільних гідротранспортних систем є визначення величини гідравлічного опору, яка характеризує енергоємність процесу та обумовлює вибір засобів транспортування.

Гідравлічні параметри транспортування водовугільних суспензій по трубопроводах визначають їх реологічні характеристики. На відміну від неоднорідних потоків з нерівномірним розподіленням твердих частинок по перерізу труби, в яких основними діючими силами є гравітаційні, в даному випадку переважаючими силами є сили в'язкості.

Відсутність можливості визначення гідравлічних опорів при транспортуванні водовугільного палива на підставі теоретичних положень гідромеханіки обумовлює необхідність застосування для вирішення цього завдання певних методичних підходів. Основою одного з таких методів може бути експериментальне

вимірювання або розрахункове визначення реологічних параметрів суспензії, призначеної до гідравлічного транспортування.

Виходячи з реологічних характеристик, висококонцентровані водовугільні суспензії або дисперсні системи звичайно відносять до неньютонівських середовищ (рідин), в яких умовна або ефективна в'язкість вже не є величиною, яка залежить лише від температури, а стає функцією швидкості зсуву (градієнту швидкості) та ряду інших чинників.

Існує кілька моделей неньютонівських рідин, кожна з яких з певним ступенем наближення може бути описана своїм характеристичним рівнянням. Якщо дисперсна система починає рухатися лише після досягнення певного граничного напруження зсуву (границі текучості), то одномірне реологічне рівняння може бути представленим моделлю Шведова-Бінгама

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \frac{du}{dx}; \quad \tau = \tau_0 + \eta \cdot \dot{\epsilon}; \quad (5.1)$$

де τ_0 – границя текучості або початкове напруження зсуву; τ – прикладене дотичне напруження; η_c – структурна в'язкість; $\frac{du}{dx} = \dot{\epsilon}$ – градієнт швидкості або швидкість зсуву.

Дисперсні системи, які представлені моделлю Шведова-Бінгама, прийнято називати структурованими, пластичними або в'язкопластичними. На практиці подібний режим зустрічаємо при течії висококонцентрованих глинистих, крейдових або водовугільних суспензій, які виготовлено без застосування пластифікуючих додатків.

На відміну від таких дисперсій псевдопластики, до яких і відносять водовугільні суспензії, характеризуються тим, що прикладене до них як завгодно мале зсувне зусилля викликає рух потоку, а ступінь збільшення напруження зсуву зменшується пропорційно збільшенню швидкості зсуву. Ці "нелінійні" або "степеневі" рідини підлягають реологічним рівнянням, які запропоновані Освальдом-Рейнером:

$$\tau = k \left(\frac{du}{dx} \right)^n; \quad \tau = k \cdot \dot{\epsilon}^n; \quad (5.2)$$

де k – коефіцієнт (індекс) консистентності; n – коефіцієнт (індекс) течії, або параметр нелінійності.

Якщо $n < 1$, рідина має неньютонівський псевдопластичний характер (т. зв. псевдопластик); при $n > 1$ рідина має неньютонівський характер і є дилатантною, та, нарешті, при $n = 1$ течія рідини підлягає рівнянню Ньютона та відображає лінійну залежність між тензором напружень та тензором швидкості деформації:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dx}. \quad (5.3)$$

В тому випадку, коли дисперсна система має псевдопластичний або дилатантний характер та до того ж характеризується границею текучості або початковим напруженням зсуву, рівняння (5.2) набуває вигляду, відомого як залежність Гершеля-Балклі:

$$\tau = \tau_0 + k \left(\frac{du}{dx} \right)^n; \quad \tau = \tau_0 + k \cdot \dot{\varepsilon}^n. \quad (5.4)$$

Розрахунок в'язкості здійснюють за даними реологічних вимірювань $\tau = f(\dot{\varepsilon})$ на підставі критерію Ньютона.

У випадку в'язкопластичного середовища

$$\eta = \frac{d\tau}{d\dot{\varepsilon}}. \quad (5.5)$$

У випадку псевдопластику

$$\eta = \frac{d\tau}{d\dot{\varepsilon}} = k \cdot \dot{\varepsilon}^{n-1}. \quad (5.6)$$

З наведеного очевидно, що реологічний стан висококонцентрованих суспензій принципово може підлягати різним законам та описуватися різними рівняннями. Як свідчить практика, навіть незначна зміна властивостей композиційних складових водовугільної суспензії та їх співвідношення може повністю змінити реологічну картину аж до зміни характеру реологічної течії.

Оскільки водовугільне паливо є дуже складною дисперсною системою, властивості якої визначає цілий ряд технологічних параметрів і фізико-хімічних характеристик вихідного вугілля, води та хімічних домішок, найбільш надійним методом

визначення течії його по трубах є експериментальний, поєднання якого з теоретичними методами дає можливість корегувати композицію водовугільного палива в напрямку забезпечення транспортування з мінімальними енерговитратами, необхідної для ефективного спалювання якості розпилювання та наповнення факелу, а також незмінності якісних характеристик (стабільності) у статиці (при зберіганні та зупинці гідротранспортної системи) та в динаміці (при переміщенні трубопроводами).

5.1.2. Експериментальні дослідження технології водовугільного палива

Експериментальні дослідження технології водовугільного палива було проведено Донецьким відділенням науково-виробничого об'єднання „ВНДППГідротрубопровід”. Водовугільне паливо при проведенні досліджень параметрів та режимів його транспортування виготовляли за повним технологічним циклом технології „Реокарб”, включаючи операцію збагачення. Як вихідний продукт було прийнято вугілля Кузнецького басейну (Росія) марки Г зольністю $A^d = 8 \%$, марки Д зольністю $A^d = 12,5 \%$ та марки Ж зольністю $A^d = 12,6 \%$ моноmodalного та біmodalного гранулометричних складів.

Масову концентрацію підтримували у межах $C = 60-65 \%$. Як хімічну домішку у всіх випадках використовували пластифікатор НФУ. У відповідності до поставленої мети методика досліджень передбачала роботу експериментального стенда з трубопроводом внутрішнім діаметром $D = 102$ мм на водовугільній суспензії з характеристиками натурального водовугільного палива, призначеного до транспортування гідротранспортною системою у ламінарному режимі. При визначенні режимів транспортування до уваги приймалося таке.

При транспортуванні водовугільного палива трубопроводами у ламінарному режимі з найменшими гідравлічними опорами число Рейнольдса не повинно перевищувати

$$Re = \frac{uD\rho}{\eta} = 2000; \quad (5.7)$$

де u – осереднена швидкість потоку водовугільного палива, м/с; ρ – густина водовугільної суспензії, кг/м³; η – динамічна в'язкість суспензії, Па·с.

Гradient швидкості (швидкість зсуву)

$$\dot{\epsilon} = \frac{8u}{D}, \text{ с}^{-1}. \quad (5.8)$$

Якщо у формулі (5.7) виразити u через формулу (5.8), то отримаємо умову

$$\frac{D^2 \rho}{8\eta} \dot{\epsilon} = 2000. \quad (5.9)$$

З виразу (5.9) можна визначити доцільну для промислових трубопроводів величину

$$\eta/\dot{\epsilon} = 0,625 \cdot 10^{-4} D^2 \rho. \quad (5.10)$$

У процесі експериментальних досліджень робота стенда здійснювалася як у безперервному режимі, так і з зупинками різної тривалості, що давало можливість вивчення умов пуску, параметрів транспортування та характеристик водовугільних суспензій при русі потоку протягом тривалого часу, а також після штатних та нештатних зупинок гідротранспортної системи. Реологічні характеристики водовугільних суспензій визначалися у діапазоні зміни gradienta швидкості від 2,0 до 10,0 с⁻¹.

Аналіз результатів проведених досліджень свідчить про наступне.

Водовугільне паливо, виготовлене на основі вугілля марки Г моноmodalного гранулометричного складу А (рис. 2.7) зольністю $A^d = 8\%$ з масовою концентрацією $C = 62\%$, транспортувалося безперервно протягом 400 годин із швидкістю 0,136 м/с та після передбачених методикою зупинок тривалістю 4 та 30 діб ще 135 годин (рис. 5.1). Повторний пуск стенда ніяких утруднень не викликав. Деградації ВВП у процесі транспортування та зберігання без контакту з атмосферним повітрям не спостерігалось.

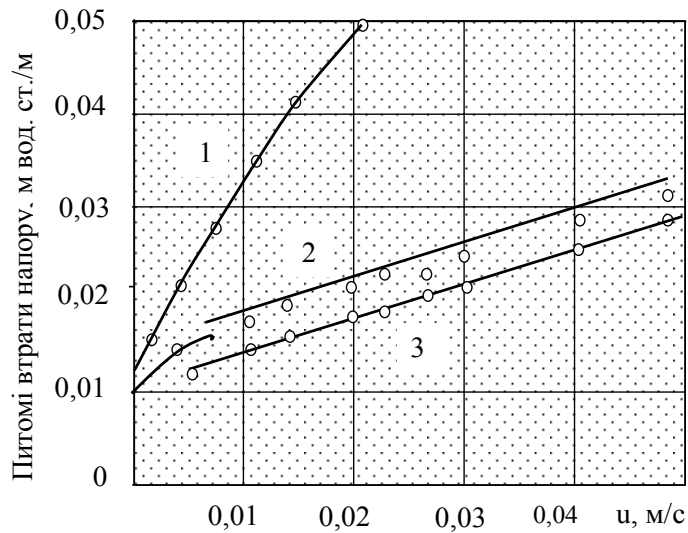


Рис. 5.1. Залежність питомих втрат напору від швидкості потоку ВВП.

Вугілля Γ_6 , $A^d = 8\%$, $C = 62\%$. 1 – гранулометричний склад 2 (рис. 2.7); 2 і 3 – гранулометричні склади 1 і 3 (рис. 2.7).

Щодо водовугільного палива концентрацією 63,7% на основі вугілля марки Ж, то у випадку моноmodalного гранулометричного складу вихідного вугілля протягом перших 9 годин гідравлічного транспортування спостерігалася інтенсивна гомогенізація, що супроводжувалося зниженням втрат напору (рис. 5.2). Наслідком гідравлічного транспортування протягом 23 годин (132 км) було виникнення лавиноподібної деградації водовугільної суспензії. Протягом наступних 8 годин (46 км) питомі втрати напору підвищилися від 0,04 до 0,066 м вод.ст./м, а протягом наступних 5 годин (29 км) – до 0,14 м вод.ст./м.

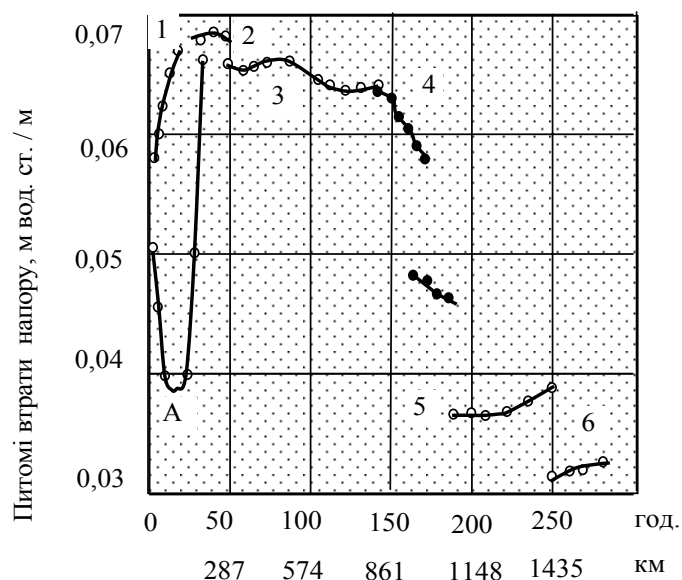


Рис. 5.2. Зміна питомих втрат напору при транспортуванні ВВП на основі вугілля марки Ж.

A – моноmodalний гранулометричний склад, $C = 63,7\%$, $\dot{\epsilon} = 10,7 \text{ c}^{-1}$, $t = 25 - 28^\circ \text{C}$; 1-6 – біmodalні склади при $\dot{\epsilon} = 7,5; 6,2; 5,0; 3,7; 2,5$ та $2,0 \text{ c}^{-1}$ відповідно.

Додаткове введення у систему свіжого розчину НФУ привело до незначного зниження при швидкості $0,034 \text{ м/с}$ ($\dot{\epsilon} = 2,7 \text{ c}^{-1}$) питомих втрат напору ($0,013 \text{ м вод. ст. / м}$). Проте через 30 хвилин (близько 3 км) деградація суспензії поновилася.

Подальші спроби нормалізувати процес гідравлічного транспортування були безрезультатними. Таким чином, водовугільне паливо, виготовлене на основі вугілля марки Ж моноmodalного гранулометричного складу, при задовільних початкових характеристиках, виявилось динамічно нестабільним.

Повторний пуск гідротранспортної системи після зупинок при гідравлічному транспортуванні водовугільного палива, виготовленого на основі вугілля марки Ж, але біmodalного гранулометричного складу (рис. 5.3), ніяких ускладнень не викликав.

У процесі тривалого перебування водовугільної суспензії у неробочому трубопроводі відмічалось незначне розшарування з відновленням характеристик внаслідок гомогенізації при поновленні руху потоку.

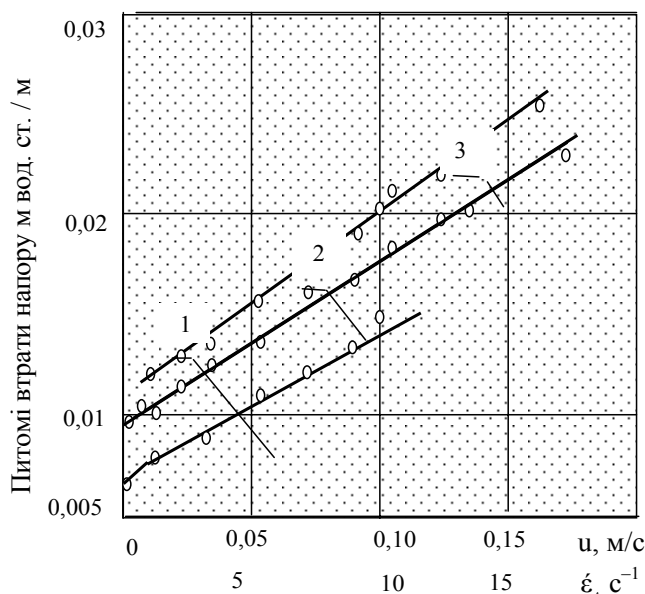


Рис. 5.3. Залежність питомих втрат напору від швидкості потоку ВВП з вугілля марки Ж концентрації $C = 60\%$ (бімодальний гранулометричний склад) у трубопроводі $D = 0,08$ м.

1 – після транспортування на відстань 1532 км; 2, 3 – після зберігання протягом 4 та 30 діб.

Параметри транспортування характеризують криві 1-5 рис. 5.2. Питомі втрати напору підвищуються внаслідок деградації, але зменшуються внаслідок гомогенізації при зміні режиму течії.

Характер зміни питомих втрат напору при транспортуванні ВВП на основі вугілля марки Ж моно- та бімодального гранулометричного складу трубопроводом з внутрішнім діаметром 80

мм на відстань 1532 км, а також після зберігання протягом 4 та 30 діб, наведено на рис. 5.3 та 5.4.

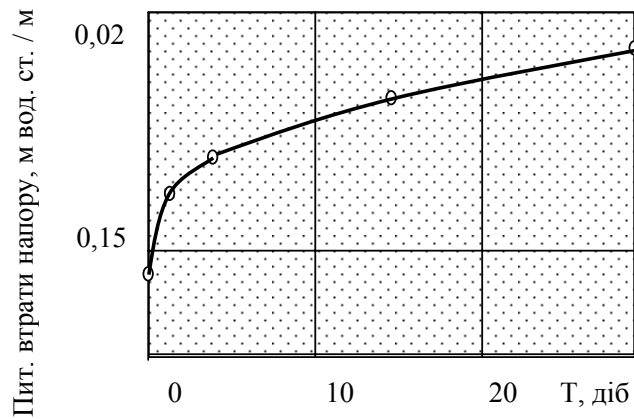


Рис 5.4. Зміна питомих втрат напору при транспортуванні після тривалого зберігання вугілля марки Ж. $u = 0,1$ м / с.

Характер поведінки водовугільної суспензії при транспортуванні аналогічний описаному вище. Пуск системи після тривалої зупинки відбувається без ускладнень. Агрегатний стан суспензії зазнає незначних змін після тривалого зберігання і легко відновлюється з початком руху.

На відміну від описаного вище, при транспортуванні водовугільного палива, виготовленого на основі вугілля марки Д, при швидкостях $0,05$ м/с ($\dot{\epsilon} = 5$ с⁻¹) і $0,075$ м/с ($\dot{\epsilon} = 7,5$ с⁻¹) деградації не спостерігалось.

Порівняння результатів гідравлічних досліджень до та після зберігання протягом 3 діб показало, що через 10 – 15 хвилин після пуску гідротранспортної системи гідравлічні опори залишаються високими, а надалі знижуються до рівня, що передуює зупинці (рис. 5.5).

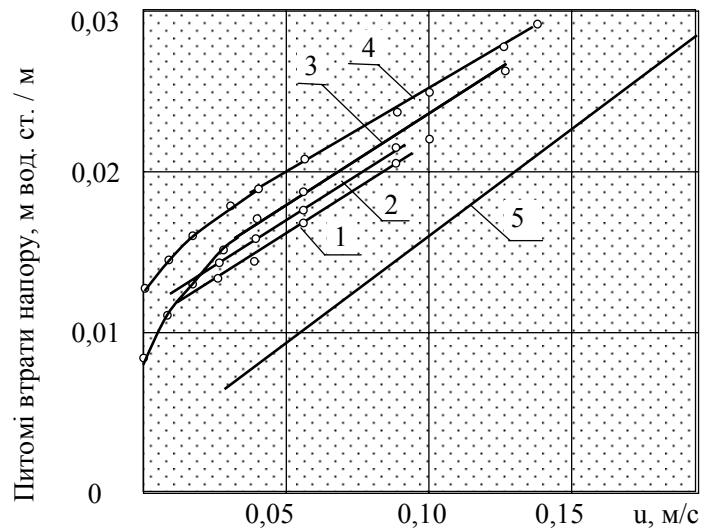


Рис 5.5. Залежність питомих втрат напору від швидкості потоку ВВП з вугілля марки Д.

1, 2, – після транспортування протягом 30, 109 годин;
 3 і 4 – після 3 діб зберігання та наступних 2 та 3 годин транспортування; 5 – розрахункова залежність за результатами реологічних досліджень відповідає 30 годинам транспортування.

Відмічено незначну тенденцію до підвищення втрат напору при занижених швидкостях зсуву ($\dot{\epsilon} = 3,7 \text{ c}^{-1}$ та $\dot{\epsilon} = 2,5 \text{ c}^{-1}$) у процесі тривалого транспортування, що можна пояснити відмінністю характеру течії у трубопроводі експериментального стенда (гомогенізація внаслідок багаторазового проходження водовугільного палива через робочий апарат відцентрового насоса) від промислової гідротранспортної установки.

При виведенні гідротранспортної системи на нормальний робочий режим (прикладенні більшого напруження зсуву τ) початкові параметри водовугільної суспензії відновлювалися.

Аналіз результатів експериментальних досліджень та розрахунків стосовно в'язкопластичної моделі течії показує, що у промислових трубопроводах збільшення продуктивності та гра-

дієнта швидкості при незмінному діаметрі трубопроводу має привести до збільшення дотичних напружень тертя та питомих втрат напору.

При знижених подачах (градієнт швидкості $\dot{\epsilon} = 3,7 \text{ c}^{-1}$ та менше) можна простежити тенденцію до поступового підвищення питомих втрат напору та тиску у трубопроводі при незмінній продуктивності. Проте достатньо кількох хвилин транспортування з підвищеною швидкістю (5 хв. при градієнті швидкості $\dot{\epsilon} = 7,4 \text{ c}^{-1}$ або 20 хв. при градієнті швидкості $\dot{\epsilon} = 5 \text{ c}^{-1}$) для того, щоб величина питомих втрат напору знизилася до початкового рівня, як про це свідчать дані, наведені на рис. 5.6. У процесі магістрального гідравлічного транспорту на великі відстані та з градієнтом швидкості $\dot{\epsilon} = 5 - 7,5 \text{ c}^{-1}$ (градієнт швидкості в насосі $18,8 - 20,9 \text{ c}^{-1}$) зміни характеристик водовугільної суспензії не спостерігалось.

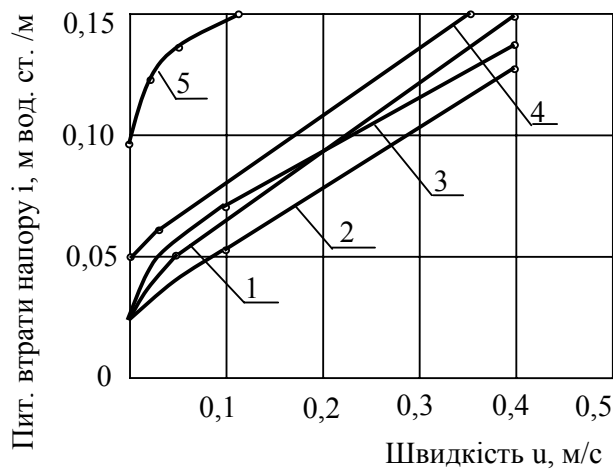


Рис. 5.6. Залежність питомих втрат напору від швидкості потоку ВВП.

1, 2, 3 – тривалість транспортування 2, 10, 40 хв.;
4, 5 – після зупинки на 1, 3, 5 діб при транспортуванні протягом 40 хв. та 60 хв.

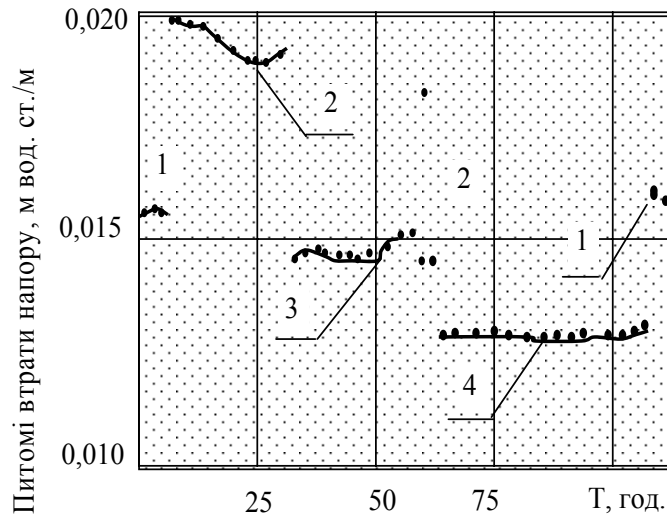


Рис. 5.7. Залежність питомих втрат напору від швидкості зсуву і тривалості транспортування ВВП з вугілля марки Д.

1, 2, 3, 4 – при $\dot{\epsilon} = 5; 7,5; 3,7; 2,5 \text{ с}^{-1}$.

Таким чином, в інтервалі зміни градієнта швидкості $\dot{\epsilon} = 5 - 20 \text{ с}^{-1}$ тривалість гідралічного транспортування практично не впливає на величину питомих втрат напору.

При градієнті швидкості $\dot{\epsilon} = 4 \text{ с}^{-1}$ ("шведівський" режим течії з незруйнованою структурою) можливе зворотне збільшення питомих втрат напору по відстані транспортування, а при $\dot{\epsilon} = 20 \text{ с}^{-1}$ та вище можливе швидке "лавиноподібне" незворотне збільшення втрат напору по довжині трубопроводу.

Аналіз результатів проведених досліджень на основі в'язко-пластичної реологічної моделі дає підставу очікувати збільшення дотичних напружень тертя та питомих втрат напору із збільшенням продуктивності гідротранспортної системи та градієнта швидкості при сталому діаметрі трубопроводу. Водночас ці показники пропорційні швидкості руху потоку водовугільного палива у степені $m < 1$. Внаслідок цього у діапазоні градієнта швидкості від 4 до 20 с^{-1} витрата енергії на одиницю транспорт-

ного ВВП із збільшенням продуктивності зменшується. Таким чином, з точки зору мінімальної енергоємності найбільш придатним режимом є транспортування значних об'ємів концентрованої гідросуміші у трубах великих діаметрів, який характеризується градієнтом швидкості $8 - 20 \text{ с}^{-1}$.

5.1.3. Параметри гідротранспорту водовугільного палива

Виходячи з вищенаведеного та рівняння

$$\dot{\varepsilon} = \frac{8u}{D} = \frac{32Q}{\pi \cdot D^3}, \quad (5.11)$$

рекомендовано вибирати швидкість транспортування ВВП для внутрішньоцехових, промислових та магістральних гідротранспортних систем в інтервалах, наведених у табл. 5.1 та на рис. 5.8. Використовуючи дану методику, діаметр труби за каталогом слід приймати найменшим, найбільш близьким до розрахункового.

Таблиця 5.1. – Рекомендовані швидкості та продуктивності для трубопровідного транспортування водовугільного палива гідротранспортними системами

Призначення ГТС	Внутрішній діаметр труб, D, мм.	Інтервал швидкості, u, м/с.	Інтервал продуктивності, Q, м ³ /год.
Технологічна	0,050	0,050 – 0,126	0,35 – 0,86
	0,065	0,065 – 0,163	0,78 – 1,95
	0,080	0,080 – 0,200	1,45 – 3,62
	0,100	0,100 – 0,250	2,83 – 7,07
	0,125	0,125 – 0,312	5,32 – 13,80
Промислова	0,150	0,150 – 0,375	9,54 – 23,80
	0,200	0,200 – 0,500	22,60 – 56,60
	0,250	0,250 – 0,620	44,20 – 109,60
Магістральна	0,300	0,300 – 0,750	76,40 – 191,00
	0,350	0,350 – 0,750	121,00 – 305,00
	0,400	0,400 – 1,000	181,00 – 452,00
	0,500	0,500 – 1,250	354,00 – 884,00
	0,600	0,600 – 1,600	611,00 – 1527,00

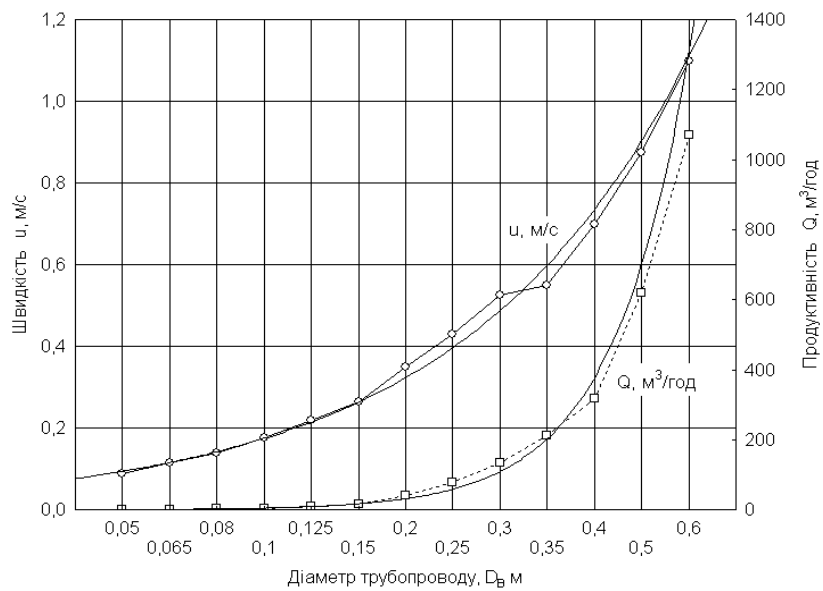


Рис.5.8. Рекомендовані середні швидкості u та продуктивності $Q_{ВП}$ при транспортуванні водовугільного палива.

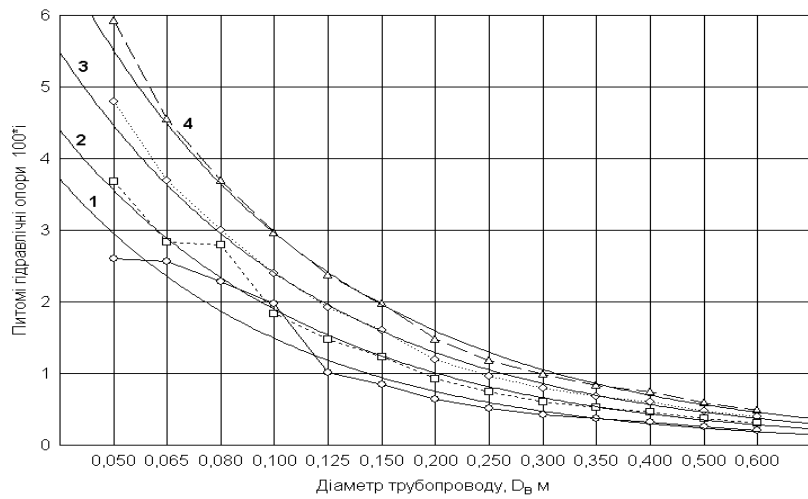


Рис. 5.9. Питомі втрати опору при транспортуванні водовугільного палива.

Гідравлічні опори для параметрів, наведених у табл. 5.1, визначають за рівнянням:

$$\frac{dp}{dL} = \frac{4\tau}{D}; \quad (5.12)$$

де τ – дотичне напруження зсуву, Па.

Враховуючи, що величина напруження зсуву визначається всією сукупністю реологічних характеристик водовугільного палива і технологічних параметрів, на практиці крім розглянутого методу розрахунку гідравлічних опорів при течії висококонцентрованих водовугільних суспензій може бути використаний метод масштабного перерахунку. Суть методу полягає в тому, що на стендових установках, обладнаних, як правило, трубопроводами невеликих діаметрів (модельними трубопроводами), визначають гідравлічні опори та інші параметри при протіканні даної конкретної дисперсної системи та на підставі отриманих даних здійснюють перерахунок на натурні трубопроводи, у більшості випадків більшого діаметра.

Масштабний перерахунок здійснюють за основі залежності

$$i_H = i_M \cdot \frac{D_M}{D_H}; \quad (5.13)$$

де індекси „H” і „M” відносять параметр відповідно до тури та моделі.

Перевага такого методу перерахунку [37] полягає в тому, що при його застосуванні не треба робити припущень щодо конкретних законів реологічної течії, визначати її реологічні параметри та чинники, які впливають на них, оскільки все це можна визначити одним конкретним вимірюванням. Це, в свою чергу, веде до помітного спрощення самого методу перерахунку та до суттєвого підвищення точності отриманих результатів.

Розрахункові величини гідравлічних опорів при транспортуванні водовугільного палива з масовою концентрацією $C = 61\%$ у трубах різних діаметрів наведено в табл. 5.2 та на рис. 5.9. Розрахунок виконано для зміни градієнта швидкості зсуву в інтервалі $5\text{--}20\text{ с}^{-1}$ при температурі $28\text{ }^\circ\text{C}$. Величина 100і чисельно дорівнює питомим гідравлічним опорам, вираженим у $\text{кгс/см}^2/\text{км}$ (бар/км).

Таблиця 5.2. – Розрахункові величини гідравлічних опорів при транспортуванні водовугільного палива у трубах різних діаметрів

Діаметр трубопроводу, D_H , м	Питомі гідравлічні опори 100ї, $\text{кгс/см}^2/\text{км}$			
	Гرادієнт швидкості зсуву, с^{-1}			
	5	10	15	20
0,050	2,56	3,68	4,80	5,92
0,065	1,97	2,83	3,69	4,55
0,080	2,60	2,80	3,00	3,70
0,100	2,28	1,84	2,40	2,96
0,125	1,02	1,47	1,92	2,37
0,150	0,85	1,23	1,60	1,97
0,200	0,64	0,92	1,20	1,48
0,250	0,51	0,74	0,96	1,18
0,300	0,43	0,61	0,80	0,99
0,350	0,37	0,53	0,68	0,84
0,400	0,32	0,46	0,60	0,74
0,500	0,26	0,37	0,48	0,59
0,600	0,21	0,31	0,40	0,49

Для зниження ступеня ризику при розрахунку параметрів і проектуванні гідротранспортної системи та підвищення її надійності при подальшій експлуатації доцільно використати комплексний комбінований метод: масштабний перерахунок та реологічні вимірювання.

У певних випадках, якщо навіть незначна неточність у науково-технічному обґрунтуванні створення великих паливно-енергетичних комплексів, які включають магістральний трубопровід, може призвести до підвищеного споживання електроенергії та нестабільності роботи під час експлуатації, доцільно застосувати метод безпосереднього використання даних, які отримані на великомасштабних стендових установках.

Порівняння даних, які отримано при розрахунках гідравлічних опорів, з використанням методів реологічних вимірювань, масштабного перерахунку та комплексного методу наведено в табл. 5.3. Порівняння виконане для умов течії по трубопроводу діаметром 102 мм водовугільної суспензії з масовою

концентрацією 61 %, яку виготовлено на основі вугілля марки ДГ зольністю $A^d = 16,2$ % при температурі $t = 20$ °С.

Аналіз наведених в табл. 5.3 даних свідчить про те, що розбіжність даних не перевищує 7-10 %, і, таким чином, задовольняє вимогам інженерних розрахунків при проектуванні технологічних та промислових вугільних гідротранспортних систем. Метод використання експериментальних даних, отриманих на великомасштабних установках безпосередньо, без будь-якого перерахування, має значно меншу похибку, яка складає 3–4 %.

Таблиця 5.3. – Порівняння даних гідравлічних опорів, які отримано за допомогою різних методів

Використаний метод	Питомі гідравлічні опори (м вод. ст./м) при швидкості транспортування м/с				
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
Експеримент	0,0228	0,0256	0,0278	0,0296	0,0314
Масштабний перерахунок	0,0212	0,0238	0,0259	0,0275	0,0292
Реологічні вимірювання	0,0206	0,0231	0,0250	0,0267	0,0283

Діапазон зміни градієнта швидкостей зсуву $\dot{\epsilon} = 5 - 20$ с⁻¹, як свідчить досвід практики та результати експериментальних досліджень, слід вважати оптимальним з точки зору транспортування водовугільного палива по трубопроводах із збереженням його якісних характеристик. Розрахункові параметри, наведені в табл. 5.1 та 5.2, можуть бути використані при проектуванні гідротранспортних систем різного призначення.

5.2. Гідротранспорт «солоного вугілля»

В окремому випадку може бути розглянута можливість гідравлічного транспорту слабометаморфізованого вугілля, з великим вмістом лужних металів і, зокрема, натрію, поклади якого розвідані у північній та західній частинах Донбасу.

Лужні метали у такому вугіллі представлені, головним чином, хлористим натрієм – NaCl, завдяки чому воно отримало назву „солоного вугілля”. До нього відносять паливо, зола якого вміщує більше 2 % двооксиду натрію – Na₂O. Подібним чином

визначають придатність „солоного вугілля” до спалювання у топках енергетичних котлів. Вміст у золі більше 0,4 % Na_2O робить вугілля практично непридатним для використання як котельне паливо, внаслідок інтенсивного шлакування поверхні нагрівання котлів. Крім того, другим важливим недоліком «солонного вугілля» є те, що при його спалюванні може утворюватися діоксин – високотоксична сполука. Смертельна доза діоксину для людини становить 70 мкг/кг маси тіла.

Найпростішим та найбільш ефективним методом знесолювання вугілля, у якому 92-98 % натрію вміщено у вигляді NaCl , є механічне перемішування у чистій воді (промивка у водному середовищі), що можна здійснити одночасно (попутно) з транспортуванням його в напірному турбулентному потоці. Дослідження в цьому напрямку було проведене у Донецькому комплексному відділі НВО „ВНІПГідротрубопровід” (тепер НВО „Хаймек”) на стендовій установці з трубопроводом внутрішнім діаметром 104 мм.

Як об’єкт досліджень було використано вугілля марки Д (квернові проби) зольністю на суху масу $A^c = 12,8\%$, густиною $\rho_s = 1380 \text{ кг/м}^3$. Робоча вологість вихідного вугілля $W_i^r = 19,7\%$, аналітична вологість $W^a = 9,4\%$, нижча теплота спалювання $Q_i^r = 30831 \text{ кДж/кг}$. Вміст Na_2O у золі – 6,4 %, у вугіллі – 0,82 %, вміст оксиду калію K_2O у золі – 0,78 %. Вихідна крупність вугілля складала 0-13 та 0-3 мм при концентрації гідросуміші $C = 25$ та 50 %, відповідно.

У процесі досліджень було вивчено процес та характер демінералізації вугілля у залежності від вихідної крупності та ступеня мінералізації, концентрації гідросуміші та відстані транспортування, а також параметри і режими руху «солонного вугілля» при його гідротранспорті.

При гідравлічному транспортуванні неоднорідних полідисперсних гідросумішей з вугілля вихідною крупністю 0-13 (0-25) мм було, зокрема, зафіксовано інтенсивне зростання критичної швидкості, яке прогресувало із збільшенням концентрації. При цьому на величину критичної швидкості впливають не лише відомі чинники, які, як правило, враховані у різного роду

емпіричних залежностях, але й несуче середовище підвищеної у порівнянні з водою густини.

До уваги слід прийняти ту обставину, що більшість залежностей для визначення критичної швидкості, які розроблені нами або іншими дослідниками, у загальному випадку в достатній мірі відбивають фізичну суть процесу, враховують вплив практично всіх чинників і тому можуть бути використаними для інженерних розрахунків гідравлічного транспортування „солоного вугілля”.

Враховуючи особливості транспортуючого середовища та його гідравлічні характеристики, отримані в процесі експериментальних досліджень гідравлічного транспорту вугілля з великим вмістом лужних металів, було визначено відповідні емпіричні коефіцієнти, які дали змогу без суттєвої зміни структури існуючих залежностей використовувати їх для розрахунків параметрів транспортування у особливих випадках.

Для визначення критичних швидкостей при транспортуванні вугілля крупністю 0-13 та 0-25 мм промисловими гідротранспортними системами на відстань до 10-20 км запропоновано таку залежність:

$$u_{kp} = K_{d\rho} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{gD(1+aS)} \quad (5.14)$$

де $K_{d\rho}$ – коефіцієнт, який враховує середньозважену крупність транспортованого матеріалу у середовищі підвищеної густини, величину якого можна знайти за допомогою виразу, побудованого на підставі експериментальних даних

$$K_{d\rho} = 1 + 0,001d_{cp}^2; \quad (5.15)$$

де d_{cp} – середньозважена крупність вихідного вугілля, мм.

При транспортуванні вугілля крупністю 0-3 мм на початковій ділянці магістрального гідротранспорту критичну швидкість можна скорегувати коефіцієнтом K_{Sp} (табл. 5.4), який враховує вплив концентрації гідросуміші з підвищеною густиною несучого середовища, та визначити за допомогою залежності

$$u_{kp} = K_{Sp} \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D \cdot (1+aS)}. \quad (5.16)$$

Таблиця 5.4. – Величина коефіцієнта K_{Sp}

S, %	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
K_{Sp}	0,77	0,92	0,98	1,00	0,97	0,94	0,90	0,88	0,87	0,86

Із збільшенням відстані транспортування відбувається збільшення вмісту у гідросуміші найдрібніших (мікронних) класів вугілля. Якщо у вихідному вугіллі вихід класу 0,074 мм складає 17-26 %, то у кінцевому продукті транспортування ця величина дорівнювала 27-30 %. У відповідності до цього в процесі експериментів спостерігали часткову зміну структури потоку та відповідну зміну режиму течії. Після транспортування на 75-80 км вугілля з вихідною крупністю 0-3 мм в ньому залишилося не більше 30 % частинок крупніше 1 мм.

Таким чином, поєднання таких чинників, як суттєве зменшення вмісту у гідросуміші частинок крупністю більше 1 мм при збільшенні вмісту мікронних частинок та збільшення несучої здатності потоку внаслідок насичення солями призводило до зниження дії гравітаційних сил у процесі зависання, що знайшло відображення у формулі для визначення критичної швидкості

$$u_{kp} = K_{Sp} \sqrt{g \cdot D \cdot (1 + aS)}; \quad (5.17)$$

В основу залежностей (5.15), (5.16) та (5.17) покладено формули, призначені для визначення параметрів гідравлічного транспортування вугілля різної крупності та густини, скореговані на підставі результатів експериментальних досліджень з урахуванням якісних змін несучого середовища.

Для визначення питомих гідравлічних опорів при транспортуванні „солоного вугілля” крупністю 0-3 мм по трубопроводах магістральних гідротранспортних систем запропоновано таку залежність

$$i_{cm} = i_{cp} + K_{\gamma D} \cdot f \cdot a \cdot S; \quad (5.18)$$

де i_{cp} – питомі втрати напору при транспортуванні несучого середовища; f – узагальнений коефіцієнт тертя, який дорівнює 0,35-0,20 для сланців та міцного вугілля і 0,20-0,10 – для м'якого вугілля та антрацитів; при розрахунках гідравлічних опорів „солоного вугілля” коефіцієнт f може бути прийнятим 0,20; $K_{\gamma D}$ –

коєфіцієнт корегування, який враховує зміну діаметра трубопроводу у заданому діапазоні крупності вугілля та густини несучого середовища. Значення коєфіцієнтів $K_{\gamma D}$, отриманих на підставі експериментальних досліджень стосовно до умов гідравлічного транспортування подрібненого вугілля на відстань до 80 км та більше 80 км, наведено в табл. 5.5.

Таблиця 5.5. – Значення коєфіцієнтів $K_{\gamma D}$

Діаметр трубопроводу D_v , мм	100	150	200	250	300	350	400	
$K_{\gamma D}$	< 80 км	0,340	0,180	0,120	0,104	0,100	0,098	0,094
	> 80 км	0,306	0,162	0,108	0,094	0,090	0,088	0,085

При транспортуванні вугілля крупністю 0-13 або 0-25 мм на ділянці промислового гідротранспорту питомі втрати напору визначають за допомогою залежності

$$i_{cm} = i_{cp} + K_{dD} \cdot f \cdot a \cdot S ; \quad (5.19)$$

де K_{dD} – комплексний коєфіцієнт, який враховує вплив на додатковий гідравлічний опір, обумовлений наявністю в гідросуміші крупнозернистого матеріалу, середньозваженої крупності та густини несучого середовища. Значення коєфіцієнту K_{dD} можна знайти за допомогою виразу

$$K_{dD} = (1 + 0,12d_{cp}^2) \cdot K_{\gamma D} . \quad (5.20)$$

Необхідні для розрахунків значення коєфіцієнту K_{dD} у залежності (5.20) приймають за даними, наведеними в табл. 5.5 стосовно до умов транспортування вугілля крупністю 0-3 мм на відстань до 80 км.

В основу розрахунку гідравлічних опорів при транспортуванні „солоного вугілля” покладено формулу, структура якої для визначення тих же параметрів була запропонована раніше для руху однорідних дисперсних систем, а додаткові гідравлічні опори ($\Delta i = f \cdot a \cdot S$) скореговано за допомогою комплексних поправочних коєфіцієнтів.

Запропоновані залежності поширюються на особливі випадки гідравлічних розрахунків параметрів гідравлічного транс-

портування вугілля з великим вмістом лужних металів густиною більшою за 1400 кг/м^3 і вихідною крупністю 0-13 (0-25) мм при середній крупності $d_{\text{ср}} < 7 \text{ мм}$, для умов промислового гідравлічного транспорту вугілля крупністю 0-3 мм при вмісті класу 0-0,074 мм до 17 % та в кінцевому продукті транспортування не більше 27-30 %. Вихідна мінералізація несучого середовища не повинна перевищувати 7 г/л.

5.3. Гідротранспорт вуглемасляного агломерату та грануляту

Продукт масляної агломерації (грануляції) – вуглемасляний агломерат (гранулят), – див. рис. 5.10, – має ряд позитивних технологічних властивостей як сировина для спалювання та коксування, це також перспективна сировина для зрідження вугілля.

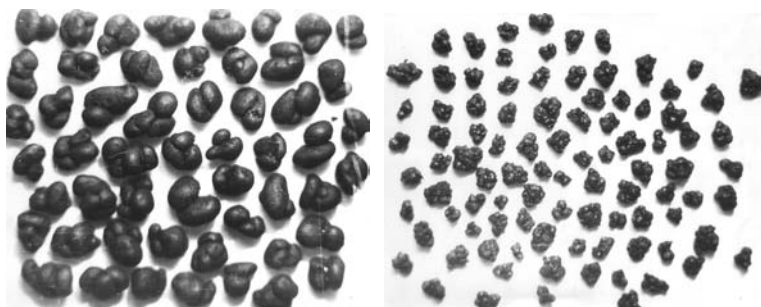


Рис. 5.10. Конгломерат вуглемасляного грануляту з вугілля крупністю: а – 0,1-0 мм; б – 1-0 мм.

Дослідження процесу гідравлічного транспортування цього виду вугільної сировини виконані нами на лабораторній базі із залученням методик Науково-виробничого об'єднання „Хай-мек“ (гідромеханізація).

Об'єктом досліджень слугували вуглемазутні гранули I та II структурного типу відповідно з вмістом масла-зв'язуючого в межах 1-5 мас. % і 10-25 мас.%, а також суміш "вугілля – гранулят", характеристика яких подана в таблиці 5.4.

Умови гідравлічного транспортування моделювалися на дослідній замкненій гідротранспортній системі, яка являла со-

бою скляний пульпопровід діаметром 104 мм, довжиною 52 м, з відцентровим насосом продуктивністю 60 м³/год, обладнаним регульованим приводом. Вимірювання швидкості руху гідросуміші виконувалося витратоміром Вентурі, а питомих втрат напору – диференційними мембранними манометрами типу ДМ, встановленими на прямолінійній горизонтальній ділянці довжиною 14,5 м (вторинні прилади типу ДСР та КСД-2, клас точності комплекту 1.5).

Таблиця 5.4. – Характеристика вуглемасляних агрегатів

Досліджуваний матеріал	Гранулоутворююче вугілля			Вміст мазуту в гранулах, QM, %	Крупність гранул, da, мм
	Марка	Зольність A_x^d , %	Крупність, мм		
Гранули I типу	Г	8,5	0 - 1,0; кл. - 0,1 мм 39,7%	4,5	0,1 - 1,2
Гранули I типу	К	7,0	0 - 1,0; кл. - 0,1 мм 28,5%	4,0	0,1 - 1,2
Гранули II типу	Г	8,5	0 - 1,0 кл. - 0,1 мм 39,7%	15	0,5 - 1,6
Гранули II типу	Г	8,5	0 - 0,1	23	1,0 - 2,0
Суміш "вугілля – гранулят"	Г	8,5	0 - 1,0 кл. - 0,1 мм 39,7%	15	0,5 - 1,6

Дослідження показали, що механізми процесів гідротранспортування грануляту і вугілля суттєво відрізняються, що, очевидно, пояснюється різними поверхневими властивостями частинок вугілля і гранул. Транспортування вугілля не супроводжується зчепленням окремих частинок. При рухові гідросуміші грануляту по трубопроводу дисперсність ма-

теріалу визначається співвідношенням сил аутогезійного зчеплення F_3 і сил руйнування F_{py} вуглеагентних комплексів та їх конгломератів дією механічних та гідродинамічних факторів транспортування. Очевидно, при $F_3 < F_{py}$ грануляція характеризується автономністю окремих гранул в несучому потоці робочої рідини, а при $F_3 > F_{py}$ зв'язністю маси гранул. Таким чином, вугільна гідросуміш є вільнодисперсною системою, тоді як грануляційна може бути як вільно-, так і зв'язнодисперсною. При цьому структурні зміни вуглемаляного грануляту, що відбуваються в процесі його транспортування, справляють вирішальний вплив на характер кривих $i(V)$, режим течії гідросуміші. Аналогія між зв'язнодисперсною грануляційною системою і зв'язнодисперсною мікрогетерогенною системою вугільних зерен у висококонцентрованої водовугільній суспензії дозволяє провести відповідні паралелі та запозичити термінологію режимів течії гідросуміші грануляту і методологію аналізу результатів.

5.3.1. Гідротранспорт грануляту I типу

При збільшенні швидкості води на ділянці $0 - V_{кр}$ підняття транспортованого грануляційного тіла починається з певної швидкості зсуву $F_{zc} \cong (0,7 \div 0,8) V_{кр}$ і при $V = V_{кр}$ набуває лавиноподібного характеру. При цьому грануляційна система є в основному вільнодисперсною, і тільки подекуди зустрічаються області слабкої зв'язності. Такий режим властивий твердоподібним дисперсіям. При швидкостях $V = (1,0 \div 1,2) V_{кр}$ гідравлічні втрати відносно води $i_{гр} = (1,6 \div 1,7) i_v$ (рис. 5.11), що дещо менше втрат для вугільної гідросуміші: $i_{вуг} = (1,7 - 1,8) i_v$. На ділянці $V = (1,00 \div 1,45) \text{ м/с}$ $i_{гр} < i_{вуг}$. За візуальними спостереженнями часткова зв'язність грануляційного транспортованого тіла повністю порушується вже при $V = 1,1 V_{кр}$. При $V > (1,1 \div 1,2) V_{кр}$ режим течії суміші турбулентний. При $V = 1,45 \text{ м/с}$ $i_{гр} = i_{вуг}$, а на ділянці $V > 1,45$ $i_{гр} > i_{вуг}$, причому $i_{гр} = (1,4-1,5) i_{вуг}$.

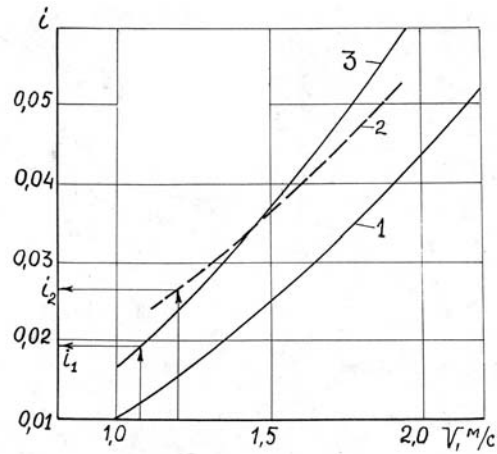


Рис. 5.11. Експериментальні залежності питомих втрат напору i від швидкості V гідросуміші для вугілля та грануляту I типу при постійній масовій концентрації $C = 50\%$.

1 – вода, 2 – вугілля, 3 – гранулят.

Крива $i(V)$ для грануляту I типу стабільна і при його транспортуванні на умовну відстань $L_{гр} = 50$ км практично не змінюється. При цьому дані, отримані для грануляту з вугілля марок Г і К, ідентичні. Порівняння кривих $i(V)$ для вугілля і грануляту I типу показали, що критична швидкість $V_{кр}$ для гідросуміші грануляту на 10% менша, ніж для вугільної гідросуміші. Питомі втрати напору в діапазоні робочих швидкостей $V_{роб} = (1,1 \div 1,2) V_{кр}$ для грануляту I типу на 30 - 35% менші в порівнянні з вугільною гідросумішю.

Окреме дослідження проведене нами для встановлення змін у гранулометричному складі вугілля при далекому гідравлічному транспортуванні. Дослідження проведене на кільцевому стенді, виконаному у вигляді тороподібного трубопроводу, розташованого у вертикальній площині, обертання якого забезпечувалося за допомогою приводу з регульованою швидкістю. Діаметр тора 3,2 м, трубопроводу – 200 мм. Гідротранспортований матеріал: 1-й варіант – вугільна шихта для коксування з таким співвідношенням марок вугілля: Г – 30%; Ж – 33%; К – 25%; ПС – 8%. Золь-

ність шихти 9,0%, крупність 0-6 мм. Гранулометричний склад шихти відповідав необхідному для коксування. 2-й варіант – гранулят I типу з вугільної шихти (витрати реагенту-зв'язуючого, яким слугував мазут марки М100, – 3 мас.%). Режимні параметри гідротранспортування: масова концентрація гідросуміші 50%, швидкість пересування по трубопроводу – 2 м/с, умовна дальність гідравлічного транспортування – 1700 км.

Результати порівняльного дослідження далекого гідравлічного транспорту вугілля і грануляту I типу показують інтенсивне самоподрібнення вугільної шихти під час гідротранспорту, що обумовлює різке збільшення вмісту класу крупності - 0,074 мм (рис. 5.12). Загальний ступінь подрібнення вугільної шихти, який визначається відношенням середнього діаметру зерен до і після гідротранспорту, складає для шихти 1,9 при збільшенні вмісту класу -0,074 мм з 20 до 55%. Це негативно впливає як на коксівні властивості вугілля, так і на транспортабельність гідросуміші. При гідротранспортуванні вуглемасляного грануляту I типу спостерігається зовсім інша картина. Перемішування гідросуміші у трубопроводі навіть сприяє агрегації вугілля, подрібнення спостерігається значно менше – вміст класу -0,074 мм зростає з 20% до 31 %.

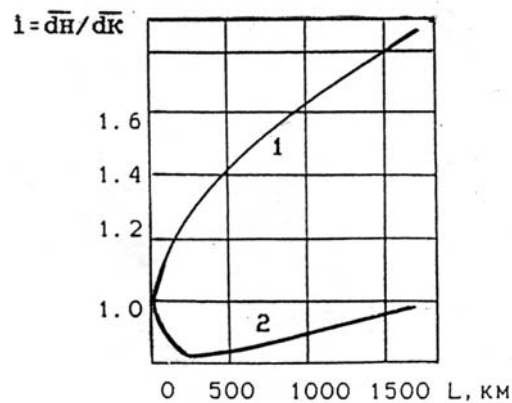


Рис. 5.12. Зміна загального ступеня подрібнення вугілля у залежності від відстані гідравлічного транспортування: 1 – вугільна шихта; 2 – вуглемасляний гранулят.

Таким чином, в умовах далекого гідравлічного транспорту зміна характеристик твердої вугільної фази, а отже і транспортних властивостей гідросуміші, відбувається значно менше для агрегованого вугілля.

5.3.2. Гідротранспорт грануляту II типу

Нестабільність властивостей грануляційного тіла складеного з цих гранул ($Q_M = 23$ мас.%) обумовлює суттєву різницю кривих $i(V)$ на різних ділянках шляху транспортування (рис. 5.13).

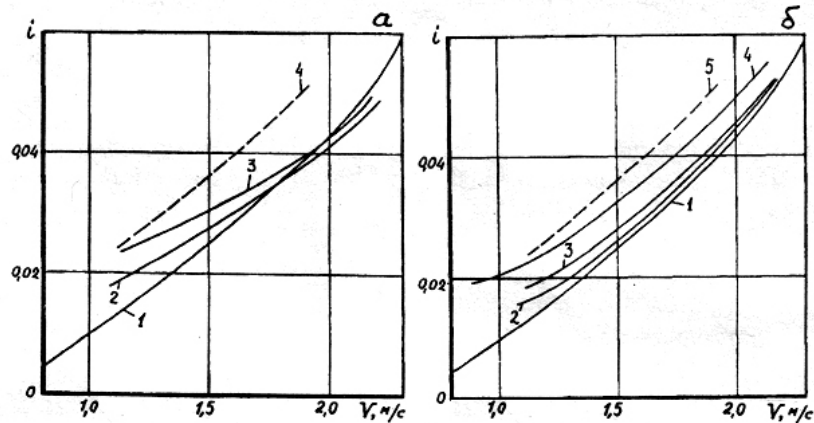


Рис. 5.13. Експериментальні залежності $i(V)$ для вугілля та вуглемаляного грануляту II типу: а – ділянка $l_T = 0,5-2$ км; 1 – вода, 2,3 – гранулят при $C = 5-10\%$, 4 – вугілля, $C = 50\%$; б – ділянка $l_T = 4-5$ км та $l_T = 20$ км. 1 – вода, 2 – гранулят, $C = 5\%$, 4 км; 3 – гранулят, $C = 10\%$, 4 км; 4 – те саме, 20 км; 5 – вугілля, $C = 50\%$.

Ділянка $l_T = 0,5-2$ км. Підняття матеріалу починається зі швидкості $V_{зс} = (0,3 \div 0,4) V_{кр}$ і при $V = V_{кр}$ набуває лавиноподібного характеру. При цьому практично все грануляційне тіло є зв'язнодисперсним. Це властиво твердоподібним системам, які належать до розряду пластичних. При $V = (1,0 \div 1,3) V_{кр}$ аутогезійна зв'язність гранул порушується, $F_3 > F_{ру}$ тільки для коагулятів гранул. Зі збільшенням швидкості транспортуван-

ня гідросуміші збільшується сила $F_{ру}$, неміцні конгломерати гранул руйнуються, що обумовлює зниження втрат напору. При $V = 1,75$ м/с $i_{гр} = 1,05 i_b$. Подальше збільшення швидкості приводить до аномального явища зниження втрат $i_{гр}$ нижче i_b . Мікроскопічні дослідження несучої рідини показали, що на цій ділянці вона представлена грубодисперсною емульсією типу „мазут у воді“, утвореною за рахунок відриву масляних плівок з поверхні гранул. Ця емульсія, маючи кращі, ніж вода, реологічні властивості, обумовлює зменшення гідравлічних втрат до рівня $i_{гр} = 0,92 i_b$ при $V = 2,5$ м/с (рис. 5.13 а).

Ділянка $I_r = 4 - 5$ км. Підняття гранул починається зі швидкості зсуву $V_{зс} = (0,1 - 0,2) V_{кр}$ і при $V = V_{кр}$ набуває лавиноподібного характеру. Співвідношення $F_3 > F_{ру}$ справедливе при $V \leq 1,07 V_{кр}$. При $V > 1,07 V_{кр}$ зв'язнодисперсне грануляційне тіло розпадається на окремі гранули, втрати $i_{гр}$ ростуть пропорційно V у всьому діапазоні $V < 2,5$ м/с, залишаючись більшими i_b (рис. 5.13 б). Ефект $i_{гр} < i_b$ не спостерігається в силу руйнування нестійкої емульсії "мазут у воді", про що свідчать мікроскопічні дослідження несучої рідини.

Ділянка $I_r \geq 20$ км. Підняття грануляту при $V < V_{кр}$ практично не відбувається, помітні тільки незначні деформації зв'язнодисперсного грануляційного тіла. При $V = V_{кр}$ має місце одночасне зрушення всієї зв'язної маси грануляту без суттєвих змін структури його шару в трубопроводі. Таким чином, досліджувана дисперсна фаза має, за Трайнісом, яскраво виражені властивості твердоподібної системи. Причому $V_{кр} 20км = 0,82 V_{кр} 4 км$ (рис. 5.13 б). Описаний режим течії, який є аналогом режиму Шведова для висококонцентрованих суспензій, спостерігається при $V = (1,0 - 1,1) V_{кр}$. Тут співвідношення $F_3 > F_{ру}$ справедливе для всієї маси грануляту. Гідравлічні втрати відносно води найбільші: $i_{гр} = (2 - 3) i_b$. При $V = (1,10 - 1,25) V_{кр}$ відбувається лавинне руйнування зв'язнодисперсного грануляційного тіла на конгломерати гранул. Співвідношення $F_3 > F_{ру}$ стає справедливим тільки для останніх. Гідравлічні втрати відносно води зменшуються (при $V = 1,25V_{кр}$ $i_{гр} = 1,17 i_b$), але залишаються високими внаслідок порівняно великої крупності конгломератів гранул. Режим течії гідросуміші на цій ділянці є

аналогом режиму Шведова - Бінгама. При $V = 1,25 - 2,2$ м/с конгломерати стійкі, для них $F_3 > F_{ру}$.

Таким чином, вуглемаляний гранулят II типу при гідротранспортуванні проходить декілька стадій структурних змін, які впливають на характер кривої $i(V)$. Врешті решт виникають конгломерати, які за крупністю в 2-3 рази перевищують крупність первинних гранул, що обумовлює різке збільшення гідравлічних втрат напору в трубопроводі.

5.3.3. Гідротранспорт суміші "вугілля – гранулят"

Дослідження проводилися при масовій частці гранул ($Q_m = 15$ мас.%) до вугілля 20 - 80 %. Масова концентрація (C_t) твердої фази складала 1 - 50 %. Отримані результати (рис. 5.14) свідчать, що характер кривих $i(V)$ визначається співвідношенням в суміші компонентів "вугілля – гранулят". При 70% гранул в твердій фазі ($C_t = 15\%$) в діапазоні робочих швидкостей $V_{роб} = (1,1 - 1,2) V_{кр}$ $i_{гр-вуг} = (1,5 - 2) i_v$. Зі збільшенням швидкості $V = 2,15$ м/с вони складають $1,05 i_v$ (рис. 5.14). Високі втрати на початковій ділянці кривої $i(V)$ пов'язані з конгломеруванням грануляту ($F_3 > F_{ру}$) і налипанням вугілля на гранули, що збільшує їх крупність і шорсткість. Зі збільшенням V параметр $\Delta i = i_{гр-вуг} - i_v$ зменшується, що зумовлено руйнуванням конгломератів (цьому сприяє неомаслене вугілля), а також, імовірно, при $V > 2$ м/с частковим емульгуванням масла поверхневого шару гранул.

При збільшенні масової частки вугілля в суміші "вугілля – гранулят" до 70% ($C_t = 30\%$) спостерігається зниження втрат напору в зоні робочих швидкостей, що, очевидно, викликано двома факторами. По-перше, вугільна фаза, яка виконує роль прошарку між гранулами, перешкоджає їх конгломерації. По-друге, проникнення вугільного дріб'язку, переважно кл. $< 0,1$ мм, в поверхневий шар гранул зменшує їх аутогезійну взаємодію. Помічено також явище часткового руйнування гранул, при якому мазутна компонента перерозподіляється по верхні вугільних зерен.

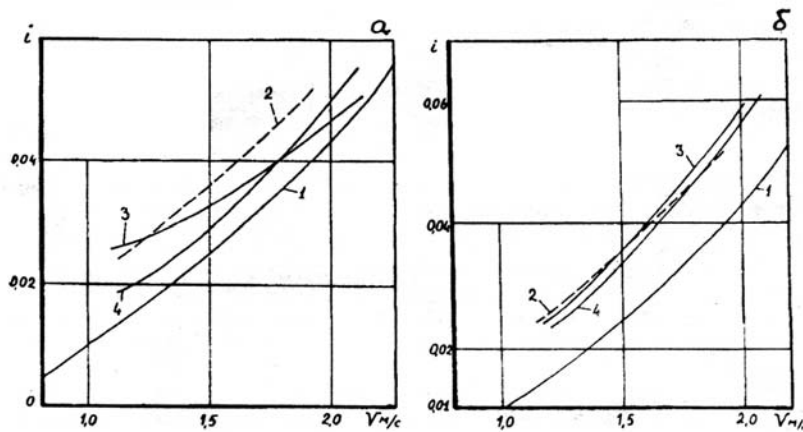


Рис. 5.14. Експериментальні залежності $i(V)$ для суміші "вугілля – гранулят II типу".

При збільшенні концентрації гідросуміші до 50% і вмісті гранул в твердій фазі 20% крива $i(V)$ практично накладається на таку ж криву для вугільної гідросуміші. Збільшення вмісту грануляту до 35% при $C_T = 50\%$ знижує питомі втрати напорю на 5-10% (рис. 5.13. б). Крива $i(V)$ для суміші "вугілля-гранулят" при $C_T = 50\%$ на трасі до 30 км практично стабільна. Надалі перерозподіл масляного агенту, насичення гранул вугільними зернами, їх ущільнення приводить до виникнення на ділянці трубопроводу $l_T = 250$ км при $V = 1,36$ м/с із суміші грануляту II типу і вугілля грануляту I типу.

5.5.4. Гідротранспорт грануляту в пульпах-носіях

Конгломерація гранул I типу при гідротранспорті у воді, яка викликає збільшення енерговитрат, стимулювала пошук альтернативних технічних рішень. Г.Рігбі та С. Джонсон запропонували і дослідили гідротранспорт вуглемасляних гранул у носії – мінералізованій пульпі, яка має неньютонівські властивості. На рис. 5.15 подано криві $i(V)$, одержані цими авторами, для трьох видів гідросумішей.

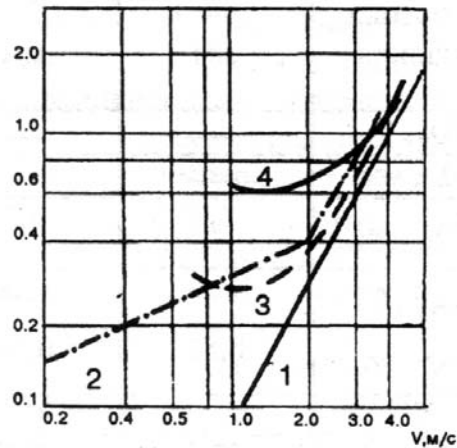


Рис. 5.15. Експериментальні залежності $i(V)$: 1 – вода; 2, 3 – гранулят II типу у мінералізованій пульпі, густина гідросуміші відповідно 1,21 та 1,11 кг/л; 4 – гранулят II типу у воді.

А – гранулят II типу у мінералізованій пульпі. Густина гідросуміші 1,11 кг/л. Вона має псевдогомогенні властивості. Гранули не конгломерують. Пульпа нестабільна в умовах ламінарного потоку. $V_{кр} = 1,4$ м/с.

В – гранулят II типу у мінералізованій пульпі. Густина гідросуміші 1,21 кг/л. Гранули не конгломерують. Ця пульпа повністю стабільна при $V \geq 0,2$ м/с, що включає ламінарний режим течії гідросуміші.

С – гранулят III типу у воді (незначна конгломерація мінеральної фази). Гранули конгломерують. Пульпа типово гетерогенна. Питомі втрати напору значно вищі ніж для пульп А та В.

Проведене дослідження показало переваги транспортування вуглемаляних агрегатів у мінералізованих пульпах – носіях.

xxx

Таким чином, вивчення особливих випадків гідравлічного транспортування вугілля – у вигляді висококонцентрованих водовугільних суспензій (ВВВС або водовугільне паливо), так званого «солоного вугілля», вуглемаляного агломерату дає можливість врахувати визначені особливості при розрахунках.

6. ТРУБОПРОВОДИ

6.1. Класифікація трубопроводів

Сучасні трубопровідні мережі є складними інженерними спорудами, які включають власне труби (горизонтальні, похилі та вертикальні), засоби з'єднання труб, фасонні частини, трубопровідну арматуру, елементи для підключення контрольно-вимірювальних приладів, засоби захисту від гідравлічних ударів, пристрої для монтажу, експлуатації та ремонту тощо.

За своїм призначенням трубопроводи гідротранспортних систем застосовують для:

- технологічного, зворотного та допоміжного водопостачання;
- транспортування неоднорідних середовищ (гідросумішей);
- подачі суміші від насосних станцій до пункту розподілення (основні);
- подачі транспортованого середовища до окремих споживачів або складування (розподільчі).

Трубопроводи прокладають всередині та зовні насосних станцій, а також по підземних гірничих виробках. За способом прокладки розрізняють наземні, підземні та комбіновані трубопроводи.

За способом з'єднання елементів розрізняють нерозбірні трубопроводи (зварні) та розбірні (на фланцевих, швидкокорознімних та розтрубних з'єднаннях).

Трубопроводи є основним елементом лінійної частини технологічних, промислових та магістральних гідротранспортних систем, які можуть бути складовою частиною технологічного ланцюга гідромеханізованих підприємств (гірничозбагачувальних комбінатів, вуглезбагачувальних фабрик, об'єктів гідротехнічного будівництва і теплоенергетики, паливно-енергетичних комплексів і т. і.), а також мати самостійне значення, як частина єдиної транспортної мережі країни.

Необхідними експлуатаційними вимогами до трубопроводів є міцність, герметичність та довговічність.

6.2. Основні характеристики сталевих труб

Таблиця 6.1. – Характеристики сталевих труб

Типи труб	Зовнішній діаметр, мм	Марка сталі	Параметри експлуатації	
			температура, °С	тиск, МПа
Водо- (пульпо-) та газопровідні	10,2 – 165	Ст1 кл2 або Ст2 кл2	+200	1
Безшовні гарячекатані	25 – 820	Ст 20	– 40 + 450	10
Безшовні холодно-тягнені та холоднокатані	14 – 426	10Г2	– 70 + 40	10
Електрозварні	14 – 426	ВСт3гп	– 30 + 300	2,5
Електрозварні	530 – 1420	17ГС	– 40 + 400	2,5
Безшовні	5 – 120	10Х17Н13М2Т	– 253 + 700	10

За способом виготовлення труби поділяють на безшовні холодно-тягнені та гарячекатані термооброблені, а також зварні прямошовні, спіралешовні та багат шарові. За конструкцією стінок розрізняють труби з монолітною стінкою, багат шарові, бандажовані та конструкції типу «труба в трубі» з заповненням міжтрубного простору неметалевими матеріалами.

За призначенням труби у залежності від умов експлуатації поділяють на три групи:

1 група – труби з маловуглецевих сталей з границею міцності до 490 МПа, які призначено для експлуатації при температурі 0 °С і вище та тиску до 5,4 МПа; трубопроводи з таких труб можна споруджувати при температурі 40° С та вище;

2 група – труби з маловуглецевих сталей з границею міцності від 490 до 540 МПа, які призначено для експлуатації та будівництва в північних районах при температурі до мінус 40°С і тиску до 5,4 МПа;

3 група – труби з низьколегованих сталей з границею міцності 540 МПа і вище, які призначено для експлуатації та будівництва трубопроводів при температурі до 60° і тиску до 9,8 МПа.

Застосовувати безшовні труби необхідно у відповідності до ГОСТ 8732-78, ГОСТ 8734-75, ГОСТ 9940-72, ГОСТ 9941-81, електрозварні – у відповідності до ГОСТ 20295-74 для труб діаметром до 820 мм включно, та технічними умовами для труб діаметром 530-1420 мм.

Найчастіше застосовуються у гідротранспортних системах труби середніх та великих розмірів, з товстими стінками (до 15 мм) та умовним проходом 150-800 мм, виготовлені з вуглецевих та низьколегованих сталей переважно спокійного (сп) та напівспокійного плавлення (нсп). Вітчизняна промисловість виготовляє суцільно витягнені безшовні труби зовнішнім діаметром до 426 мм, а також зварні, що мають поздовжній або спіральний шов, з умовним проходом 400 мм та більше.

Таблиця 6.2. – Труби сталеві безшовні холоднодеформовані за ГОСТ 8734-75

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
5	0,3 – 1,5	25 – 28	0,4 – 7,0	140	1,6 – 22
6	0,3 – 2,0	30 – 36	0,4 – 8,0	150	1,8 – 22
7 – 9	0,3 – 2,5	38; 40	0,4 – 9,0	160	2,0 – 22
10 – 12	0,3 – 3,5	42	1,0 – 9,0	170	2,0 – 24
13 – 15	0,3 – 4,0	45; 48	1,0 – 10	180	2,0 – 24
16 – 10	0,3 – 5,0	50 – 76	1,0 – 12	190	2,8 – 24
20	0,3 – 6,0	80 – 95	1,2 – 12	200 – 220	3,0 – 24
21 – 23	0,4 – 6,0	100 – 108	1,5 – 18	240; 250	4,5 – 24
24	0,4 – 6,5	110 – 130	1,5 – 22		

У означених межах брати з ряду:
зовнішній діаметр – 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 21; 23; 25; 26; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 50; 51; 53; 54; 56; 57; 60; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 108; 110; 120; 130; 200; 210; 220 мм.
товщина стінки – 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24 мм.

Таблиця 6.3. – Труби сталеві гарячекатані за ГОСТ 8732-78

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
25-38	2,5 – 4	140; 146	4,5 – 36
42	2,5 – 6	152; 159	4,5 – 8; 16 – 36
45	2,5 – 7	168-194	5 – 8; 16 – 45
50	2,5 – 8	203; 219	6 – 8; 16 – 50
54 –76	3 – 8	245; 273	7; 8; 16 – 50
83	3,5 – 18	299 – 351	8; 16 – 75
89 –102	3,5 – 22	377 – 426	16 – 75
108 –121	4 – 28	450	9 – 75
127	4 – 30	480 – 530	9 – 14; 25 – 75
133	4 – 32	560 – 820	9 – 14

У означених межах брати з ряду:

діаметри 25; 28; 32; 38; 54; 57; 60; 63,5; 68; 70; 73; 76; 89; 95; 102; 108; 114; 121; 299; 325; 351; 377; 402; 426; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 720; 820 мм.

товщини стінок: 2,5; 2,8; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 60; 63; 70; 75 мм.

Таблиця 6.4. – Труби безшовні гаряче-деформовані з корозійностійкої сталі за ГОСТ 9940-72

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
76; 83	3,5 – 10	121; 127	5 – 26	219	10 – 28
89	3,5 – 14	133 – 159	4 – 26	245	11 – 25
95	5 – 16	168	7 – 28	273	11 – 20
102 – 108	5 – 20	180	8 – 28	325	12 – 15
114	5 – 22	194	9 – 28		

У означених межах брати з ряду:

діаметри – 133; 140; 152; 150 мм; товщини стінок – 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10 – 28 з інтервалом 1 мм.

Таблиця 6.5 – Безшовні холодно- і термо-деформовані труби з корозійностійкої сталі за ГОСТ 9941-81

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінок, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінок, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінок, мм
5	0,3-1,0	30-35	0,3-5,5	76-90	3,0-8,5
6; 7	0,3-1,5	30	0,4-5,5	95-102	3,0-10
8; 9	0,3-2,0	38-45	0,4-6,0	108	3,5-10
10-13	0,3-2,5	48; 50	0,4-7,5	110; 120	3,5-12
14-17	0,3-3,0	51-56	0,5 -7,5	130-150	3,5-20
18; 19	0,3-3,5	57	0,5-8,0	160-220	4,0-22
20 –24	0,3-4,0	60	0,5-8,5	250	4,5-22
25 –28	0,3-4,5	63-75	1,5-8,5		

Таблиця 6.6. – Труби сталеві водогазопровідні за ГОСТ 3262-75

Умовний прохід, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки труб, мм			Різьба			Лінійна густина труб без муфти, кг/м		
		легких	звичайних	посилиених	кількість витків на дюйм	довжина до збігу мм		легких	звичайних	посилиених
						довгої	короткої			
6	10,2	1,8	2,0	2,5	-	-	-	0,37	0,40	0,47
8	13,5	2,0	2,2	2,8	-	-	-	0,57	0,61	0,74
10	17,0	2,0	2,2	2,8	-	-	-	0,74	0,80	0,98
15	21,3	2,5	2,8	3,2	14	14	9,0	1,16	1,28	1,43
20	26,8	2,5	2,8	3,2	14	16	10,5	1,50	1,66	1,86
25	33,5	2,8	3,2	4,0	11	18	11,0	2,12	2,39	2,91
32	42,3	2,8	3,2	4,0	11	20	13,0	2,73	3,09	3,78
40	48,0	3,0	3,5	4,0	11	22	15,0	3,33	3,84	4,34
50	60,0	3,0	3,5	4,5	11	24	17,0	4,22	4,88	6,16
65	75,5	3,2	4,0	4,5	11	27	19,5	5,71	7,05	7,88
80	88,5	3,5	4,0	4,5	11	30	22,0	7,34	8,34	9,32
90	101	3,5	4,0	4,5	11	33	26,0	8,44	9,60	10,74
100	114	4,0	4,5	5,0	11	36	30,0	10,83	12,2	13,44
125	140	4,0	4,5	5,5	11	38	33,0	13,42	15,0	18,24
150	165	4,0	4,5	5,5	11	42	36,0	15,88	17,8	21,63

У означених межах брати з ряду:

діаметри – 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 20; 21; 22; 23; 24; 25; 27; 28; 30; 32; 35; 38; 40; 42; 45; 51; 53; 54; 56; 63; 65; 68; 70; 73; 75; 76; 80; 83; 85; 89; 90; 95; 100; 102; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 220 мм.

товщини стінок – 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0; 3,2; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,5; 7,0; 7,5; 8,0; 8,5; 9,0; 9,5; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22 мм.

Таблиця 6.7. – Маса сталевих безшовних труб

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса труб, кг/м, при товщині стінки, мм					
	9	10	11	12	13	14
219	46,21	51,54	56,43	61,26	66,04	70,78
273	58,60	64,86	71,07	77,24	83,36	89,42
325	70,14	77,68	85,18	92,63	100,03	107,38
377	81,68	90,51	99,29	108,02	116,70	125,33
426	92,56	102,59	112,58	122,52	132,41	142,25
450	97,88	108,51	119,09	129,62	140,10	150,53
480	104,54	115,91	127,23	138,50	149,72	160,89
500	108,98	120,84	132,65	144,42	156,13	167,80
530	115,64	128,24	140,79	153,20	165,75	178,16
560	122,30	135,64	148,93	162,17	175,37	188,51
600	131,17	145,50	159,76	175,01	188,19	202,32
630	137,83	152,90	167,92	182,89	197,81	212,68
720	157,81	175,10	192,34	209,52	226,66	243,75
820	180,0	199,76	219,46	239,12	258,72	278,28

Таблиця 6.8. – Маса труб сталевих електрозварних із спіральним швом

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса труб, кг/м, при товщині стінки, мм													
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14		
159	13,6	15,5												
219		21,5	26,7											
273		26,9	33,5											
325		32,7	40,1	47,9										
377		37,6	46,8	55,7										
426		42,3	52,7	63,1	73,1	84								
480		47,7	59,5	71,2	83	85								

Продовження табл. 6.8

530		52,7	65,7	78,7	92	105	117					
630			78,2	93,7	109	125	140	155				
720			89,2	107	125	143	160	178				
820			102	122	142	163	183	203	223	243		
920						183	205	228	250	273		
1020						203	228	253	278	303		
1220								303	333	363		
1420									388	423	458	493

Таблиця 6.9. – Маса сталевих прямошовних труб

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса труб, кг/м при товщині стінок мм							
	4	5	6	7	8	9	10	
325	13,67	39,46	47,2	54,9	62,54	70,14	–	
377	36,80	45,87	54,9	63,87	77,73	81,68	96,67	
426	41,63	51,91	62,15	72,33	82,47	92,56	102,59	
480		58,57	70,14	81,65	93,12	104,54	115,91	
530				90,28	102,99	115,64	128,24	
680				107,55	122,72	137,83	152,90	
720				123,09	140,5	157,8	175,1	
820				140,3	160,2	180,0	199,8	
920				157,6	179,9	202,0	224,4	
1020					199,7	224,4	240,1	

Таблиця 6.10. – Маса труб сталевих безшовних малого діаметра (на тиск до 10 МПа)

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса труб, кг/м, при товщині стінки, мм											
	1,6	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
14	0,49	–	–	0,814								
18	0,647	–	–	1,11								
25	0,925	–	–	1,63								
32		1,48	–		2,47							
38		1,78	–		–	3,35						
45			2,62		–	4,04						
57					4,62	–	6,41					

Продовження табл. 6.10

76				6,26	–	8,75					
89				7,38	–	10,36	12,28				
108					10,26	12,7	-	17,44			
133					12,73		-	21,75		27,52	
159					17,15		22,64		29,79		36,75

В умовах транспортування високоабразивних та агресивних гідросумішей застосовують біметалеві труби. Внутрішні поверхні таких труб виготовлені з карбідоутворюючих сплавів сталі з молібденом, ванадієм, титаном, хромом та ін. Найчастіше застосовуються для виготовлення біметалевих труб сплави хрому, придатні для безпосереднього виробництва труб та трубних заготовок для подальшого гарячого прокатування.

Таблиця 6.11. – Хімічний склад та область застосування біметалевих труб

Марка сталі	D, мм	Хімічний склад, %							Призначення труб
		C	Ma	Si	S	P	Cr	Ni	
30 і X12	114-550	2-2,2	0,15-0,4	0,15-0,35	–	–	11,5-1,3	–	При абразивному зношуванні у нейтральному середовищі
30 і 95X18	114-550	0,9-1,0	0,7	0,8	0,025	0,03	17-19	–	Те ж у агресивному середовищі
30 і X14Г2Н	180	1,8-2,5	1,4-2,2	0,5-1,0	0,02	0,02	12-14	0,8-1,4	При абразивному зношуванні у нейтральному середовищі
14Г2 + 30X16Г10	219	0,3-0,7	10-14	1,2-3,0	–	–	14-18	–	При агресивному зношуванні у

6.3. Характеристики трубопровідних сталей

Найважливішими механічними характеристиками міцності трубопровідних сталей є границя текучості σ_T , яка характеризує роботу сталі у зоні текучості або пластичності, та тимчасовий опір (границя міцності при розтяганні) – найбільше навантаження, яке передує руйнуванню матеріалу.

В умовах $\sigma_T < 0,7 \sigma_B$ необхідно поряд з границею текучості приймати до уваги й тимчасовий опір.

Пластичні властивості сталі характеризує δ_0 – відношення прирощення розрахункової довжини зразка після розриву до її початкового значення. Величина δ_0 залежить не лише від властивостей металу, а й від довжини зразка.

Ударна в'язкість a_y характеризує схильність сталі до крихкого руйнування та старіння, а також здатність чинити опір повторним та динамічним навантаженням.

Модуль пружності (модуль Юнга) E , який характеризує здатність матеріалу чинити опір розтягуванню, застосовують при розрахунках динамічних навантажень трубопроводів.

Таблиця 6.12. – Нормативні та основні механічні характеристики металу, призначеного для виготовлення труб

Характеристика	Умовне позначення	Числове позначення
Нормативний опір одноосьовому розтяганню металу труб та зварних з'єднань за умов роботи на розрив	R_{1n}	Мінімальне значення тимчасового опору σ_b трубної сталі за ТУ або ГОСТ
Нормативний опір одноосьовому розтяганню, стисненню та згинанню металу труб та зварних з'єднань за умов досягнення границі текучості	R_{2n}	Мінімальне значення границі текучості σ_T сталі труб за ТУ або ГОСТ
Модуль пружності Юнга	E	$20,6 \cdot 10^{10}$ Па
Коефіцієнт лінійного розширення	α	$12 \cdot 10^{-6}$ 1 / °C
Коефіцієнт Пуассона (коефіцієнт поперечної деформації) у пружній стадії	μ	0,28–0,3
Коефіцієнт Пуассона у пластичній стадії	$\mu_{пл}$	0,5
Ударна в'язкість	$a_{yд}$	700–800 кДж / м
Середня густина	ρ_n	7850 кг/м ³

За хімічним складом сталі поділяються на вуглецеві та леговані, до яких відносять ті, у яких вміст хоча б одного з елеме-

нтів (Al, B, V, W, Co, Si, Mn, Mo, Cu, Ni, Nb, Ti, Gr, Se, Zr) дорівнює або перевищує граничне стандартне значення.

Середній відсотковий вміст легуючих елементів у сталі означають цифрою, округленою до одиниці, яка стоїть після літери, що позначає цей елемент. При вмісті меншому 1,5 % цифру після літери не ставлять.

За прийнятою системою умовних означень конструкційних сталей на початку ставлять цифру, яка вказує середній вміст вуглецю у сотих долях відсотка. Марка сталі 15X1M1Ф означає, наприклад, що вона містить близько 0,15 % вуглецю, 1 % хрому, 1 % молібдену та менше 1 % ванадію. Літера *A* у кінці найменування означає, що сталь високоякісна (напр., 30ХГСА) У позначенні особливо якісної сталі ставлять також літеру Ш (30ХГСАШ).

У позначеннях марок вуглецевих та нестандартних сталей цифра після літери означає умовний порядковий номер.

Вуглецеві конструкційні сталі за якістю поділяють на сталі звичайної якості та якісні, за вмістом вуглецю – на низьковуглецеві (вміст вуглецю до 0,3 %), середньовуглецеві (0,3–0,55%) та високовуглецеві (0,5–0,85 %).

Сталі вуглецеві звичайної якості у залежності від призначення поділяють на групи: *A* (з гарантованими механічними властивостями без уточнення хімічного складу), *B* (з гарантованим хімічним складом) та *B* (з гарантованими механічними властивостями та хімічним складом). Сталі групи *A* мають маркування Ст0, Ст1...Ст6 без зазначення літери *A*, групи *B* – БСт0, БСт1...БСт6, групи *B* – ВСт1...ВСт5.

За станом матеріалу сталь виготовляють без термічної обробки, термічно оброблену (*T*) та нагартвану (*H*). За ступенем розкислення сталі визначають: киплячу *кп*, напівспокійну *нсп* та спокійну *сп*.

Таблиця 6.13. – Механічні характеристики трубних сталей для зварних напірних трубопроводів гідротранспортних систем

Марка сталі	σ_T МПа	σ_B МПа	Ударна в'язкість, кДж / м, при тем- пературі, °С		δ_0 , %	E , 10^4 МПа	$\alpha \cdot 10^{-6}$ 1 / °С	ρ т/м ³
			+ 20	- 30				
ВСт3сп	250	380	700	300	26	20,6	12,0	7,85
ВСт3Гпс	240	380	700	300	25	20,6	12,0	7,85
ВСт3пс	230	280	700	–	23	20,6	12,0	7,85
10	210	340	–	–	31	20,2	11,6	7,83
20	250	420	450	–	25	20,2	11,1	7,85
25	280	460	300	–	23	20,2	12,2	7,82
30	300	500	800	–	21	20,4	11,1	7,85
35	320	540	700	–	20	21,0	11,1	7,85
40	340	580	600	–	19	21,35	12,4	7,81
45	360	610	500	–	16	21,4	11,6	7,85
55	390	660	–	–	13	–	11,0	7,85
40Х	800	1000	600	–	10	21,85	13,4	7,82
09Г2	310	450	–	(300)	21	–	–	–
09Г2С	330	480	600	(300)	21	–	–	–
10Г2С1	330	470	600	–	21	–	–	–
14Г2	400	550	–	400	20	–	–	–
17ГС	340	520	–	–	23	–	–	–
12Х18Н10Т	200	520	500	–	40	20,2	16,6	7,90
14ХГС	350	500	–	–	22	–	12,0	–

6.4. З'єднання трубопроводів

Трубопроводи з'єднують за допомогою приварних та поворотних фланців, швидкорознімних з'єднань та зварювання. Звичайно труби зварюють у блоки довжиною до 50 м та більше, якщо трубопровід прокладають по поверхні, після чого на кінці блоку приварюють фланці.

Плоскі приварені фланці (з виступом та без нього) відповідно до ГОСТ 1255 та ГОСТ 12827 застосовують при тиску 1; 2,5; 6; 10; 16; 25 кгс/см² для труб із зовнішнім діаметром від 14 до 1620 мм. У багатьох випадках зручнішими при монтажі трубопроводів є вільні (поворотні) фланці на приварному кільці по ГОСТ 1268, які дозволяють суміщати отвори фланців без повертання трубопроводу.

У гідротехнічному будівництві та вугільній промисловості, де часто виникає необхідність нарощування або ремонту трубопроводів, застосовують так звані швидкокорознімні з'єднання (рис. 6.1).

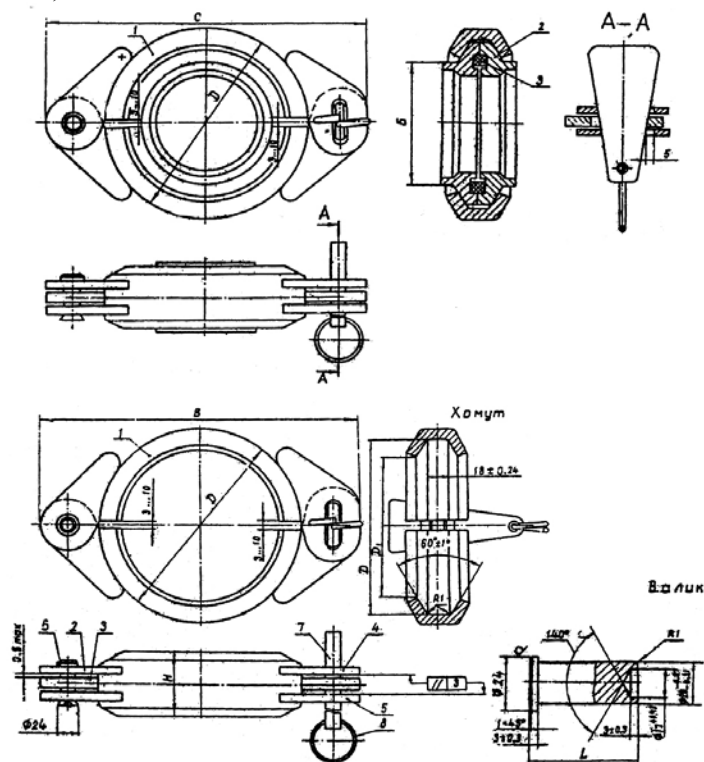


Рис. 6.1. Швидкокорознімна з'єднина типу БС.

1 – хомут; 2 – фланець; 3 – кільце ущільнення; 4 – обичайка; 5 – вушко під валик; 6 – валик; 7 – клин; 8 – кільце стопорне.

Ці з'єднання складено з двох зустрічних фланців з кільцевими впадинами, які приварюють до кінців труб, які треба з'єднати, гумового ущільнення та двох напівхомутів, з'єднаних шарніром. Цією конструкцією стягують зустрічні фланці, фіксовані від розкриття клином.

6.5. Чавунні труби

Чавун є крихким матеріалом, сприйнятливим до динамічних навантажень, характеризується великою масою та незручністю при ремонтних роботах. Застосовують чавунні труби, головним чином, у низьконапірних трубопроводах, які не потребують частієї перекладки при невеликій абразивності транспортіваних твердих матеріалів та підвищеній агресивності несучого середовища. Чавунні труби є особливо довговічними проти хімічної агресії.

Чавунні труби та з'єднувальні фасонні частини до них виготовляють у відповідності до ГОСТ 9583-75 діаметром до 1200 мм, довжиною від 2 до 7 м класів ЛА, А та Б на різний внутрішній тиск (табл. 6.14).

Таблиця 6.14. – Технічна характеристика чавунних труб

Умовний прохід, мм	Максимальний тиск, МПа		
	ЛА	А	Б
300	2,5	3,5	4,0
350–600	2,0	3,0	3,5
700–1200	2,0	2,5	3,0

Виготовляють чавунні труби з гумовими ущільнювальними кільцями, розтрубно-гвинтові з чавунною або пластмасовою запірною муфтою з гумовим ущільнювальним кільцем діаметром 65–300 мм.

Між собою чавунні труби, як правило, з'єднують за допомогою розтрубів. Зазор між розтрубом та циліндричними кінцями труб заповнюють набивкою з промашеного або бітумізованого канату з подальшим введенням заповнювача – свинцю, цементу або азбоцементу. Застосовують також гумові кільця.

6.6. Неметалеві труби

6.6.1. Залізобетонні труби

Залізобетонні труби виготовляють діаметром від 500 до 1600 мм, довжиною від 2 до 4 м, на максимальний робочий тиск до 1,5 МПа, методом вібропресування (табл. 6.15) та центрифугуванням з попереднім напруженням арматури (табл. 6.16). З'єднують розтрубні залізобетонні труби гумовими кільцями з подальшим забиванням стику цементним розчином або іншим герметиком.

Таблиця 6.15. – Залізобетонні труби, виготовлені
вibroпресуванням

Марка та клас труби	Діаметр D_y , мм	Товщина стінки δ , мм	Діаметр D , мм		Довжина (корисна) m	Тиск P_{max} , МПа	Маса, кг
			розтрубу	буртика			
РТН50-I	500	55	790	628	5	1,5	1320
РТН50-II						1,0	
РТН50-III						0,5	
РТН60-I	600	65	890	728	5	1,5	1550
РТН60-II						1,0	
РТН60-III						0,5	
РТН80-I	800	65	1152	948	5	1,5	2480
РТН80-II						1,0	
РТН80-III						0,5	
РТН100-I	1000	75	1384	1168	5	1,5	3550
РТН100-II						1,0	
РТН100-III						0,5	
РТН120-I	1200	85	1660	1390	5	1,5	4950
РТН120-II						1,0	
РТН120-III						0,5	
РТН140-I	1400	95	1900	1610	5	1,5	6650
РТН140-II						1,0	
РТН140-III						0,5	
РТН160-I	1600	105	2140	1834	5	1,5	8200
РТН160-II						1,0	
РТН160-III						0,5	

Таблиця 6.16. – Залізобетонні труби із сталевим циліндром

Діаметр D_y , мм	Діаметр, мм					Маса, кг
	внутрішній		зовнішній			
	труби	розтрубу	труби	розтрубу	гладкого кінця	
600	600±5	747±2	760±10	860±10	717±2	2246
700	700±5	867±2	880±10	990±10	837±2	2928
800	800±5	967±2	980±10	1100±10	937±2	3305
900	900±10	1087±2	1100±10	1167±2	1167±2	4019
1000	1000±10	1187±2	1200±10	1350±10	1257±2	4511
1200	1200±15	1427±2	1440±10	1580±15	1397±2	6340
1500	1500±15	1767±2	1780±10	1990±15	1737±2	9464

Таблиця 6.17. – Розтрубні полімерзалізобетонні труби

Марка труби	Діаметр $D_{ум}$, мм	Товщина стінки δ , мм	Діаметр, мм				Загальна довжина, мм
			зовнішній	внутрішнього розтрубу	зовнішнього розтрубу	по буртику	
ПТР-300	300	50	400	414	540	400	5135
ПТР-400	400	55	510	528	600	523	5165
ПТР-500	500	55	610	633	770	627	5180
ПТР-600	600	60	720	734	880	723	5180
ПТР-700	700	60	820	844	980	838	5180
ПТР-800	800	65	930	954	1100	917	5180
ПТР-900	900	70	1010	1064	1220	1055	5180
ПТР-1000	1000	75	1150	1174	1350	1168	5180
ПТР-1200	1200	85	1370	1394	1590	1390	5205
ПТР-1500	1500	110	1720	1746	1990	1740	5205

До недоліків залізобетонних труб слід віднести велику масу, низький допустимий внутрішній тиск, аморфність структури, яка погіршує сприйняття до розтягувальних напружень. Недоліки ці частково усуває застосування полімерних добавок, що у порівнянні із звичайними бетонами збільшує у 1,5 рази міцність та жорсткість матеріалу, удвічі підвищує морозостійкість та зменшує масу труб.

Переваги залізобетонних труб – низька вартість, малі витрати металу та усталена гладкість внутрішньої поверхні; недоліки – схильність до руйнування при взаємодії з агресивними щодо бетону середовищами та твердими частинками підвищеної абразивності, а також при динамічних навантаженнях. Застосовують залізобетонні труби у системах водовідведення (каналізації), самопливного та низьконапірного гідротранспорту.

6.6.2. Азбоцементні труби

Азбоцементні труби виготовляють за ГОСТ 539–65 для напірних трубопроводів та за ГОСТ 1839–80 – для самопливних. Застосовують такі труби в основному на підприємствах кольорової металургії. Такі труби часто застосовують для частково замулених режимів руху гідросуміші при відносно невеликих швидкостях. Азбоцементні труби з'єднують за допомогою азбо-

цементних муфт, які поставляють комплектно з трубами, та гумових кілець.

Таблиця 6.18. – Технічна характеристика азбоцементних труб

D _у , мм	D _н , мм	D _{вн} / δ				Довжина, мм	Маса, кг/м			
		BT6	BT9	BT12	BT15		BT6	BT9	BT12	BT15
100	122	104/9	100/11	96/13	–	2950	7,8	9,2	10,4	–
150	169	146/11	141/13,5	135/16,5	–	2950	12,9	15,2	17,9	–
200	221	196/14	189/17,5	181/21,5	180/22	3950– (5000)	22,1	26,4	31,2	35,3
250	273	244/15	235/19,5	228/23	226/24		28,4	35,9	41,1	47,3
300	325	289/17,5	279/22,5	270/27	267/29		40,2	49,4	57,4	66,7
350	376	334/19,5	332/26	312/30,5	307/33		50,9	63,7	74,0	87,5
400	428	381/23	368/29,5	356/36,5	352/38		68,8	84,7	98,7	114,8
500	532	473/27,5	456/36	441/43,5	436/46		101,6	127,3	149,2	173,6

Переваги азбоцементних труб – гладкість стінок, корозійна стійкість, невелика маса та низька вартість. Недоліки – малий опір ударним та динамічним навантаженням, гідроабразивному зношуванню, складність та висока вартість монтажних робіт.

Таблиця 6.19. – Технічна характеристика азбоцементних муфт

D _у , мм	D _н , мм				D _{вн} , мм	D _{кан.} , мм	D _{кільця} , мм	Маса, кг				Довжина, мм
	САМ 6	САМ 9	САМ 12	САМ 15				САМ 6	САМ 9	САМ 12	САМ 15	
100	171	175	179	–	127	150	90	3,5	3,8	4,8	–	140
150	219	225	231	–	173	196	122	4,6	5,2	5,6	–	140
200	277	287	296	307	229	252	160	6,0	8,2	9,0	9,5	150
250	329	341	353	365	279	302	200	8,7	10,6	11,6	12,5	150
300	384	397	411	425	329	352	230	11,1	13,8	15,5	17,0	150
350	435	449	463	477	379	402	264	14,7	18,0	20,0	22,0	160
400	501	517	533	549	433	456	300	20,1	21,8	25,0	29,0	160
500	610	626	642	658	534	557	373	27,7	32,8	34,0	36,0	160

6.6.3. Труби з кам'яного литва

Такі труби призначені для гідравлічного транспортування гідроабразивних та корозійноабразивних гідросумішей. Циліндричні втулки з кам'яного литва застосовують для футерування сталевих труб з тонкими стінками. Довжина таких втулок стано-

виль від 0 до 1 м при діаметрі $D_y = 150-450$ мм та 2 м при діаметрі $D_y = 500-800$ мм.

До недоліків труб, футерованих кам'яним литвом, слід віднести підвищений гідравлічний опір, високу вартість, крихкість, утрудненість монтажних робіт, низьку точність відливок з каменю, що призводить до утворення виступів та місцевих завихрень потоку.

Таблиця 6.20. – Основні параметри вкладишів з кам'яного литва

D_y , мм	D_n , мм	δ , мм	Маса, кг/м	Розмір сталеві труби, яку футерують	
				D_n , мм	δ , мм
150	190	25	39	219	3
200	245	25	52	273	3-4
250	295	25	64	325	3-5
300	345	25	75	377	4-5
350	393	25	87	426	4-6
400	445	25	99	480	4-6

6.6.4. Дерев'яні труби

Дерев'яні труби (діаметром 600 – 2000 мм) застосовують при напорах до 50 м, зокрема, у випадках транспортування лужних гідросумішей на збагачувальних фабриках кольорової металургії, теплових електростанціях тощо. Такі труби є найбільш економічними, зносостійкими, мають великий строк служби.

Збирають такі труби з задалегідь виготовлених деталей – клепок, що являють собою дошки спеціального профілю. Стикові з'єднання клепок зв'язують сталевими, оцинкованими або дерев'яними шпонками, а стінки труб скріплюють залізними бандажами. При тиску, більшому 4 кгс/см^2 , застосовують сталеві шпонки.

Багатошарові фанерні труби відповідають умовам транспортування абразивних гідросумішей. Найбільш доцільним є застосування таких труб діаметром 300-600 мм. Невелика вага фанерних труб зумовлює доцільність їх застосування при прокладанні трубопроводів в умовах складного рельєфу (гірський, болотний, дуже пересічена місцевість). Крім того, їх застосовують для випусків з розподільчих трубопроводів, особливо при

слабкій водовіддачі намитих хвостів, коли суттєво утруднене переміщення трубоукладальників по намиву.

Досвід експлуатації таких труб на гірничозбагачувальних комбінатах свідчить про те, що при невеликих швидкостях руху гідросуміші та двократному повертанні строк служби складає 5–6 років. Укладання фанерних труб не вимагає застосування дорогих опорних конструкцій. Труби задовільно працюють у суворих кліматичних умовах північних регіонів.

Таблиця 6.21. – Характеристика багатошарових фанерних труб

D_v , мм	δ , мм	Маса, кг/м	p_p , МПа	p_{max} , МПа
50	6,5	1,0	1,2	–
100	8,0	2,2	1,0	1,35
150	11,0	4,5	1,0	–
200	11,0	5,8	0,8	1,25
250	13,0	8,6	0,8	–
300	13,0	10,2	0,6	–

Таблиця 6.22. – Порівняння відносної вартості труб діаметром 400 мм

Матеріал труб	Товщина стінки труб, мм	Маса, кг/м	Відносна вартість 1 м труб
Багатошарова фанера	16,0	16,6	0,72
Сталь вуглецева	7,0	72,0	1,0
Сталь нержавіюча	3,5	35,5	2,5
Чавун (розтрубні труби, водопровідні)	14,0	143,5	1,4

6.6.5. Керамічні труби

Керамічні труби мають високу зносостійкість, пропускну здатність. Застосовують такі труби при транспортуванні гідросумішей підвищеної абразивності в основному на гірничозбагачувальних комбінатах кольорової металургії.

Таблиця 6.23. – Керамічні розтрубні труби із з'єднуванням нарізною

Стовбур труби		Розтруб		
D _y , мм	δ, мм	D _{вн} , мм	δ, мм	довжина, мм
150	19	224	19	60
200	20	282	20	60
250	22	340	22	60
300	25	390	25	60
350	28	456	28	70
400	30	510	30	70
450	34	568	34	70
500	36	622	36	70
550	39	678	39	70
600	41	734	41	70

6.6.6. Скляні труби

Скляні труби застосовують для внутрішньофабричних трубопроводів, ($p_p = 0,2-1,2$ МПа), які транспортують тверді частинки у хімічно агресивному середовищі при температурі від -50 до 120 °С. Гладкі стінки скляних труб забезпечують низькі гідравлічні опори. За вимогами замовників скляні труби поставляють з фасонними деталями: відводами (з кутом повороту 15, 30, 45, 60, 75, 90 та 180 °), трійниками (перехідними та рівно перехідними), хрестовинами та переходами.

Досвід свідчить про те, що строк служби скляних труб у таких умовах удвічі перевищує строк служби сталевих труб. Виготовляють скляні труби двох класів: СТ-8 на робочий тиск 8 кгс/см² та СТ-4 на робочий тиск 4 кгс/см². Труби та фасонні деталі з'єднують у холодному стані на муфтах або за допомогою зварювання. Характеристики скляних труб наведено у табл. 6.24.

Таблиця 6.24. – Характеристики скляних труб

D _y , мм	D _{вн} , мм	δ, мм	P _н , МПа	Маса, кг/м	Довжина, мм
40	45	4	0,7	1,2	1500-3000
50	67	5	0,6	2,4	1500-3000
80	93	6	0,5	4,0	1500-3000
100	122	7	0,4	6,2	1500-3000
150	169	9,5	0,3	11,8	1500-3000
200	221	11,5	0,2	18,7	1500-3000

Вітчизняна промисловість виготовляє також труби з термостійкого скла з умовним проходом 150 та 200 мм, які захищено металевою оболонкою. Такі труби стійкі проти впливу хімічних агресивних середовищ, зручні для герметизації, витримують підвищений тиск та динамічні навантаження.

Застосовуються також **труби, футеровані склом**, які розраховані на тиск до 6 кгс/см².

6.6.7. Поліетиленові труби

Найширше застосування знайшли для транспортування малоабразивних тонкоподрібнених твердих матеріалів та хімічно агресивних середовищ. У залежності від максимального тиску транспортованого середовища при температурі 20 °С поліетиленові труби розподіляють на типи: Л – легкий, розрахований на максимальний тиск 0,25 МПа; СЛ – середньо легкий – 0,4 МПа; С – середній – 0,6 МПа; Т – важкий – 1 МПа.

Таблиця 6.25. – Сортамент труб з поліетилену високої густини

D _н , мм	Товщина стінки (мм) та маса труби (кг/м)							
	Л (0,25 МПа)		СЛ (0,4 МПа)		С (0,6 МПа)		Т (1 МПа)	
75	2,0	0,48	2,9	0,68	4,3	0,97	6,8	1,50
90	2,2	0,63	3,5	0,97	5,1	1,39	8,2	2,13
110	2,7	0,95	4,3	1,46	6,2	2,08	10,0	3,17
125	3,1	1,23	4,8	1,89	7,1	2,67	11,4	4,10
140	3,5	1,54	5,4	2,32	7,9	3,36	12,7	5,16
160	3,9	2,01	6,2	3,04	9,1	4,36	14,6	6,72
180	4,4	2,48	7,0	3,86	10,1	5,49	16,4	8,46
200	4,9	3,07	7,7	4,72	11,4	6,81	18,2	10,40
225	5,5	3,85	8,7	5,99	12,8	8,60	20,5	13,20
250	6,1	4,75	9,7	7,41	14,2	10,60	22,8	16,30
280	6,9	6,01	10,8	9,22	15,9	13,30	25,5	20,40
315	7,7	7,54	12,2	11,70	17,9	16,80	–	–

6.3. Розрахунок трубопроводів на міцність

Основною метою розрахунків трубопроводів на міцність є визначення мінімально допустимої товщини стінок у залежності від параметрів транспортування та характеристик транспортованого середовища. В основу розрахунку покладено метод грани-

чних станів, якими для трубопроводів із сталей різних марок є міцність на розрив від дії внутрішнього тиску та досягнення границі текучості при роботі на поперечне згинання, стискання або розтягування трубопроводу, який лежить на опорах, від дії власної маси, маси перекачуваного середовища тощо.

Розрахунковий опір сталевого трубопроводу, який є основним показником несучої здатності його деталей, являє собою відношення нормативного опору до коефіцієнта K , який враховує можливі відхилення опору матеріалу труб від нормативного. За вихідний нормативний опір R^N приймають границю текучості σ_T або тимчасовий опір σ_B .

Перевірка за σ_T є вирішальною умовою міцності для малоуглецевих сталей, які характеризує відношення $\sigma_T / \sigma_B \leq 0,74$. Для сталей підвищеної та високої міцності з границею текучості $\sigma_T > 0,74\sigma_B$ перевірку здійснюють через тимчасовий опір σ_B .

Для визначення розрахункового опору R значення σ_T та σ_B приймають за стандартами або технічними умовами, які установлюють бракувальний мінімум цих величин для сталі відповідної марки. У деяких випадках розрахункові опори знижують шляхом помноження R на коефіцієнти умов роботи елементів конструкції.

Розрахунковий опір сталі за границею міцності

$$R_1 = \sigma_e \cdot k_n \cdot m_p ; \quad (6.1)$$

де k_n – коефіцієнт однорідності металу труб ($k_n = 0,8$ для углецевих сталей, $k_n = 0,75$ – для низьколегованих); $m_p \approx 0,8$ – коефіцієнт умов роботи труб.

Таблиця 6.26. – Розрахункові опори трубних сталей

Марка сталі	Розрахунковий опір за межею міцності, МПа	Розрахунковий опір за межею текучості, МПа
Ст. 3	230,0	210,0
Ст. 10	215,0	180,0
Ст. 20	250,0	230,0
Ст. 35	310,0	250,0
Ст. 10Г2А	260,0	280,0
Ст. 15ГС	290,0	290,0
Ст. 10Г2СД	300,0	300,0
Ст. 14ХГС	300,0	300,0

Розрахунковий опір за межею текучості

$$R_2 = \sigma_T \cdot k_0, \quad (6.2)$$

де k_0 – коефіцієнт однорідності металу труб; для вуглецевих сталей $k_0 = 0,9$, для низьколегованих сталей $k_0 = 0,85$.

Мінімальну товщину стінок сталевих трубопроводів, які працюють під внутрішнім тиском, визначають за формулами

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_3 \cdot n}{2(R_1 + n \cdot p)} \text{ мм}, \quad (6.3)$$

або

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_3}{2R_2} \text{ мм}, \quad (6.4)$$

де p – робочий тиск у трубопроводі, МПа; D_3 – внутрішній діаметр труби, мм; n – коефіцієнт допустимого перевищення робочого тиску у трубопроводі, який приймають рівним 1,1...1,2; R_1 та R_2 – розрахункові опори, які визначають за табл. 6.26. У подальших розрахунках слід приймати більше значення товщини стінки, яку визначено за допомогою цих формул.

Досвід практики свідчить про недостатність у ряді випадків визначеної за цими формулами товщини стінок труби, що вимагає збільшення її на 3–4 мм для забезпечення необхідної жорсткості. У загальному випадку товщину стінок труби слід приймати не меншою як $(0,01-0,14)D$.

При наявності поздовжніх осьових стискуючих напружень товщину стінок труби визначають за формулою

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_3 \cdot n}{2(\varphi_1 \cdot R_1 + n \cdot p)} \text{ мм}, \quad (6.5)$$

де φ_1 – коефіцієнт, що враховує двоосьовий напружений стан труб, який визначають за формулою

$$\varphi_1 = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{\sigma_n}{R_1} \right)^2} - 0,5 \frac{\sigma_{cp}}{R_1}, \quad (6.6)$$

де $\sigma_{гр}$ – абсолютне значення граничних осьових стискаючих напружень, яке визначають за розрахунковими навантаженнями та впливами з урахуванням пружно-пластичної роботи металу труб у залежності від прийнятих конструктивних рішень, МПа.

Для прямолінійних та пружно зігнутих підземних та наземних трубопроводів поздовжні осьові напруження від дії температури та внутрішнього тиску визначають за формулою

$$\sigma_{sp.N} = -\alpha \cdot E \Delta t + 0,25 \frac{p \cdot D_3 \cdot n}{\delta_p} \quad (6.7)$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення металу труби. 1/град; E – модуль пружності металу, МПа; $\Delta t = (t_2 - t_1)$ – розрахунковий температурний перепад, який приймають позитивним при нагріванні, °С.

6.4. Розрахунок довговічності трубопроводів

Фактичну товщину стінок трубопроводів, які використовують для постачання води та транспортування твердих матеріалів, приймають з урахуванням корозійного (δ_k) та гідроабразивного (δ_r) зношування, визначають за формулою

$$\delta_\phi = \delta_p + \delta_k + \delta_r \text{ мм}, \quad (6.8)$$

де $\delta_k = \delta_1 + \delta_2$ – передбачає збільшення розрахункової товщини стінки труби на величину негативного допуску при виготовленні труб δ_1 та на корозійні втрати δ_2 .

Для труб з товщиною стінок до 0,015 м допуск δ_1 складає 15 %, а при товщині стінок в інтервалі 0,015-0,30 м – 12,5 %.

$$\delta_2 = (\alpha_1 + \alpha_2) T \text{ м}, \quad (6.9)$$

де α_1 – швидкість корозії матеріалу зовнішньої поверхні труб, 0,25 мм/рік; α_2 – швидкість корозії матеріалу внутрішньої поверхні труб, яку визначають згідно табл. 6.27; T – розрахунковий термін служби трубопроводу, рік.

Таблиця 6.27. – Швидкість корозії внутрішньої поверхні труб

Транспортоване середовище	Швидкість корозії, мм/рік
Водопровідна вода	0,05
Шахтні води:	
- нейтральні або лужні	0,1
- слабокислотні: рН = 5...6	0,4
- середньокислотні рН = 6...7	0,2

У випадку транспортування гідросумішей наведені в табл. 6.27 величини збільшують у 1,5 рази.

Збільшення товщини стінок труб з урахуванням гідроабразивного зношування при транспортуванні гідросумішей можна також визначити як:

$$\delta_r = \frac{T_p}{T_1 \cdot n_{II} \cdot \psi \cdot \eta} \quad (6.10)$$

де: T_p – розрахунковий ресурс експлуатації трубопроводів за весь термін служби, років; n_{II} – число робочих положень труб при профілактичних прокручуваннях; ψ – коефіцієнт нерівномірності зношування; η_p – коефіцієнт використання ресурсу товщини стінок трубопроводу при профілактичному прокручуванні; T_1 – питомий ресурс – тривалість роботи трубопроводу до зношування товщини стінки на 1 мм, рік/мм. Значення n_{II} та η_p визначають з урахуванням нерівномірного зношування стінок труби по колу для частинок крупністю 2-100 мм за даними табл. 6.28 і для дрібних частинок крупністю < 2 мм – табл. 6.29 у залежності від кута сектора максимального зношування.

Таблиця 6.28. – Значення коефіцієнтів до формули (6.10) при $d_{cp} \geq 2$ мм

Швидкість гідросуміші	Величина коефіцієнта	Кут похилу трубопроводу β°			
		0 – 25	25 – 45	45 – 75	> 75
$u = u_{кр.}$	n_{II}	6,00	4,00	3,00	1
	ψ	0,50	0,60	0,65	1
	η_p	0,80	0,80	0,90	1
$u = 1,25u_{кр.}$	n_{II}	4,00	3,00	2,00	1
	ψ	0,55	0,65	0,75	1
	η_p	0,80	0,90	0,90	1

Таблиця 6.29. – Значення коефіцієнтів до формули (6.10) при $d_{cp} < 2$ мм

Величина коефіцієнтів	Кут сектора максимального зношування φ_m°				
	0 – 45	45 – 90	90 – 120	120 – 180	> 180
n_{II}	6,00	4,00	3,00	2,00	1,00
ψ	0,45	0,55	0,60	0,75	2,00
η_p	0,80	0,80	0,90	0,90	1,00

Питомий ресурс трубопроводу

$$T_1 = \frac{Q_1}{Q_r}; \quad (6.11)$$

де: Q_I – питома пропускна здатність – об’єм (маса) матеріалу, який пропущено по трубопроводу, внаслідок чого товщина стінки зменшилася на 1 мм, м³/рік (т/рік); Q_T – річна продуктивність гідротранспортної системи по твердому матеріалу, м³/рік (т/рік).

Питома пропускна здатність труб при транспортуванні дрібнодисперсних частинок твердого матеріалу ($d_{cp} < 2$ мм)

$$Q_I = \frac{A_t \cdot k_u \cdot k_L \cdot D^{1,7} \cdot S^{0,35}}{A_T \cdot k_\beta \cdot k_p \cdot u^{1,5}}; \quad (6.12)$$

при транспортуванні частинок твердого матеріалу крупністю $d_{cp} \geq 2$ мм

$$Q_I = \frac{A_e \cdot k_u \cdot k_L \cdot D^2 \cdot S^{0,25}}{A_k \cdot k_\beta \cdot k_p \cdot u \cdot u_*}; \quad (6.13)$$

де: $A_e = 8 \cdot 10^6$ – коефіцієнт, який дорівнює абразивності еталонного матеріалу (пісок нормальний для випробувань цементів по ГОСТ 6139 – 78, вміст SiO₂ ≥ 98 %, $d = 0,5 - 0,9$ мм); A_k – коефіцієнт відносної гідроабразивності крупних частинок, що визначається за наведеними нижче даними; k_u – коефіцієнт зносостійкості (табл. 6.30); k_L – коефіцієнт відстані транспортування, що визначається експериментально для різних матеріалів у залежності від відстані транспортування; A_T – коефіцієнт відносної абразивності (табл. 6.31); k_β – коефіцієнт, що враховує зношування стінок труб у залежності від кута похилу трубопровода (табл. 6.32); k_p – коефіцієнт, що враховує вплив густини несучого середовища $\rho_{н.с.}$ на зношування матеріалу труб; u – швидкість гідросуміші; u_* – гідравлічна крупність. Орієнтовно приймають:

при $\rho_{н.с.} < 1100$ кг/м³ $k_\beta = 1$;
при $\rho_{н.с.} = 1100 - 1300$ кг/м³ ($d_{cp} < 2$ мм)

$$k_p = \left[\frac{(\rho_s - \rho_{н.с.}) \cdot \rho_0}{(\rho_s - \rho_0) \cdot \rho_{н.с.}} \right]^{0,8} \quad (6.14)$$

при $\rho_{н.с.} = 1100 - 1300$ кг/м³ ($d_{cp} \geq 2$ мм)

$$k_p = \left[\frac{(\rho_s - \rho_{н.с.}) \cdot \rho_0}{(\rho_s - \rho_0) \cdot \rho_{н.с.}} \right]^{0,5} \quad (6.15)$$

при $\rho_{н.с.} > 1300$ кг/м³ $k_\beta = 0,7$;

Таблиця 6.30. – Величина коефіцієнтів зносостійкості

Марка сталі	k_u	Марка сталі	k_u	Марка сталі	k_u
Ст. 3 (егал.)	1,0	Ст. 40	1,30	30ХГС	1,50
5	1,1 – 1,15	45	1,35	30ХГСА	1,50
10	1,15	40Х	1,35	4Х13	1,5 – 2,0
20	1,0 – 1,15	25Г2	1,35	Х12	1,5 – 2,5
35	1,25	3Х13	1,30	Х18	1,5 – 2,5
09Г2С	1,65	Наплавка Сормайт 1	3,2 – 5,3	Наплавка Сормайт Т-590	3,1

Таблиця 6.31. – Величина коефіцієнта відносної гідроабразивності

Транспортований матеріал	A_r	Транспортований матеріал	A_r
Еталонний пісок	1,0	Хвости збагачування ГЗК** при d, мм	0,1-1,5 (2,0)
Відходи флотації збагачувальних фабрик			
зольність > 60 %	0,8 – 0,9	< 0,1	0,1-0,15 (0,2)
зольність < 60 %	0,4 – 0,6	0,1–0,25	0,2-0,4 (0,6)
Флотоконцентрат	0,3 – 0,5	0,25–0,4	0,45-0,6 (0,9)
Водовугільна суспензія	0,2 – 0,25	> 0,4	0,7-1,5 (2,0)
Вугілля класу 0 – 6 мм	0,8 – 1,0	Піски	0,9-1,1
Продукти спалювання вугілля*		Глинистий пісок	0,8-1,0
Зола	0,20 – 0,65	Суглинки	0,6-0,8
Твердий шлак	0,35 – 0,70	Кварцовий пісок d < 2 мм	1,8-2,1
Рідкий шлак	1,00 – 1,30	d = 2-3 мм	2,7-3,0
Твердий шлак + зола	0,40 – 0,70	Гравійно-гальковий ґрунт	2,0-2,5
Рідкий шлак + зола	0,70 – 1,00		

* Нижні граничні значення відносяться до продуктів спалювання бурого вугілля, сланців, вугілля Кузбасу, Львівсько-Волинського та Челябінського родовищ.

** Нижні граничні значення A_r у таблиці відносять до відходів з вмістом SiO₂ менше 70 %.

Таблиця 6.32. – Значення коефіцієнтів k_{β}

Кут похилу трубопроводу β°	Крупність частинок твердого матеріалу			
	$d < 2$ мм		$d > 2$ мм	
	низхідний потік	висхідний потік	низхідний потік	висхідний потік
0 – 15	1,00 – 1,07	1,00 – 0,96	1,00 – 1,40	1,00 – 0,95
15 – 30	1,07 – 1,40	0,96 – 0,93	1,40 – 2,00	0,95 – 0,83
30 – 40	1,40 – 1,55	0,93 – 0,88	2,00 – 2,25	0,83 – 0,86
40 – 60	1,55 – 1,15	0,88 – 0,68	2,25 – 1,65	0,86 – 0,65
60 – 75	1,15 – 0,65	0,68 – 0,45	2,65 – 1,25	0,65 – 0,40
75 – 90	0,65 – 0,40	0,45 – 0,30	1,25 – 0,40	0,40 – 0,30

Таблиця 6.33. – Значення коефіцієнта A_k
для різних твердих матеріалів

Кварц, кремій, граніт	8,5
Горілі кременисті породи	7,8
Піщаник з карбонатним цементом	7,3
Піщаник з глинистим цементом	5,7
Алевроліт	5,4
Піски	4,7
Вапняк	1,8
Мармур	1,1
Супісок, суглинки важкі	1,3

При наявності у гідросуміші різних порід коефіцієнт абразивності визначають за формулою

$$A_k = \frac{\sum(P_{mi} \cdot A_{mi})}{100}; \quad (6.16)$$

де A_{mi} – коефіцієнт абразивності певного матеріалу; P_{mi} – вміст матеріалу кожного виду, %.

Розрахункове значення δ_p округлюють до найближчої стандартної товщини у відповідності до чинного стандарту на трубопроводи. Якщо значення δ_p буде більшим максимальної товщини за стандартом, то його збільшують до найближчої величини, кратної δ , а δ вибирають із стандартного ряду товщин, починаючи з максимального значення.

Технічний ресурс трубопроводів

$$T = (\delta - \delta_p) \cdot T_1 \cdot \frac{n \cdot \psi \cdot \eta}{k_y}; \quad (6.17)$$

де k_y – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації гідротранспортної системи.

Для труб, що виготовлені з маловуглецевих сталей, які деякий час знаходилися у резерві без консервації, $k_y = 1,35$. Для труб, що виготовлені з корозійностійких матеріалів або тих, що працюють постійно, незалежно від матеріалу виготовлення $k_y = 1,2$.

Фактичний строк служби трубопроводу визначається формулою

$$T_C = T + t_{II}; \quad (6.18)$$

де t_{II} – сумарний час всіх простоїв трубопроводу до вичерпання ресурсу T , рік.

Час роботи трубопроводу до чергового профілактичного перевертання

$$T_{II} = \frac{T}{n_{II}}, \quad (6.19)$$

Таблиця 6.34. – Показники зношування труб систем гідротранспорту відходів флотажії вуглезабагачувальних фабрик Донбасу

Збагачувальна фабрика	D_v , м	δ , мм	u , м/с	T_c , років
Комсомольська	0,30	10	1,3	8
Микитівська	0,25	8	2,2	2
Павлоградська	0,30 – 0,35	8	1,8	1,5 – 2,0
Вузлова	0,25	8	2,1	1,5 – 2,0
Кадіївська	0,20	8	2,1	2
Черкаська	0,25	14	1,6	3
Червона зірка	0,30	10	1,5	3

6.5. Розрахунок довговічності та міцності криволінійних ділянок трубопроводів

Орієнтовні строки служби криволінійних (з кутом повороту потоку 90°) та похилих ділянок труб можна визначити за допомогою емпіричних залежностей:

$$T_k = \frac{T_c}{\left(a_k + b_k \frac{D}{R_k} \right)}; \quad (6.20)$$

$$T_n = \frac{T_c}{\left[a_\beta + b_\beta (\beta - \beta_0)^{c_e} \right] \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_e} \right)^q}; \quad (6.21)$$

де a_β , b_β , α_β , b_β , c_e , q – емпіричні коефіцієнти; R_k – радіус кривизни криволінійної ділянки; β_0 – кут, що характеризує екстремум функції; β_e – густина еталонного матеріалу.

Таблиця 6.35. – Значення емпіричних коефіцієнтів a_k та b_k при $u = 21 - 1,5 u_{кр}$, $S_{ср.} = 0,02 - 0,2$

Матеріал, що транспортується	a_k	b_k
Дрібні частинки твердого матеріалу $d < 0,5$ мм	0,5 (1,05)	3,4 (4,2)
Крупнозернисті матеріали $d > 4,0$ мм	1,1	3,6
Частинки крупністю $d = 0,5 - 4,0$ мм	0,7 (1,85)	4,0 (4,75)

В дужках надані значення коефіцієнтів для колін, де потік переходить з вертикального у горизонтальний, що супроводжується відносно підвищеним зношуванням.

Таблиця 6.36. – Значення емпіричних коефіцієнтів

Транспортований матеріал	Напрямок потоку	β	β_M °	β_0 °	ρ_e т/м ³	α_β	b_β	c_e	q
Частинки крупністю менше за 3,5 – 4,0 мм різної густини	Низхідний	$< \beta_M$	37-43	0	2,70	1,00	0,0075	1,20	2,00
		$\geq \beta_M$	37-43	40	2,70	1,67	-0,022	1,00	2,00
	Висхідний	$< \beta_M$	20	0	2,70	1,00	0,00075	1,60	1,25
		$\geq \beta_M$	20	20	2,70	1,09	0,0106	1,00	2,00
Кам'яне вугілля та антрацити	Низхідний	$< \beta_M$	36	0	1,35	1,00	0,009	0,93	0,75
		$\geq \beta_M$	36	36	1,35	1,33	0,017	1,00	0,75
	Висхідний	$< \beta_M$	30	0	1,35	1,00	0,002	1,00	0,75
		$\geq \beta_M$	30	30	1,35	1,06	0,0115	1,00	0,75
Подрібнені породи та гравій	Низхідний	$< \beta_M$	40	0	2,70	1,00	0,028	1,00	1,00
		$\geq \beta_M$	40	40	2,70	2,1	0,033	1,00	1,00

Для інших випадків переходу потоку гідросуміші з вертикально-висхідного до горизонтального, з горизонтального у вер-

тикально-низхідний, з горизонтального у вертикально-висхідний та розвороту на 90° в горизонтальній площині інтенсивність зношування стінок колін можна орієнтовно приймати однаковою.

В колінах трубопроводів при транспортуванні гідросуміші виникають зміщувальні сили. Для коліна, конструктивно виготовленого з окремих секцій, зміщувальна сила, що діє на кожну секцію

$$R_{зм.} = \frac{\pi \cdot D^2}{2} \cdot p \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \quad (6.22)$$

В цілому зміщувальна сила, яка діє на коліно, визначається як сума зміщувальних сил, що діють на окремі секції.

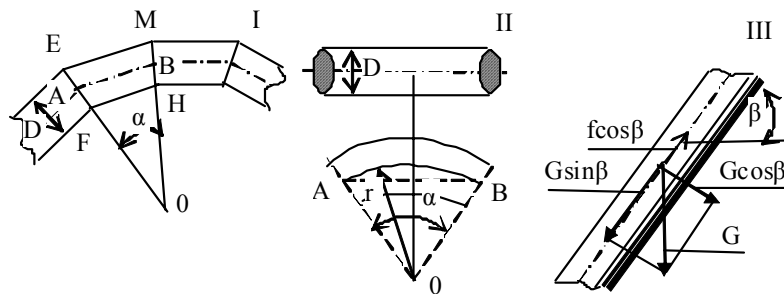


Рис. 6.2 Зміщувальні сили: I – у відводі, утвореному окремими секціями; II – у відводі з коловою віссю; III – у трубопроводі на похилі.

Зміщувальна сила для коліна у вигляді частини кола

$$R_{зм.} = \frac{p \cdot \pi \cdot D^2}{2} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}; \quad (6.23)$$

Крім того, в колінах виникають відцентрові сили, що спрямовані по середньому радіусу осі,

$$R_{ц} = \frac{G_r \cdot u^2}{g \cdot r}. \quad (6.24)$$

У наведених формулах: p – тиск всередині відводу, G – маса гідросуміші у відводі, r – радіус відводу по осі.

На прямолінійних ділянках трубопроводу можуть виникнути зміщувальні сили на крутих підйомах або спусках

$$F = G_T \cdot (\sin \beta - f \cos \beta); \quad (6.25)$$

де G_T – маса заповненої труби; f – коефіцієнт тертя труби на опорах.

Осьові сили, що виникають від тиску гідросуміші на закритий затвор або заглушку, визначають як

$$F_3 = p \cdot \frac{\pi \cdot D_H^2}{4}. \quad (6.26)$$

Критичний тиск рідини, під дією якого виникає загроза нестійкого прогину труби,

$$P_{кр.} = \frac{4 \cdot \pi \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot D_H}; \quad (6.27)$$

де E – модуль пружності; J – момент інерції перерізу; l – довжина ділянки трубопроводу між опорами, на якій труба може вільно прогинатись; D_H – зовнішній діаметр труби.

Докладнішу інформацію про зовнішні, різні за характером прикладення, напрямком, а також тривалістю сили, дії яких зазнають трубопроводи гідротранспортних систем, можна знайти в спеціальній літературі.

Таблиця 6.37. – Коефіцієнт надійності трубопроводів за навантаженнями

Навантаження на трубопровід	Коефіцієнт надійності
Власна вага трубопроводу та пристроїв	1,0
Зовнішній тиск (грунт, вода)	1,2
Внутрішній тиск (робочий тиск гідросуміші)	1,5
Вага матеріалу, що транспортується	2,0
Температурні впливи	1,1
Снігове, вітрове навантаження та ожеледь	1,3
Відцентрова сила на повороті трубопроводу	1,5

6.6. Особливості проектування та експлуатації гідротранспортних систем в умовах низьких температур

Україна не належить до числа країн з суворими кліматичними умовами, проте питання температурних режимів трубопроводів у зимовий період заслуговує на спеціальний розгляд. Для магістральних гідротранспортних систем проблем теплового захисту не виникає – вони укладаються в траншеях на глибині промерзання ґрунту, а при наземному укладанні засипаються шаром сухої землі. Як тимчасовий сезонний захід, відкриті ділянки трубопроводу можна засипати шаром снігу висотою не менше 0,5 м з наливом зверху крижаної кірки товщиною до 0,1 м.

Закопувати у землю трубопроводи промислових гідротранспортних систем, призначених для переміщення гідросуміші підвищеної абразивності, недоцільно, з міркувань збільшення їх довговічності, що забезпечується кількаразовим повертанням за період експлуатації. Крім того, трубопроводи, які прокладаються під землею, потребують електрохімічного захисту, що збільшує капіталовкладення та експлуатаційні витрати.

В цьому плані необхідним етапом передпроектних робіт по створенню гідротранспортних систем є розрахунок теплового режиму.

Ускладнюючою обставиною експлуатації ГТС в зимовий період є можливість обмерзання (аж до замерзання), головним чином, під час зупинки. Загальною формулою для розрахунку теплового режиму ГТС є

$$W_a = W_l + W_f; \quad (6.28)$$

де W_a – кількість тепла, що передається трубопроводом у навколишнє середовище, Дж; W_l – кількість тепла, яку втрачає гідросуміш за час її переміщення по трубопроводу від початкового до кінцевого терміналу, Дж; W_f – кількість тепла, що утворюється в гідросуміші за рахунок тертя, Дж.

$$W_l = \rho_m \cdot Q_m \cdot C_{tm} \cdot (t_n + \Delta t_n - t_k); \quad (6.29)$$

де C_{tm} – питома теплоємність гідросуміші, Дж/(кг · °С); t_n , t_k – початкова та кінцева температура гідросуміші відповідно, °С;

Δt_n – температура нагрівання гідросуміші в насосах, °С; Q_m – витрата гідросуміші, м³/год.; ρ_m – густина гідросуміші, т/м³.

Кількість тепла, що передається трубопроводом у навколишнє середовище,

$$W_a = k_T \cdot \pi \cdot D_3 \cdot L \cdot \Delta t; \quad (6.30)$$

де D_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м; k_T – коефіцієнт теплопередачі; Δt – температурний напір; L – довжина трубопроводу, м.

$$k_T = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{D_3}{D_6} + \frac{D_3}{2\lambda_{cm.}} \cdot \ln \frac{D_3}{D_6} \right)}; \quad (6.31)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від потоку до стінки трубопроводу; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубопроводу у навколишнє середовище; D_6 – внутрішній діаметр трубопроводу; $\lambda_{cm.}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки трубопроводу, Вт/м · °С.

$$\alpha_2 = a \cdot \varpi^m \quad (6.32)$$

де ϖ – швидкість вітру; a та m – емпіричні параметри, що визначаються за табл. 6.38 або рис. 6.3.

Таблиця 6.38. – Параметри для визначення коефіцієнта α_2

$D_3, \text{ м}$	a	m	$D_3, \text{ м}$	a	m	$D_3, \text{ м}$	a	m
0,025	0,595	0,340	0,194	0,154	0,640	0,402	0,116	0,830
0,051	0,350	0,402	0,203	0,151	0,650	0,426	0,114	0,810
0,070	0,280	0,440	0,245	0,139	0,700	0,478	0,110	0,870
0,083	0,250	0,470	0,273	0,133	0,730	0,529	0,108	0,890
0,108	0,212	0,510	0,299	0,128	0,750	0,630	0,103	0,930
0,133	0,188	0,550	0,325	0,125	0,780	0,730	0,100	0,950
0,152	0,175	0,800	0,351	0,121	0,800	0,820	0,098	0,960
0,180	0,160	0,620	0,377	0,119	0,810	0,920	0,096	0,970
						1,020	0,094	0,980

Температурний напір Δt для напірних трубопроводів визначається як

$\Delta t = t_{cp} - \theta$; де t_{cp} – середня температура між початковим та кінцевим значенням температури потоку, °С; θ – температура навколишнього середовища, °С.

Кількість тепла, що утворюється в гідросуміші за рахунок тертя,

$$W_f = \frac{\rho_m \cdot Q_m \cdot (H \pm H_z)}{J}; \quad (6.33)$$

де J – механічний еквівалент теплоти, кг · Па/Вт; H – напір, що розвивається насосом, м; H_z – геодезичний напір, м; Q_m – витрати гідросуміші, м³/с;

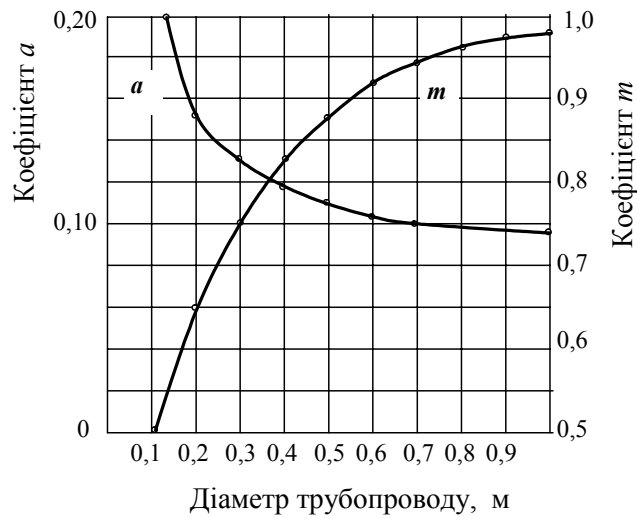


Рис. 6.3. Коефіцієнти a та m .

Вплив на загальні втрати тепла, тієї його частини, яка утворюється за рахунок тертя, враховується через коефіцієнт

$$\varepsilon = \frac{100W_f}{W_a}. \quad (6.34)$$

Відомо, що із збільшенням діаметра трубопроводу критична швидкість, і як наслідок, витрати гідросуміші збільшуються, хоча втрати напору знижуються. Ця обставина призводить до загального збільшення енергоємності гідротранспорту при більш інтенсивному виділенні тепла за рахунок збільшення поверхні тепловіддачі у порівнянні з тепловими втратами трубопроводу. Як наслідок, із збільшенням критичної швидкості удвічі кількість тепла, що утворюється за рахунок тертя, збільшується у відношенні до загальних втрат від 4 – 10 до 178 %.

Із збільшенням температури навколишнього середовища тепловіддача трубопроводу зменшується і ступінь впливу тепла, яке утворилося за рахунок тертя, збільшується, що суттєво зменшує можливість замерзання гідросуміші. При високій швидкості транспортування кількість тепла, що виділилося за рахунок тертя, може перевищити тепловіддачу трубопроводу, і температура гідросуміші збільшиться. Таким чином, найбільшу увагу треба приділяти температурному режиму трубопроводів великих діаметрів при високих значеннях критичної швидкості.

При визначенні припустимої відстані транспортування за умови відсутності внутрішнього обмерзання трубопроводу суттєвого значення набуває концентрація розчинених у воді солей, що враховується при визначенні температури замерзання

$$t_{зам.} = t_a - \beta \cdot P_T ; \quad (6.35)$$

де t_a – температура замерзання гідросуміші при атмосферному тиску, °С; P_T – тиск у трубопроводі, Па; $\beta = 0,000184$ – ступінь засоленості гідросуміші.

Допустима довжина трубопроводу за умови відсутності внутрішнього обмерзання

$$L = \frac{\rho_m \cdot Q_m \cdot \left[C_T' \cdot (t_n + \Delta t_n - t_k) \pm \frac{H_z}{i} \right]}{k_T \cdot \pi \cdot D_3 \cdot \Delta t - \frac{\rho_m \cdot Q_m \cdot i}{J}} ; \quad (6.36)$$

або

$$L = \frac{\rho_m \cdot Q_m \cdot C \cdot (t_n - t_k) + \rho_m \cdot \frac{Q_m \cdot H}{427}}{\pi \cdot k \cdot D_6 \cdot \theta} ; \quad (6.37)$$

де C – питома теплоємність гідросуміші, ккал/кг · °С; k – коефіцієнт тепловіддачі для неізольованих труб, ккал/м · °С · год.

Таблиця 6.39. – Питома теплоємність вугільної гідросуміші

Параметри	Густина гідросуміші, кг/м ³							
	1000	1032	1065	1102	1142	1230	1330	1450
Концентрація масова об'ємна	0	5,26	11,10	17,65	25,00	42,80	66,70	100,0
	0	3,00	7,00	11,00	15,70	26,80	41,60	62,50
Питома теплоємність гідросуміші, ккал/кг · °С	1,0	0,96	0,92	0,88	0,84	0,76	0,68	0,60

Таблиця 6.40. – Коефіцієнт тепловіддачі трубопроводів

Умовний діаметр трубопроводу, мм	Швидкість вітру, м/с				
	1,0	3,0	6,0	9,0	12,0
400	5,10	11,60	19,60	26,30	32,30
500	4,86	11,00	18,50	25,30	31,30
600	4,63	10,50	17,90	23,80	29,40

Для сталевих неізольованих трубопроводів діаметром менше 0,4 м коефіцієнт тепловіддачі можна з достатньою точністю визначити через екстраполяцію.

Таблиця 6.41. – Перепад температури гідросуміші

Температура повітря, °С	Перепад температури гідросуміші на 1000 м, °С	Перепад температури гідросуміші на 1000 м, °С (розрахунковий)	Погода
– 22	0,06	0,09	Ясно. Слабкий вітер.
– 14	0,18	0,18	Хуртовина. Сильний вітер
– 9	0,04	0,04	Ясно. Сильний вітер
– 5	0,00	0,02	Ясно. Сильний вітер.

Використовуючи формулу (6.37) кінцеву температуру гідросуміші при відомій довжині трубопроводу визначають як:

$$t_k = t_n + \frac{\pi \cdot k \cdot D_e \cdot L \cdot \theta}{\rho_m \cdot Q_m \cdot C} + \frac{u}{427}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.38)$$

6.7. Вплив концентрації та швидкості потоку гідросуміші на тепловий обмін у трубопроводах

Переміщення потоку гідросуміші зі швидкістю, близькою до критичної, зумовлює концентрацію основної маси твердих частинок у придонній області трубопроводу. Інтенсивність теплового потоку, яку визначає різниця між теплоємністю та теплопровідністю твердого матеріалу та несучої рідини, по периметру труби буде різною.

Вплив концентрації рухомої гідросуміші на її тепловий стан характеризує коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_m = \lambda_0 \cdot \frac{2\lambda_0 + \lambda_s - 2S \cdot (\lambda_0 - \lambda_s)}{2\lambda_0 + \lambda_s + 2S \cdot (\lambda_0 - \lambda_s)}, \quad (6.39)$$

де λ_0 та λ_s – коефіцієнти теплопровідності рідини та твердого матеріалу відповідно; S – об'ємна концентрація гідросуміші.

Фізична модель теплового обміну в потоках, які переміщують тверді матеріали у завислому стані, виглядає таким чином. У зоні турбулентного руху (ядро потоку) основою теплообміну є конвекція, а в зоні ламінарного руху (пристінна зона) – теплопровідність. Зміщення динамічної осі вгору відносно геометричної осі трубопроводу, зумовлене рухом основної маси твердого матеріалу у цих шарах потоку, сприяє підвищенню тепловіддачі у верхній частині труби. А зменшення швидкості потоку у нижній частині труби зменшує тепловіддачу, що, у певній мірі, компенсується підвищенням теплопровідності гідросуміші, зумовленим наявністю маси твердих частинок. Інтенсивність теплового обміну характеризується безрозмірним коефіцієнтом тепловіддачі, який визначають за формулами:

для потоку однорідної рідини

$$Nu = 0,026 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}; \quad (6.40)$$

для потоку гідросуміші

$$Nu = 0,026 Re^{0,5} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{C'_0}{C'_s} \right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\lambda_0 - \lambda_s}{\lambda_m} \right)^{0,42}; \quad (6.41)$$

де Pr – критерій Прандтля; C'_0 та C'_s – питома теплоємність рідини та твердого матеріалу, відповідно, Вт/кг · °С.

Коефіцієнт тепловіддачі від гідросуміші до стінки труби визначають за формулою

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{D_e}. \quad (6.42)$$

Тепловий захист трубопроводів може здійснюватися як у період будівництва, так і в період експлуатації. Утеплення труб здійснюють обгортанням шаром теплоізоляції або прокладкою паралельно з транспортним трубопроводом трубопроводу-супутника з гарячою водою всередині одного й того ж теплоізоляційного кожуха, а також укладанням труб у траншеї на глибині промерзання ґрунту тощо. Основними факторами, які визначають необхідний рівень теплового захисту трубопроводів, є середньомісячна температура, тривалість періоду низьких температур, максимально низька температура, характер вітрового навантаження тощо.

Товщина шару теплоізоляції має задовольняти умові

$$\delta_{\max} \geq \delta \geq \delta_{\min}; \quad (6.43)$$

де $\delta_{\min} = 30 - 40$ мм – мінімальна товщина термоізоляції; δ_{\max} – найбільша товщина термоізоляції; для труб діаметром $D = 0,2 - 0,3$ м $\delta_{\max} = 180$ мм, діаметром $D = 300 - 500$ мм $\delta_{\max} = 200$ мм, діаметром $D = 500 - 700$ мм $\delta_{\max} = 220$ мм, діаметром $D = 700 - 1000$ мм $\delta_{\max} = 240$ мм.

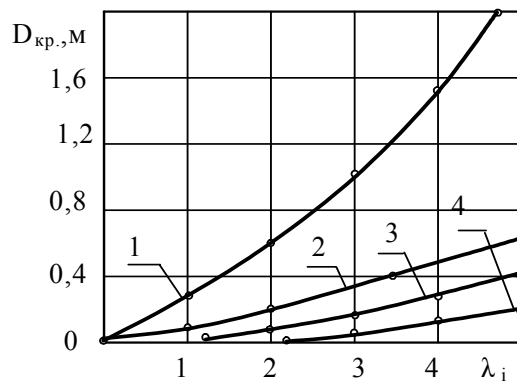
Критичний діаметр трубопроводів, що укладені на поверхні з теплоізоляцією, при коефіцієнті теплопровідності $\lambda_m \geq 0,87$ Вт/м·°С та швидкості вітру $\omega \leq 9$ м/с, можна з задовільною точністю визначити за допомогою графіка, наведеного на рис. 6.4.

Температуру підігрівання гідросуміші для підтримання стійкого теплового режиму трубопроводу визначають за формулою

$$\Delta t = \Delta t_{\phi} - \Delta t_{\theta} = \frac{L \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (t_c - \theta) - \rho_m \cdot \frac{Q_m \cdot i \cdot L}{J}}{\rho_m \cdot Q_m \cdot C_m} - \Delta t_{\theta}; \quad (6.44)$$

де Δt_{ϕ} та Δt_{θ} – фактичний та максимально припустимий перепад температури по довжині трубопроводу, °С.

Як свідчить досвід, утворення на внутрішніх стінках трубопроводу крижаної кірки не заважає його нормальній експлуатації. В цьому випадку зменшення перерізу трубопроводу призводить до збільшення втрат напору, що викликає необхідність визначення мінімального живого перерізу обмерзлого трубопроводу відповідно до максимально припустимих втрат напору при необхідних витратах гідросуміші. Напір насоса повинен задовольняти умові



Швидкість вітру: 0 – 1 м/с;
2 – 3 м/с; 3 – 6 м/с; 4 – 9 м/с.

Рис. 6.4. Критичний діаметр трубопроводу в залежності від коефіцієнта теплопровідності теплоізоляції λ_i .

$$H + H_{\lambda} \geq I_{\lambda} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} L_{\lambda} + I_0 \cdot \sum_{i=1}^{i=n} L_0 \geq \lambda_{\lambda.m.} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{i=n} L_{\Pi}}{D_{\lambda}} \cdot \frac{u_{\lambda}^2}{2g} \cdot \frac{1}{A} + \frac{1}{A \cdot \lambda_0} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{i=n} L_0 \cdot u_0^2}{D_0 \cdot 2g}; \quad (6.45)$$

де $\lambda_{\lambda.m.}$ – коефіцієнт гідравлічного опору обмерзлого трубопроводу; H_{λ} – геодезичний напір, м; u_0 та u_{λ} – відповідно швидкість руху гідросуміші у необмерзлому та обмерзлому трубопроводах, м/с.

$$\lambda_{\lambda.m.} = \frac{1}{\left(1,8 \lg \frac{Re}{11}\right)^2}; \quad (6.46)$$

A – безрозмірний коефіцієнт, що враховує вплив твердої фази гідросуміші на гідравлічний опір,

$$A = 1 - e^{-0,7 \cdot \frac{u_{кр}}{u}} \sqrt{C_{об}}; \quad (6.47)$$

Мінімально допустимий живий переріз обмерзлого трубопроводу

$$D \geq \left[\frac{\sum L_{\lambda} \cdot Q_m^2 \cdot 0,638 \cdot 10^{-8}}{\left(1,8 \lg \frac{Q_m}{D_{\lambda}} + 2,256\right)^2 \cdot \left(H \pm H_{\lambda} - \lambda_0 \cdot \frac{\sum L_0 \cdot \theta_m^2 \cdot 0,638 \cdot 10^{-8}}{D_0^5 \cdot A}\right) \cdot A} \right]^{0,2}; \quad (6.48)$$

де D_0 та D_{λ} – відповідно діаметр необмерзлого та обмерзлого трубопроводу, м; L_0 – довжина необмерзлого трубопроводу, м.

Діаметр живого перерізу обмерзлого трубопроводу має бути більшим за діаметр, при якому (за найбільш несприятливих умов) теплові витрати у навколишнє середовище дорівнюватимуть або будуть більшими тепла, що надходить від потоку гідросуміші. Якщо напір H , що розвиває насос, виразити через $I_{\lambda} L$, то

$$W_{mp.} = \frac{\rho_m \cdot Q_m}{J} \cdot (H - \Sigma h_1 \pm H_2); \quad (6.49)$$

де Σh_1 – втрати напору на вільній від обмерзання ділянці трубопроводу, м.

Втрати тепла в атмосферу визначаються за формулою

$$W_a = \pi \cdot \lambda_l \cdot D_3 \cdot L_l \cdot \theta; \quad (6.50)$$

де θ – негативна температура навколишнього середовища, °С; L_l – довжина ділянки обмерзлого трубопроводу, м; λ_l – коефіцієнт теплопровідності льоду, Вт/м² · °С.

Коефіцієнт теплопередачі від трубопроводу, який працює в режимі обмерзання

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D} + \frac{D}{2\lambda_l} \cdot \ln \frac{D_e}{D_l} + \frac{D}{2\lambda_{cm}} \cdot \ln \frac{D}{D_e}}; \quad (6.51)$$

Якщо діаметр живого перерізу обмерзлого трубопроводу менший за допустимий, трубопровід треба частково утеплити для зменшення товщини внутрішнього обмерзання. Утеплювати трубопровід необхідно від перерізу, де температура гідросуміші помітно понизилася до температури початку обмерзання. Довжина ділянки утеплення визначається за формулою

$$L_y = \frac{\left[L \cdot \pi \cdot D_3 \cdot \Delta t - \rho_{II} \cdot \frac{Q_m \cdot \sum (l_i \pm H_z)}{J} \right] - \rho_{II} \cdot Q_m \cdot C_{II} \Delta t_{min}}{\pi \cdot \Delta t \cdot (k' \cdot D - k_1 \cdot D_3)}; \quad (6.52)$$

де D_3 – діаметр трубопроводу з ізоляцією, м; Δt_{min} – мінімально допустимий перепад температури по довжині транспортування, °С; k_1 – коефіцієнт теплопередачі, включаючи шар термоізоляції, Вт/м² · °С; Σl_i – гідравлічні втрати на ділянках, вільних від обмерзання; k' – коефіцієнт теплопередачі для трубопроводу без термоізоляції, Вт/м² · °С.

Тривалість зупинки гідротранспортної системи у зимовий період визначається тривалістю охолодження трубопроводу до температури замерзання і утворення льодового шару на внутрішній поверхні труби. Живий перетин трубопроводу при обмерзанні має бути достатнім для забезпечення стійких витрат гідро-

суміші і усталеної роботи насосів. Приплив тепла від гідросуміші в початковий період має бути більшим втрат тепла в атмосферу. Тривалість випуску води (гідросуміші) при тривалій зупинці гідротранспортної системи можна визначити як

$$\tau_6 = \frac{4l \cdot D_6 \cdot \sqrt{D_6}}{3\mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2g}}, \text{ с;} \quad (6.53)$$

де l – довжина ділянки трубопроводу між двома випускними патрубками, м; μ – коефіцієнт витрат для патрубка; ω – площа перерізу випускних патрубків, м².

6.8. Захист трубопроводів від гідравлічних ударів

При створенні та експлуатації ГТС підвищену увагу в першу чергу приділяють заходам по запобіганню виникнення гідравлічних ударів, оскільки навіть погашений удар слід розглядати як аварійний. Використання гасників гідравлічних ударів запобігає руйнуванню труб та обладнання, але ще не виключає можливості закорковування трубопроводів внаслідок зменшення швидкості гідросуміші при планових та нештатних зупинках гідротранспортної системи.

Оскільки величина гідравлічного удару прямо пропорційна швидкості руху гідросуміші, то зменшення її могло б зменшити гідравлічний удар. Проте робоча швидкість транспортування гідросуміші, яку вибирають для забезпечення найбільшої ефективності гідротранспорту, лише ненабагато перевищує критичну, і подальше її зниження з точки зору надійності транспортування недоцільне.

Другим фактором, який визначає величину гідравлічного удару, є швидкість поширення ударної хвилі, зменшити яку можна шляхом зменшення пружності гідросуміші додаванням третьої фази – повітря, що аж ніяк не сприяє оптимізації її параметрів, або підвищуючи еластичність труби зменшенням товщини стінок та вибором відповідного матеріалу, що суперечить вимозі забезпечення довговічності трубопроводів в умовах інтенсивного гідроабразивного зношування.

Досвід експлуатації та великий обсяг експериментальних досліджень свідчать про те, що найбільш сприятливими технологічними операціями для дестабілізації тиску в гідротранспор-

тних системах є пуски та зупинки у штатних і нештатних ситуаціях. Превентивні заходи полягають у правильній організації пуску, належному розташуванні та підтримці у робочому стані запірної арматури (особливо зворотних клапанів), розстановці проміжних насосних станцій у багатоступінчастих ГТС.

Після зупинки системи, якщо ця операція не супроводжується промивкою, на дні трубопроводів залишається нерухомий шар твердого матеріалу. Щоб уникнути утворення корків, закупорки і, як наслідок, гідравлічних ударів, пуск гідротранспортної системи здійснюють, поступово збільшуючи швидкість потоку, що забезпечує повільний розмив донних відкладень. При необхідності випуску повітря з системи трубопровід перед пуском заповнюють транспортною (технологічною) рідиною, починаючи з нижнього його кінця. Промивка вертикальних трубопроводів після зупинки є обов'язковою.

Тривалість промивки визначається формулою

$$t_{пр.} = \frac{L}{u}; \quad (6.54)$$

де: L – довжина трубопроводу, м; u – швидкість руху гідросуміші, м/с.

При швидкості руху води $u \leq \frac{P}{Q \cdot \rho_{см}}$ (де p – допустимий

для даної системи тиск, Па; Q – витрата промивної води, м³/с) ударний тиск не перевищує допустимого навіть у випадку утворення корка.

Режими роботи багатоступінчастих гідротранспортних систем, і залежні від них надійність та ефективність визначаються правильним вибором схеми, а також кількістю та місцем розташування проміжних насосних станцій. Робота відцентрових вугільних та ґрунтових насосів у таких системах здійснюється за двома схемами: без розриву суцільності по всій довжині транспортування (схема “з насоса в насос”), або з розривом суцільності на проміжних перекачувальних насосних станціях.

Найбільш поширена перша схема завдяки таким перевагам як:

- * більша технологічна простота та менші капітальні вкладення;
- * відсутність необхідності спорудження додаткових аварійних ємностей на проміжних насосних станціях;
- * можливість повної автоматизації, що забезпечує переміщення гідросуміші сталюї концентрації по всій довжині транспортування;
- * зручність в експлуатації при правильній розстановці проміжних насосних станцій, підборі та розміщенні засобів протидарного захисту.

Найбільш зручною в експлуатації та довговічною є схема рівномірного розташування насосних станцій по всій магістралі.

Кількість послідовно з'єднаних відцентрових насосів визначають у залежності від загального опору системи трубопроводів та напору, який розвиває насос у номінальному режимі. Кількість послідовно з'єднаних відцентрових насосів з однаковими характеристиками

$$n_n = \frac{\left[(L_{TP} + L_{ЕКВ}) \cdot \lambda \cdot \frac{\rho_{CM} \cdot u_0^2}{2D} + \rho_{CM} \cdot g \cdot \Delta Z \right] \cdot k_3}{p_H}; \quad (6.55)$$

де: $L_{ЕКВ}$ – еквівалентна довжина трубопроводу з урахуванням місцевих опорів, м; ΔZ – висота подачі (геодезичний опір), м; p_H – тиск, який розвиває насос в усталеному номінальному режимі, м; k_3 – коефіцієнт запасу, який враховує необхідність підпорів на проміжних насосних станціях.

Чисельник рівняння (6.55) є загальним опором системи трубопроводів МГТС.

Місця розташування насосних станцій МГТС визначають одночасно з вибором траси трубопроводу, що в цілому є складним завданням техніко-економічного характеру. Необхідною інформацією (вихідними даними) для вирішення цього завдання є початковий та кінцевий пункти транспортування, найкоротша відстань між цими пунктами, діаметр трубопроводу, кількість та вид продукту, який прийнято до транспортування, топографічні, геологічні та гідрогеологічні умови, природні та штучні перешкоди, населені пункти та число проміжних перекачувальних

станцій. Методика вирішення цього завдання детально викладена в літературі [23, 24].

Г.П. Дмитрієв зі співавторами пропонує методику розміщення проміжних насосних станцій у пунктах, де при пуску насосів тиск не знизиться нижче тиску насиченої пари і не виникне розрив суцільності потоку гідросуміші, а також буде забезпечена підтримка підпору, необхідного для роботи у сталому режимі.

Щоб запобігти гідравлічним ударам при пусках та зупинках насосів на головній та проміжних станціях багатоступінчастих гідротранспортних систем, ці операції слід здійснювати у такій послідовності:

* пуск послідовно включених насосів здійснюють у прямій послідовності, тобто спочатку запускають головний, а далі перший проміжний, другий проміжний і т.д.;

* зупинку послідовно включених насосів здійснюють у зворотній послідовності, тобто спочатку зупиняють насоси кінцевої насосної станції, далі попередньої, і таким чином до насосів головної насосної станції.

Оптимальний інтервал між пусками послідовно включених насосів має задовольняти умові

$$t \geq t_{\phi} \geq \frac{2L_{TP}}{a}; \quad (6.56)$$

де: t_{ϕ} – тривалість фази гідравлічного удару, с; L_{TP} – довжина трубопроводної магістралі, м; a – швидкість поширення ударної хвилі в трубопроводі, м/с.

Досвід свідчить про те, що в гідротранспортних, особливо багатоступінчастих, системах завжди можливим є виникнення випадкових нештатних ситуацій, що призводять до дестабілізації тиску. Виходячи з можливості виникнення таких нештатних ситуацій, гідротранспортні системи обладнують засобами гасіння гідравлічних ударів.

До таких засобів, зокрема, можна віднести установку на нагнітальному патрубку головного насоса, а також на всмоктувальних та нагнітальних патрубках проміжних насосів (при послідовній роботі), відвідних патрубків з діаметром, меншим за діаметр основного трубопроводу, із запірними органами. При

планових запусках та зупинках насосів запори відкриваються і залишаються у відкритому стані, доки процес установиться (при пусках) або до повного затухання коливального процесу (при зупинках).

Коливання тиску при таких неусталених режимах не перевищують припустимих для даного трубопроводу за умов

$$\frac{D_{\text{вип}}}{D_{\text{тр}}} = \sqrt{\frac{\omega_{\text{вип}}}{\omega_{\text{тр}}}} \approx 0,5; \quad (6.57)$$

де: $D_{\text{вип}}$ та $D_{\text{тр}}$; $\omega_{\text{вип}}$ та $\omega_{\text{тр}}$ – внутрішній діаметр та площа перерізу випускного патрубку та основного трубопроводу відповідно.

Для захисту гідротранспортних систем від гідравлічних ударів застосовують такі типи гасників:

- * з пружним робочим органом;
- * із зрізним елементом;
- * з повітряно-гідравлічним елементом;
- * з розривною мембраною;
- * з пружинним елементом;
- * із зворотним клапаном подвійної дії.

Одним з найбільш надійних засобів запобігання гідравлічним ударам, як на окремих відцентрових насосах, так і на послідовно включених при відсутності на їхньому всмоктувальному патрубку приймальних клапанів, є гасник з обвідною трубою та зворотним клапаном двобічної дії. Наявність обвідної труби виключає можливість зіткнення зворотного потоку із запірним органом зворотного клапана під час його закриття при зупинці насоса. Спрямування зворотного потоку з нагнітального трубопроводу у всмоктувальний перешкоджає виникненню хвилі підвищеного тиску і, таким чином, відвертає виникнення гідравлічного удару.

Оптимальний діаметр обвідної труби має задовольняти співвідношенню

$$\frac{D_{\text{ОБВ}}}{D_{\text{ТР}}} = \sqrt{\frac{\omega_{\text{ОБВ}}}{\omega_{\text{ТР}}}} \approx 1. \quad (6.58)$$

7. ОБЛАДНАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ТРАНСПОРТУ

7.1. Насоси. Основні типи насосів, особливості їх використання в гідротранспортних системах

За принципом дії насоси в основному підрозділяють на відцентрові (динамічні) та об'ємні (витискувальні). У відцентрових насосах механічна енергія двигуна у процесі взаємодії лопатей робочого колеса та обтікаючого потоку передається до рідини, рух якої у проточній частині відбувається у радіальному напрямі.

В об'ємних насосах перетворення енергії відбувається у процесі витиснення рідини з робочих камер (приймальної та нагнітальної), герметично відокремлених одна від одної. Виходячи з характеру руху витискувального органу, об'ємні насоси можна поділити на поворотно-поступальні та роторні. У першій групі, у свою чергу, розрізняють поршневі, плунжерні та діафрагмові насоси.

Подача поршневих насосів обмежена їхніми розмірами та допустимою швидкістю нерівномірного руху поршня, що обумовлює зростання сил інерції, які негативно впливають на роботу системи "насос-трубопровід". Використовують поршневі насоси у тих випадках, коли потрібен високий напір при невеликій продуктивності.

Робочий (витискувальний) орган плунжерного насоса – плунжер, який відрізняється від поршня меншим діаметром. Це дає можливість підвищити напір при відповідному зменшенні подачі.

У діафрагмових насосах витискувачем є еластична діафрагма, з'єднана штоком з приводним механізмом, яка рухається, здійснюючи поворотно-поступальний рух. Через обмеженість поздовжнього ходу діафрагми напір і подача таких насосів порівняно невеликі.

У технологічних та промислових гідротранспортних системах найчастіше використовуються відцентрові вугільні та ґрунтові насоси, а в магістральних – поршневі насоси.

Загальною особливістю ґрунтових насосів і вуглесосів у порівнянні з водяними є більша ширина міжлопатевих каналів, що забезпечує можливість транспортування великих грудок

твердого матеріалу, а також конструктивні рішення, що передбачають мінімальний знос вузлів і деталей в умовах перекачування гідросумішей підвищеної абразивності.

Роботоздатність вуглесосів залежить від багатьох факторів і, насамперед, від умов та режимів експлуатації, які визначають технологічні особливості комплексів гідропідйому та гідротранспортних систем, гранулометричний склад і зольність транспортованої гірничої маси, концентрація гідросуміші, а також параметри всмоктування та нагнітання (вакуум, тиск, подача, потужність тощо).

На гідрошахтах приготування гідросуміші здійснюється у зумпфах, розташованих нижче осі вуглесосів, що обумовлює необхідність застосування спеціальних всмоктувальних (бажано дозувальних) пристроїв, за допомогою яких відрив та транспортування гірничої маси всмоктувальною трубою здійснюється шляхом фільтрації крізь шар завалу за рахунок всмоктувальної здатності відцентрових машин.

Гірнична маса, яку переміщують гідротранспортні системи гідрошахт, складається з вугілля різних марок та породи різного мінерального складу, крупність яких після попереднього подрібнення становить 50 – 70 мм. Співвідношення вугілля та породи у гірничій масі та загальна концентрація гідросуміші ніколи не бувають сталими у часу. Густина її складає в середньому 1025-1040 кг/м³, іноді збільшуючись до 1200 кг/м³.

Не є стабільним також приплив гідросуміші від видобувних ділянок, що призводить до зміни висоти всмоктування, яка в середньому сягає 3 – 4 м.

У не менш складних умовах працюють ґрунтові насоси у гідротехнічному будівництві, системах видалення відходів збагачення корисних копалин, золошлаковидалення теплових електростанцій та ін.

7.1.1. Відцентрові насоси

7.1.1.1. Конструкції відцентрових насосів

Основними елементами відцентрового насоса (рис. 7.1) є корпус (спіральний дифузор) (1), робоче колесо (2), яке конструктивно складене з переднього та заднього дисків, між якими

розташовані лопаті, вигнуті у бік, протилежний до обертання робочого колеса, вал (3), всмоктувальний патрубок (4) та нагнітальний патрубок (5).

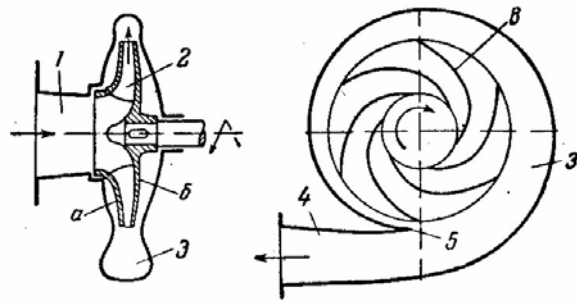


Рис. 7.1. Схема відцентрового насоса.

Перед пуском корпус насоса та всмоктувальний трубопровід заповнюють рідиною. При обертанні робочого колеса рідина, яка заповнює канали між лопатями, під дією відцентрової сили відкидається від центра колеса до його периферії. При цьому в центральній частині насоса (перед входом рідини в робоче колесо) створюється розрідження, і під дією атмосферного тиску рідина по всмоктувальному трубопроводу надходить до насоса.

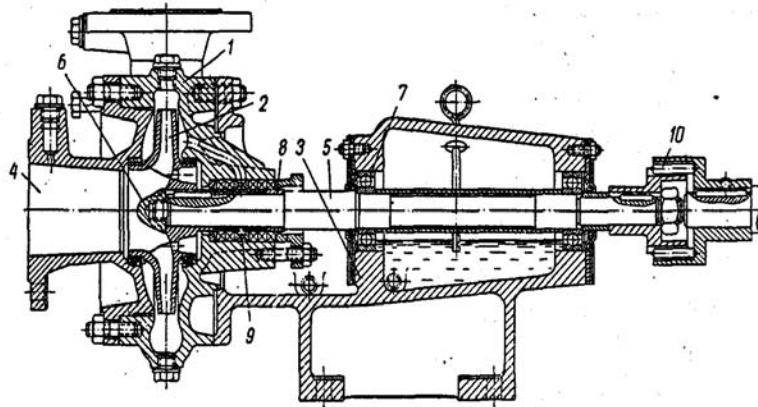
Оскільки дія відцентрової сили є безперервною, то й подача насоса буде безперервною. При переході потоку рідини у спіральний дифузор швидкість потоку зменшується і його кінетична енергія перетворюється у енергію тиску.

Насос, привідний двигун, контрольно-вимірювальні та регулювальні прилади і апаратура у сукупності являють собою насосний агрегат.

Відцентрові насоси класифікують за кількома ознаками.

За числом робочих коліс:

* одноколісні насоси (рис. 7.2);



1 – корпус; 2 – робоче колесо; 3 – опорна стойка; 4 – кришка з вихідним патрубком; 5 – вал; 6 – гайка робочого колеса; 7 – підшипники; 8 – сальник; 9 – кільце гідралічного ущільнення; 10 – муфта.

Рис. 7.2. Відцентровий консольний насос 4К-8.

* багатоколісні насоси (рис. 7.4), робочі колеса яких насажені на один вал. В цих насосах вода проходить послідовно через ряд коліс, а напір дорівнює сумі напорів, які розвиває кожна з них.

За напором розрізняють насоси:

- * низьконапірні (напір до 20 м);
- * середньонапірні (напір від 20 до 60 м);
- * високонапірні (напір більший за 60 м).

За способом підводу рідини до робочого колеса розрізняють насоси:

- * з одnobічним підводом рідини до колеса (рис. 7.2);
- * з двобічним підводом рідини до робочого колеса, або насоси двобічного всмоктування (рис. 7.3). За розташуванням валу насоси можуть бути горизонтальними або вертикальними (рис. 7.5).

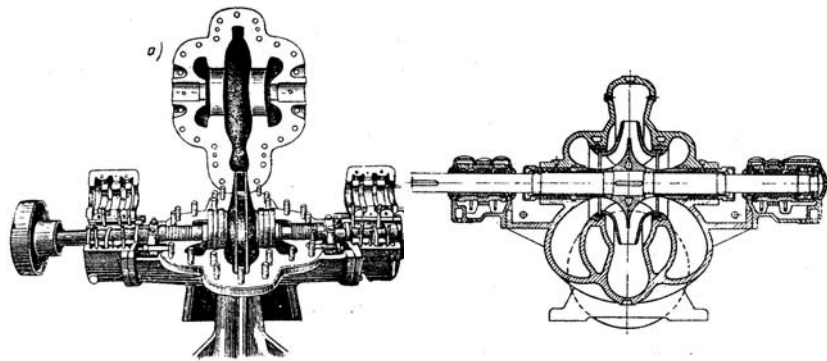


Рис. 7.3. Відцентровий насос з двобічним підводом рідини.

Конструктивно розрізняють насоси з вертикальним та горизонтальним розміщенням. Багатоколісні насоси з вертикальним розміщенням називають секційними (рис. 7.4). Кожна секція, яка являє собою ступінь насоса, стикається з іншою площиною, перпендикулярною до осі насоса. Секції стягують між собою болтами.

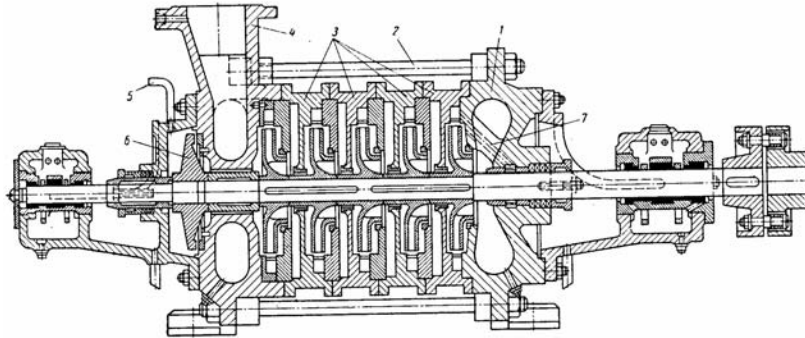


Рис. 7.4. Секційний відцентровий насос.

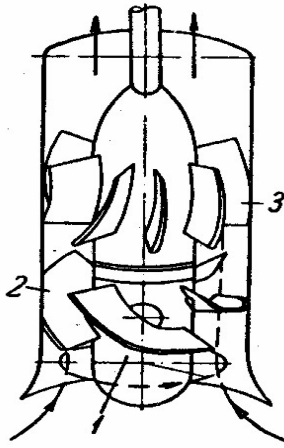


Рис. 7.5. Вертикальний відцентровий насос.

За способом приєднання до двигуна відцентрові насоси поділяють на:

- * приводні (із шківом або редуктором);
- * безпосередньо з'єднані з двигуном (електричним або паровим) через муфту;
- * моноблочні – робоче колесо встановлене на одному валі з електродвигуном.

7.1.1.2. Рух рідини в робочому колесі відцентрового насоса

Рух рідини в робочому колесі насоса складний. Осьовий напрямок, за яким рідина підводиться до насоса, на вході в робоче колесо змінюється на радіальний. Швидкість c_1 , з якою рідина надходить до міжлопатевих каналів, безперервно підвищується і на зовнішньому колі сягає значення c_2 . Частинки рідини в робочих каналах разом з колесом здійснюють обертальний (переносний) рух з коловою швидкістю u і одночасно переміщуються вздовж лопатей з відносною швидкістю w . Абсолютна швидкість руху рідини c дорівнює геометричній сумі швидкостей $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$, що утворює паралелограм швидкостей (рис. 7.6).

Відносна швидкість w спрямована по дотичній до лопатевої поверхні у певній точці. Колова швидкість u спрямована по дотичній до кола, на якому розташована ця точка.

$c_r = c \cdot \sin \alpha$ – радіальна складова абсолютної швидкості (меридіональна швидкість);

$c_u = c \cdot \cos \alpha$ – колова складова абсолютної швидкості;

α – кут між абсолютною швидкістю c та дотичною до окружності;

β – кут між відносною швидкістю w та дотичною.

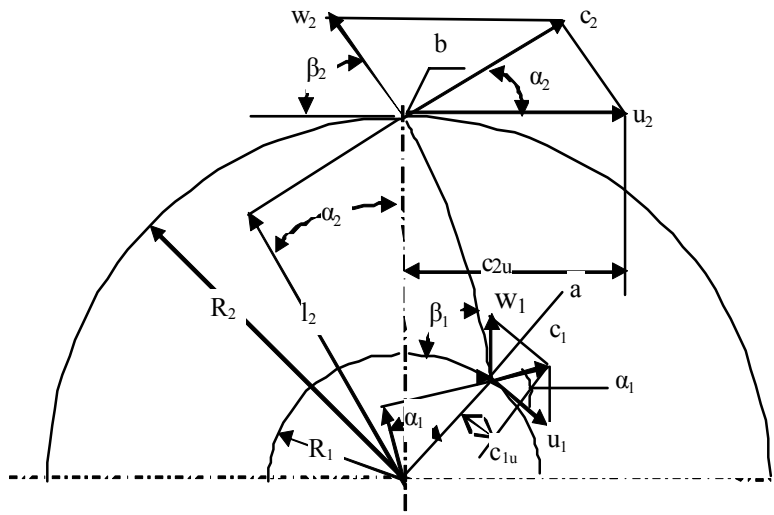


Рис. 7.6. Діаграма швидкості руху рідини на вході в колесо та на виході з нього (до виводу основного рівняння насоса).

Індекс $_1$ прийнято для визначення швидкостей та кутів на вході в робоче колесо, індекс $_2$ — на виході з нього.

Колова швидкість робочого колеса u_2 (на виході) визначається з рівняння

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \text{ м/с}; \quad (7.1)$$

де: D_2 – діаметр робочого колеса, м; n – число обертів за хвилину, хв.^{-1} .

Радіальна складова абсолютної швидкості визначається з рівняння

$$c_{2r} = \frac{Q_T}{\omega} = \frac{Q_T}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi_2} \text{ м/с}; \quad (7.2)$$

де: Q_T – теоретичні витрати рідини, яка протікає через колесо, $\text{м}^3/\text{с}$; ω – живий переріз на виході, м^2 ; b_2 – ширина робочого колеса на виході, м^2 ; ψ_2 – коефіцієнт щільності потоку на виході; величина ψ_2 варіює від 0,9 для малих насосів до 0,95 – для великих.

Якщо величини c_{2r} , u_2 та β_2 відомі, то це дає можливість побудувати паралелограм швидкостей на виході з робочого колеса, а c_{1r} , u_1 та β_1 – на вході. Абсолютна швидкість на вході c_{1r} , для більшості насосів за умов безударного входу при $\alpha = 90^\circ$ дорівнює 0 ($c_{1r} = 0$). Коефіцієнт ψ_1 може бути прийнятим від 0,75 для малих насосів до 0,83 – для великих.

7.1.1.3. Основне рівняння відцентрових насосів

При одержанні основного рівняння відцентрових насосів було прийнято, що робота, яку вони здійснюють, відбувається без гідравлічних втрат, а робоче колесо має нескінченно велику кількість лопатей. Таке припущення дає можливість вважати, що потік, який протікає через колесо, складається з елементарних струминок, з формою, відповідною до форми міжлопатевого каналу. При цьому швидкості у всіх точках циліндричної поверхні певного радіусу однакові.

На рис. 7.6 наведено діаграму руху частинки рідини у міжлопатевих каналах робочого колеса від точки a на вході до точки b на виході. Розташування цих точок визначається величиною кутів β_1 та β_2 відповідно до розташування початкового та кінцевого елементів лопатей на вході та виході.

З паралелограмів швидкостей (рис. 7.6) можна бачити, що момент швидкості на виході з робочого колеса більший за момент швидкості на вході:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot R_2 > c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot R_1 \quad (7.3)$$

Таким чином, момент кількості руху рідини при проходженні її через колесо під динамічною дією лопатей збільшується, тобто колесо закручує потік рідини відносно осі свого обертання. Відповідно до рівняння моментів кількості руху для усталеного руху рідини, різниця моментів кількості руху рідини, що виходить з робочого каналу та входить до нього за одиницю часу, дорівнює моменту зовнішніх сил, з якими робоче колесо діє на рідину.

$$M = Q_k \cdot \rho (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot R_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot R_1) \quad (7.4)$$

де Q_k – витрати рідини через робоче колесо.

Якщо помножити обидві частини цього рівняння на кутову швидкість робочого колеса w , то добуток Mw виражатиме секундну роботу дії колеса на рідину, що через нього протікає. Ця робота дорівнює енергії, що передається рідині за одиницю часу, або гідравлічній потужності.

$$Mw = H_T \cdot Q_k \cdot \rho \cdot g \quad (7.5)$$

Враховуючи, що $R_1 w = u_1$ та $R_2 w = u_2$ – колові швидкості робочого колеса на вході та виході, а $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{u2}$ та $c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u1}$ – колові складові абсолютних швидкостей рідини на виході з робочого колеса та вході, отримаємо вираз для теоретичного напору насоса

$$H_T = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g} \quad (7.6)$$

Теоретичний напір насоса є завжди більшим за дійсний через гідравлічні втрати у його внутрішніх каналах.

Якщо рідина підводиться до насоса без закрутки ($c_{u1} = 0$),

$$H_T = \frac{c_{u2} \cdot u_2}{g} \quad (7.7)$$

Орієнтовно визначити напір насоса можна через діаметр робочого колеса та число обертів

$$H = \alpha \cdot \frac{u_2^2}{n} \text{ м}, \quad (7.8)$$

де α – коефіцієнт напору, що визначається на підставі експериментальних даних; для насосів зі спрямовуючим апаратом α

= 0,45 – 0,55, для насосів зі спіральним відводом без спрямовуючого апарату $\alpha = 0,35 – 0,5$.

Теоретична продуктивність робочого колеса насоса без урахування ущільнення лопатями та побічних витоків

$$Q_T = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2r}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (7.9)$$

Корисна продуктивність насоса

$$Q = Q_T \cdot \eta_o \quad (7.10)$$

де η_o – об'ємний к.к.д. насоса.

7.1.1.4. Робочі характеристики відцентрових насосів

Робочими характеристиками насоса є залежності напору, потужності та к.к.д., а також допустимої вакууметричної висоти всмоктування від подачі при сталій частоті обертання робочого колеса: $H = f(Q)$; $N = f(Q)$; $\eta = f(Q)$. Ці характеристики можна побудувати лише за результатами випробувань насоса.

Енергетичні параметри насоса пов'язані залежністю:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}; \quad (7.11)$$

де: N – потужність, що використовується насосом, кВт; ρ – густина рідини (гідросуміші), кг/м³; Q – подача, м³/с, м³/год.; H – напір, м; η – коефіцієнт корисної дії, %.

Напір насоса – це віднесена до одиниці ваги корисна механічна робота, що передається насосом переміщуваній рідині, або різниця енергій одиниці маси рідини в перерізі потоку після насоса і перед ним. Тобто

$$H = E_2 - E_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (7.12)$$

де: E_2 та E_1 – питома енергія рідини на виході з насоса та на вході в насос, Дж/кг;

$$E_2 = \frac{P_2}{\rho} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}; \quad E_1 = \frac{P_1}{\rho} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g};$$

P_2 та P_1 – тиск на виході та на вході в насос відповідно, Па; z_2 та z_1 – відстань від площини порівняння до перерізів (геодезична висота), м; c_2 та c_1 – швидкість руху рідини відповідно на виході з насоса та на вході в насос, м/с.

Напір, що визначається за рівнянням (7.12), можна розділити на статичний – приріст питомої потенціальної енергії рідини в насосі

$$H_{ст.} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + (z_2 - z_1) \quad (7.13)$$

та динамічний – приріст питомої кінетичної енергії рідини в насосі (швидкісний напір)

$$H_{дин.} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (7.14)$$

Різниця між потужністю, що надходить до насоса від двигуна (споживана потужність N), та потужністю всіх втрат у насосі (ΔN) є корисною потужністю насоса – приростом енергії рідини в насосі за одиницю часу (N_k).

$$N_k = G \cdot H = \gamma \cdot Q \cdot H = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{10^3}, \text{ кВт} \quad (7.15)$$

де G – масова подача, кг/с; γ – питома вага рідини, Н/м³.

7.1.1.5. Втрати енергії в насосі

Втрати енергії в насосі характеризуються коефіцієнтом корисної дії, який дорівнює відношенню корисної потужності до споживаної потужності

$$\eta = \frac{N_k}{N}; \quad (7.16)$$

Втрати потужності в насосах поділяють на гідравлічні – N_z , об'ємні – N_o та механічні – N_m і характеризують відповідними коефіцієнтами корисної дії: η_g , η_o та η_m .

Гідравлічні втрати – це енергія потоку рідини, що витрачається на подолання всіх гідравлічних опорів $\Sigma \xi_n$ при русі потоку у проточних каналах насоса. Гідравлічні втрати складаються з втрат на тертя при русі рідини в каналах проточної частини насоса та втрат на вихороутворення, що пов'язані з відривом потоку при обтіканні робочих органів насоса (в тому числі втрат на удар та дифузійних втрат). Виникнення вихрових ударних втрат залежить від відривного обтікання вхідних ребер лопатей

колеса. Гідравлічний к.к.д., яким оцінюють гідравлічні втрати, що мають місце при всіх режимах роботи насоса,

$$\eta_z = \frac{H}{H_T} = \frac{H_T - \sum \xi_n}{H_T} = 1 - \frac{\sum \xi_n}{H_T}. \quad (7.17)$$

У сучасних конструкціях насосів $\eta_r = 0,9 - 0,95$.

Об'ємні втрати обумовлені протіканням рідини через зазори в ущільненнях, сальниках та урівноваженням осьової сили. Ерозійна та корозійна дія шахтних вод і гідросумішей на деталі насосів зумовлює зростання об'ємних втрат внаслідок збільшення зазорів між корпусом та робочим колесом, зношування щілинних та сальникових ущільнень та розвантажувальних пристроїв. Визначає ці втрати об'ємний к.к.д.

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + Q_e}, \quad (7.18)$$

де Q_e – об'ємні втрати, м³/с.

$$Q_e = \mu \cdot \pi \cdot D_i \cdot b \cdot \sqrt{2g \cdot H_i}, \quad (7.19)$$

де: μ — коефіцієнт витрат; D_i – діаметр ущільнення; b – радіальний зазор; H_i – напір перед ущільненням.

Об'єм витoku Q_e залежить у відцентрових насосах від конструкції ущільнень, якості виготовлення та рівня обслуговування. Оскільки зазор ущільнень у малих та великих насосах є однаковим, то в геометрично подібних насосах обсяг потоку буде тим меншим, чим більший насос. Таким чином, загальний к.к.д. насоса збільшується із збільшенням його розмірів.

Коефіцієнт витрат залежить, головним чином, від в'язкості транспортованої рідини. При транспортуванні гідросумішей, тверда фаза яких представлена крупнозернистим матеріалом, в'язкість не буде відрізнятися від в'язкості несучої рідини. Але у випадку транспортування дрібного матеріалу або водовугільних суспензій, зокрема, підвищеної концентрації, вплив в'язкості стає помітним.

У будь-якому випадку основним завданням при створенні або експлуатації насосів, що перекачують гідросуміші або забруднені (зашламлені) шахтні води, є розробка технічних рішень, які забезпечують мінімальне зношування ущільнень і, таким чином, зменшення об'ємних втрат. Такими рішеннями мо-

жуть бути застосування зносостійких матеріалів, самопритисних ущільнень або зменшення тиску перед ними.

Звичайно величина об'ємного к.к.д. дорівнює 0,95 – 0,98. При перекачуванні гідросуміші на втрати, спричинені потоками, використовується до 6 – 8 % споживаної потужності.

До механічних втрат відносять втрати на тертя у підшипниках, сальниках, а також на тертя робочого колеса об рідину (дискове тертя). Сума цих втрат в середніх умовах насосів, що перекачують гідросуміші, складає 5-7% від споживаної потужності. У загальному випадку η_m відцентрових насосів дорівнює 0,9-0,97.

$$\eta_m = \frac{N - N_{\text{мер.}}}{N} = 1 - \frac{N_{\text{мер.}}}{N}. \quad (7.20)$$

Механічні втрати на дискове тертя є найбільш суттєвими для відцентрових насосів, які транспортують тверді матеріали, оскільки величина цих втрат прямо пропорційна густині гідросуміші, яку перекачують,

$$N_m = \beta \cdot \rho_m \cdot w^3 \cdot D^5 \left(1 + 5 \frac{b_2}{D_2} \right), \quad (7.21)$$

де: β – коефіцієнт, що залежить від числа Рейнольдса, ступеня шорсткості стінок та діаметра робочого колеса; ρ_m – густина гідросуміші; D – діаметр робочого колеса; b – ширина робочого колеса по колу; w – кутова швидкість робочого колеса.

Як видно з рівняння (7.21), потужність, що витрачається на подолання механічних опорів, буде тим більшою, чим більша густина гідросуміші та діаметр робочого колеса. Це, проте, зовсім не означає, що можна зменшити механічні втрати шляхом зменшення діаметра робочого колеса та збільшення числа обертів насоса, оскільки в цьому випадку збільшиться гідроабразивне зношування.

Якщо втрати в сальниках певною мірою залежать від виду транспортованого середовища, то втрати у підшипниках як для води, так і для гідросумішей можна вважати однаковими. Механічні втрати в сальниках збільшуються пропорційно до другого ступеня частоти обертання насоса та складають 0,2-0,5% від потужності електродвигуна. Втрати потужності у підшипниках ко-

чення, що складають 0,15-0,20% від потужності електродвигуна, збільшуються до 0,75% при збільшенні частоти обертання насоса.

Таким чином, повний к.к.д. насоса, який характеризує ступінь досконалості його конструкції в гідравлічному та механічному аспектах,

$$\eta = \eta_c \cdot \eta_0 \cdot \eta_m \quad (7.22)$$

У сучасних конструкціях відцентрових насосів для чистої води величина гідравлічного к.к.д. складає $\eta_r = 0,9-0,95$, об'ємного $\eta_0 = 0,95-0,98$ і механічного $\eta_m = 0,9-0,97$.

Величина повного к.к.д. відцентрових насосів змінюється у залежності від продуктивності (подачі). Максимальна величина повного к.к.д. характеризує великі насоси, що перекачують воду.

Знаючи характеристики насоса, можна підрахувати потужність приводного двигуна, яка при з'єднанні валів за допомогою муфти визначається як

$$N_{\text{дв.}} = kN = \frac{k \cdot \gamma \cdot Q \cdot H}{102 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (7.23)$$

де k – коефіцієнт запасу потужності двигуна, який рекомендовано приймати: при потужності до 2 кВт – $k = 1,5$; 2–5 кВт – $k = 1,5-1,25$; 5–50 кВт – $k = 1,25-1,15$; 50–100 кВт – $k = 1,15-1,08$; вище 100 кВт – $k = 1,05$.

При ремінній передачі “двигун – насос” або редукторі

$$N_{\text{дв.}} = k \cdot \frac{N}{\eta_{\text{пр.}}} \text{ кВт, де } \eta_{\text{пр.}} - \text{к.к.д. привода.}$$

7.1.1.6. Коефіцієнт швидкохідності

Коефіцієнт швидкохідності n_s характеризує к.к.д., конфігурацію проточної частини, співвідношення геометричних розмірів та визначає тип характеристики насосів. Чисельно він дорівнює числу обертів одиничного (модельного) насоса при напорі 1 м, споживаній потужності 736 Вт при найбільших к.к.д. та подачі. Для насосів, що перекачують гідросуміші,

$$n_s = 3,65n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (7.24)$$

Швидкохідність змінюється пропорційно частоті обертання насоса та зумовлює зниження габаритів, маси насоса та приводного двигуна. Із збільшенням n_s характеристика $Q - H$ стає більш крутоспадною, крива $Q - \eta$ має найбільший діапазон високих значень к.к.д., а всмоктувальна здатність знижується.

Із зменшенням n_s зростають втрати на тертя диску та щілинні втрати. Підвищений напір обумовлює необхідність підвищення частоти обертів насоса або збільшення діаметра робочого колеса, що викликає збільшення втрат на тертя диску та габаритів насоса. Для ґрунтових насосів коефіцієнт швидкохідності знаходиться у межах 60–120.

7.1.1.7. Кавітація

У загальному випадку кавітація – це утворення порожнин всередині рідини, тобто порушення її суцільності під час руху відносно інших тіл, що виникає в результаті зниження місцевого гідродинамічного тиску або при збільшенні швидкості потоку (гідродинамічна кавітація), або при проходженні акустичної хвилі великої інтенсивності під час півперіоду розрідження (акустична кавітація).

Виникнення кавітації пов'язане з утворенням розривів суцільності в потоці рідини, коли тиск знижується до значення тиску насиченої пари за даною температурою. З рідини виділяються частково розчинені в ній гази й повітря у вигляді бульбашок, які при зіткненні з поверхнею лопатей робочого колеса насоса стискаються до високого тиску та швидко розпадаються. В результаті виникають гідравлічні удари, що призводить до пошкодження металу. Кавітаційного руйнування в різній мірі зазнають усі метали. Але найбільш стійкими є нержавіюча сталь та алюмінієва бронза.

У відцентрових насосах та вуглесосах кавітація призводить до руйнування робочих коліс та спрямовуючих апаратів, зниження робочих характеристик. Місцеве зниження тиску виникає із збільшенням швидкості обтікання профілю лопатей, особливо при різких поворотах струменя. У всмоктувальній системі до кавітації призводить збільшення висоти всмоктування понад допустиму.

Явище кавітації у насосах можна усунути шляхом правильного вибору геометричної висоти всмоктування, максимального зниження гідравлічного опору у всмоктувальному трубопроводі та підтримання в ньому тиску, при якому кавітація не відбувається.

7.1.1.8. Допустима висота всмоктування

Геометрична висота всмоктування $H_{вс}$ – різниця позначок від осі насоса до вільного рівня рідини у резервуарі (водозбірнику, водоймищі), з якого вона забирається. Нормальна робота насосної установки забезпечується за умови

$$H_{вас. доп.} \geq \frac{P_a}{\rho \cdot g \cdot \pm H_{вс.} - P_n - h_f - \lambda \cdot \frac{c_1^2}{2g} - \Delta h_{вс. макс.}}, \quad (7.25)$$

де: h_f – втрати напору у всмоктувальному трубопроводі, м; λ – коефіцієнт опору руху рідини в трубопроводі; c_1 – абсолютна швидкість входу рідини на лопаті, м/с; $\Delta h_{вс. макс.}$ – динамічне падіння тиску на вході потоку рідини на лопаті робочого колеса, м.

$$\Delta h_{вс. макс.} = 10 \left(n \frac{\sqrt{Q}}{C} \right)^4 \quad (7.26)$$

де: Q – подача, м³/с; C – критерій Руднева, що характеризує стійкість насоса до кавітаційних явищ (критерій кавітаційної подібності насоса). З формули (7.26) маємо

$$C = 5,62n \cdot \sqrt{\frac{Q}{\Delta h_{вс. макс.}^{\frac{3}{4}}}} \quad (7.27)$$

Допустима висота всмоктування з урахуванням коефіцієнта кавітації та швидкохідності

$$H_{пр.} = \frac{P_a}{\rho \cdot g} - \sigma \cdot H_k. \quad (7.28)$$

Таблиця 7.1. – Величина коефіцієнта σ у залежності

від коефіцієнта швидкохідності					
n_s	80	100	200	300	400
σ	0,04	0,08	0,1	0,17	0,21

Кавітаційний запас насоса – запас питомої енергії при вході в насос, необхідний для запобігання кавітації. Залежить від конструкції насоса, режиму роботи та частоти обертів

$$\Delta h_{\text{вс. max.}} = \lambda \frac{C_1^2}{2g} + h_f. \quad (7.29)$$

Максимально допустима вакуумметрична висота всмоктування визначається при заводських випробуваннях та орієнтовно дорівнює

$$H_{\text{вак. доп.}} = 0,8H_{\text{вс.}} \quad (7.30)$$

При негативній висоті всмоктування мінімальна висота підпору над центром насоса

$$H_{\text{під. мин.}} = K \cdot \Delta h_{\text{вс. max.}} + a \cdot Q^2 - \frac{P_a - P_n}{\rho \cdot g}. \quad (7.31)$$

7.1.1.9. Робочі характеристики відцентрових насосів

Виготовлені на заводі насоси піддають випробуванням, під час яких визначають залежності напору, споживаної потужності та к.к.д. від продуктивності. Ці залежності подають у вигляді т. зв. графічних характеристик (рис. 7.7).

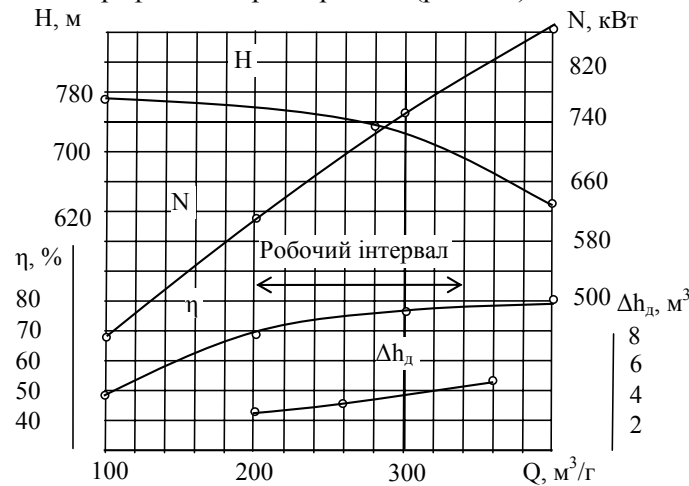


Рис. 7.7. Характеристики насоса ЦНСШ 300-720.

Таблиця 7.2. – Основні параметри насосів ЦНСШ 300
у номінальному режимі

Типороз- мір насоса	n , хв. ⁻¹	Q , м ³ /Г	H , м	N_B , кВт	К.К.Д., %	$H_{\text{вак.}}$, м	$N_{\text{дв.}}$, кВт	Ресурс до капремонту, годин
ЦНСШ 300-800	1480	300	800	825	79	6,5	1000	12500
300-720			720	750	78		800	
300-650			650	675	78		800	
300-570			570	600	77		630	
300-500			500	525	77		630	
300-430			430	450	76		500	
300-360			360	375	76		500	
300-290			290	300	75		400	
300-210			210	225	75		315	
300-140			140	150	74		200	

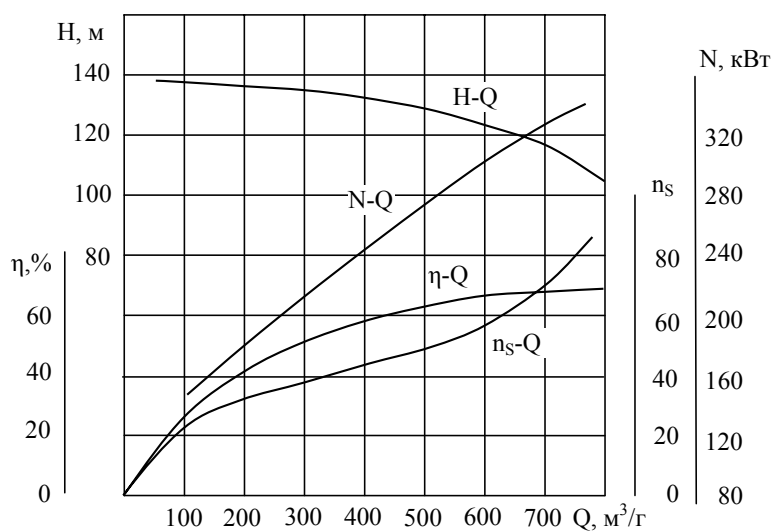


Рис. 7.8. Робочі характеристики вуглесоса
НУ 450-120 при $n = 1450$ хв.⁻¹

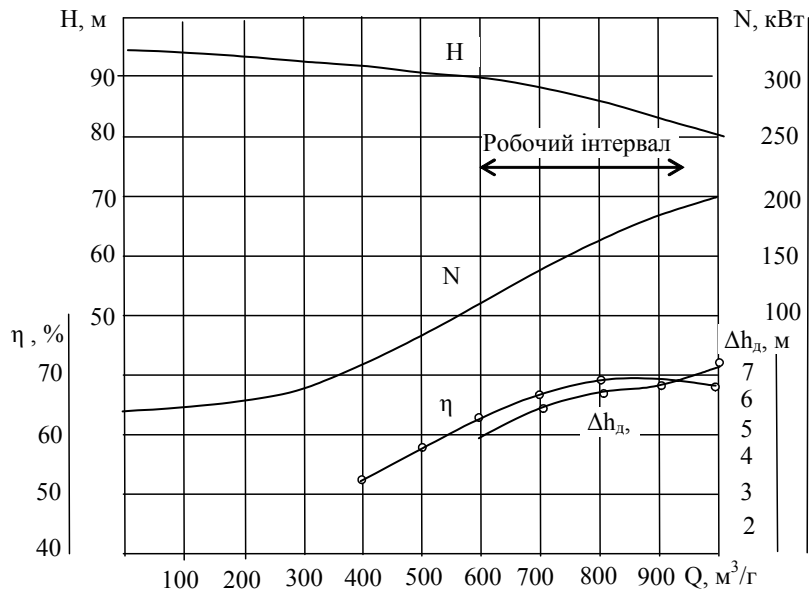


Рис. 7.9. Робоча характеристика вуглесоса 12У10М при $n = 1485 \text{ хв.}^{-1}$

7.1.1.10. Регулювання подачі відцентрових насосів

Робота промислових гідротранспортних систем передбачає необхідність зміни як короткочасно, так і на довгий період режимів роботи шляхом регулювання продуктивності. Найбільш придатним методом такого регулювання є зміна числа обертів ротора та обрізка (зменшення діаметра) робочих коліс відцентрових насосів. Це дозволяє змінювати параметри насоса, що видно з наступних залежностей

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}; \quad (7.32)$$

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad (7.33)$$

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3; \quad (7.34)$$

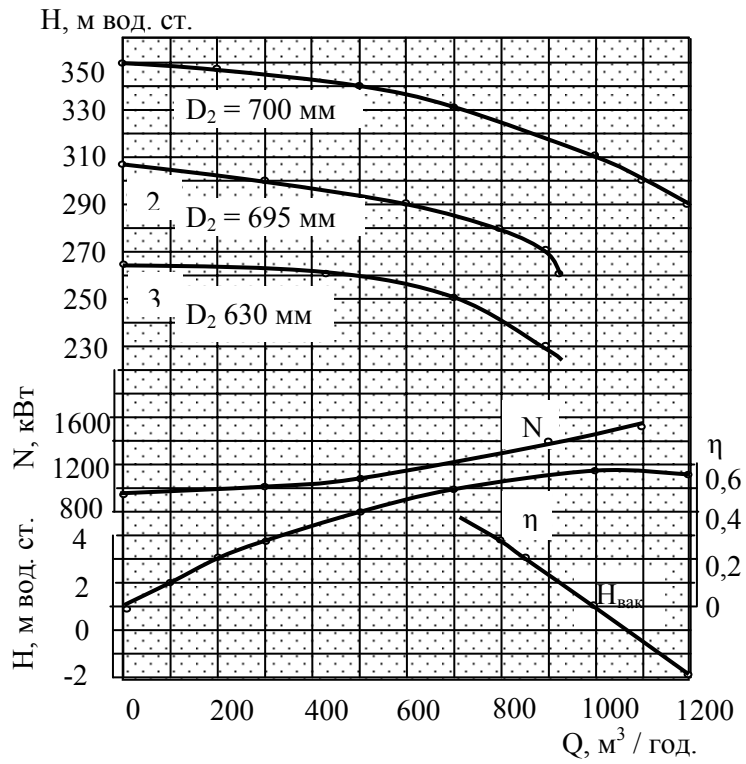


Рис. 7.10. Характеристики вуглесоса 12У6.

$$\frac{Q^x}{Q} = \left(\frac{D^x}{D} \right)^{1,6}; \quad (7.35)$$

$$\frac{H^x}{H} = \left(\frac{D^x}{D} \right)^{2,5}; \quad (7.36)$$

$$\frac{N^x}{N} = \left(\frac{D^x}{D} \right)^4. \quad (7.37)$$

Індекси 1 та 2 визначають параметри насоса до та після зміни числа обертів; індекси x визначають параметри після обрізки робочого колеса.

Для геометрично подібних коліс ґрунтових насосів при переході від модельного до натурального насоса Б.М.Шкундіним рекомендовано такі залежності:

$$H = H_m \cdot \left(\frac{n}{n_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^2; \quad (7.38)$$

$$Q = Q_m \cdot \left(\frac{n}{n_m}\right) \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^3; \quad (7.39)$$

$$N = N_m \cdot \left(\frac{n}{n_m}\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{D_m}\right)^5. \quad (7.40)$$

У випадку обрізки або наплавки лопатей

$$\frac{H_{обр.}}{H_n} = \left(\frac{D_{2обр.}}{D_{2н}}\right)^{mH}; \quad (7.41)$$

$$\frac{Q_{обр.}}{Q_n} = \left(\frac{D_{2обр.}}{D_{2н}}\right)^{mQ}; \quad (7.42)$$

$$\frac{N_{обр.}}{N_n} = \left(\frac{D_{2обр.}}{D_{2н}}\right)^{mN}. \quad (7.43)$$

Показник степеня у цих формулах залежить від кількості лопатей (табл. 7.3).

Таблиця 7.3. – Коефіцієнти для перерахунку характеристик ґрунтових насосів

Число лопатей	mH	mQ	mN
2	2,30	1,60	3,68
3	2,63	1,70	4,33
4	2,46	1,57	3,90

Для трилопатевого насоса зменшення діаметра не повинно перевищувати 12 %, для чотирилопатевого – 15 %.

7.1.1.11. Перерахунок характеристик відцентрових насосів

Заводи, які виготовляють насоси, одержують їхні характеристики за результатами випробувань на чистій воді. Тому при виборі насосів для використання в гідротранспортних системах необхідно перерахувати ці характеристики з води на гідросуміш, що здійснюється за допомогою таких залежностей.

$$H_m = H_0 \cdot k_H \cdot (1 + aS), \text{ м вод. ст.} \quad (7.44)$$

де: H_m та H_0 — напір насоса при роботі на гідросуміші та на воді, відповідно; k_H — безрозмірний коефіцієнт, що залежить від концентрації гідросуміші і визначається експериментально, $k_H = 1 - 0,6 S$; S — об'ємна концентрація гідросуміші в частках одиниці; $a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0}$.

$$N_m = k_N \cdot N_0 \cdot (1 + aS), \text{ кВт;} \quad (7.45)$$

$$Q_m = k_Q \cdot Q_0, \text{ м}^3/\text{год;} \quad (7.46)$$

$$k_Q = k_\rho \cdot k_H;$$

$$\eta_m = \eta_0 \cdot k_\eta; \quad (7.47)$$

$$k_\eta = 1 - 0,2S.$$

Експериментально визначені величини коефіцієнтів для перерахунку характеристик відцентрових вугільних насосів з води на гідросуміш при транспортуванні вугілля крупністю 0 – 3 мм наведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4. – Коефіцієнти для перерахунку характеристик вуглесосів

Об'ємна концентрація гідросуміші S	k_N	k_η	k_ρ	k_H	k_Q
0,05	0,999	0,99	1,05	1,00	0,995
0,10	0,995	0,98	1,10	0,94	0,940
0,15	0,990	0,97	1,15	0,91	0,920
0,20	0,983	0,96	1,20	0,88	0,895
0,25	0,975	0,95	1,25	0,85	0,870
0,30	0,964	0,94	1,30	0,83	0,845
0,35	0,954	0,93	1,35	0,79	0,831
0,40	0,951	0,92	1,40	0,76	0,825
0,45	0,950	0,91	1,45	0,73	0,820
0,50	0,949	0,90	1,50	0,70	0,810

Перерахунок вакууметричної висоти всмоктування вуглеса при роботі на гідросуміші

$$H_{\text{вак.т}} = H_{\text{вак.0}} \cdot (1 + aS) \cdot n + H_a \cdot \frac{\rho_m - \rho_0}{\rho_0}, \text{ м вод. ст.} \quad (7.48)$$

де H_a – атмосферний тиск в м вод. ст.

Стійка робота гідротранспортної системи вимагає, щоб вакууметрична висота всмоктування відцентрового насоса $H_{\text{вак}}$ була більшою за необхідну розрахункову висоту на величину кавітаційного запасу Δh

$$\Delta h = H_{\text{вак.}} \cdot \frac{P_{\sigma} - P_n}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}, \text{ м вод. ст.} \quad (7.49)$$

де: P_{σ} – абсолютний (барометричний) тиск на вході в насос, Н/м²; P_n – пружність пари транспортованої рідини, Н/м².

Таблиця 7.5. – Атмосферний тиск

Висота над рівнем моря, м	- 600	- 200	0	+ 100	+ 500	+ 1000	+ 2000
Атмосферний тиск, м вод. ст.	11,3	10,6	10,3	10,2	9,7	9,2	8,1

Таблиця 7.6. – Пружність водяної пари у залежності від температури

t, °C	0	10	15	20	25	30	35	40	45
$P_n, 10^5 \text{ Н/м}^2$	0,006	0,012	0,017	0,024	0,032	0,043	0,057	0,075	0,098

Геодезична висота всмоктування, що створюється вуглесосом,

$$H_0^z = H_a - \frac{(n \cdot \sqrt{Q})^4}{C} \cdot 10 \text{ м вод. ст.} \quad (7.50)$$

де: n – частота обертання вала вуглеса, хв.⁻¹; Q – подача вуглеса, м³/год.; C – коефіцієнт кавітації, що пов'язаний з коефіцієнтом швидкохідності n_s такими співвідношеннями:

Коефіцієнт швидкохідності	50–70	70–80	80–150	150–200
Коефіцієнт кавітації	600–750	800	800–1000	1000–1200

$$H_{\text{см.}}^z = H_a - \varphi \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^4 \cdot 10, \text{ м вод. ст.}, \quad (7.51)$$

де ϕ – коефіцієнт кавітаційного запасу, що залежить від концентрації гідросуміші та коефіцієнта швидкохідності n_s (табл. 7.7).

Таблиця 7.7. – Коефіцієнт кавітаційного запасу

Об'ємна концентрація гідросуміші, S	Коефіцієнт швидкохідності					
	70	80	90	100	110	120
0,1	2,50	2,19	1,91	1,72	1,59	1,44
0,2	2,54	2,23	1,95	1,76	1,62	1,47
0,3	2,59	2,27	1,99	1,80	1,65	1,50
0,4	2,64	2,32	2,03	1,84	1,68	1,53
0,5	2,80	2,45	2,15	1,95	1,78	1,66

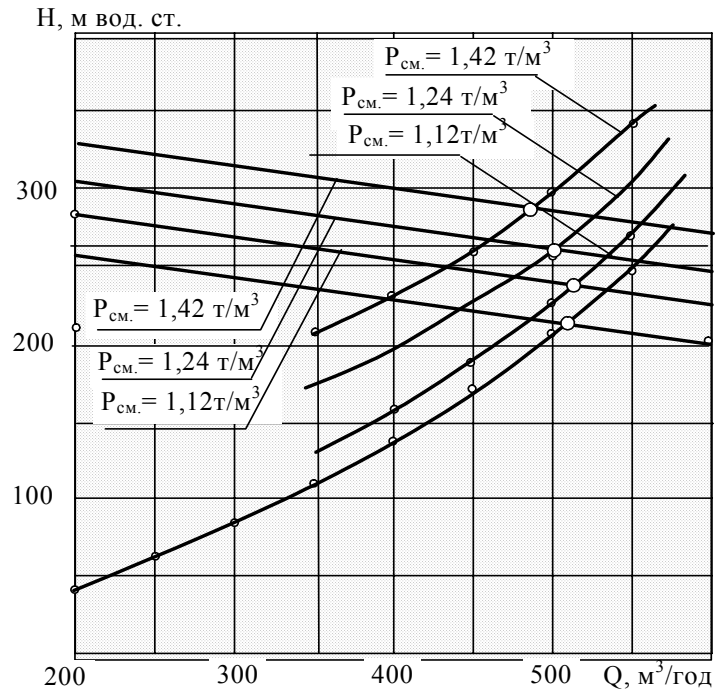


Рис. 7.11. Робочий режим насоса та трубопроводу при різній густині гідросуміші (два послідовно працюючих вуглесоси 10У4 на трутрудопровод з внутрішнім діаметром 200 мм).

Коефіцієнт швидкохідності може бути визначений за формулою (7.24).

Для визначення зони режимів роботи гідротранспортної системи (установки) в умовах змінних концентрацій гідросуміші необхідно побудувати два сімейства кривих: одне $H = \varphi(Q, S)$, що виражає напірно-витратні характеристики вуглесосів у залежності від подачі та концентрації гідросуміші, і друга, що виражає залежність напірної характеристики трубопроводів від цих параметрів (рис. 7.11).

На рис. 7.12 наведено характеристики $Q - H$ насоса та трубопроводу при роботі на мережу без підпору.

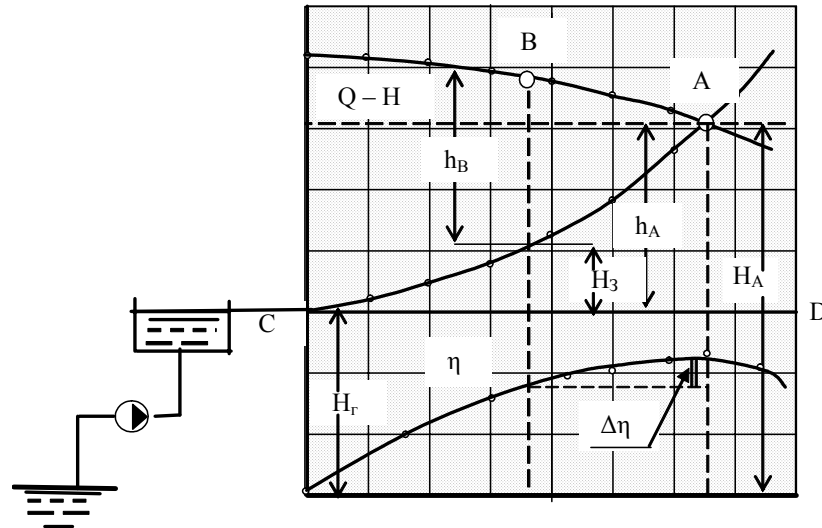


Рис. 7.12. Робота насоса на мережу трубопроводів без підпору.

Точка перетину характеристик A визначає робочий режим насоса (продуктивність Q , напір H , включаючи висоту всмоктування, потужність на валу насоса N , к.к.д., η). Якщо здійснювати регулювання насоса за допомогою засувки, то робочий режим переміститься в точку B , повний напір насоса $H_B = H_2 + h_B + h_3$ буде корисно використаним лише на величину $H_2 + h_B$, а напір h_3

витрачатиметься на подолання опору засувки. Відповідно зменшиться к.к.д. насоса.

На рис. 7.13 наведені характеристики насоса, що встановлений під заливом. Характеристика всмоктувального трубопроводу $O - E$ побудована вниз від рівня води у підпорному резервуарі. Характеристика напірного трубопроводу $C - D$ — вгору від рівня води у верхньому резервуарі. Відстань по вертикалі між кривими OE та CD визначає робочий напір, потрібний для забезпечення відповідного напору. Результатом додавання обох характеристик є крива CF , точка перетину якої з кривою $Q - H$ визначає робочий режим насоса.

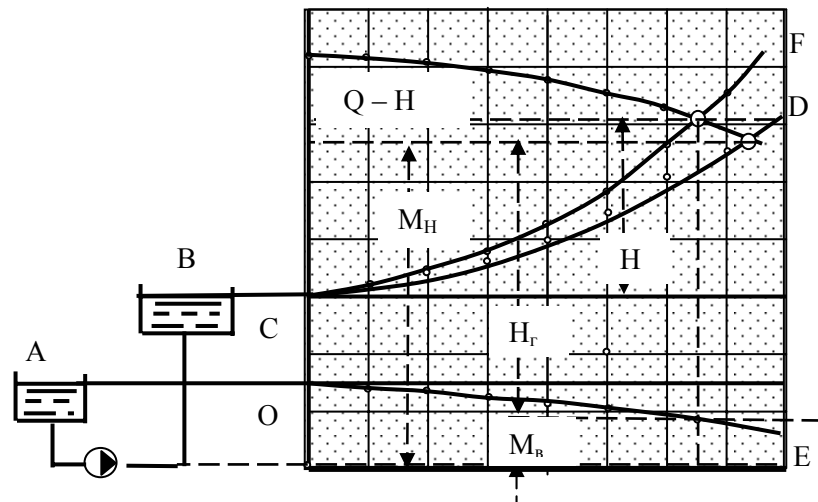


Рис. 7.13. Робота насоса під заливом на мережу трубопроводів.

Відстань по вертикалі M_e визначає покази манометра, що встановлений на всмоктувальному трубопроводі, а M_n — на напірному.

При зміні числа обертів насоса одночасно змінюються його повний напір, продуктивність, а також споживана потужність. Побудувати ряд характеристик насоса за однією характеристикою $Q - H$ можна шляхом використання формул (7.32 – 7.34) або (7.41 – 7.43).

Спосіб побудови характеристики $Q_1 - H_1$ через відому характеристику $Q - H$ наведений на рис. 7.14. На кривій $Q - H$ при числі обертів n довільно візьмемо точку A , якій відповідає подача Q_A та напір H_A . Відповідно до рівнянь 5.32 та 5.33 при числі обертів n_1 :

$$Q_1 = Q_A \cdot \frac{n_1}{n}; \quad H_1 = H_A \left(\frac{n_1}{n} \right)^2. \quad (7.52)$$

Відкладаючи значення Q_1 та H_1 , знаходимо точку A_1 , що належить до характеристики $Q_1 - H_1$ при числі обертів n_1 . Таким же чином знаходять ряд інших точок, через які проводять характеристику $Q_1 - H_1$. Аналогічно можна побудувати криву $Q_1 - N_1$.

Треба мати на увазі, що при зміні числа обертів насоса зміниться положення кривої $Q - \eta$, як це наведено на рис. 7.14.

Якщо зменшити число обертів насоса можна без будь-яких додаткових заходів, то для збільшення потрібно узгодження з заводом-виготівником.

Допустима висота всмоктування, для випадку, коли число обертів відрізняється від наведеного в каталогах, визначається за формулою

$$H_{\text{вак.}}^{\text{доп.-1.}} = 10 - \left[10 - H_{\text{вак.}}^{\text{доп.}} \left(\frac{n_1}{n} \right)^2 \right]; \quad (7.53)$$

де $H_{\text{вак.}}^{\text{доп.}}$ – допустима вакууметрична висота всмоктування за каталогом.

Визначити продуктивність $Q_{\text{обр.}}$, напір $H_{\text{обр.}}$ та потужність $N_{\text{обр.}}$ відцентрового насоса з обрізаним робочим колесом (рис. 7.15) можна, використовуючи формули (7.35 – 7.37) або (7.41 – 7.43). Для визначення к.к.д. насоса з обрізаним робочим колесом В.І.Турк рекомендує скористатися формулою, що застосовується для турбін

$$\eta_{\text{обр.}} = 1 - (1 - \eta) \cdot \left(\frac{D}{D_{\text{обр.}}} \right)^{0,45}. \quad (7.54)$$

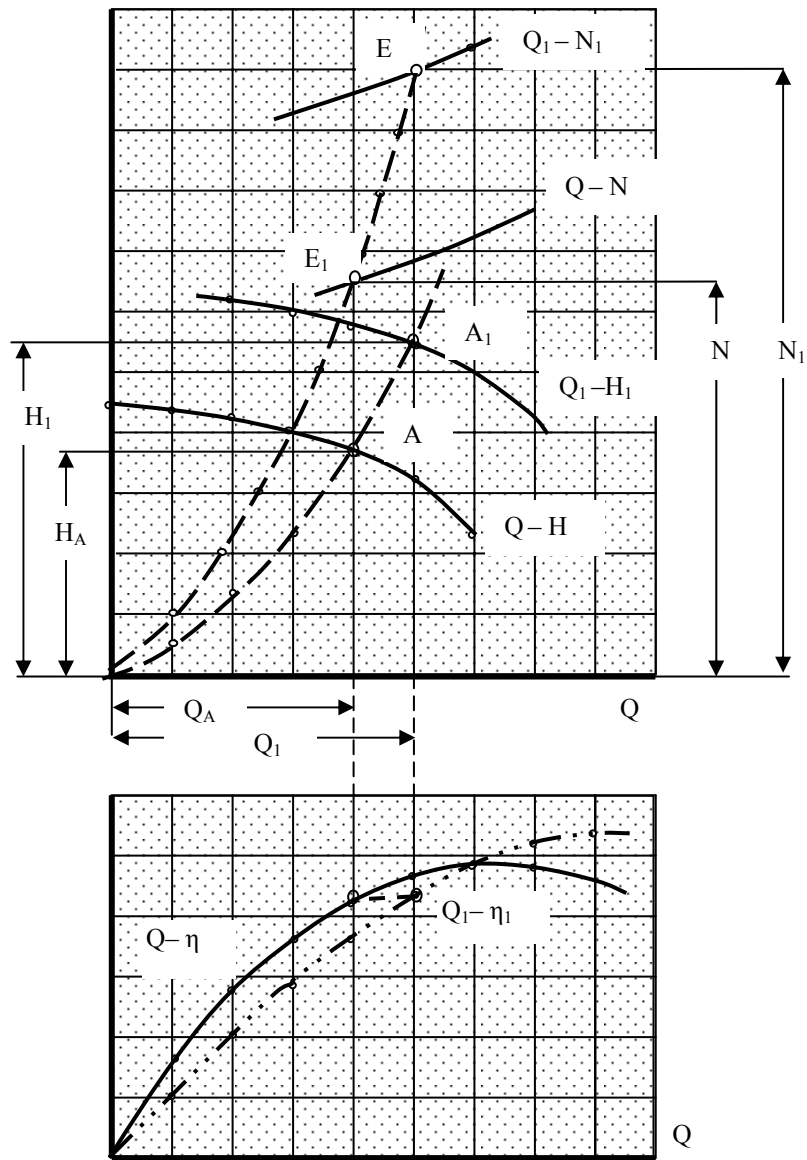


Рис. 7.14. Побудова характеристики насоса при зміні числа обертів.

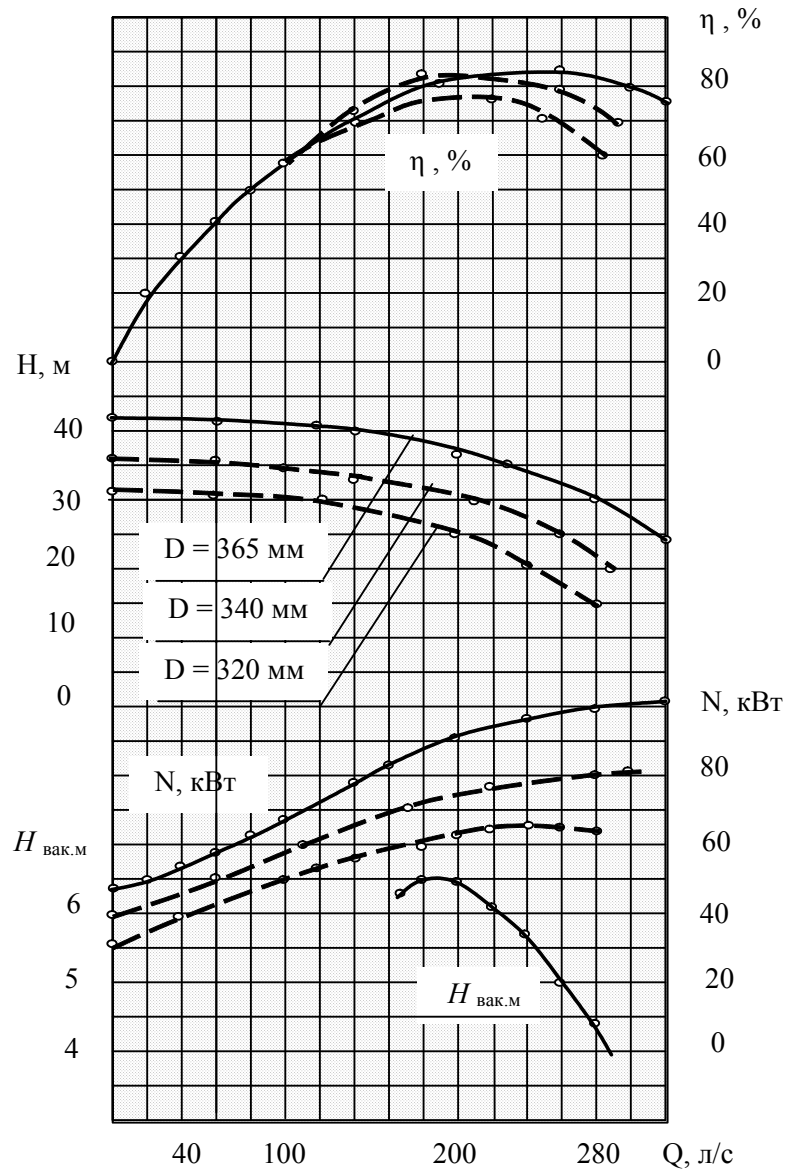


Рис. 7.15. Характеристики одноколісного відцентрового насоса до та після обрізки робочого колеса.

Практикою встановлено, що при обрізці робочих коліс відцентрових насосів к.к.д. змінюється мало, якщо вона не перевищує межі, які допускає конструкція насоса. Орієнтовно приймають зменшення к.к.д. на 1 % на кожні 10 % обрізки для насосів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 60 - 200$ та на 1 % на кожні 4 % обрізки для насосів з $n_s = 200 - 300$. Найбільш доцільним слід вважати такі межі обрізки робочих коліс у залежності від конфіцієнта швидкохідності:

n_s	Межі обрізки, %
60 – 120	15 – 20
120 – 200	11 – 15
200 – 300	7 – 11

Перевищення наведених величин призводить до зменшення к.к.д.

7.1.1.12. Паралельна робота двох відцентрових насосів з однаковими характеристиками

Для того, щоб побудувати сумарну характеристику $Q - H$ двох однакових паралельно працюючих відцентрових насосів, потрібно подвоїти абсиси характеристики одного насоса при однакових ординатах (напорах). На рис. 7.16 відрізок $ac = av + vc = 2 av$.

Так само знаходять всі інші точки сумарної характеристики $Q - H_{1+2}$. При цьому приймається, що рівень рідини у всмоктувальному резервуарі є однаковим для обох насосів. Робочу точку 1 буде отримано на перетині характеристики $Q - H_{1+2}$ з характеристикою трубопроводу $c - e$. Сумарна продуктивність двох насосів визначиться абсисою точки 1 та дорівнюватиме Q_{1+2} .

Напір H_{1+2} є однаковим для обох насосів. Продуктивність кожного насоса $Q_1 = Q_{1+2} = \frac{Q_{1+2}}{2}$.

При відключенні одного з насосів продуктивність робочого визначиться точкою 5 перетину його характеристики з характеристикою трубопроводу і складатиме Q при напорі H . Оскільки $Q_1 < Q$, то очевидно $2 Q_1 = Q_{1+2} < 2 Q$.

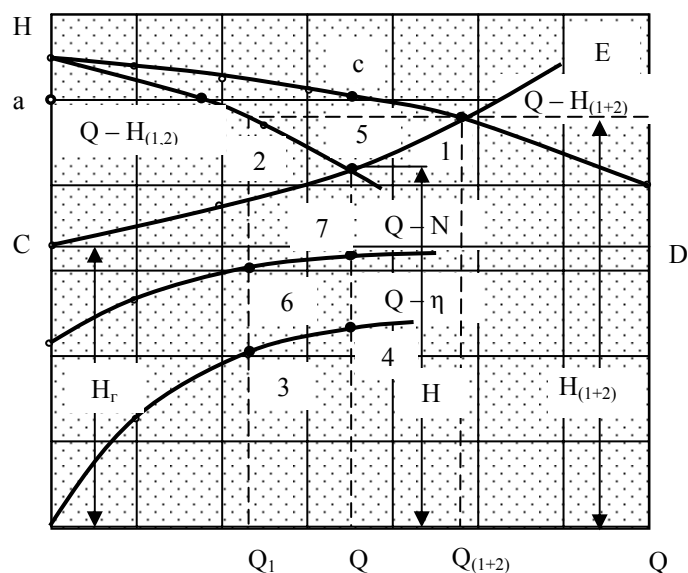


Рис. 7.16. Робочі характеристики при паралельній роботі насосів.

Інакше кажучи, сумарна подача насосів, що паралельно працюють на одну мережу, менша за сумарну їхню продуктивність при окремій роботі внаслідок збільшення втрат напору у трубопроводі при збільшенні продуктивності.

К.к.д. кожного з паралельно працюючих насосів визначається точкою 3 на перетині кривої $Q - \eta$ з перпендикуляром, що опущений з точки 2. При роботі на ту ж мережу одного насоса його к.к.д. буде більшим і визначиться ординатою точки 4 на кривій $Q - \eta$.

Потужність кожного з насосів визначається точкою 6 на перетині кривої $Q - N$ з перпендикуляром, який опущено з точки 2. При роботі одного насоса його потужність визначатиметься точкою 7 на перпендикулярі, який опущено з точки 5.

Таким чином, при підборі двох відцентрових насосів для паралельної роботи на один трубопровід необхідно прийняти кожен насос з подачею, що дорівнює половині необхідних розрахункових витрат, та напором у відповідності до суми гідравлічних опорів.

7.1.1.13. Послідовна робота двох відцентрових насосів

При послідовній роботі двох відцентрових насосів (рис. 7.17) перший насос подає рідину у всмоктувальний патрубок другого насоса, звідки рідина надходить до транспортного трубопроводу.

На графік наносимо характеристики двох однакових відцентрових насосів $Q - H_{(1,2)}$ та характеристику трубопроводу $C - E$ з геометричною висотою H_g (пряма $C - D$), h_A – втрати напіру в трубопроводі за подачею Q , H_0 – напір, що створюється одним насосом при закритій засувці.

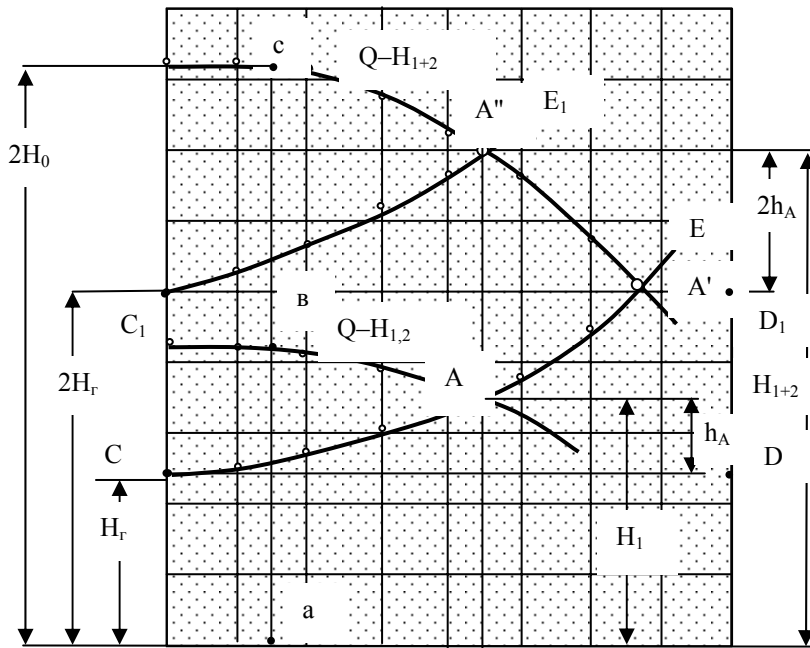


Рис. 7.17. Послідовна робота двох однакових відцентрових насосів.

Сумарна характеристика двох насосів $Q - H_{(1+2)}$ утворюється шляхом додавання (подвоєння) ординат $Q - H_{(1,2)}$ при однакових абсцисах (продуктивності). Наприклад: відрізок ac дорівнює $2av$. Напір $2H_0$ відповідає роботі двох послідовно з'єднаних насосів.

них насосів при закритій засувці. При заданій характеристиці трубопроводу (крива $C - E$) та геометричній висоті підйому H_z режим роботи одного насоса визначатиметься точкою A (подача Q_1), а двох насосів – точкою A' . Очевидно, що в цьому випадку $Q_{1+2} > Q_1$. Таким чином, через послідовне включення двох насосів можна збільшити продуктивність гідротранспортної системи при незмінному напорі H_z .

Якщо подвоїти величину H_z (пряма $C_1 - D_1$) та вдвічі збільшити довжину трубопроводу (характеристика $C_1 - E_1$, витрати напору $2h_A$), то насоси працюватимуть в точці A'' при витраті Q_1 . Повний напір дорівнюватиме $H_{(1+2)}=2H$.

Аналогічно відбувається робота двох різних послідовно з'єднаних відцентрових насосів.

Два послідовно з'єднані однакові відцентрові насоси можуть почати роботу лише якщо геометрична висота підйому менша від сумарного напору неробочого ходу $2H_z < 2H_0$. Таким чином, застосування двох послідовно з'єднаних відцентрових насосів менш вигідне, ніж використання одного з більшим напором.

7.1.2. Об'ємні насоси

Об'ємні насоси, які працюють за принципом витіснення рідини за рахунок зміни тиску, поділяють на поршневі та діафрагмові із зворотно-поступальним рухом робочого органу, роторні, гвинтові, ротаційні з обертальним рухом та безприводні – ерліфти та гідроелеватори.

7.1.2.1. Поршневі насоси

Сфера використання поршневих насосів у господарстві дещо обмежена нерівномірністю подачі рідини, значною масою, великими габаритами та утрудненим з'єднанням з швидкохідними двигунами. Вони застосовуються у випадках потреби високого напору при обмеженій продуктивності (напр., бурові насоси, що застосовуються для подачі бурових розчинів при проходці свердловин у нафтогазовій промисловості). Поршневі насоси безвідмовні у роботі та мають к.к.д на 10 – 12 % вищий, ніж відцентрові. У магістральних гідротранспортних системах поршневі насоси є основним засобом транспортування.

За родом дії поршневі насоси поділяють на насоси простої дії, насоси подвійної дії, здвоєні насоси подвійної дії та насоси диференційні. За способом приведення насоса в дію – приводні, які приводяться в рух від розташованого окремо двигуна через кривошипно-шатунний механізм; прямодіючі, у яких поршень насосного циліндра пов'язаний загальним штоком з поршнем парової або іншої машини; ручні, що приводяться в дію руками.

Основним конструктивним елементом насоса простої дії є циліндр з поршнем, що здійснює зворотно-поступальний рух. Верхня (придонна) частина циліндра має назву робочої камери, всередині якої розташовані всмоктувальний та нагнітальний клапани. До робочої камери приєднані всмоктувальний та нагнітальний трубопроводи.

Під час всмоктування до циліндра надходить рідина об'ємом

$$V = F \cdot S, \text{ м}^3, \quad (7.55)$$

де: F – площа поршня, м^2 ; S – хід поршня, м.

При зворотному ході рідина витискується у напорний трубопровід. Таким чином, за одне обертання кривошипа насос здійснює одне всмоктування та одне нагнітання.

Теоретична продуктивність насоса складає

$$Q_T = F \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{хв.}, \quad (7.56)$$

де n – число обертів кривошипа за 1 хвилину.

Дійсна подача насоса Q буде меншою за теоретичну внаслідок запізнення у закритті всмоктувальних та нагнітальних клапанів, протікання рідини через клапани, сальникові та поршневі ущільнення, а також виділення повітря з рідини.

$$Q = \eta_0 \cdot F \cdot S \cdot n \text{ м}^3/\text{хв.} = 60 \eta_0 \cdot F \cdot S \cdot n \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (7.57)$$

де η_0 – об'ємний к.к.д. насоса або коефіцієнт наповнення, величина якого залежить від розмірів насоса і звичайно знаходиться у межах 0,85 – 0,99.

Продуктивність поршневого насоса пропорційна числу ходів поршня і не залежить від напору, що він розвиває. Для того, щоб збільшити або зменшити продуктивність насоса, треба збільшити або зменшити число обертів кривошипа (число подвійних ходів поршня).

У насосах подвійної дії робочими є обидві площини поршня. Циліндр має дві пари клапанів. Продуктивність насоса

подвійної дії майже вдвічі вища за продуктивність насоса простої дії. Дійсна подача такого насоса

$$Q = \eta_0 \cdot 60 \cdot (2F - f) \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{год.}, \quad (7.58)$$

де f – площа перетину штока, м^2 ; n – число подвійних ходів за 1 хв.

Потроєний поршневий насос простої дії складається з трьох насосів простої дії, що мають загальний колінчастий вал, кривошипи якого розташовані під кутом 120° один щодо одного, що й забезпечує більшу рівномірність у роботі. Дійсна подача такого насоса

$$Q = \eta_0 \cdot 60 \cdot 3F \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (7.59)$$

Здвоєні насоси подвійної дії складаються з двох насосів, що працюють на одну загальну напірну трубу (при одній загальній всмоктувальній). Подача такого насоса

$$Q = \eta_0 \cdot 60 \cdot 4(F - f) \cdot S \cdot n, \text{ м}^3/\text{год.} \quad (7.60)$$

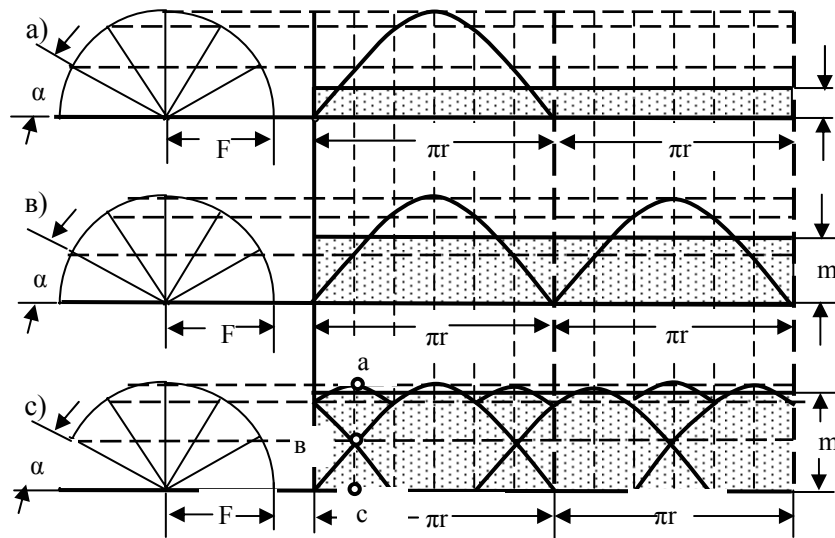


Рис. 7.18. Графіки подачі поршневих приводних насосів а – простої дії; в – подвійної дії; с – потроєного насоса.

За один оберт валу приводу поршень насоса проходить відстань $2S$. За n обертів ця відстань дорівнюватиме $2S n$. Таким чином, робоча швидкість руху поршня дорівнює

$$v_{cp.} = \frac{2S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}, \text{ м/сек.} \quad (7.61)$$

Швидкість поршня не може бути рівномірною через те, що рух йому передається кривошипно-шатунним механізмом. Вона змінюється від 0 (у «мертвих точках») до максимуму (в середньому положенні кривошипа). Такою ж нерівномірною буде й подача насоса, яка змінюється за законом синусоїди.

Згідно з теорією поршневих насосів, швидкість руху поршня, а, відповідно, і рідини визначається як $u = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$, де r – радіус кривошипа; ω – кутова швидкість обертання валу; α – кут повороту кривошипа.

Продуктивність насоса дорівнює

$$Q = F \cdot u = F \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha.$$

Ступінь нерівномірності подачі поршневого насоса ілюструється рис. 7.18, на якому наведено синусоїду залежності миттєвої подачі насоса від кута повороту кривошипа. На рис. 7.18 a площа прямокутника, побудованого на лінії $2\pi r$ висотою m , рівновеликого до площі синусоїди, визначає об'єм рідини, який подає насос за одне обертання валу у випадку рівномірної подачі. Таким чином, на наведеному графіку висота m визначає середню подачу, а максимум синусоїди – найбільшу подачу. Відношення найбільшої подачі до середньої і виражає ступінь нерівномірності подачі $\frac{Q_{max}}{Q_{cp}} = \frac{F}{m}$. Виходячи з геометричних побудов,

площа прямокутника дорівнюватиме

$$m \cdot 2\pi \cdot r = FS = F \cdot 2r, \text{ звідки } m = \frac{F}{\pi}.$$

$$\text{Отже, } \frac{Q_{max}}{Q_{cp}} = \frac{F}{F/\pi} = \pi = 3,14. \quad (7.62)$$

Таким чином, у поршневого насосі простої дії максимальна подача перевищує середню у 3,14 рази.

У поршневого насосі подвійної дії (рис. 7.18 в) рідина подається як при прямому, так і при зворотному ходах поршня, що відображається двома синусоїдами, а площа прямокутника, рівновеликого їх площі, дорівнює $2\pi \cdot r \cdot m = 2F \cdot S = 2F \cdot 2r$, звідки

$$m = \frac{2F}{\pi} \quad \text{і, отже}$$

$$\frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{F}{2F/\pi} = \frac{\pi}{2}, \quad \text{тобто найбільша подача перевищує}$$

середню у 1,57 рази.

Для потроєного поршневого насоса, що складається з трьох насосів простої дії, які об'єднані загальним приводом, сумарна крива подачі утворюється побудовою трьох синусоїд, зміщених одна відносно одної на 120° , та сумою їх ординат (рис. 7.18 с). В цьому випадку $m \cdot 2\pi \cdot r = 3F \cdot S = 3F \cdot 2r$, звідки

$$m = \frac{3F}{\pi}. \quad \text{Ступінь нерівномірності подачі}$$

$$\frac{Q_{\max}}{Q_{cp}} = \frac{F}{3F/\pi} = \frac{\pi}{3} = 1,047. \quad (7.63)$$

Тиск у поршневого насосі характеризується індикаторною діаграмою, яку отримують шляхом промислових випробувань (рис. 7.19).

Процес надходження рідини в циліндр насоса відображає лінія 4-1 при збільшенні тиску в трубопроводі (лінія 1-2) характеризує початок витіснення рідини при закритому клапані K_1 та відкритому K_2 .

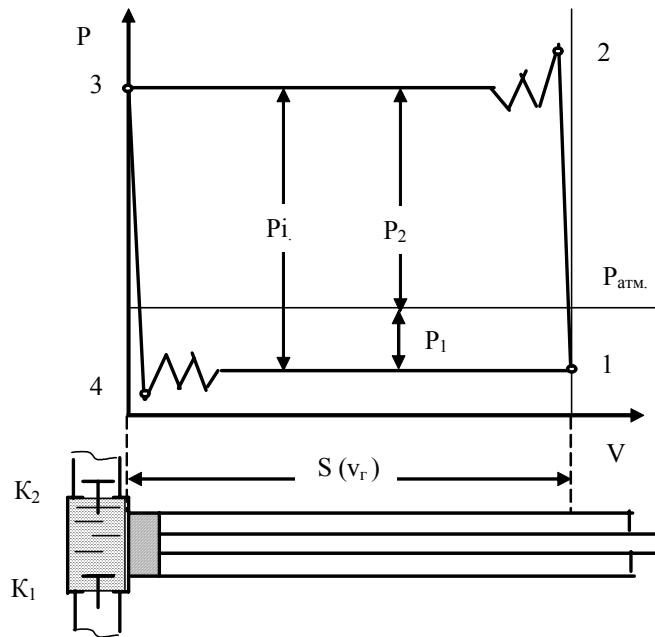


Рис. 7.19. Індикаторна діаграма поршневого насоса.

Продовження процесу витіснення рідини у нагнітальний трубопровід відбувається по лінії 2–3. Зменшення тиску (лінія 3–4) здійснюється при закритому клапані K_2 та відкритому K_1 перед початком нового циклу. Індикаторна діаграма дійсного робочого циклу відрізняється від теоретичного.

Напір, який створює насос:

$$H_{\text{наг.}} = \frac{P_1 + P_2}{\rho \cdot g} = H_{\text{к.т.}} + H_{\text{з.в.}} + H_{\text{з.о.}} + H_{\text{і.р.}} + H_{\text{к}} = H_{\text{к.т.}} + H_{\text{з.в.}} +$$

$$+ \left(1 + \frac{\lambda \cdot L}{d} + \sum \xi\right) \cdot \left(\frac{F_n}{F_u}\right)^2 \cdot \frac{r^2 \cdot \omega^2}{2g} \cdot \sin^2 \alpha + \frac{L \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{g} + H_k \quad (7.64)$$

де: $H_{\text{к.т.}}$ – тиск наприкінці нагнітального трубопроводу, МПа; $H_{\text{з.в.}}$ – геометрична висота нагнітання, м; $H_{\text{з.о.}}$ – гідравлічний опір у трубопроводі, м; $H_{\text{і.р.}}$ – опір на подолання сил інерції рідини, м; $H_{\text{к}}$ – опір нагнітального клапана, м; α – кут повороту кри-

вошипа, град.; F_n – площа поршня, м²; F_n – площа нагнітання, м²; L – довжина трубопроводу, м.

Напір, що створюється поршнем, витрачається на подолання: інерційного стовпа рідини у вертикальному трубопроводі, гідравлічного опору системи трубопроводів та інерції зворотного клапана. В системі насос-трубопровід створюється тиск P_b , P_1 і P_2 – індикаторний тиск, тиск у циліндрі та у всмоктувальній частині насоса, МПа. Тиск, який створюють поршневі насоси, сягає 30 МПа.

Вирівнювання потоку рідини в трубопроводі та запобігання її інерційній дії здійснюється за допомогою повітряних ковпаків, що встановлюються на всмоктувальному або нагнітальному трубопроводі (або одночасно на обох) у безпосередній близькості від камер всмоктування та нагнітання.

Об'єм повітряного ковпака

$$Q_{n.k.} = \frac{K \cdot F \cdot S}{\delta}, \quad (7.65)$$

де: $K = 0,55$ і $K = 0,218$ – коефіцієнти нерівномірності подачі для насосів простої та двобічної дії, відповідно; δ – статистичний коефіцієнт нерівномірності тиску, $\delta_e = 0,02-0,05$ якщо ковпак встановлено на всмоктувальному трубопроводі, та δ_n – на нагнітальному.

Середній об'єм повітря у повітряному ковпаку $Q_{cp.e} = 27,5 Q_n \cdot S$ – для насосів простої дії та $Q_{cp.e.d} = 10,5 Q_n \cdot S$ – для насосів подвійної дії (Q_n – корисний об'єм циліндра насоса, м³).

Орієнтовно об'єм повітря Q_{cp} у напірних ковпаках для приводних поршневих насосів приймають у частках робочого об'єму циліндрів FS :

для насосів простої дії $Q_{cp} = 22 FS$
 подвійної дії $Q_{cp} = 9 FS$
 потроєних насосів $Q_{cp} = 0,5 FS$
 здвоєних насосів подвійної дії... $Q_{cp} = 2 FS$

За критерій при установці повітряних ковпаків приймають коефіцієнт нерівномірності тиску в циліндрі

$$\delta_e = \frac{(P_{a \max} - P_{a \min})}{P_{e.cp.}}$$

та статистичний момент нерівномірності

сті при нагнітанні $\delta_n = \frac{(P_{n.\max} - P_{n.\min})}{P_{n.\text{ср.}}}$, де $P_{e.\max}$; $P_{e.\min}$ і

$P_{e.\text{ср.}}$ – відповідно, максимальний, мінімальний та середній тиск при ході всмоктування та нагнітання насоса. При значеннях $\delta_e \geq 0,1$ ковпак встановлюють на всмоктуванні, а при $\delta_e \geq 0,05$ – на нагнітанні. Перед пуском насоса нижня частина повітряного ковпака заповнюється рідиною, а верхня – повітрям.

У всмоктувальних ковпаках об'єм повітря рекомендовано приймати у межах $V_k = (5 - 10)$ FS незалежно від роду дії насоса. Під час роботи насоса обсяг повітря мусить орієнтовно скласти $2/3$ від повного об'єму ковпака.

За геометричну висоту всмоктування поршневого насоса приймається для горизонтальних насосів: відстань по вертикалі від рівня води в резервуарі до найвищої точки внутрішньої порожнини циліндра, для вертикальних насосів – до верхнього положення поршня. Вакууметрична висота всмоктування поршневих насосів визначається аналогічно до відцентрових, проте, змінна швидкість руху рідини вимагає врахування інерційних сил.

Допустима висота всмоктування поршневого насоса

$$H_{\text{вс.дон.}} = \frac{P_a(P_t + 20)}{\rho \cdot g} - h_g - \frac{L_e}{g} \cdot \frac{n^2 \cdot r}{90} \quad (7.66)$$

де: P_t – тиск насиченої пари при даній температурі, Па; h_g – гідравлічний опір всмоктувального клапана, м; L_e – приведена довжина всмоктувального трубопроводу, м; $P_t + 20$ – запас тиску за умови запобігання кавітації, Па.

Висота всмоктування залежить від атмосферного тиску, температури і густини рідини, швидкості обертання приводного валу насоса, гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу, зменшуючись при збільшенні цих величин. Висота всмоктування не повинна перевищувати 4,5 – 5,0 м.

Теоретично поршневий насос може розвивати будь-який напір, величина якого обмежується лише міцністю деталей та потужністю двигуна-приводу.

З індикаторної діаграми визначають тиск P_1 та P_2 . Повна робота в періоди всмоктування та подачі

$$\Sigma A = (P_2 - P_1) \cdot F_n \cdot S \quad (7.67)$$

Внутрішня, або індикаторна потужність, яка витрачається поршневим насосом, $N_i = \frac{Q_T \cdot P_i}{10^3}$, де Q_T – м³/с.

Механічний к.к.д. поршневого насоса

$$\eta_m = \frac{N_B}{N_i} = 0,90 - 0,95,$$

де N_B – потужність на валу двигуна. Об'ємний к.к.д. $\eta_0 = 0,85 - 0,95$.

Гідравлічний к.к.д. враховує втрати в насосі від гідравлічного опору, підйому клапана та підтримки його у відкритому стані:

$$\eta_z = \eta_i / \eta_0 = 0,81 - 0,94. \quad (7.68)$$

Загальний к.к.д. поршневого насоса η змінюється у межах від 0,63 до 0,85.

Потужність поршневого насоса (кВт)

$$N = (1,1 \dots 1,25) \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 10^3 \cdot \eta}. \quad (7.69)$$

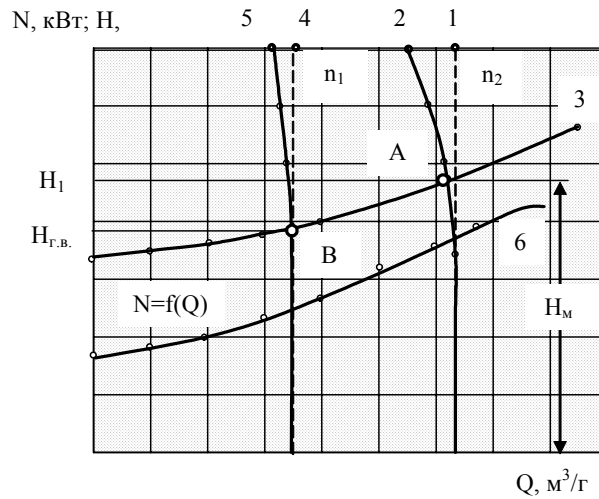


Рис. 7.20. Графік роботи поршневого насоса з трубопроводом.

Внаслідок протікання рідини подача поршневого насоса знижується і теоретична характеристика поршневого насоса $H = f(Q)$, що визначається лінією 1 (рис. 7.20), відхиляється у точку 2, яка і визначає дійсну характеристику. Режим роботи насоса визначається точкою A перетину дійсної характеристики з характеристикою трубопроводу 3. Зміна частоти обертів насоса $n_1 < n_2$ знижує подачу і характеристика переміщується у положення, яке визначається лінією 4, а робочий режим при цьому визначатиметься точкою B на лінії 5. Характеристика потужності N (лінія 6) при значному статичному напорі та малих гідравлічних опорах близька до лінійної. H_M – манометричний напір, м.

7.1.2.2. Гвинтові насоси

Гвинтові насоси – це об'ємні роторно-обертальні насоси з переміщенням рідкого середовища уздовж осі обертання робочих органів, виконаних у вигляді гвинтів. Залежно від кількості гвинтів розрізняють одногвинтові, двогвинтові, тригвинтові та багатогвинтові насоси. Найбільш поширеними є тригвинтові насоси з двозахідними гвинтами. Вони складаються з трьох гвинтових роторів, середній з яких є ведучим, а два бокові – веденими, ущільнювачами ведучого гвинта. При обертанні гвинтів їхні нарізки, взаємно замикаючись, відсікають у западинах певну кількість рідини та переміщують її уздовж осі обертання. Такі насоси характеризуються високим к.к.д. (0,80–0,85) в широкому діапазоні навантажень і забезпечують тиск до 20 МПа. Двогвинтові насоси виготовляють на відносно невеликі витрати рідини (20–40 л/хв) при тиску до 10 МПа. В одногвинтовому насосі замкнена камера утворена гвинтом та нерухомою обіймою.

Гвинтові насоси використовуються у технологічних гідротранспортних системах терміналів виготовлення водовугільного палива та переміщення його до котлоагрегатів. У гірничорудній промисловості використовуються для перекачування шахтних нейтральних вод з вмістом механічних домішок до 5 % за масою та крупності твердих частинок 2–3 мм.

Гвинтові насоси є самовсмоктувальними. Робочі органи насосів добре протистоять абразивному зношуванню, мають малі габарити. Встановлювати гвинтові насоси на фундаменті потреби немає.

Типи насосів визначаються за такими ознаками: цифра 1 та буква В – одногвинтовий; чисельник дробу – значення подачі (л) на 100 обертів гвинта, знаменник – тиск нагнітання (Па).

Теоретична подача одногвинтового насоса

$$Q_T = \frac{0,48 \cdot t \cdot d \cdot e \cdot n}{10^3}; \quad (7.70)$$

де: t – крок гвинта, см; d – діаметр гвинта, см; e – ексцентриситет – відстань від центра перерізу гвинта до його осі, см; n – число обертів, хв^{-1} .

Дійсна подача одногвинтового насоса $Q = Q_T \cdot \eta_0 \cdot \gamma$, де η_0 – об'ємний к.к.д. що дорівнює 0,80–0,85. Осьова сила:

$$P_{oc} = K(P_H - P_B) \cdot (\pi \cdot R^2 - 8e \cdot R) \quad (7.71)$$

де: $K = 1,2 - 1,3$; R – радіус перерізу гвинта, м.

Подача гвинтових насосів дещо змінюється за рахунок зростання об'ємних втрат у зв'язку з збільшенням напору та регулюється перепускним пристроєм, який з'єднує патрубком всмоктувальний та напірний корпуси насоса.

Характеристики одногвинтових насосів наведені на рис. 7.21

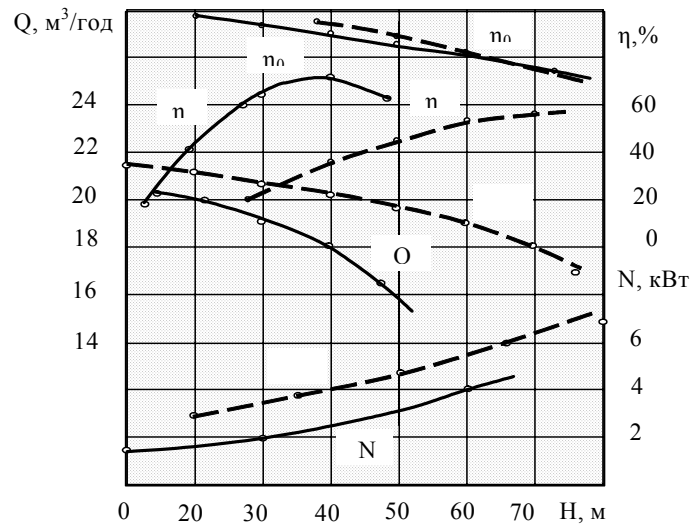


Рис. 7.21. Характеристики одногвинтових насосів.
 — 1В 20/10 - - - 1В 20/5

Характеристики насоса розраховують за допомогою таких рівнянь:

при зміні частоти обертів

$$Q_i = Q_T \left[\frac{n_i}{n} - (1 - \eta_0) \right]; \quad (7.72)$$

при зміні перепаду тиску

$$Q'_i = Q_T \left[1 - (1 - \eta_0) \cdot \frac{P_i}{P} \right]; \quad (7.73)$$

де Q_i – індекс нового режиму роботи.

Потужність насоса:

$$N = \frac{Q_i \cdot H_i \cdot \rho \cdot g}{10^3 \cdot \eta}; \quad (7.74)$$

де Q_i – подача насоса, м³/с; $\eta = 0,5-0,65$ – к.к.д. насоса

Розміри гвинта та обойми приймають за типорозмірами кожного насоса з перевіркою розрахунком: діаметра перерізу гвинта d_B , кроку гвинта t , ексцентриситету e , та довжини обойми $l_{об}$. Діаметр гвинта розраховують за формулою

$$d_B = \frac{Q \cdot 10^3}{0,48 \cdot t \cdot l \cdot n \cdot \eta_0}. \quad (7.75)$$

У формулі (7.75) Q подають у м³/год. При співвідношенні $d_B/l_{об}=10$ діаметр гвинта уточнюють за формулою

$$d_B = \sqrt{\frac{Q \cdot 10^4}{0,48 \cdot t \cdot n \cdot \eta_0}}. \quad (7.76)$$

7.2. Камерні (шлюзові) завантажувальні апарати (живильники)

7.2.1. Особливості конструкції завантажувальних апаратів

Завантажувальні апарати (живильники) призначені для рівномірного вводу сипких матеріалів безпосередньо у напірні гідротранспортні трубопроводи, якими рухається потік транспортної рідини.

Розрізняють живильники циклічної та періодичної дії. До першої групи треба віднести шлюзові, або камерні завантажувальні апарати, які подають сипкий твердий матеріал окремими порціями. Рівномірне живлення досягається об'єднанням в один агрегат кількох (найчастіше трьох) окремих апаратів. Завдяки можливості кращої герметизації камер живильники циклічної дії розвивають більш високі напори і можуть здійснювати транспортування на більшу відстань, ніж апарати безперервної дії.

Живильники безперервної дії (наприклад, шнекові) знаходять застосування у різних галузях, зокрема, у вугільній промисловості.

Перевагами схем завантаження матеріалу живильниками у порівнянні з ґрунтовими насосами та вуглесосами є:

- можливість застосування високонапірних насосів і, таким чином, суттєвого збільшення відстані транспортування без проміжних перекачувальних насосних станцій;

- можливість ввести в гідротранспортну систему тверді абразивні матеріали, оминаючи високонапірний насос, і, таким чином, уникнути його гідроабразивного зношування;

- збереження якості транспортованого матеріалу, який піддається інтенсивному подрібненню в робочому просторі насосів;

- значно більша крупність транспортованого твердого сипкого матеріалу, оскільки вона визначається не прохідним перерізом робочих коліс насосів, а лише діаметром транспортного трубопроводу;

- концентрація гідросуміші легко регулюється і може мати дуже високі значення;

- довговічність та к.к.д. відцентрових високонапірних насосів, що використовуються у комплекті з живильниками, значно перевищують ці параметри у порівнянні з ґрунтовими насосами та вуглесосами.

Принципову схему трикамерного шлюзового живильника конструкції Інституту "Гідропроєкт" наведено на рис. 7.22.

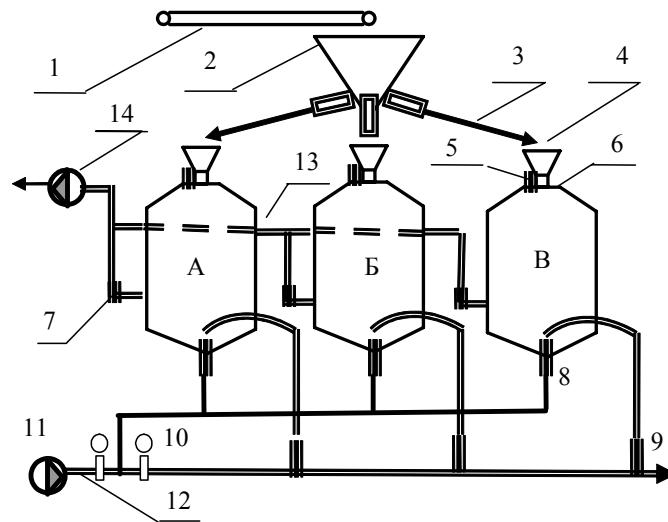


Рис. 7.22. Принципова схема шлюзового живильника конструкції "Гідропроєкт".

Твердий сипкий матеріал транспортером 1 подають до бункера 2, звідки його жолобами або трубами з регульованими затворами 3 спрямовують до камери 6 через горловину 4, що обладнана клапаном 5. Високонапірний насос 11 подає воду у трубопровід 12, з якого через розгалуження та дросель-регулятор 10 вона надходить до однієї з камер або в напірний трубопровід, який завантажують твердим матеріалом через клапан 9. Процес роботи трикамерного живильника такий. Через відкриті затвор 3 та клапан 5 твердий сипкий матеріал надходить до камери А, що відключена від водоводів клапанами 8 і 9. В цей час затвори 3 та верхні клапани 5 камер Б і В закриті. Клапани 8 і 9 камери Б також закриті. Одночасно із завантаженням камери А розвантажується камера В через відкритий клапан 9 водою, що надходить через клапан 8. Процес розвантаження відрегульовано таким чином, щоб на момент його закінчення була повністю завантажена камера А, а камеру Б було підготовлено до завантаження. Після розвантаження камери В автоматично подаються команди на: закриття клапанів 8 і 9 камери В; закриття затвора 3 камери

А; закриття клапана 5 та відкриття клапанів 8 і 9 камери А; відкриття затвора 3 та клапана 5 камери В. До початку заповнення відповідної камери твердим матеріалом з неї зливається вода через клапан 7 по відводному трубопроводу 13 з подальшою відкачкою насосом 14. Означений перелік операцій приводить до початку розвантаження камери А та завантаження камери В. Після розвантаження камери А починається розвантаження камери В. Таким чином, забезпечується рівномірне живлення трубопроводу твердим матеріалом. Циклограму трикамерного завантажувального апарата наведено на рис. 7.23.

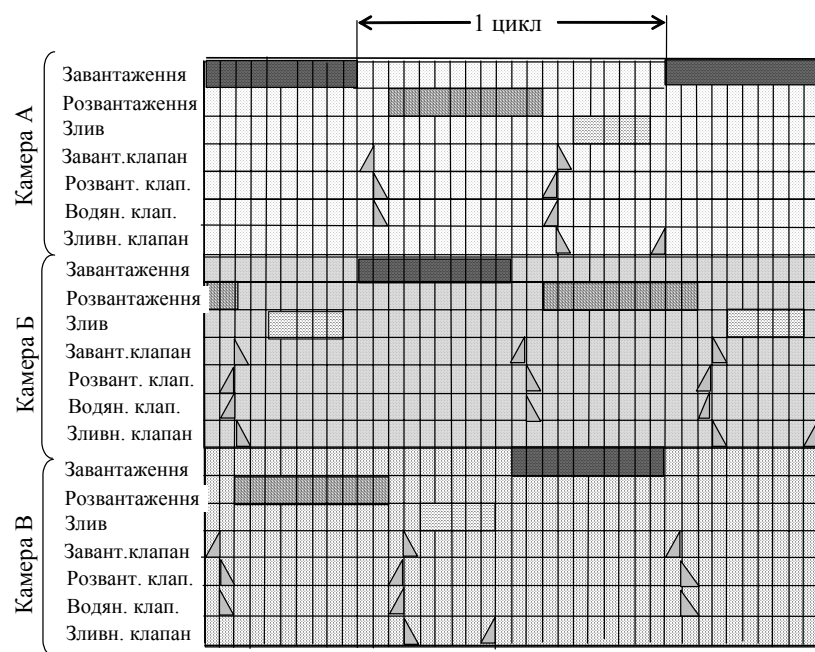


Рис. 7.23. Циклограма трикамерного живильника.

Трикамерний шлюзовий живильник повністю автоматизований та обладнаний надійною системою контролю технологічних процесів і нештатних ситуацій. Передбачаються три основних режими роботи живильника: основний (у роботі всі три камери, продуктивність установки 100% від проектної), ре-

зервний (у роботі будь-які дві камери, продуктивність установки 50% від розрахункової), налагоджувальний (всі механізми переведені на незалежне кнопкове управління).

Вихідними даними для вибору основних параметрів шлюзових живильників є: характеристика транспортованого матеріалу, продуктивність, висота підйому та відстань транспортування, а також специфічні вимоги, що виникають в конкретних умовах експлуатації установки.

Кількість камер вибирається з таких міркувань. Одна камера не може забезпечити безперервний процес транспортування. Дві камери суттєво вирівнюють його. Три і більше камер дають можливість досягнення безперервності процесу і підвищують надійність установки в цілому. Але збільшення кількості камер до чотирьох значно ускладнює конструктивне виконання та експлуатацію установки. Оптимальною кількістю камер слід вважати три.

Підвищення об'єму камер, з одного боку, дозволяє зменшити (при заданій продуктивності) кількість циклів та підвищити довговічність і надійність клапанних пристроїв, але, з другого боку, приводить до збільшення маси, габаритів та вартості. Б. Шкундін рекомендує визначати об'єм камери для стаціонарних живильників продуктивністю по піщано-гравелистих ґрунтах до 1200 куб.м/год. за формулою:

$$V_k = 0,1 Q_s \quad (7.77)$$

де Q_s – продуктивність живильника по твердому матеріалу.

Діаметр завантажувального і розвантажувального отворів та їх пропускна здатність визначається за спрощеними формулами:

- для випадку, коли твердий матеріал завантажують в камеру, вільну від води, пропускна здатність завантажувального отвору ($\text{м}^3/\text{год}$):

$$q_T = 12500 \cdot \lambda \cdot d_{з.отв}^{2,5} \quad (7.78)$$

де: q_T – пропускна здатність завантажувального отвору, $\text{м}^3/\text{год}$, $d_{з.отв}$ – діаметр завантажувального отвору, м, λ – коефіцієнт витікання, що приймається: для річкового піску та промитого гравію 0,55-0,65; для великогрудкового матеріалу з

вмістом великої кількості дріб'язку 0,3-0,4; для грубозернистого матеріалу із зернами неправильної форми при відсутності дріб'язку 0,4-0,5; для дрібнозернистого матеріалу з великою кількістю дріб'язку 0,2-0,25.

При $\lambda = 0,4$ за формулою (7.78): для $q_T = 500 \text{ м}^3/\text{год}$ $d_{з.отв.} = 0,4 \text{ м}$; для $q_T = 890 \text{ м}^3/\text{год}$ та $1400 \text{ м}^3/\text{год}$ $d_{з.отв.}$ відповідно дорівнює 0,5 та 0,6.

Для випадку, коли твердий матеріал завантажується в заповнену водою камеру, внаслідок чого утворюється протитечія витисненої води, пропускну здатність завантажувального отвору орієнтовно можна приймати: для матеріалу з густиною 2,5 т/куб.м та середньою крупністю $d_{ср.} = 62$ та 120 мм (табл. 7.8):

Таблиця 7.8. – Пропускна здатність завантажувального отвору.

Середньозважена крупність матеріалу	$d_{з.отв.}, \text{ м}$				
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
	$q_T, \text{ м}^3/\text{год}$				
$d_{ср.} = 62 \text{ мм}$	160	266	372	505	665
$d_{ср.} = 120 \text{ мм}$	233	398	544	740	970

Діаметр розвантажувального отвору слід приймати рівним діаметру транспортного трубопроводу, який, в свою чергу, повинен бути не меншим 1,8 найбільшого розміру шматків твердого матеріалу.

Циклом роботи окремої камери шлюзового живильника вважають тривалість періоду від початку завантаження камери до початку наступного завантаження тієї ж камери. Тривалість циклу є сумою тривалості основних фаз і тривалості маневрування клапанами, які забезпечують можливість переходу з одної фази до іншої, яка повинна повністю відповідати циклограмі конкретного живильника. Розглядаючи циклограму (рис. 7.23), можна побачити, що деякі її операції протікають одночасно. Закриття та відкриття розвантажувального та водяного клапанів однакові за тривалістю та збігаються в часі. Те ж саме має місце для завантажувального та зливного клапанів. Тривалість маневрування клапанами визначається з конструктивних міркувань.

Розрахунковий тиск у камері не повинен бути меншим за 1,5 максимального тиску живильних насосів, продуктивність яких приймається на 5-10% більшою за витрати води в гідротранспортній установці.

Сумарна продуктивність насосів вибирається відповідно до гідравлічного розрахунку ГТС з урахуванням зливу води з камер та інших втрат, які у загальному випадку дорівнюють 5-10%. Менше значення приймається для більш великих живильників.

Напір насосів повинен бути достатнім для подолання опору всієї гідротранспортної системи. При необхідності передбачається паралельна або послідовна робота насосів.

7.2.2. Розрахунок камерних завантажувально-перекачувальних апаратів

Продуктивність завантажувальних апаратів з розвантаженням висхідним потоком води, як і пропускна здатність транспортної магістралі, визначається діаметром трубопроводу та швидкістю потоку з урахуванням тривалості роботи затворів, а необхідна концентрація гідросуміші забезпечується її регулюванням у вузлі розвантаження. Виходячи з цього, розрахунок основних параметрів здійснюють з умов забезпечення параметрів гідравлічного транспортування.

Величина необхідного об'єму камери апарата $V_H, \text{ м}^3$, що заповнюється осілим твердим матеріалом, залежить від продуктивності по матеріалу в насипному вигляді $Q_H, \text{ м}^3/\text{год}$ та сумарного часу спрацювання затворів $\Sigma t_0, \text{ с}$ в циклі:

$$V_H = \frac{Q_H \cdot \Sigma t_0}{3600}. \quad (7.79)$$

У відповідності з циклограмою роботи завантажувально-перекачувальних апаратів, час спрацювання затворів однієї камери з урахуванням часу вирівнювання тиску складає:

$$\Sigma t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8,$$

де $t_1 \dots t_8$ – час спрацювання одного затвора (приймається 1,5 – 3,0 с).

У випадку застосування на завантажувальних та розвантажувальних трубопроводах зворотних клапанів, що спрацюють одночасно з затворами на водопроводах, при тому ж часі

спрацювання всіх затворів $\Sigma t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$ збільшується ресурс часу та надійність роботи кожного затвора, а циклограма суттєво спрощується.

Загальний об'єм камери апарата V_K , м³ визначається з урахуванням густини твердого матеріалу в насипному та твердому вигляді, а також концентрації гідросуміші:

$$V_K = V_H \left(1 + \frac{\rho_H}{\rho_E \cdot s} \right). \quad (7.80)$$

Загальна висота камери h_K (м) діаметром D_K (м) складає:

$$h_K = \frac{4V_K}{\pi \cdot D_K^2}. \quad (7.81)$$

Висота камери h_H (м), що зайнята осілим твердим матеріалом:

$$h_H = \frac{4V_H}{D_K^2}. \quad (7.82)$$

Тривалість циклу (c) складається з тривалості операцій завантаження t_3 , розвантаження t_P та спрацювання затворів однієї камери:

$$T_{Ц} = t_3 + t_P + \Sigma t_0. \quad (7.83)$$

З умов безперервності процесу перекачування $t_3 = t_P = t_0$ мінімальна тривалість циклу трикамерного апарата

$$T_{\min} = m_K \cdot t_P = 3t_P; \quad (7.84)$$

де m_K – кількість камер апарата.

Тривалість розвантаження (c) камери складає:

$$t_P = \frac{3600 \cdot V_K \cdot s}{Q_T} = \frac{3600 \cdot V_K \cdot s \cdot \rho_S}{Q_H \cdot \rho_0}. \quad (7.85)$$

7.2.3. Розрахунок камерних завантажувальних апаратів

Найбільш раціональним при завантажуванні сухим матеріалом визнано використання двокамерних апаратів, безперервність утворювання гідросуміші в яких забезпечується інтенсифікацією процесів заповнення та зливу відпрацьованої води. З умов повного завантаження камери твердим матеріалом її необхідний об'єм визначається як:

$$V_K = V_H = \frac{Q_H \cdot \Sigma t_0}{2400}. \quad (7.86)$$

Об'єм (м³) зливу відпрацьованої води перед черговим завантаженням:

$$V_{3Л} = V_K \cdot \frac{\rho_0}{\rho_S}. \quad (7.87)$$

Висота, м:

$$\text{камери апарата } h_K = \frac{4V_K}{\pi \cdot D_K^2}; \quad (7.88)$$

$$\text{розташування зливного отвору } h_{3,0} = \frac{4V_K \cdot (\rho_S - \rho_0)}{\pi \cdot D_K^2 \cdot \rho_S} \quad (7.89)$$

Тривалість (с):

$$\text{розвантаження камери апарата } t_P = 3600 \cdot \frac{V_K}{Q_H}; \quad (7.90)$$

зливу відпрацьованої води з камери

$$t_{3Л} = \frac{2D_K^2 \cdot \sqrt{(h_K - h_{3Л})/2g}}{\varphi \cdot D^2}; \quad (7.91)$$

$$\text{завантаження камери } t_3 = t_P - t_{3Л} + \Sigma t_0. \quad (7.92)$$

Тривалість циклу (с) операцій апарата по завантаженню, розвантаженню, зливу та спрацьовуванню затворів

$$T_{Ц} = t_1 + t_P + t_{3Л} + \Sigma t_0; \quad (7.93)$$

$$T_{Ц \min} = m_K \cdot t_P = 2t_P. \quad (7.94)$$

7.2.4. Розрахунок трубчастих завантажувальних апаратів

Трубчастий завантажувальний апарат (рис. 7.24) є завантажувально-перекачувальним. Його камери розташовані горизонтально і виконані у вигляді труб того ж діаметра, що й транспортний трубопровід. Завантаження камер гідросумішшю здійснюється по черзі вуглесосом або землесосом 2, а витіснення її у транспортний трубопровід – чистою водою, що подається високонапірним насосом 1. Таке конструктивне виконання дозволяє

зменшити висоту апарату за рахунок збільшення довжини до десятків та сотень метрів, що дозволяє розташовувати його у гірничих виробках.

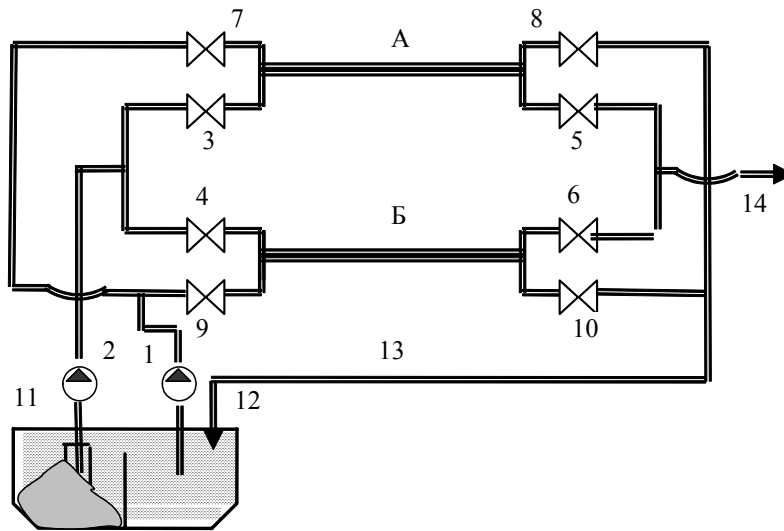


Рис. 7.24. Схема трубчастого завантажувального апарату.

Після включення транспортного насоса 1 вуглесос 2 забирає гідросуміш з зумпфа 11 та перекачує до камери А, вода з якої через засувку 8 по трубопроводу 13 надходить до водозбірника 12. Після завантаження камери А засувки 4 та 8 закривають, а засувки 7 та 5 відкривають, внаслідок чого гідросуміш надходить до транспортного трубопроводу 14. Одночасно через засувки 3 та 10 відбувається завантаження камери Б та злив води з неї до водозбірника. Далі цикл повторюють.

Перевагою вуглесосно-трубчастого живильника є простота обслуговування, можливість модульного збирання з готових елементів обладнання, невеликі капітальні вкладення при його монтажі.

Недоліком трубчастого живильника є осідання твердого матеріалу на дно труб під час переключення затворів після кож-

ного завантаження, що призводить до додаткових втрат енергії та сприяє зношуванню трубчастих камер.

Необхідний об'єм (m^3) трубчастої камери

$$V_K = \frac{Q \cdot \Sigma t_0}{1200} \quad (7.95)$$

Довжина трубчастої камери (м)

$$l_K = \frac{4V_K}{\pi \cdot D^2} \quad (7.96)$$

Витрати та концентрація гідросуміші, що витісняється у транспортний трубопровід, звичайно більші за витрати гідросуміші, що завантажуються, виходячи з необхідності промивки камери та прояснення зливної води; $Q = 1,15 Q_3$; $s = 1,15 s_p$.

Витрати завантаження та розвантаження трубчастої камери (с)

$$t_3 = \frac{3600 \cdot V_K}{Q_3}; t_p = \frac{3600 \cdot V_K}{Q} \quad (7.97)$$

Тривалість циклу (с)

$$T_{ц} = t_3 + t_p + \Sigma t_0 \quad (7.98)$$

7.3. Ерліфти

7.3.1. Загальна характеристика

Ерліфт є основним технологічним вузлом ерліфтних підйомних установок, які використовують для піднімання гірничої маси з шахти на поверхню, очищення зумпфів водовідливу на шахтах, а також видобутку донних відкладень (піску, гравію, корисних копалин) з дна рік, озер, морів та інших природних та штучних водоймищ. Переміщення гідросуміші, насиченої повітрям здійснюється за рахунок різниці тисків, яку створюють стовпи неаерованої і аерованої гідросуміші.

Ерліфти мають високу надійність, довговічність, прості у експлуатації, характеризуються високим самовирівнюванням, що спрощує реалізацію їх ефективного автоматичного управління.

Недоліком ерліфтного гідропідйому є велика енергоємність. Якщо при традиційній технології видобуток та підйом вимагають 50 кВт·год електроенергії, на гідрошахті – 100 кВт·год, то ерліфтний гідропідйом – 210 кВт·год. Тому застосування ерліфтного гідропідйому у кожному окремому випадку вимагає ретельного техніко-економічного обґрунтування. Найбільші переваги ерліфтна установка має при видобутку корисних копалин з великої глибини морів та інших водоймищ, а також при гідропідйомі великої кількості гідросуміші підвищеної абразивності.

У вугільній промисловості України накопичено позитивний досвід використання ерліфтів для гідропідйому на шахтах з гідравлічною технологією видобутку: "Красно армійська", (висота підйому 320 м, схема односекційна) та "ім. 50-річчя СРСР" (висота підйому 718 м, схема багатосекційна). На вугільних шахтах із традиційною технологією видобутку ерліфтні установки знаходять застосування у схемах водовідливу.

7.3.2. Основні конструктивні елементи ерліфта

Конструкція ерліфта включає (рис. 7.25): всмоктувальний пристрій 1, призначенням якого є забезпечення рівномірної дозованої подачі твердого матеріалу до вхідної труби (хвостовика) 2; змішувач 3, призначений для змішування рідини (гідросуміші) із стисненим повітрям і утворення, таким чином, дво- (рідина–повітря) або трифазної (рідина–повітря–твердий матеріал) суміші з якомога більшим коефіцієнтом передачі енергії від повітря до рідини; підйомна труба 4, призначена для переміщення дво- або трифазної гідросуміші у вертикальному (іноді похилому) напрямку від змішувача до повітровідокремлювача 5, призначенням якого є розділення трифазного потоку на повітря, яке виходить в атмосферу, та гідросуміш, яка надходить до зливної труби 6; повітро-подавальна труба 7, якою стиснене повітря від компресора 8 надходить до змішувача.

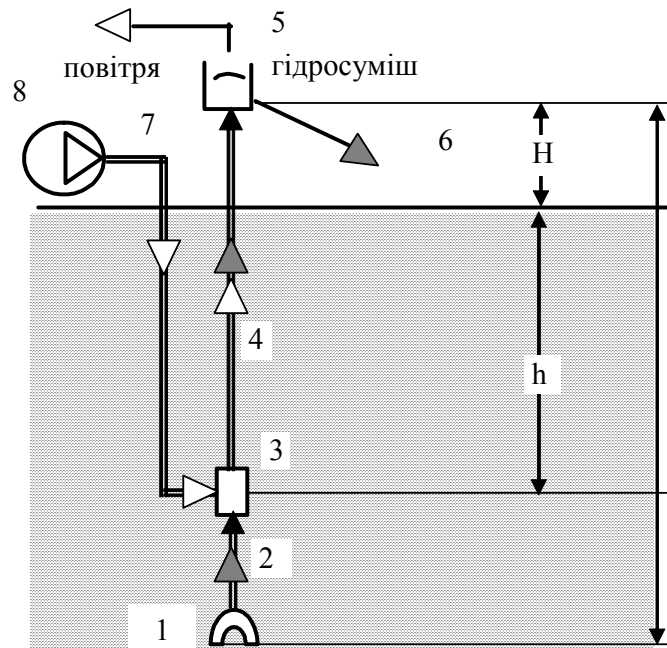


Рис. 7.25. Гідравлічна схема ерліфта.

До основних параметрів ерліфта відносять: h – абсолютне (геометричне) занурення, відстань від рівня води у зумпфі (водоймищі) до місця входу стисненого повітря у змішувач, м; H – відстань від рівня води у зумпфі (водоймищі) до місця зливу гідросуміші з повітровідокремлювача, м; параметри h та H взаємопов'язані, а величина їх залежить від величини відносного занурення $\alpha = \frac{h}{H+h} \geq 0,15$; Q_e – подача ерліфта, м³/г; Q_n – витрата стисненого повітря, м³/г; $q = \frac{Q_n}{Q_e}$ – питома витрата стисненого повітря; D – діаметр підйомного трубопроводу, м. Між величинами q і α існує функціональна залежність $q = f(\alpha)$ (рис. 7.26).

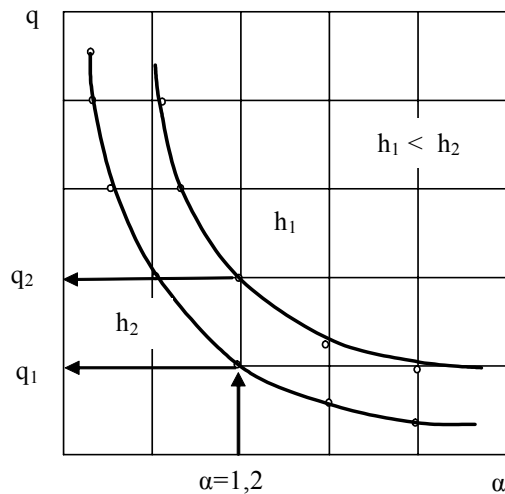


Рис. 7.26. Експериментальна залежність $q = (f)\alpha$.

Як видно з наведеного графіка, збільшення відносного занурення α зменшує питому витрату повітря q при сталому абсолютному зануренні h , при сталому відносному зануренні питома витрата повітря збільшується із збільшенням абсолютного занурення ерліфта.

Залежність $Q_e = f(Q_n)$ називають витратною характеристикою ерліфта (рис. 7.27). Ця характеристика має кілька характерних точок. Початок подачі гідросуміші відповідає досягненню певної витрати повітря $Q_{n.o.}$. Оптимальна точка K , яка знаходиться у місці дотику прямої, що проведена з початку координат та відповідає максимальному к.к.д. на енергетичній $\eta = f(Q_n)$ характеристиці ерліфта (на рис. 7.27 – дотична), до витратної характеристики ерліфта (крива 1 на рис. 7.27). Точка M відповідає максимальній подачі, після якої починається зниження подачі ерліфта при збільшенні витрати повітря. Робоча зона AB відповідає оптимальному к.к.д. $\eta_{opt} = 0,85\eta_{max}$, де робота ерліфта є найбільш доцільною.

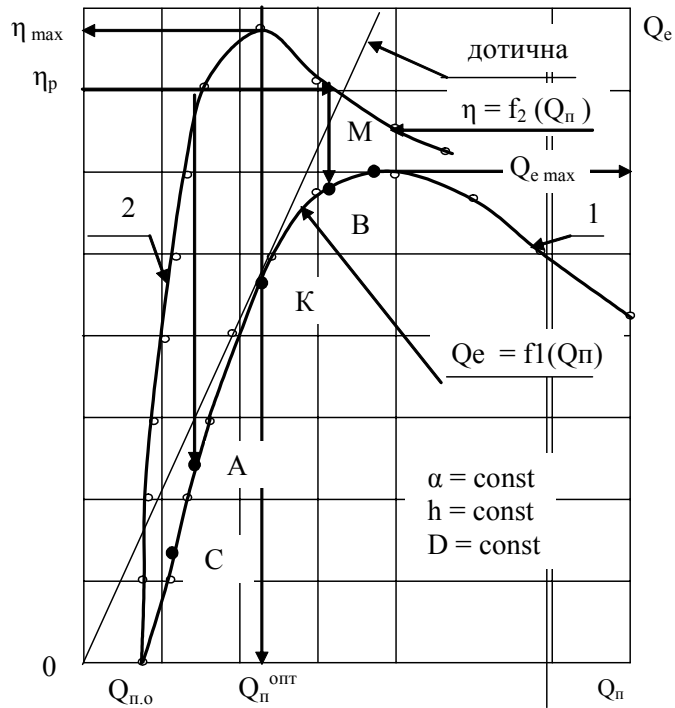
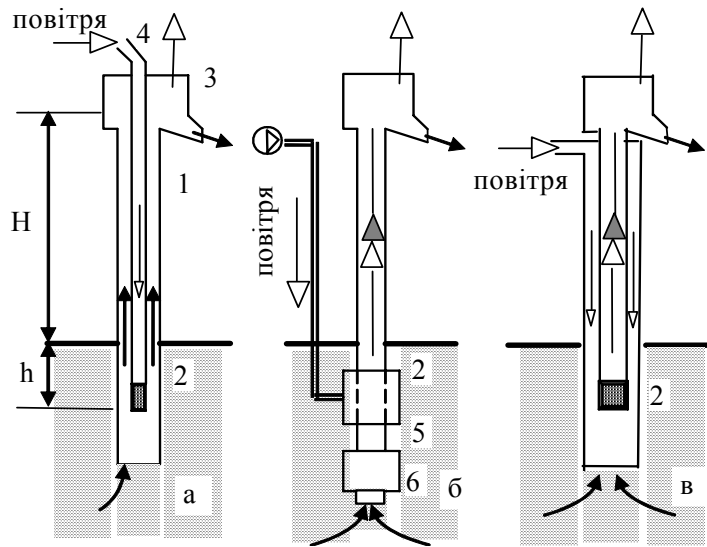


Рис. 7.27. Витратна (1) та енергетична (2) характеристики ерліфта.

З точки зору гідравліки, підйомна труба ерліфта є трубопроводом, довжина якого дорівнює $H + h$, а діаметр D . Як і у звичайному трубопроводі, гідравлічний опір при русі гідросуміші складається з втрат по довжині та втрат на місцеві опори. Виходячи із співвідношення втрат напору по довжині H_L та загальних втрат опору з урахуванням місцевих опорів $H_{заг.} (\Sigma H)$, а також відношення тиску у змішувачі $P_{зм}$ до тиску на виході підйомної труби $P_{вих.}$, розрізняють довгі ($\frac{H+h}{D} \geq 200$ та $\frac{P_m}{P_{вих.}} \geq 2$) та короткі ($\frac{H+h}{D} \leq 200$ та $\frac{P_m}{P_{вих.}} \leq 2$) ерліфти. У загальному плані за базову точку відліку приймають $H_L \geq 0,8\Sigma H$.

Стиснене повітря у ерліфтних установках, як правило, отримують за допомогою компресорів. Лише у деяких випадках (напр., при відсутності можливості створення приймальної ємності з необхідним зануренням змішувача) надходження атмосферного повітря у змішувач забезпечується використанням вакуумного насоса, який підключено до верхньої точки повітровідкремлювача.

Найбільш універсальною є схема ерліфтної установки з окремим паралельно розташованим відносно підйомної труби повітропроводом (рис. 7.28 б), яка ускладнює монтажні роботи, але виключає можливість негативного (корозійного, абразивного тощо) впливу навколишнього середовища на повітропровід.



а – з кільцевою підйомною трубою та внутрішнім підведенням повітря; б – з окремою трубою підведення повітря; в – з кільцевим підведенням повітря та внутрішнім розташуванням підйомної труби.

Рис. 7.28. Схеми ерліфтів у залежності від розташування труби підведення повітря та підйомної труби.

При свердловинному способі видобутку застосовують однорядний ерліфт, в якому другою трубою є обсадна труба свердловини. Така схема, крім зниження металоємності, забезпечує можливість експлуатації свердловини малого діаметра.

Вибір гідравлічної схеми ерліфта залежить від типу джерела та тиску стисненого повітря, необхідної висоти підйому, глибини занурення змішувача, заданої продуктивності та інших технічних і виробничих умов.

На основі односекційної схеми (рис. 7.29) відповідно до заданого технологічного процесу, параметри якого визначаються властивостями транспортованого середовища (рідина або гідросуміші різних твердих сипких матеріалів) та виробничим призначенням, можуть бути побудовані інші гідравлічні схеми з додаванням різних технологічних елементів.

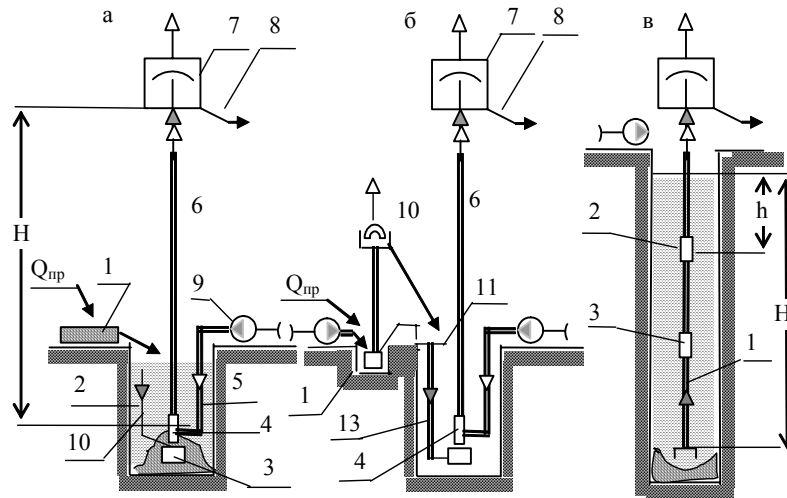


Рис.7.29. Гідравлічні схеми односекційних ерліфтних установок.

На рис. 7.29 а представлена найбільш поширена гідравлічна схема односекційної ерліфтної установки. Приплив гідросуміші $Q_{пр}$, який надходить з різних пунктів її утворення (вибоїв, вуглесосних станцій, каналів золошлаковидалення тощо), через

вузол приготування гідросуміші 1 спрямовують до зумпфа 2. При відсутності подачі повітря вода заповнює всі порожнини ерліфта до розрахункового рівня h занурення змішувача 4. Твердий матеріал накопичується на дні зумпфа навколо дозуючого всмоктувального пристрою 3. При відкачуванні однорідної рідини всмоктувальний пристрій не потрібен. Стиснене повітря від компресора 9 по повітропроводу 5 надходить у змішувач. Трифазна суміш (повітря-вода-твердий матеріал) піднімається підйомною трубою 6 до повітровідокремлювача 7, звідки повітря виходить в атмосферу, а гідросуміш по трубопроводу 8 надходить до системи гідравлічного транспортування (до споживача або на переробку).

Достатньо велика ємність зумпфа забезпечує згладжування короткочасних коливань припливу і, отже, стабільність роботи ерліфтної установки.

Можливу висоту підйому H односекційної схеми визначають абсолютною h та відносною α величинами занурення змішувача

$$H = \frac{1 - \alpha}{\alpha} \cdot h. \quad (7.99)$$

Величина відносного занурення $\alpha > 0,15$ характеризує усталений режим роботи, а $\alpha \geq 0,3$ – економічний. Можливу величину абсолютного занурення визначає надлишковий тиск стисненого повітря P_n

$$h \leq \frac{0,95P_n}{\rho_0 \cdot g}. \quad (7.100)$$

Суттєвою вадою схеми, яку наведено на рис. 7.29 а, є необхідність осушування нижньої частини зумпфа при планових або аварійних ремонтах всмоктувального пристрою, змішувача та нижньої частини підйомної труби, що за відсутності іншого зумпфа збільшує тривалість зупинки технологічного процесу. При відсутності можливості побудови резервного зумпфа рекомендовано застосовувати односекційну схему з “сухим” зумпфом (рис. 7.29 б). По такій схемі гідросуміш надходить до попереднього збірника 1, звідки бустерним ерліфтом 10 або вуглесосом (на рисунку не показано) її відкачують у проміжну прийма-

льну ємність 11 і далі по трубопроводу 13 спускають униз у проміжний всмоктувальний пристрій 3 герметичного типу, який розташовано на дні головного зумпфа 2. Подальший процес є аналогічним до схеми, яка представлена на рис. 7.29 а. Висота підйому бустерного ерліфта або напір вуглесоса по такій схемі складає не більше 5 м, а подача має бути більшою на 3-5 % за подачу головного ерліфта.

Така різниця подач підтримує сталий рівень у проміжній ємності за рахунок переливу частини рідини по трубопроводу (або жолобу) 12 у попередній збірник гідросуміші, створюючи умови для автоматичної стабілізації робочого режиму головного ерліфта. Дозування подачі твердого матеріалу до головного ерліфта забезпечує всмоктувальний пристрій, який встановлено у попередньому збірнику гідросуміші на бустерному ерліфті або на всмоктуванні вуглесоса.

Ще один різновид односекційної схеми, особливістю якого є наявність довгої подавальної труби, представлений на рис. 7.29 в. Такий варіант може бути застосований для створення ерліфтних систем підйому сировини з дна глибоких водоймищ, морів та океанів, а також для очищення затоплених стволів та глибоких зумпфів шахт. Глибину занурення змішувача 2 визначає тиск компресорної станції. Необхідний пусковий тиск стисненого повітря

$$P_{\text{пуск}} = 1,05 \rho_0 \cdot g \cdot h. \quad (7.101)$$

Після збільшення швидкості гідросуміші до робочої величини у змішувачі встановлюється робочий тиск

$$P_{\text{роб}} = \rho_0 \cdot g \cdot [h - i_m (H - h)]; \quad (7.102)$$

де i_m – питомі втрати напору на подолання сил тертя та сили тяжіння у підйомній трубі.

Відстань між верхнім (пусковим) змішувачем 2 та нижнім (робочим) 3 визначають втрати напору у підвідній трубі 1. Розглянута схема передбачає наявність системи автоматизованого управління подачі повітря.

Для підйому гідросуміші на велику висоту ерліфтні установки збирають з кількох секцій (рис. 7.30), де перша є звичайним односекційним ерліфтом. З повітровідокремлювача першої секції 6 гідросуміш по скидному трубопроводу 7 надходить до проміжного всмоктувального пристрою 8 другої секції, вище якої розташовано змішувач 9 і далі підйомну трубу 13 другої секції. Занурення змішувачів другої та наступних секцій створюють за рахунок підйому гідросуміші першою та наступними секціями відповідно на висоту h_1 та h_n . Стиснуте повітря від компресорної станції 12 у кожен змішувач надходить через колектор 10 окремим трубопроводом 11. Витрату повітря через секції визначає рівень гідросуміші у скидному трубопроводі 7 кожної секції.

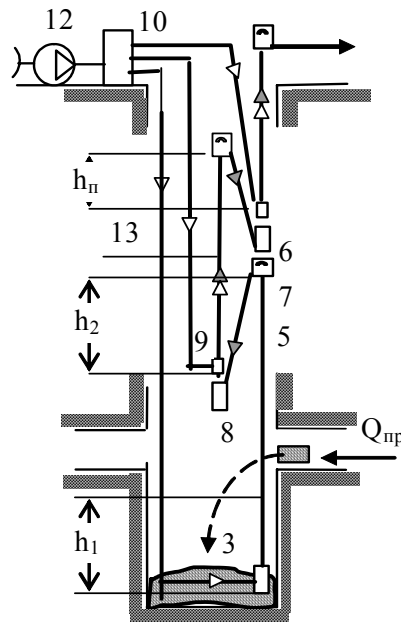


Рис. 7.30. Схема багатосекційної ерліфтної установки.

При великих подачах (вище $1000 \text{ м}^3/\text{год}$) короткими ерліфтами найбільш доцільно застосовувати батарейну схему (рис. 7.31), особливістю якої є наявність кількох підйомних труб 1 з

індивідуальними змішувачами 2, які з'єднані паралельно, та спільного повітровідокремлювача 3.

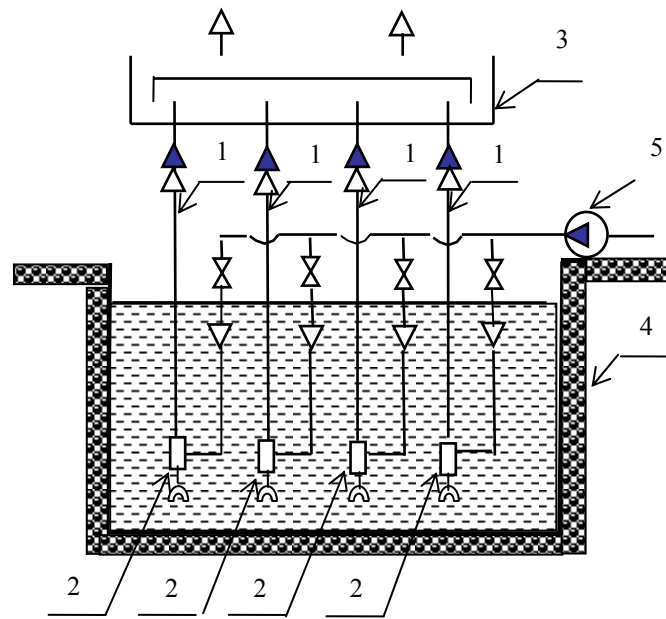


Рис. 7.31. Батарейна схема ерліфтів.

7.3.3. Гідралічний розрахунок довгих ерліфтів

Вихідними даними для розрахунку ерліфтів, які використовують в установках гідропідйому, є:

- кількість та характеристика твердого матеріалу (гірничої маси),
- масова або об'ємна концентрація гідросуміші (консистенція Т:Р), що за одиницю часу надходить до ерліфта;
- висота підйому;
- іноді (якщо є така можливість) – глибина занурення змішувача або зануреної частини ерліфта.

Аналогічні дані, але стосовно рідини, використовують при проектуванні установок ерліфтного водовідливу.

Розрахунком визначають:

7.3.3.1. Загальну густину гірничої маси, яка надходить до ерліфта, якщо вона не є однорідною,

$$\rho_{г.м.} = \frac{\rho_{S1} \cdot M_1 + \rho_{S2} \cdot M_2 + \dots + \rho_{Sn} \cdot M_n}{M_1 + M_2 + \dots + M_n}, \text{ т/м}^3; \quad (7.103)$$

де M – кількість твердого матеріалу в одиницю часу, т/год; ρ_S – густина твердого матеріалу, т/м³.

7.3.3.2. Подачу ерліфта по твердому матеріалу

$$Q_S = \frac{M_1 + M_2 + \dots + M_n}{t_e} \cdot \rho_{г.м.}, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (7.104)$$

де t_e – тривалість роботи ерліфта, годин ; $\rho_{г.м.}$ – густина гірничої маси, т/м³.

7.3.3.3. Об'ємну подачу ерліфта по гідросуміші при заданому значенні Т:Р

$$Q_e = Q_S \cdot \left(1 + \frac{1}{\frac{T}{P}} \right); \quad (7.105)$$

густину гідросуміші у підйомній трубі ерліфта

$$\rho_{м.е.} = \rho_{0e} \cdot \frac{\frac{\rho_{г.м.}}{\rho_{0e}} \cdot \frac{T}{P} + 1}{\frac{T}{P} + 1}; \quad (7.106)$$

де ρ_{0e} – густина навколишньої рідини підйомної труби.

7.3.3.4. Виходячи з призначення ерліфта, довжини подавального трубопроводу та величини абсолютного занурення, а також технічних можливостей видобувного підприємства, обирають гідравлічну схему та визначають відносне занурення змішувача, величина якого, у відповідності до формули (7.99), складатиме

$$\alpha = \frac{h}{H + h}. \quad (7.107)$$

Для ерліфтів з довгими подавальними трубами визначають динамічне відносне занурення змішувача

$$\alpha_{\partial} = \frac{P_{роб}}{\rho \cdot g(h + H) + \Delta P}; \quad (7.108)$$

де $P_{роб}$ – робочий тиск у змішувачі; ΔP – втрати тиску у підйомній трубі.

Досвід експлуатації ерліфтів свідчить про те, що величина відносного занурення змішувача при роботі ерліфтного гідропідйому на вугільно-породній гідросуміші має знаходитися в інтервалі $\alpha = 0,4-0,8$.

При висоті підйому до 600 м використовують ерліфт в складі однієї секції, а при більшій висоті – багатосекційний. У табл. 7.9 наведено параметри ерліфтів для глибоких шахт при глибині занурення $h = 130$ м та $h = 75$ м; z – кількість секцій.

Таблиця 7.9. – Параметри ерліфтного гідропідйому

$Q_{\partial},$ м ³ /Г	H, м	h, м	z	α	$Q_{п},$ м ³ /ХВ	D, м	h, м	z	α	$Q_{п},$ м ³ /ХВ	D, м
100	600	130	3	0,39	85	0,160	75	4	0,33	106	0,170
	1200	130	5	0,35	185	0,165	75	8	0,33	212	0,170
200	600	130	3	0,39	170	0,210	75	4	0,33	212	0,228
	1200	130	5	0,35	370	0,224	75	8	0,33	424	0,228
300	600	130	3	0,39	255	0,246	75	4	0,33	318	0,262
	1200	130	5	0,35	555	0,260	75	8	0,33	636	0,262
400	600	130	3	0,39	340	0,276	75	4	0,33	424	0,300
	1200	130	5	0,35	740	0,296	75	8	0,33	848	0,300

7.3.3.5. Величину питомої (приведеної до середнього тиску по довжині підйомної труби) витрати повітря обирають за допомогою графічних залежностей $q_n = f(\alpha)$, побудованих на підставі експериментальних даних (рис. 7.32), або за допомогою емпіричної формули

$$q_n = 60e^{-9\alpha}; \quad (7.109)$$

де e – основа натурального логарифма.

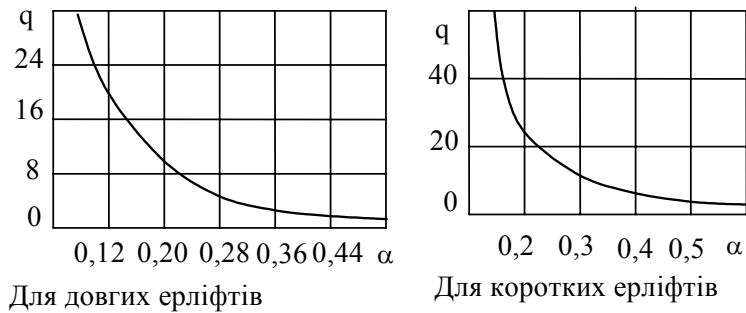


Рис. 7.32. Залежність питомих витрат повітря від відносного занурення.

Необхідна витрата повітря

$$Q_n = q_n \frac{P_\alpha + \frac{\rho \cdot g \cdot h}{2}}{P_\alpha} Q_e = q \cdot Q_e. \quad (7.110)$$

Для похилих ерліфтів з кутом 30° до вертикалі величину витрати повітря збільшують на 10...20 %.

7.3.3.6. Діаметр труби повітропроводу визначають, використовуючи рівняння Дарсі-Вейсбаха, виходячи з того, щоб втрати напору в ньому не перевищують $0,1\rho_0gh$, з урахуванням середньої густини повітря при даному тиску та температурі:

$$d_{n.n.} = \sqrt[5]{\frac{8\lambda \cdot l_{n.n.} \cdot Q_n^2}{\pi^2 \cdot g \cdot (0,1\rho \cdot h + \rho_{cp.n} \cdot H_n)}}; \quad (7.111)$$

де $\lambda = 0,03$ – коефіцієнт Дарсі; $l_{n.n.}$ – довжина повітропроводу, м; H_n – довжина вертикальної частини повітропроводу, м; $\rho_{cp.n}$ – середня густина повітря у повітропроводі при сталій температурі

$$\rho_{cp.n} = \rho_n \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot h}{P_\alpha}; \quad (7.112)$$

де ρ_n – густина повітря при тиску 101325 Па, температурі 353 К (80°C) та відносній вологості 50 %, кг/м^3 .

Приймаємо найближчий діаметр за каталогом.

7.3.3.7. Еквівалентний діаметр підйомної труби

$$D_e = \left(\frac{Q_e}{C} \right)^{\frac{5}{2}}, \quad (7.113)$$

де C – коефіцієнт подачі, який залежить від відносного за-
 нурення змішувача, визначають експериментально (рис. 7.33).
 Розмірність еквівалентного діаметра см, $h = 50-80$ м.

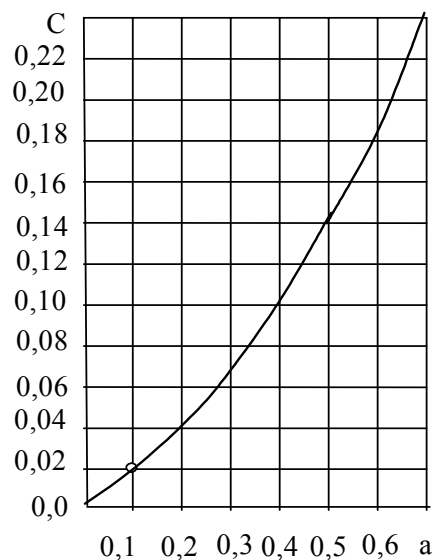


Рис. 7.33. Експериментальна залежність $C = f(a)$.

7.3.3.8. Діаметр підвідного трубопроводу

$$d_n = \left(\frac{4Q_e}{\pi \cdot u_n} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (7.114)$$

де u_n – швидкість у трубі, яка забезпечує транспортування
 твердого матеріалу.

$$u_n = k_3 \left[\frac{2}{3} \cdot \frac{g \cdot d_s}{C} \left(\frac{\rho_s}{\rho_0} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.115)$$

де κ_3 – коефіцієнт запасу; $C = 0,25$ – коефіцієнт опору при русі твердого тіла у воді; ρ_s – найбільша густина гірничої маси; d_s – найбільший розмір частинки гірничої маси даної густини.

7.3.3.9. Гідравлічний розрахунок підйомної труби змінного діаметра.

Розподіл тиску та швидкості по довжині підйомної труби довгого ерліфта наведено на рис. 7.34.

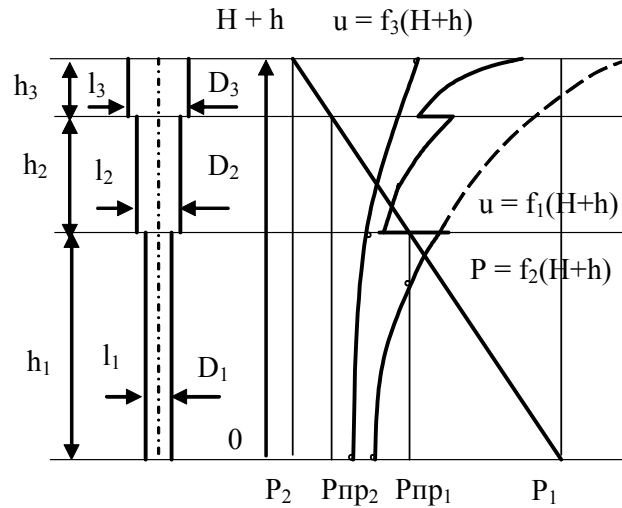


Рис. 7.34. Розподіл тиску та швидкості по довжині підйомної труби ерліфта.

Збільшення об'ємної витрати трифазної гідросуміші, внаслідок збільшення об'єму стисненого повітря при зниженні тиску в процесі підйому по трубі довгого ерліфта, призводить до суттєвого збільшення швидкості потоку, що негативно впливає на режим роботи, надійність і довговічність установки. Щоб запобігти цьому явищу, підйомну трубу довгих ерліфтів монтують ступінчастою, з кількох секцій різного діаметра, виходячи з умов рівності роботи розширення повітря на всіх ступенях.

Пунктирна лінія на рис. 7.34 відображає зміну швидкості в трубопроводі сталого діаметра (D_1), неперервна – в трубопрово-

ді змінного діаметра. Рівність (однаковість значень) робіт розширення повітря у всіх ступенях можна виразити як

$$\frac{P_1}{P_{np,1}} = \frac{P_{np,1}}{P_{np,2}} + \dots + \frac{P_{np,z-1}}{P_2} = \varepsilon; \quad (7.116)$$

де P_2 – тиск на виході з підйомної труби (звичайно, це атмосферний тиск P_a); P_1 – абсолютний тиск на вході у підйомну трубу (як правило, це тиск у змішувачі $P_{zm} = P_{n.m.} + \rho \cdot g \cdot h$); $P_{np,i}$ – абсолютний тиск на початку i -ступеня; ε – ступень зниження ти-

ску $\varepsilon = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{z}}$; z – кількість ступенів $z = \ln \frac{P_1}{P_2}$. Визначену роз-

рахунком величину округлюють до цілого значення.

Приймаючи розподіл надлишкового тиску в підйомній трубі ерліфта за трикутником, графічно визначають довжину відрізків ступенів. Діаметри ступенів (крім першого) визначають за формулою

$$D_i = \left[\frac{4Q_e \cdot (1 + q_{n,i})}{\pi \cdot u_{p,i}} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.117)$$

де $u_{p,i}$ – робоча швидкість на початку i -го ступеня; $q_{n,i}$ – питома витрата повітря, приведена до тиску на початку i -го ступеня

$$q_{n,i} = \frac{Q_n}{Q_e} \cdot \frac{P_a}{P_{np,i}}. \quad (7.118)$$

Діаметр трубопроводу першого ступеня визначають з рівняння

$$\frac{H + h}{D_{ek}^5} = \frac{l_1}{D_1^5} + \dots + \frac{l_z}{D_z^5}. \quad (7.119)$$

Відповідна до цього діаметра швидкість повинна дорівнювати або перевищувати робочу.

7.3.3.10. Розрахунок повітровідокремлювача.

Як свідчить досвід, найбільш раціональною конструкцією повітровідокремлювача є трубчастий (рис. 7.35). При виходженні аерованої гідросуміші через розташовані симетрично в 2–3

ряди по колу труби отвори повітря спрямовується догори, а гідросуміш – донизу. Між верхнім отвором та заглишкою утворюється повітряна подушка висотою $h_d = (1-3)d_{\text{вих}}$. Повітря із швидкістю, яка не перевищує 2 м/с, проходить через повітровідокремлювач 2. Гідросуміш через нижні бокові отвори надходить у лоток або трубопровід. Висота розташування нижнього отвору у підйомній трубі

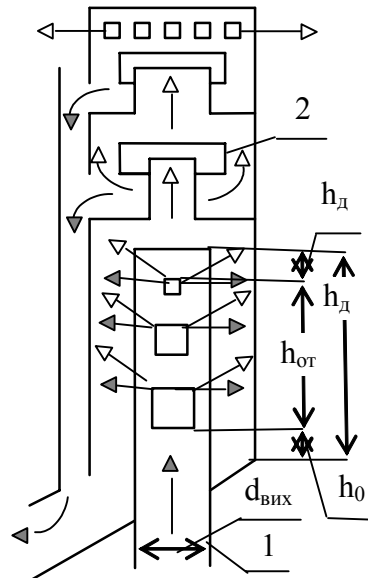


Рис. 7.35. Схема повітровідокремлювача.

$$h_n = \sum \xi \cdot \frac{Q_m}{S_d^2 \cdot 2g}, \text{ м}; \quad (7.120)$$

де ξ – коефіцієнт опору; Q_m – витрата гідросуміші, м³/с; S – площа вихідного отвору, м².

Якщо гідросуміш виходить через патрубок, то $\sum \xi = 1$.

Сумарна площа отворів в одному ряді

$$\Sigma S_0 = \frac{Q_m(1+q)}{z_0 \cdot u_0}. \quad (7.121)$$

Швидкість проходження гідросуміші через отвір з урахуванням звуження потоку

$$u_0 = \mu_0 \sqrt{2q \frac{P_0}{\rho_m}}; \quad (7.122)$$

де μ_0 – коефіцієнт витрати через отвір у тонкій стінці ($\mu_0 = 0,65$); P_0 – надлишковий тиск у потоці перед отвором, кгс/м²; ρ_m – густина гідросуміші.

$$\rho_m = \frac{\rho}{1+q}, \text{ де } \rho = 1100 \text{ кгс/м}^3.$$

Після підстановки даних у рівняння (7.122) отримаємо

$$u_0 = 0,087 \sqrt{P_0(1+q)}. \quad (7.123)$$

$$\text{Звідки можна визначити } P_0 = 132 \frac{u_0^2}{1+q}.$$

Нехтуючи вагою стовпа суміші у відокремлювачі висотою h_0 , знаходимо тиск перед першим рядом отворів

$$P_{01} = P_\delta + P_{no} + P_{ув1}; \quad (7.124)$$

де P_δ – надлишковий тиск у повітряній подушці; P_{no} – втрата напору при русі гідросуміші на висоту h_{om} ; $P_{ув}$ – швидкісний напір на підході до отвору.

За допомогою залежності (7.122) визначаємо тиск перед першим рядом отворів, приймаючи $u_{01} = 5-10$ м/с.

Надлишковий тиск у повітряній подушці

$$P_\delta = P_{01} + P_{ск1} - P_{no}.$$

Швидкісний напір

$$P_{ув1} = \frac{\rho_m \cdot u_{ув1}^2}{2g} = \frac{8\rho Q_m^2(1+q)}{g \cdot \pi^2 \cdot d_{ув}^4}; \quad (7.125)$$

Якщо підставити числові значення сталих множників, отримаємо

$$P_{ув1} = 91 \frac{Q_m^2}{d_{ув}^4} (1+q), \text{ кгс/м}^2. \quad (7.126)$$

Втрати напору у трубопроводі з шляховою витратою за відсутністю транзитної можна визначити за допомогою формули

$$P_{no} = \frac{\rho}{1+q} \cdot a_T \cdot Q_e^2 ; \quad (7.127)$$

де a_T – опір прямолінійної ділянки трубопроводу довжиною $h_{от}$; $Q_e = 0,58Q_m(1+q)$ – еквівалентна витрата.

З урахуванням цього

$$P_{no} = \frac{8\lambda \cdot 0,355\rho \cdot h_{nom} Q_m^2}{q\pi^2 d_{вих}^5} . \quad (7.128)$$

Якщо підставити числові значення для конкретного випадку ($\lambda = 0,03$), то

$$P_{no} = 0,92 \frac{h_{om}}{d_{вих}^2} \cdot Q^2 (1+q) . \quad (7.129)$$

Для другого та третього рядів отворів повітровідокремлювача:

$$P_{02} = P_a + \frac{P_{no}}{2} - P_{шв2} ; \quad (7.130)$$

$$P_{03} = P_a - P_{шв3} ; \quad (7.131)$$

Витрата гідросуміші при підході:

- до другого ряду $Q_e = 0,67Q(1+q)$; швидкісний напір $P_{шв2} = 0,42P_{шв1}$;

- до третього ряду $Q_e = 0,333Q(1+q)$; швидкісний напір $P_{шв3} = 0,11P_{шв1}$;

Сумарні площі перерізів отворів у кожному ряді:

$$\Sigma S_{01} = \frac{Q(1+q)}{z_0 \cdot u_{01}} ; \quad (7.132)$$

$$\Sigma S_{02} = \frac{Q(1+q)}{z_0 \cdot u_{02}} ; \quad (7.133)$$

$$\Sigma S_{03} = \frac{Q(1+q)}{z_0 \cdot u_{03}} ; \quad (7.134)$$

Оскільки $u_{01} < u_{02} < u_{03}$, то $\Sigma S_{01} > \Sigma S_{02} > \Sigma S_{03}$.

7.3.3.11. Розрахунок змішувача. Схема змішувача представлена на рис. 7.36. Стиснене повітря надходить по повітропроводу 2 діаметром $d_{\text{п}}$ до камери змішувача, в якій розміщено кінець (хвостовик) подавальної труби 1 діаметром $d_{\text{пд}}$. Повітро-гідросуміш надходить до труби 3, а тверді частинки у випадку раптової зупинки ерліфта випадають у трубу 4. Відстань $h_{\text{зм}}$ повинна дорівнювати $h_{\text{зм}} = (3-5)d_{\text{п}}$ за умов вирівнювання поля швидкостей повітря перед входом у підйомну трубу.

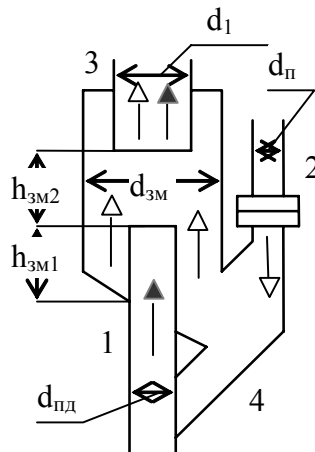


Рис. 7.36. Схема змішувача.

Діаметр змішувача $d_{\text{зм}}$ визначають за умов рівності швидкості повітря у кільці та трубі 2, величина якої звичайно лежить у діапазоні $u_{\text{п}} = (10-15)$ м/с.

Площа перерізу кільця у змішувачі

$$S_{\text{к.з.}} = \frac{q \cdot Q}{\frac{P_a + \rho \cdot h}{P_a} \cdot u_{\text{п}}}, \text{ м}^2. \quad (7.135)$$

Діаметр змішувача

$$d_{\text{зм}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{к.з.}}}{\pi} + d_{\text{п.з.}}^2}, \text{ м}, \quad (7.136)$$

де $d_{\text{п.з.}}$ – зовнішній діаметр подавального трубопроводу.

Швидкість повітря u_1 у трубопроводі d_1 звичайно менша за швидкість u_n , а швидкість гідросуміші u_1^* більша за швидкість u_n у трубопроводі діаметром d_n .

Для зменшення втрат на розширення відстань $h_{зм.2}$ обирають такою, щоб кут розкриття умовного дифузора за повітрям не перевищував $\beta = 6^\circ$.

За цих умов

$$h_{зм.2} = \frac{d_{y1} - d_{ym}}{2 \operatorname{tg} \frac{\beta^*}{2}}; \quad (7.137)$$

де d_{y1} – діаметр круга, еквівалентного частині площі, яку займає повітря при вході в трубу

$$d_{y1} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{q \cdot Q}{P_a + \rho \cdot h} \cdot \frac{P_a}{P_a} \cdot u_1}; \quad (7.138)$$

d_{ym} – те ж для кільця у змішувачі:

$$d_{ym} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot S_{к.з.}}; \quad (7.139)$$

7.3.4. Всмоктувальний пристрій

Всмоктувальний пристрій розміщують на дні у зумпфі на вхідному перерізі всмоктувальної труби. Відстань від змішувача до вхідного перерізу має дорівнювати $(0,1-0,2)h$. Основними елементами пристрою є всмоктувальна труба з наконечником, живильна труба з шибером та днище спеціального профілю.

Накопичення твердого матеріалу з товщиною шару до 3-4 м біля всмоктувального пристрою призводить до забивання (замулювання, зашламовування) зазору між всмоктувальним наконечником та днищем. Тиск всередині наконечника зменшується, що обумовлює виникнення різниці напору, яка дорівнює втратам напору у системі живлення. Під дією цієї різниці потік води, який надходить через живильну трубу, розмиває шар твердого матеріалу між вхідним кінцем труби та днищем. Похил профільного днища з кутом 30° обумовлює переміщення твердого матеріалу до отвору всмоктування.

Діаметр мінімальної зони захоплення $D_{3м}$ приймають рівним діаметру всмоктувальної труби. Діаметр камери $D_k = (4 - 5) D_{3м}$. Висоту живильної труби приймають такою, щоб при найнижчому рівні її вхідний кінець був занурений у воду не менше ніж на 0,5 м та ніколи не замулювався твердим матеріалом. Діаметр живильної труби визначають з допустимої різниці напорів та витрат води, що дорівнюють продуктивності ерліфта.

7.3.5. Параметри нагнітача (компресора) визначають, виходячи з продуктивності Q_n та надлишкового тиску у колекторі нагнітальної (компресорної) станції P_n .

$$Q_n = k_p \cdot Q_n \cdot n ; \quad (7.140)$$

де $k_p = 1,05-1,1$ – коефіцієнт, який враховує густину повітря; n – кількість однакових секцій ерліфта.

$$P_n = \rho_0 \cdot g \cdot h + \Delta P_{mp} - \rho_{cp.n} \cdot g \cdot H_{l.v} ; \quad (7.141)$$

де $\Delta P_{тр}$ – втрати тиску у трубопроводі; $\rho_{cp.n}$ – середня густина повітря у повітропроводі; $H_{l.v}$ – довжина вертикальної частини повітропроводу.

7.3.6. Вибір типу нагнітача та гідравлічної схеми повітропроводу

Найширше застосування у схемах ерліфтного гідропідйому знайшли типи компресорів, наведені у табл. 7.10.

Таблиця 7.10. – Типи компресорів

Тип компресора	Продуктивність, м ³ /хв	Абсолютний тиск, кгс/см ²
К-345-91	345	13,5
4М10-100/8	100	9,0
К-250-61-2	250	9,0
К-500-61	500	9,0
205 ВП 30/8	30	9,0

7.3.7. Гідравлічний розрахунок коротких ерліфтів

Вихідними даними для розрахунку ерліфта є:

- глибина занурення змішувача h ;
- висота підйому гідросуміші H ;

- максимальний розмір частинок твердого матеріалу, що подають в ерліфт, d_s ;

Для розрахунку приймають таку послідовність дій.

Визначають відносне занурення змішувача α за допомогою експериментальної залежності на рис. 7.35 $C = f(\alpha)$ та діаметр підйомної труби

$$D = \left(\frac{Q_e}{C} \right)^{0,4}; \quad (7.142)$$

де подачу ерліфта Q_e визначають, виходячи із швидкості гідросуміші у підвідній трубі

$$u = 6,5 \left[d_s \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho_{0п}} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.143)$$

та діаметра підвідної труби, виходячи з обмеження $d = (2,5 \div 3,0) d_s$ за допомогою формули

$$Q_e = u \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (7.144)$$

Питомі витрати повітря визначають за допомогою залежності $q = f(\alpha)$, що наведена на рис. 7.36, а витрати стисненого повітря за формулою

$$Q_{п} = q \cdot Q_e. \quad (7.145)$$

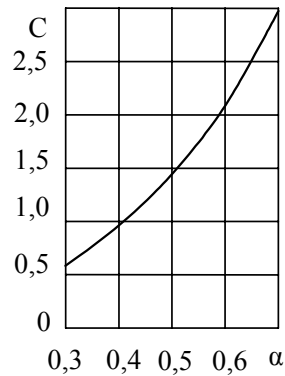


Рис. 7.35. Залежність $C=f(\alpha)$.

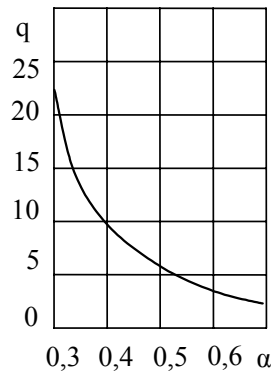


Рис. 7.36. Залежність $q=f(\alpha)$.

За результатами розрахунку та виходячи з необхідного тиску стисненого повітря вибирають нагнітач (компресор). Діаметр повітропідвідного трубопроводу:

$$d_{II} = \left[\frac{4Q_{II} \cdot P_a}{\pi \cdot u_{II} \cdot (P_a + \rho_{0n} \cdot g \cdot h)} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (7.146)$$

де $u_{II} = 10 \div 15$ м/с – швидкість повітря.

Далі виконують побудову енергетичних характеристик ерліфтів та вибір і розрахунок конструктивних вузлів. Для шламових ерліфтів, які призначено для очищення різних ємностей, заповнених водою із значним вмістом твердого матеріалу (напр., зумпфів шахтних водовідливних установок), вибирають підвідний пристрій (всмоктувач та змішувач) сполученого типу, а повітровідокремлювач у вигляді дугового сита. У залежності від умов експлуатації ерліфта індивідуально можуть бути вибрані й інші конструкції елементів ерліфтного гідропідйому.

7.3.8. Ерліфт, що має змішувач з елементами струменевого апарата

Подібна конструкція забезпечує підвищену всмоктувальну здатність ерліфта та можливість майже повного відкачування рідини з робочої ємності. Розрахунок виконують аналогічно до попереднього, але діаметр підйомної труби визначають як

$$D = 0,01 \left(\frac{Q_e}{C} \right)^{0,4}; \quad (7.147)$$

де C – коефіцієнт подачі ерліфта, який визначають за експериментальною залежністю Донецького національного технічного університету (ДонНТУ), $C = f(\alpha)$ (рис. 7.37). Питому витрату стисненого повітря q визначають за допомогою експериментальної залежності ДонНТУ $q = f(\alpha)$ (рис. 7.38).

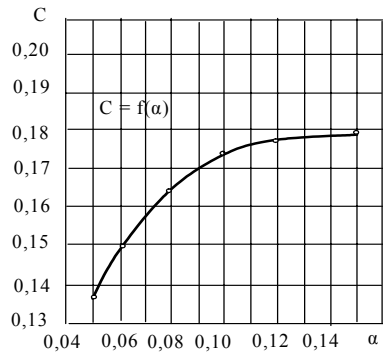


Рис. 7.37. Залежність $C = f(\alpha)$.

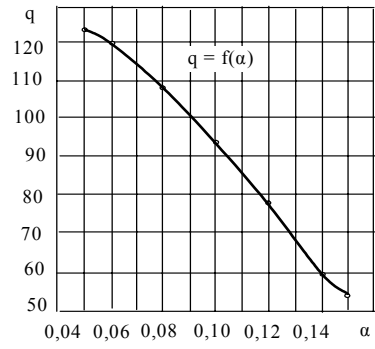


Рис. 7.38. Залежність $q = f(\alpha)$.

8. МЕТОДИКА І ПРИКЛАДИ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ І ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ

8.1. Вихідні дані для гідравлічного розрахунку

G_S (кг, т); Q_S (м³) – кількість транспортованого матеріалу.

G_S (кг/год, т/год); V_S (м³/год) – продуктивність ГТС по твердому матеріалу.

$G_{см}$ (кг/год, т/год); $Q_{см}$ (м³/год) – продуктивність ГТС по гідросуміші (тверда фаза).

ρ_S , ρ_0 , $\rho_{см}$ – густина твердого матеріалу, несучої рідини та гідросуміші, відповідно.

V_0 (м³/год) – кількість несучої рідини (рідка фаза гідросуміші).

q_0 (м³/т) – кількість несучої рідини на 1 т твердого матеріалу.

8.2. Вихідні формули для гідравлічного розрахунку

Об'ємна концентрація гідросуміші

$$S = \frac{V_S}{V_S + V_0} = \frac{\frac{G_S}{\rho_S}}{\frac{G_S}{\rho_S} + q_0} = \frac{\rho_S - \rho_0}{\rho_S - \rho_0}.$$

Масова концентрація гідросуміші

$$C = \frac{G_S}{G_S + G_0} = \frac{\rho_{см} - \rho_0}{\rho_S - \rho_0} \cdot \frac{\rho_S}{\rho_{см}}.$$

Густина гідросуміші $\rho_{см} = \rho_0 + S(\rho_S - \rho_0)$.

Продуктивність гідротранспортної системи (ГТС):

$$Q_{см} = V_S + V_0.$$

Гідравлічна крупність – кінцева швидкість вільного падіння окремої зернини під дією сили тяжіння у практично незбуреному (спокійному) середовищі.

При турбулентному падінні у рідині великих кулеподібних частинок діаметром більше 2,5 мм при $Re > 240$ гідравлічну крупність розраховують за формулою Ріттінгера:

$$w = \sqrt{\frac{2gd_{cp}(\rho_s - \rho_0)}{1,75\rho_0}} = 0,105\sqrt{d_{cp}(\rho_s - \rho_0)}.$$

Для великих частинок будь-якої форми рекомендують формулу А.Є.Смолдирєва:

$$w = \sqrt{\frac{2gd_{cp}(\rho_s - \rho_0)}{3\rho_0\Psi}}.$$

Ефективна в'язкість несучого середовища.

При $d < 0,15$ мм і $S = 0,1-0,2$ загальна ефективна в'язкість несучого середовища

$$\mu_c = \mu_n + \mu_{ст}; \quad \mu_n = \mu_0(1 + 2,5S)$$

$$\text{при } S > 0,1 \quad \mu_n = \mu_0(1 + 2,5S + 10,05S^2 + 0,0027e^{16,6S}); \quad e = 2,718.$$

Нормальна в'язкість несучих середовищ, схильних до структуроутворення

$$\mu_n = \mu_0 \frac{1}{(1 - 1,35S)^{2,5}}.$$

Питомий гідравлічний опір при транспортуванні чистої води.

$$i_o = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD}.$$

Коефіцієнт опору для гідравлічно гладких труб

$$\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}.$$

Коефіцієнт опору для шорстких труб

$$\lambda_0 = 0,24 \left(\frac{1,9 \cdot 10^6}{D} + \frac{1}{Re} \right)^{0,226}.$$

При наявності зазорів у стиках та недостатній відшліфованості (експлуатація менше 100-150 годин):

$$\lambda_0 = \frac{1}{\left(1,8 \lg \frac{Re}{10}\right)^2} = \frac{0,309}{(\lg Re - 1)^2}.$$

Згідно узагальнених експериментальних даних поверхня труб після транспортування гідросумішей протягом 100-150 годин набуває гідравлічно гладкого стану.

Для нових шорстких та дуже кородованих труб (формула Ф.А. Шевельова):

$$\lambda_0 = \frac{0,0159}{D^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{u}\right)^{0,226}$$

У транспортних трубопроводах, армованих базальтовими вкладками, гідравлічні опори приймають як мінімум на 50 % вище, ніж у гідравлічно гладких трубах того ж діаметра.

Коефіцієнт гідравлічного опору для будь-якого стану внутрішньої поверхні труб можна визначити за допомогою формули А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_0 = 0,11 \left(\frac{K_e}{D} + \frac{68}{Re}\right)^{0,28};$$

де K_e – еквівалентна рівнозначна шорсткість – висота виступів шорсткості, складена з піщинок однакового розміру, яка відповідає однаковому з заданою шорсткістю значенню коефіцієнта гідравлічного опору тертя λ_0 .

Число Рейнольдса – міра відношення сили інерції до сили внутрішнього в'язкого тертя в потоці (сили в'язкості):

$$Re = \frac{\rho l^2 u^2}{\mu \nu l} = \frac{\rho l u}{\mu} \text{ або } Re = \frac{u D}{\nu};$$

де ρ – густина рідини, кг/м³; l – характерний лінійний розмір уперек потоку, м; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини (газу), Па·с; u – середня швидкість потоку, м/с; d – внутрішній діаметр труби, м; ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини (газу), м²/с. Кінематична в'язкість води при температурі $t = 20$ °С: $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Для в'язко-пластичних рідин число Рейнольдса є мірою

відношення сил інерції до сил пластичності:

$$Re' = \frac{\rho l^2 v^2}{\tau_0 l^2} = \frac{\rho v^2}{\tau_0} \quad \text{або} \quad Re = \frac{Re}{1 + \frac{\tau_0 d}{\text{б}\mu}}$$

де τ_0 – динамічна напруга зсуву, Н/м².

Критичне число Рейнольдса – границя стійких режимів руху ньютонівських рідин, абсолютне визначення якої залежить від ступеня деформації русла, а саме: а) для круглих циліндричних труб $Re_{кр} = 2300-2320$; б) чим більший ступінь деформації русла, тим менше абсолютне значення критичного числа Рейнольдса $Re_{кр}$.

8.3. Гідравлічний розрахунок трубопроводів при транспортуванні вугільно-породних гідросумішей

8.3.1. Максимально можлива концентрація $C_{сп}$

Транспортування у потоці рідини з $\rho_0 = 1,0 \text{ т/м}^3$ однорідних за крупністю кулястих частинок:

$$C_{сп} = \frac{\rho_s}{(\rho_s - 1) + \frac{6}{\pi}}, \%$$

Транспортування тонкодисперсних пісків, які вміщують понад 50% мулистих фракцій, що збільшує транспортну здатність рідини $\rho_0 > 1,0 \text{ т/м}^3$:

$$C_{сп} = \frac{\rho_s}{k_{од}(\rho_s - \rho_0)} + \frac{6}{\pi} \rho_0, \%$$

Транспортування різнофракційних матеріалів у режимі повного зависання:

$$C_{сп} = \frac{\rho_s}{k_{од}(\rho_s - 1,0) + \frac{6}{\pi}}, \%$$

$$S = \frac{C \cdot \rho_0}{100\rho_s - C(\rho_s - \rho_0)} 100, \%$$

$$\text{Коефіцієнт однорідності } k_{od} = \frac{d_{90}}{d_{10}}.$$

8.3.2. Внутрішній діаметр трубопроводу

Для неоднорідних (полідисперсних) гідросумішей:

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{см}}{k \cdot k_s \cdot k_d \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4}, \text{ м.}$$

Для матеріалу крупністю 0-3 мм:

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{см}}{k \cdot k_s \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4}, \text{ м.}$$

Для матеріалу крупністю 0-1 мм:

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{см}}{k \cdot k_s \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4}, \text{ м.}$$

За розрахунковим значенням D за каталогом вибираємо трубу найближчого меншого діаметра.

8.3.3. Критична швидкість гідросуміші

Для неоднорідних (полідисперсних) гідросумішей:

$$u_{kp} = k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D(1 + aS)}, \text{ м/с.}$$

Для умовно однорідних гідросумішей:
крупністю 0-3 мм

$$u_{kp} = k_s \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D(1 + aS)}, \text{ м/с}$$

крупністю 0-1 мм

$$u_{kp} = k_s \cdot \sqrt{g \cdot D(1 + aS)}, \text{ м/с.}$$

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0}.$$

Коефіцієнт $k_d = 1,12 + 0,0012 \cdot d_{cp}$

Для орієнтовних розрахунків K_d визначають за допомогою рис. 8.1 або табл. 8.1.

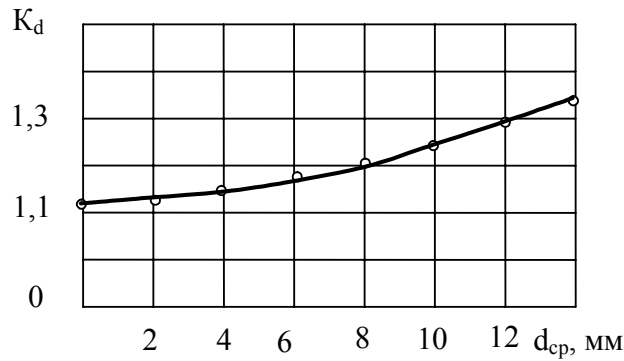


Рис. 8.1. Залежність коефіцієнта K_d від середньозваженої крупності d_{cp}

Таблиця 8.1. – Значення коефіцієнта K_d

Середньозважений діаметр d_{cp} , мм	3 – 7	8 – 15	> 16
Коефіцієнт K_d	1,17 – 1,23	1,24 – 1,30	1,31 – 1,44

Таблиця 8.2. – Величина коефіцієнта k_s у залежності від об'ємної концентрації

Об'ємна концентрація гідросуміші	3	5	10	12,5	15	20	25	30	35	40
Коефіцієнт k_s	0,8	0,89	0,98	1,00	0,99	0,96	0,92	0,91	0,91	0,91

Для твердих матеріалів $d_{cp} = 0,31 - 0,41$; $A^d = 12 - 14$ %; $D_b = 100 - 250$ мм

$$u_{kp} = A\sqrt{gD} \cdot \sqrt[6]{\frac{d_{cp}}{D}}$$

Таблиця 8.3. – Значення коефіцієнта A

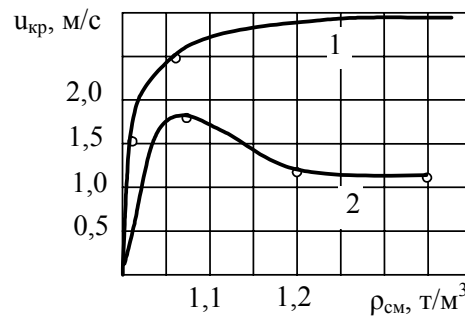
S, %	5	10	15	20	25	30	35	40	45
A	2,92	3,26	3,36	3,36	3,24	3,06	2,98	2,92	2,91

8.3.4. Робоча швидкість гідросуміші

$$u_p = \frac{Q_{cm}}{3600 \frac{\pi D^2}{4}}, \text{ м/с}$$

Якщо робоча швидкість менша критичної ($u_p < u_{kp}$) або коефіцієнт запасу $k \leq \frac{u_p}{u_{kp}}$, вибирають трубу меншого діаметра.

При виборі концентрації необхідно враховувати характер її зміни для матеріалів різної крупності (рис. 8.2).



1 - вугілля крупністю 0-70 мм,
2 - вугілля крупністю 0-3 мм

Рис. 8.2. Залежність критичної швидкості від густини гідросуміші.

8.3.5. Втрати напору для гідросумішей різної крупності

Втрати напору для конкретного виду гідросумішей визначають за допомогою формул:

для тонкодисперсних гідросумішей та суспензій

$$i_{см} = i_0 \frac{\rho_s}{\rho_0};$$

для дрібно- та грубодисперсних гідросумішей

$$i_{см} = i_0 + \Delta i;$$

для полідисперсних гідросумішей

$$i_{см} = i_0 \frac{\rho_{см}}{\rho_0} + \Delta i;$$

$$\Delta i = \frac{1,25S}{gD} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{\frac{u_{кр}}{u}} \sqrt{\frac{d_{cp}}{D}};$$

$$\Delta i = \frac{1,25}{gD} \cdot \rho_{відн}^{0,33} \cdot u_{відн}^{0,5} \cdot d_{відн}^{0,5};$$

$$\text{де } \rho_{відн} = \frac{\rho_s}{\rho_0}; \quad u_{відн} = \frac{u_{кр}}{u}; \quad d_{відн} = \frac{d_{cp}}{D}.$$

Для вугілля $d_{cp}=0,31 - 0,41$; $A^d < 15\%$; $D < 500$ мм; $C < 50\%$; індекс "відн." свідчить про те, що цей параметр взято у відносній формі.

$$i_{см} = i_0 \cdot \frac{\rho_{см}}{\rho_0} + 4C \cdot \frac{d_{cp}}{D} \cdot \frac{u_{кр}}{u};$$

Для $C = 40 - 50\%$ $1,05u_{кр} \leq u \leq 1,6 u_{кр}$;

$$i_{см} = K_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot i_0 (1 + aS);$$

$$K_0 = 1 + 0,3 \frac{u_{кр}}{u}.$$

Додаткові питомі втрати напору

$$\Delta i = \delta \sqrt[4]{j} \cdot \sqrt[3]{S^2} \frac{Q_{см.кр.}}{Q_{см}}; \quad j = \frac{3d_{10}}{d_{90}}$$

де j – коефіцієнт різнозернистості; d_{90} та d_{10} – крупність частинок, менше яких у масі твердих частинок вміщено відповідно 90 % та 10 % матеріалу; $Q_{см.кр.} = \frac{\pi D^2 u_{кр}}{4}$; δ – коефіцієнт, який враховує відносну крупність твердих частинок $\frac{d_{cp}}{D}$

Таблиця 8.4. – Коефіцієнт $K_{дD}$

Співвідношення $d_{cp}/D \cdot 10^2$	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Коефіцієнт $K_{дD}$	0,16	0,28	0,40	0,49	0,57	0,62	0,65	0,67	0,68

8.3.6. Питомі втрати напору

При гідротранспорті неоднорідних вугільних гідросумішей питомі втрати напору можна визначити за допомогою емпіричних формул, отриманих шляхом обробки даних експериментальних досліджень на стендах з трубопроводами промислових діаметрів з реальними гідросумішами.

$$i_{см} = \frac{S}{2gD} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} (m \cdot u^2 + n)},$$

$$i_{см} = \frac{S}{2gD} \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} m u^2} + \frac{S}{2gD} \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} n}, \text{ м вод. ст.}$$

Для гідросумішей з великими грудками твердого матеріалу величина $S \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}}$ наближається до коефіцієнта гідравлічного опору λ_0 і для $i_{см}$ маємо:

$$i_{см} = i_0 + n \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \frac{S}{2gD} \text{ м вод. ст.}$$

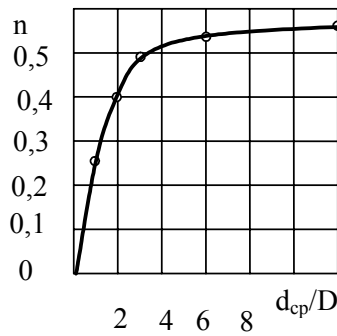


Рис. 8.3. Залежність величини коефіцієнта n від співвідношення d_{cp}/D

8.3.7. Розрахунок міцності трубопроводів

Мінімальну товщину стінок сталевих трубопроводів, які працюють під внутрішнім тиском, визначають за формулою

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_B \cdot n}{2(R_1 + n \cdot p)} \text{ мм}$$

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_B}{2R_2}, \text{ мм}$$

де p – робочий тиск у трубопроводі, МПа; D_B – внутрішній діаметр труби, мм; n – коефіцієнт допустимого перевищення робочого тиску у трубопроводі, який приймають рівним 1,1 ... 1,2; R_1 та R_2 – розрахункові опори. У подальших розрахунках слід приймати більше значення товщини стінки, яке визначено за допомогою цих формул.

Розрахунковий опір сталі R_1 за межею міцності:

$$R_1 = \sigma_s \cdot k_n \cdot m_p$$

де σ_s – тимчасовий опір; k_n – коефіцієнт однорідності металу труб ($k_n = 0,8$ для вуглецевих сталей; $k_n = 0,75$ – для низьколегованих); $m_p \approx 0,8$ – коефіцієнт умов роботи трубопроводу;

$$R_2 = \sigma_T \cdot k_0;$$

де σ_T – границя текучості; k_0 – коефіцієнт однорідності металу труб ($k_0 = 0,9$ для вуглецевих сталей та $k_0 = 0,85$ для низьколегованих сталей).

Таблиця 8.5. – Розрахункові опори трубних сталей

Марка сталі	R ₁ , МПа	R ₂ , МПа
Ст. 3	230	210
Ст. 10	215	180
Ст. 20	250	230
Ст. 35	310	250
Ст. 10Г2А	260	280
Ст. 5ГС	290	290
Ст. 10Г2СД	300	300
Ст. 14ХГС	300	300

Досвід практики свідчить про те, що у деяких випадках товщини стінки, яку визначено за допомогою цих формул, недостатньо, і для забезпечення необхідної жорсткості її необхідно збільшити на 3 – 4 мм. У загальному випадку товщину стінок труби слід приймати не меншою за (0,01-0,14)D_в.

При наявності поздовжніх осьових стискуючих напружень товщину стінок труби визначають за формулою

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_B \cdot n}{2(\varphi_1 \cdot R_1 + n \cdot p)} \text{ мм}$$

де φ_1 – коефіцієнт, який враховує двоосьовий напружений стан труби, що визначають за формулою

$$\varphi_1 = \sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{\sigma_n}{R_1} \right)^2} - 0,5 \frac{\sigma_{zp}}{R_1}$$

де $\sigma_{гр}$ – абсолютне значення граничних осьових стискуючих напружень, яке визначають за розрахунковими навантаженнями та діями з урахуванням пружно-пластичної роботи металу труб у залежності від прийнятих конструктивних рішень, МПа.

Для прямолинійно та пружно зігнутих підземних та наземних трубопроводів поздовжні осьові напруження від дії температури та внутрішнього тиску визначають за формулою:

$$\sigma_{sp/N} = -\alpha \cdot E \Delta t + 0,25 \frac{p \cdot D_e \cdot n}{\delta_p}$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення металу труби, 1/град; E – модуль пружності металу, МПа; $\Delta t = (t_2 - t_1)$ – розрахунковий температурний перепад, який приймають позитивним при нагріванні, °С.

8.3.8. Розрахунок довговічності трубопроводів

Товщину стінки трубопроводу з урахуванням корозійного (δ_k) та гідроабразивного (δ_r) зношування визначають за формулою

$$\delta_\phi = \delta_p + \delta_k + \delta_r, \text{ мм}$$

де $\delta_k = \delta_1 + \delta_2$ – збільшення розрахункової товщини стінки труби на величину негативного допуску при виготовленні δ_1 та корозійне зношування δ_2 .

Для труб з товщиною стінок до 0,015 м допуск δ_1 складає 15 %, а при товщині стінки в інтервалі 0,015 – 0,30 м складає 12,5 %.

$$\delta_2 = (\alpha_1 + \alpha_2)T$$

де α_1 – швидкість корозії матеріалу зовнішньої поверхні труби, 0,25 мм/рік; α_2 – швидкість корозії матеріалу внутрішньої поверхні труб, яку визначають з табл. 6; T – розрахунковий термін служби трубопроводу, рік.

Таблиця 8.6. – Швидкість α_2 корозії внутрішньої поверхні труб

Транспортоване середовище	Швидкість корозії, мм/рік
Водопровідна вода	0,05
Шахтні води:	
- нейтральні або лужні	01
- слабо кислотні	0,4
- середньо кислотні	0,2

Для трубопроводів, якими транспортують абразивні гідросуміші, величини, наведені у табл. 8.6, мають бути збільшеними у 1,5 рази.

Збільшення товщини стінок труб, транспортуючих абразивні гідросуміші, можна визначити за допомогою формули

$$\delta = \delta_\phi + B \text{ мм}$$
$$B = \frac{T \cdot A}{a \cdot k_1 \cdot k_2} \cdot \frac{(0,5 + \cos \alpha)}{1,5} \text{ мм};$$

де T – розрахунковий термін служби трубопроводів, років; A – річна продуктивність трубопроводу по твердому матеріалу, т/рік; $a = 40-110$ тис т – кількість твердого матеріалу, яка пройшла горизонтальним трубопроводом на 1 мм зносу нижньої стінки; k_1 – коефіцієнт, який враховує збільшення терміну служби трубо-

проводу при періодичному повертанні труб навколо осі, змінюється від 1,5 до 1,8 при зміні вмісту у гідросуміші твердих частинок від 29 до 10 %; $k_2 = 0,75$, коефіцієнт, який враховує підвищення зносостійкості труб внаслідок термічної обробки; для труб без термообробки $k_2 = 1,0$; α – кут нахилу трубопроводу, градус.

З умов заданого кута повертання трубопроводу величину B можна визначити як

$$B = \frac{T \cdot A}{a \cdot \psi \cdot n} \cdot 10^{-3},$$

де ψ – коефіцієнт нерівномірності зношування труби у перерізі (табл. 8.7); n – число повертань трубопроводу.

Таблиця 8.7. – Величини коефіцієнта ψ нерівномірності зношування труби у перерізі (при швидкостях транспортування 2-3 м/с)

Кут повертання трубопроводу, градус	Похил трубопроводу	
	0 – 15 °	45 °
90	0,9	0,57
120	1,0	0,67
180	1,0	1,0

Питомий ресурс трубопроводу

$$T_1 = \frac{Q_n}{Q_p}$$

де Q_n – питома пропускна здатність – об'єм (маса) матеріалу, транспортованого трубопроводом, що припадає на 1 мм, зменшення товщини стінки, m^3 (т); Q_p – річна продуктивність гідротранспортної системи по твердому матеріалу, m^3 (т) за рік.

8.4. Розрахунок технологічних елементів гідротранспортних систем

8.4.1. Розрахунок завантажувальних апаратів

Спершу визначають розрахункові характеристики завантажувальних апаратів, а потім з умов забезпечення максимальної продуктивності за таблицею 8.8 вибирають серійний апарат.

Таблиця 8.8. – Технічна характеристика серійних завантажувальних апаратів

Характеристика	АЗВ – 25	АЗВ - М	АЗП - 1	АЗТ - 10
Продуктивність, м ³ /год - по твердому матеріалу у насипному вигляді	135	200 – 250	200 – 250	275
- по твердому матеріалу в ущільненому вигляді	80	120 – 150	120 – 150	165
- по гідросуміші	480	600 - 790	600 - 790	1000
Робочий напір, МПа	6,4	6,4	6,4	6,4 – 10
Спосіб завантаження камер-труб	Сухий	Сухий	Сухий, гідросумішню	Гідросумішню
Спосіб розвантаження камер-труб	Низхідний	Висхідний	Висхідний	Витискальний
Об'ємне відношення Т:Р гідросуміші	1 : 5	1 : 4 – 1:4,3 (регулюється)	1 : 4 – 1:4,3 (регулюється)	1 : 5
Крупність транспортного матеріалу, мм	< 60	0 – 60	0 – 60	0 – 80
Діаметр транспортного трубопроводу, м	0,2	0,2	0,2; 0,25	0,25
Число камер-труб	2	2	3	2
Діаметр камер-труб, м	0,8	0,8	0,8; 1,0	0,25; 0,3
Висота (довжина) камери (труби), м	3	4	10	300
Місткість камери-труби для твердого матеріалу, м ³	1,5	2	2	-
Загальна місткість камери-труби, м ³	1,5	2	8	15; 21
Тривалість циклу, с	35 – 50	50 – 80	80 – 120	120

8.4.1.1. Розрахунок камерних

завантажувально-перекачувальних апаратів

Необхідний об'єм камери апарата V_H (м³), який займає твердий матеріал, залежить від продуктивності по твердому матеріалу у насипному вигляді Q_H (м³/год) та сумарного часу спрацьовування затворів Σt_0 (с) у циклі:

$$V_H = \frac{Q_H \Sigma t_0}{3600};$$

Згідно до циклограми роботи завантажувально-перекачувальних апаратів, час спрацьовування затворів однієї камери з урахуванням часу вирівнювання тиску складає:

$$\Sigma t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 + t_7 + t_8$$

де $t_1 \dots t_8$ – тривалість спрацьовування кожного затвору (приймають 1,5-3,0 с). У випадку застосування на завантажувальних та розвантажувальних трубопроводах зворотних клапанів, які спрацьовують одночасно з затворами на водогонях, при тій же тривалості спрацьовування всіх затворів

$$\Sigma t_0 = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

збільшується ресурс часу та надійність роботи кожного затвору, а циклограма відповідно спрощується.

Загальний об'єм камери апарата V_k (m^3) визначають з урахуванням густини твердого матеріалу у насипному та твердому вигляді, а також концентрації гідросуміші:

$$V_k = V_n \left(1 + \frac{\rho_n}{\rho_m \cdot S} \right).$$

Загальна висота камери діаметром D_k (м) складає

$$h_k = \frac{4V_k}{\pi \cdot D_k^2}.$$

Висота камери, яку займає твердий матеріал,

$$h_n = \frac{4V_n}{\pi \cdot D_k^2}.$$

Тривалість циклу (с) складається з тривалості операцій завантаження t_3 , розвантаження t_p та спрацьовування затворів одної камери

$$T_u = t_3 + t_p + \Sigma t_0.$$

При безперервності процесу перекачування $t_3 = t_p = \Sigma t_0$ мінімальна тривалість циклу трикамерного апарата

$$T_{u \min} = m_k t_p = 3t_p,$$

де m_k – число камер апарата.

Тривалість розвантаження (с) камери

$$t_p = \frac{3600V_k \cdot S}{Q_T} = \frac{3600V_K S \rho_T}{Q_H \rho_H}.$$

8.4.1.2. Розрахунок камерних завантажувальних апаратів

Завантажувальні апарати, які завантажують сухим матеріалом, раціонально виготовляти двокамерними, при забезпеченні безперервності утворення гідросуміші за рахунок інтенсифікації процесів завантаження та зливання відпрацьованої води. За умов повного завантаження камери твердим матеріалом необхідний її об'єм:

$$V_K = V_H = \frac{Q_H \Sigma t_0}{2400}.$$

Об'єм (м³) відпрацьованої води, яку зливають з камери перед черговим завантаженням:

$$V_{3Л} = V_K \frac{\rho_H}{\rho_T}.$$

$$\text{Висота (м) камери апарата } h_K = \frac{4V_K}{\pi D_K^2}.$$

Висота (м) розташування зливного отвору

$$h_{PK} = \frac{4V_K (\rho_T - \rho_H)}{\pi D_K^2 \rho_T}.$$

Тривалість (с) розвантаження камери апарата

$$t_p = \frac{3600V_K}{Q_H}.$$

Тривалість (с) зливу з камери відпрацьованої води

$$t_{3Л} = \frac{2D_K^2 \sqrt{(h_K - h_{3Л})2g}}{\varphi D_K^2}.$$

Тривалість (с) завантаження камери $t_3 = t_p - t_{3Л} - \Sigma t_0$.

Тривалість (с) циклу операцій апарата по завантаженню, розвантаженню, зливу, та спрацьовування затворів

$$T_{Ц} = t_3 + t_p + t_{3Л} + \Sigma t_0;$$

$$T_{у min} = m_k t_p = 2t_p.$$

8.4.1.3. Розрахунок трубчастих завантажувальних апаратів

Необхідний об'єм (м^3) трубчастої камери апарата:

$$V_K = \frac{Q \Sigma t_0}{1299}.$$

Якщо діаметр камери дорівнює діаметру транспортного трубопроводу, то довжину трубчастої камери визначають за формулою:

$$l_k = \frac{4V_k}{\pi D^2}.$$

Щоб забезпечити промивання трубчастої камери, витрату гідросуміші при завантаженні приймають на 15 % вище тієї, що необхідно $Q = 1,15Q_3$, зменшуючи її концентрацію $S_3 = 1,15S_p$.

Витрата гідросуміші, яку завантажують ($\text{м}^3/\text{год}$)

$$Q_3 = \frac{Q}{1,15}.$$

Тривалість завантаження та розвантаження трубчастої камери (с)

$$t_3 = \frac{3600V_K}{Q_3}; \quad t_p = \frac{3600V_K}{Q}.$$

Тривалість циклу (с)

$$T_{Ц} = t_3 + t_p + \Sigma t_0$$

8.4.1.4. Розрахунок шлюзових живильників

Шлюзові живильники використовують для піщано-гравійно-валунних ґрунтів.

Спершу обирають кількість та об'єм камер живильника з умов максимальної продуктивності. Як правило, у роботі знаходяться всі три камери живильника; при роботі двох камер з трьох продуктивність живильника дорівнює 50 % від розрахункової; роботу одною камерою (30 % продуктивності живильника) здійснюють лише при налагоджувальних роботах або у нештатних ситуаціях (при аварійному виходу з ладу інших камер).

Збільшення об'єму камери дозволяє скоротити число циклів та збільшити надійність клапанів та затворів, але у той же час збільшує габарити та вартість живильника в цілому.

Для стаціонарних гідротранспортних систем з шлюзовими живильниками об'єм камери:

$$V_k = 0,1Q_T$$

Для плавучих та пересувних гідротранспортних установок габарити камери порівняно обмежені. Пропускна здатність завантажувального отвору (m^3/m):

$$q_T = 12500\lambda_v d_z^{\frac{2}{3}};$$

де λ_v – коефіцієнт витікання (для річкового піску та гравію 0,55-0,65; для крупнозернистого матеріалу з вмістом великої кількості дріб'язку 0,3-0,4; для грубозернистого матеріалу без дріб'язку 0,4-0,5; для дрібнозернистого матеріалу з великим вмістом дріб'язку 0,2-0,25); d_z – діаметр завантажувального отвору, має дорівнювати діаметру транспортного трубопроводу (не менше 1,8 розміру найкрупніших частинок твердого матеріалу).

8.4.2. Розрахунок трубопроводів

8.4.2.1. Розрахунок вертикальних трубопроводів

$$\text{Критична швидкість } u_{kp} = w_{cm} + c''\sqrt{aSgD}$$

де w_{cm} – гідравлічна крупність частинок середньозваженого розміру у стислих умовах з тонкими фракціями; c'' – емпіричний коефіцієнт: для частинок 0-3 мм $c'' = 2,5$; для частинок 3-10 мм $c'' = 2,5-3,0$; для частинок понад 10 мм $c'' = 3,0-3,5$.

Питомі втрати напору:

$$\text{у висхідному потоці } i_e = i_0 \left(1 + 145S_0 \cdot \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{w}{\sqrt{gD}} \right),$$

$$\text{у низхідному потоці } i_e = i_0 \left(1 - 250S_0 \cdot \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{w}{\sqrt{gD}} \right),$$

де S_0 – об'ємна концентрація гідросуміші; w – гідравлічна крупність середніх за розміром частинок транспортованого матеріалу для стисненого падіння.

8.4.2.2. Розрахунок похилих трубопроводів

Критична швидкість при транспортуванні у похилих ($\alpha < 45-60^\circ$) трубах з достатньою для інженерних розрахунків точністю може бути визначена за формулою:

$$u_{кр,n} = u_{кр} \cdot \cos \alpha$$

При транспортуванні гідросуміші у трубопроводі з кутом похилу понад $45-60^\circ$ визначення критичної швидкості втрачає сенс.

Питомі втрати напору:

$$i_n = i_0 + \Delta i_{см} \cdot \cos^2 \alpha \pm \left(\frac{\rho_s}{\rho_0 - 1} \right) \cdot \left(1 + \frac{w'}{u} \right) \cdot \sin \alpha,$$

де α – кут нахилу трубопроводу щодо горизонту; i_0 – втрати напору для чистої води, визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха.

Швидкість стисненого падіння, що входить до цієї формули, визначається:

$$\text{Для ламінарної області } Re < 2 \quad w' = w \frac{(1-S)^2}{1 + S^2 \frac{177}{Re^{0,7}}}.$$

Для перехідної області $2 < Re < 40$

$$w' = w \sqrt{\frac{(1-S)^5}{\left(1 + S^2 \cdot \frac{108}{Re^{0,7}} \right)^2}}.$$

Для перехідної області $40 < Re < 300$

$$w' = w \frac{(1-S)^{0,565}}{\left(1 + S^2 \frac{29}{\sqrt[3]{Re}} \right)^{9,365}}.$$

$$\text{Для турбулентної області } Re > 300 \quad w'' = w \sqrt{\frac{(1-S)^2}{1 + 4,35S^2}}.$$

Де S – об'ємна концентрація гідросуміші; w – гідравлічна крупність середніх за розміром частинок транспортованого матеріалу для стисненого падіння.

А. Є. Смолдирєв рекомендує орієнтовно розрахунок гідравлічного транспорту похилим трубопроводом при куті похилу до 60° виконувати як для горизонтальних труб, а понад 60° – як для вертикальних.

8.5. Приклади гідравлічних розрахунків

8.5.1. Приклад гідравлічного розрахунку для однорідних за крупністю гідросумішей

Вихідні дані.

Матеріал – дрібний пісок. Середньозважена крупність $d_{cp} = 0,75$ мм. Густина піску $\rho_s = 1,6$ т/м³. Густина гідросуміші $\rho_{cm} = 1,08$ т/м³. Продуктивність гідротранспортної системи $Q_{cm} = 1980$ м³/год. Внутрішній діаметр трубопроводу $D_{вн} = 0,53$ м.

Гідротранспортна система має горизонтальну ділянку довжиною 500 м, похилу ділянку з кутом 45° довжиною 45 м, вертикальну низхідну довжиною 12 м та вертикальну висхідну довжиною 10 м. Визначити загальний опір трубопроводів гідро транспортної системи.

Гідравлічний розрахунок.

$$\text{Об'ємна концентрація: } S = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_s - \rho_0} = \frac{1,08 - 1,00}{1,60 - 1,00} = 0,13.$$

Гідравлічна крупність:

$$w = \frac{25,8d}{\sqrt{v}} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_s - \rho_0)^2}{\rho_0}} = \frac{25,8 \cdot 0,075}{0,1} \cdot 0,6 = 11,61 \text{ см/с.}$$

Масова концентрація

$$C = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_s - \rho_0} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_{cm}} = \frac{1,08 - 1,0}{1,6 - 1,0} \cdot \frac{1,6}{1,08} = 0,192$$

$\nu = 0,0101$ см²/с кінематичний коефіцієнт в'язкості води при 20°C .

Гідравлічна крупність в умовах стислого падіння

$$w_{cm} = w(1 - S)^{\frac{2,9}{\sqrt{d}}} = 11,61(1 - 0,13)^{\frac{2,9}{\sqrt{0,075}}} = 8,13 \text{ см/с.}$$

Робоча швидкість

$$u = \frac{4 \cdot Q_{cm}}{3600 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1980}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,53^2} = 2,49 \text{ м/с}$$

Критична швидкість у горизонтальному трубопроводі

$$u_{kp} = 0,855(0,35 + 1,36\sqrt{CD^2}) = \quad \text{м/с}$$

$$= 0,855(0,35 + 1,36\sqrt{19,7 \cdot 0,53^2}) = 2,33$$

Перевищення робочої швидкості над критичною

$$K = \frac{2,49}{2,33} = 1,068 \text{ забезпечує надійну роботу гідротранспортної}$$

системи.

Питомі втрати напору:

у горизонтальному трубопроводі

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{2,49 \cdot 0,53}{0,1 \cdot 10^{-6}} = 1319700$$

Критерій Рейнольдса

Коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,8 \cdot 6,12 - 1,5)^2} = 0,0121$$

$$i_0 = \lambda \frac{u^2}{2gD} = 0,0121 \frac{2,49^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,53} = 0,0072 \text{ м вод. ст./м}$$

$$i_{cm} = i_0 \frac{\rho_s}{\rho_0} = 0,0072 \cdot \frac{1,6}{1,0} = 0,0115$$

м вод. ст./м

у вертикальному низхідному трубопроводі

$$i_u = i_0 \left(1 - 250S \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{W_{cm}}{\sqrt{gD}} \right) =$$

$$= 0,014 \left(1 - 250 \cdot 0,13 \cdot \frac{9,81 \cdot 0,53}{2,5^2} \cdot \frac{0,08}{\sqrt{9,81 \cdot 0,53}} \right) = 0,0077$$

у вертикальному висхідному трубопроводі

$$i_s = i_0 \left(1 + 145S \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{W_{cm}}{\sqrt{gD}} \right) =$$

$$= 0,014 \left(1 + 145 \cdot 0,13 \frac{9,81 \cdot 0,53}{2,5^2} \cdot \frac{0,08}{\sqrt{9,81 \cdot 0,53}} \right) =$$

$$= 0,022 \text{ м. вод. ст./м.}$$

Критичну швидкість у похилому трубопроводі, яка при гідравлічному підйомі з кутом похилу понад 45-60° залежить від крупних фракцій транспортованого матеріалу, визначають за допомогою формули А.Є.Смолдирева:

$$u_{kp} = W_{cm}^d + c'' \sqrt{a S g D}.$$

Гідравлічна крупність частинок середньозваженого розміру у стислих умовах

$$W_{cm}^d = W(1 - S)^{\frac{2,9}{\sqrt[3]{a}}} = 11,61(1 - 0,13)^{\frac{2,9}{5\sqrt{0,075}}} = 9,387 \text{ см/с.}$$

$$\begin{aligned} \text{Для частинок 0-3 мм} \quad c'' &= 2,5; \\ \text{3-10 мм} \quad c'' &= 2,5 \div 3,0 \\ > 10 \text{ мм} \quad c'' &= 3,9 \div 3,5. \end{aligned}$$

$$u_{kp} = W_{cm}^d + c'' \sqrt{a S g D} =$$

$$= 0,097 + 2,5 \sqrt{\frac{1,6 - 1,0}{1,0} 0,13 \cdot 9,81 \cdot 0,53} = 1,69 \text{ м/с.}$$

Загальний опір системи трубопроводів

$$\begin{aligned} \Sigma H &= L_r \cdot h_r + L_n \cdot h_n + L_{BB} \cdot h_{BB} + L_{BH} h_{BH} = \\ &= 500 \cdot 0,0115 + 45 \cdot 0,0115 + 12 \cdot 0,0077 + 10 \cdot 0,022 = 6,58 \\ \Sigma H &= 6,58 \text{ м вод.ст.} \end{aligned}$$

8.5.2. Приклад гідравлічного розрахунку для неоднорідних за крупністю гідросумішей

Вихідні дані.

Продуктивність ГТС 50 т/год гірничої маси, яка містить 40 т вугілля ($\rho_s = 1,35 \text{ т/м}^3$) та 15 т породи ($\rho_s = 2,5 \text{ т/м}^3$). Треба транспортувати цю масу на збагачувальну фабрику на відстань $L = 4,1 \text{ км}$ з вертикальним підйомом $L_B = 15 \text{ м}$; середній діаметр зерен транспортованого матеріалу $d_{cp} = 16,11 \text{ мм}$; несуча рідина – вода; вибрати насос.

Таблиця 8.9. – Гранулометричний склад транспортованого матеріалу

Класи крупності, мм	Вихід класу крупності γ , %	Сумарний вихід R, %
50 – 100	5,3	5,3
25 – 50	12,5	17,8
13 – 25	22,7	40,5
6 – 13	22,3	62,8
3 – 6	15,3	78,1
1 – 3	14,6	92,7
0 – 1	7,3	100,0
Разом	100,0	

Гідравлічний розрахунок.

$$\text{Густина гірничої маси: } \rho_s = \frac{40 \cdot 1,4 + 15 \cdot 2,5}{40 + 15} = 1,7 \text{ т/м}^3$$

$$\text{Коефіцієнт однорідності: } k_{од} = \frac{d_{90}}{d_{10}} = \frac{18}{1} = 18$$

Максимально можлива концентрація:

$$C = \frac{\rho_s}{k_{од}(\rho_s - 1) + \frac{6}{\pi}} = \frac{1,7}{18(1,7 - 1,0) + \frac{6}{3,14}} = 0,1$$

Приймаємо масову концентрацію гідросуміші: $C = 0,1$ або $C = 10\%$

Об'ємна концентрація:

$$S = \frac{\frac{Q_s}{\rho_s}}{\left(\frac{Q_s}{C} - Q_s\right) \frac{1}{\rho_0} + \frac{Q_s}{\rho_s}} = \frac{\frac{55}{1,7}}{\left(\frac{55}{0,1} - 55\right) \frac{1}{1,0} + \frac{55}{1,7}} = 0,061 \quad S = 6,1\%$$

Густина гідросуміші: $\rho_{см} = 1,0 + 0,061(1,7 - 1,0) = 1,043 \text{ т/м}^3$

Продуктивність ГТС:

$$Q_{см} = \frac{\left(\frac{Q_s^B}{\rho_s^B} + \frac{Q_s^H}{\rho_s^H}\right)}{S} = \frac{\left(\frac{40}{1,35} + \frac{15}{2,5}\right)}{0,061} = 584 \text{ м}^3/\text{Г}$$

Для гірничої маси крупністю 0 – 100 мм коефіцієнт запасу швидкості $k = 1,1$.

Коефіцієнт $k_s = 0,81$ (табл. 4.13). Коефіцієнт $k_d = 1,12 + 0,012 \cdot d_{cp} = 1,12 + 0,012 \cdot 16,11 = 1,43$.

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0} = \frac{1,7 - 1,0}{1,0} = 0,7.$$

Діаметр трубопроводу:

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{(1 + aS)}} \right)^{0,4} =$$

$$= 0,0263 \left(\frac{584}{1,1 \cdot 0,81 \cdot 1,43 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7}{1,0}} \cdot \sqrt{1 + 0,7 \cdot 0,061}} \right)^{0,4} = 0,282 \text{ м.}$$

Обираємо трубу зовнішнім діаметром $D_n = 299$ мм згідно до ГОСТ 8732-78.

Робоча швидкість:

$$u = \frac{Q_{cm}}{3600 \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{584}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,28^2}{4}} = 2,63 \text{ м/с}$$

Критична швидкість:

$$u_{kp} = k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D(1 + aS)} =$$

$$= 0,81 \cdot 1,43 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7}{1,0}} \cdot \sqrt{9,81 \cdot 0,28(1 + 0,7 \cdot 0,061)} = 2,42 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт запасу швидкості: $K = \frac{u_p}{u_{kp}} = \frac{2,63}{2,42} = 1,09$, тоб-

то практично відповідає прийнятому коефіцієнту запасу $K = 1,1$.

$$\text{Число Рейнольдса: } Re = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{2,63 \cdot 0,28}{0,0101 \cdot 10^{-6}} = 7\,291\,089.$$

Таким чином, режим руху – турбулентний.

Питомі втрати напору при гідротранспорті неоднорідних вугільних гідросумішей визначають за допомогою формули (4.59):

$$i_{cm} = i_0 + n \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \frac{S}{2gD}};$$

При турбулентному русі ($Re > 2320$)

$$\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,8 \cdot 6,862 - 1,5)^2} = 0,0093$$

$$i_0 = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD} = 0,0093 \frac{2,63^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,28} = 0,0117 \text{ м вод. ст./м}$$

$$\frac{d_{cp}}{D} = \frac{0,016}{0,28} = 0,057 \quad n = 0,56 \text{ (рис. 4.10)}$$

$$i_{cm} = i_0 + n \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \frac{S}{2gD}} = 0,0117 +$$

$$+ 0,56 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7}{1,0} \cdot \frac{0,061}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,28}} = 0,019 \text{ м вод. ст./м}$$

Гідравлічний опір горизонтального трубопроводу довжиною 4100 м (місцеві опори враховує коефіцієнт $K = 1,1$):

$$H = K \cdot i_{cm} \cdot L = 1,1 \cdot 0,019 \cdot 4100 = 85,7 \text{ м вод. ст.}$$

Критична швидкість у вертикальному трубопроводі:

$$u_{kp} = w_{cm} + c'' \sqrt{a S g D} = 0,54 + 3,5 \sqrt{0,7 \cdot 0,061 \cdot 9,81 \cdot 0,28} = 1,74 \text{ м/с}$$

Для $d_{cp} = 16,11 \text{ мм}$ $w_{ст} = 54$ (табл.15) $c'' = 3,5$

Гідравлічний опір вертикального трубопроводу:

$$i_s = i_0 \left(1 + 145 S_0 \cdot \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{w}{\sqrt{gD}} \right) =$$

$$= 0,0117 \left(1 + 145 \cdot 0,061 \frac{9,81 \cdot 0,28}{2,63^2} \cdot \frac{0,54}{\sqrt{9,81 \cdot 0,28}} \right) = 0,025 \text{ м вод. ст./м.}$$

Загальний гідравлічний опір вертикального трубопроводу:

$$H_B = i_B \cdot L_B = 0,025 \cdot 15,0 = 0,375 \text{ м вод. ст.}$$

Втрати напору на вертикальній ділянці трубопроводу:

$$H_{B,TP} = H_B \cdot \rho_{cm} = 0,375 \cdot 1,043 = 0,391 \text{ кг/м}^2 = 3,91 \text{ м вод. ст.}$$

Загальні втрати напору для системи трубопроводів:

$$\Sigma H = H_L + H_{B,TP} = 85,7 + 3,91 = 88,61 \text{ м вод.ст.}$$

Побудова характеристики мережі трубопроводів. Результати розрахунків зведено до таблиці.

Таблиця 8.10. – Розрахунок характеристики мережі

Q, м ³ /Г	u, м/с	u ² , м ² /с ²	Re = $\frac{u \cdot D}{\nu}$	lg Re	1,8lg Re	1,8lg Re-1,5	(1,8lg Re-1,5) ²
400	1,80	3,26	4990099	6,6981	12,057	10,56	111,51
500	2,27	5,15	6293069	6,7988	12,238	10,738	115,30
600	2,71	7,33	7512871	6,8760	12,379	10,879	118,35
700	3,16	9,98	8760396	6,9420	12,490	10,990	120,78

Продовження табл. 8.10

$\lambda = \frac{1,1}{(1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^2}$	$i_0 = \frac{\lambda \cdot u^2}{2gD}$	Δi	$H \frac{\rho_{cm}}{\rho_0}$	i_{cm}	$i_{cm} \cdot 4100$	ΣH
0,00986	0,0058	0,0073	15,015	0,0131	53,71	69,35
0,00954	0,0089			0,0162	66,72	82,06
0,00929	0,0124			0,0197	80,77	96,42
0,00911	0,0165			0,0233	97,58	113,22

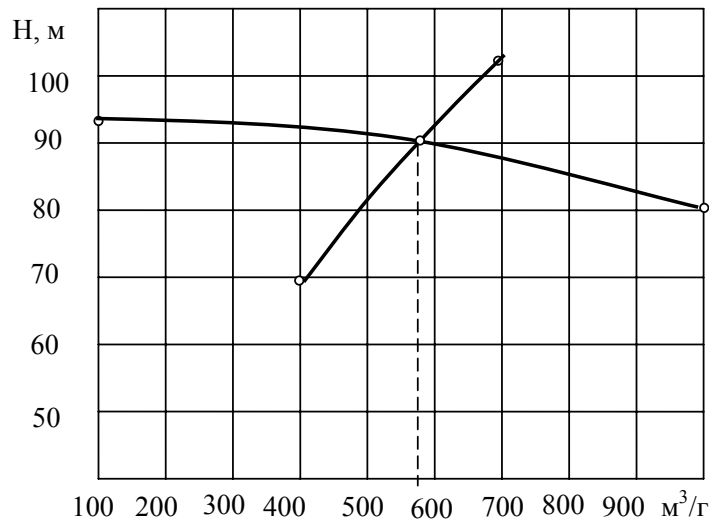


Рис. 8.3 Робочий режим гідротранспортної системи.
Вугільний насос 12У10М, $n = 1485 \text{ хв}^{-1}$.

Товщина стінки трубопроводу.

Вибираємо сталеву (Ст. 3) безшовну трубу зовнішнім діаметром 200 мм у відповідності до ГОСТ 8732-78. Розрахунковий опір за границею міцності $R_1 = 230$, $R_2 = 210$.

Розрахункова товщина стінки

$$\delta_p = \frac{p \cdot D_v \cdot n}{2(R_1 + p \cdot n)} = \frac{9 \cdot 180 \cdot 1,2}{2(230 + 9 \cdot 1,2)} = 4,04 \text{ мм.}$$

Фактична товщина стінки $\delta_\phi = \delta_p + \delta_k + \delta_3$

$\delta_k = \delta_1 + \delta_2$. Для труб з товщиною стінки до 15 мм величина негативного допуску δ_1 складає 15 %. Корозійні втрати $\delta_2 = (\alpha_1 + \alpha_2)T = (0,25 + 1,5 \cdot 0,1) = 0,525 \text{ мм}$.

Товщина стінки труби за умови гідроабразивного зношування:

$T = 3$ роки. $A = 208\,000 \text{ т/р}$. $a = 44\,000 \text{ т/мм}$

$\delta = \delta_p + B$;

$$B = \frac{T \cdot A}{a \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2} \cdot \frac{(0,5 + \cos \alpha)}{1,5} = \frac{3 \cdot 208000}{44000 \cdot 1,5 \cdot 1,0} \cdot \frac{0,5 + 1,0}{1,5} = 3,15 \text{ мм.}$$

$$\delta = 4,04 + 3,15 = 7,19 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину стінки $\delta = 8 \text{ мм}$.

$$\text{Внутрішній діаметр: } D_B = 299 - 2 \cdot 8 = 283 \text{ мм}$$

Робоча швидкість:

$$u = \frac{Q_{см}}{3600 \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{584}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,283^2}{4}} = 2,58 \text{ м/с}$$

$$\text{Коефіцієнт запасу швидкості: } K = \frac{u_p}{u_{кр}} = \frac{2,58}{2,42} = 1,06$$

Такого запасу швидкості може бути недостатньо. Збільшимо товщину стінки труби

$$\delta = 9 \text{ мм.}$$

Робоча швидкість:

$$u = \frac{Q_{см}}{3600 \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{584}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,281^2}{4}} = 2,65 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт запасу швидкості:

$$K = \frac{u_p}{u_{кр}} = \frac{2,65}{2,42} = 1,09$$

8.5.3. Розрахунок вугільного гідропідйому

Вихідні дані.

Виконати розрахунок гідропідйомної установки для транспортування вугільної гідросуміші по вертикальному стволу шахти. Продуктивність установки 200 т/год, задана висота ствола 400 м. Горизонтальна ділянка трубопроводу на поверхні шахти $l = 50 \text{ м}$. Густина вугілля $\rho_S = 1,5 \text{ т/м}^3$. Об'ємна концентрація вугільної гідросуміші – 20 %.

Об'ємні концентрації тонких, дрібних та крупних фракцій у загальній концентрації гідросуміші

$$S_1 = T_{V1} \cdot S = 0,2 \cdot 0,2 = 0,04;$$

$$S_2 = T_{V2} \cdot S = 0,3 \cdot 0,2 = 0,06;$$

$$S_3 = T_{V3} \cdot S = 0,5 \cdot 0,2 = 0,1.$$

Таблиця 8.11. – Гранулометричний склад вугілля

Крупність, мм	Вихід γ , %	Сумарний вихід $\Sigma\gamma$, %	T_v
0 – 0,2	20	20	20
0,2 – 0,1	21	41	30
1 – 2	9	50	
2 – 3	7	57	50
3 – 13	25	82	
13 – 25	10	92	
25 – 100	8	100	

Густина гідросуміші та несучої рідини:

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_s - \rho_0) = 1,0 + 0,2(1,5 - 1,0) = 1,1 \text{ т/м}^3$$

$$\rho_{cm1} = \rho_0 + S_1(\rho_s - \rho_0) = 1,0 + 0,04(1,5 - 1,0) = 1,02 \text{ т/м}^3$$

Відносна густина твердого матеріалу у воді та несучій рідині:

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0} = \frac{1,5 - 1,0}{1,0} = 0,5,$$

$$a_1 = \frac{\rho_s - \rho_{cm1}}{\rho_{cm1}} = \frac{1,5 - 1,02}{1,02} = 0,47.$$

Середньозважена крупність дрібних фракцій та твердого продукту в цілому:

$$d_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_i q_i}{\sum_{i=1}^{i=n} q_i} = \frac{0,1 \cdot 20 + 0,6 \cdot 21 + 1,5 \cdot 9 + 2,5 \cdot 7}{57} =$$

$$= 0,8 \text{ мм} = 0,0008 \text{ м}$$

$$d_{cp}^0 = \frac{0,1 \cdot 20 + 0,6 \cdot 21 + 1,5 \cdot 9 + 2,5 \cdot 7 + 8 \cdot 25 + 19 \cdot 10 + 62,5 \cdot 8}{100} =$$

$$= 9,4 \text{ мм} = 0,0094 \text{ м}.$$

Гідралічна крупність середньозважених частинок дрібних та всіх фракцій суміші у стиснених умовах несучої рідини:

$$w_1 = \frac{\beta \cdot a_1 \cdot d_{cp} \cdot 10^{-3}}{\sqrt[3]{\mu_0}} = \frac{6,5 \cdot 0,47 \cdot 0,0008}{\sqrt[3]{0,001138}} = 0,024 \text{ м/с}$$

$$w_1^0 = w^0(1 - S)^2(1 - \delta^2) = 0,23(1 - 0,2)^2(1 - 0,0376^2) = 0,147 \text{ м/с},$$

де

$$w^0 = 0,105 \sqrt{d_{cp}^0 (\rho_T - \rho_0)} = 0,195 \sqrt{0,0094(1500 - 1000)} = 0,23 \text{ м/с}$$

$$\delta = \frac{d_{cp}^0}{D} = \frac{0,0094}{0,250} = 0,0376 \text{ м/м,}$$

де $D = 0,250 \text{ м}$ – діаметр трубопроводу, який прийнято у першому наближенні, виходячи з умов $D = 3d_{\max} = 3 \cdot 80 = 240 \text{ мм}$ (незначний вміст грудок розміром 80-100 мм не впливає на вибір діаметра трубопроводу).

Встановимо тепер режим руху та параметри потоку.

Пропускна здатність установки по гідросуміші:

$$Q = \frac{Q_m}{S \cdot \rho_T} = \frac{200 \cdot 1000}{0,2 \cdot 1500} = 667 \text{ м}^3/\text{Г.}$$

Пропускна здатність по твердому матеріалу у насипному вигляді

$$Q_H = \frac{Q \cdot S \cdot \rho_T}{\rho_H} = \frac{667 \cdot 0,2 \cdot 1500}{0,6 \cdot 1500} = 222 \text{ м}^3/\text{Г}$$

$\rho_H = 0,6\rho_T$ – для середньої насипної пористості вугілля
 $n = 0,4$.

Робоча швидкість руху гідросуміші

$$u = \frac{4Q}{3600\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 667}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,25^2} = 3,77 \text{ м/с}$$

Критична швидкість транспортування у вертикальному трубопроводі

$$u_{kp} = w_1^0 + c'' \sqrt{a \cdot S \cdot g \cdot D} = 0,147 +$$

$$+ 3\sqrt{0,5 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,25} = 1,63 \text{ м/с}$$

$3,77 > 1,63$, що набагато більше, ніж для надійності транспортування $u = 1,2u_{кр}$.

Приймаємо трубу більшого діаметра $D = 0,3 \text{ м}$. В цьому випадку

$$u_{kp} = 0,147 + 3\sqrt{0,5 \cdot 0,2 \cdot 9,81 \cdot 0,3} = 1,77 \text{ м/с}$$

$$u = \frac{4 \cdot 667}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2} = 2,62 \text{ м/с. } u = 1,48u_{кр}.$$

Перевіряємо швидкість руху гідросуміші на горизонтальній ділянці

$$u_{кр} = c^3 \sqrt{a_1 S_2 w_1 g D} + c'' \sqrt{a_1 S_3 g D} =$$

$$= 7^3 \sqrt{0,47 \cdot 0,06 \cdot 0,024 \cdot 9,81 \cdot 0,3} +$$

$$+ 3 \sqrt{0,47 \cdot 0,1 \cdot 9,81 \cdot 0,3} = 2 \text{ м/с}$$

$u = 1,31 u_{кр}$. Перевірка показує, що i на горизонтальній, i на вертикальній ділянках трубопроводу робоча швидкість набагато перевищує критичну.

Питомі втрати напору у вертикальному трубопроводі складаються з втрат на тертя та втрат на подолання тиску стовпа гідросуміші

$$i_B = i_T + i_{ст} \quad i_T = i_0(1 + aS)$$

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{2,62 \cdot 0,3}{0,0101 \cdot 10^{-6}} = 7782178$$

$$\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re + 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,8 \cdot 6,891 + 1,5)^2} = 0,0092$$

$$i_0 = \frac{\lambda_0 \cdot u^2}{2 \cdot g \cdot D} = \frac{0,0092 \cdot 2,62^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,3} = 0,0107 \text{ м вод. ст. / м}$$

$$i_T = i_0(1 + aS) = 0,0107(1 + 0,5 \cdot 0,2) = 0,01177$$

$$i_{см} = \frac{\rho_{см}}{\rho_0} = \frac{1100}{1000} = 1,1 \text{ м вод. ст./м}$$

$$i_B = i_T + i_{ст} = 0,01177 + 1,1 = 1,1118 \text{ м вод. ст. / м}$$

Питомі втрати напору у горизонтальному трубопроводі

$$i_z = i_0(1 + aS_1) + \frac{c_1 a_1 S_2 w_1}{u} + c'_1 a_1 S_1 = 0,0107(1 + 0,5 \cdot 0,04) +$$

$$+ \frac{8 \cdot 0,47 \cdot 0,06 \cdot 0,024}{2,62} + 0,3 \cdot 0,47 \cdot 0,1 = 0,027$$

Повний необхідний напір на подолання гідравлічного опору та стовпа гідросуміші:

$$H = 1,1(hi_0 + li_{см}) = 1,1(400 \cdot 1,112 + 50 \cdot 0,027) = 446,15 \text{ м}$$

де 1,1 – коефіцієнт, який враховує втрати напору у місцевих опорах.

Гідропідйомна установка може бути обладнаною двокамерним завантажувальним апаратом АЗВ-М з сухим завантаженням та розвантаженням висхідним потоком води з одночасним промиванням камер, який забезпечує висвітлення води, або двокамерним трубчастим завантажувальним апаратом АЗТ.

Визначення параметрів завантажувального апарата АЗВ-М

Необхідний об'єм камери апарата:

$$V_K = V_H = \frac{Q_H \Sigma t_0}{2400} = \frac{222 \cdot 24}{2400} = 2,22 \text{ м}^3$$

де $\Sigma t_0 = 8t = 8 \cdot 3 = 24$ с – сумарна тривалість спрацьовування затворів однієї камери; $t = 3$ с – тривалість спрацьовування одного затвора.

Приймаємо $V_k = 2,5 \text{ м}^3$, діаметр камери апарата $D_k = 1$ м.

Об'єм води, яку зливають з камер:

$$V_{зл} = V_k \frac{\rho_u}{\rho_m} = 2,5 \cdot 0,6 \frac{1,5}{15} = 1,5 \text{ м}^3.$$

Висота камери, яка заповнюється вугіллям:

$$h_k = \frac{4V_k}{\pi D_k^2} = \frac{4 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 1^2} = 3,2 \text{ м}.$$

Висота розташування зливного отвору

$$h_{зл} = \frac{4V_k (\rho_T - \rho_H)}{\pi D_k^2 \rho_T} = \frac{4 \cdot 2,5 (1,5 - 0,9)}{3,14 \cdot 1^2 \cdot 1,5} = 1,3 \text{ м}.$$

Тривалість розвантаження камери апарата

$$t_p = \frac{3600V_k}{Q_u} = \frac{3600 \cdot 2,5}{222} = 40,5 \text{ с}.$$

Тривалість зливу з камери відпрацьованої води

$$t_{зл} = \frac{2D_k^2 \sqrt{\frac{h_k - h_{зл}}{2n}}}{\phi D^2} = \frac{2 \cdot 1^2 \sqrt{\frac{3,2 - 1,3}{9,81}}}{0,98 \cdot 0,3^2} = 7,1 \text{ с}$$

Тривалість завантаження камери

$$t_z = t_p - t_{зл} - \Sigma t_0 = 40,5 - 7,1 - 24 = 9,4 \text{ с}.$$

Тривалість циклу операцій апарата по завантаженню, розвантаженню, зливу та спрацьовування затворів:

$$T_{\text{ц}} = t_3 + t_p + t_{\text{зл}} + \Sigma t_0 = 9,4 + 40,5 + 7,1 + 24 = 81 \text{ с.}$$

Визначення параметрів трубчастого завантажувального апарата типу АЗТ

Необхідний об'єм трубчастої камери апарата

$$V_k = \frac{Q \Sigma t_0}{1200} = \frac{667 \cdot 24}{1200} = 13,34 \text{ м}^3$$

Приймаємо $V_k = 14 \text{ м}^3$. $D_k = D = 0,3 \text{ м}$.

Довжина трубчастої камери

$$l_k = \frac{4V_k}{\pi D_k^2} = \frac{4 \cdot 14}{3,14 \cdot 0,3^2} = 198 \text{ м.}$$

Для забезпечення промивання трубчастої камери та прояснення відпрацьованої води витрати гідросуміші, яку вивантажують з апарата, приймаємо на 15 % вище тих, що завантажують $Q = 1,15Q_3$, за рахунок відповідного зменшення концентрації гідросуміші:

$$S_3 = 1,15S_p.$$

Витрата гідросуміші, яку завантажують

$$Q_3 = \frac{Q}{1,15} = \frac{667}{1,15} = 580 \text{ м}^3.$$

Тривалість завантаження та розвантаження трубчастої камери

$$t_3 = \frac{3600 \cdot V_k}{Q_3} = \frac{3600 \cdot 14}{580} = 87 \text{ с.}$$

$$t_p = \frac{3600V_k}{Q} = \frac{3600 \cdot 14}{667} = 76 \text{ с.}$$

Тривалість циклу

$$T_{\text{ц}} = t_3 + t_p + \Sigma t_0 = 87 + 76 + 24 = 187 \text{ с.}$$

8.5.4. Розрахунок вугільної гідротранспортної системи

Вихідні дані.

Транспортований матеріал – рядове вугілля, крупність 0-100 мм.

Середньозважена крупність $d_{\text{ср}} = 16,11 \text{ мм}$.

Густина вугілля $\rho_s = 1,4 \text{ т/м}^3$

Продуктивність по вугіллю $Q_s = 160 \text{ т/г} = \frac{160}{1,4} =$

$114,25 \text{ м}^3/\text{г}$.

Прийнята об'ємна концентрація $S = 20 \%$.

Продуктивність гідротранспортної системи

$$Q_{cm} = \frac{Q_s \cdot 100}{30} = \frac{114,25 \cdot 100}{30} = 381 \text{ м}^3/\text{г}.$$

Розрахунок.

Густина гідросуміші

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_s - \rho_0) = 1,0 + 0,2(1,4 - 1,0) = 1,08 \text{ т/м}^3.$$

Діаметр трубопроводу

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot k_d \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \cdot \sqrt{1+aS}}} \right)^{0,4}$$

Враховуючи крупність вугілля, приймаємо коефіцієнт $k = 1,1$.

Коефіцієнт $k_s = 0,96$ (табл. 4.11).

Коефіцієнт $k_d = 1,12 + 0,012 \cdot d_{cp} = 1,12 + 0,012 \cdot 16,11 = 1,43$.

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0} = \frac{1,4 - 1,0}{1,0} = 0,4$$

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_s \cdot k_d \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \cdot \sqrt{(1+aS)}}} \right)^{0,4} =$$

$$= 0,0263 \left(\frac{381}{1,1 \cdot 0,96 \cdot 1,43 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4}{1,0}} \cdot \sqrt{1 + 0,4 \cdot 0,2}} \right)^{0,4} = 0,213 \text{ м.}$$

Обираємо трубу зовнішнім діаметром $D_n = 240$ мм з товщиною стінки

$\delta = 12$ мм за ГОСТ 8734-75 (табл. 6.2).

Критична швидкість для неоднорідних гідросумішей

$$u_{kp} = k_s \cdot k_d \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \cdot \sqrt{g \cdot D(1 + aS)} =$$

$$= 0,96 \cdot 1,43 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4}{1,0}} \cdot \sqrt{9,81 \cdot 0,208(1 + 0,4 \cdot 0,2)} = 2,27 \text{ м/с.}$$

Швидкість потоку у трубі з внутрішнім діаметром $D_v = D_n - 2\delta = 240 - 2 \cdot 12 = 208$ мм.

$$u = \frac{Q_{cm}}{3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{381}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,21^2}{4}} = 3,11 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\text{Коефіцієнт запасу } k = \frac{3,11}{2,27} = 1,37.$$

Враховуючи крупність транспортованого матеріалу, такий запас швидкості можна було б залишити, але підвищення швидкості призводить до збільшення енергоємності транспортування та інтенсифікує процес абразивного зношування. При прийнятому коефіцієнті запасу швидкості $k = 1,1$ робоча швидкість має бути $u_p = 1,1 \cdot u_{kp} = 1,1 \cdot 2,27 = 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, а внутрішній діаметр трубопроводу

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{cm}}{u_p \cdot 3600 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 381}{2,52 \cdot 3600 \cdot 3,14}} = 0,232 \text{ м}$$

Питомі втрати напору при гідротранспорті неоднорідних вугільних гідросумішей визначають за допомогою формули (4.59)

$$i_{cm} = i_0 + n \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \frac{S}{2gD}};$$

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{2,52 \cdot 0,23}{0,0101 \cdot 10^{-6}} = 579600;$$

$$\lambda_0 = \frac{1,1}{(1,81 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,81 \lg 579600 - 1,5)^2} = 0,014.$$

Для гідравлічно гладких трубопроводів

$$i_0 = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD} = 0,014 \frac{2,52^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,23} = 0,0197 \text{ м вод. ст./м.}$$

$n = 0,56$ (рис. 4.10)

$$i_{cm} = i_0 + n \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0} \frac{S}{2gD}} = 0,0197 + 0,56 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,4}{1,0} \cdot \frac{0,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,23}} = 0,0475 \text{ м вод. ст./м}$$

8.5.5. Розрахунок гідротранспорту гірських порід та ґрунтів

8.5.5.1. Основні формули для розрахунку

$$u_{кр} = 8,3 \sqrt[3]{D} \sqrt{S \cdot \psi_{cp}}$$

Таблиця 8.12. – Коефіцієнт ψ

Крупність, мм	0,05- -0,10	0,10- -0,25	0,25- -0,50	0,50- - 1,0	1,0- 2,0	2,0- 3,0	3,0- 5,0	5,0- 10,0	> 10,0
Коефіцієнт ψ	0,02	0,20	0,40	0,80	1,20	1,50	1,80	1,90	200

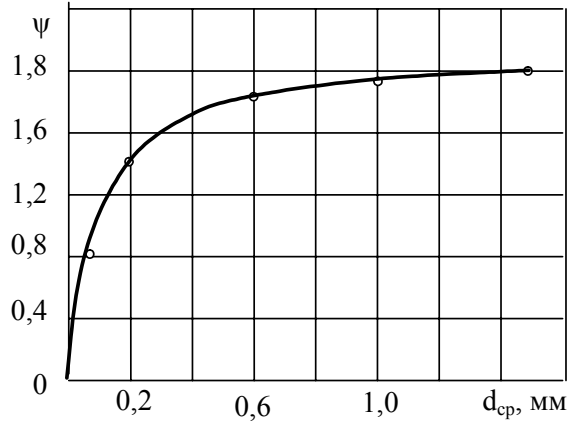


Рис. 8.4. Залежність коефіцієнта ψ , який характеризує здатність ґрунту до транспортування, від середньозваженої крупності.

Швидкість транспортування гідросуміші

$$u_{cm} = k_3 u_{kp}$$

де k_3 – коефіцієнт запасу швидкості: для дисперсної глини та мулу $k_3 = 1,05 \div 1,1$; для піщано-гравійної суміші $k_3 = 1,1 \div 1,2$; u_{kp} – критична швидкість потоку, м/с.

Діаметр трубопроводу визначають за допомогою формули

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{cm}}{u_{kp}}}$$

і далі вибирають за каталогом найближчий менший розмір. Q_{cm} – продуктивність гідротранспортної системи, м³/г.

Загальні втрати напору для системи трубопроводів

$$H = h_{вс} + h_{пл,м} + h_{м,м} + h_{рп} + h_{ост} + h_z$$

де $h_{вс} = h_g + h_L + h_m$ – втрати напору на лінії всмоктування;

$$h_g = \frac{h \rho_{cm}}{\rho_0}$$

– втрати напору на висоту підйому гідросуміші від рівня води до осі насоса, м; h – висота осі насоса над рівнем рідини, м.

$$h_L = \lambda L \frac{u^2 \rho_{cm}}{\rho_0 2gD} - \text{втрати напору по довжині лінії всмоктування, м;}$$

ρ_{cm}, ρ_0 – густина гідросуміші та несучої рідини, відповідно;
 L – довжина трубопроводу, м; λ – коефіцієнт гідравлічного опору:

$$h_m = \zeta \frac{u^2 \rho_{cm}}{\rho_0 2g} - \text{місцеві втрати напору, м. } \zeta - \text{коефіцієнт місцевого опору.}$$

$h_{nl.m} = \sum \zeta_{nl.m} \frac{u_{cm}^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0} + i_{cm} L_{nl.m}$ – втрати напору у плавучому трубопроводі, м.
 При розрахунках можна прийняти, що втрати напору в одному шарнірному з'єднанні еквівалентні 10 і 5 м трубопроводу відповідно при відсутності або наявності прямої вставки.

Втрати напору у магістральному трубопроводі

$$h_{m.m} = \sum \zeta_{m.m} \frac{u_{cm}^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0} + i_{cm} L_{m.m}$$

Втрати напору у робочому трубопроводі

$$h_{p.m} = \sum \zeta_{p.m} \frac{u_{cm}^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0} + i_{cm} L_{p.m}$$

Втрати на залишковий напір $h_{зал}$ приймають у межах: при наміві для розведення гідросуміші – 3÷5 м; перед перекачувальною станцією – 8÷10 м; перед гідрокласифікатором – 10 м; у воду до згущувача – 20÷25 м.

Втрати напору на геодезичний підйом

$$h_z = H_z \frac{\rho_{cm}}{\rho_0},$$

H_z – геодезична висота підйому гідросуміші, м.

Гранична дальність транспортування гідросуміші

$$L_{max} = \frac{H_{zрн} - (H - h_{m.m})}{\frac{i_{cm} + \sum \zeta_{n.m} u_{cm}^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0}},$$

де $H_{cp.n}$ – напір ґрунтового насоса, м;
 $\Sigma \zeta_{n.m} = \Sigma \zeta_{n.l.m} + \Sigma \zeta_{m.m} + \Sigma \zeta_{p.m}$ – сума всіх коефіцієнтів місцевого опору транспортного трубопроводу.

8.5.5.2. Розрахунок гідротранспорту піску крупністю 0,07 – 1,5 мм за Кнорозом В. С.

$$\text{Питомі втрати напору } i_n = i_0 \frac{\rho_{cm}}{\rho_0}.$$

Критична швидкість

$$\text{при } 0,07 < d < 0,15 \text{ мм } u_{kp} = 0,255(1 + 2,48\sqrt[3]{P^4 D}),$$

$$\text{при } 0,15 < d < 1,5 \text{ мм } u_{kp} = 0,855(0,35 + 1,36\sqrt[3]{CD^2}),$$

де $C = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_{тв} - \rho_0} \cdot \frac{\rho_{тв}}{\rho_{cm}} 100\%$ – вагова концентрація гідросу-міші; $\rho_{тв}$ – густина піску у щільному стані, кг/м³.

Таблиця 8.13. – Величина густини деяких гірських порід

Найменування гірської породи	Густина у природному стані $\rho_{пр}$, т/м ³	Густина у стані моноліту ρ_m , т/м ³
Піски	1,45 – 1,70	2,65 – 2,67
Супісок	1,50 – 1,75	2,68 – 2,72
Суглинок	1,59 – 1,80	2,69 – 2,73
Глини	1,75 – 2,30	2,71 – 2,76

Приклад розрахунку.

Вихідні дані: гранулометричний склад піску: $0,05 < d_{70} < 0,15$; $0,15 < d_{30} < 1,5$

Продуктивність гідротранспортної системи

$$Q_{cm} = 0,55 \text{ м}^3/\text{с} = 1980 \text{ м}^3/\text{год}$$

Геодезичний підйом

$H_g = 12$ м. Внутрішній діаметр трубопроводу $D = 0,53$ м.

Напір насоса $H_n = 57$ м вод.ст.

$\rho_{пр} = 1,6$ т/м³ (табл. 8.13). $q_0 = 6,5$ м³/т – питома витрата води.

Густина гідросу-міші

$$\rho_{cm} = \frac{m}{V} = \frac{\rho_s + q_0}{1 + q_0} = \frac{1,6 + 6,5}{1,0 + 6,5} = 1,08 \text{ т/м}^3.$$

Масова концентрація

$$C = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_s - \rho_0} \cdot \frac{\rho_s}{\rho_{cm}} \cdot 100\% = \frac{1,08 - 1,0}{1,6 - 1,0} \cdot \frac{1,6}{1,08} = 19,7\%.$$

Критична швидкість (за методикою В.С. Кнороза для найбільш крупних частинок)

$$u_{kp} = 0,855 \left(0,35 + 1,36 \sqrt{CD^2} \right) =$$

$$= 0,855 \left(0,35 + 1,36 \sqrt{19,2 \cdot 0,53^2} \right) = 2,34 \text{ м/с}$$

Робоча швидкість при діаметрі трубопроводу $D = 0,53 \text{ м}$

$$u = \frac{4Q_{cm}}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 0,55}{3,14 \cdot 0,28} = 2,5 \text{ м/с.}$$

$$\text{Коефіцієнт запасу швидкості } k_3 = \frac{u}{u_{kp}} = \frac{2,5}{2,34} = 1,07.$$

Вважаючи запас швидкості у 7 % занадто малим, збільшимо його до 1,15, що потребує збільшення робочої швидкості до $u = K \cdot u_{kp} = 1,15 \cdot 2,34 = 2,69 \text{ м/с}$

Така швидкість при такій продуктивності може бути лише при внутрішньому діаметрі трубопроводу

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot u}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,55}{3,14 \cdot 2,69}} = 0,51 \text{ м}$$

$\nu = 0,0101 \text{ см}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості води (табл. 1.2).

Число Рейнольдса

$$R = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 0,51}{0,0101 \cdot 10^{-6}} = 1262376$$

$\Delta E = 0,10 \cdot 10^{-3}$ – відносна шорсткість (табл. 6).

Коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta E}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{9,25} = 0,11 \left(\frac{0,10 \cdot 10^{-3}}{0,51} + \frac{68}{1,26 \cdot 10^6} \right)^{9,25} =$$

$$= 0,0181$$

Питомі втрати напору

$$i_{cm} = i_0 \frac{\rho_{cm}}{\rho_0};$$

$$i_{cm} = \frac{\lambda u^2 \rho_{cm}}{2gD\rho_0} = \frac{0,0181 \cdot 2,69^2 \cdot 1,08}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,51} = 0,0141 \text{ м вод.ст./м}$$

$$i_0 = 0,0131 \text{ м вод. ст.}$$

Втрати напору на всмоктувальній лінії земснаряда

$$\Sigma h_{вс} = h_z + h_l + h_m = 0,54 + 0,28 + 0,34 = 1,16 \text{ м вод.ст./м;}$$

де

$$h_z = \frac{h \rho_{cm}}{\rho_0} = 0,5 \cdot \frac{1,08}{1,0} = 0,54;$$

$$h_l = \lambda L \frac{u^2 \rho_{cm}}{\rho_0 2gD} = \frac{0,024 \cdot 18 \cdot 2,5^2 \cdot 1,08}{1,0 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 0,53} = 0,28;$$

$$h_m = \frac{\Sigma \zeta u^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0} = \frac{1,0 \cdot 2,5 \cdot 1,08}{1,0 \cdot 2,0 \cdot 9,81} = 0,34 \text{ м. приймаємо } \Sigma \zeta = 1,0.$$

З урахуванням втрат напору на вході у ґрунтовий насос, де $h_n = 0,5 \div 1,0$, приймаємо

$$\Sigma \zeta_{вс} = 1,75 \text{ м.}$$

Втрати напору у плавучому трубопроводі (15 розтрубних з'єднань)

$$h_{н.м} = \frac{\Sigma \zeta u^2 \rho_{cm}}{2g\rho_0 + iL_{н.м}} = \frac{15 \cdot 0,25 \cdot 2,5^2 \cdot 1,08}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0 + 0,00974 \cdot 150} = 2,75 \text{ м.}$$

Втрати напору у робочому трубопроводі (20 розтрубних з'єднань)

$$h_{р.м} = \frac{20 \cdot 0,35 \cdot 2,5^2 \cdot 1,08}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0} + 0,00974 \cdot 20 \cdot 10 = 4,35 \text{ м.}$$

Втрати напору на геодезичний підйом

$$h_z = H_z \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} = 12 \frac{1,08}{1,0} = 12,96 \text{ м}$$

Залишковий напір на карті наливу

$$h_{зал} = 5 \text{ м.}$$

Сума втрат напору (крім магістрального трубопроводу)

$$H = h_{\text{вс}} + h_{\text{пл.т}} + h_{\text{г}} + h_{\text{р.т}} + h_{\text{зал}} = 1,75 + 2,75 + 4,35 + 12,95 + 5,0 = 26,8 \text{ м.}$$

Гранична відстань транспортування

$$L_{\text{max}} = \frac{H_{\text{спн}} - (H - h_{\text{м.м}})}{\frac{i_{\text{см}} + \sum \zeta_{\text{н.м}} u_{\text{см}}^2 \rho_{\text{см}}}{2g\rho_0}} = \frac{57 - 26,8}{\frac{0,00974 + 0,01 \cdot 2,5^2 \cdot 1,08}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,0}} = 2290 \text{ м.}$$

$$\text{де } \sum \zeta = \frac{\zeta_c}{l_{\text{пр}}} = \frac{0,1}{10,0} = 0,01 \text{ – гідравлічний опір на стиках}$$

ставу трубопроводів;

$l_{\text{пр}} = 10 \text{ м}$ – довжина однієї ланки магістрального трубопроводу.

8.5.5.3. Розрахунок гідротранспорту гірської породи

Вихідні дані.

Порода від проходження гірничих підготовчих виробок у кількості $Q_S = 70,0 \text{ м}^3/\text{год}$.

Густина породи $\rho_S = 2700 \text{ кг/м}^3$. Гранулометричний склад породи представлено у таблиці.

Таблиця 8.14. – Гранулометричний склад породи

Клас крупності, мм	Вихід класу, %	Сумарний вихід, %
50 – 100	2,0	2,0
25 – 50	4,0	6,0
13 – 25	20,0	26,0
6 – 13	15,0	41,0
3 – 6	5,0	46,0
1 – 3	3,0	49,0
0,5 – 1,0	4,0	53,0
0,25 – 0,50	16,0	69,0
0,10 – 0,25	23,0	92,0
0 – 0,25	8,0	100,0
Разом	100,0	-
$d_{\text{ср}} = 8,63 \text{ мм}$	-	-

Відстань транспортування $L = 1500$ м. Різниця у висоті розташування кінцевого терміналу гідротранспортної системи над початковим $h_r = 10$ м. По трасі трубопроводу один поворот на 90° радіусом $R = 1$ м.

Визначити загальний опір системи та побудувати характеристику трубопроводу.

Гідравлічний розрахунок.

$$\text{Коефіцієнт } \psi = \frac{\sum \psi_i \cdot \gamma_i}{100} = \frac{0,02 \cdot 8 + 0,2 \cdot 23 + 0,4 \cdot 16 + 0,8 \cdot 4 + 1,2 \cdot 2 + 1,5 \cdot 1,0 + 1,8 \cdot 4 + 1,9 \cdot 16 + 2,0 \cdot 24}{100} = 1,03$$

Коефіцієнт різнозернистості

$$j = \frac{3d_{90}}{d_{10}} = \frac{3 \cdot 0,1}{15,5} = 0,0176.$$

Приймаємо об'ємну концентрацію $S = 18\%$.

Об'ємна продуктивність ГТС:

$$Q_{cm} = \frac{Q_s^V}{S} = \frac{70}{0,18} = 389 \text{ м}^3/\text{год}$$

Приймаємо коефіцієнт перевищення робочої швидкості над критичною $K = 1,15$.

Внутрішній діаметр трубопроводу

$$D = \left(\frac{Q_{cm}}{K \cdot 23456 \cdot \sqrt[6]{S \cdot \psi}} \right)^{0,428} = \left(\frac{389}{1,15 \cdot 23456 \cdot 0,76} \right)^{0,428} = 0,183$$

Вибираємо за каталогом трубу з зовнішнім діаметром $D_3 = 0,2$ м та товщиною стінки $\delta = 10$ мм.

Критична швидкість:

$$u_{kp} = 8,3 \sqrt[3]{D \cdot \sqrt[6]{S \cdot \psi}} = 8,3 \sqrt[3]{0,18 \cdot \sqrt[6]{1,08 \cdot 0,18}} = 3,58 \text{ м/с};$$

Робоча швидкість:

$$u_p = \frac{4Q_{cm}}{3600 \cdot \pi \cdot D} = \frac{4 \cdot 389}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,18} = 4,2 \text{ м/с};$$

$$K = \frac{u_p}{u_{kp}} = \frac{4,2}{3,58} = 1,17.$$

Таке перевищення робочої швидкості над критичною забезпечить надійну роботу гідротранспортної системи.

Густина гідросуміші:

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_s - \rho_0) = 1,0 + 0,18(2,7 - 1,0) = 1,306 \text{ т/м}^3$$

Визначимо питомі втрати напору у гідравлічно гладкому трубопроводі для чистої води:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} = \frac{4,2 \cdot 0,18}{0,1 \cdot 10^{-6}} = 765000;$$

$$\lambda = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,8 \cdot 5,88 - 1,5)^2} = 0,013.$$

$$i_0 = 0,013 \frac{4,25^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,18} = 0,0665 \text{ м вод. ст./м}$$

Визначимо додаткові втрати напору:

$$\text{Відносна крупність } 100 \frac{d_{cp}}{D} = 100 \frac{8,63}{180} = 4,79;$$

$$\Delta i = \delta \sqrt{j} \cdot \sqrt[3]{S^2} \frac{Q_{cm,kp}}{Q_{cm}} = 0,3 \cdot \sqrt[4]{0,019} \cdot \sqrt[3]{0,18} \cdot \frac{326,9}{388,9} = 0,029,$$

де коефіцієнт $\delta = 0,3$ (табл. 4.6).

Питомі витрат напору при русі гідросуміші:

$$i_{cm} = i_0 + \Delta i = 0,029 + 0,0665 = 0,0955 \text{ м вод. ст./м}$$

Опір лінійної частини трубопроводу:

$$H_L = 0,0955 \cdot 1500 = 143,25 \text{ м вод. ст.}$$

Визначимо місцевий опір у повороті на 90° :

Коефіцієнт опору

$$\xi_{90} = 0,02(100\lambda)^{2,5} + 0,106 \left(\frac{D}{R_n} \right)^{2,5} =$$

$$= 0,02 \cdot (100 \cdot 0,013)^{2,5} + 0,106 \left(\frac{0,18}{1,0} \right)^{2,5} = 0,04;$$

Коефіцієнт f приймаємо за даними табл. 1.19 $f_n = 1,0$.

$$\xi = \xi_{90} \cdot f_n = 0,04 \cdot 1,0 = 0,04.$$

Втрата напору у повороті:

$$H_n = \xi_a \cdot \frac{u^2}{2g} = 0,04 \frac{4,2^2}{2 \cdot 9,81} = 0,036 \text{ м вод. ст.}$$

Втрати напору на геодезичний перепад:

$$H_z = \rho_{cm} \cdot h = 1,306 \cdot 10 = 13,6 \text{ м вод. ст.}$$

Втрати напору у інших місцевих опорах приймаємо 5 % від загальних трат опору у трубопроводі :

$$H_m = 0,05H_L = 0,05 \cdot 143,25 = 7,16 \text{ м вод. ст.}$$

Загальні втрати напору у мережі трубопроводів

$$\Sigma H = H_L + H_m + H_n + H_z = 143,25 + 7,16 +$$

$$+ 9,036 + 13,6 = 164,05 \text{ м вод. ст.}$$

Таблиця 8.15. – Розрахунок напірно-витратної характеристики трубопроводу

$Q_{cm},$ М ³ /Г	$u = \frac{4Q}{3600\pi \cdot D^2}$ м/с	u^2	$Re = \frac{u \cdot D}{\nu}$	$\lg Re$	$\lambda = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re - 1,5)}$	$i_0 = \frac{\lambda \cdot u^2}{2g \cdot D}$ вод. ст./м.
300	3,28	10,73	590400	5,77	0,0139	0,041
330	3,60	12,96	648800	5,81	0,0137	0,050
360	3,93	15,45	707400	5,85	0,0135	0,058
390	4,25	18,06	765000	5,88	0,0133	0,068
420	4,59	21,07	826000	5,92	0,0131	0,078
450	4,91	24,11	883000	5,94	0,0130	0,089
480	5,24	27,46	943200	5,97	0,0129	0,100

Продовження табл. 8.15

$Q_{cm,kr} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot u_{kr}}{4}$	$\frac{Q_{cm,kr}}{Q_{cm}}$	$\Delta i = \delta^A \sqrt{j \cdot \sqrt[3]{S^2}} \frac{Q_{cm,kr}}{Q_{cm}}$	$i_{cm} = i_0 + \Delta i$	$H_L = i_{cm} \cdot L$
326,87	1,089	0,0381	0,0791	118,65
	0,990	0,0346	0,0846	126,90
	0,908	0,0318	0,0898	134,70
	0,838	0,0293	0,0973	145,95
	0,778	0,0272	0,01052	157,00
	0,726	0,0254	0,1144	171,60
	0,681	0,0238	0,1230	184,50

Продовження табл. 8.15

$\xi_{90} = 0,02(100\lambda)^{2,5} + 0,106\left(\frac{D}{R_n}\right)^{2,5}$	f_a (табл. 1,18)	$\xi_n = f_a \cdot \xi_{90}$	$\frac{u^2}{2g}$	$H_n = \xi \cdot \frac{u^2}{2g}$
0,0392	1,0	0,0392	0,547	0,0214
0,0455		0,0455	0,660	0,0300
0,0439		0,0439	0,787	0,0345
0,0423		0,0423	0,920	0,0389
0,0407		0,0407	1,074	0,0437
0,0401		0,0401	1,229	0,0493
0,0390		0,0390	1,399	0,0546

Продовження табл. 8.15

$H_M = 0,05H_L$	$\Sigma H = H_L + H_M + H_{II} + H_{II}$
5,932	138,203
6,345	146,875
6,735	154,969
7,297	166,886
7,850	178,440
8,580	193,829
9,225	207,380

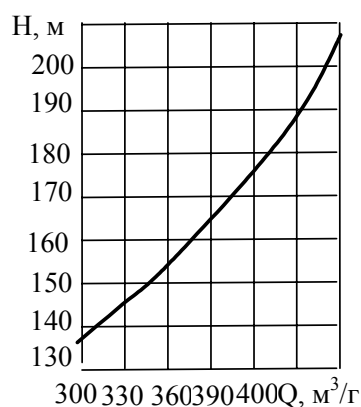


Рис. 8.5. Характеристика трубопроводу

5.5.5.4. Розрахунок гідротранспорту відходів флотації

Вихідні дані.

Продуктивність по твердому матеріалу $Q_S = 40$ т/год.

Густина твердого матеріалу $\rho_S = 2300$ кг/м³. Гранулометричний склад відходів подано у таблиці.

Таблиця 8.16. – Гранулометричний склад відходів флотації

Крупність, мм	+ 0,8	0,28 – – 0,8	0,2 – – 0,28	0,14– 0,20	0,10– –0,14	0,071– 0,10	– 0,071	d_{cp} , мм
Вихід класу, %	14,00	26,75	11,10	10,05	7,30	12,30	18,50	0,29

Об'ємна концентрація гідросуміші (за рекомендаціями табл. 15) $S = 20$ %.

Гідравлічний розрахунок.

Густина гідросуміші:

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_S - \rho_0) = 1,0 + 0,2(2,3 - 1,0) = 1,26 \text{ т/м}^3$$

Продуктивність гідротранспортної системи по гідросуміші:

$$Q_{cm} = \frac{Q_S \cdot \rho_S}{S} = \frac{40 \cdot 2,3}{0,2} = 460 \text{ м}^3/\text{год.} \quad \text{Приймаємо } Q_{cm} =$$

450 м³/год.

Діаметр трубопроводу

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_S \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4} =$$

$$= 0,0263 \left(\frac{450}{0,96 \cdot 1,15 \sqrt{1 + 1,3 \cdot 0,2}} \right)^{0,4} = 0,2779 = 0,28 \text{ м,}$$

де приймаємо: коефіцієнт $k_S = 0,96$ (табл. 4.13); коефіцієнт $k = 1,15$.

Відносна густина відходів флотації у воді

$$a = \frac{\rho_S - \rho_0}{\rho_0} = \frac{2,3 - 1,0}{1,0} = 1,3.$$

Критична швидкість:

$$u_{kp} = k_S \sqrt{gD(1 + aS)} = 0,96 \sqrt{9,81 \cdot 0,28(1 + 1,3 \cdot 0,2)} = 1,78 \text{ м/с.}$$

Робоча швидкість:

$$u = \frac{4 \cdot Q_{cm}}{3600\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 450}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,28^2} = 2,03 \text{ м/с.}$$

Перевищення швидкості $\frac{2,03}{1,78} = 1,14$ забезпечуватиме на-

дійну роботу ГТС.

Питомі втрати напору:

$$i_{cm} = \lambda_{cm} \frac{u^2}{2gD}; \quad \text{Re} = \frac{uD}{\nu_0 k_w};$$

Таблиця 8.17. – Значення коефіцієнта k_w

d_{cp}	Об'ємна концентрація S, %								
	3	5	10	15	20	25	30	35	40
0,05	1,2	1,4	2,8	4,8	7,2	10,2	14,4	19,2	25,4
0,10	1,3	1,6	3,2	5,4	8,0	11,2	15,6	20,8	27,4
0,15	1,5	1,8	3,6	5,8	8,8	12,2	16,8	22,6	28,3
0,20	1,6	2,1	4,0	6,6	11,8	14,2	19,4	26,0	34,0
0,25	2,0	3,0	5,6	8,6	12,6	17,8	24,4	32,4	-
0,30	2,6	3,8	7,6	12,4	18,4	27,8	-	34,0	-

Коефіцієнт $k_w = 18,4$.

$$\text{Re} = \frac{uD}{\nu_0 k_w} = \frac{2,03 \cdot 0,18}{0,01 \cdot 10^{-6} \cdot 18,4} = 1980000$$

Коефіцієнт гідравлічного опору при русі чистої води для трубопроводів з фланцевими з'єднаннями для нових шорстких труб

$$\begin{aligned} \lambda_0 &= \frac{0,0159}{D^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{u} \right)^{0,226} = \\ &= \frac{0,0159}{0,18^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{2,03} \right)^{0,226} = 0,0249 \end{aligned}$$

для гідравлічно гладких труб після 150-200 годин експлуатації

$$\lambda_0 = \frac{0,309}{(\lg \text{Re} - 1)^2} = \frac{0,309}{(6,297 - 1)^2} = 0,011$$

$$i_{0_{ua}} = 0,0249 \frac{2,03^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,18} = 0,029 \text{ м вод.ст./м}$$

$$i_{0_z} = 0,011 \frac{2,03^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,18} = 0,0128 \text{ м вод.ст./м}$$

Таблиця 8.18. – Значення коефіцієнту K_{dD}

Співвідношення $d/D \cdot 10^2$	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Коефіцієнт K_{dD}	0,16	0,28	0,40	0,49	0,57	0,62	0,65	0,67	0,68

Коефіцієнт $K_d/D = 0,34$.

$$\begin{aligned} \Delta i &= \frac{S}{2gD} \sqrt[3]{\frac{\rho_s}{\rho_0}} \sqrt{\frac{u_{kp}}{u}} K_{dD} = \\ &= \frac{0,2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,18} \sqrt[3]{\frac{2,3}{1,0}} \sqrt{\frac{1,78}{2,03}} \cdot 0,34 = 0,0237 \text{ м вод.ст./ м} \end{aligned}$$

8.5.6. Розрахунок гідротранспорту золи (вихідне паливо – сланець)

Вихідні дані.

Продуктивність по твердому матеріалу $Q_s = 300 \text{ м}^3/\text{год}$.

Густина $\rho_s = 2,5 \text{ т/м}^3$. Середній діаметр зерен $d_{cp} = 0,29 \text{ мм}$.

Таблиця 8.19. – Гранулометричний склад золи

Крупність, мм	+ 0,5	0,3-0,5	0,2-0,3	0,1-0,2	0,071-0,1	-0,071	d_{cp} , мм
Вихід, %	14,00	22,75	0,60	15,20	24,05	23,40	0,29

Об'ємну концентрацію визначаємо згідно рис. 8.6. Виходячи з найменшої величини критичної швидкості, $S = 35 \%$.

Продуктивність по гідросуміші:

$$Q_{cm} = \frac{Q_s}{S} = \frac{300}{0,35} = 857 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Гідралічний розрахунок.

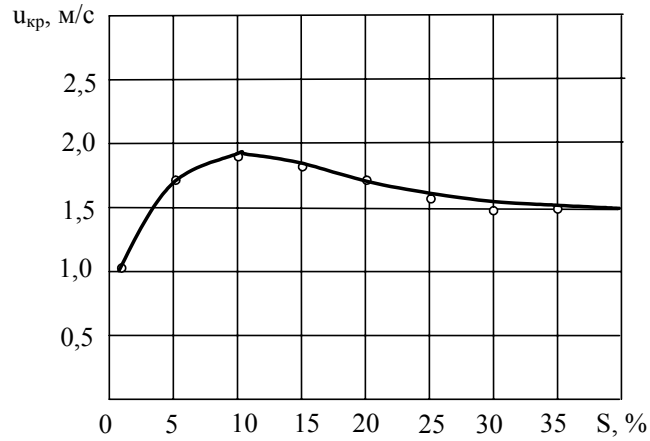


Рис. 8.6. Критична швидкість золової гідросуміші.

Діаметр трубопроводу (внутрішній):

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{см}}{k \cdot k_s \cdot \sqrt{1 + aS}} \right)^{0,4} =$$

$$= 0,0263 \left(\frac{860}{1,1 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{1 + 1,5 \cdot 0,35}} \right)^{0,4} = 0,36 \text{ м.}$$

де $k_s = 0,89$ (табл. 8.2);

$$k = 1 + 0,12 d_{cp}^{0,33} = 1 + 0,12 \cdot 0,29^{0,33} = 1,0797 \cong 1,1.$$

Критична швидкість:

$$u_{кр} = k_s \sqrt{gD(1 + aS)} =$$

$$= 0,89 \sqrt{9,81 \cdot 0,36(1 + 1,5 \cdot 0,35)} = 2,06 \text{ м/с.}$$

Робоча швидкість:

$$u = \frac{Q_{см}}{3600 \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{860}{3600 \frac{3,14 \cdot 0,36^2}{4}} = 2,34 \text{ м/с.}$$

Перевищення швидкості $\frac{2,34}{2,06} = 1,139$. Це достатньо для

забезпечення надійної роботи ГТС.

Визначимо питомі втрати напору:

$$Re = \frac{uD}{\nu_0 k_w} = \frac{2,34 \cdot 0,36}{0,01 \cdot 10^{-6} \cdot 34} = 2470000.$$

$$\lambda_{cm} = \frac{1,1}{(1,8 \lg Re + 1,5)^2} = \frac{1,1}{(1,8 \lg 2470000)^2} = 0,0065.$$

$$i_{cm} = \lambda_{cm} \frac{u^2}{2gD} = 0,0065 \cdot \frac{2,34^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,36} = 0,00504 \text{ м вод. ст. / м.}$$

8.5.7. Розрахунок гідротранспорту залізорудного концентрату

Густина концентрату $\rho_s = 5,0 \text{ т/м}^3$. Об'ємна концентрація гідросуміші $S = 23 \%$.

Робоча швидкість $u = 1,37 \text{ м/с}$. Діаметр трубопроводу $D = 0,305 \text{ м}$.

Таблиця 8.20. – Гранулометричний склад концентрату

Крупність, мм	- 0,04	0,04 – 0,074	0,074 – 0,10
Вихід, %	85	10	5

Густина гідросуміші:

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_s - \rho_0) = 1,0 + 0,23(5,0 - 1,0) = 1,92 \text{ т/м}^3.$$

Відносна густина концентрату у воді:

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0} = \frac{5 - 1}{1} = 4,0$$

Нормальна в'язкість гідросуміші ($\text{Н} \cdot \text{см/м}^2$):

$$\begin{aligned} \mu_1 &= \mu_0 (1 + 2,5S + 10,05S^2 + 0,0027e^{16,6}) = \\ &= 0,001138 \left(1 + 2,5 \cdot 0,23 + 10,05 \cdot 0,23^2 + \right. \\ &\quad \left. + 0,00273 \cdot 2,718^{16,6 \cdot 0,23} \right) = 0,00254 \end{aligned}$$

де $\mu_0 = 1,138 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{см/м}^2$ – динамічний коефіцієнт в'язкості води при $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Кінематичний коефіцієнт в'язкості гідросуміші:

$$\nu = \frac{\mu_1}{\rho_{см}} = \frac{0,00254}{1920} = 0,00000132 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Середньозважений діаметр частинок:

$$d_{cp}^1 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_i q_i}{\sum_{i=1}^{i=n} q_i} = \frac{\left[\frac{0,04 \cdot 85}{2} + \frac{(0,04 + 0,074)10}{2} + \frac{(0,074 + 0,1)5}{2} \right]}{100} =$$
$$= 0,0267 \text{ мм} = 0,0000267 \text{ м}.$$

Гідравлічна крупність тонких частинок:

$$w = \frac{0,408(d_{cp}^1)^2(\rho_s - \rho_0)}{\mu_1} =$$
$$= \frac{0,408 \cdot 0,0000267^2(5000 - 1000)}{0,00254} = 0,000438 \text{ м/с}.$$

Визначення режиму руху та параметрів потоку

Критична швидкість

$$u_{kp} = c_0^1 \sqrt{wD} \sqrt{\frac{aSg}{(1 + aS_1)d_{cp}^1}} =$$
$$= 3,2 \sqrt{0,000458 \cdot 0,305} \sqrt{\frac{4 \cdot 0,23 \cdot 9,81}{(1 + 4 \cdot 0,23)0,0000267}} = 0,775 \text{ м/с}.$$

Перевищення робочої швидкості над критичною
 $\frac{1,37}{0,775} = 1,76$ – режим транспортування надійний ($u = 1,76u_{кр}$).

Визначимо питомі втрати напору при русі чистої води:

$$Re = \frac{uD}{\nu} = \frac{1,37 \cdot 0,306}{0,00000132} = 321423.$$

$$\lambda_0 = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,52)^2} = \frac{1}{(1,8 \lg 379850 - 1,52)^2} = 0,0137.$$

$$i_0 = \frac{\lambda_0 u^2}{2gD} = \frac{0,0137 \cdot 1,37^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,305} = 0,0043 \text{ м вод.ст./м}.$$

Визначимо питомі втрати напору при русі гідросуміші:

$$Re = \frac{uD}{\nu_1} = \frac{1,37 \cdot 0,306}{0,00000132} = 321423$$

$$\lambda_1 = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \lg 321423 - 1,52)^2} = 0,0142.$$

Питомі втрати напору при русі гідросуміші, яка вміщує тонкі та найтонкіше фракції:

$$i_m = \frac{i_0 c_0 \lambda_1 (1 + aS)}{\lambda_0} = \frac{0,0043 \cdot 1,6 \cdot 0,0142 (1 + 4 \cdot 0,23)}{0,0137} = 0,0138 \text{ м вод.ст. / м.}$$

8.5.8. Розрахунок гідротранспорту відходів вуглезбагачення

Вихідні дані.

Річна кількість відходів центральної збагачувальної фабрики (ЦЗФ) $Q_p = 1,5$ млн. т/рік.

Відстань транспортування $L = 5000$ м.

Кількість робочих днів ГТС на рік $N_1 = 357$.

Тривалість роботи ГТС на добу $t = 20$ годин.

Коефіцієнт використання ГТС у часі $k_1 = 0,93 - 0,98$.

Режим роботи ГТС – робота у три зміни по 8 годин, у тому числі 4 години ремонту.

Середня густина породи $\rho_s = 2450$ кг/м³.

Насипна густина породи $\rho_n = 1500$ кг/м³.

Таблиця 8.21. – Розрахунковий гранулометричний склад відходів вуглезбагачення після їх гідравлічного транспортування на 0,5 км

Крупність, мм	2,5 – 80	1,25 – 2,5	– 1,25
Вихід, %	88	2	10

Сталевий трубопровід з фланцевими (БС) з'єднаннями труб.

Гідравлічний розрахунок.

Об'ємна концентрація гідросуміші:

$$S = \frac{T}{T + P} = \frac{1}{1 + 10} = 0,09.$$

Об'ємні концентрації S_1 дрібних (до 2,5 мм) та S_2 крупних (більше 2,5 мм) фракцій, що у сумі складають S , які визначають через масовий вміст (%) у гранулометричному складі дрібних q_1 та крупних q_2 фракцій.

$$S_1 = q_1 \cdot S = 0,12 \cdot 0,09 = 0,011;$$

$$S_2 = q_2 \cdot S = 0,88 \cdot 0,09 = 0,079.$$

Густина гідросуміші:

$$\rho_{CM} = \rho_0 + S(\rho_s - \rho_0) = 1000 + 0,09(2450 - 1000) = 1130,5 \text{ кг/м}^3.$$

Відносна густина твердого матеріалу у воді:

$$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0} = \frac{2450 - 1000}{1000} = 1,45.$$

Середньозважений діаметр дрібних фракцій:

$$d_{cp}^1 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} d_i q_i}{\sum_{i=1}^{i=n} q_i} = \frac{0 + 1,25 \cdot 10 + \frac{1,25 + 2,5}{2}}{12} = 0,83 \text{ мм} =$$

$$= 0,00083 \text{ м.}$$

Гідрравлічна крупність дрібних часточок:

$$w_* = \frac{\beta \cdot a \cdot d_{cp} \cdot 10^{-3}}{\sqrt[3]{\mu_0}} = \frac{6,5 \cdot 1,45 \cdot 0,00083}{\sqrt[3]{0,001138}} = 0,075 \text{ м/с.}$$

Визначення режиму руху та параметрів потоку.

Масова пропускна здатність ГТС по твердому матеріалу:

$$Q_m = \frac{A}{k_t N_t t} = \frac{1500000}{0,95 \cdot 357 \cdot 20} = 221 \text{ т/год.}$$

Об'ємна пропускна здатність по твердому матеріалу у щільному вигляді:

$$Q_T = Q_m \frac{\rho_0}{\rho_T} = 221 \frac{1000}{2450} = 90,2 \text{ т/год.}$$

Об'ємна пропускна здатність по твердому матеріалу у на-сипному вигляді:

$$Q_H = Q_T \frac{\rho_s}{\rho_0} = 90,2 \frac{2450}{1500} = 147,3 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Об'ємна пропускна здатність по гідросуміші:

$$Q_{CM} = \frac{Q_T}{S} = \frac{90,2}{0,09} = 1002,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Витрата води:

$$Q_0 = \frac{1-S}{S} Q_T = Q_{CM} - Q_T = 1002,2 - 90,2 = 912 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Попередньо приймаємо внутрішній діаметр трубопроводу, виходячи з умов: $D = 3d_{\max} = 3 \cdot 80 = 240$ мм. З урахуванням товщини стінки $\delta = 22$ мм найближчий більший діаметр за стандартом: $D = D_n - 2\delta = 325 - 2 \cdot 22 = 281$ мм.

Робоча швидкість руху гідросуміші:

$$u = \frac{4Q_{CM}}{3600 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1002,2}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,281^2} = 4,49 \text{ м/с.}$$

Критична швидкість транспортування:

$$u_{kp} = c\sqrt[3]{a \cdot S_1 \cdot w_0 \cdot g \cdot D} + c'\sqrt[3]{a \cdot S_2 \cdot g \cdot D} = \\ 8\sqrt[3]{1,45 \cdot 0,11 \cdot 0,072 \cdot 9,81 \cdot 0,281} + \\ + 4\sqrt[3]{1,45 \cdot 0,079 \cdot 9,81 \cdot 0,281} = 3,42 \text{ м/с.}$$

$$\text{Перевищення робочої швидкості над критичною } \frac{u}{u_{kp}} = 1,31$$

забезпечує надійну роботу гідротранспортної системи.

Визначимо питомі втрати напору при русі чистої води:

$$\text{Число Рейнольдса } Re = \frac{uD}{\nu_0} = \frac{4,49 \cdot 0,281}{0,00000114} = 1106745;$$

$$\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ при } t = 15 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для трубопроводів з фланцевими з'єднаннями:

- для нових шорстких труб:

$$\lambda_{0ш} = \frac{0,0159}{D^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{u} \right)^{0,226} = \\ = \frac{0,0159}{0,285^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{4,49} \right)^{0,226} = 0,0219 \text{ м вод.ст./ м.}$$

- для гідравлічно гладких труб після 150-200 годин експлуатації:

$$\lambda_{0z} = \frac{0,309}{(\lg Re - 1)^2} = \frac{0,309}{(\lg 1106745 - 1)^2} = 0,0121 \text{ м вод.ст./м.}$$

$$i_{0ш} = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD} = 0,0219 \frac{4,9^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,281} = 0,08 \text{ м вод.ст./м.}$$

$$i_{0уз} = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD} = 0,0121 \frac{4,9^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,281} = 0,044 \text{ м вод. ст./м.}$$

Питомі втрати напору при русі гідросуміші:

$$i_{см.ш} = i_0 + c_1 \frac{aS_1 w}{u} + c'_1 a S_2 = 0,08 + 8 \frac{1,45 \cdot 0,011 \cdot 0,072}{4,49} + 0,5 \cdot 1,45 \cdot 0,079 = 0,139,$$

$$i_{см.ш} = i_0 + c_1 \frac{aS_1 w}{u} + c'_1 a S_2 = 0,044 + 8 \frac{1,45 \cdot 0,011 \cdot 0,072}{4,49} + 0,5 \cdot 1,45 \cdot 0,079 = 0,103,$$

$c_1 = 5 - 9$, а $c'_1 = 0,3 - 0,5$ – емпіричні коефіцієнти.

Загальний опір мережі

$$H_{ш} = k_{м.ш} i_{см.ш} L = 1,1 \cdot 0,139 \cdot 5000 = 766 \text{ м вод.ст./м.}$$

$$H_{г} = k_{м.г} i_{см.г} L = 1,1 \cdot 0,103 \cdot 5000 = 567 \text{ м вод.ст./м.}$$

8.5.9. Розрахунок гідротранспорту апатитового концентрату

Продуктивність $Q_s = 360$ т/год.

$$Q_v = \frac{Q_s}{\rho_s} = \frac{360}{3,24} = 111,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Відстань транспортування:

горизонтальна ділянка $L_{г} = 250$ м.

похила ділянка $\alpha = 60^\circ$ $L_{п} = 300$ м.

Об'ємна концентрація $S = 24\%$.

Таблиця 8.22. – Гранулометричний склад апатитового концентрату $\rho_S = 3240 \text{ кг/м}^3$

Крупність, мм	+0,2	0,1-0,2	0,074-0,10	0,040-0,074	0,030-0,040	0,020-0,030	0,010-0,020	0,005-0,010	-0,005	d_{cp}
Вихід у вихідному продукті, %	9,7	28,5	17,3	19,7	4,6	12,3	1,9	1,5	4,5	0,096

Густина гідросуміші:

$$\rho_{cm} = \rho_0 + S(\rho_S - \rho_0) = 1,0 + 0,24(3,24 - 1,0) = 1,5376 \text{ т/м}^3.$$

Внутрішній діаметр трубопроводу:

$$D = 0,0263 \left(\frac{Q_{cm}}{k \cdot k_S \sqrt{gD(1+aS)}} \right)^{0,4} =$$

$$= 0,0263 \left(\frac{111,1}{1,1 \cdot 0,96 \sqrt{1 + 2,24 \cdot 0,24}} \right)^{0,4} = 0,154 \text{ м},$$

де $k_S = 0,96$ (табл. 10).

Відносна густина твердого матеріалу у воді:

$$a = \frac{\rho_S - \rho_0}{\rho_0} = \frac{3,24 - 1,0}{1,0} = 2,24.$$

Критична швидкість:

$$u_{kp} = k_S \sqrt{gD(1+aS)} = 0,96 \sqrt{9,81 \cdot 0,15(1 + 2,24 \cdot 0,24)} =$$

$$= 1,44 \text{ м/с}.$$

Робоча швидкість:

$$u = \frac{Q_{cm}}{3600 \cdot \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{111,1}{3600 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4}} = 1,74 \text{ м/с}.$$

Перевищення робочої швидкості над критичною $\frac{1,74}{1,44} = 1,2$

обумовлює надійну роботу гідротранспортної системи.

Визначимо коефіцієнт гідравлічного опору при транспортуванні чистої води трубопроводом з нових шорстких труб:

$$Re = \frac{uD}{\nu} = \frac{1,74 \cdot 0,15}{0,01 \cdot 10^{-6}} = 258415.$$

Для трубопроводів із звареними з'єднаннями: $\lambda_0 = 0,0148$ (табл. 1).

Для труб з зазорами у стиках та тих, що працювали менше 100 – 150 годин:

$$\lambda_0 = \frac{0,309}{(\lg Re - 1)^2} = \frac{0,309}{(\lg 258415 - 1)^2} = 0,0158.$$

Для нових шорстких та дуже кородованих труб:

$$\lambda_0 = \frac{0,0159}{D^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{u}\right)^{0,226} = \frac{0,0159}{0,15^{0,226}} \left(1 + \frac{0,684}{1,74}\right)^{0,226} = 0,0266.$$

Питомі втрати напору при транспортуванні чистої води (у найбільш складних умовах):

$$i_0 = \lambda_0 \frac{u^2}{2gD} = 0,0266 \frac{1,74^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15} = 0,0273 \text{ м вод. ст./м.}$$

$$i_{cm} = i_0 \frac{\rho_s}{\rho_0} = 0,0273 \frac{3,24}{1,0} = 0,08845.$$

Горизонтальна ділянка $H_r = L_r \cdot i_{cm} = 0,08845 \cdot 250 = 22,11 \text{ м.}$

Похила ділянка

Питомі втрати напору

$$i_n = i_0 + \Delta i_{cm} \cdot \cos^2 \alpha \pm \left(\frac{\rho_s}{\rho_0} - 1\right) \cdot \left(1 + \frac{w'}{u}\right) \cdot \sin \alpha.$$

де α – кут нахилу трубопроводу до горизонту.

Швидкість стисненого падіння визначається:

$$W = \frac{25,8d}{\sqrt{v}} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_s - \rho_0)^2}{\rho_0}} = \frac{25,8 \cdot 0,096}{0,1} \cdot 2,24 = 59,44 \text{ см/с.}$$

$$W_{cm} = W(1 - S) \frac{2,9}{\sqrt[5]{d}} = 59,4(1 - 0,24) \frac{2,9}{\sqrt[5]{0,096}} = 4,56 \text{ см/с.}$$

$$i_e = i_0 \left(1 + 145S \frac{gD}{u^2} \cdot \frac{W}{\sqrt{gD}}\right) =$$

$$= 0,0273 \left(1 - 145 \cdot 0,24 \cdot \frac{9,81 \cdot 0,15}{1,74^2} \cdot \frac{0,0456}{\sqrt{9,81 \cdot 0,15}}\right) = 0,0446.$$

Критичну швидкість у похилому трубопроводі, яка при гідралічному підйомі з кутом похилу більшим 45-60° залежить від крупних фракцій транспортованого матеріалу, визначають за допомогою формули А.Є. Смолдирева:

$$u_{kp} = W_{cm}^d + c'' \sqrt{a S g D}$$

$$d_{cp} = \frac{d_1 \gamma_1 + d_2 \gamma_2}{100} = \frac{0,1 \cdot 70 + 0,82 \cdot 30}{100} = 0,315 \text{ мм} = 0,0315 \text{ см.}$$

$$W_{cm}^d = W (1 - S)^{\frac{2,9}{\sqrt{a}}} = 11,61 (1 - 0,13)^{\frac{2,9}{5 \cdot \sqrt{0,0315}}} = 5,09 \text{ см/с.}$$

Для частинок 0-3 мм $c'' = 2,5$;
 3-10 мм $c'' = 2,5 \div 3,0$
 > 10 мм $c'' = 3,9 \div 3,5$.

$$u_{kp} = W_{cm}^d + c'' \sqrt{a S g D} =$$

$$= 0,05 + 2,5 \sqrt{\frac{1,6 - 1,0}{1,0} 0,13 \cdot 9,81 \cdot 0,53} = 0,69 \text{ м/с.}$$

8.6. Особливості розрахунків гідротранспорту за окремими методиками

8.6.1. Розрахунок гідротранспорту гравійно-галькових та грудкових матеріалів з вмістом піску за В.В. Трайнісом

Питомі втрати напору:

$$i_{zp-z} = \frac{i_0 \rho_{z-z}}{\rho_0} + \left[\frac{\sqrt{g D (\rho_{cm} - \rho_0) k_R}}{K_1 K_2 u_{cm} \rho} \right].$$

$$\text{Критична швидкість } u_{kp} = \sqrt{g D} \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_{cm} - \rho_0}{K_1 K_2 \lambda_0 \rho_{cm}}}.$$

де $K_1 = 1,4$ – емпіричний коефіцієнт; $K_2 = 0,55$ (для гравію, щебеню та крупних грудок породи) – коефіцієнт опору при вільному падінні твердої частинки; s – коефіцієнт, який враховує ваговий вміст $R\%$ дрібних класів ($d < 2$ мм) у твердій фазі гідро-

суміші, при $15\% < R < 100\%$ $c = \frac{0,75(100 - R)}{100}$ при $0 < R < 15\%$
 $c = \frac{1 - 2,4R}{100}$ при $c = 0,3$ $u = (1,15 \div 1,2)u_{кр}$.

8.6.2. Розрахунок гідротранспорту мулу (частинки крупністю 0,005 - 0,01 мм за С.В. Яковлевим)

Питомі втрати напору $i_u = \frac{\lambda_u u_{cm}^2}{2gD}$, при

$$\lambda_u = 0,006 + \frac{0,03}{\Delta E^{0,17}}.$$

Критична швидкість $u_{кр} = (1,1 - 1,15) u$.

8.6.3. Розрахунок гідротранспорту тонкодисперсного матеріалу (частинки крупністю 0,01 - 0,15 мм за А.Е. Смолдиревим)

Питомі втрати напору:

$$i_{нор} = i_0(1 + aS) + naS \cdot \frac{W_{cm}^2}{u} \cdot \frac{D}{d_{cp}} \quad \text{при} \quad i_0 = \frac{\lambda_0 u^2}{2gD},$$

Критична швидкість

$$u_{кр} = W_{cm} + 3\sqrt{aSDg}$$

де i_0 – питомі втрати напору для чистої транспортної рідини; S – об'ємна концентрація гідросуміші (у частках одиниці);

$a = \frac{\rho_s - \rho_0}{\rho_0}$ – коефіцієнт густини гідросуміші; $W_{ст} =$

$\omega(1 - S)^2 \left[1 - \frac{d_{cp}^2}{D^2} \right]$ – швидкість стисненого падіння частинок (гід-

равлічна крупність); ω – площа перерізу трубопроводу, м²; $n = 0,3 \div 0,32$ – експериментальний коефіцієнт; d_{cp} – середньозважений розмір частинок транспортованого матеріалу; λ_0 – коефіцієнт гідравлічного опору для чистої несучої рідини при русі із швидкістю $u = \frac{4Q_0}{\pi D^2}$; Q_0 – витрата транспортного насоса по несучій рідині м/с.

8.6.4. Розрахунок гідротранспорту піщано-глинистих гідросумішей за А.П. Юфіним

Питомі втрати напору:

$$i_{n-зл} = i_{зл} + \frac{(i_n - i_{зл})P}{100}, \text{ де } i_n \text{ та } i_{зл} - \text{питомі втрати напору}$$

при транспортуванні піщаних та глинистих гідросумішей, відповідно; P – вміст піску у твердій фазі гідросуміші, %.

$$\text{Критична швидкість } u_{кр} = 9,81 \sqrt[3]{D} \sqrt[4]{W} \left(\rho_{см} - \frac{\rho_{зл}}{\rho_0} \right), \text{ де}$$

$\rho_{гп}$ – густина води з домішкою частинок глини.

8.6.5. Розрахунок гідротранспорту дисперсної глини крупністю до 0,005 мм за методикою К.А. Царевича – А.П. Юфіна

Продуктивність по гідросуміші $Q_{см} = 360 \text{ м}^3/\text{год}$.

Об'ємна концентрація $S = 25 \%$.

Діаметр трубопроводу (табл. 8.22) $D = 0,4 \text{ м}$.

$$\text{Питомі втрати напору: } i_{см} = \lambda_{зл} \cdot \frac{u_{см}^2}{2gD},$$

де $\lambda_{зл} = 0,097 + 2,34\Delta E$; $\Delta E = 0,07$ – відносна шорсткість цільнозварених нових або старих у задовільному стані сталевих труб;

$$\lambda_{зл} = 0,097 + 2,34\Delta E = 0,097 + 2,34 \cdot 0,07 = 0,261 \text{ м вод. ст./м.}$$

Робоча швидкість

$$u = \frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 360}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2} = 0,796 \text{ м/с.}$$

$$u_{кр} = (1,05 \cdot 1,1) u_{см} = 1,05 \cdot 0,796 = 0,836$$

$$i_{см} = \lambda_{зл} \cdot \frac{u_{см}^2}{2gD} = \frac{0,261 \cdot 0,796^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,4} = 0,021 \text{ м вод. ст./м.}$$

Таблиця 8.22 – Середня пропускна здатність
гідротранспортної установки*

Транспортований матеріал	Діаметр трубопровода, мм							
	200	300	400	500	600	700	800	1000
Вугілля подрібнене	8,5	200	380	600	900	1300	1700	2900
	150	360	640	1100	1600	2200	3000	5100
Вугілля рядове	80	195	400	700				
	267	735	1510	2635				
Залізорудний концентрат	170	420	830	1365	2060			
	190	460	900	1485	2240			
Пісок	180	204	600	1060	1650			
	340	650	1360	2350	3650			
Каолін	100	170	300	470				
	150	2350	450	700				

* У числівнику наведено дані по твердому матеріалу (т/Г), у знаменнику – по гідросуміші (м³/Г).

8.6.6. Розрахунок параметрів гідротранспорту піщано-гравійних сумішей крупністю 0,25-70 мм за методом ВНДІГ ім. Веденєєва

Питомі втрати напору $i_{n-ep} = i_0 + \Delta i$.

Додаткові втрати напору на переміщення твердих частинок:

$$\Delta i = \delta \sqrt[4]{J} \sqrt[3]{S^2} \frac{Q_{кр.см}}{Q_{см}}$$

$$\text{Коефіцієнт відносної крупності частинок } \delta = \frac{100d_{кр}}{D}$$

$$\text{Коефіцієнт різномірності частинок } J = \frac{3d_{10}}{d_{90}}$$

$$\text{Критична швидкість } u_{кр} = 8,3 \sqrt[3]{D} \sqrt[6]{S \varphi_{кр}}$$

$$\text{Середній коефіцієнт транспортабельності } \varphi_{кр} = \frac{\sum \varphi_i P_i}{100}$$

де $Q_{кр}$ – витрата гідросуміші при критичній швидкості; d_{10} та d_{90} – розмір твердих частинок, менше яких в масі твердого матеріалу міститься відповідно 10 та 90 %; P_i – відсотковий вміст i -х частинок у загальній масі.

ДОДАТКИ

Таблиця 1. Значення $\lambda_0 \cdot 10^4$ для трубопроводів із звареними з'єднаннями труб

$Re \cdot 10^3$	λ_0	$Re \cdot 10^3$	λ_0	$Re \cdot 10^3$	λ_0
4	403	45	212	450	133
5	376	50	207	500	120
6	356	60	198	600	126
7	340	70	192	700	123
8	328	80	186	800	121
10	308	100	178	1000	116
15	276	150	164	1500	108
20	257	200	155	2000	103
25	243	250	148	2500	100
30	233	300	143	3000	096
35	224	350	141	3500	095
40	217	400	136		

Таблиця 2. Розрахункові значення $100\lambda_0$ для трубопроводів з фланцевими з'єднаннями труб

u, м/с	Діаметр трубопроводу D, мм								
	100	200	300	400	500	600	700	800	900
1,0	1,93	1,66	1,54	1,45	1,40	1,35	1,32	1,30	1,25
1,5	1,77	1,54	1,43	1,35	1,30	1,29	1,23	1,20	1,17
2,0	1,68	1,46	1,35	1,29	1,24	1,19	1,16	1,14	1,12
2,5	1,60	1,40	1,30	1,23	1,19	1,15	1,12	1,10	1,08
3,0	1,54	1,35	1,26	1,19	1,15	1,12	1,09	1,07	1,05
3,5	1,51	1,32	1,23	1,16	1,12	1,09	1,06	1,02	1,02
4,0	1,47	1,29	1,19	1,14	1,10	1,07	1,04	1,02	1,00
4,5	1,43	1,26	1,17	1,11	1,08	1,04	1,02	1,00	0,98
5,0	1,40	1,23	1,15	1,10	1,06	1,03	1,00	0,98	0,97
5,5	1,37	1,21	1,13	1,08	1,04	1,02	0,99	0,97	0,95
6,0	1,35	1,20	1,12	1,07	1,03	1,00	0,98	0,96	0,94
6,5	1,34	1,18	1,10	1,06	1,02	0,99	0,96	0,95	0,93
7,0	1,32	1,16	1,09	1,04	1,00	0,99	0,95	0,93	0,92
7,5	1,30	1,15	1,07	1,03	0,99	0,96	0,94	0,92	0,91
8,0	1,29	1,14	1,07	1,02	0,99	0,95	0,93	0,91	0,90

Таблиця 3. Значення $i \cdot 10^3$ для трубопроводів з фланцевими з'єднаннями труб

u, м/с	Діаметр трубопроводу D, мм												
	200	250	300	350	400	500	600	700	800	1000	1100	1200	1400
0,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,1
1,0	4,3	3,3	2,4	2,2	1,9	1,6	1,2	1,0	0,8	0,6	0,6	0,5	0,4
1,5	9,0	6,9	5,6	4,7	4,0	3,1	2,5	2,1	1,8	1,4	1,2	1,1	0,9
2,0	15,2	11,7	9,4	7,9	6,2	5,7	4,2	3,1	3,0	2,3	2,1	1,9	1,6
2,5	22,7	17,6	14,2	11,8	10,1	7,8	6,3	5,3	4,5	3,5	3,1	2,8	2,4
3,0	31,7	24,5	19,7	16,5	14,1	10,9	8,8	7,4	6,3	4,9	4,1	4,0	3,3
3,5	42,1	32,5	26,2	21,9	19,2	14,5	11,8	9,8	8,4	6,4	5,8	5,3	4,4
4,0	53,8	41,4	33,4	28,0	24,1	18,6	15,0	12,6	10,8	8,3	7,5	6,7	5,7
4,5	66,6	51,6	41,6	34,8	29,7	22,9	18,6	15,6	13,4	10,3	9,3	8,4	7,0
5,0	80,9	63,0	59,5	42,2	36,3	28,0	22,7	18,9	16,2	12,6	11,2	10,2	8,6

Таблиця 4. Витрати води q_0 (m^3) на транспортування $1 m^3$ порід та ґрунтів

Група порід	Орієнтовна витрата води	Породи
I	6,5	Піски дрібнозернисті. Піски середньозернисті. Піски різнозернисті (частинок $0,005-0,05 \leq 20\%$). Мул текучий
II	8,5	Піски різнозернисті, крупнозернисті та гравелісті (частинок $0,005-0,05 \leq 15\%$). Піски пілоподібні. Супісок легкий.
III	11	Піски різнозернисті. Супісок важкий.
IV	14	Піщано-гравійні ґрунти (частинок $< 0,005 \text{ мм} \leq 3\%$). Суглинки легкі.
V	18	Піщано-гравійні ґрунти (частинок $< 0,005 \text{ мм} \leq 5\%$). Суглинки середні.
VI	22	Піщано-гравійні ґрунти. Суглинки важкі. Глини пісні.
VII	26	Гравійно-галечникові
VIII	30	Гравійно-галечникові

Таблиця 5. Основні види гідросумішей

Види гідросумішей	Крупність частинок, мм	Характеристика фракцій
Суспензії	0 – (0,05 – 0,074)	Найтонші
Тонкодисперсні	(0,05 – 0,074) – (0,1 – 0,15)	Тонкі
Дрібнодисперсні	(0,1 – 0,15) – (2,0 – 3,0)	Дрібні
Грубодисперсні	> 2 – 3	Крупні
Полідисперсні	> 0	Змішані

Верхні значення крупності відносять до матеріалів меншої густини

Таблиця 6. Шорсткість труб та каналів

Характеристика поверхні труб та каналів	$\Delta E, 10^{-3}$
1. Цільнотягнуті труби нові сталеві сталеві водопровідні, які були в експлуатації	0,02 – 0,10 1,20 – 1,50
2. Зварні сталеві труби Нові або старі у задовільному стані Були в експлуатації	0,04 – 0,10 0,10 – 0,15
3. Чавунні труби Нові Нові бітумінізовані Асфальтовані Були в експлуатації	0,25 – 1,00 0,10 – 0,15 0,12 – 0,30 1,00 – 1,50
4. Бетонні та залізобетонні труби Бетоні з затиранням поверхні Бетонні Бетонні з грубою поверхнею Азбоцементні нові Азбоцементні, що експлуатувалися	0,50 – 0,80 2,50 3,00 – 9,00 0,05 – 0,10 0,60

Таблиця 7. Густина транспортіваних матеріалів

Матеріал	Густина $\rho_s, \text{кг/м}^3$	Матеріал	Густина $\rho_s, \text{кг/м}^3$
Вугілля	1200 – 1500	Фосфорит	2600 – 2700
Зола	2200 – 2500	Вапняк	2500 – 2800
Крейда	1800 – 2600	Цемент, шлак	2700 – 3000
Каолін, глина	2200 – 2600	Хвости вуглезбагачення	2300 – 2600
Сланець	2400 – 2700	Хвости збагачення руд	2700 – 3300
Піщаник, пісок	2500 – 2700	Руди та концентрати	3500 – 5600

Таблиця 8. Формули для визначення гідравлічної крупності

Умови застосування формули	Формули для визначення W та W _{ст}
Дрібні частинки $d \leq 0,1 \div 0,15$ мм. Ламінарне обтікання	$W = 40,6 \frac{d^2 \cdot \rho_s - \rho_0}{\nu \rho_0}$
Середні частинки $d = 0,1 \div 20$ мм. Перехідне обтікання	$W = \frac{25,8d}{\sqrt{\nu}} \cdot \sqrt{\frac{(\rho_s - \rho_0)^2}{\rho_0}}$
Крупні частинки $d > 1,5 \div 2,0$ мм. Турбулентне обтікання.	$W = 33 \sqrt{d \frac{(\rho_s - \rho_0)}{\rho_0}}$
Стиснене падіння групи частинок i -ї фракції при: $d = 0,25 \div 2,0$ мм $d > 2$ мм	$W_{cm} = W(1 - S)^{\frac{2,9}{\sqrt[3]{d}}}$ $W_{cm} = W(1 - S)^{2,45}$
Стиснене падіння групи частинок різних фракцій, осереднена гідравлічна крупність, де W_{cm}^i – гідравлічна крупність стисненого падіння окремих фракцій; A – вміст цих фракцій у породі.	$W_{cm} = \frac{\sum W_{cm}^i A_i}{100}$
При наявності у гідросуміші найтонших фракцій гідравлічну крупність дрібних частинок визначають з урахуванням стиснених умов, тобто того, що несучим середовище є не рідина, а суспензія, швидкість якої W_c	$W_c = \frac{\beta \cdot a_c d_{cp}}{\sqrt[3]{\mu_c}}$ $a_c = \frac{\rho_s - \rho_c}{\rho_c}$ $\rho_c = Sc(\rho_s - \rho_0) + \rho_0$ $d_{cp} \quad 0,15-0,05 \quad 0,5-1,5 \quad 1,5-3,$ $\beta \quad 6,5 \quad 8,0$

Таблиця 9. Експериментальні величини гідравлічної крупності

Діаметр частинок, мм	Гідравлічна крупність см/с при температурі води, °С			
	5	10	15	20
30,0		73,6		
27,5		70,6		
25,0		67,2		
22,5		63,2		
20,0		60,2		
17,5		56,2		
15,0		52,0		
12,5		47,7		
10,0		42,5		
9,0		40,3		
8,0		38,0		
7,0		35,5		
6,0		32,8		
5,0		30,0		
4,0		26,8		
3,5	24,05	24,53	25,05	25,55
3,0	22,25	22,75	23,25	23,75
2,5	20,42	20,92	21,42	21,92
2,0	18,25	18,78	18,25	19,75
1,75	16,82	17,32	17,82	18,35
1,5	15,15	15,65	16,15	16,65
1,25	13,30	13,80	14,30	14,80
1,00	11,20	11,68	12,17	12,66
0,90	10,32	10,79	11,26	11,73
0,85	9,84	10,29	10,75	11,20
0,80	9,36	9,81	10,25	10,69
0,775	9,15	9,56	10,00	10,49
0,75	8,81	9,23	9,65	10,07
0,65	7,48	7,88	9,27	8,66
0,60	6,78	7,16	7,53	7,90
0,50	5,34	5,67	6,00	6,33
0,40	3,97	4,26	4,55	4,84
0,375	3,62	3,90	4,18	4,46
0,350	3,24	3,50	3,72	4,04
0,325	2,87	3,12	3,37	3,62
0,300	2,51	2,74	2,97	3,22
0,275	2,16	2,38	2,60	2,88

Продовження табл. 9

Діаметр частинок, мм	Гідравлічна крупність см/с при температурі води, °С			
	5	10	15	20
0,250	1,84	2,05	2,26	2,46
0,2	1,26	1,45	1,62	1,78
0,15	0,79	0,92	1,04	1,17
0,14	0,69	0,81	0,93	1,06
0,13	0,60	0,72	0,83	0,94
0,125	0,55	0,66	0,76	0,89
0,12	0,51	0,62	0,72	0,83
0,11	0,46	0,54	0,62	0,71
0,10	0,385	0,46	0,525	0,61
0,095	0,344	0,414	0,484	0,554
0,0929	9,334	0,397	0,460	0,523
0,0900	0,315	0,375	0,435	0,495
0,085	0,282	0,336	0,390	0,444
0,080	0,252	0,300	0,348	0,396
0,075	0,224	0,266	0,308	0,350
0,070	0,194	0,232	0,270	0,308
0,0685	0,185	0,222	0,259	0,296
0,065	0,165	0,201	0,233	0,265
0,0615	0,151	0,180	0,210	0,239
0,060	0,146	0,173	0,200	0,228
0,057	0,132	0,157	0,182	0,206
0,050	0,106	0,124	0,148	0,160
0,020	0,017	0,020	0,022	0,026
0,010	0,0043	0,0049	0,0056	0,0064
0,005	0,0011	0,0012	0,0014	0,0016
0,003	-	-	0,0005	-
0,001	0,000246	0,00049	0,00005	0,000064

Таблиця 10. Значення коефіцієнта ψ для великих частинок

Матеріал	Форма частинок	Поверхня частинок	Коефіцієнт ψ
Вугілля, гірська порода, руда	Кубоподібні, довгасті	Щойно відкрита	0,5 – 0,7
	Пластинкові, подовжені	Те ж	0,85 – 1,0
Гравій, округлені породи	Кулеподібні, довгасті	Неокруглена	0,22 – 0,30
		Округлена	0,4 – 0,6
	Пластинкові, подовжені	Округлена	0,8 – 0,95

Таблиця 11. Характеристика несучих рідин

Несуча рідина	Густина ρ_0 , кг/м ³	Коефіцієнт динамічної в'язкості μ_0 , 10 ³ ·с/м ²	Коефіцієнт кінематичної в'язкості ν_0 , 10 ⁶ ·м ² /с
Вода при t, °С			
0	999,8	1,789	1,79
5	999,9	1,519	1,52
10	999,7	1,309	1,31
15	999,1	1,138	1,14
20	999,2	1,008	1,01
Спирт етиловий (96 °)	790 - 800	1,19 – 1,20	1,5
Спирт метиловий	790 – 810	0,59 – 0,61	0,74 – 0,76
Бензин при 15-20 °С	680 - 740	0,60 – 0,65	0,85 – 0,92
Керосин	790 - 830	2,0 – 2,5	2,46 – 3,10
Дизельне паливо	860 - 880	2,1 – 6,9	2,5 – 8,0
Солярове мастило	880 - 890	2,5 – 7,9	2,8 – 9,0
Нафта	800 - 860	7,0 – 8,0	8,4 – 9,6

Таблиця 12. Кінематичні коефіцієнти в'язкості гідросумішей $\nu \cdot 10^6$, м²/с

Вид гідросуміші	Густина твердих частинок ρ_s , кг/м ³	Густина гідросуміші $\rho_{см}$, кг/м ³					
		1100	1200	1300	1400	1500	1600
Глиниста	2450	1,2	1,8	2,1	2,7	3,7	4,5
Лесова	2220	1,22	1,5	2	3,5	4,1	-
Піщано-пилувата d = 0 ÷ 0,15 мм	2780	2,0	2,5	9	4,6	5,8	6,2
Вугільна d = 0 ÷ 0,2 мм	1400	3,0	98,0	2,8	-	-	-

Таблиця 13. Структурна в'язкість $\mu_{ст}$
та граничне напруження зсуву τ_0 деяких гідросумішей
(дані лабораторних досліджень та промислових спостережень)

Вид гідросуміші	$\mu_{ст}$, Н·с/м ²	τ_0 , Н/м ²
Цементна (тісто)	2,6-2,8	75-100
Вапняна (тісто)	3,0	125-135
Глиниста (тісто)	3,5	155-175
Цементно-піщана Ц : П = 1 : 1	2,1	60-70
Ц : П = 1 : 3	1,3-1,5	28-30
Вапняно-піщана В : П = 1 : 2	1,6-2,2	40-50
Цементно-вапняно-піщана Ц : В : П = 1 : 1 : 2	2,1	67
Ц : В : П = 1 : 1 : 6	1,5-1,8	38-40
Бетонна В/Ц = 0,63; $\rho_s = 2370$ кг/м ³ ; $d_{0-2,5 \text{ мм}} = 44,5$ %	1,1-1,2	3-5
Те ж В/Ц = 0,65; $\rho_s = 2460$ кг/м ³ ; $d_{0-2,5 \text{ мм}} = 34,5$ %;	1,2-1,5	18-20
Те ж В/Ц = 0,51; $\rho_s = 2370$ кг/м ³ ; $d_{0-2,5 \text{ мм}} = 35,2$ %.	1,3-1,8	30-35
Закладальна цементно-піщано-глиниста: $\rho_s = 1750$ кг/м ³ , глина 7,5 %-на	0,3	6,7
$\rho_s = 1610 - 1750$ кг/м ³ , глина 15 %-на	0,4-0,6	16,5-46,8
$\rho_s = 1610$ кг/м ³ , глина 30 %-на.	0,8	49,9
Крейдова (вологість 36 – 41 %)	0,6-3,1	20
Глинисто-крейдова Г : К = 1 : 3	0,9-1,7	25
Г : К = 1 : 4	2,0-2,5	25-40
Глиниста бентонітова, $\rho_s = 1042 - 1047$ кг/м ³	0,0087-0,01	5,5-9,3
Глинисто-каолінова $\rho_s = 1208 - 1230$ кг/м ³	0,025-0,0255	9,6-11,9
Глиниста $\rho_s = 1085$ кг/м ³	0,005-0,035	1-5
$\rho_s = 1085$ кг/м ³	0,016	3
$\rho_s = 1085$ кг/м ³	0,035	2,9
$\rho_s = 1085$ кг/м ³	0,039	3,6
$\rho_s = 1520$ кг/м ³	0,078	14,8
Промивально-свердловинна $d < 15$ мм – 15 %; 0-1 мм – 50 %	0,35-0,50	10
Водовугільна суспензія $S = 0,32$; $d = 0-5$ мм; $d < 0,14$ мм – 65 %	0,088	13,5
Антрацит $S = 0,15 - 0,23$	0,02	1,53-6,2
Антрацит $S = 0,25 - 0,27$	0,05	13,3-24,
ПЖ (Караганда) $S = 0,25 - 0,3$	0,04	8,3-20,6
ЛЖ (Кузбасс) $S = 0,3 - 0,4$	0,03	2,6-24,9

Продовження табл. 13

Вид гідросуміші	$\mu_{ст}$ Н·с/м ²	τ_0 , Н/м ²
Содова $S = 0,2$	0,12	14,5
Комбікормова, $\rho_s = 1050$ кг/м ³	0,66	7
Морський мул, вологість 83,3 %	0,0364	14,8
Осади стічних вод вологістю 85 %	0,2	34
90 %	0,045	10
95 % _a	0,023	23,5
Осади шахтних вод $\rho_s = 1110$ кг/м ³ $d = 0 \div 0,63$ мм 7,5 %	0,045	133

Таблиця 14. Критична об'ємна концентрація для деяких суспензій

Матеріал	Густина ρ_s , кг/м ³	Критична густина гідросуміші $\rho_{см}$, кг/м ³	Критична об'ємна концентрація S , %
Кварц	2650	1380	0,231
Магнетит	5180	2080	0,258
Феросиліцій (15 %)	6800	2300	0,224
Галеніт	7500	2500	0,230
Свинець	11 300	3900	0,280

Таблиця 15. Ефективна концентрація гідросуміші, виходячи з ефективності трубопровідного гідротранспорту

Матеріал	Густина, кг/м ³	Об'ємна концентрація	Масова концентрація	Максимальна крупність частинок, мм
Вугілля	1400	0,37 – 0,47	0,45 – 0,55	2,0 – 3,0
Вугілля	1400	0,10 – 0,15		50,0 – 100,0
Водовугільна суспензія			0,62 – 0,70	0,25 – 0,35
Вапняк	2700	0,36 – 0,41	0,60 – 0,65	0,30 – 0,50
Мідні концентрати	4300	0,26 – 0,30	0,60 – 0,65	0,20 – 0,30
Магнетитова руда	4900	0,23 – 0,27	0,60 – 0,65	0,15 – 0,20
Пісок	2650	0,30 – 0,35		0,30 – 0,35
Порода : пісок 1 : 3	2650	0,25 – 0,30		0,25 – 0,30
Порода	2659	0,20 – 0,25		0,20 – 0,25

Таблиця 16. Формули для визначення концентрації гідросуміші

Концентрація гідросуміші	Формули для розрахунку
Об'ємна концентрація	
- відношення об'єму гірничої породи у природному стані до об'єму води у одиниці об'єму гідросуміші	$S_{01} = \frac{\rho_S (\rho_{cm} - \rho_0)}{\rho_{Sh} (\rho_S - \rho_{cv})}$
- відношення об'єму щільної гірської породи (без пор) до об'єму води у одиниці об'єму гідросуміші	$S_{02} = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_S - \rho_{cm}}$
- відношення об'єму гірської породи у природному стані до об'єму гідросуміші	$S_{03} = \frac{\rho_S (\rho_{cm} - \rho_0)}{\rho_{cm,n} (\rho_S - \rho_0)}$
- відношення об'єму гірської маси у щільному стані до об'єму гідросуміші	$S_{04} = \frac{\rho_{cm} - \rho_0}{\rho_S - \rho_0}$
Масова концентрація	
- відношення маси гірської породи до маси води у одиниці об'єму гідросуміші	$C_{01} = \frac{(\rho_{cm} - \rho_0) \rho_S}{(\rho_S - \rho_{cm}) \rho_0}$
- відношення маси гірської породи до маси гідросуміші у одиниці її об'єму	$C_{02} = \frac{\rho_S (\rho_{cm} - \rho_0)}{\rho_{cm} (\rho_S - \rho_0)}$
Густина витратної концентрації, яку визначають вимірною ємністю	$\rho_e = \frac{m_{cm}}{V_{cm}}$
Густина дійсної концентрації у певній ділянці трубопроводу	$\rho_d = \frac{m_{cm}}{V_{cm}}$

Таблиця 17. Середні значення еквівалентної шорсткості

Вид труби	Стан труби	Еквівалентна шорсткість
Безшовна сталева	Нова і чиста	0,03
	Після кількох років експлуатації	0,20
Сталева зварна	Нова і чиста	0,05
	Помірно заржавіла	0,50
	Стара заржавіла	1,0
Тягнена з кольорових металів	Нова технічно гладка	0,005
Рукава та шланги гумові		0,03

Таблиця 18. Рекомендовані швидкості та продуктивності для трубопровідного транспорту водовугільних суспензій.

Призначення ГТС	Внутрішній діаметр трубопроводу D, м	Інтервал швидкості u м/с	Інтервал продуктивності Q м ³ /год.
Технологічна	0,050	0,050 – 0,126	0,35 – 0,85
	0,065	0,065 – 0,163	0,75 – 1,95
	0,080	0,080 – 0,200	1,45 – 3,65
	0,100	0,100 – 0,250	2,85 – 7,05
	0,125	0,125 – 0,312	5,35 – 13,50
Промислова	0,150	0,150 – 0,375	9,55 – 23,80
	0,200	0,200 – 0,500	22,5 – 56,50
	0,250	0,250 – 0,650	44,0 – 109,5
Магістральна	0,300	0,300 – 0,750	76,5 – 191,0
	0,350	0,350 – 0,750	121,0 – 305,0
	0,400	0,400 – 1,000	181,0 – 452,0
	0,500	0,500 – 1,250	355,0 – 885,0
	0,600	0,600 – 1,600	611,0 – 1525,0

ЛІТЕРАТУРА

1. Асауленко И. А. Теория и прикладные аспекты гидротранспортирования твёрдых материалов / [Асауленко И.А. и др.]. – К. : Наукова думка, 1981. – 364 с.
2. Белецкий В. С. Исследование системы подготовки и транспортирования угля вида „масляная грануляция-гидротранспорт-обезвоживание” методом физического моделирования / [Белецкий В. С., Свитлый Ю. Г., Карлина Т. В., Власов Ю. Ф. и др.]. – Донецк : Донецкий политехнический институт, 1983. – 42 с. – Деп. в УкрНИИТИ.– 1983. – № 1007. – Ук-Д, 83.
3. Бородавкин П. П. Сооружение магистральных трубопроводов / П. П. Бородавкин, В. Л. Березин. – М. : Недра, 1977. – 407 с.
4. Бессонов Е. А. Технология и механизация гидромеханизированных работ / Е. А. Бессонов. – М. : Центр, 1999. – С. 543.
5. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчётов / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столярова. – К. : Вища школа, 1987. – 208 с.
6. Власов Ю.Ф. Исследование гидротранспортирования угля с углемасляными гранулами / [Ю. Ф. Власов, Ю. Г. Свитлый, Т. В. Карлина, П. Л. Креймер, В.С. Белецкий] // Промышленный транспорт. – 1983. – № 12. – С. 42-43.
7. Власов Ю. Ф., Исследования параметров гидравлического транспортирования бокситовых руд / Ю. Ф. Власов, П. Л. Креймер, А. Ю. Макаревич // Прикладные исследования гидротранспортирования продуктов обогащения минерального сырья. Межведомственный сборник научных трудов. – Л. : Механообработка, 1987. – С. 78-84.
8. Власов Ю. Ф. Экспериментальные исследования параметров гидротранспортирования угля гидрошахты «Инская» / Ю. Ф. Власов, А. Ю. Макаревич, Ю. Г. Свитлый // Труды Всесоюзной научно-технической конференции «Трубопроводный гидротранспорт твёрдых материалов. – М. : ВНИИПИ-Транспрогресс, 1981. – С. 207–209.
9. Власов Ю. Ф. Режимы движения и параметры гидротранспортирования твёрдых материалов различной крупности и плотности / Ю. Ф. Власов, Ю.Г. Свитлый // Механизация трудоёмких процессов на вспомогательном и трубопроводном транспорте. –М. : НПО «Гидромеханизация», ИГД им. А.А. Скочинского, 1981. – С. 19-28.
10. Власов Ю. Ф.. Гидротранспорт высококонцентрированных гидросмесей промышленных отходов из разнофракционных материалов / Ю. Ф. Власов, Ю. Г. Свитлый, Э. Л. Добкин // Труды всесоюзной научно-практической конференции «Научно-технический прогресс и

перспективы развития новых специализированных видов транспорта». – М. : Госплан СССР, ГКНТ СССР, ИКТП, ВНИИКТЭП, 1990. – С. 100-101.

11. Власов Ю.Ф. Деминерализация угля в процес се гидравлического транспортирования / Ю. Ф. Власов, Ю. Г. Свитлый, А. А. Круть / Сб. научн. трудов ВНИИПИгидротрубопровода „Методы регулирования структурно-реологических свойств и коррозионной активности высококонцентрированных дисперсных систем”. – М., 1987. – С. 83-90.

12. Власов Ю.Ф. Экспериментальные исследования параметров гидротранспорта водоугольного топлива / Ю. Ф. Власов, Ю. Г. Свитлый, А. Ю. Макаревич и др. // Вісник Східноукраїнського державного університету. – 2000. – №1 (23). – Луганськ : Видавництво СУДУ. – С. 135-139.

13. Витошкин Ю. К. Определение оптимальных параметров гидротранспортирования угля по магистральным трубопроводам / Ю. К. Витошкин, Ю. Ф. Власов, Ю. Г. Свитлый и др. // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. – М. : ВНИИ-ПИТранспрогресс, 1981. – С. 22-24.

14. Витошкин Ю. К. Гидротранспорт концентрата железной руды на объектах Курской магнитной аномалии / Ю. К. Витошкин, Н. С. Лавинчук, Ю. Ф. Власов // Гидромеханика. Республиканский межведомственный сборник. – 1973. – Вып. 25. – К. : Наукова думка. – С. 77-80.

15. Временная отраслевая инструкция по проектированию систем гидравлического транспорта отходов флотации и возврата оборотной воды на обогатительных фабриках Минуглепрома СССР. ВНТП 18-20. – М., 1980. – 49 с.

16. Гейер В. Г. Гидравлика и гидропривод / В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Н. Заря. – М. : Недра, 1990. – 331 с.

17. Гейер В. Г. Эрлифтные установки [учебное пособие] / В. Г. Гейер, В. С. Пашенко, Л. Н. Козыряцкий. – Донецк, 1982. – 63 с.

18. Гидравлическая закладка выработанного пространства на угольных шахтах / [под ред. А.С. Кузьмича]. – М. : Недра, 1975. – 232 с.

19. Гірничий енциклопедичний словник в 3-х томах / [Білецький В.С. Голова ред. кол.] – Донецьк : Східний видавничий дім. – 2001, 2002, 2004 рр. – 1891 с.

20. Гоштовт В.И. Определение оптимальной консистенции гидросмеси при транспортании мелкого угля / В. И. Гоштовт // Гидравлическая добыча угля. – 1967. – № 12. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 25-28.

21. Гоштовт В. И. Транспортирование тонкодисперсных водоугольных суспензий по магистральным трубопроводам большого диа-

метра / В. И. Гоштовт, В. В. Трайнис // Гидравлическая добыча угля. – 1969. – №2. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С.20-24.

22. Джваршеишвили А. Г. Гидротранспортные системы горно-обогатительных комбинатов / А. Г. Джваршеишвили. – М. : Недра, 1979. – 351 с.

23. Джваршеишвили А. Г. Надёжность эксплуатации трубопроводов горных предприятий / А. Г. Джваршеишвили. – М. : Недра, 1983. – 192 с.

24. Джваршеишвили А. Г. Системы трубного гидротранспорта горнообогатительных предприятий / А. Г. Джваршеишвили. – М. : Недра, 1981. – 384 с.

25. Джваршеишвили А. Г. Исследование параметров гидротранспорта Чиатурских песков / А. Г. Джваршеишвили, Ю. Ф. Власов, Д. В. Бакрадзе // Горная электромеханика и рудничная аэрология. Сб. научных трудов института горной механики АН ГССР. – 1979. – Тбилиси : Мецниереба. – С. 78-85.

26. Дмитриев Г.П. Напорные гидротран-спортные системы. Справочное пособие / Г. П. Дмитриев, Л. И. Махарадзе, Т. Ш. Гочиташвили. – М. : Недра, 1991. – С. 304.

27. Доуд Т. Дж. Обзор трубопроводных систем, построенных в мире за последнее время / Т. Дж. Доуд // Труды 20-й международной технической конференции по утилизации угля и топливным системам. – США, Клирвотер, 1955.

28. Ерохин В.Г. Сборник задач по основам гидравлики и тепло-техники / В. Г. Ерохин, М. Г. Маханько. – М. : Энергия, 1979. – 240 с.

29. Ерохин С.Ф. Расчёт параметров ламинарного режима течения тиксотропных водоугольных суспензий по трубам / С. Ф. Ерохин, В. В. Трайнис, И.А. Чиненков // Прикладные задачи механики процессов гидротранспортирования неоднородных потоков. Сб. научн. трудов НПО „Гидротрубопровод”. – М., 1990. – С. 4-13.

30. Инструкция по гидравлическому расчёту систем напорного гидротранспорта грунтов : П 59 – 72. – Ленинград : Энергия, 1972. – 32 с.

31. Инструкция по проектированию, монтажу, испытанию и эксплуатации техно-логических трубопроводов гидрошахт Донбасса. – Ворошиловград : УкрНИИгидроуголь, 1985. – 182 с.

32. Каминер А. А. Гидромеханика в инженерной практике / А. А. Каминер, О. М. Яхно. – К. : Техника, 1987.– 175 с.

33. Карасик В.М. Интенсификация гидротранспорта продуктов и отходов обогащения горнообогатительных комбинатов / В. М. Карасик, И. К. Асауленко, Ю. К. Витошкин. – К. : Наукова думка, 1971. – 155 с.

34. Клейман Л. Ш. Метод масштабного перехода для расчёта потерь напора при ламинарном течении суспензий / Л. Ш. Клейман, А.И. Лурье // Сб. научных трудов НПО „Гидротрубопровод” Прикладные задачи механики процессов гидротранспортирования неоднородных потоков. – М., 1990. – С. 13-23.
35. Клер В. Р. Изучение и геолого-экономическая оценка качества углей при геолого-разведочных работах / В. Р. Клер. – М. : Недра, 1975. – 317 с.
36. Кондратьев А.С. Транспортирование водоугольных суспензий : гидромеханика и тепловой режим / [Кондратьев А.С., Овсянников В.М., Олофинский и др.]. – М. : Недра, 1988. – 213 с.
37. Корочкин Г. К. Физико-химические основы интенсификации технологии приготовления высококонцентрированных водоугольных суспензий из углей Кузбасса : автореферат диссертации канд. техн. наук : Специальность 05.17.07 / Г.К. Корочкин. – М., 1998. – 23 с.
38. Криль С. И. Напорные взвесенесущие потоки / С. И. Криль. – К. : Наукова думка, 1990. – 160 с.
39. Криль С. И. Особенности течения гидросмесей в наклонных трубах / С. И. Криль, В. М. Карасик, В. М. Кудрявых // Тезисы доклада на I Всесоюзной конференции „Динамические процессы в горных машинах и стационарных установках”. – Тбилиси : Мецниереба, 1989. – С. 21–22.
40. Круть О. О. Водовугільне паливо / О.О. Круть. – К. : Наукова думка, 2002. – 172 с.
41. Круть А. А. Установление параметров и разработка технологической схемы гидротранспорта угля с высоким содержанием щелочных металлов (для условий Донбасса) : автореф. дисс. канд. техн. наук : Специальность 05.05.06 / А. А. Круть. – М., 1984. – 16 с.
42. Круть А. А. Проблемы и пути решения прикладных задач гидродинамики при трубопроводном транспорте водоугольного топлива / [Круть А.А., Папаяни Ф.А., Свитлый Ю.Г. и др.] // Сб. тез. международн. конф. по русловым процессам, гидравлике трубопроводного транспорта, гидротехнических сооружений и вопросам гидротехники. – Тбилиси : РП-ГТТ, 2000. – С. 88-91.
43. Куприн А.И. Руководство по проектированию безнапорного гидротранспорта угля, породы и их смесей / [Куприн А.И., Лютиков Г.Т., Бернштейн М.М. и др.]. – М. : Гос. научно-техн. издательство по горному делу, 1962. – 52 с.
44. Кхелуфи Абделькерим. Разработка технологии обогащения соленых углей : автореф. дисс. к. техн. наук : спец. 05.15.08. / Абделькерим Кхелуфи. – Днепропетровск, 1998. – 20 с.

45. Лобанов Д. П. Гидромеханизация геологоразведочных и горных работ / Д. П. Лобанов, А. Е. Смолдырев. – М. : Недра, 1982. – 342 с.
46. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1979. – 904 с.
47. Методические разработки по изучению соленых углей Западного Донбасса. –К. : Наукова думка, 1981. – 56 с.
48. Мурко В. И. Научные основы процессов получения и эффективного использования водоугольных суспензий : автореф. дисс... на соискание уч. степ. д. техн. наук : спец. 05. 17. 07 «Химическая технология топлива» / В. И. Мурко. – М. : ИГИ, 1998. – 48 с.
49. Офенгенден Н. Е. Исследование влияния частиц микронной крупности на характеристики взвесенесущих потоков / Н. Е. Офенгенден, Ю. Ф. Власов // Гидравлическая добыча угля. – 1969. – № 3. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 29-31.
50. Офенгенден Н. Е. Метод расчёта параметров напорного гидротранспорта // Н. Е. Офенгенден, Ю. Ф. Власов // Материалы Всесоюзной научной конференции „Дальний трубопроводный транспорт сыпучих материалов”. – Тбилиси : Мицниереба, 1974. – С. 69-74.
51. Офенгенден Н. Е. Расчёт и проектирование пульповодов на обогатительных фабриках / Н. Е. Офенгенден, Ю. Ф. Власов // Опыт проектирования и эксплуатации трубопроводов на обогатительных фабриках Минуглепрома СССР. Тезисы докладов на Всесоюзном (отраслевом) научно-техническом совещании. – Краснодар - М. : ЦНИИТЭИуголь, 1977. – С. 28-31.
52. Офенгенден Н. Е. Исследование гидротранспорта водоугольных суспензий в трубопроводе большого диаметра / Н. Е. Офенгенден, В. И. Гоштовт, Е. В. Григорюк // Гидравлическая добыча угля. – 1967. – № 1.– М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 15-19.
53. Офенгенден Н.Е., Власов Ю.Ф. О работе и моделировании безнапорного транспорта // Материалы Всесоюзной научной конференции. – Тбилиси:Мицниереба. –1981. – С. 398-405.
54. Офенгенден Н. Е. Промышленный трубопроводный транспорт / Н. Е. Офенгенден. – М. : Стройиздат, 1976. – 117 с.
55. Офенгенден Н. Е. Исследования гидротранспорта золошлаковых материалов / Н. Е. Офенгенден, Ю. Г. Свитлый, Ю. Ф. Власов / Движение насосов и гидравлический транспорт : труды координационных совещаний по гидротехнике. Вып. 37.– Ленинград : Энергия, 1971.

56. Офенгенден Н. Е. Определение оптимальной крупности угля при гидротранспортировании / Н. Е. Офенгенден, П. П. Чугаев, Ю. Ф. Власов // Гидравлическая добыча угля. – 1967. – № 4. – М. : ЦНИИ-ТЭИуголь. – С. 20-22.
57. Папаяни Ф. А. Энциклопедия эрлифтов / [Папаяни Ф. А., Козыряцкий Л. Н., Пащенко В. С., Кононенко А. П.]. – М., 1995. – С. 590.
58. Покровская В. Н. Трубопроводный транспорт в горной промышленности / В. Н. Покровская. – М. : Недра, 1985. – 193 с.
59. Покровская В. Н. Пути повышения эффективности гидротранспорта / В. Н. Покровская. – М. : Недра, 1972. – 160 с.
60. Покровская В. Н. Исследование режимов транспортирования высококонсистентных песчаных гидросмесей / В. Н. Покровская, Н. Е. Офенгенден, Ю. Ф. Власов // РЖ Гидравлическая добыча угля. – 1968. – № 3. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 14–17.
61. Покровская В. Н. Исследование распределения твёрдого в потоке гидросмеси / В. Н. Покровская, К. С. Пшевлоцкий // РЖ Гидравлическая добыча угля. – 1968. – № 2. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 21-23.
62. Пшеничный И. Д. Гидротранспорт вязкопластичных угольных суспензий, обработанных реагентом-стабилизатором / И. Д. Пшеничный, В. В. Трайнис / Гидравлическая добыча угля/ – 1965. – № 3. – М. : ЦНИИТЭИуголь. – С. 27–31.
63. Рекомендации по гидравлическому расчету систем напорного гидротранспорта золошлаковых материалов, П 61–77. – Ленинград, 1977. – 52 с.
64. Рекомендации по гидравлическому расчёту систем гидротранспорта золошлаковых материалов: П 61–77, ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева, УкрНИИГидроуголь. – Ленинград, 1977. – 52 с.
65. Руководство по расчету долговечности гидротранспортных систем и методы её повышения. ВСП-01-84 / ИГМ им. Г.А. Цулукидзе АН ГССР. – Тбилиси, 1984. – С. 59.
66. Сабанеев С. А. Универсальная формула для коэффициента Шези // Известия научно-исследовательского института гидротехники. Т. 12, 1947.
67. Свитлый Ю. Г. Исследование измельчения угля при гидротранспорте : автореф. дисс... канд. техн. наук : 312 / Ю. Г. Свитлый. – Магнитогорск, 1968. – 16 с.
68. Свитлый Ю. Г. Гидравлический транспорт золошлаковых материалов / Ю. Г. Свитлый / Вторая научно-техническая конференция «Совершенствование гидравлического транспортирования на горных предприятиях». – Ленинград : ЛГИ им. Плеханова, 1970.

69. Свитлый Ю. Г. Исследование параметров системы внешнего гидрозолаудаления Троицкой ГрЭС / Ю. Г. Свитлый, Ю. Ф. Власов / Вопросы проектирования тепловых и атомных электростанций : Труды «Теплоэлектропроекта», вып. 14. – Ленинград : Энергия, 1973.
70. Свитлый Ю. Г. Особенности выбора режима работы из условия обеспечения надёжности магистральных гидротранспортных систем / Ю. Г. Свитлый, Ю. Ф. Власов // Надёжность и долговечность оборудования и трубопроводов гидротранспортных систем : материалы Всесоюзной научной конференции. –Тбилиси : Мицниереба, 1974. – С 203-208.
71. Свитлый Ю. Г. Основные элементы расчёта при выборе режима работы из условия обеспечения надёжности гидротранспортных систем топливно-энергетических комплексов / Ю. Г. Свитлый, Ю. Ф. Власов // Материалы Всесоюзной научной конференции. – Тбилиси : Мицниереба, 1974. – С. 405-417.
72. Силин Н.А. Гидротранспорт / [Н. А. Силин, Ю. К. Витошкин, В. М. Карасик, В. Ф. Очеретько].– К. : Наукова думка, 1971. – 160 с.
73. Силин Н.А. Режимы работы крупных землесосных снарядов / Н. А. Силин, С. Г. Коберник. – К. : Изд-во АН УССР, 1962. – 215 с.
74. Силин Н.А. Соотношение между действительной и расходной концентрациями при движении взвесенесущих потоков в трубах / Н. А. Силин, И. А. Пищенко, В. Ф. Очеретько // Гидротехника и гидромеханика. – 1964. – Вып. 16. – С.56–61.
75. Смолдырев А. Е. Трубопроводный транспорт / А. Е. Смолдырев. – М. : Недра, 1980. – 292 с.
76. Справочник по проектированию магистральных трубопроводов : [под ред. Дерцакяна А. К.] – Ленинград : Недра, 1977. – С. 519.
77. Стёпин Б. С. Исследование влияния пластификаторов и гранулометрического состава угля на реологические свойства высококонцентрированных водоугольных суспензий / Б. С. Стёпин, И. А. Чиненков, Н. И. Валяев // Сб. трудов МИСИ им. В. В. Куйбышева. – М., 1978. – С. 58-69.
78. Тарасов В. К. Гидравлика двухфазных потоков / В. К. Тарасов, Л. Н. Гусак,
79. Трайнис В. В. Параметры и режимы работы гидравлического транспорта угля по трубопроводам / В. В. Трайнис. – М. : Наука, 1970. – 192 с.
80. Турк В. И. Насосы и насосные станции / В. И. Турк. – М. : Госстройиздат, 1961. – С. 334.

81. Тютиков Г. Т. Метод расчёта параметров магистрального гидротранспорта / Г. Т. Тютиков, С. П. Костовецкий, В. С. Благовидов // Надёжность и долговечность оборудования и трубопроводов гидротранспортных систем : материалы всесоюзной научной конференции. – Тбилиси : Мецниереба, 1981. – С. 509-514.
82. Указания по проектированию золоотвалов тепловых электростанций : ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. – М.-Л. : Энергия, 1965. – 34 с.
83. Урьев Н. Б. Физико-химические основы технологии дисперсных систем и материалов / Н. Б. Урьев. – М. : Химия, 1988. – 256 с.
84. Шкундин В. М. Гидромеханизация в энергетическом строительстве / В. М. Шкундин. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – С. 224.
85. Цыбин Л. А. Гидравлика и насосы / Л. А. Цыбин, И. Ф. Шамаев. – М. : Высшая школа, 1976. – 256 с.
86. Юфин А. П. Гидромеханизация / А. П. Юфин. – М. : Изд-во лит. по строительству, 1965. – 496 с.
87. Белецкий В. С. Гидротранспорт угля с масляной грануляцией / В. С. Белецкий // Промышленный транспорт. – 1984. – № 6. – С. 27.
88. Изменение поверхностных свойств угля в процессе длительного пребывания в условиях, имитирующих гидротранспорт / [А. Т. Елишевич, В. И. Рыбаченко, В. С. Белецкий, Н. Г. Корженевская, Л. В. Лукьяненко, К. Ю. Чотий] // Химия твердого топлива. – 1984. – № 1. – С. 58-62.
89. А. с. 1082723 СССР, М. Кл3 В 65 G 53/30. Способ подготовки угля к гидротранспорту / А. Т. Елишевич, Н. Д. Оглоблин, Ю. Л. Папушин, В. С. Белецкий, Ю. Г. Свитлый, Т. В. Карлина, П. В. Сергеев, Л. А. Коткина (СССР). – № 3427396/27-11; заявл. 21.04.82; опубл. 30.03.84, Бюл. № 12.
90. Белецкий В. С. Частичная масляная грануляция угля в магистральном трубопроводе – перспективный метод интенсификации обезвоживания гидросмеси / В. С. Белецкий, Т. В. Карлина, А. Т. Елишевич // Обогащение полезных ископаемых. – К. : Техніка, 1985. – Вып. 35. – С. 76-80.
91. А. с. 1158460 СССР, М. Кл4 В 65 G 53/30. Способ подготовки угля к гидравлическому транспортированию с последующим обезвоживанием / Ю.Ф. Власов, В. С. Белецкий, Т. В. Карлина, Ю. Г. Свитлый, А. Т. Елишевич, П. Л. Креймер (СССР). – № 3612249/27-11; заявл. 27.06.83; опубл. 30.05.85, Бюл. № 20.
92. А. с. 1133197 СССР, М. Кл4 В 65 G 53/30. Способ подготовки гранулята к гидравлическому транспортированию / Т. В. Карлина, В. С. Белецкий, А. Т. Елишевич, Ю. Г. Свитлый, Ю. Ф. Власов, П. Л.

Креймер (СССР). – № 3612308/27-11; заявл. 29.06.83; опубл. 07.01.85, Бюл. № 1.

93. Гидротранспорт коксующегося угля / [А. Т. Елишевич, В. С. Белецкий, Ю. Г. Свитлый, Т. В. Карлина] // Промышленный транспорт. – 1986. – № 6. – С.11.

94. Способ сохранения технологических свойств коксующегося угля при его дальнем гидротранспорте // В. С. Белецкий, А. Т. Елишевич, В. М. Резников – Тез. Всесоюзн. конф. “Гидротранспорт-86”. – М., 1986. – С. 69.

94. Белецкий В. С. Обезвоживание и облагораживание гидравлически транспортируемых углей методом масляной грануляции / В. С. Белецкий. – Тез. Всесоюзн. конф. “Гидротранспорт-86”. – М., 1986. – С.70.

95. Изменение поверхностных свойств коксующегося угля в процессе дальнего гидротранспорта методом ИК-спектроскопии / [А. Т. Елишевич, В. С. Белецкий, В. И. Рыбаченко, Н. П. Гончар] // Химия твердого топлива. – 1989. – № 2. – С. 52-54.

96. Воздействие гидротранспорта на дальние расстояния на технологические свойства коксующихся углей / [А. Т. Елишевич, А. Ф. Гребенюк, В. С. Белецкий, И. Г. Дедовец] // Кокс и химия. – 1989. – № 4. – С. 5-7.

97. А. с. 1557027 СССР, М. Кл5 В 65 G 53/30. Способ подготовки угля к гидротранспортированию / В. С. Белецкий, А. Ю. Макаревич, А. Т. Елишевич, Ю. Г. Свитлый, Т. В. Карлина, П. Л. Креймер (СССР). – № 4305513/27-11; заявл. 11.09.87; опубл. 15.04.90, Бюл. № 14.

98. Белецкий В. С. Исследование структурных изменений углемасляного гранулята при гидротранспорте / В. С. Белецкий // Известия вузов. Горный журнал. – 1991. – № 7. – С. 1-3.

99. Белецкий В. С. Экологически чистая технология гидравлического транспортирования коксующегося угля / В.С.Белецкий // Тезисы международной конфер. Сиб’Эко-93. – Иркутск, 24-27 августа 1993. – С. 105-106.

100. Мала гірнича енциклопедія, т. 1, 2 / За редакцією В.С.Білецького. – Донецьк: Донбас, 2004, 2007. – 640 с.; 652 с.

101. Hydraulic Transport of Coal in Combination With Oil Granulation / [В. С. Білецький, Ф. О. Папаяні, Ю. Г. Світлий, Ю. Ф. Власов] // 8th International Conference on “Transport and Sedimentation of Solid Particles” 24-26 January 1995, Prague, Czech Republic.

102. Process of coal agglomeration in combined Technologies. / V. S. Biletskyj, V. N. Samylin, A. Kheloufi // European Coal Conference’97, ECC - 97, Izmir, Turkey. 5-10 May 1997. P.7.

103. Problems of Processing Alkaline Coals / Kheloufi, A.; Biletsky, V.S. // Tenth International Conference on Coal Science. September 12-17, 1999. Taiyuan, China.
104. Kheloufi A., Beletskyy V.S., Desalting energetically coal during its hydraulically transport. Pressure Surges. The Hague Netherlands. 12-14 April.
105. Biletskiy V., Krut O., Papayani F. Promising coal technologies // Int. Conference "Mining over Centuries" (MIOCEN-2005), Podebrady, 27.09. – 02.10.2005. Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Krakow, 2005, s. 17-25.
106. W. Krass, A. Kittel, A. Uhde (Hrsg.): Pipelinetechnik - Mineralölföhrleitungen, TÜV Handbücher Band 3. Köln:Verlag TÜV Rheinland. – 1979.
107. Alexander Deml. Entwicklung und Gestaltung der Bauleistik im Tiefbau. Dargestellt am Beispiel des Pipelinebaus. Hamburg: Verlag Dr. Kovac. - 2008.
108. COAL LOG FUEL PIPELINE TRANSPORTATION SYSTEM. [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu: <http://www1.eere.energy.gov/inventions/pdfs/uofm-c.pdf>
109. Marrero T.R. Long-Distance Transport of Coal by Coal Log Pipeline [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu : <http://www.p2pays.org/ref/01/00702.pdf>
110. Baha Abulnaga - "Slurry Systems Handbook" - McGraw-Hill 2002.
111. Yiyuan Zhao, Thomas S. Lundgren. CHARACTERISTICS OF A FREIGHT PIPELINE TRANSPORTATION SYSTEM. [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu :<http://faculty.washington.edu/jbs/itrans/zhao.htm>
112. Canadian Pipeline Transportation System - Transportation Assessment. [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupu : <http://www.neb.gc.ca/clf-nsi/rnrgynfimt/nrgyrprt/trnsprtt/trnsprttsssmnt2008/trnsprttsssmnt2008-eng.html>

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Ю. Г. Світлий, В. С. Білецький

ГІДРАВЛІЧНИЙ ТРАНСПОРТ

Редактор	В.С. Білецький
Коректор	О.В. Кузьменко
Комп'ютерна верстка	Ю.В. Молодан
Дизайн обкладинки	І.А. Венгренюк

Підп. до друку 23.06.2009. Формат 60x84 1/16. Папір офісний.
Друк цифровий. Гарнітура Times. Ум. друк. арк. 25,3.
Обл. вид. арк. 20,8. Зам. 5-0609. Наклад 300 прим.

Донецьке відділення Наукового товариства ім. Шевченка,
«Редакція гірничої енциклопедії».
«Східний видавничий дім»

Видавниче підприємство "Східний видавничий дім"
(Державне свідоцтво № ДК 697 від 30.11.2001)
83086, м. Донецьк, вул. Артема, 45
тел/факс (062) 338-06-97, 337-04-80
e-mail: svd@stels.net

Надруковано у

УДК 622.698(01)
УДК 622.648
С 51

Ю.Г.Світлий, В.С.Білецький. Гідравлічний транспорт (монографія). – Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009. – 436 с.

ISBN 978-966-317-038-1

У монографії викладено теоретичні і практичні основи гідравлічного транспорту твердих сипких матеріалів. Особлива увага приділена розрахунку гідротранспортних систем та їх елементів. Описані особливості гідравлічного транспортування висококонцентрованої водовугільної суспензії, вуглемасляного агломерату і «солоного вугілля».

Книга призначена для інженерно-технічних працівників підприємств, науковців, викладачів, аспірантів та студентів вузів.