

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра гірничої механіки

**«ВОДОВІДЛИВНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ»
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

студентами спеціальності 184 Гірництво
спеціалізації „Енергомеханічні комплекси
гірничих підприємств“

Дніпро

2019

«Водовідливні та вентиляторні установки». Методичні рекомендації до виконання курсової роботи студентами спеціальності 184 Гірництво спеціалізації „Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств“

[Електронний ресурс] / Уклад. М.В. Холоменюк; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка» – Електрон. текст. дані. – Дніпро: НТУ „ДП“, 2019. – 45 с. – 1 електрон. опт. диск (CD – R). – систем. вимоги: Pentium – П/300; 64 Mb ram; Microsoft Windows XP; 60 Mb вільного дискового простору; NET Framework 2.0. – Назва з етикетки диска.

Укладач – М.В. Холоменюк, канд. техн. наук, доц.

Затверджено редакційною радою НТУ „ДП“ (протокол № 2 від 15.02.2019).

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничої механіки В.І. Самуся, д-р техн. наук, проф.

ЗМІСТ

В с т у п	4
1. Розрахунок головної водовідливної установки шахти.....	4
1.1. Види шахтних водовідливних установок та загальний порядок їх розрахунків	4
1.2. Загальна будова головної водовідливної установки	5
1.3. Вихідні дані до розрахунку	8
1.4. Визначення потрібної кількості насосів і складання розрахункової гідравлічної схеми установки	8
1.5. Розрахунок і вибір труб для трубопроводів установки	9
1.6. Визначення гідравлічного опору трубопроводів і складання рівняння характеристики зовнішньої мережі установки	15
1.7. Орієнтувальний вибір насоса та визначення параметрів режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу	18
1.8. Визначення відповідності орієнтовно вибраного насоса заданим умовам	21
1.9. Вибір привідного двигуна насоса	24
1.10. Визначення техніко-економічних показників роботи водовідливної установки	25
2. Експлуатаційні розрахунки агрегату, що складається з двох паралельно працюючих насосів.....	26
Додатки	29
Додаток 1. Завдання на курсову роботу.....	29
Додаток 2. Секційні відцентрові насоси	30
Додаток 3. Технічні дані асинхронних електродвигунів серій ВАО2 та ВАО4	43
Додаток 5. Технічні дані асинхронних електродвигунів серій В і ВР.....	44
Список літератури	45

В с т у п

Одним з факторів, що значно ускладнює ведення гірничих робіт у шахтах і кар'єрах, є те, що в абсолютній більшості випадків у гірничих виробках виділяється підземна вода. Це призводить до того, що гірничі роботи стають можливими лише за умови своєчасного та надійного водовідливу як із привибійного простору гірничих виробок, так і за межі гірничого підприємства в цілому.

Правильна організація шахтного водовідливу, проектування, налагодження та експлуатація водовідливних установок є важливими професійними завданнями гірничого інженера-електромеханіка, тому в навчальному плані бакалаврів спеціальності 184 Гірництво спеціалізації «Енергомеханічні комплекси гірничих підприємств» заплановано виконання курсової роботи з дисципліни «Водовідливні та вентиляторні установки».

Мета цих рекомендацій – надання студентам допомоги в освоєнні методики розрахунків і проектування насосних водовідливних установок на прикладі головної водовідливної установки шахти, методики аналізу сумісної роботи насосів на спільну зовнішню мережу, методики визначення ударного підвищення тиску в напірному трубопроводі при раптового відключенні привідного двигуна насоса.

Типове завдання на курсову роботу наведене в додатку 1.

1. Розрахунок головної водовідливної установки шахти

1.1. Види шахтних водовідливних установок та загальний порядок їх розрахунків

Залежно від призначення шахтні водовідливні установки поділяються на такі:

- головні – які відкачують загальношахтний водопривід на поверхню;
- дільничні – які перекачують воду в межах шахти, зокрема з нижчерозташованого горизонту на верхній (у разі, коли глибина шахти не перевищує 100 м, вода за межі дільниці може відкачуватися безпосередньо на поверхню);
- допоміжні – які відкачують воду із зумпфів стволів;
- привибійні – які відкачують воду із привибійного простору при проведенні гірничих виробок.

Водовідливні установки найчастіше розраховують утакій послідовності:

1. Визначають потрібну кількість насосів та складають розрахункову гідравлічну схему установки.

2. Розраховують і вибирають труби для нагнітального та всмоктувального трубопроводів.

3. Розраховують гідравлічний опір трубопроводів, складають рівняння характеристики зовнішньої мережі установки та будують її графік.

4. Орієнтовно вибирають насос і визначають параметри режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу.

5. Виконують перевірки та визначають відповідність орієнтовно вибраного насоса заданим умовам. При необхідності корегують тип вибраного насоса або діаметр усмоктувального трубопроводу. Визначають режим роботи остаточно прийнятого насоса.

6. Розраховують і вибирають привідний електродвигун, пускову апаратуру та апаратуру автоматизації.

7. Визначають техніко-економічні показники роботи водовідливної установки.

У такому порядку розраховуються всі шахтні водовідливні установки. Але вимоги, яким повинні відповідати установки різного призначення, дещо різняться, що обумовлює певну специфіку їх розрахунків та проектів.

1.2. Загальна будова головної водовідливної установки

Будова головної водовідливної установки шахти значною мірою визначається вимогами „Правил безпеки” [1].

Вода, що повинна відкачуватися установкою, надходить до водозбірника – спеціальної похилої виробки, яка знаходиться зазвичай поблизу допоміжного ствола. У водозбірнику з води осаджуються частинки твердого, завдяки чому вона освітлюється.

Водозбірники головної водовідливної установки повинні складатися не менше ніж із двох ізольованих одна від одної гілок. Це дозволяє використовувати частину водозбірника й одночасно очищувати інші його гілки, забезпечуючи таким чином високу надійність роботи установки.

Місткість водозбірників головного водовідливу діючих шахт повинна забезпечувати накопичування не менше ніж чотиригодинного максимального припливу води.

Водозбірники повинні підтримуватися в робочому стані – їх замулювання не повинно перевищувати 30 % від об'єму.

Для водовідливних установок, що будуються або реконструюються, встановлені більш жорсткі вимоги до водозбірників:

а) об'єм водозбірника головного водовідливу має бути розрахований не менше ніж на восьмигодинний приплив з власного горизонту;

б) водозбірники головних водовідливних установок, що відкачують воду на поверхню шахти, повинні мати попередні відстійники (шламонакопичувачі) з місткістю, достатньою для осідання твердих фракцій з води, що прибуває. Вміст твердих фракцій у воді після попереднього відстійника не повинен перевищувати 0,1 % (за масою);

в) попередній відстійник має складатися з двох частин з можливістю чергової роботи та облаштовуватися засобами механічного його очищення.

Водозбірники, що будуються або реконструюються, повинні мати:

а) відстань від підшови водозбірника до осі вала, встановленого на фундамент насоса, що не перевищує 5 м;

б) запірний пристрій між колектором (колодязем) і кожною гілкою водозбірника;

в) рівень підосви колектора (колодязя) нижчий за рівень підосви водозбірника не менше ніж 1,5 м;

г) механічне очищення від продуктів замулення у кожній гілці.

Дозволяється влаштовувати водозбірники і попередні відстійники у підтримуваних виробках, що не використовуються.

Насоси головного водовідливного комплексу повинні розміщуватися в спеціальній насосній камері, що розташовується, зазвичай, в приствольному дворі допоміжного ствола.

Насосна камера з'єднується:

а) із стволом шахти – трубокабельним хідником, місце сполучення якого з вертикальним стволом має розташовуватися не нижче 7 м від рівня підлоги насосної камери, а з похилим стволом – не нижче ніж 3,5 м;

б) з приствольним двором – хідником із герметичними дверима;

в) із водозбірником – однією або кількома спеціальними виробками, які облаштовані пристосуваннями, що дозволяють регулювати надходження води до камери та герметизувати насосну камеру.

Похилий хідник проводиться під кутом 25...30° і в місці з'єднання зі стволом має горизонтальний майданчик. Цей хідник використовується для прокладки труб і кабелів, а також рейкової колії та сходів. Його розміри вибираються за умови транспортування по ньому насосів і електродвигунів.

Підлога насосної камери має бути вища за підосву приствольного двору не менше ніж на 0,5 м.

Кожен насос разом із привідним двигуном монтується на загальній фундаментній плиті. Фундамент насоса перевищує рівень підлоги насосної камери на 0,1... 0,2 м.

Насосна камера повинна бути обладнана рухомими вантажно-підйомними механізмами з ручним або електричним приводом.

У камері встановлюються світильники, які живляться від електричної мережі.

Розміри насосної камери повинні забезпечувати вільний доступ до насосних агрегатів, запірної арматури, трубопроводів і вільний рух засобів підйому-переміщення (крана та рейкового рухомого складу).

Для зменшення поперечних розмірів камери осі насосів розміщують відповідно її довжині. Між насосами залишають прохід від 1,0 до 1,5 м. Відстань між насосами та однією із стін камери задається 0,7 м. З другого боку прокладається утоплена в підлогу рейкова колія. Над насосами на спеціальних балках розміщується вантажопідйомний пристрій для монтажу обладнання.

У насосній камері розташовуються приймальні колодязі (колектори), які з'єднуються з водозбірником виробками з регульовальними пристроями. Один приймальний колодязь розрахований на 3 – 4 насоси. На кінцях усмоктувальних трубопроводів насосів, що опускаються в приймальні колодязі, обов'язково встановлюються приймальні зворотні клапани із захисними сітками. Підлога насосної камери робиться з нахилом у бік приймального колодязя.

У насосній камері мають бути обладнані приміщення для обслуговуючого персоналу, складу запасних частин, пристосувань і матеріалів. Приміщення для

обслуговуючого персоналу повинно бути ізольоване від шуму і вібрації.

Якщо приплив води менше ніж $50 \text{ м}^3/\text{год}$, дозволяється облаштовувати водовідливні установки без насосних камер.

На головних водовідливних установках шахт передбачається значний резерв насосів. На діючих шахтах головні водовідливні установки повинні бути обладнані не менше ніж трьома насосними агрегатами, подача кожного з яких має забезпечувати відкачування максимального добового припливу води не довше ніж за 20 годин. Зокрема, якщо робочий агрегат складається з одного насоса, то загальна кількість насосів у камері три – робочий насос, резервний і ремонтний.

Дещо по-іншому встановлюється кількість насосів у робочій групі для водовідливних установок, що будуються або реконструюються. У цьому випадку тривалість відкачування нормального добового припливу води робочим насосним агрегатом повинна становити не більше ніж 16 годин. Крім того, для цих установок регламентується мінімальна кількість насосів – загальна кількість насосів головної водовідливної установки незалежно від часу відкачування добового припливу води повинна бути не менше ніж

$$N = 2n + 1,$$

де N – загальна кількість насосів; n – кількість насосів у робочій групі (робоча група – це насоси, що одночасно працюють).

Отримані результати округлюються в більший бік.

Правилами безпеки передбачається резервування напірних трубопроводів у головній водовідливній установці – вона повинна мати не менше, ніж два напірних трубопроводи, один із яких є резервним. Якщо кількість робочих напірних трубопроводів не перевищує трьох, повинен бути один резервний трубопровід, якщо вона більше трьох, має бути два резервні трубопроводи.

Комутація напірних трубопроводів у насосній камері повинна забезпечувати відкачування максимального добового припливу під час ремонту будь-якого елемента установки. Для цього напірні трубопроводи в насосній камері закріплюються і обладнують засувками таким чином, щоб можна було підключати насоси до будь-якого трубопроводу, а також відключати їх від мережі. На виході з кожного насоса встановлюється зворотний клапан, який автоматично відключає насос від мережі в разі його зупинки та унеможливорює зворотний рух води з напірного трубопроводу через насос.

Діаметр напірного трубопроводу має бути таким, щоб втрати напору в ньому не перевищували 5 % від геодезичної висоти підйому води.

Для шахт, що проектується та будуються, трубопроводи з тиском води понад 6,4 МПа прокладаються в стволах з бокових сторін клітей.

На діючих шахтах експлуатація трубопроводів, розміщених навпроти торцевих сторін кліті, дозволяється за умови виконання суцільної огорожі вздовж усієї довжини поставу, де тиск води перевищує 6,4 МПа.

Якщо водовідливна установка має висоту подачі води понад 400 м, її напірні трубопроводи повинні обладнуватися пристроями для запобігання або гасіння гідравлічних ударів.

Напірні трубопроводи головних водовідливних установок після монтажу та через кожні 5 років експлуатації повинні після діагностики проходити гідравлічне випробування тиском, який складає 1,25 (125 %) робочого тиску.

Залежно від глибини шахти та кількості горизонтів, на яких ведуться гірничі роботи, можливі дві основні гідравлічні схеми головного водовідливу – пряме відкачування води на поверхню та ступенева схема з перекачуванням води з нижчерозташованого горизонту на верхній. При такій ступеневій схемі насоси кожного горизонту працюють незалежно один від одного. Методика розрахунків обох схем ідентична.

У деяких умовах може бути доцільною інша ступенева схема головного водовідливу, при якій насос вищерозташованого горизонту підключається послідовно до нижчерозташованого насоса. Особливості розрахунків такої схеми наведені в [2,3].

В абсолютній більшості випадків насоси в насосних камерах розміщуються вище рівня води у водозбірниках, тобто вони мають додатну висоту всмоктування. Інколи насоси розташовують нижче цього рівня з від'ємною висотою всмоктування.

1.3. Вихідні дані до розрахунку

Вихідні дані до розрахунку головної водовідливної установки шахти:

- нормальний добовий приплив води в шахту Q_H , м³/добу;
- максимальний добовий приплив води Q_M , м³/добу;
- глибина шахти $H_{Ш}$, м;
- тривалість максимального припливу протягом року n_M , діб;
- водневий показник шахтної води рН;
- густина відкачуваної води ρ , кг/м³;
- температура відкачуваної води t , °С.

1.4. Визначення потрібної кількості насосів і складання розрахункової гідравлічної схеми установки

В курсовій роботі виконується розрахунок нової водовідливної установки, тому розрахункова подача робочого насосного агрегату буде визначена за формулою

$$Q_p = \frac{Q_H}{16}, \text{ м}^3/\text{Год},$$

де 16 – допустима за ПБ тривалість відкачування нормального добового припливу води, годин.

Залежно від величини Q_p робочий насосний агрегат може складатися з одного чи кількох насосів. Сучасні відцентрові насоси, що використовуються в шахтному водовідливі, спроможні працювати з подачею до 500 ... 600 м³/год

при напорах до 800 ... 1200 метрів водяного стовпа. Тому при $Q_p \leq 600 \text{ м}^3/\text{год}$ насосні агрегати слід компонувати з одного насоса. Якщо $Q_p > 600 \text{ м}^3/\text{год}$, то необхідно збільшувати кількість насосів у агрегаті. При цьому кількість напірних трубопроводів у стволі може також збільшуватися до величини, при якій кожен насос працюватиме на окремий постав, або бути меншою в порівнянні з кількістю робочих насосів. У другому випадку насоси агрегату будуть працювати одночасно на один трубопровід. Особливості розрахунків установок при $Q_p > 600 \text{ м}^3/\text{год}$ розглянуті в [2,3].

Керуючись вимогами ПБ до рівнів резервування кількості насосів і напірних трубопроводів, треба визначити їх загальні кількості та розробити гідравлічну схему установки. На схемі слід показати всі гідравлічні елементи (клапани, засувки, трійники, повороти і т. ін.), довжину окремих ділянок мережі, геометричну висоту водопідйому H_r , геометричну висоту всмоктування $H_{вс}$ і геометричну висоту нагнітання $H_{нг}$ (п. 2.5).

На рис. 1 наведена найбільш поширена типова гідравлічна схема головної водовідливної установки шахти з трьома насосами та двома напірними трубопроводами.

1.5. Розрахунок і вибір труб для трубопроводів установки

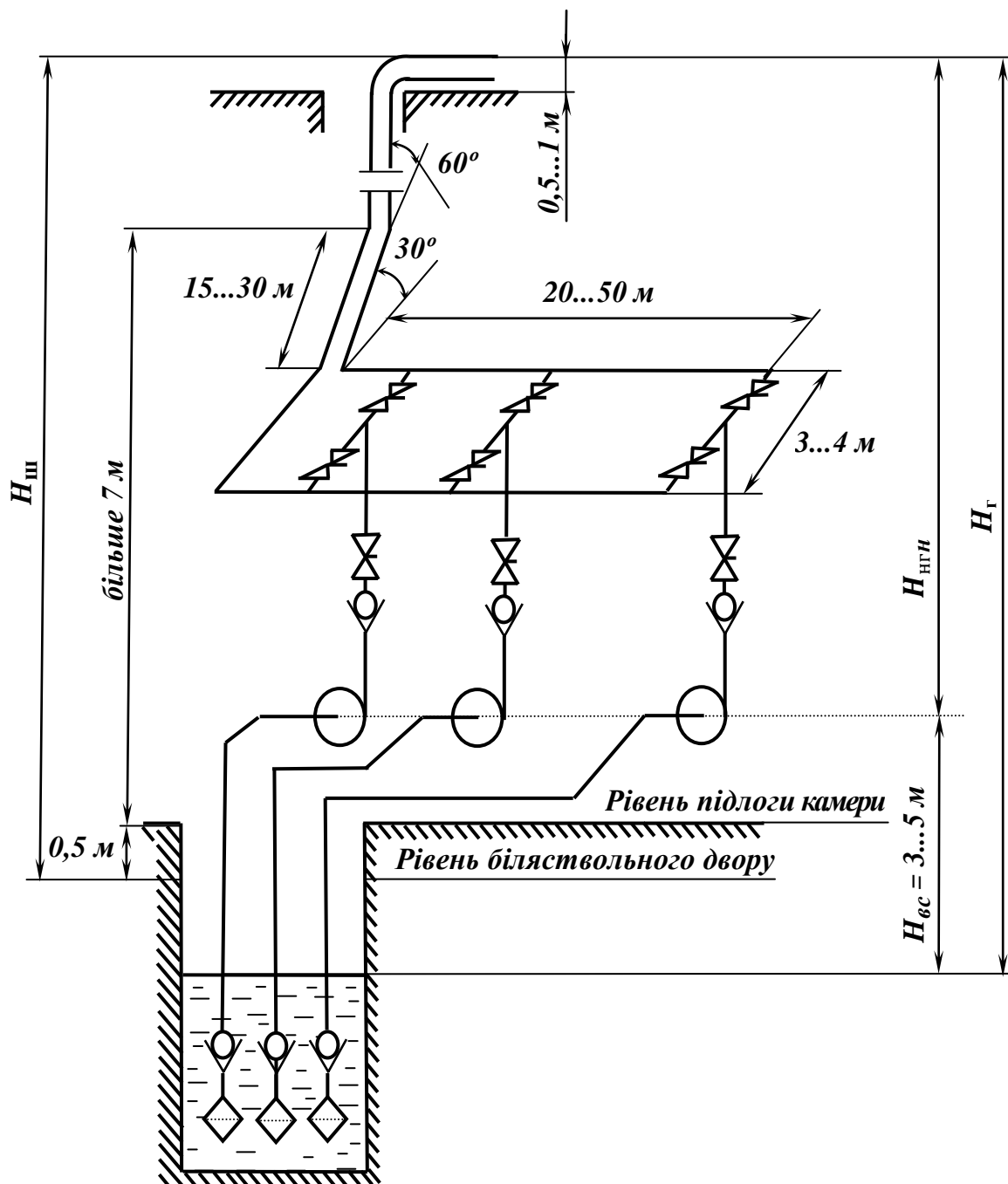
Зовнішня мережа насосної установки складається з усмоктувального та напірного (нагнітального) трубопроводів. Труби вибираються за зовнішнім діаметром та товщиною стінки.

1.5.1. Розрахунок і вибір труб для нагнітального трубопроводу

Через значну довжину нагнітального трубопроводу його діаметр суттєво впливає як на величину капітальних витрат при спорудженні водовідливної установки, так і на експлуатаційні витрати при її використанні. Тому при проектуванні установки важливим завданням є знаходження оптимального діаметра нагнітального трубопроводу, при якому приведені витрати на спорудження та експлуатацію установки будуть мінімальними. Точне вирішення цього завдання досить складне і не завжди можливе.

Практично діаметри промислових трубопроводних мереж знаходять, зазвичай, виходячи з об'ємної витрати рідини в трубі та орієнтуючись на оптимальну швидкість потоку в ній. Але цей загальний метод неприйнятний для визначення діаметра напірного трубопроводу головної водовідливної установки шахти, зважаючи на те, що в Правилах безпеки [1] встановлено максимально допустимий рівень втрат напору в цьому трубопроводі – діаметр напірного трубопроводу має бути таким, щоб втрати напору в ньому не перевищували 5 % від геодезичної висоти підйому води. Через це діаметр напірного трубопроводу визначимо, виходячи з допустимої втрати напору в ньому.

Згідно з [1] розрахункова втрата напору в нагнітальному трубопроводі



$H_{вс}$, $H_{нгп}$ та $H_{г}$ – геометричні висоти всмоктування, нагнітання та водопідйому відповідно

Рис. 1. Схема головної водовідливної установки шахти

$$H_{втр.р} = 0,05H_{г}$$

де $H_{г}$ – геометрична (геодезична) висота підйому води в установці.

Геометрична висота водопідйому – це перевищення зливного отвору напірного трубопроводу над найнижчим рівнем води в забірному колодязі.

З урахуванням перевищення підлоги насосної камери над рівнем підшови приствольного двору, що регламентується [1], осі насоса над підлогою насосної

камери та над відкачуваною водою, нагнітального трубопроводу над устям ствола отримуємо

$$H_{\Gamma} = H_{\text{ш}} + 3 \dots 5, \text{ м.}$$

З іншого боку, розрахункова втрата напорів

$$H_{\text{втр.р}} = i_{\text{нг}} L_{\text{нг}},$$

де $i_{\text{нг}}$ та $L_{\text{нг}}$ — розрахунковий гідравлічний похил і загальна довжина нагнітального трубопроводу з урахуванням еквівалентних довжин місцевих гідравлічних опорів у трубопроводі.

У розрахунках слід задавати $L_{\text{нг}} = H_{\text{ш}} + 250 \dots 300 \text{ м.}$

Звідси

$$i_{\text{нг}} = \frac{H_{\text{втр.р}}}{L_{\text{нг}}}.$$

У нагнітальному трубопроводі швидкість води $v_{\text{нг}} > 1,2 \text{ м/с.}$ У цьому разі гідравлічний похил сталевих трубопроводів, що експлуатуються, визначиться за формулою Шевелева Ф.А. [4]

$$i = 0,134 \cdot 10^{-9} \frac{Q^2}{d^{5,3}},$$

де Q — витрата в трубі, $\text{м}^3/\text{год.}$; d — внутрішній діаметр труби, м.

Тому розрахунковий внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу буде розрахований за формулою

$$d_{\text{нг.р}} = 0,01371 \frac{Q_{\text{р}}^{0,3774}}{i_{\text{нг}}^{0,1887}}, \text{ м.}$$

Товщина стінки нагнітального трубопроводу визначається за умови забезпечення необхідної міцності її впродовж розрахункового терміну експлуатації труб. Вона залежить від тиску в трубах, матеріалу, з якого вони виготовлені, та хімічної активності перекачуваної води.

Мінімально необхідна товщина стінки труби за умови її міцності має формулу

$$\delta_0 = \frac{p_{\text{р}} d_{\text{нг.р}}}{0,8 \sigma_m} \cdot 10^3, \text{ мм,}$$

де $p_{\text{р}}$ — розрахунковий тиск у початковому найнижчому перерізі нагнітального трубопроводу; σ_m — тимчасовий опір розриву матеріалу стінки труби.

Згідно з [1] розрахунковий тиск у нагнітальному трубопроводі

$$p_p = 1,25p_{\text{роб}},$$

де $p_{\text{роб}}$ – тиск у нижньому перерізі трубопроводу при роботі насоса,

$$p_{\text{роб}} = \rho g (H_{\text{ш}} + H_{\text{втр.р}}),$$

де ρ – густина шахтної води, кг/м^3 ; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Для шахтних водовідливних трубопроводів найчастіше використовують сталеві безшовні горячездеформовані труби за ГОСТом 8732-78, що виготовлені зі сталі марок Ст.2 сп, Ст.4 сп, Ст.5 сп, Ст.6 сп. Тимчасові опори розриву для цих марок сталі наведені в табл. 1 [5].

Таблиця 1

Марка сталі	Ст.2 сп	Ст.4 сп	Ст.5 сп	Ст.6 сп
Тимчасовий опір розриву, МПа, не менше	350	420	500	600

Орієнтуючись на одну з можливих марок сталі, визначають величину δ_0 .

З урахуванням корозійного зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь труб початкова розрахункова товщина їхніх стінок розраховується за формулою

$$\delta_{\text{нг.р}} = \frac{100}{100 - k_d} [\delta_0 + (\delta_{\text{кз}} + \delta_{\text{квн}})\tau],$$

де $\delta_{\text{кз}}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування зовнішньої поверхні сталеві труби в нейтральній атмосфері, $\delta_{\text{кз}} = 0,25 \text{ мм/рік}$ [5];

$\delta_{\text{квн}}$ – середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні труби, мм/рік ;

τ – середній термін експлуатації трубопроводу, $\tau = 10 \dots 15$ років;

k_d – коефіцієнт, що враховує мінусовий допуск товщини стінки, $k_d = 10 \dots 15 \%$.

Середньорічна швидкість корозійного зношування внутрішньої поверхні труби залежить від хімічного складу перекачуваної води (від її водневого показника рН); значення цієї швидкості наведені в табл. 2 [5].

Визначивши $\delta_{\text{нг.р}}$ з урахуванням хімічної властивості перекачуваної води та орієнтуючись на величину $d_{\text{нг.р}}$, із сортаменту труб вибирають найближчу більшу стандартну товщину стінки труби $\delta_{\text{нг}}$.

Таблиця 2

Водневий показник шахтної води рН	> 8	6 – 7	5 – 6
	Вода нейтральна або лужна	Вода слабокислотна	
Середньорічна швидкість корозійного зношування сталевих труб, мм/рік	0,1	0,2	0,4

Розрахунковий зовнішній діаметр цих труб записується рівнянням

$$d_{\text{нг.з.р}} = d_{\text{нг.р}} + 2\delta_{\text{нг}} .$$

Округлюючи його до найближчого більшого стандартного значення, отримують стандартний зовнішній діаметр труб нагнітального трубопроводу $d_{\text{нг.з}}$.

За величинами $d_{\text{нг.з}}$ і $\delta_{\text{нг}}$ вибирають із відповідного сортаменту труби для нагнітального трубопроводу та визначають їх внутрішній діаметр так:

$$d_{\text{нг}} = d_{\text{нг.з}} - 2\delta_{\text{нг}} .$$

Після цього слід указати геометричні характеристики вибраних труб – зовнішній і внутрішній діаметри та товщину стінки.

При виборі труб можна використовувати дані відносно геометричних характеристик стандартних труб, що наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	
	Мінімальна	Максимальна
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
95	4	18
102	4	18
108	4	18
114	4	18
121	4	18
127	4	18
133	4	18
140	5	18
146	5	18

<i>l</i>	2	3
152	5	18
159	5	18
168	5	18
180	5	18
194	5	18
203	6	18
219	6	18
245	7	18
273	7	18
299	8	18
325	8	18
351	8	18
377	9	18
402	9	18
426	9	18
450	9	18

Примітка: крок змінювання товщини стінки вибрано 1мм.

1.5.2. Розрахунок і вибір труб для всмоктувального трубопроводу

Усмоктувальний трубопровід насосної установки короткий, тому при визначенні його діаметра нема потреби виходити з техніко-економічних міркувань. Важливим при проектуванні установки є забезпечення мінімального гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу, що суттєво зменшить імовірність появи кавітації при роботі насоса.

Виходячи з характеристик сучасних відцентрових насосів, що використовуються в шахтному водовідливі, труби для всмоктувального трубопроводу треба вибирати такого діаметра, щоб розрахункова швидкість потоку в них не перевищувала 0,9...1 м/с.

Задавши з цього діапазону розрахункову швидкість води в усмоктувальному трубопроводі $v_{вс.р}$, визначають його розрахунковий внутрішній діаметр за формулою

$$d_{вс.р} = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi v_{вс.р}}}$$

Найчастіше тиск у всмоктувальному трубопроводі менший від атмосферного, крім тих випадків, коли насос розташовується нижче рівня рідини у водо-

збірнику. Але і в цьому разі надлишковий тиск у ньому невеликий. Тому при визначенні необхідної товщини стінки всмоктувального трубопроводу нема потреби розрахувати її міцність. Для цього трубопроводу розрахункову товщину стінки визначають лише з урахуванням хімічної властивості перекачуваної води за формулою

$$\delta_{\text{вс.р}} = \frac{100}{100 - k_{\text{д}}} (\delta_{\text{кз}} + \delta_{\text{квн}}) \tau.$$

Орієнтуючись на значення $d_{\text{вс.р}}$, із сортаменту труб вибирають стандартну товщину стінки $\delta_{\text{вс}}$, яка є найближчою більшою до розрахункового значення. Найчастіше це – мінімальна стандартна товщина стінки труби відповідного діаметра.

Розрахунковий зовнішній діаметр усмоктувального трубопроводу має формулу

$$d_{\text{вс.з.р}} = d_{\text{вс.р}} + 2\delta_{\text{вс}}.$$

Остаточно для всмоктувального трубопроводу вибирають труби зі стандартним зовнішнім діаметром $d_{\text{вс.з}}$, що є найближчим більшим відносно його розрахункового значення.

Внутрішній діаметр труб визначається так:

$$d_{\text{вс}} = d_{\text{вс.з}} - 2\delta_{\text{вс}}.$$

Виписуються розраховані геометричні параметри труб – $d_{\text{вс.з}}$, $\delta_{\text{вс}}$ і $d_{\text{вс}}$.

1.6. Визначення гідравлічного опору трубопроводів і складання рівняння характеристики зовнішньої мережі установки

1.6.1. Коефіцієнт гідравлічного опору нагнітального трубопроводу

Розрахунок ведеться для найбільш віддаленого від ствола насоса. Відповідно до прийнятої гідравлічної схеми коефіцієнт опору трубопроводу обчислюється за формулою

$$\xi_{\text{нг}} = \xi_{\text{зк}} + 2\xi_{\text{з}} + 3\xi_{\text{к90}^\circ} + \xi_{\text{к}\alpha_1} + \xi_{\text{к}\alpha_2} + \xi_{\text{Т1}} + 2\xi_{\text{Т2}} + \lambda_{\text{нг}} \frac{L_{\text{нг}}}{d_{\text{нг}}},$$

де $\xi_{\text{зк}}$ та $\xi_{\text{з}}$ – коефіцієнти опору зворотного клапана та повністю відкритої засувки;

$\xi_{\text{к90}^\circ}$, $\xi_{\text{к}\alpha_1}$ і $\xi_{\text{к}\alpha_2}$ – коефіцієнти опору колін при повороті потоку відповідно на 90° , кут α_1 та кут α_2 ;

ξ_{T1} і ξ_{T2} – коефіцієнти опору трійників при вході потоку з відгалуження та для прохідного потоку;

$\lambda_{нг}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя в нагнітальному трубопроводі;

$L_{нг}$ – загальна довжина нагнітального трубопроводу.

Залежно від діаметра трубопроводу коефіцієнти опору зворотного клапана наведені далі в таблиці.

Діаметр $d_{нг}$, мм	Коефіцієнт опору зворотного клапана $\xi_{зк}$
40	1,3
70	1,4
100	1,5
200	1,9
300	2,1
500	2,5
750	0,9

Коефіцієнт опору повністю відкритої засувки Лудло $\xi_3 = 0,05$.

У шахтних трубопроводах найчастіше використовують зварні коліна, що складаються з п'яти – шести ділянок. У цьому разі

$$\xi_{к\alpha} = 0,008\alpha^{0,75} \left(\frac{d}{R_{п}}\right)^{0,6},$$

де α – кут повороту потоку, град; d – внутрішній діаметр труби, мм; $R_{п}$ – радіус повороту, мм.

У розрахунках слід задавати $d/R_{п} = 0,8...1,0$; $\alpha_1 = 25...30^\circ$; $\alpha_2 = 65...60^\circ$.

При вході потоку з відгалуження $\xi_{T1} = 0,6$; для прохідного потоку $\xi_{T2} = 0,01$.

Значення коефіцієнтів гідравлічних опорів узяті з [6].

У трубопроводах шахтної водовідливної установки, як правило, турбулентний режим руху рідини з високим ступенем турбулізації. Для квадратичної зони гідравлічного опору є декілька формул для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , зокрема формула Шевелева Ф.А. [4]. Згідно з нею для не нових сталевих і чавунних водопровідних труб при швидкості води $v \geq 1,2$ м/с, яка має місце в нагнітальному трубопроводі,

$$\lambda_{нг} = \frac{0,021}{d_{нг}^{0,3}},$$

де $d_{нг}$ – внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу, м.

Розрахунки слід виконувати, орієнтуючись на використовувані раніше труби і зважаючи на те, що водовідливна установка перекачує забруднену воду, з якої можуть виділятися механічні домішки. Це призводить до досить швидкого зменшення прохідного перерізу нових труб і збільшення їхнього гідравлічного опору.

1.6.2. Коефіцієнт гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу

Розрахунок ведеться для найбільш віддаленого від приймального колодязя насоса. Відповідно до заданої гідравлічної схеми коефіцієнт опору

$$\xi_{\text{вс}} = \xi_{\text{ПК}} + 3\xi_{\text{к90}^\circ} + \lambda_{\text{вс}} \frac{L_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}},$$

де $\xi_{\text{ПК}}$ — коефіцієнт опору приймального клапана із захисною сіткою;

$\lambda_{\text{вс}}$ — коефіцієнт гідравлічного тертя в усмоктувальному трубопроводі;

$L_{\text{вс}}$ — загальна довжина всмоктувального трубопроводу.

Залежно від діаметра трубопроводу коефіцієнти опору приймального клапана наведені далі в таблиці.

Діаметр $d_{\text{вс}}$, мм	Коефіцієнт опору приймального клапана $\xi_{\text{ПК}}$
40	12,0
70	8,5
100	7,0
200	4,7
300	3,7
500	2,5
750	1,6

У всмоктувальному трубопроводі швидкість води найчастіше $v_{\text{вс.р}} < 1,2$ м/с, тому формула Шевелева для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя набуває в цьому разі такого вигляду:

$$\lambda_{\text{вс}} = 0,0179 \left(\frac{v_{\text{вс.р}} + 0,867}{v_{\text{вс.р}} d_{\text{вс}}} \right)^{0,3}.$$

Загальна довжина всмоктувального трубопроводу становить зазвичай $L_{\text{вс}} = 15 \dots 20$ м.

1.6.3. Коефіцієнт гідравлічного опору зовнішньої мережі установки

Цей коефіцієнт визначається за формулою

$$\xi = \xi_{\text{вс}} \left(\frac{d_{\text{НГ}}}{d_{\text{вс}}} \right)^4 + \xi_{\text{НГ}} + 1,$$

де $\xi_{\text{вс}} \left(\frac{d_{\text{НГ}}}{d_{\text{вс}}} \right)^4$ — коефіцієнт опору всмоктувального трубопроводу, що

зведений до діаметра нагнітального трубопроводу.

1.6.4. Гідравлічний опір зовнішньої мережі або її стала

Гідравлічний опір зовнішньої мережі розраховується за формулою

$$R = \frac{8\xi}{\pi^2 g d_{\text{нг}}^4}, \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

Зважаючи на те, що при побудові експлуатаційних характеристик насосів для шахтного водовідливу використовують, як правило, подачу, яка вимірюється в м³/год, зручніше стало трубопроводів обчислювати за формулою

$$R = \frac{8\xi}{3600^2 \pi^2 g d_{\text{нг}}^4}, \text{ год}^2/\text{м}^5.$$

1.6.5. Рівняння характеристики зовнішньої мережі водовідливної установки

Характеристика зовнішньої мережі водовідливної установки описується рівнянням

$$H_{\text{м}} = H_{\text{г}} + RQ^2,$$

де $H_{\text{м}}$ — напір, який потрібно створити в мережі; $H_{\text{г}}$ — геометрична висота водопідйому; Q — витрата рідини в трубопроводі.

Підставивши значення $H_{\text{г}}$ і R , отримуємо рівняння характеристики зовнішньої мережі для водовідливної установки, що розраховується. За цим рівнянням будують графік характеристики. Для побудови графіка складаємо таблицю, задаючи 5 – 8 значень витрати, одне з яких повинно дорівнювати $Q_{\text{р}}$. Напір $H_{\text{р}}$, що відповідає розрахунковій витраті $Q_{\text{р}}$, називається розрахунковим.

Таблиця для побудови графіка характеристики зовнішньої мережі

$Q, \text{ м}^3/\text{год}$	0				$Q_{\text{р}}$		
$H_{\text{м}}, \text{ м}$	$H_{\text{г}}$				$H_{\text{р}}$		

1.7. Орієнтувальний вибір насоса та визначення параметрів режиму його роботи на спроектовану зовнішню мережу

Орієнтувальний вибір насоса виконується відповідно до його розрахункової подачі $Q_{\text{р}}$ та розрахункового напору $H_{\text{р}}$.

Для спрощення вибору насоса можна користуватися зведеними графіками робочих зон насосів відповідного типу, які наводяться в збірниках характеристик насосів (додаток 2). На ці графіки наноситься точка з координатами $Q_p - H_p$ і знаходиться тип насоса, робоча зона якого перекриває цю точку – насос цього типу орієнтовно задається при розрахунку.

У разі, коли розрахункова робоча точка перекривається робочими зонами кількох насосів, то перевагу слід надати насосу, у робочій зоні якого названа точка знаходиться ближче до лівої межі – це зменшить імовірність появи кавітації при роботі насоса.

При малих добових припливах і значній глибині шахти може виникнути ситуація, коли розрахункова точка не буде перекриватися робочою зоною жодного насоса. У цьому разі насос необхідно вибирати за величиною розрахункового напору H_p , визначаючи його за рівнянням:

$$H_p = H_{ш} + H_{втр.р} .$$

Вибір труб і розрахунок гідравлічного опору мережі в подібних випадках слід виконувати, виходячи з номінальної подачі орієнтовно вибраного насоса.

На головних водовідливних установках шахт використовуються секційні відцентрові насоси. Експлуатаційною особливістю цих насосів є те, що вони при одній і тій самій подачі спроможні створювати різні напори залежно від кількості секцій. Через це після встановлення типу насоса за допомогою зведених графіків робочих зон необхідно визначити потрібну кількість ступенів у ньому та встановити його типорозмір. Кількість ступенів у насосі позначимо Z .

У паспортах секційних насосів наводяться, зазвичай, напірні характеристики, що побудовані для різної кількості секцій, причому кількість ступенів часто зазначається безпосередньо на відповідних характеристиках. У цьому разі потрібна кількість секцій насоса, тобто його типорозмір, визначається безпосередньо за напірними характеристиками насосів конкретного типу шляхом знаходження такого насоса, який при розрахунковій подачі здатний створити напір, що не менший від розрахункового.

Після визначення кількості ступенів і встановлення типорозміру насоса складається таблиця для побудови експлуатаційних характеристик насоса, що являють собою графічні залежності напору насоса H_n , його ККД η та допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_k^{доп}$ від подачі Q . Ці графіки наводяться в паспорті насоса і при складанні таблиці вони подаються в табличній формі. Таблиця для побудови експлуатаційних характеристик насоса має такий вигляд:

$Q, \text{ м}^3/\text{ГОД}$						
$H_n, \text{ м}$						
$\eta, \%$						
$\Delta h_k^{доп}, \text{ м}$						

Для визначення параметрів режиму роботи орієнтовно вибраного насоса потрібно побудувати в одній системі координат $Q - H$ і в однаковому масштабі графіки характеристик насоса $H_H = f_1(Q)$. Точка перетину цих графіків є робочою точкою установки (точка B на рис. 2). За координатами робочої точки визначають, з якою подачею та яким напором заданий насос буде працювати на спроектовану зовнішню мережу.

Після знаходження подачі насоса встановлюють його ККД та допустимий кавітаційний запас, які відповідають знайденій подачі. Для цього користуються експлуатаційними характеристиками насоса $\eta = f_2(Q)$ та $\Delta h_K^{\text{доп}} = f_3(Q)$.

Для спрощення визначення параметрів робочого режиму насосної установки всі експлуатаційні характеристики насоса та характеристика зовнішньої мережі будуються, як правило, на одній площині та мають спільну вісь подач Q .

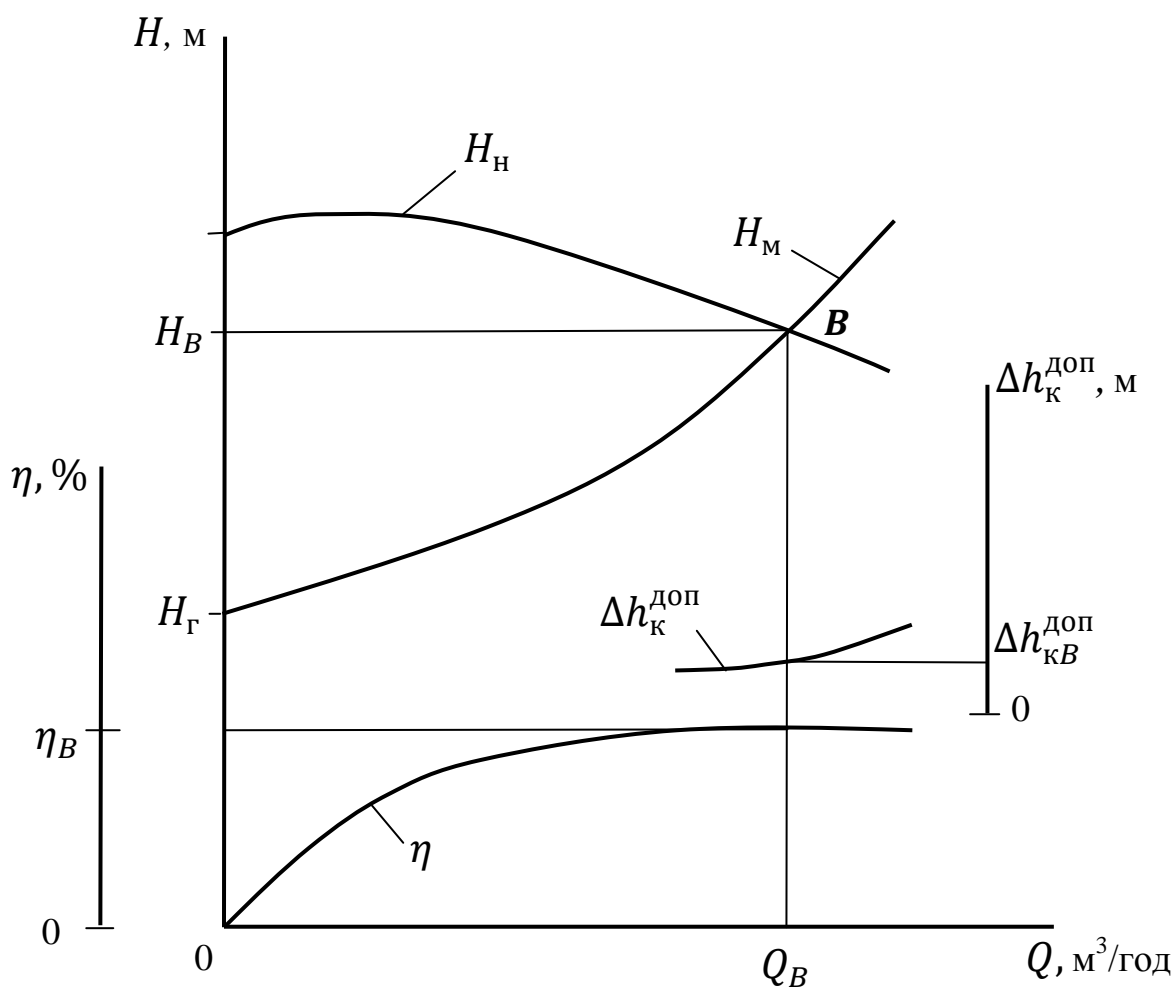


Рис. 2. Визначення параметрів робочого режиму насосної установки

У прикладі, показаному на рис. 2, робочою точкою установки є точка B . Параметри робочого режиму цієї установки такі:

подача – $Q_B, \text{ м}^3/\text{год}$; напір – $H_B, \text{ м}$; ККД – $\eta_B, \%$;
 допустимий кавітаційний запас насоса – $\Delta h_{KB}^{\text{доп}}, \text{ м}$.

У паспортах деяких насосів замість залежності $\Delta h_{\text{к}}^{\text{доп}} = f_3(Q)$ наводиться залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування від подачі – $H_{\text{вс.вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$. Значення цієї величини для робочого режиму насоса $H_{\text{вс.вак}B}^{\text{доп}}$ знаходиться в тому ж порядку, що й $\Delta h_{\text{к}B}^{\text{доп}}$.

1.8. Визначення відповідності орієнтовно вибраного насоса заданим умовам

1.8.1. Перевірка вибраного насоса на достатність подачі

Фактична подача насоса повинна бути не менше розрахункової, тобто

$$Q_B \geq Q_p.$$

При невиконанні цієї умови слід збільшити кількість секцій у насосі або прийняти насос більшого типорозміру.

1.8.2. Перевірка насосної установки на стабільність роботи

Робота насосної установки буде стабільною, коли характеристика зовнішньої мережі перетинається з напірною характеристикою насоса в одній точці. Умова стабільної роботи така:

$$H_0 \geq 1,1 H_T,$$

де H_0 — напір насоса при нульовій подачі.

Значення H_0 береться з напірної характеристики насоса.

При невиконанні зазначеної умови необхідно збільшити кількість секцій у насосі.

1.8.3. Визначення відповідності режиму роботи насоса його робочій зоні

Вибраний насос повинен використовуватися в межах своєї робочої зони та працювати з достатньо високим ККД. Умовою виконання цієї вимоги є

$$\eta_B \geq 0,9\eta_{\text{max}},$$

де η_{max} — максимальний ККД вибраного насоса.

Значення η_{max} береться з відповідної експлуатаційної характеристики насоса. Воно наводиться також у текстовій частині паспорта насоса.

При невиконанні цієї умови необхідно, як правило, вибирати інший насос. Інколи виконання умови може бути досягнуте при зміні кількості секцій орієнтовно вибраного насоса.

1.8.4. Перевірка вибраного насоса на відсутність кавітації

У паспортах більшості сучасних відцентрових насосів наводиться графічна залежність допустимого кавітаційного запасу насоса від його подачі.

Кавітаційний запас насоса – це перевищення повного напору на вході в насос над п'єзометричним напором, що відповідає тиску насиченої пари перекачуваної рідини.

У цьому разі умова безкавітаційної роботи насоса записується так:

$$\Delta h_{KB} \geq \Delta h_{KB}^{\text{доп}},$$

де Δh_{KB} – фактичний кавітаційний запас насоса в робочому режимі.

Перевірка насоса на відсутність кавітації виконується в такому порядку:

– визначається фактична швидкість рідини в усмоктувальному трубопроводі при робочій подачі насоса:

$$v_{\text{вс}B} = \frac{4Q_B}{3600\pi d_{\text{вс}}^2};$$

– знаходяться втрати напору в усмоктувальному трубопроводі в робочому режимі:

$$h_{\text{вс}B} = \xi_{\text{вс}} \frac{v_{\text{вс}B}^2}{2g};$$

– розраховується фактичний кавітаційний запас насоса в робочому режимі за формулою

$$\Delta h_{KB} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{нп}}}{\rho g} - H_{\text{вс}} - h_{\text{вс}B}, \text{ м}$$

де $p_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск у насосній камері; при розрахунках можна задавати $p_{\text{атм}} = 10^5$ Па; $p_{\text{нп}}$ – тиск насиченої пари перекачуваної рідини; $H_{\text{вс}}$ – задана геометрична висота всмоктування насоса.

Тиск насиченої пари перекачуваної рідини залежить лише від її температури. Для води значення цього тиску при різних температурах наведені в табл. 4:

Таблиця 4

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40
$p_{\text{нп}}, \text{Па}$	872	1228	1704	2337	3166	4241	5622	7375

– порівнюються значення фактичного та допустимого кавітаційних запасів.

У разі, коли насоси розміщені нижче рівня води у водозбірнику, тобто з від'ємною геометричною висотою всмоктування, кавітаційний запас насоса знаходять за формулою

$$\Delta h_{KB} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{нп}}}{\rho g} + |H_{\text{вс}}| - h_{\text{вс.В}}, \text{ м.}$$

Якщо в паспорті насоса дається залежність $H_{\text{вс.вак}}^{\text{доп}} = f(Q)$, то умова безкавітаційної роботи записується так:

$$H_{\text{вс.вак В}} \leq H_{\text{вс.вак В}}^{\text{доп}},$$

де $H_{\text{вс.вак В}}$ – фактична вакуумметрична висота всмоктування насоса при робочій подачі;

$$H_{\text{вс.вак В}} = H_{\text{вс}} + (\xi_{\text{вс}} + 1) \frac{v_{\text{вс.В}}^2}{2g}, \text{ м}$$

При невиконанні умови безкавітаційної роботи треба, насамперед, з'ясувати можливість зменшення кількості секцій у насосі. При цьому зменшенні необхідно, щоб виконувалися інші умови нормальної роботи насоса.

Ефективним способом покращення всмоктувальної здатності насоса є зменшення геометричної висоти всмоктування, якщо $H_{\text{вс}} > 0$. Але не слід задавати $H_{\text{вс}} < 3$ м, тому що в цьому випадку із значної частини водозбірника вода не буде відкачуватися. Це створить сприятливі умови для осідання у водозбірнику частинок твердого з шахтної води і призведе до швидкого замулювання водозбірника. Крім того, мале значення $H_{\text{вс}}$ обумовить необхідність частого включення насоса, що ускладнить його експлуатацію.

Для з'ясування можливості зменшення геометричної висоти всмоктування необхідно підрахувати її допустиме значення для робочого режиму роботи насоса. Допустима геометрична висота всмоктування при робочій подачі насоса визначається за формулами:

$$H_{\text{вс.В}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{нп}}}{\rho g} - \Delta h_{KB}^{\text{доп}} - h_{\text{вс.В}}, \text{ м}$$

або

$$H_{\text{вс.В}}^{\text{доп}} = H_{\text{вс.вак В}}^{\text{доп}} - (\xi_{\text{вс}} + 1) \frac{v_{\text{вс.В}}^2}{2g}, \text{ м.}$$

У разі, коли $H_{\text{вс.В}}^{\text{доп}} \geq 3$ м, то до цього рівня може бути зменшена проектна геометрична висота всмоктування насоса. Якщо з'ясується, що

$H_{вс.В}^{доп} < 3$ м, то слід застосовувати інші заходи для покращення всмоктувальної здатності насоса, у тому числі комбінуючи їх з можливим зменшенням геометричної висоти всмоктування.

Дієвим шляхом зменшення гідравлічного опору всмоктувального трубопроводу та підвищення в такий спосіб фактичного кавітаційного запасу насоса є збільшення діаметра всмоктувального трубопроводу.

Інколи для забезпечення безкавітаційної роботи насоса доцільно використовувати допоміжний (бустерний) насос, який включається послідовно перед основним насосом.

Бустерний насос повинен відповідати таким вимогам:

- мати високу всмоктувальну здатність;
- мати подачу, що відповідає подачі основного насоса;
- повинен створювати невеликий напір.

При неможливості забезпечення безкавітаційної роботи орієнтовно вибраного насоса зазначеними способами слід вибрати насос більшого типорозміру.

Остаточно в розрахунку вибирають насос, для якого виконуються всі перераховані перевірки.

Встановлюється режим роботи цього насоса, указуються параметри режиму та підраховується допустима геометрична висота всмоктування для цього режиму. Визначається також номінальна частота обертання валу насоса n_n , значення якої наводиться в його експлуатаційних характеристиках.

1.9. Вибір привідного двигуна насоса

Привідний двигун насоса вибирається за номінальною частотою обертання вала та номінальною потужністю.

Номінальна частота обертання вала двигуна n_d повинна збігатися з номінальною частотою обертання вала вибраного насоса n_n , тобто $n_d = n_n$.

Необхідна потужність двигуна розраховується за формулою

$$N = k_3 \frac{\rho g Q_B H_B}{3600 \eta_B} 10^{-3}, \text{кВт}$$

де k_3 – коефіцієнт запасу.

Значення коефіцієнта запасу залежно від потужності привідного електродвигуна наведені в табл. 5.

Таблиця 5

Потужність електродвигуна, кВт	2...5	5...10	10...50	50...350	Більше 350
Коефіцієнт запасу k_3	1,5...1,3	1,3...1,15	1,15...1,10	1,10...1,05	1,05

До установлення вибирається електродвигун з номінальною потужністю, яка є найближчою більшою до отриманої.

Для приводу насосів головного водовідливу вугільних шахт використовуються вибухонебезпечні асинхронні трифазні короткозамкнені електродвигуни серій ВАО, В та ВР. Їх номінальні параметри зазначені в додатках 3, 4.

Після вибору приводного електродвигуна треба навести його технічну характеристику, в якій зазначаються тип заданого електродвигуна та номінальні значення потужності, частоти обертання вала, ККД, електричної напруги, моменту інерції ротора.

1.10. Визначення техніко-економічних показників роботи водовідливної установки

1.10.1. Фактична тривалість роботи насоса впродовж доби

При відкачці нормального припливу води

$$T_H = Q_H / Q_B, \text{ год};$$

при відкачці максимального припливу води

$$T_M = Q_M / Q_B, \text{ год}.$$

1.10.2. Середньорічна витрата електроенергії на водовідлив

$$E = 1,05 \frac{\rho g Q_B H_B \cdot 10^{-6}}{3,6 \eta_B \eta_d \eta_{em}} [(365 - n_M) T_H + n_M T_M], \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}, \quad (1)$$

де 1,05 – коефіцієнт, що враховує витрати електроенергії на власні потреби установки; η_d – ККД приводного двигуна; η_{em} – ККД постачальної електричної мережі, $\eta_{em} = 0,95 \dots 0,96$; n_M – середньорічна тривалість максимального припливу води, діб.

1.10.3. Питома витрата електроенергії на відкачку 1 м³ води

$$e = \frac{E}{Q_B [(365 - n_M) T_H + n_M T_M]}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^3}.$$

1.10.4. Питома витрата електроенергії на 1 тонно-кілометр водопідйому

$$e' = e \cdot 10^6 / \rho H_T, \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т} \cdot \text{км}}.$$

Для нормально спроектованої водовідливної установки витрата електроенергії на 1 т·км водопідйому не повинна перевищувати

$$4,7 \dots 5,6 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{т} \cdot \text{км}}.$$

2. Експлуатаційні розрахунки агрегату, що складається з двох паралельно працюючих насосів

У головному шахтному водовідливі досить поширеним є використання одночасно працюючих насосів, що підключені паралельно до спільної зовнішньої мережі. Таку схему використовують у разі, коли подача одного насоса недостатня. При цьому майже завжди паралельно працюючі насоси однакові та розташовані поруч. Кожен з насосів має індивідуальний всмоктувальний трубопровід.

Розглянемо методику розрахунків насосної установки, що складається з двох однакових та розташованих поруч насосів, підключених паралельно до спільної зовнішньої мережі.

Для визначення параметрів режиму роботи такого агрегату та кожного насоса, що працює в його складі, на одній площині треба побудувати графіки всіх експлуатаційних характеристик насоса, графік характеристики зовнішньої мережі та графік сумарної напірної характеристики агрегату. Останню характеристику (лінія 2_n на рис. 3) будують шляхом горизонтального складання двох напірних характеристик насоса [2]. Для цього на вихідній напірній характеристиці намічають декілька довільних точок і через кожну з них проводять лінію сталого напору. Потім при кожному з прийнятих напорів складають подачі насосів і знаходять у такий спосіб точки, що належать сумарній напірній характеристиці агрегату. З'єднуючи ці точки, отримують відшукувану характеристику. Для побудови сумарної напірної характеристики агрегату можна скласти додаткову таблицю або будувати її за допомогою вимірювача (циркуля).

Точка перетину сумарної напірної характеристики агрегату з характеристикою зовнішньої мережі є робочою точкою агрегату. Координати робочої точки вказують, з якою подачею агрегат працюватиме на дану зовнішню мережу та який напір він буде створювати. У даній роботі вважати, що агрегат складається з двох насосів, що прийняті в першій частині, які працюють на спроектовану зовнішню мережу.

У прикладі, показаному на рис. 3, робочою точкою агрегату є точка *A*. Параметри роботи агрегату такі:

$$\text{подача} - Q_A, \text{ м}^3/\text{год}; \quad \text{напір} - H_A, \text{ м}.$$

Для знаходження робочої точки кожного насоса, що працює в складі агрегату, необхідно провести через точку *A* лінію сталого напору до її перетину з напірною характеристикою насоса. Ця точка перетину (точка *C* на рис. 2) є робочою точкою кожного насоса. Після її знаходження та визначення подачі кожного насоса, за його експлуатаційними характеристиками визначають ККД η_C

та допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{КС}}^{\text{доп}}$. Значення знайдених параметрів треба навести в роботі.

У даному випадку параметри роботи кожного насоса в складі агрегату такі:

подача $Q_{\text{С}}$ м³/год; напір $H_{\text{С}}$, м;

ККД $\eta_{\text{С}}$, %; допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{КС}}^{\text{доп}}$ м.

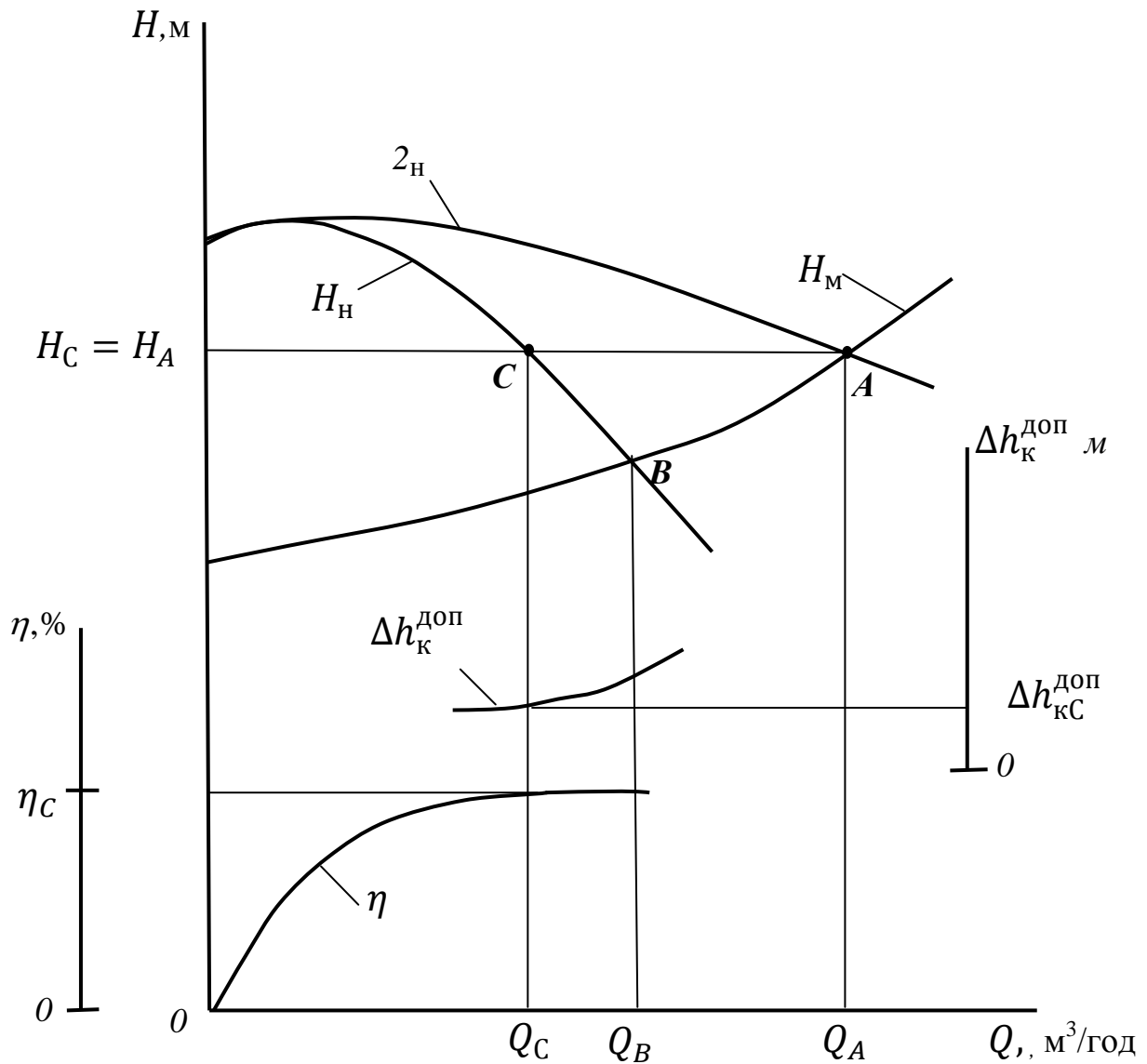


Рис. 3. Графічне визначення параметрів роботи агрегату та кожного насоса в його складі, що паралельно підключені до одного трубопроводу

Однією з експлуатаційних особливостей паралельної роботи насосів на спільну зовнішню мережу є те, що подача агрегату менша ніж сумарна подача насосів, які входять до його складу, у випадку їхньої індивідуальної роботи на задану мережу, тобто

$$Q_A < 2Q_B.$$

Різницю

$$\Delta Q = 2Q_B - Q_A$$

називають дефіцитом подачі агрегату. У даній роботі треба визначити цю величину.

Додатки

Додаток 1

ЗАВДАННЯ

на курсову роботу по дисципліні „Водовідливні та вентиляторні установки “
студенту групи

прізвище, ім'я, по-батькові студента

1. Виконати розрахунок і вибрати основне електромеханічне обладнання головної водовідливної установки шахти.

Вихідні дані до розрахунку:

- нормальний добовий приплив води в шахту Q_H , м³/доб;
- максимальний добовий приплив води Q_M , м³/доб;
- глибина шахти $H_{Ш}$, м;
- тривалість максимального припливу протягом року n_M , діб;
- водневий показник шахтної води рН;
- густина відкачуваної води ρ , кг/м³;
- температура відкачуваної води t , °С.

Значення величин відповідно до варіанту:

Варіант	Q_H , м ³ /доб	Q_M , м ³ /доб	$H_{Ш}$, м	ρ , кг/м ³	рН	t , °С	n_M , діб

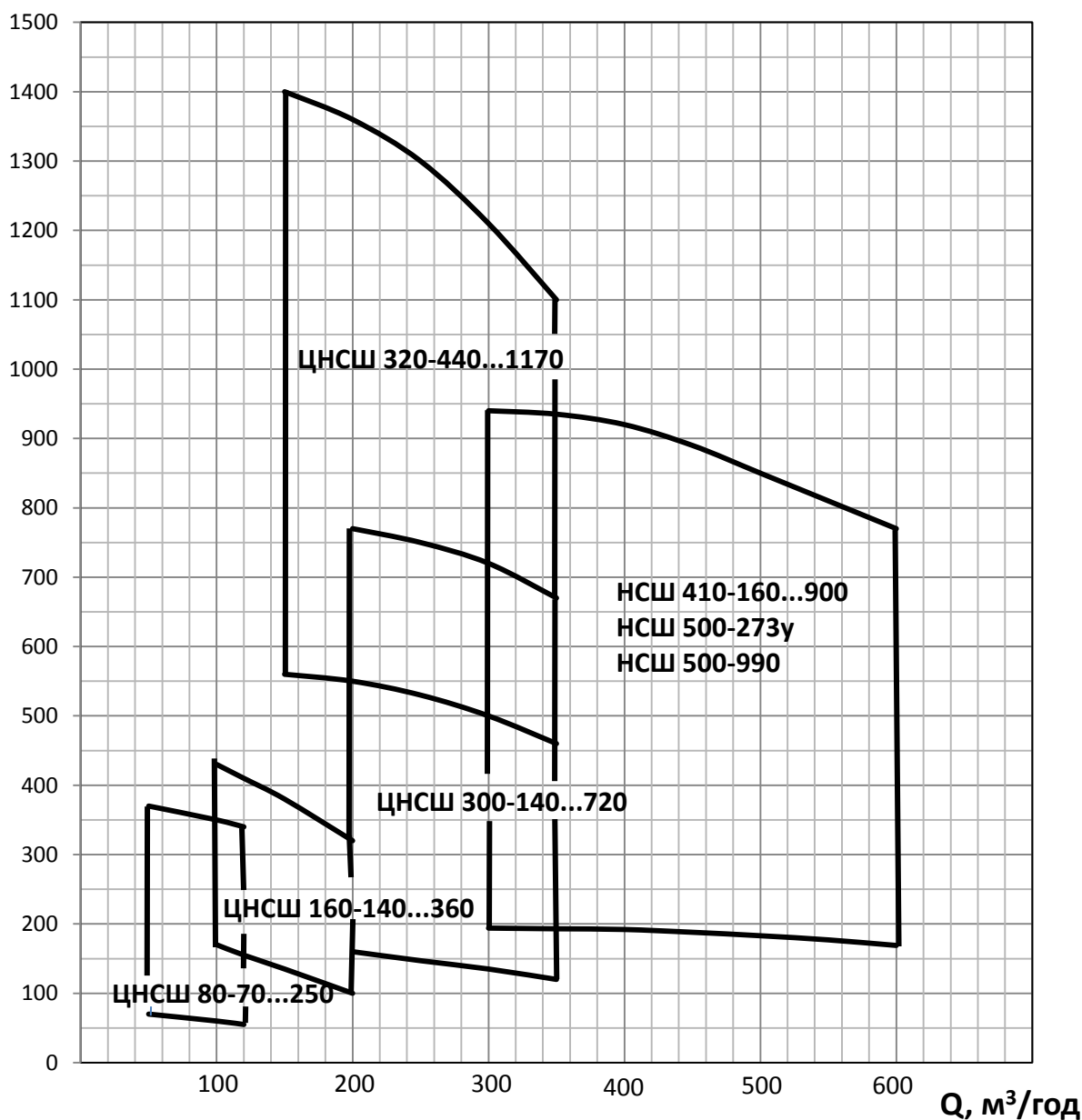
2. Зробити експлуатаційний розрахунок насосного агрегату з двох насосів, що паралельно працюють на спільну зовнішню мережу. У розрахунку використати насоси і зовнішню мережу, що вибрані в частині 1.
3. Визначити ударне підвищення напору в розрахованій водовідливній установці після раптового відключення привідного двигуна.

Завдання на курсову роботу видав

Дата

Секційні відцентрові насоси

Зведені графіки полів характеристик насосів типів ЦНСШ і НСШ

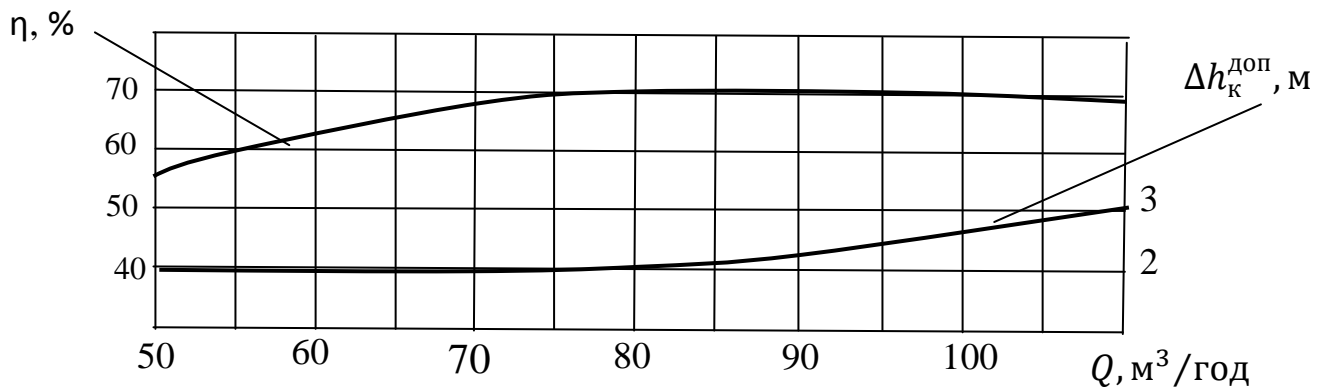
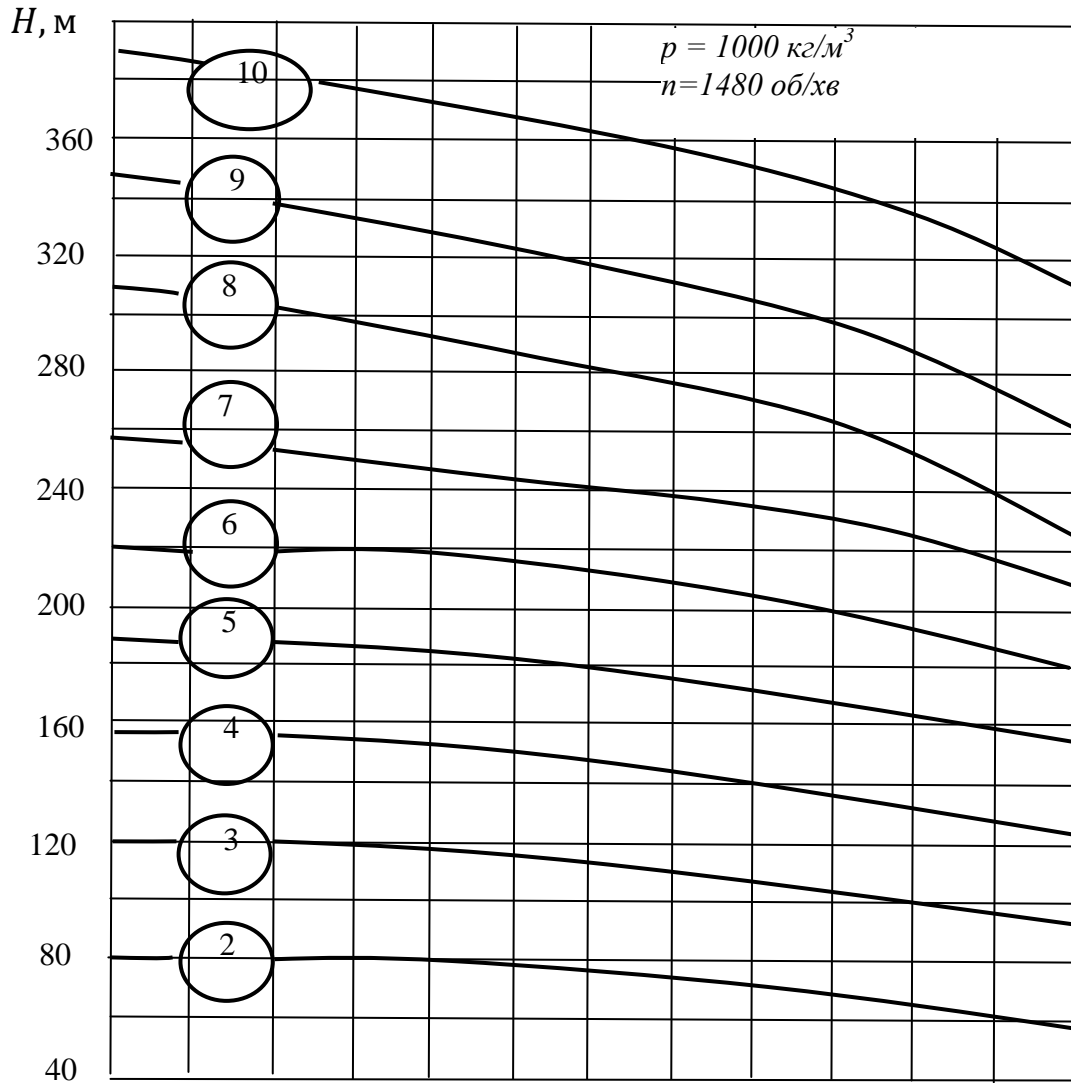


Умовне позначення насосів:

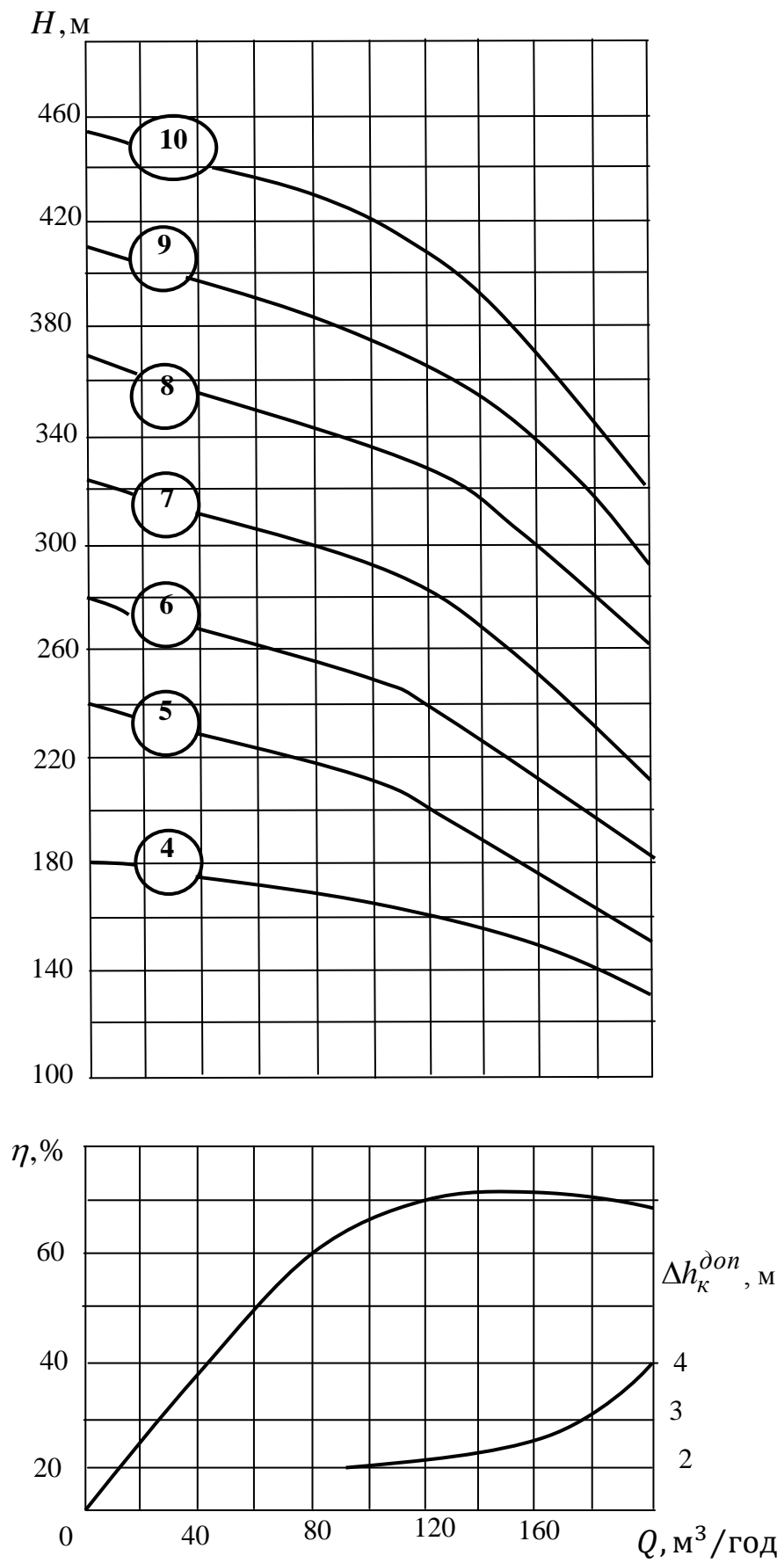
- букви – тип насоса (відцентровий насос секційний шахтний);
- перша цифра – номінальна подача, $\text{m}^3/\text{год}$;
- друга цифра – номінальний напір при мінімальній кількості ступенів, м;
- третя цифра – номінальний напір при максимальній кількості ступенів, м.

Експлуатаційні характеристики насосів

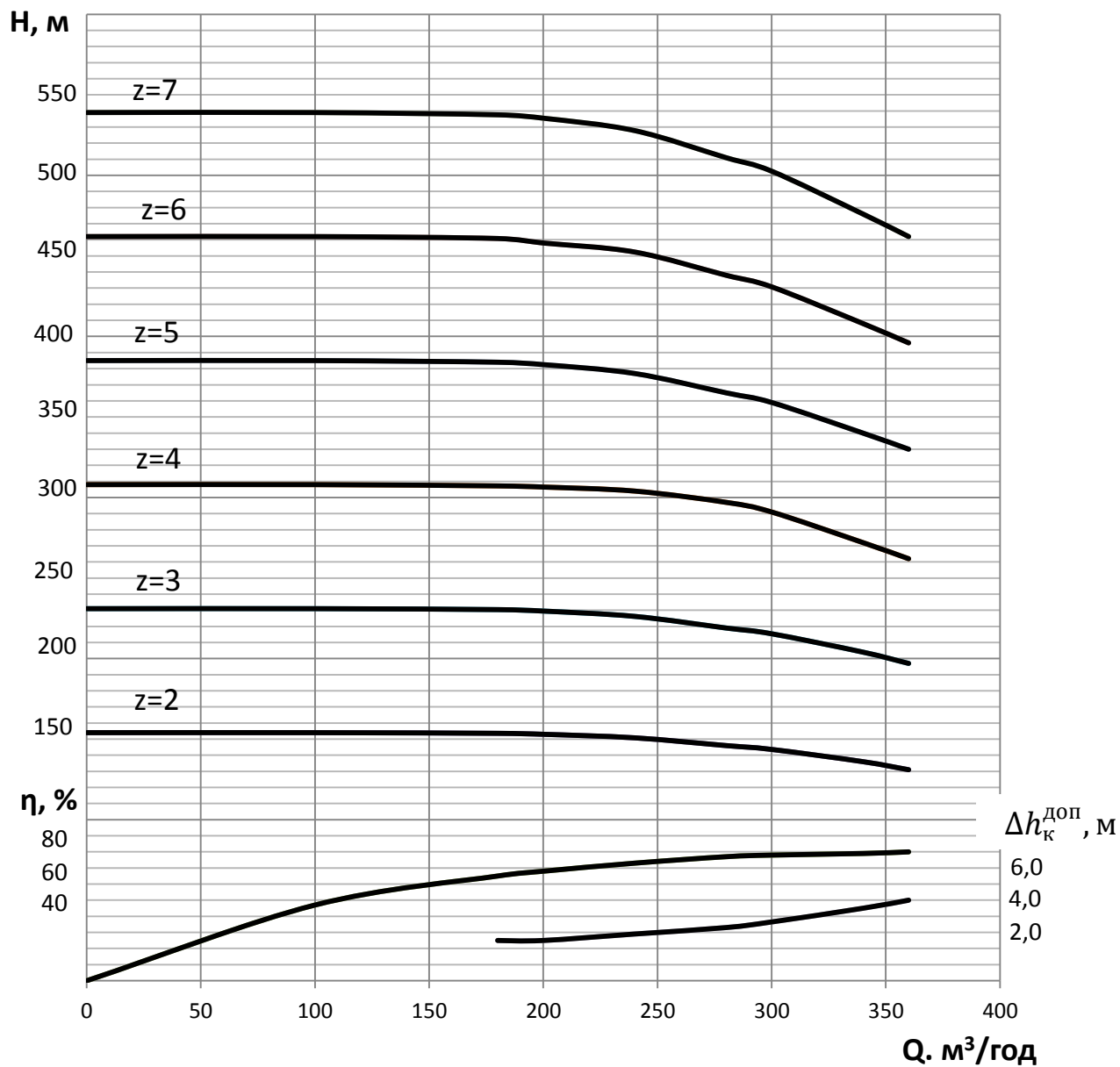
Насоси ЦНСШ 80–70 ... 340



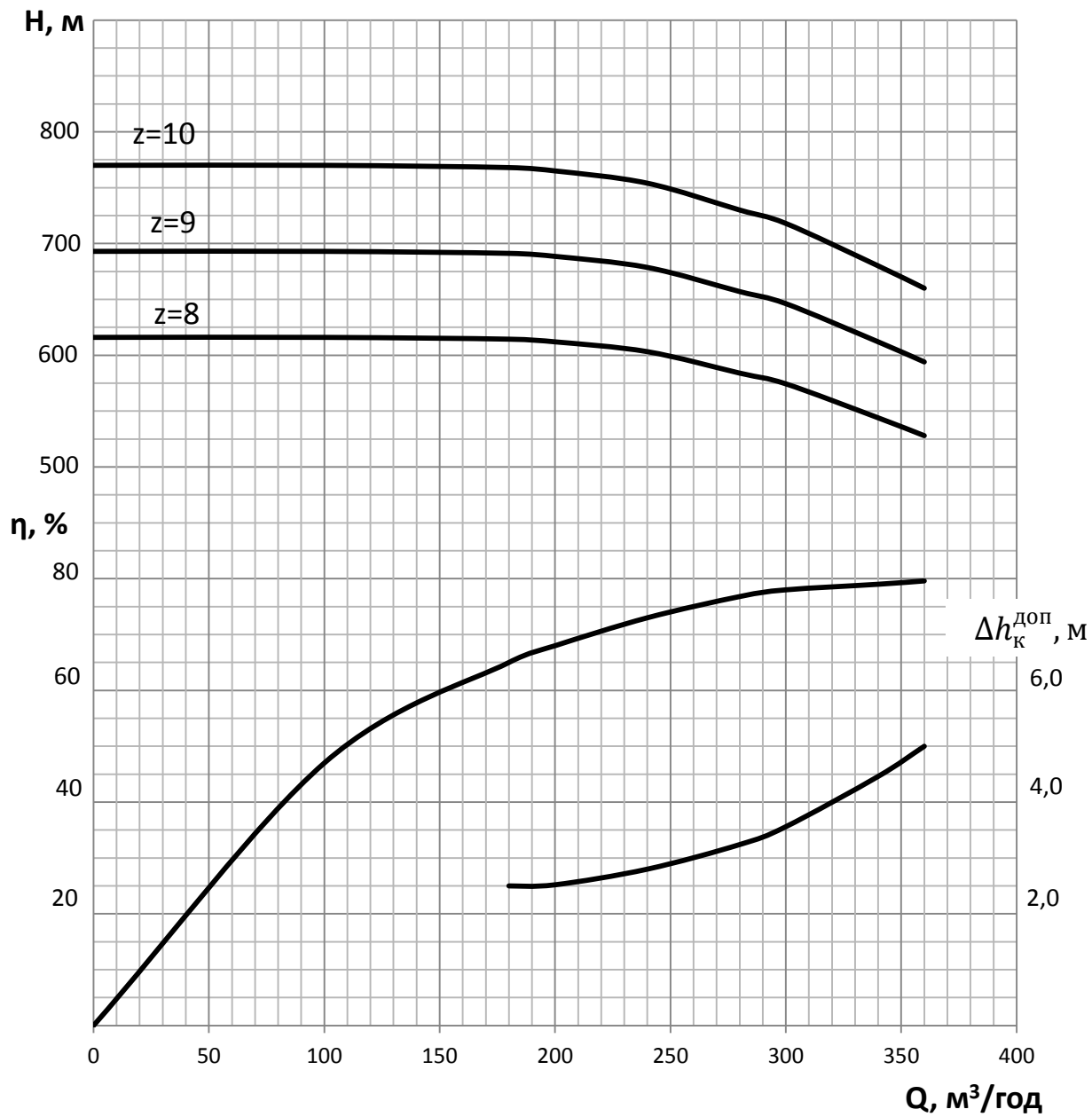
Насоси ЦНСШ 160–140 ... 360; $n = 1475$ об/хв



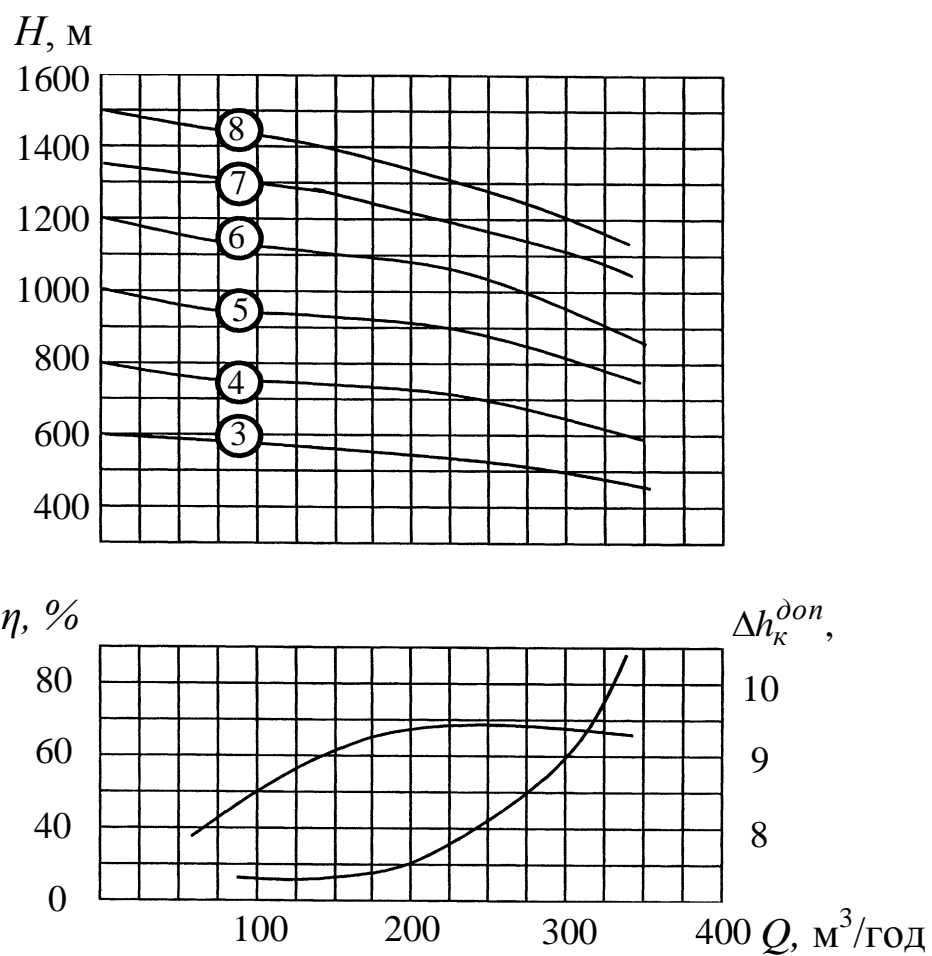
Насоси ЦНСШ 300 – 140 ... 500; $n = 1475$ об/хв



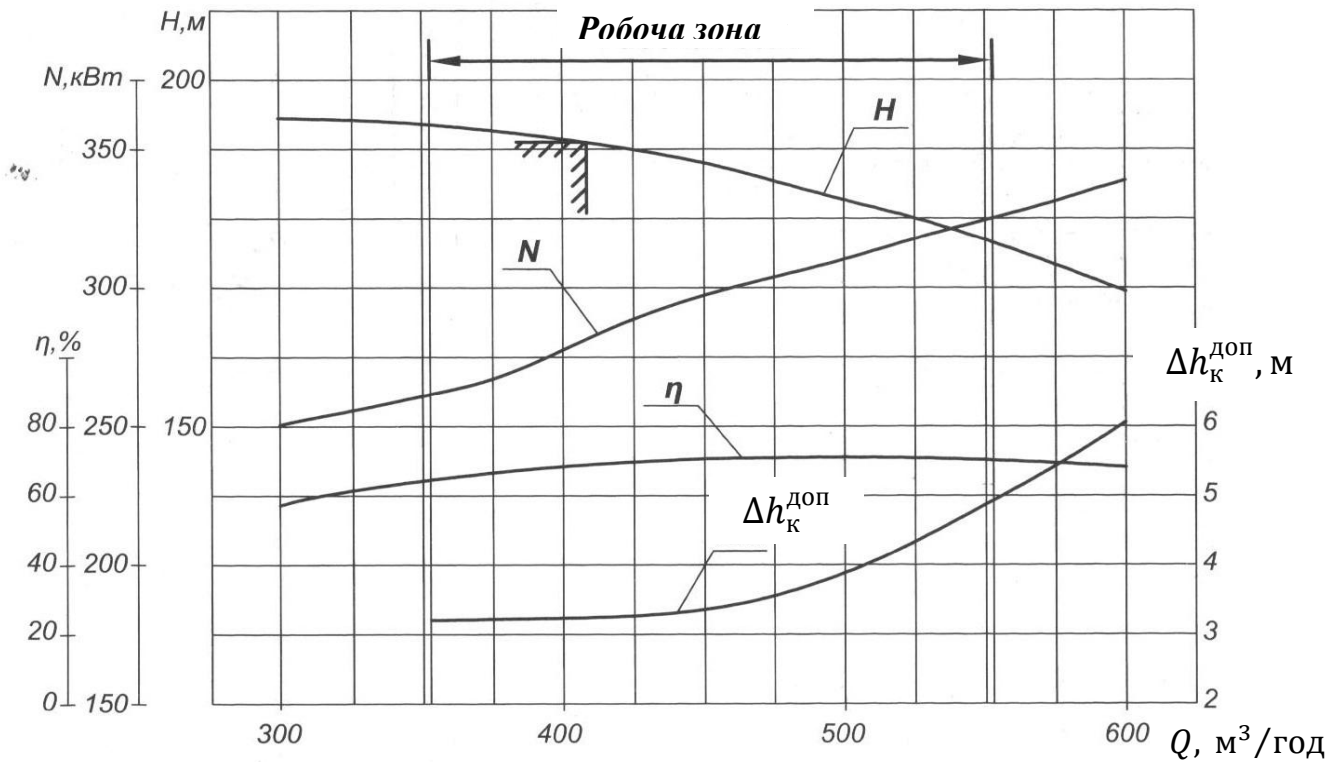
Насоси ЦНСШ 300 – 570 ... 720; $n=1475$ об/хв



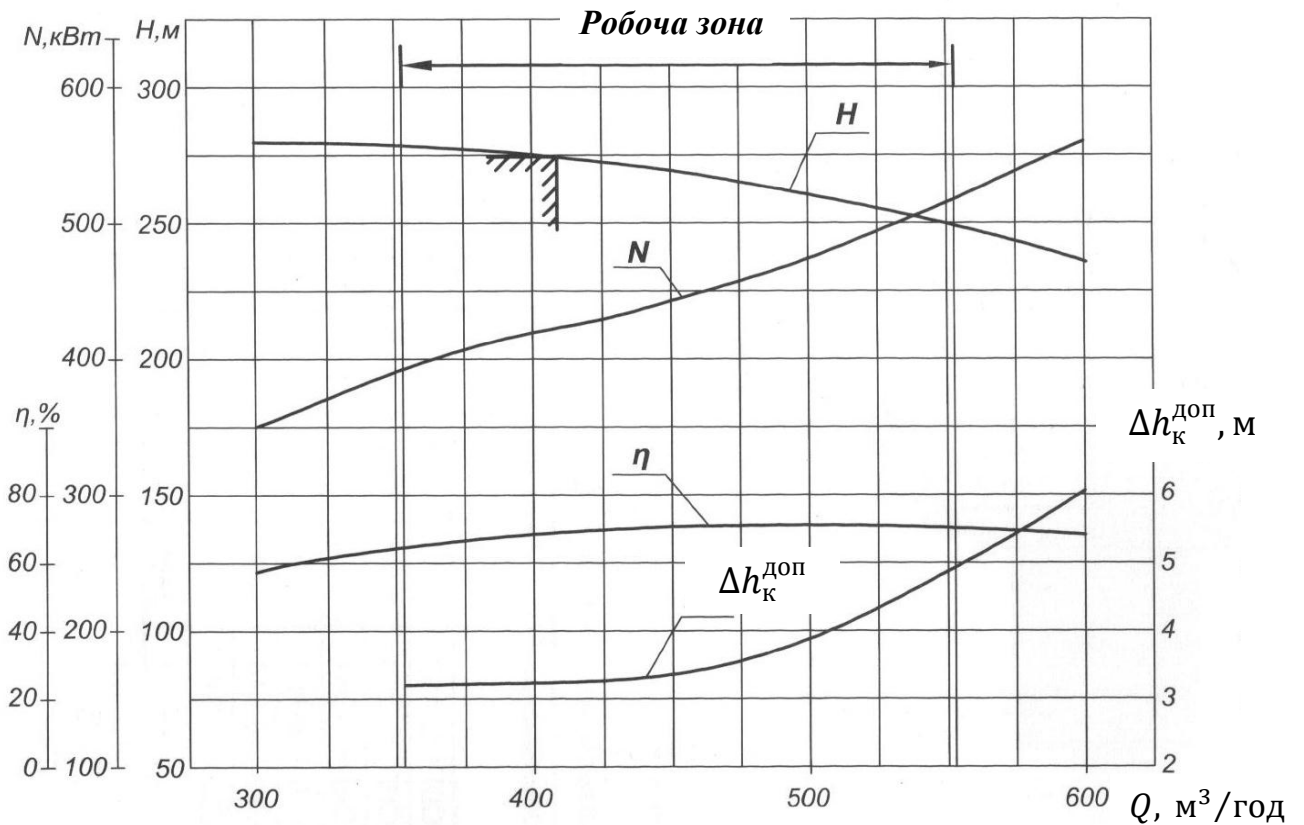
Насоси ЦНСШ 320 – 440 ... 1170; $n=2980$ об/хв



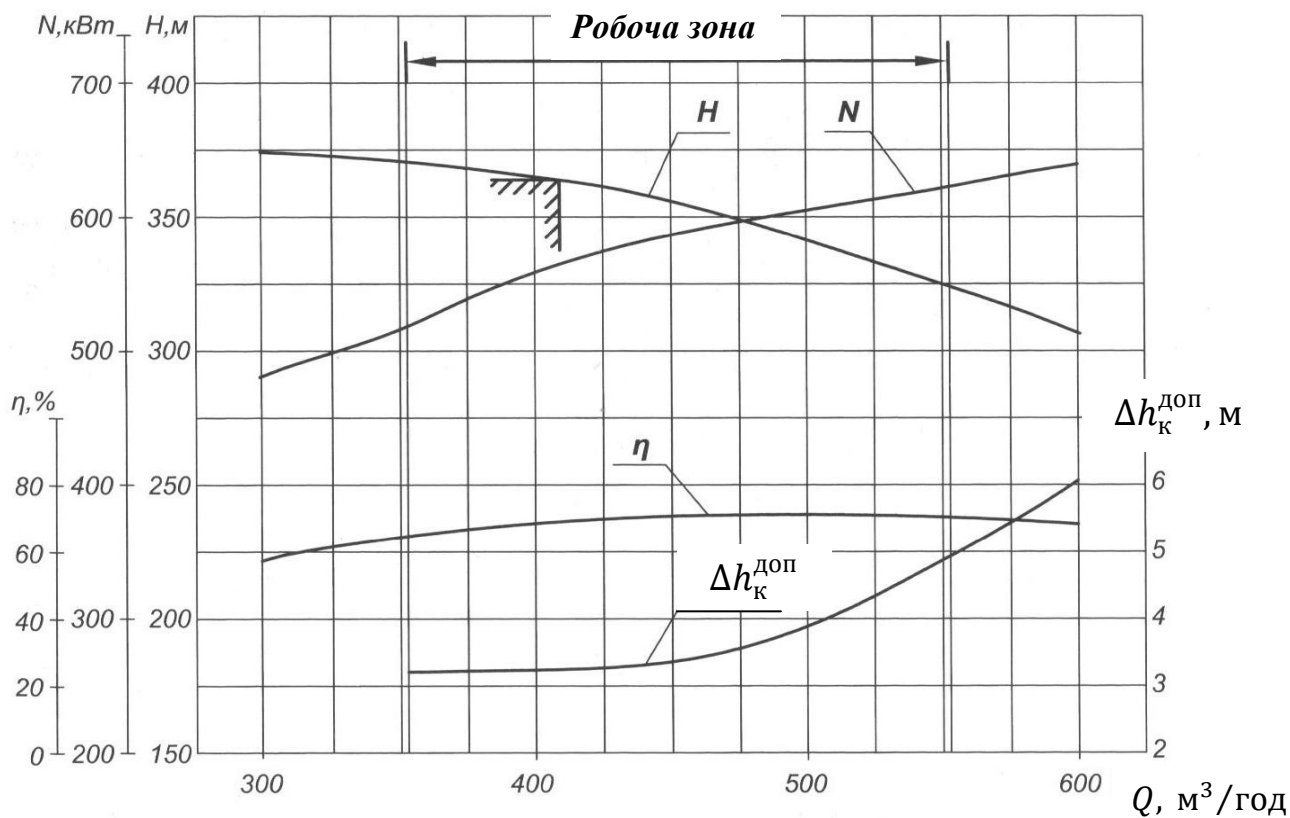
Характеристики насоса НСШ 410 – 182 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



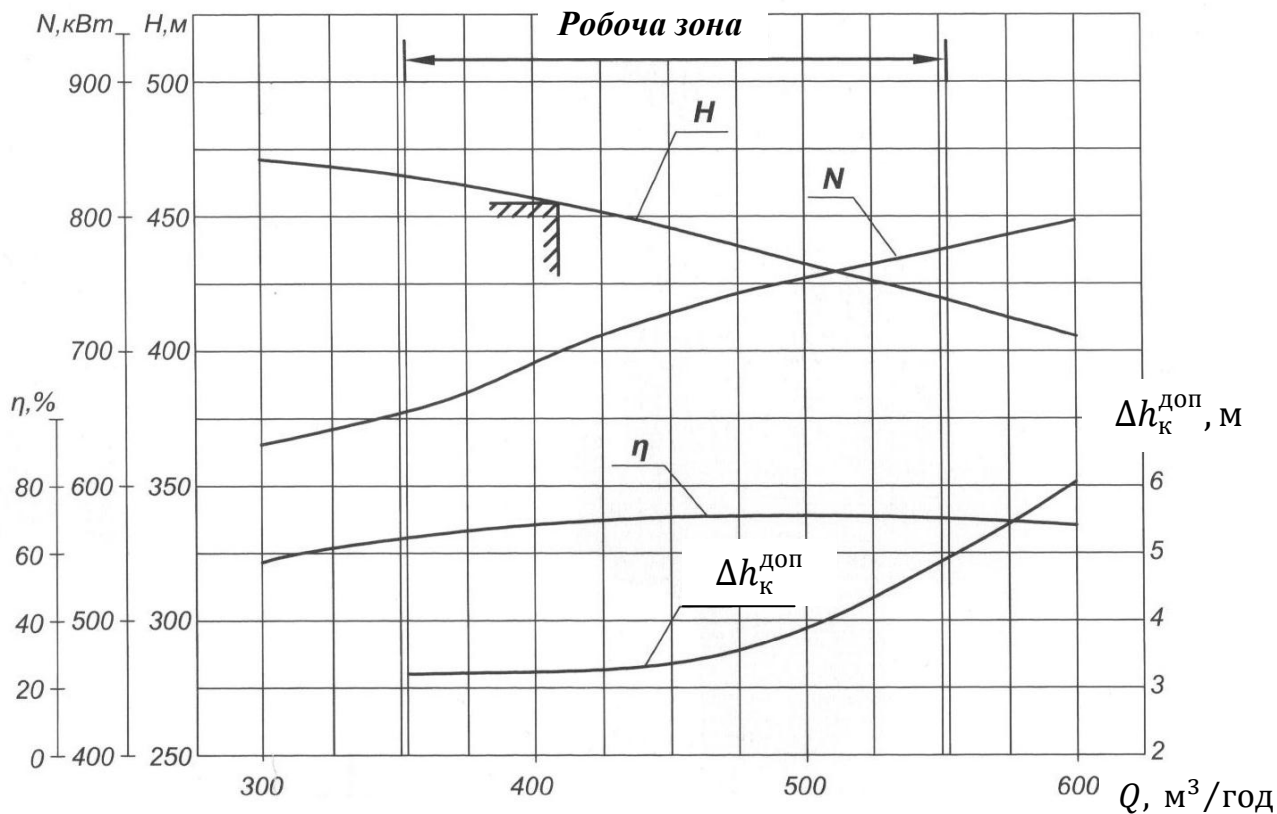
Характеристики насоса НСШ 410 – 273 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



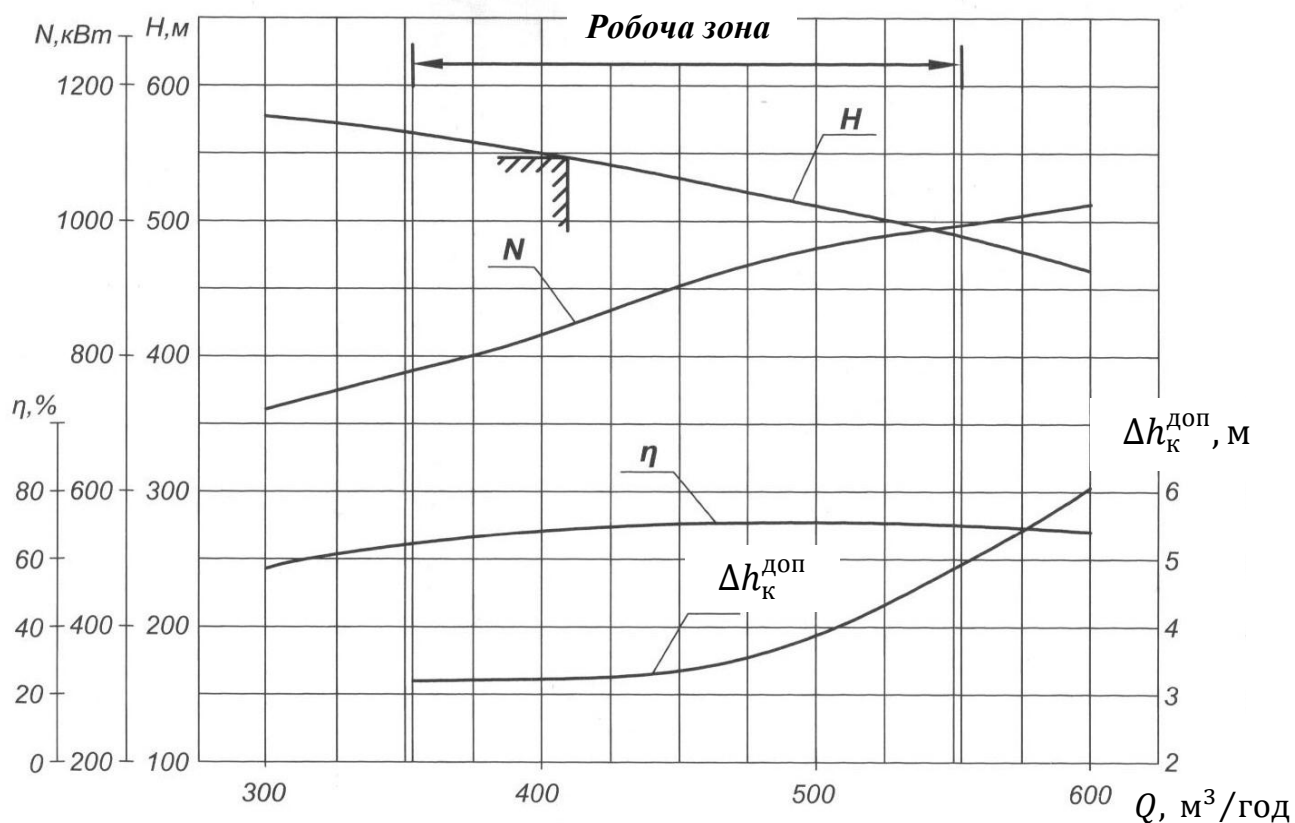
Характеристики насоса НСШ 410 – 364 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



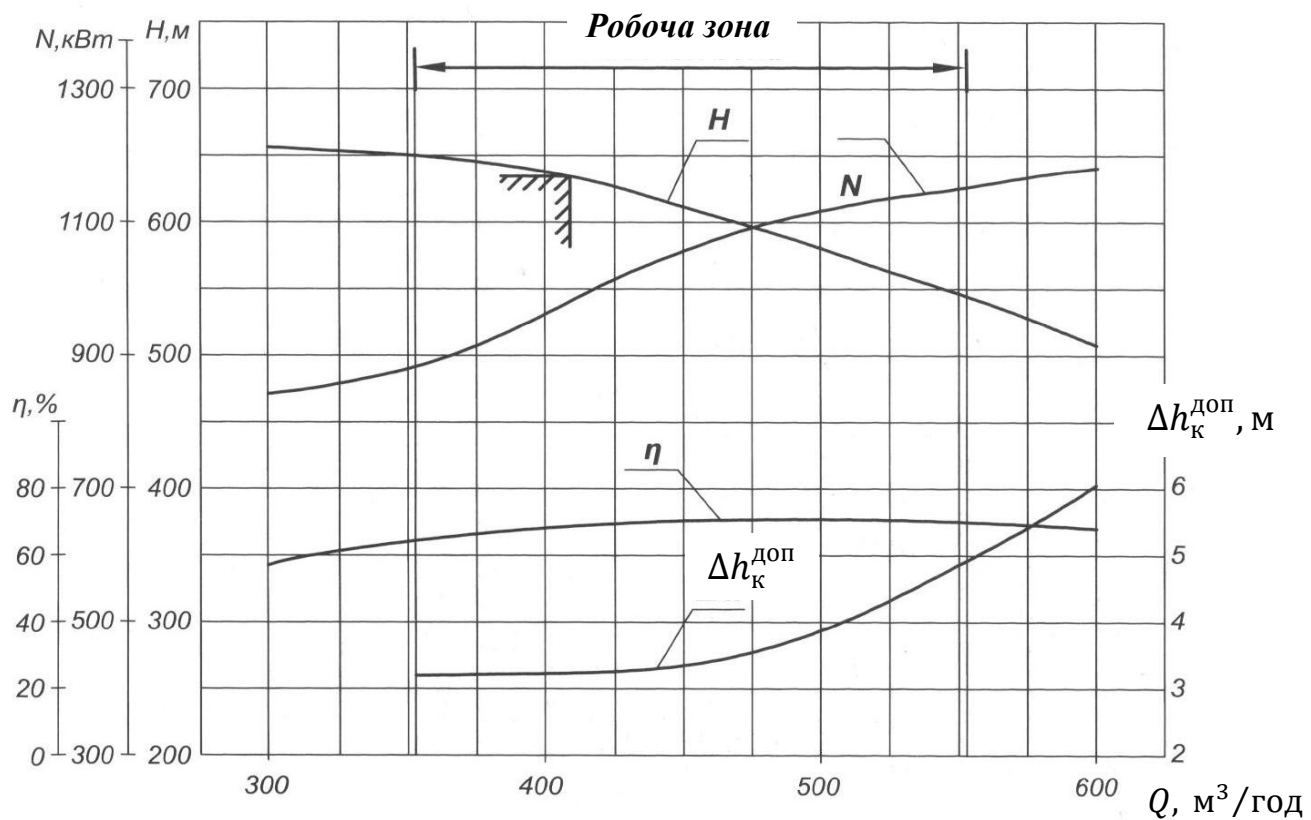
Характеристики насоса НСШ 410 – 465 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



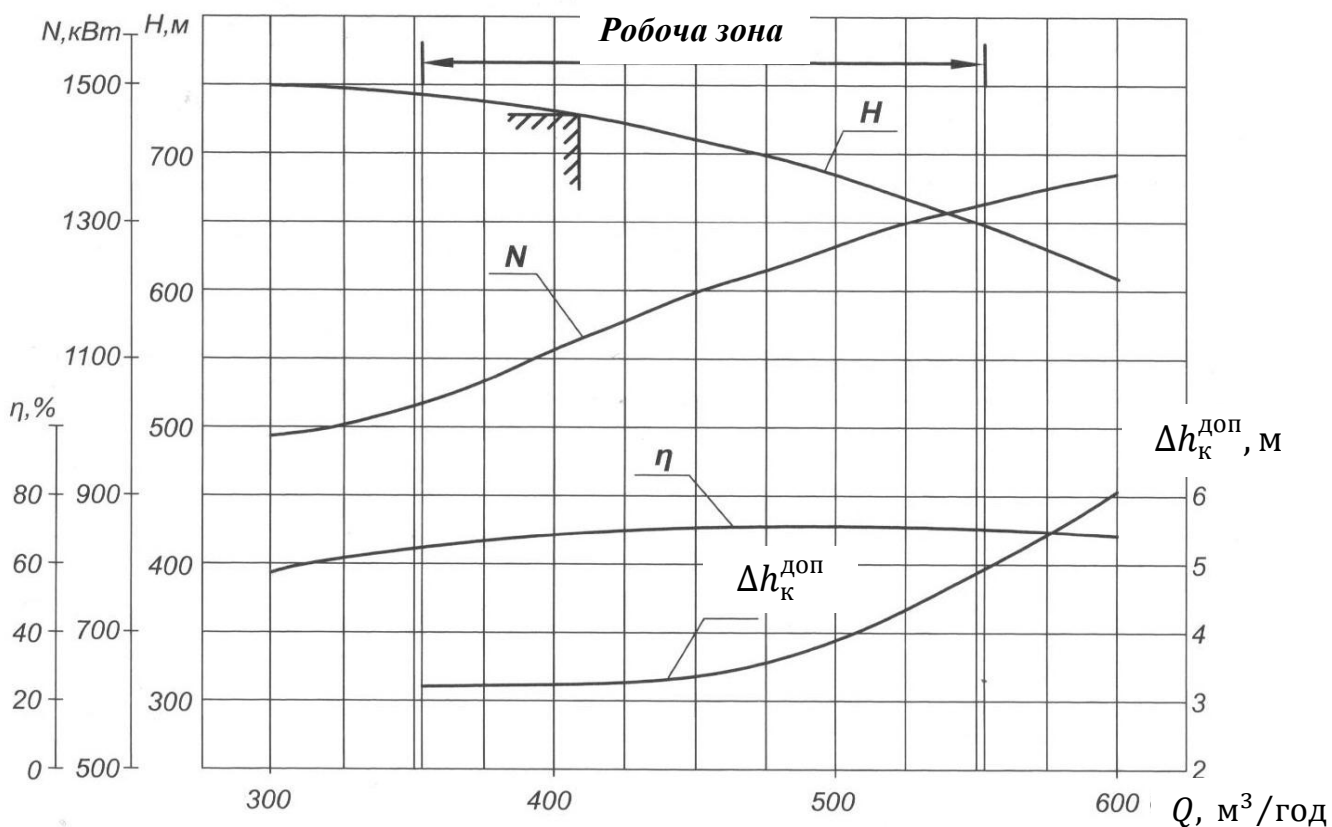
Характеристики насоса НСШ 410 – 546 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



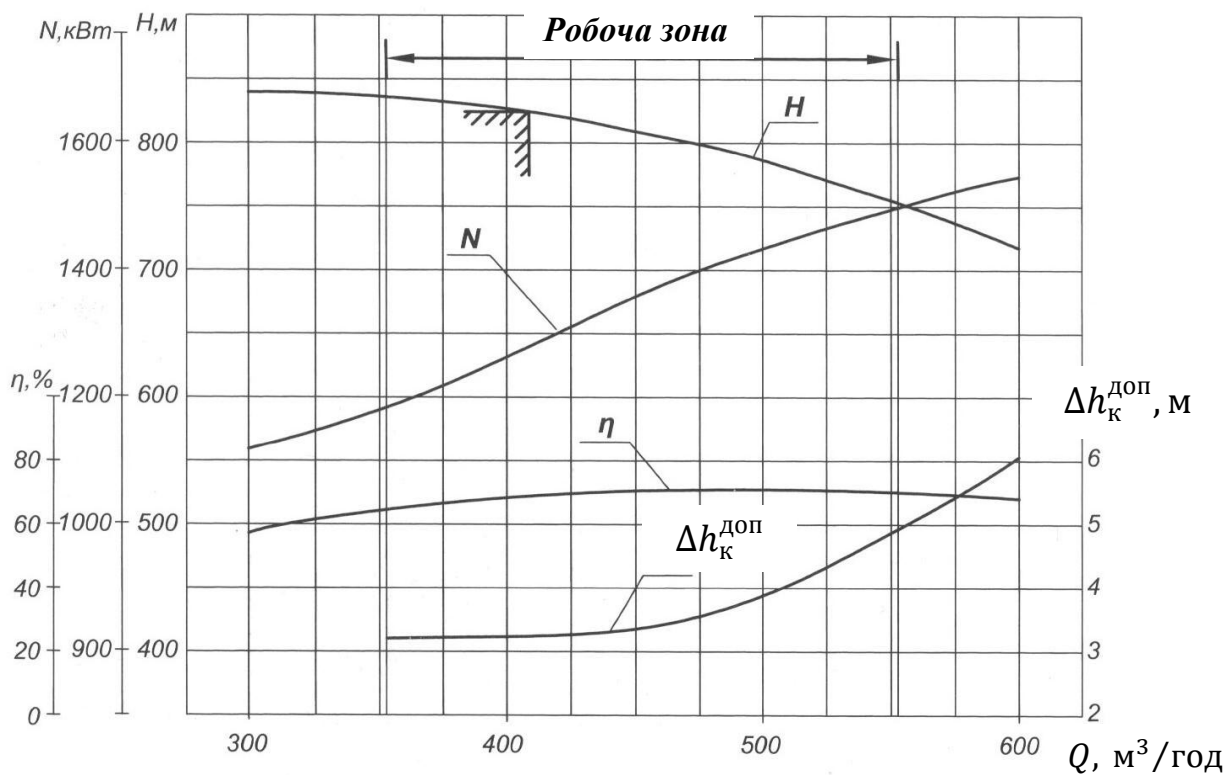
Характеристики насоса НСШ 410 – 637 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



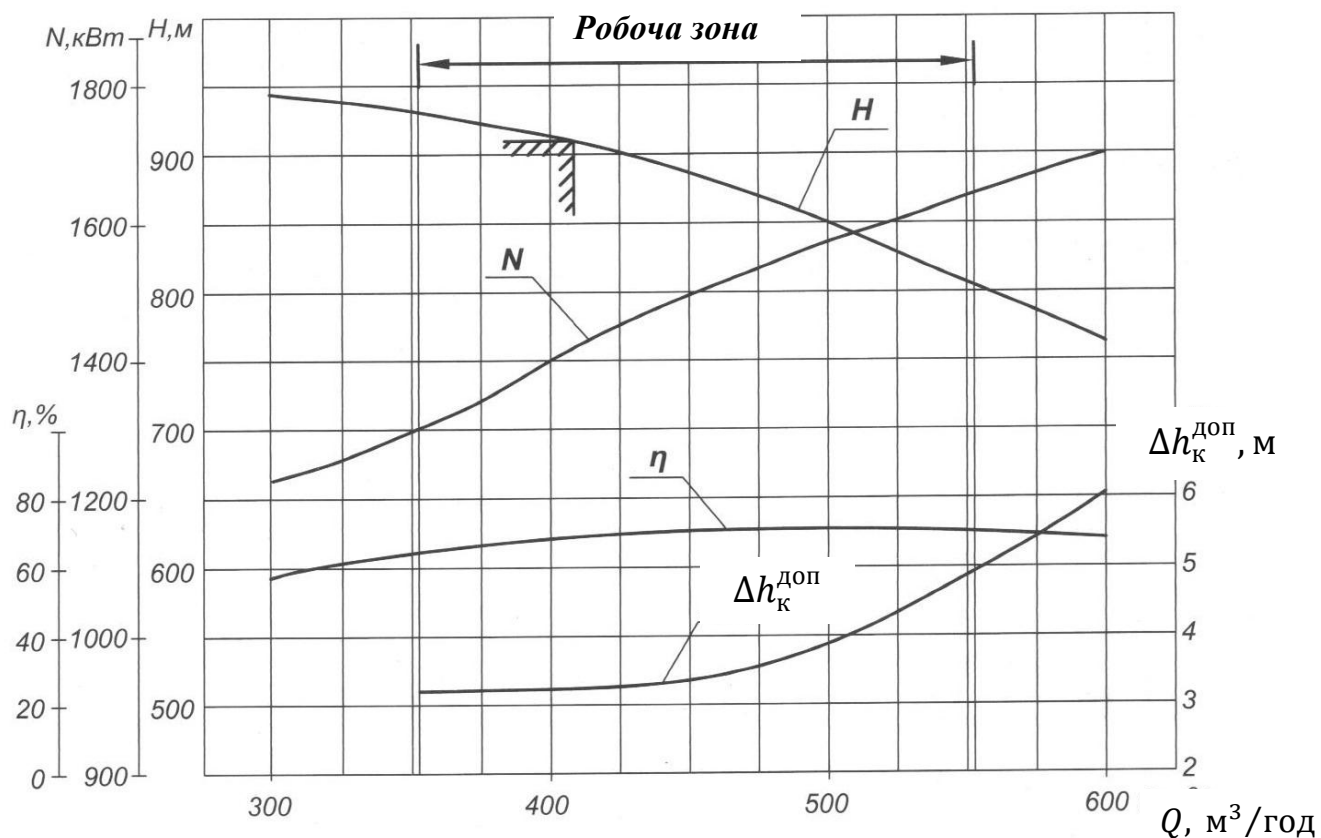
Характеристики насоса НСШ 410 – 728 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



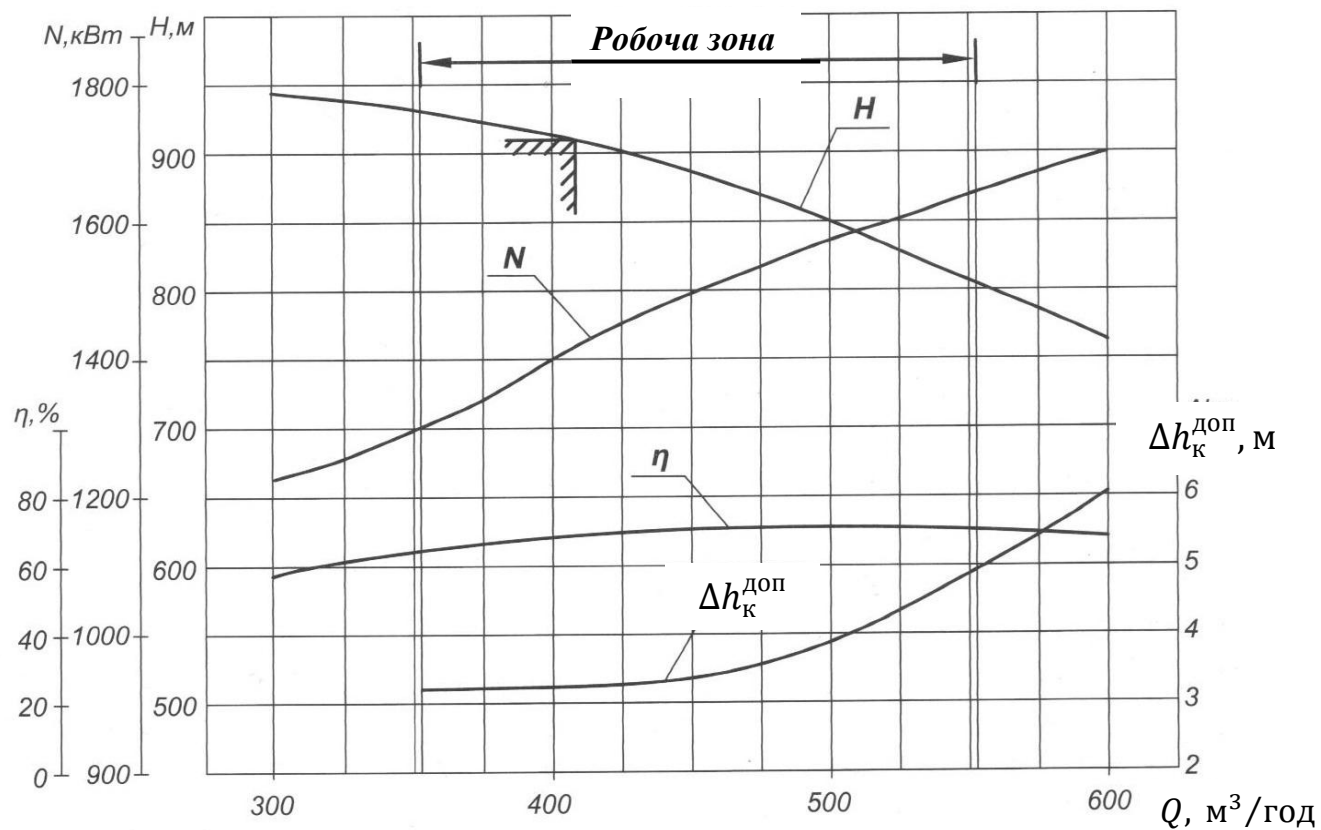
Характеристики насоса НСШ 410 – 819 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



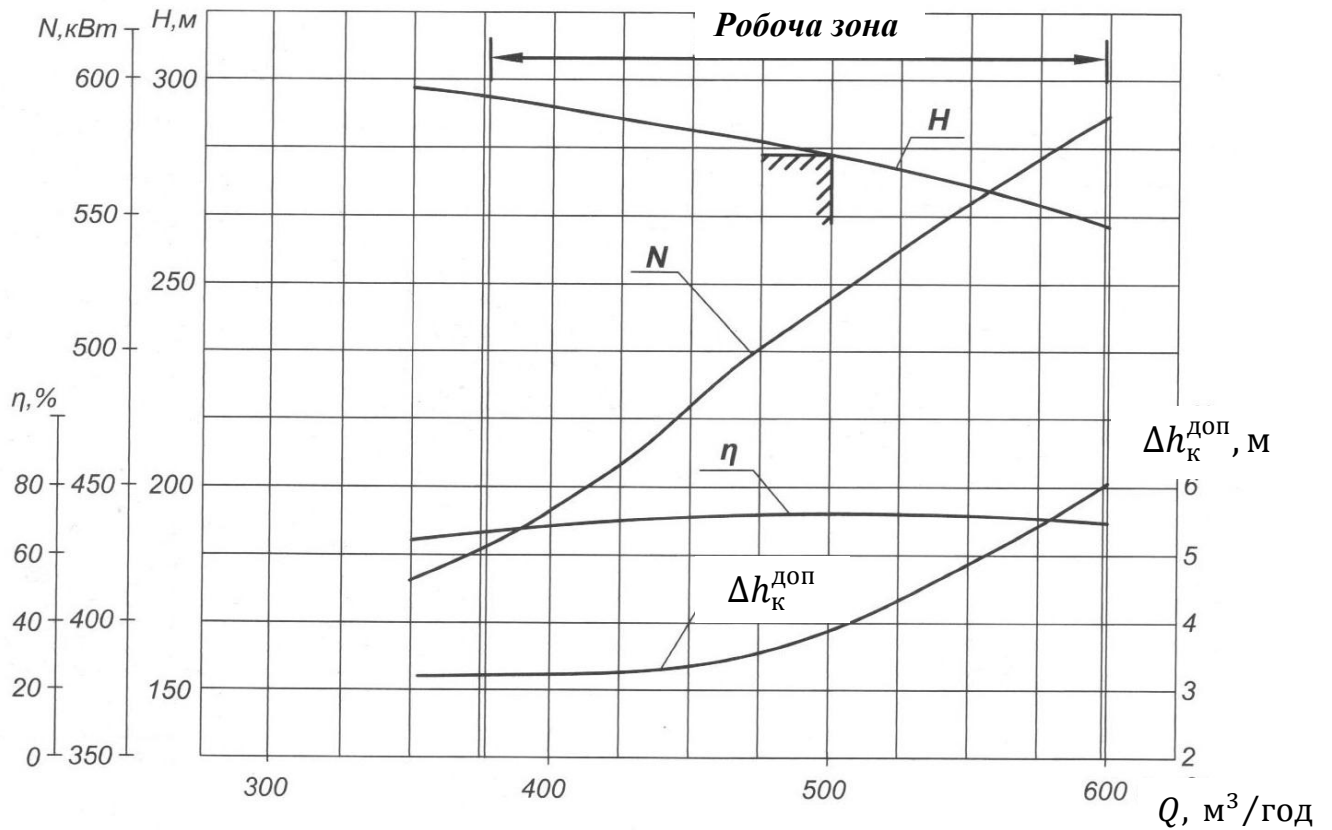
Характеристики насоса НСШ 410 – 910 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



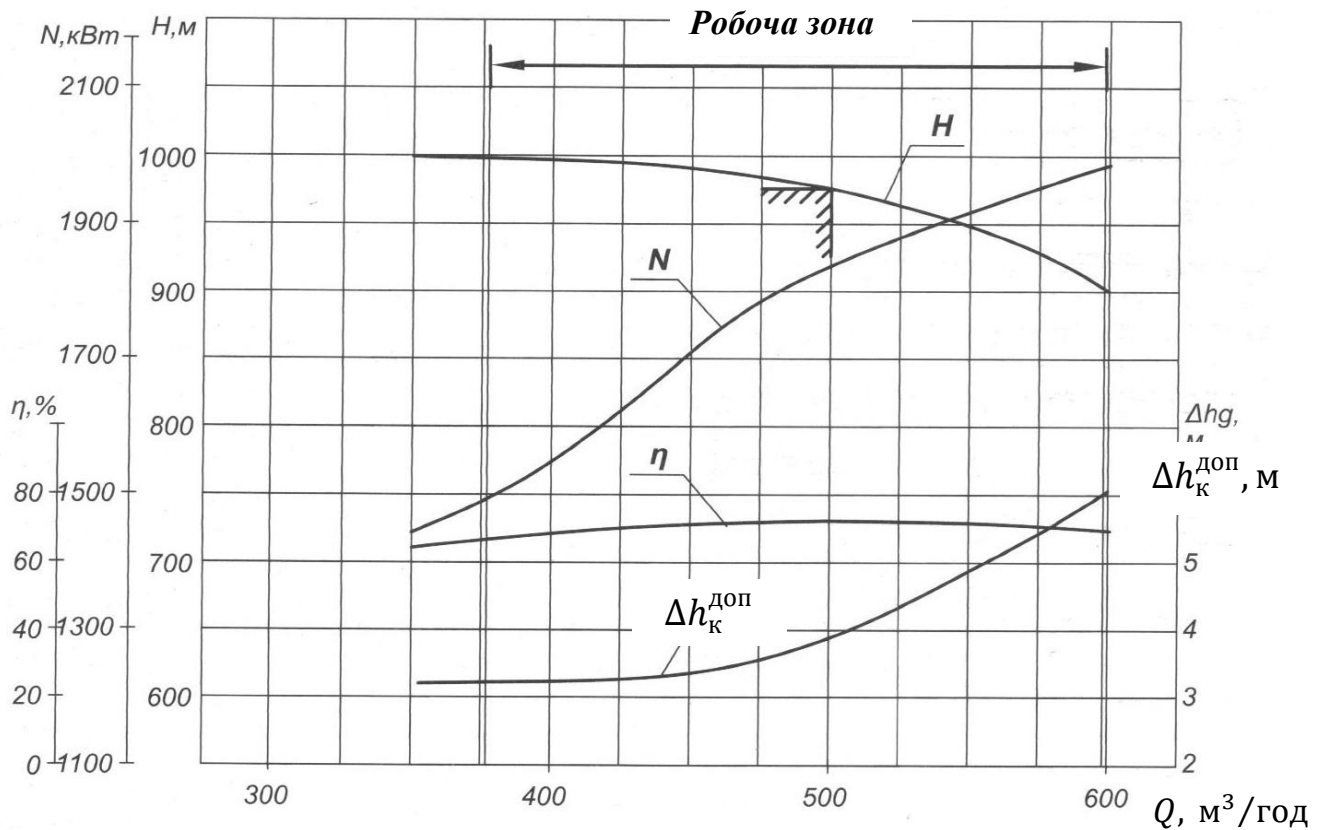
Характеристики насоса НСШД 410 – 910 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



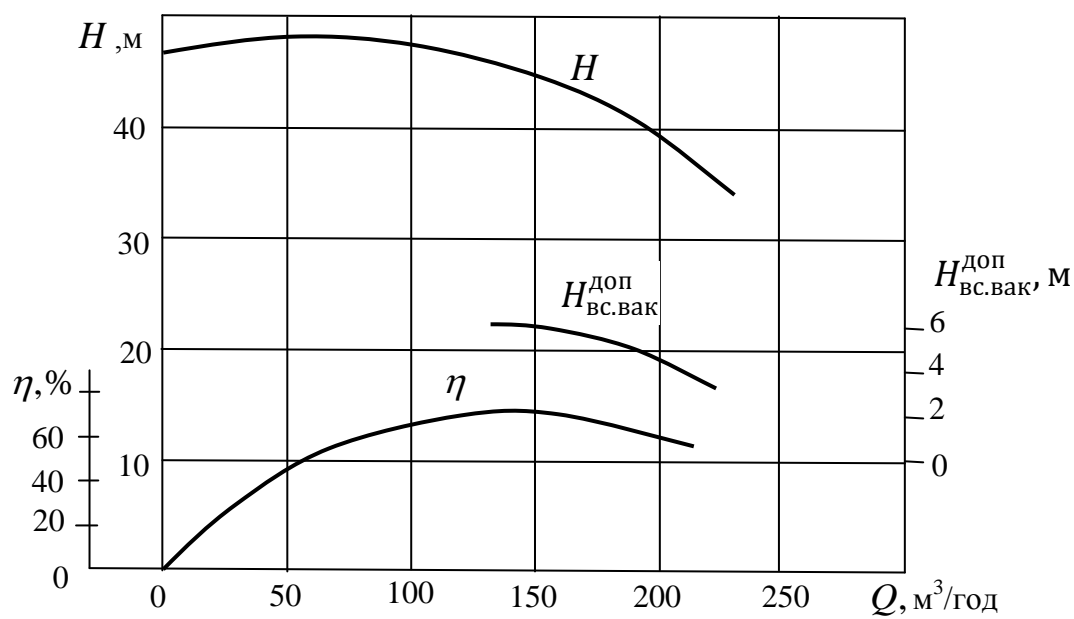
Характеристики насоса НСШ 500 – 273У $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



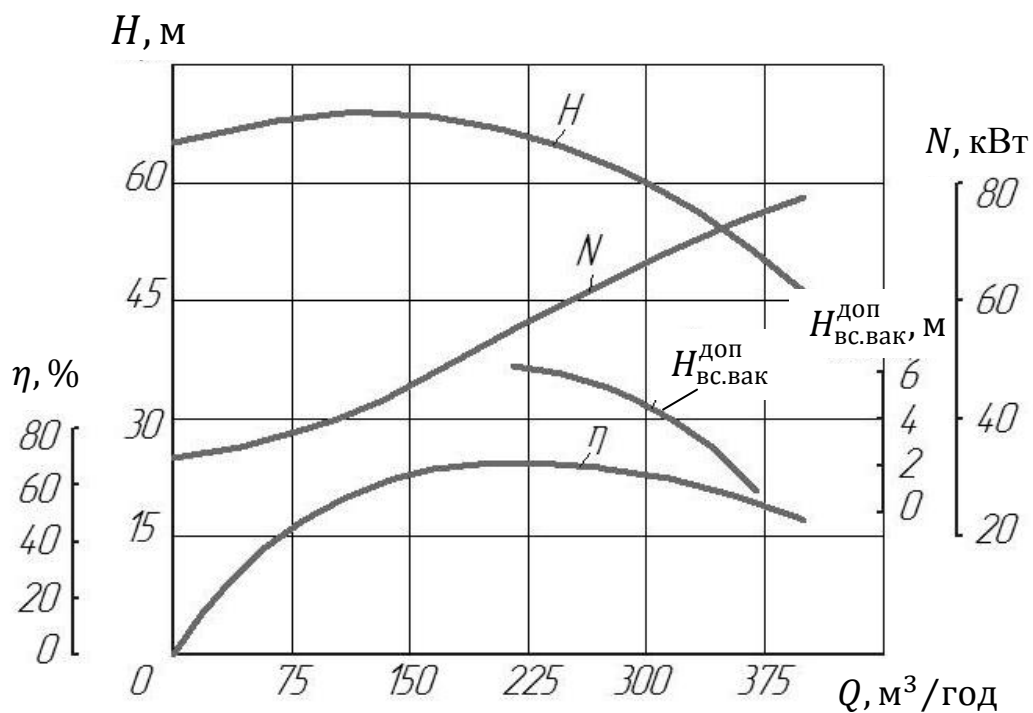
Характеристики насоса НСШ 500 – 990 $n = 24,59 \text{ с}^{-1}$ (1475 об/хв), $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$



Насоси ЦНС 180 – 85 ... 425; $n=1475$ об/хв



Насоси ЦНС 300 – 120...600; $n=1475$ об/хв



Технічні дані асинхронних електродвигунів серій ВАО2 та ВАО4

Тип електродвигуна	Номинальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні			Момент інерції ротора, кг · м ²
		Частота обертання, об/хв	ККД, %	cosφ	
ВАО2-280S-2	132	2960	93,4	0,90	1,7
ВАО2-280M-2	160	2960	93,8	0,91	2,0
ВАО2-280L-2	200	2960	94,0	0,91	2,3
ВАО2-315M-2	250	2965	94,0	0,91	2,9
ВАО2-315L-2	315	2965	94,5	0,91	3,6
ВАО2-280S-4	132	1480	93,9	0,88	3,3
ВАО2-280M-4	160	1480	94,0	0,89	3,5
ВАО2-280L-4	200	1480	94,3	0,89	4,3
ВАО2-315M-4	250	1485	94,5	0,89	5,5
ВАО2-315L-4	315	1485	94,5	0,89	6,8
ВАО2-280M-6	110	985	94,0	0,87	4,0
ВАО2-280L-6	132	985	94,3	0,87	5,0
ВАО2-315M-6	160	988	94,0	0,87	7,0
ВАО2-315L-6	200	988	94,5	0,88	8,5
ВАО2-355M-6	250	990	95,0	0,88	13,0
ВАО2-355L-6	315	990	95,4	0,88	18,3
ВАО4-450LB-2	400	2990	95,3	0,92	4,47
ВАО4-450LB-4	400	1480	95,3	0,9	12,0
ВАО4-560S-6	400	990	94,8	0,83	36,0
ВАО4-560S-2	500	2970	94,8	0,9	11,0
ВАО4-560M-2	630	2970	95,1	0,9	12,0
ВАО4-560LA-2	800	2970	95,5	0,9	13,0
ВАО4-560LB-2	1000	2970	95,9	0,92	18,0
ВАО4-560S-4	500	1485	95,0	0,9	28,0
ВАО4-560 M-4	630	1485	95,5	0,9	32,0
ВАО4-560LA-4	800	1480	95,7	0,9	34,0
ВАО4-560LB-4	1000	1480	96,0	0,9	39,0
ВАО4-560S-6	400	990	94,8	0,83	36,0
ВАО4-560M-6	500	990	95,2	0,84	42,0
ВАО4-560LA-6	630	990	95,3	0,84	51,0
ВАО4-560LB-6	800	990	95,5	0,85	62,0
ВАО4-630S-4	1250	1485	96,0	0,9	72,0
ВАО4-630M-4	1600	1485	96,4	0,9	85,0
ВАО4-630L-4	2000	1485	96,6	0,9	104,0
ВАО4-630S-6	1000	990	96,2	0,85	123
ВАО4-630M-6	1250	990	96,3	0,85	148

Технічні дані асинхронних електродвигунів серій В і ВР

Тип електродвигуна	Номінальна потужність, кВт	При номінальному навантаженні			Момент інерції ротора, кг · м ²
		Частота обертання, об/хв	ККД, %	cosφ	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
B180S2, BP180S2	22	2940	90,0	0,89	0,125
B180M2, BP180M2	30	2931	91,0	0,90	0,152
B200M2	37	2952	91,6	0,86	0,258
BP200M2	37	2940	90,0	0,86	0,288
B200L2	45	2952	92,5	0,87	0,308
BP200L2	45	2940	90,0	0,88	0,34
B225M2	45	2949	92,5	0,89	0,39
BP225M2	55	2931	90,5	0,89	0,42
B250S2, BP250S2	75	2975	92,0	0,89	0,86
B250M2, BP250M2	90	2975	92,0	0,83	1,08
B280S2, BP280S2	110	2963	93,0	0,89	1,35
B180S4	22	1468	91,0	0,86	0,26
BP180S4	22	1465	88,5	0,87	0,29
B180M4	30	1468	91,0	0,88	0,32
BP180M4	30	1461	89,5	0,87	0,35
B200M4	37	1470	92,5	0,89	0,44
BP200M4	37	1465	90,5	0,87	0,47
B200L4	45	1465	92,5	0,88	0,51
BP200L4	45	1465	91,5	0,87	0,57
B225M4	55	1476	93,0	0,89	0,8
BP225M4	55	1470	91,5	0,85	0,85
B250S4, BP250S4	75	1485	91,7	0,89	1,67
B250M4, BP250M4	90	1485	92,0	0,9	1,96
B280S4, BP280S4.	110	1485	93,5	0,89	2,88
B200M6, BP200M6	22	980	91	0,89	0,8
B200L6,	30	980	91,0	0,89	0,9

BP200L6					
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
B225M6	37	980	91,5	0,88	1,28
BP225M6	37	980	90,0	0,87	1,43
B250S6, BP250S6.	45	985	91,3	0,86	1,95
B250M6, BP250M6	55	986	92,0	0,86	2,35
B280S6, BP280S6.	75	987	93,0	0,85	3,58
B280M6, BP280M6	90	986	93,0	0,86	4,18

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. – Київ: Ліга, 2010.
2. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки: навчальний посібник / М.В. Холоменюк. – Дніпропетровськ: НГУ, 2005. – 330 с.
3. Холоменюк М.В. Методичні рекомендації до виконання індивідуальних завдань бакалаврами спеціальності 184 Гірництво за дисципліною «Водовідливні та вентиляторні установки» [Електронний ресурс] / Уклад. М.В. Холоменюк; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Електрон. текст. дані. – Дніпро: НГУ, 2017. – 74 с.

Укладач
Холоменюк Михайло Васильович

**«ВОДОВІДЛИВНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ»
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

студентами спеціальності 184 Гірництво
спеціалізації „Енергомеханічні комплекси
гірничих підприємств“

Підписано до видання
Електронний ресурс. Авт. арк.

Підготовлено й видано
у Національному технічному університеті „Дніпровська політехніка“.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.
49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19.