

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»

факультет машинобудування, екології та хімічних технологій

(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра електромеханіки та машинобудування

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

В.В. Калиниченко

(підпис)

(ініціали, прізвище)

“ ” 20 р.

Випускна кваліфікаційна робота

бакалавра

(освітній ступінь)

на тему: «Підвищення ефективності електромеханічного обладнання головного водовідливу для умов Відокремленого підрозділу «Шахта «Капітальна» Державного підприємства «Мирноградвугілля»

Виконав: студент 3 курсу, групи ЕЛКЗп-18і

(шифр групи)

спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Дуднік О.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник проф. каф. ЕМ, д.т.н., проф. Гого В.Б.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань

Студент _____

(підпис)

Покровськ – 2021 р.

АНОТАЦІЯ

Дуднік О.О. Підвищення ефективності електромеханічного обладнання головного водовідливу для умов Відокремленого підрозділу «Шахта «Капітальна» Державного підприємства «Мирноградвугілля» / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка. – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

В роботі була розрахована можливість застосування одноступеневої схеми головного водовідливу горизонту 986м. Запропоновано високонапірні насоси типу ЦНС 180-1050, які будуть працювати на приток. В якості пускозахисної апаратури пропонується високовольтний пристрій плавного пуску HRVS-DN140 напругою 6600В та максимальною потужністю двигуна 1340кВт. Розглянуті заходи дозволять здійснювати експлуатацію обладнання головного водовідливу горизонту 986м тривалий час з підвищеною енергоефективністю, забезпечивши високу безпеку праці. Ефективне чищення попереднього відстійника усуне можливі несправності насосу внаслідок потрапляння твердих часток крупністю більше ніж 0,1мм до робочих коліс.

ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕКЦІЙНИЙ НАСОС, ПОДАЧА, НАПР,
ТРУБОПРОВІД, РЕЖИМ РОБОТИ, ПОТУЖНІСТЬ, ЧИЩЕННЯ

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ХАРАКТЕРИСТИКА ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ ГОРИЗОНТУ 986м	7
2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ВОДОВІДЛИВУ	11
2.1 Вибір типу насосу та розрахунок водовідливної установки горизонту 986м	11
2.2 Нова схема водовідливу, що пропонується	24
2.3 Водозбірник головного водовідливу	35
2.4 Очищення водозбірників.....	37
2.5 Витрати електроенергії при експлуатації насосів	41
3 АВТОМАТИЗАЦІЯ ВОДОВІДЛИВНИХ УСТАНОВОК	43
4 ЗАХИСТ ВІД ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ	47
5 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ	53
ВИСНОВОК.....	55
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	57
ДОДАТКИ.....	58

ВСТУП

Потрапляння води у підземні гірничі виробки залежить від гірничо-геологічних умов, котрі виявляються як водоприплив. Дані про величину та мінливість припливу води необхідні для підвищення ефективності водовідливних установок, що працюють на гірничих підприємствах нашого регіону. Хімічний склад підземних вод дуже різноманітний внаслідок мінливості геологічних та гідрогеологічних умов, клімату та активності водообміну. Зазвичай, шахтні води за хімічним складом жорсткі або дуже жорсткі, а за показником рН – лужні. Протікаючи по канавкам, шахтні води насичуються вугіллям та породою, а також забруднюється біологічно, тому це вже гідросуміш води та твердого зі складним хімічним складом. Щільність шахтної води знаходиться приблизно у межах 1020-1030 кг/м³.

Основний напрямок удосконалення схем водовідливу – це утворення системи з водозбірниками, що самі змиваються, попередніми відстійниками з механічним видаленням та транспортуванням твердого. У цих системах виключається застосування важкого некваліфікованого труда з очищення від твердого водозбірних ємностей. Частіше головна водовідливна установка може мати потужність приводного електродвигуна до 1600кВт, тому забезпечення її роботи в оптимальному режимі є актуальною задачею, яка дозволить підвищити енергоефективність гірничого підприємства в цілому.

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ ГОРИЗОНТУ 986м

Шахта «Капітальна» Державного підприємства «Мирноградвугілля» здана в експлуатацію в 1974 році, з проектною потужністю 4 млн.тонн на рік. Шахта розташована на території Красноармійського району. У адміністративному відношенні шахта відноситься до міста Мирноград. Шахта знаходиться в 3км від м. Мирноград, та в 15 км від м. Покровськ.

Поле шахти граничить на заході з шахтою «Центральна», на півдні – з шахтою 5/6, на півночі – з шахтою «Краснолиманська», і має під'їзні шляхи у вигляді: асфальтної дороги Покровськ – Костянтинівка, вітка залізничного полотна від станції Красноармійськ. Основними споживачами шахти є коксохімічні заводи, теплоелектростанції і населення. На шахті видобувається коксівне вугілля. Породи являють собою глинисті та піщані сланці. Глибина робіт складає 850 – 1170м.

Водовідливне господарство шахти «Капітальна» зображена на рисунку 1.1.

Головний водовідлив шахти «Капітальна» представлений двохступеневою схемою з розташуванням насосних агрегатів на горизонтах 986м та 474м. Водовідливна установка горизонту 986м обладнана насосами серії ЦНС 300-600 в кількості 4 шт., а установка горизонту 474 м – трьома насосами ЦНС 300-600. Середній годинний приплив води у водозбірники головного водовідливу шахти складає 270...320 м³/год.

Злив води на поверхні шахти здійснюється в очисні споруди які розташовані від ствола на відстані 1,8км. Для транспортування води на вказану відстань використовується стальний трубопровід з зовнішнім діаметром 426 мм та внутрішнім – 400 мм.

Насоси горизонту 986 м працюють з позитивною висотою всмоктування, рівною 2,2 м при верхньому рівні води в водозбірнику та 3,5 м – при нижньому.

Насоси горизонту 474 м розташовані нижче водозбірника та працюють з постійним підпором, який змінюється від 2 до 6 м водяного стовпа. Керування насосними агрегатами на обох горизонтах здійснюється вручну. Пуск насосів здійснюється на відкриті засувки. Із вимірювальної апаратури є тільки манометри.

Геологічна вода та від зрошування, витоків із-за аварій шахтних трубопроводів поступає на горизонт 986м у водозбірник по канавці і водовідливним трубопроводам діаметром 219 мм з блоку 2, блоку 3 та з водовідливого горизонту 1136 м пласта l_1 , звідки перекачується насосом по водовідливному ставу на водовідлив горизонту 474 м.

Водозбірник корисним об'ємом 380м^3 , споруджений на горизонті 474м в районі клітьового ствола блоку №4. Водозбірник забезпечує безперервний приплив води, який поступає по західному та східному трубопроводним ставам водовідливу з горизонту 986м. Насосна камера обладнана трьома насосами ЦНС 300-600 з розрахунку забезпечення відкачки нормального притока одним насосом. Насосні установки працюють в режимі – один в роботі, один – в резерві, один – в ремонті.

Водовідлив горизонту 474м є перекачаним, тобто вода з шахти качається на головний водовідлив горизонту 986м, звідки качається на водовідлив горизонту 474м, далі по водовідливним трубопроводам (західний та східний став) потрапляє на поверхню.

Вода потрапляє з водозбірника до прийомного колодязю та по мірі заповнення прийомного колодязя відкачується насосними установками. Під час виконання ремонтних робіт (ремонт насосів, трубопроводів та ін.) водозбірник заповнюється в повному об'ємі, після закінчення ремонтних робіт вода відкачується.

Водозбірники блоку №4 корисним об'ємом 2400м^3 споруджені на горизонті 986м – в районі клітьового ствола блоку №4. Водозбірники забезпечують 4-х годинний приплив води, який поступає по водовідливному трубопроводу та водовідливній канавці з блоку 2 та блоку 3. Насосна камера обладнана чотирма насосами ЦНС 300-600 з розрахунку забезпечення відкачки нормального припливу води одним насосом. Насосні установки працюють в режимі – два в роботі, один – в резерві, один – в ремонті. Насосна камера головного водовідливу з'єднується з клітьовим стволом, похилим трубним хідником, розташованим на 7м вище рівня пола насосної камери, а також з приствольним подвір'ям відкаточного горизонту.

2 ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ГОЛОВНОГО ВОДОВІДЛИВУ

2.1 Вибір типу насосу та розрахунок водовідливної установки горизонту 986м

Для надійності відкачки води з шахти відповідно ПБ, подача кожного насосного агрегату повинна забезпечувати відкачку нормального добового притоку не більш, ніж за 20 годин. Тому подача насосу повинна бути не менш:

$$Q_{\min} = \frac{Q_n}{20}; \quad (2.1)$$

де $Q_{\min}$ – мінімальна подача насосної установки, м³/год;

Q_n – нормальний добовий приток, м³/год.

Потрібний напір насосу орієнтовно виявляється за залежністю:

$$H' = H_z + i(z + \sum \ell_{\text{екв}}); \quad (2.2)$$

де $H_z = 986\text{м}$ – геометричний напір, що виявляється як відстань по вертикалі від нижчого рівня води у водозбірнику до злива її нагнітального трубопроводу;

z – довжина нагнітального трубопроводу, визначається за формулою:

$$z = \frac{H_z}{\sin \alpha} + l_1 + l_2 + l_3; \quad (2.3)$$

де α – кут нахилу ствола (для вертикального ствола $\alpha = 90$);

l_1 – довжина труб у насосній камері від приймального улаштування

найбільш віддаленого насосного агрегату до трубного ходку;

ℓ_2 – довжина труб у нахиленому ходку;

ℓ_3 – довжина труб на поверхні від стволу до місця зливу.

i – оптимальний гідравлічний уклін, значення котрого для діаметрів труб 75-300мм і витрати 10-750 м³/год. може бути прийнято рівним 0,025-0,05;

$\Sigma \ell_{\text{екв}}$ – еквівалентна довжина усіх міських опорів трубопроводу, визначається за формулою:

$$\Sigma \ell_{\text{екв}} = 0,177 \Sigma \xi \sqrt{\frac{Q_{\min}}{\sqrt{i}}}, \quad (2.4)$$

$\Sigma \xi$ – сума коефіцієнтів міських опорів трубопроводу, які для типової схеми водовідливної установи дорівнюють 25-30м.

Так як застосовується двохступенева схема водовідливу, то z_1 та z_2 – відповідно довжина нагнітального трубопроводу для 1-го та 2-го ступеню, а H'_1 та H'_2 – відповідно напір насосу, що потрібен для 1-го та 2-го ступеню.

Виявивши $Q_{\min}$, а також $H'_{\min}$ та $H'_{\max}$, за графіком робочих зон шахтних відцентрових насосів, вибрано такий насос, робоча зона якого покриває крапку з координатами $Q_{\min}$, $H'_{\min}$ при відповідній кількості робочих коліс. Для умов шахти «Капітальна» було застосовано насос ЦНС 300-600.

Результати обчислень даних для вибору кількості робочих коліс насоса зведемо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати обчислень даних для вибору кількості робочих коліс насоса

$Q_{\min}, \text{м}^3/\text{ГОД}$	$\Sigma \ell_{\text{екв}1}, \text{м}$	$\Sigma \ell_{\text{екв}2}, \text{м}$	$z_1, \text{м}$	$z_2, \text{м}$	$H'_{\min 1}, \text{м}$	$H'_{\max 1}, \text{м}$	$H'_{\min 2}, \text{м}$	$H'_{\max 2}, \text{м}$
780	282	336	572	534	535	555	496	515

Необхідна кількість ступенів (робочих коліс) визначається:

$$\frac{H'_{\min}}{H_i} \leq z \leq \frac{H'_{\max}}{H_i}, \quad (2.5)$$

де H_n – напір, що утворюється одним робочим колесом, при $Q_{\min}$ (що виявляється за індивідуальною характеристикою обраного насоса, збудованого для одного робочого колеса), м.

Для нашого випадку з насосом ЦНС 300-600 напір одного колеса дорівнює $H_n = 57$ м.

$$\frac{H'_{\min 1}}{H_n} = \frac{535}{57} = 9,49 ; \quad \frac{H'_{\max 1}}{H_n} = \frac{555}{57} = 9,74$$

$$\frac{H'_{\min 2}}{H_n} = \frac{495}{57} = 8,68 ; \quad \frac{H'_{\max 2}}{H_n} = \frac{515}{57} = 9,0$$

Прийнято $Z = 10$.

Щоб робота насоса була стійкою необхідно, щоб виконувалася умова:

$$H_r < 0,95 H_{ko} z, \quad (2.6)$$

де H_{ko} – напір що утворюється одним колесом насоса при закритій засувці (виявляється за індивідуальною характеристикою вибраного насоса), $H_{ko} = 57$ м.

$$H = 0,95 \cdot 57 \cdot 10 = 541\text{м};$$

$$512\text{м} < 541\text{м} - \text{умова виконується.}$$

Спрощений розрахунок економічно-вигідного діаметру трубопроводу виконується за оптимальною швидкістю води. У цьому випадку задача вирішується як одна варіантна за формулою:

$$d' = \sqrt{\frac{4Q_{\text{нн}}}{3600\pi V}}, \quad (2.7)$$

де d' – оптимальний діаметр трубопроводу, м;

$Q_{\text{нн}}$ – номінальна подача насосу, м³/год;

V – оптимальна швидкість води, м/с.

Оптимальна швидкість води у трубопроводі виявляється за методикою, яку розробили в інституті ІГМ та ТК ім. М.М. Фьодорова. Так, знаючи подачу насоса Q , його номінальний напір H , середньогодинний приток шахти маємо:

$$Q_{\text{пр}} = \frac{305Q_{\text{н}} + 60Q_{\text{max}}}{365 \cdot 24}, \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{пр}} = \frac{305 \cdot 200 + 60 \cdot 250}{365 \cdot 24} \cdot 24 = 208,22 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Відносний приток шахти:

$$\bar{Q} = \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{нн}}}; \quad (2.9)$$

$$\bar{Q} = \frac{208,22}{300} = 0,69.$$

По таблицях довідників [2] знаходимо значення швидкості, що дорівнює $V=2,36\text{м/с}$.

Для шахтних водовідливних трубопроводів рекомендується приймати сталі безшовні горячдеформовані труби по ДСТУ 8732-78 із марок сталі СТ2сп, СТ4сп, СТ5сп, СТ6сп. Ці труби мають зовнішній діаметр від 25 до

820мм при товщині стінок від 2,5 до 75 мм. Щоб вибрати зовнішній діаметр труби необхідно розрахувати її на міцність та врахувати корозійний знос труби за час експлуатації.

Розрахунок на міцність проводиться за вказівками [2], що напірні трубопроводи головних водовідливних установ після монтажу та через кожні 10 років експлуатації повинні гідравлічно іспитуватися за тиском, котрий складає 1,25 робочого.

У зв'язку з цим, розрахунковий чи найбільший тиск, який повинен витримувати водовідливний трубопровід:

$$P_p \approx 1,25\rho g H' = 1,25\rho g [H_z + (z + \sum \ell_{екв})i] \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}, \quad (2.10)$$

де P'_p , P''_p – розрахунковий тиск для першого та другого ступеню водовідливу відповідно, МПа;

$\rho = 1000$ – щільність води, кг/м³,

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с².

Мінімально необхідна товщина стіни розраховується за рівнянням:

$$\delta_o = \frac{P_p d'}{2\sigma_{оп}} = \frac{P_p d'}{2 \cdot 0.4\sigma_s} = \frac{P_p d'}{0.8\sigma_s}, \quad (2.11)$$

де δ_0 – мінімальна товщина стінки труби, мм;

σ – припустиме напруження, рівне 40% від тимчасового опору розриву, $\sigma_B = 600$ МПа.

З урахуванням корозійного зносу товщина стінок сталевих труб, що прокладаються у вертикальних стволах, повинна бути:

$$\delta' = \frac{100[\delta_0 + (\delta_{ин} + \delta_{кв})t]}{100k_\delta}, \quad (2.12)$$

де δ' – розрахункова товщина стінок, мм;

$\delta_{\text{нн}}=0,25$ мм/рік – швидкість корозії зовнішньої поверхні матеріалу труб;

$\delta_{\text{кв}} = 0,10$ мм/рік – швидкість корозії внутрішньої поверхні труби;

$t=10-15$ років – строк служби трубопроводу;

$\kappa_{\text{д}}$ – коефіцієнт, що враховує мінусовий допуск товщини стінки, за ДСТУ $\kappa_{\text{д}}=10-15\%$.

Розрахунковий зовнішній діаметр труби:

$$d'_{\text{н}} = d' + 2\delta, \quad (2.13)$$

Результати обчислень заносимо до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахункові дані трубопроводів

$Q_{\text{пр}},$ м ³ /год	$Q',$ м ³ /год	$d',$ м	$P'_{\text{р}},$ МПа	$P''_{\text{р}},$ МПа	$\delta'_{\text{о}},$ мм	$\delta''_{\text{о}},$ мм	$\delta'_{\text{1}},$ мм	$\delta'_{\text{2}},$ мм	$d'_{\text{1н}},$ мм	$d'_{\text{2н}},$ мм
548,00	2,15	0,21	6,80	6,31	30	28	9,2	9,2	228,4	228,4

Вибираємо за ДСТУ ближчий зовнішній діаметр $d_{\text{н}} = 250$ мм з товщиною стінки 10 мм, та внутрішнім діаметром 230 мм.

Для виявлення робочого режиму насосу необхідно збудувати у однаковому масштабі та координатній сітці напірні характеристики насоса та трубопроводу. На напірній характеристиці виділяють режими: оптимальний (режим роботи насоса при найбільшому значенні коефіцієнта корисної дії – ККД); номінальний режим, що забезпечує задані технічні параметри насоса. Робоча частина характеристики – зона характеристики насоса, в межах якої допускається тривала його експлуатація. Робочий режим насоса графічно визначається точкою на перетині робочих характеристик насоса і трубопроводної мережі.

Рівняння напірної характеристики для прийнятого діаметру трубопроводу:

$$H = H_{\text{е}} + aQ^2, \quad (2.14)$$

де a – гідравлічний опір трубопроводу, який визначається за формулою:

$$a = \frac{L + \sum \ell_{екв}}{3600^2 \kappa^2}, \quad (2.15)$$

де κ – розхідна характеристика труби:

$$\begin{aligned} \kappa^2 &= 576d^{5,3}, \\ \kappa^2 &= 576 \cdot (0,250)^{5,3}; \\ a' &= \frac{572 + 336}{3600^2 \cdot 0,61^2} = 0,000189356. \end{aligned} \quad (2.16)$$

За залежністю $H = H_r + aQ^2$, виявляємо опори для ряду подач (від 0 до $Q > Q_{min}$).

Результат розрахунку зведемо у таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Дані для визначення робочого режиму насосу

Q , м ³ /год	100	200	300	400	500	600	700
H', м	500.6	502.6	505.8	510.3	516.1	523.2	531.6
H'', м	496.6	498.3	501.3	505.5	510.8	517.3	525

Робочий режим графічно визначено на рисунку 2.1. На рисунку 2.1 показано: 1 – напірна характеристика насосу ЦНС 300-600; 2 – характеристика трубопроводу $H = H_r + aQ^2$; 3 – характеристика ККД насосу $\eta = f(Q)$; 4 – характеристика вакууметричної висоти всмоктування насосу.

Точка 5 на рисунку 2.1 є перетином напірних характеристик мережі та насосу та виявляє робочий режим насосної установки: $Q'_p = 375 \text{ м}^3/\text{год.}$, $Q''_p = 380 \text{ м}^3/\text{год.}$, $H'_p = 520 \text{ м}$, $H''_p = 515 \text{ м}$, $\eta' = 0,75$, $\eta'' = 0,74$.

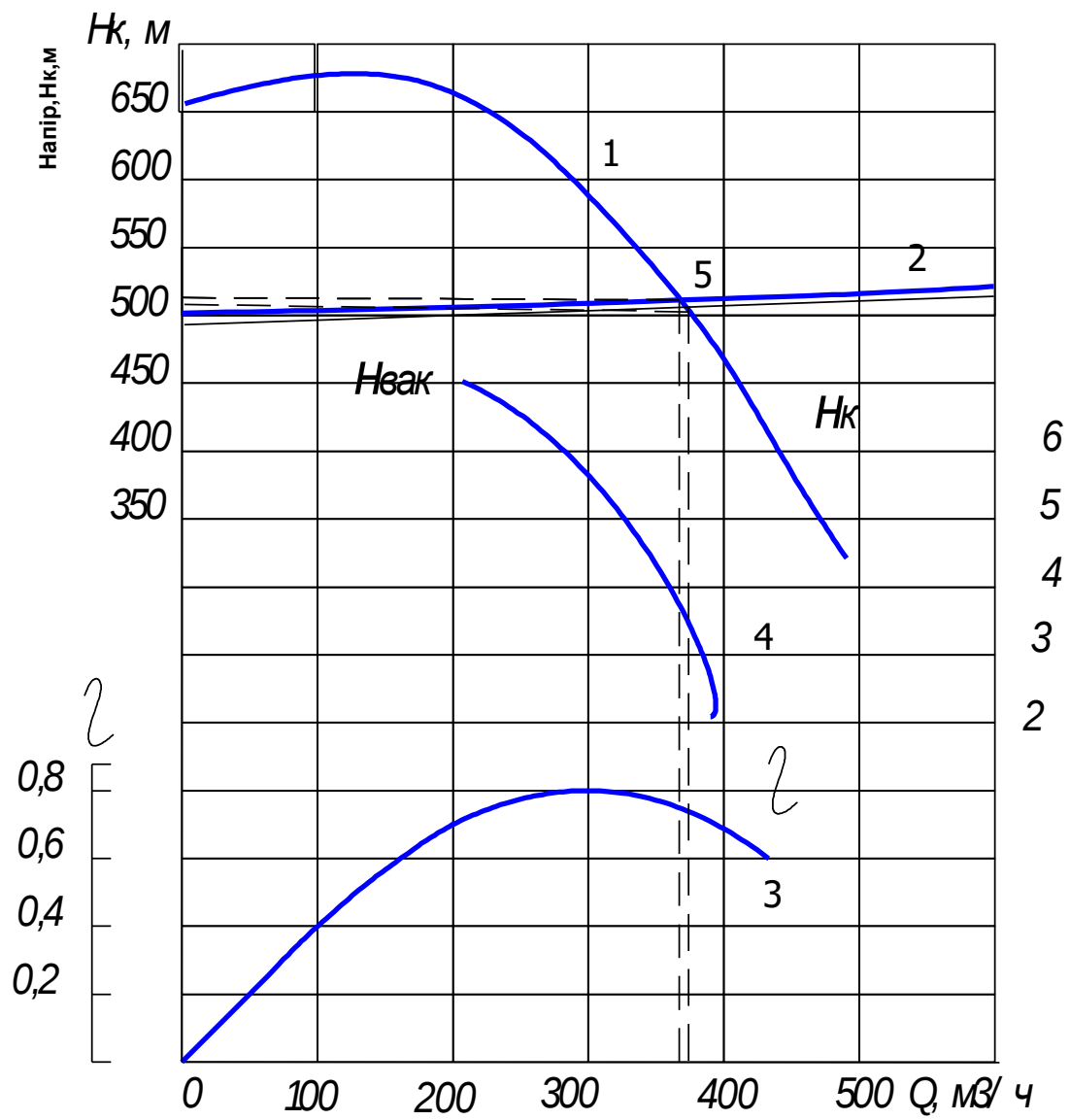


Рисунок 2.1 – Визначення робочого режиму насосу

Зв'язок між основними параметрами насоса, виражену графічно, називають характеристикою насоса. Робочими характеристиками насосів є залежність напору, потужності і ККД від подачі при постійній частоті обертання і температурі робочої рідини (на рисунку 2.1 відповідно криві напору 1 та ККД 2). Усмоктувальна здатність лопатевих насосів оцінюється кавітаційною характеристикою, яка представляє собою залежність основних параметрів H і N від кавітаційного запасу g при постійних значеннях частоти обертання $n = \text{const}$ і подачі $Q = \text{const}$. Вібраційні якості насосів характеризуються віброшумовими характеристиками, які представляють собою залежності рівня повітряного звуку від частоти (в октавах) в діапазоні частот від 63 до 8000 Гц і вібрації характерних точок опорних вузлів або корпусу насоса від частоти (в 1/3 октавах).

Технологічний процес перекачування води водовідливної установкою шахти характеризується такими режимами роботи: пуск; робочий режим; зупинка. Коли вода досягає в водозбірнику верхнього допустимого рівня включається насосна установка. Перед включенням насосу спочатку необхідно здійснити його заливку водою з напірного трубопроводу або додатковим насосом, що підживлює. Закінчення процесу заливки насоса необхідно контролювати. Після заливки включається насосний агрегат. Для зменшення пускових моментів на приводному електродвигуні запуск в роботу відцентрових насосів доцільно проводити при закритій засувці на напірному трубопроводі. Засувка відкривається після набору насосом номінальних оборотів. Якщо пуск проходить нормально, то насос створює необхідний тиск води в нагнітальному трубопроводі, розвиває необхідну подачу і режим пуску завершується. Якщо після включення приводного електродвигуна насос не видає номінальний тиск і подачу (контролюється або манометром або датчиками тиску), то засувку на напірному трубопроводі цього насосу необхідно закрити та вимкнути електродвигун, а вже потім здійснити пуск другого насосу.

У робочому режимі управління здійснюється за рівнем води в водозбірнику або в залежності від припливу води в водозбірник. У другому випадку необхідно в залежності від припливу води регулювати подачу насоса. Так як регулювання реалізувати складно, то практично цей спосіб управління не застосовується. У робочому режимі необхідно контролювати: рівень води в водозбірнику; подачу насоса; витрата електроенергії приводним електродвигуном; коефіцієнт корисної дії водовідливної установки. Якщо процес роботи насосу проходить в нормальному режимі, то вода в водозбірнику поступово опускається до нижнього рівня. При його досягненні нижнього рівня води в водозбірнику, необхідно відключити насосний агрегат і закрити засувку на нагнітальному трубопроводі. Можлива ситуація, коли рівень води збільшується (весняний паводок) до аварійного рівня. Тобто, приплив води до водозбірника вже близький або максимальний та необхідно включати паралельно в роботу резервний насос. До аварійних режимів роботи відносять такі режими, при яких подальше функціонування водовідливу неможливо (розрив напірного трубопроводу, гідравлічний удар, розгерметизація всмоктуючого трубопроводу і т.п.). До аномальних режимів роботи відносять такі режими, при яких знижується ефективність функціонування водовідливної установки (збільшення витрати води на розвантаження, вихід робочої точки водовідливної установки за зону промислового використання та ін.). Особливість експлуатації головної водовідливної установки є можлива зміна її робочих параметрів (подачі, напору, коефіцієнта корисної дії ККД) в процесі відкачування води на поверхню. Пояснюється це складними умовами експлуатації, особливо перекачуванням кислих і забруднених вод. Незважаючи на те, що в водозбірнику, де швидкість руху води невелика, передбачається освітлення води від твердих суспендованих частинок, але на практиці майже 40% твердої суспензії видаляється насосами, яка призводить до їх інтенсивного зносу.

Ресурс машинного часу насосів становить в середньому 500 ... 700 годин, а у відповідності з паспортними даними на чистій воді вони можуть працювати до 6000 годин. В процесі експлуатації поступово знижується і пропускна здатність трубопроводу. В результаті спільного впливу цих факторів змінюються робочі параметри насоса: подача, напір та коефіцієнт корисної дії, що в свою чергу призводить до неекономічних режимів роботи водовідливної установки, а в ряді випадків до аварійних режимів.

Досвідом експлуатації водовідливних установок встановлено, що на надійність і економічність функціонування водовідливу істотно впливають несправності ряду елементів трубопровідної мережі. Це, в першу чергу, відноситься до роботи всмоктувального трубопроводу, а саме приймального пристрою (приймальна сітка і приймальний клапан). В результаті збільшуються опір і вакуум в трубопроводі, що підводить, що призводить не тільки до зниження економічності насоса, але і часто до повної втрати його працездатності через виникнення кавітаційних режимів і руйнувань робочого колеса. Кавітацією в насосах називають комплекс явищ, пов'язаних з утворенням, подальшим розвитком і замиканням парогазових порожнин (каверн) в проточній частині, що призводить до зміни і навіть зриву параметрів насоса. Не стаціонарність явищ при кавітації викликає пульсації тиску, які служать причиною вібрації елементів насоса. Для надійного визначення та ефективного управління явищем кавітації досить контролювати три параметра: напір H , подачу Q та вакуум у трубопроводі, що всмоктує. Початок кавітації визначається за таким станом цих параметрів: напір H знижується, подача Q незначно зростає та вакуум у трубопроводі, що всмоктує, – зростає.

На загальну ефективність функціонування водовідливної установки впливає робота розвантажувального пристрою. Збільшення витоків води на розвантаження призводить до зниження об'ємного ККД насоса. Витрата води на розвантаження не повинен перевищувати 2-3% від продуктивності насоса. Тому на пристрій розвантаження необхідно встановлювати чутливий

витратомір. У разі розриву трубопроводу загальний опір мережі зменшується, подача насоса до місця витoku зростає від номінальної i , отже, витрата до місця розриву зростає на величину витoku. За місцем розриву витрата знижується. Крім того, буде спостерігатися зниження тиску у вихідному патрубку і зростання споживаної потужності. При розриві нагнітального трубопроводу величина зміни параметрів Q і H залежить від місця виникнення розриву. Нагнітальний трубопровід сучасних водовідливних установок глибоких шахт досягає великої довжини. Розрив в нижній частині трубопроводу значно зменшує опір трубопроводу і змінює Q і H . Чим далі від насоса розрив, тим менше його вплив на робочу точку водовідливної установки. Крім цього, вплив на зміну параметрів Q і H надає і величина витoku. Чим більше витік, тим сильніше її вплив на характеристики робочої точки водовідливу. Розрізняють такі способи контролю витоків: максимальний по витраті – фіксує збільшення витрат у вхідному перетині нагнітального трубопроводу; мінімальний спосіб контролю за витратою – фіксує зниження витрати у вихідному перетині; мінімальний спосіб контролю за напором – фіксує зниження напору; диференційний спосіб контролю – фіксує різницю витрат у вихідному і вхідному перетинах нагнітального трубопроводу. Так як напірна характеристика і крива потужності насоса при розриві трубопроводу змінюються мало, то зміна подачі насоса буде більш різким ніж зміна напору і потужності. Це свідчить про перевагу максимального способу контролю за витратою в порівнянні з мінімальним способом контролю за тиском і максимальним по потужності.

Максимальний спосіб контролю витоків по витраті неприйнятний для шахтних водовідливних установок, для яких характерне $H_r = (0,8-0,95)H_n$. В цьому випадку, даний спосіб контролю дозволяє захистити тільки до 1/3 частини трубопроводу. Тому, для контролю розриву нагнітального трубопроводу необхідно застосовувати мінімальний контроль за витратою або диференційний контроль за витратою.

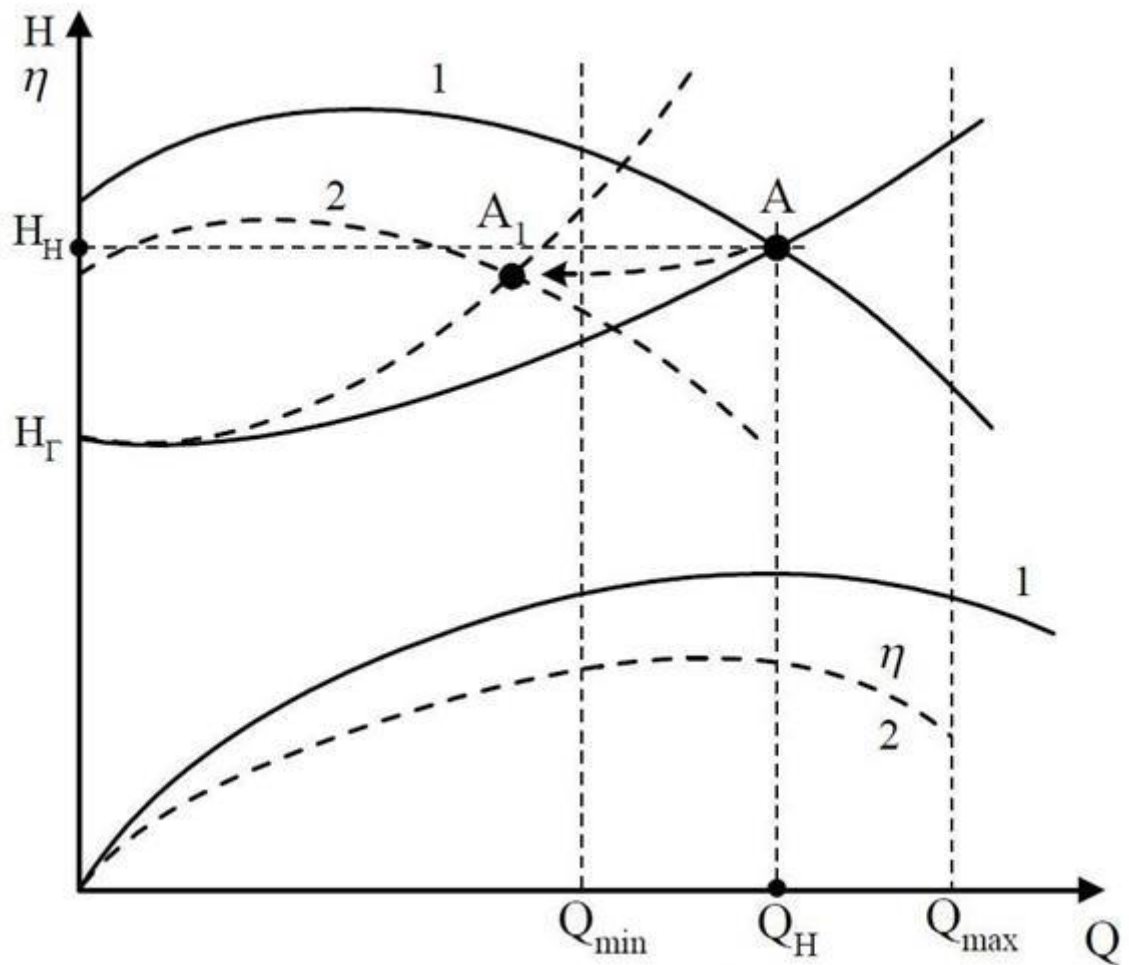


Рисунок 2.2 – Зміна характеристик водовідливної установки в процесі експлуатації

Головна водовідливна установка є потужним електроприймачем (використовують потужності електродвигунів насосів до 1600кВт, а загальна частка потужностей насосів шахтного водовідливу може сягати до 20% потужності підземних споживачів). Головні водовідливні установки повинні постійно відкачувати воду незалежно від видобутку вугілля, тому насоси головного водовідливу можуть виступати як постійна складова в електроспоживанні з можливістю регулювання, зменшуючи цим нерівномірність графіку навантаження енергосистеми.

2.2 Нова схема водовідливу, що пропонується

Для покращення техніко-економічних показників роботи пропонується нова одноступенева схема водовідливу з високо напірними насосами типу ЦНС 180-1050, зображена на рисунку 2.3.

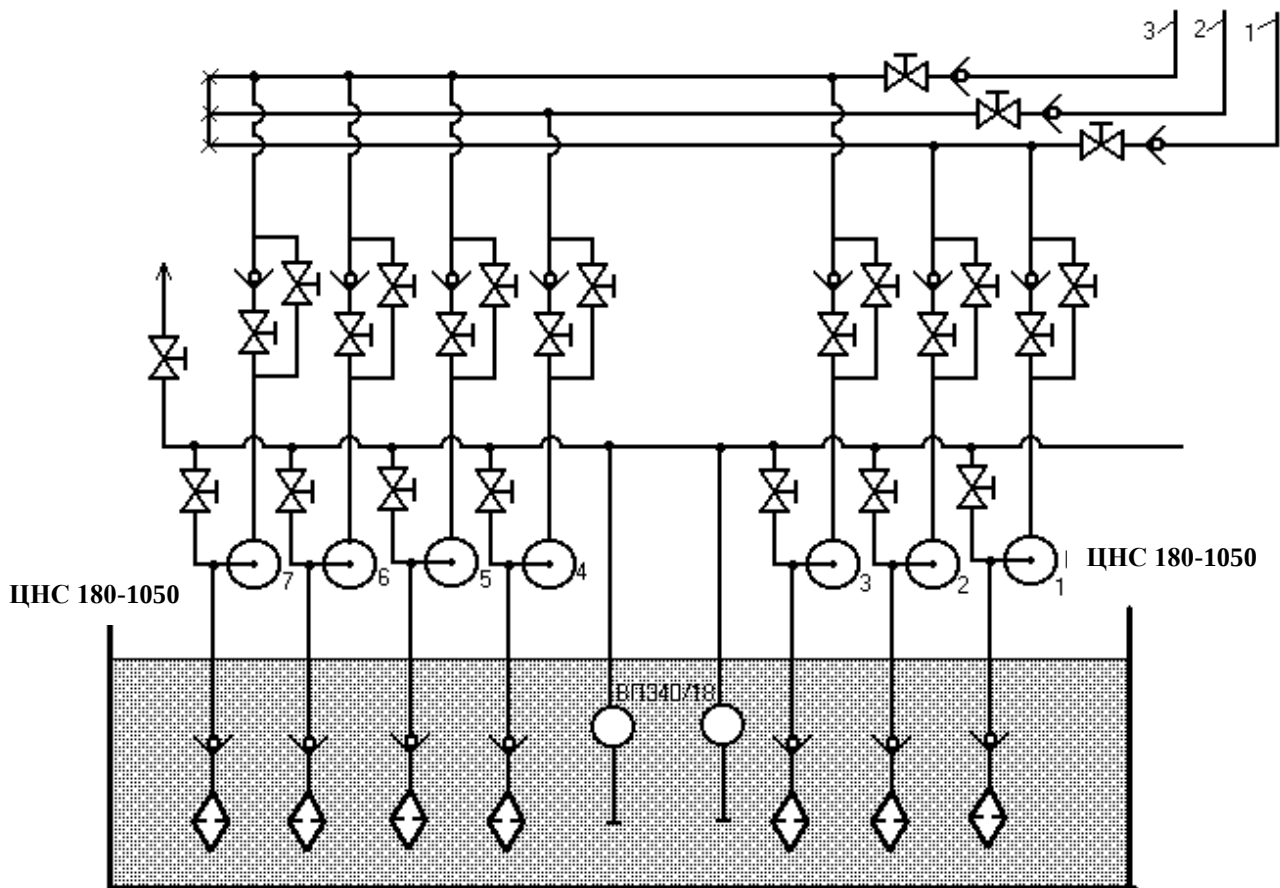


Рисунок 2.3 – Нова схема головної водовідливної установки горизонту 986м

За цією схемою буде три робочих насоси типу ЦНС 180-1050, кожен з яких буде працювати на свій окремий трубопровід (така кількість обумовлена можливістю збільшення водопритоку шахти до $350\text{м}^3/\text{год.}$), три резервних насоса та один в ремонті. Причому, можлива робота одного насоса постійно (на приплив), а другого та третього можлива робота при регулюванні як за припливом так і за енергонавантаженням.

Насос ЦНС 180-1050 – відцентровий, багатоступінчастий, секційний насос горизонтального виконання. Робочі параметри насоса ЦНС 180-1050:

- подача насоса – $180 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір насоса – 1050м водяного стовпа;
- потужність насоса – 678 кВт;
- потужність електродвигуна – 1000 кВт;
- частота обертання (синхронна) – 3000 об / хв;
- напір одного ступеня насосу – 125 м водяного стовпа; число ступенів в складі насоса (робоче колесо + направляючий апарат) - 8 шт.;
- працює на рідинах – технічна вода;
- щільність води, що перекачується – 1000-1200 кг/м³;
- максимальний розмір твердих включень – 0,1 мм;
- водневий показник рН – 4-9;
- максимальна масова концентрація твердих частинок – 0,1% .

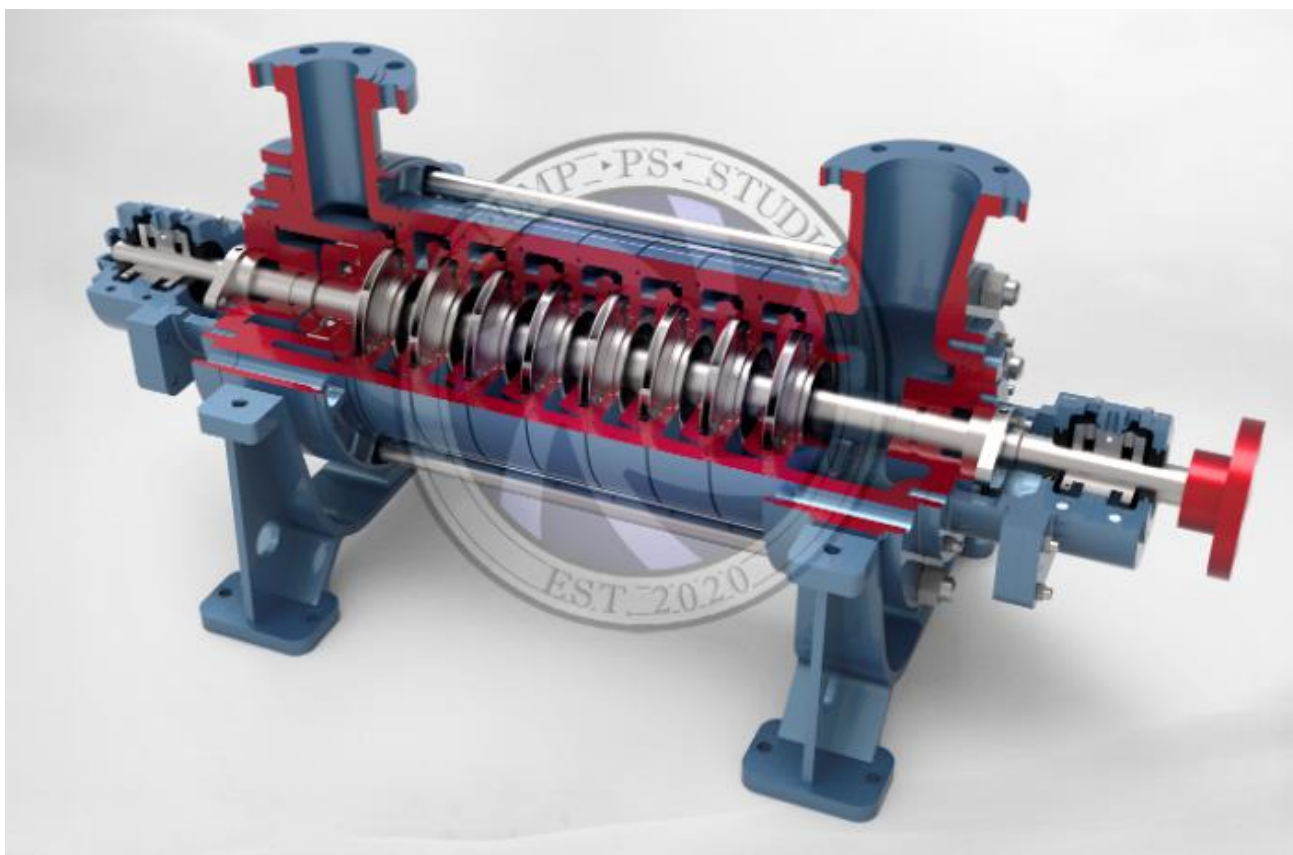


Рисунок 2.4 – Загальний вигляд насосу ЦНС 180-1050

Габаритні і приєднувальні розміри елементів проточної частини високонапірного насоса ЦНС 180-1050 показано на рисунку 2.5.

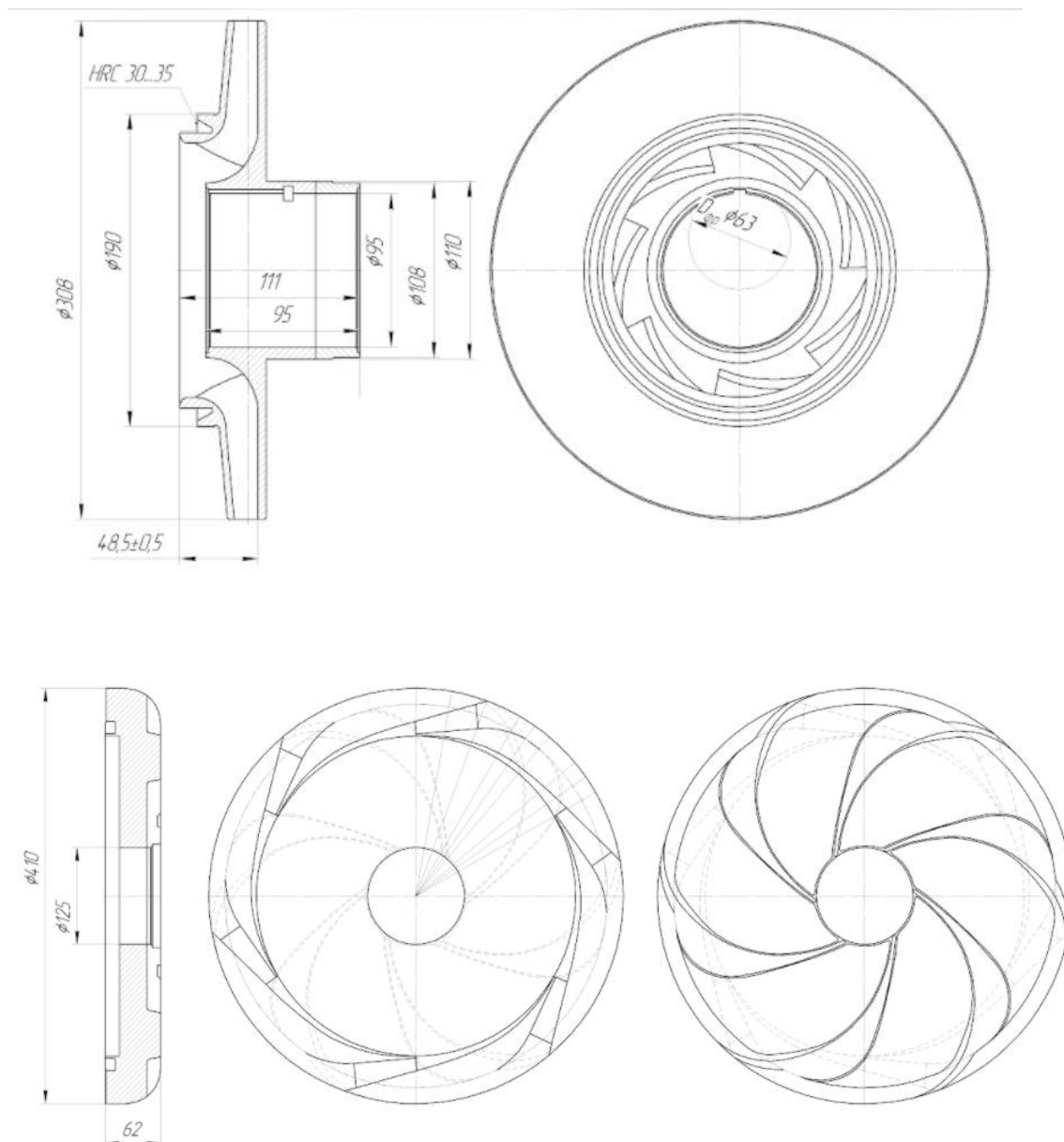


Рисунок 2.5 – Елементи проточної частини високонапірного насосу типу ЦНС 180-1050

Як кінцеве ущільнення (рисунок 2.6) використовуються торцеві ущільнення, що забезпечують максимальну герметичність насосів ЦНС і

високу тривалість міжремонтного циклу даного вузла. В іншій варіації конструктивного виконання насоса можливе використання сальникового кінцевого ущільнення вала, який є дешевшим, простішим в експлуатації, ревізії і ремонті, але менш довговічним, і вимагає регулярного обслуговування.

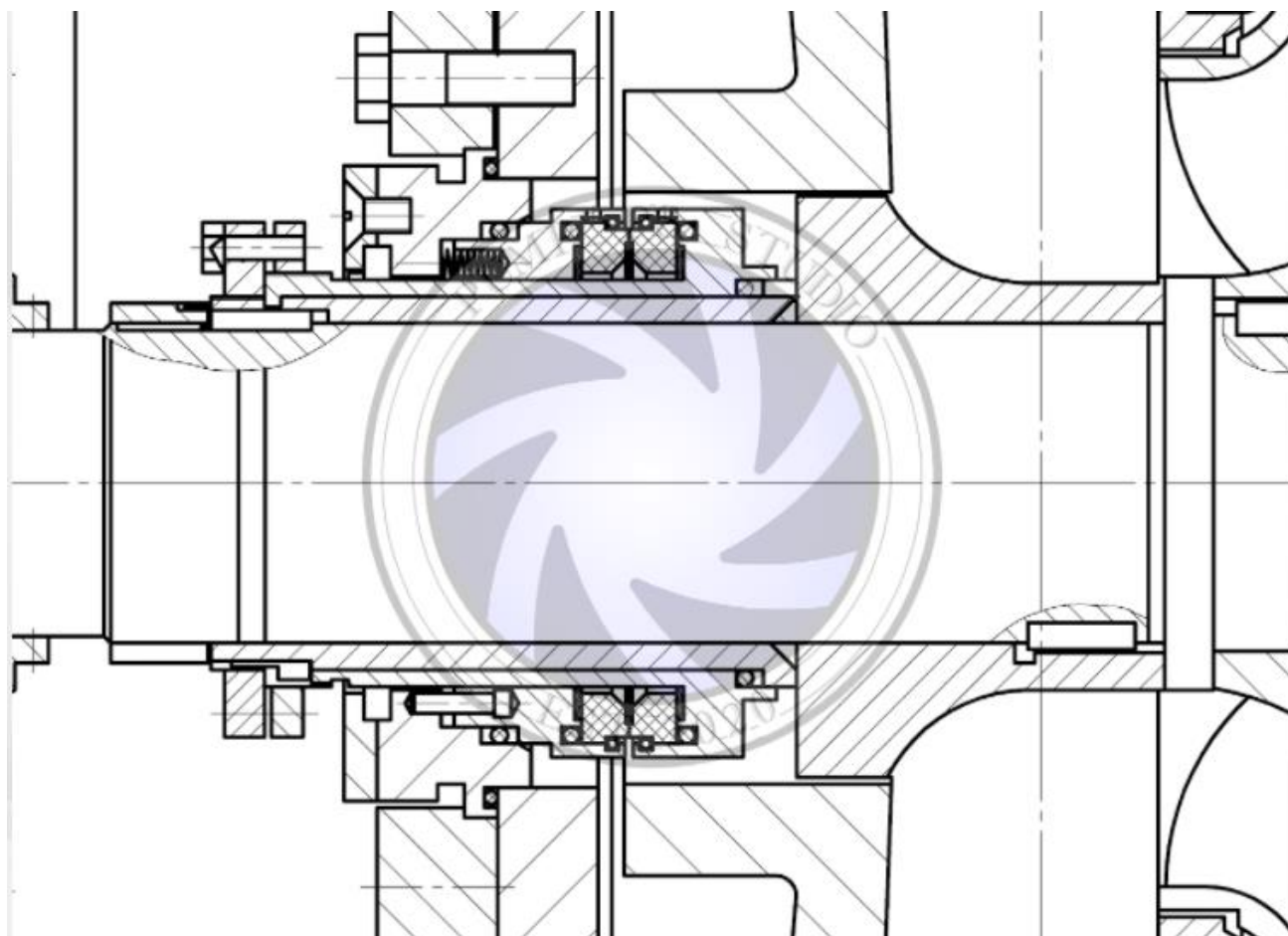


Рисунок 2.6 – Кінцеве ущільнення вала насосу типу ЦНС 180-1050

Особливості конструкції робочого колеса високонапірного насоса ЦНС 180-1050 виробництва АТ «Сумський завод «Насосенергомаш». Відмінною особливістю робочих коліс є розроблена інноваційна конструкція лопатевої решітки. Спеціально розроблені для створення високого тиску S-образні лопаті робочого колеса ефективно перетворюють механічну енергію обертання ротора насоса в гідравлічну енергію потоку рідини, що дозволяє розвивати натиск

насоса значно вище, ніж при використанні проточних частин насосів традиційної конструктивної схеми. Клиновидні лопаті другого ярусу дозволяють не тільки додатково підвищити напірні його робочого колеса, але і стабілізувати потік в міжлопатевих каналах. Конструкція лопатей робочих коліс передбачає їх плавне розширення у напрямку руху потоку (від входу до виходу з робочого колеса). Практично це дозволяє мінімізувати гідравлічні втрати на вході в робоче колесо в результаті зниження стиснення потоку в цій області, що в свою чергу сприяє досягненню високих показників його енергоефективності. Крім того, розширення лопатей по ходу руху рідини дозволяє продовжити ресурс роботи робочого колеса в умовах перекачування агресивних середовищ (в тому числі технічна вода з механічними домішками), оскільки окружна швидкість потоку в області поблизу виходу з нього значно вище, ніж в області біля входу. У зв'язку з цим, таке конструктивне рішення дозволяє продовжити ресурс роботи робочого колеса в результаті досягнення більш рівномірного зносу його лопатевої решітки при перекачуванні агресивних середовищ.

Робочі колеса виготовляються з високоякісної корозійностійкої жароміцної сталі марки 20Х13. За хімічним складом насоси відповідають вимогам стандарту ГОСТ 977-88 «Виливки сталеві. Загальні технічні умови». Кожен виріб комплектується сертифікатом якості, в якому детально представлені його паспортні дані.

У насособудуванні існує одне чудове визначення, від якого повністю залежить підбір типу насосу та конструкції його проточної частини, – коефіцієнт швидкохідності. Фактично, коефіцієнт швидкохідності є критерієм геометричної подоби. Його фізичний зміст полягає в наступному. Це частота обертання подібного насоса, який перекачує чисту воду з максимальним ККД, створює напір рівний $H = 1\text{ м}$ водяного стовпа, і споживає потужність $N = 1$ кінська сила, а його подача (витрата) рідини становить $Q = 0,075\text{ м}^3/\text{с}$ ($270\text{ м}^3/\text{год}$).

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}. \quad (2.17)$$

Варто зазначити, що в зарубіжній практиці замість поняття «коефіцієнт швидкохідності» використовується дефініція «питома швидкохідність». По суті, це майже одне і те ж, але в формулі відсутній коефіцієнт 3,65, як результат приведення розрахунків до метричної системи вимірювання. В такому випадку подача подібного насоса приймається рівною $Q = 1 \text{ м}^3/\text{с}$ ($3600 \text{ м}^3/\text{год}$). Залежно від коефіцієнта швидкохідності при проектуванні вибирається одна з наступних конструктивних схем проточних частин насосів: $n_s=35-80$ – відцентровий насос з тихохідним робочим колесом, $n_s=80-140$ – відцентровий насос з так званим нормальним робочим колесом, $n_s=140-300$ – відцентровий насос з швидкохідним робочим колесом, $n_s=300-600$ – діагональний насос, $n_s=600-1800$ – осьовий насос (рисунк 2.7).

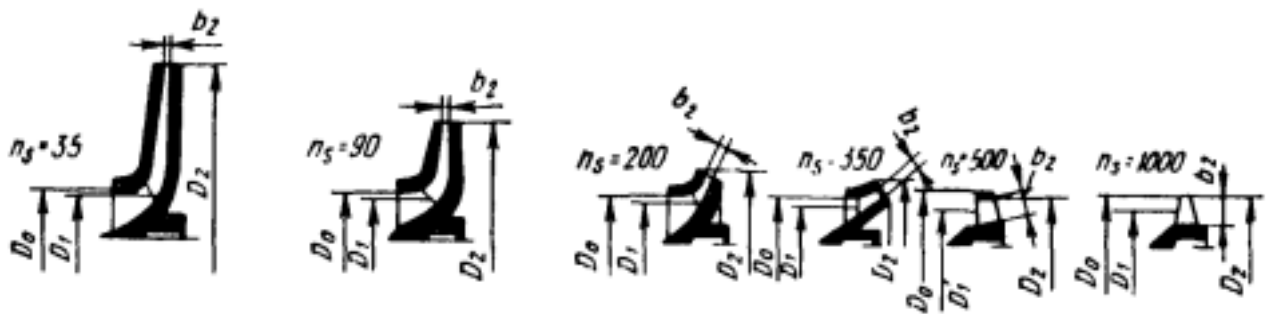


Рисунок 2.7 – Конструктивні схеми проточних частин насосів

Високонапірний насос – це насос, який має такі параметри, які дозволяють досягати високих значень ККД при екстремально низьких значеннях коефіцієнта швидкохідності n_s . У сфері насособудування існує думка, що «якщо коефіцієнт швидкохідності насоса $n_s=30$, то і ККД насосу також буде дорівнювати 30 ... відсотків». Почасти це жарт, але тенденції очевидні. Пікові значення ККД лопатевих насосів досягається при значенні коефіцієнта

швидкохідності $n_s=140-170$, і знижується в міру зменшення даного параметра. При цьому, конструювання насосів за стандартними методиками проектування їх проточних частин стає нераціональним вже при значенні $n_s=60-65$. У такому випадку рекомендується збільшити частоту обертання насоса для забезпечення підвищення даного коефіцієнта.

Розглянемо основне рівняння лопатевих гідромашин:

$$H_T = \frac{\omega}{g} (v_{u2} \cdot R_2 - v_{u1} \cdot R_1), \quad (2.18)$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса насоса, с^{-1} ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння (фактично слабо змінюється у напрямку від екватора до полюсів);

v_{u1} і v_{u2} – окружна складова абсолютної швидкості потоку на вході і виході з робочого колеса;

R_1 і R_2 – відповідно радіуси робочого колеса на вході і виході.

Виходячи з цього, не складно припустити, що досягти підвищення напірності насосу можливо одним з наступних способів:

- 1 – підвищенням частоти обертання насоса n ($\omega = \pi n/30$);
- 2 – збільшенням зовнішнього радіуса робочого колеса R_2 ;
- 3 – зменшенням внутрішнього радіуса робочого колеса R_1 ;
- 4 – впливом на конструкцію лопатевої решітки робочого колеса, що вплине на значення параметрів v_{u2} і v_{u1} .

Розглянемо кожен із способів окремо.

1. Підвищення частоти обертання насоса n досягається шляхом використання частотного перетворювача або заміною приводу насоса. Обидва варіанти дуже дорогі, а в разі збільшення частоти обертання $n > 3000 \text{ об/хв}$ крім того можуть призводити до роботи насоса на критичних частотах обертання, коли його вал переходить зі стану «жорсткого вала» до так званого

стану «гнучкого валу». У свою чергу це може призводити до катастрофічних наслідків, аж до руйнування насосного агрегату.

2. Збільшення зовнішнього радіуса робочого колеса R_2 буде приводити до збільшення радіального габаритного розміру всього насоса. У зв'язку з цим, в переважній більшості випадків модернізації насосів таким способом з метою підвищення напірності призведе до необхідності повної заміни насоса, а можливо і насосного агрегату в цілому. Це ще більш дорогий і непрактичний варіант

3. Зменшення внутрішнього радіуса робочого колеса R_1 фактично дуже слабо впливає на його напірність, оскільки в основному рівнянні лопатевих гідромашин цей параметр збільшується на значення окружної складової абсолютної швидкості на вході в робоче колесо v_{u1} , а значення зовнішнього радіуса – на значення окружної складової абсолютної швидкості на виході з робочого колеса v_{u2} . У відцентрових насосах значення v_{u2} завжди значно вище, ніж v_{u1} , тому вплив зміни зовнішнього радіуса завжди буде значно вище, ніж внутрішнього радіуса робочого колеса. Крім того, це буде приводити до зменшення радіуса вала насоса, а, отже, до погіршення його показників міцності. Таким чином, цей шлях найменш реалізується на практиці взагалі.

4. Зміна конструкції лопатевої решітки робочого колеса. І цей шлях дозволяє значно підвищувати напірність насоса при досягненні високих значень його ККД. Результати показують, що таким чином можна домогтися підвищення напору насоса до 15-25% без збільшення його радіального розміру (зовнішній радіус R_2 , діаметр робочого колеса D_2). Конструкція лопатевої решітки робочого колеса (рисунок 2.8 б), розробленої згідно з новою технологією, зокрема дозволила досягти підвищення напору насосів типу ЦНС до 20% в порівнянні зі стандартними типами, що підтверджено розрахунковим і експериментальним шляхом з використанням експериментального стенду технопарку Сумського державного університету.

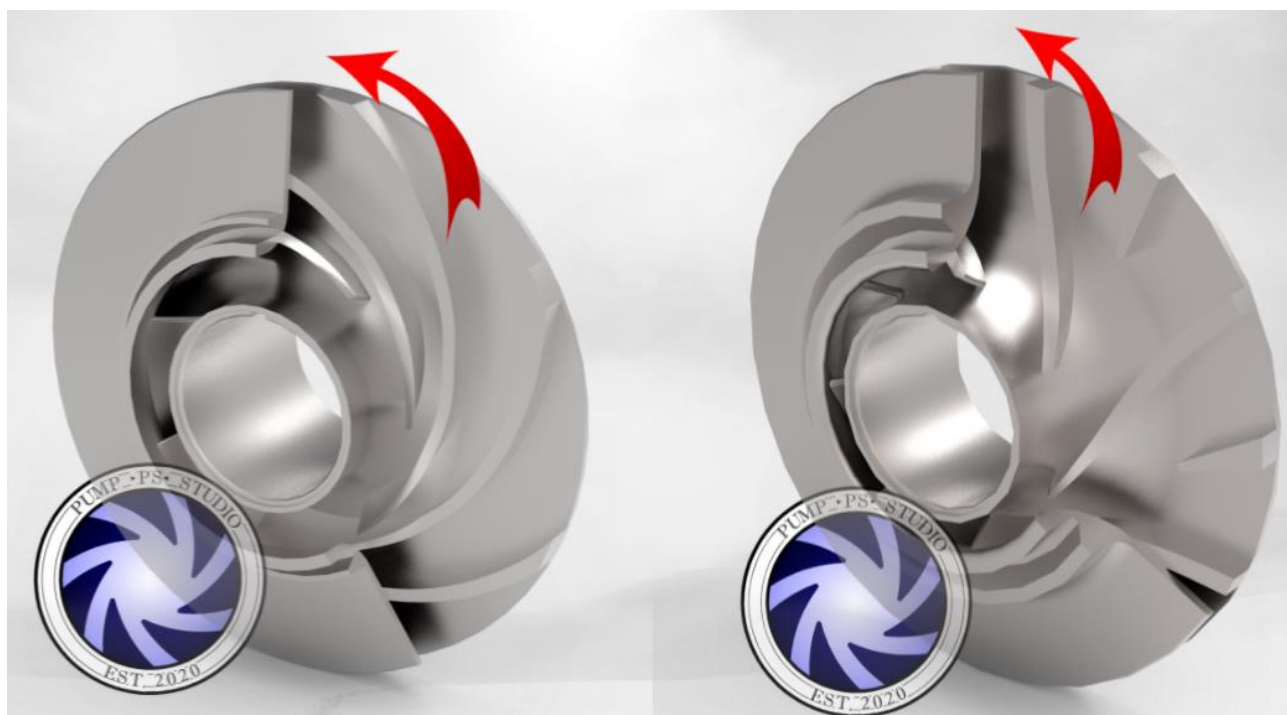
*a**б*

Рисунок 2.8 – Робоче колесо: *a* – зі стандартною лопатевою решіткою;
б – з інноваційною лопатевою решіткою

Таким чином, при проектуванні насосного обладнання наша технологія дозволяє розробляти високонапірні змінні проточні частини для відцентрових насосів з підвищенням тиску до 15-25% без необхідності заміни інших корпусних і роторних деталей. В такому випадку замінюється лише робоче колесо та пристрій, що відводить (направляючий апарат). Насоси ЦНС найбільш часто використовуються для гірничих підприємств. Оскільки насоси в такому випадку застосовуються для перекачування агресивних середовищ (технічна вода з великою кількістю абразивних включень), їх проточна частина (робоче колесо, направляючий апарат) піддаються стрімкого інтенсивного зносу. В середньому ці елементи вимагають заміни з частотою 1 раз в 1-3 місяці. Таким чином, модернізація насосів ЦНС для підвищення їх напору можливе як плановий ремонт. В цьому випадку модернізація взагалі не вимагає великих додаткових капіталовкладень.

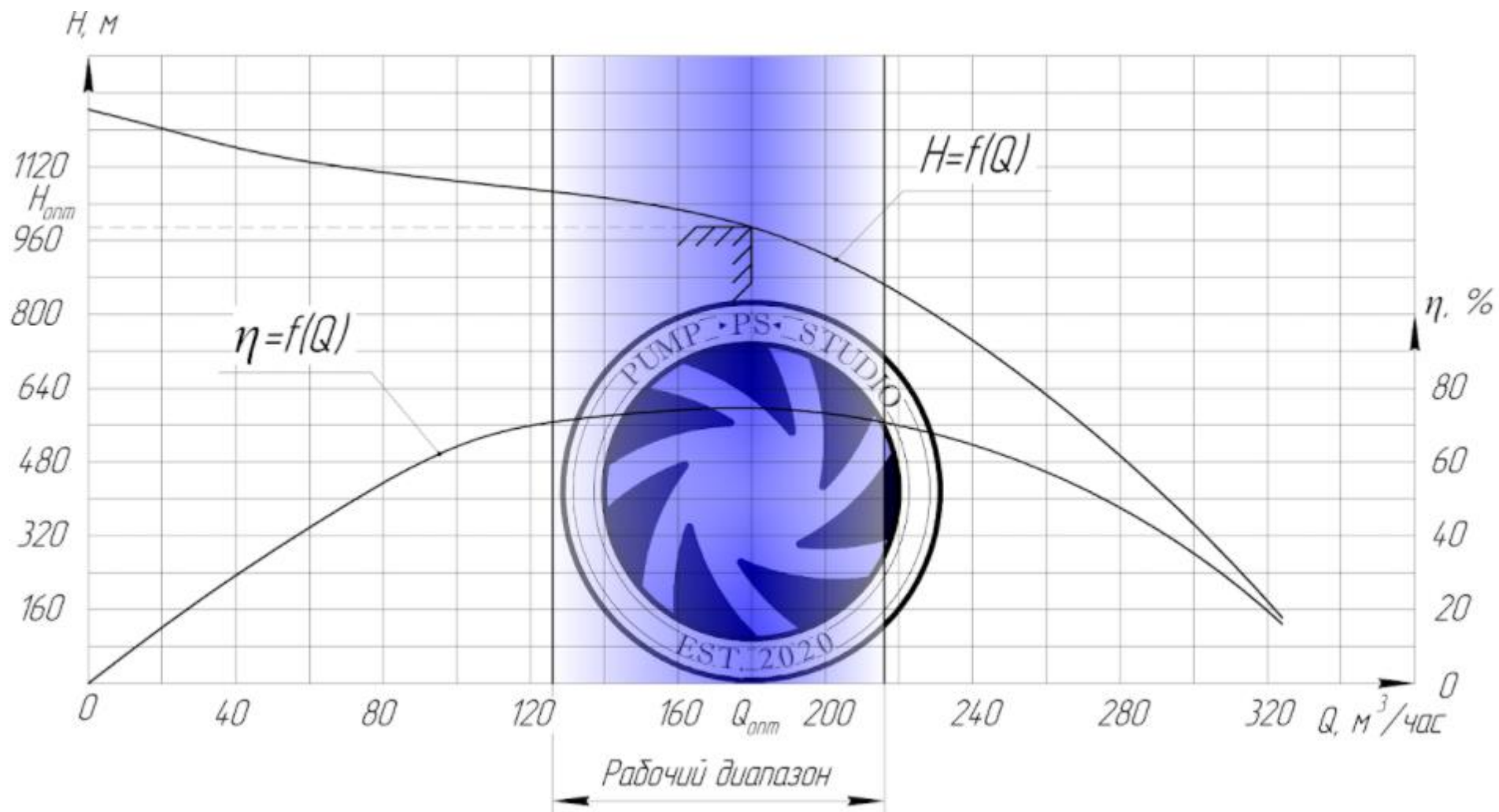


Рисунок 2.9 – Робочий режим відцентрового насосу типу ЦНС 180-1050

Робочий режим відцентрового насосу типу ЦНС 180-1050 показано на рисунку 2.9.

Оптимальний робочий режим необхідно перевірити на економічність за умовою:

$$\eta_p \geq 0,85 \eta_{\max}; \quad (2.19)$$

де $\eta_{\max}$ – максимальний ККД прийнятого насоса, $\eta_{\max} = 0,75$.

$$0,75 \geq 0,85 \cdot 0,75; \quad 0,75 \geq 0,64.$$

По робочим параметрам насоса Q_p , H_p , і η_p визначимо необхідну потужність його приводного двигуна, кВт:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H_p \cdot Q_p}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_p}; \quad (2.20)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 180 \cdot 1050}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,75} = 686,7 \text{ кВт}.$$

Застосуємо приводний двигун 2АЗМВИ-1000/6000 потужністю 1000 кВт та з частотою обертання 2950 об/хв. Для всіх вугільних шахт слід приймати вибухобезпечні двигуни. Для пускової апаратури високовольтних двигунів слід приймати пускові пристрої типу КРУВ-6.

Для насосу ЦНС180-1050 без кавітаційний режим роботи забезпечує насос ВП340-18Л, який підживлює та поставляється у комплекті з основним. Насос ВП340-18Л має подачу $300 \text{ м}^3/\text{год.}$, напір 18 м вод. ст., поставляється з електродвигуном ВАОФ-81-4 потужністю 40 кВт та з синхронною частотою обертання 1500 хв^{-1} .

2.3 Водозбірник головного водовідливу

Згідно ПБ, головні та дільничні водовідливні установки повинні мати водозбірники, що складаються з двох або більше виробок. Сумарна ємність гірничих виробок водозбірника повинна розраховуватись на прийом 4 годинного, а допоміжного (дільничного) водовідливу – 2-годинного нормального притока.

Ємність водозбірника головного водовідливу, м³:

$$W = 4 \cdot \frac{Q_H}{24}; \quad (2.21)$$

$$W = 4 \cdot 200 = 800 \text{ м}^3.$$

Кріплення виробок водозбірника приймаємо водостійке залізобетонне, а їх переріз – типовий. Сумарна довжина гірничих виробок водозбірника:

$$\sum l_{\text{вод}} = \frac{W_B}{S_T}; \quad (2.22)$$

де S_T – прийнятий типовий перетин гірничої виробки, $S_T = 15 \text{ м}^2$.

$$\sum l_{\text{вод}} = \frac{1400}{15} = 93 \text{ м}.$$

Конструкція водозбірника являє собою систему горизонтальних і похилих виробок великої довжини. Тому його безпосереднє очищення пов'язано з великими труднощами, так як будь-який пристрій, призначений для цього, повинен в процесі роботи переміщуватися по виробці, що знижує його надійність та потребує постійну присутність обслуговуючого персоналу.

Значно ефективніші схеми механізації очищення таких водозбірників зі стаціонарним розташуванням обладнання. Для цього перед водозбірником вбудовується попередній відстійник, який має невеликі розміри. В ньому осаджується значна частина твердих часток, що поступають з шахтною водою.

Відстійник має форму усіченої піраміди. Ширина дзеркала води в ньому може бути прийнята на 20-30% менше ширини виробки, де він споруджується. Прийmemo ширину відстійника $B = 4$ м та визначимо його інші розміри.

Середня швидкість руху води в відстійнику:

$$V = 0,278 \cdot \frac{Q_{\text{ПРМ}}}{B \cdot h} ; \quad (2.23)$$

де $Q_{\text{ПРМ}}$ – максимальний приток води, $\text{м}^3/\text{год}$;

B – ширина відстійника, м;

h – глибина проточного шару, дорівнює глибині рівня води у канавці, що підводить, м.

$$V = 0,278 \cdot \frac{250}{4,5 \cdot 0,4} = 38,6 \text{ мм/с}.$$

Довжина попереднього відстійника:

$$Z_0 = \alpha \cdot \frac{v}{v_0 - \omega} \cdot h ; \quad (2.24)$$

де v – швидкість води в проточній частині відстійника, мм/с ;

v_0 – гідравлічна крупність часток розміром 0,1...0,2 м, яку можна приймати $v_0 \approx 9,6 \text{ мм/с}$;

α – коефіцієнт, що враховує наявність в гідросуміші часток різноманітної крупності, при $v_0 \approx 9,6$ мм/с, $\alpha = 1,4$;

ω – вертикальна складова швидкості, при $v < 90$ мм/с - $\omega = 0,01v$.

$$Z_0 = 1,4 \cdot \frac{38,6}{9,6 - 0,386} \cdot 0,4 = 2,35 \text{ м.}$$

Об'єм нижньої частини відстійника, призначеного для збору шлам, визначається по кількості твердого, що випадає з води за добу.

$$W_H = 1,5 \cdot q_T \cdot Q_M; \quad (2.25)$$

де W_H – ємність нижньої частини відстійника, м³;

Q_M – максимальний добовий приток, м³/добу;

q_T – об'ємна концентрація твердого в шахтній воді ($q_T = 0,0015 \dots 0,005$).

$$W_H = 1,5 \cdot 0,003 \cdot 6000 = 27 \text{ м}^3.$$

На рисунку 2.10 та 2.11 показані схема попереднього відстійника та схема насосної камери водовідливної установки відповідно.

2.4 Очищення водозбірників

Площа перерізу та довжина виробок водозбірників шахти, прийняті виходячи з умов найбільш повного осадження твердих часток, що знаходяться в шахтній воді. По мірі накопичення осаду в водозбірнику його корисний об'єм

та переріз зменшуються. Швидкість потоку води збільшується та тверді частки виносяться у колодязі, насосів головного водовідливу. При великих притоках кількість домішок, що осідають у водозбірнику досягає $35\text{-}45\text{ м}^3/\text{год}$. Щоб запобігти руйнуванню насосів, необхідно осаджувати тверді домішки до потрапляння у колодязі, що всмоктують, насосів головного водовідливу. Для цього передбачено резервуари, що освітлюють, – попередні відстійники. Відстійники представляють собою углублення в підшві горизонтальних виробок. Вода з канавок польових магістральних штреків гор.986м по двом рукавам та по трубах діляничних водовідливів похилів спрямовується в камери відстійника, в яких при малій швидкості руху ($50\text{-}70\text{ мм/с}$) відбувається осадження часток.

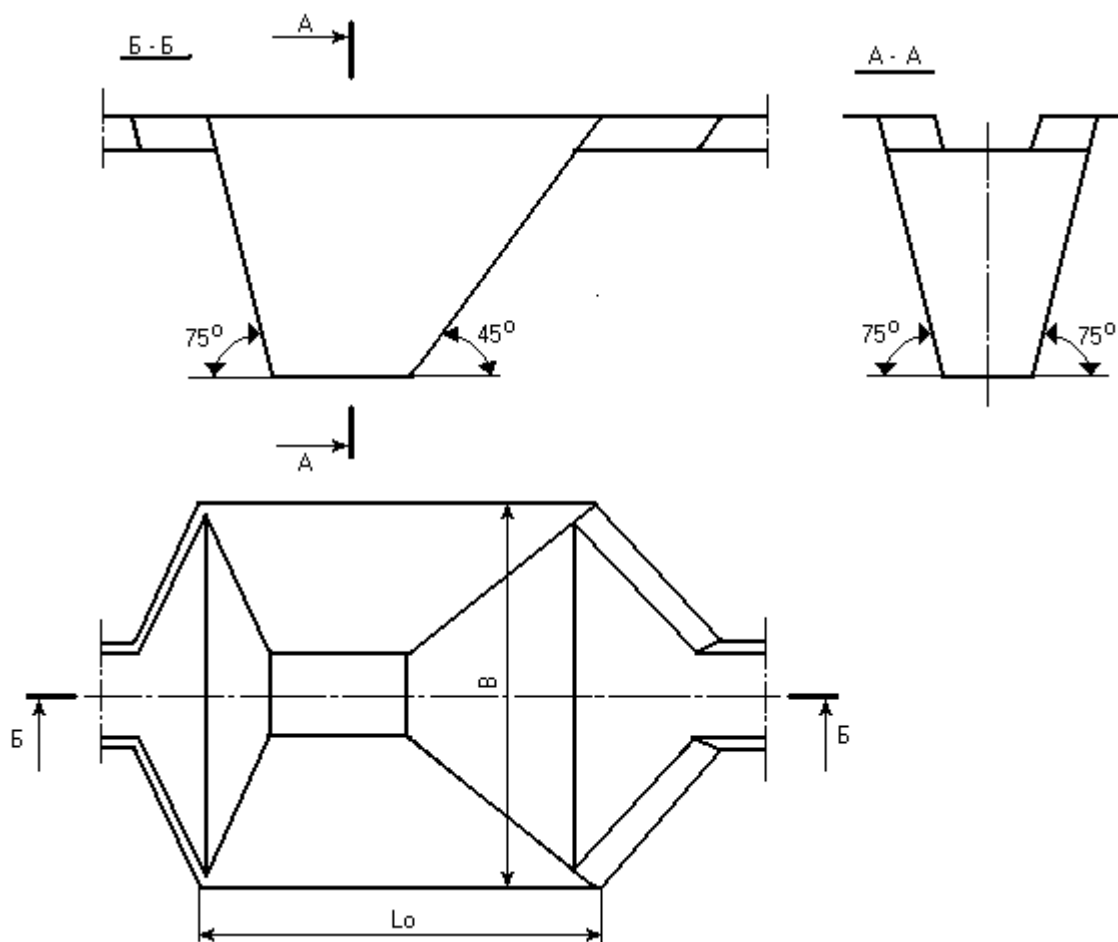


Рисунок 2.10 – Схема попереднього відстійника

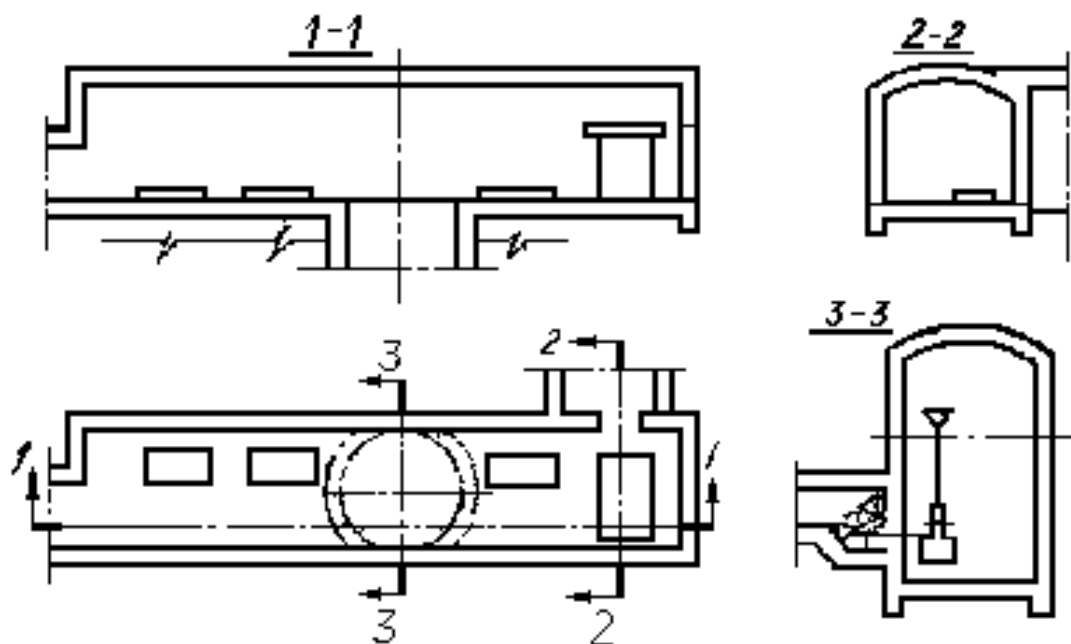


Рисунок 2.11 – Схема насосної камери водовідливної установки

Очищення водозбірника з відстійником значно полегшується, так як більша частина шлам накопичується в одному місці. В цьому випадку чистять відстійник №3 та попередній відстійник. Згідно з ПТЕ забруднення водозбірника допускається не більш ніж на 30% його об'єму, тому водозбірники №1 і №2 необхідно чистити не менше 1-2 рази за місяць. В період підготовки шахти до весіннього паводку водозбірники необхідно чистити обов'язково.

Очищення відстійників головного водовідливу гор.986м та виведення шлам з приймальних колодязів виконується за допомогою гідроелеватора (рисунок 2.12). Використана гідроелеваторна установка складається з патрубку, що всмоктує, напірного трубопроводу видачі, гідроелеватора, нагнітального шланга, по якому подається під напором вода (25-27м вод. ст.).

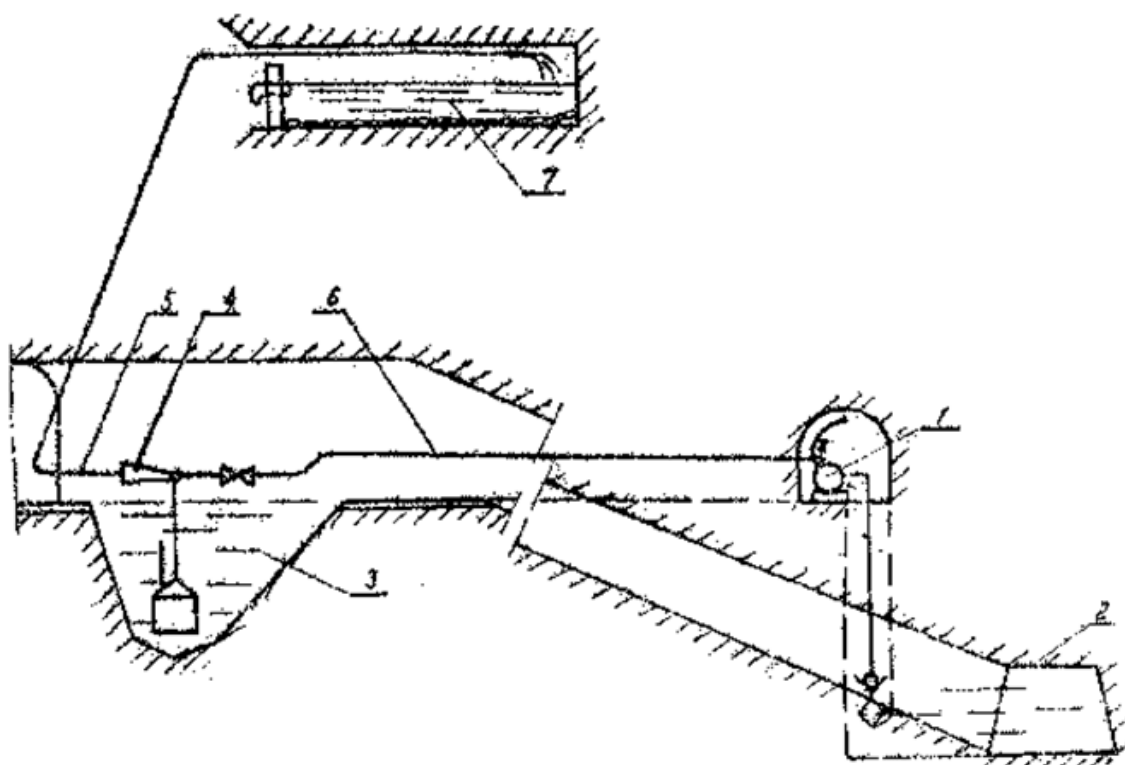


Рисунок 2.12 – Схема очищення попереднього відстійника гідроелеватором:

1 – насос головного водовідливу; 2 – водозбірник; 3 – попередній відстійник;

4 – гідроелеватор; 5 – пульпопровід; 6 – напірний трубопровід;

7 – шламонакопичувач

Гідроелеватор та трубопроводи укладаються на підшву виробки або підвішуються до верхняків арочного кріплення за допомогою ланцюгів. В гідроелеватор під великим напором подається вода, при витіканні її через отвір насадки створюється розрідження у всмоктувальному трубопроводі, тому рідина здобуває велику швидкість та захопує частки навколишньої води, утворюючи біля вхідного отвору розрідження. В розріджений простір під впливом атмосферного тиску подаються нові порції рідини, в результаті чого відбувається процес всмоктування розрихленої суміші шламу з водою в гідроелеваторах та по трубопроводу видачі подається в один з накопичувачів шламу. В шламонакопичувачу відбувається осадження твердих часток пульпи,

освітлена вода через випускні вікна, дренажні отвори дверей шламонакопичувача зливається в канавку та поступає до водозбірника. Згущений шлам з шламонакопичувачів убирається породонавантажувальною машиною 1ППН5.

2.5 Витрати електроенергії при експлуатації насосів

Вартість активної електроенергії при експлуатації насосів головного водовідливу визначаються за формулою (реактивною складовою потужності нехтуємо):

$$E_e = a_e \cdot C_e, \quad (2.26)$$

де $a_e = 2,5$ грн./кВт×год – вартість активної складової потужності;

C_e – активна потужність, що споживається за рік, кВт×год./рік;

$$C_e = \frac{\rho g H_p \cdot Q_p (305T_n + 60T_m)}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta_p \cdot \eta_o \cdot \eta_c} = \frac{N (305T_n + 60T_m)}{\eta_o \cdot \eta_c}, \quad (2.27)$$

де T_n – години роботи насосів головного водовідливу за добу при нормальному шахтному притоку води, год.;

$$T_n = \frac{Q_n}{Q_p}, \quad (2.28)$$

$$T_n = \frac{240 \cdot 24}{2 \cdot 180} = 16 \text{ год};$$

T_m – години роботи насосів головного водовідливу за добу при максимальному шахтному притоку води, год;

$$T_m = \frac{Q_m}{Q_p}, \quad (2.29)$$

$$T_m = \frac{300 \cdot 24}{2 \cdot 180} = 20 \text{ год};$$

$\eta_d = 0,85$ – ККД асинхронного електродвигуна насосів головного водовідливу за добу;

$\eta_c = 0,97$ – ККД електричної мережі, що живить двигуни насосів головного водовідливу;

$\eta_p = 0,75$ – ККД насосів;

$N=686,7\text{кВт}$ – потужність насосів типу ЦНС 180-1050, яка була розрахована вище.

$$C_e = \frac{2 \cdot 686,7 \cdot (305 \cdot 16 + 60 \cdot 20)}{0,85 \cdot 0,97} = 10127679 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

$$E_e = 101276798 \cdot 2,5 \approx 25319200 \text{ грн. / рік}.$$

3 АВТОМАТИЗАЦІЯ ВОДОВІДЛИВНИХ УСТАНОВОК

Автоматизація водовідливних установок як об'єктів є складним і розподіленим в просторі, що включає кілька вузлів (головні, допоміжні і дільничні водовідливні установки). Комплекси водовідливу різних шахт відрізняються кількістю ділянок, технологічними схемами, застосовуваними на різних ділянках, технологічними схемами головного водовідливу. Головна водовідливна установка повинна мати два або більше напірних трубопроводу, причому один з яких може бути резервним. Для дільничних водовідливних установок допускається один трубопровід. Напірні трубопроводи повинні витримувати номінальний тиск насосної установки з визначеною подачею.

Розглянемо вимоги до апаратури автоматизації водовідливних установок. Апаратура автоматизації водовідливної установки повинна забезпечувати:

- автоматичне керування насосами за рівнем води в водозбірнику;
- автоматичну заливку і контроль заливки насосів;
- автоматичне включення резервного насоса, що буде працювати паралельно при досягненні аварійного рівня води в водозбірнику;
- автоматичне включення резервного насоса при відключенні працюючого через несправність;
- управління насосною установкою з урахуванням «пікових» навантажень в системі електропостачання підприємства;
- облік часу роботи насосів;
- роботу насоса з керованими засувками та без них;
- наступні види захистів: від кавітації; від перегріву підшипників; гідравлічну захист за витратою води; заклинювання засувки; неможливість повторного пуску несправного насосного агрегату без втручання обслуговуючого персоналу; від підвищеної вібрації;
- подачу звукової та світлової сигналізації про параметри і режими

роботи насосної установки (про поточний рівень води в водозбірнику, витраті електроенергії, облік часу роботи насосів, несправності і видах несправності установки, роботу в режимі «пікових» навантажень в системі електропостачання підприємства);

- при роботі насосної установки в системі ступеневого водовідливу додатково до вказаних функцій здійснювати роботу насоса з урахуванням рівня води в водозбірнику насосної установки куди перекачується вода;

- можливість, при необхідності, автоматичного регулювання робочого режиму насоса.

Для автоматичного управління системою шахтного водовідливу він обладнується численними датчиками. Структурна схема водовідливної установки і розташування в ній датчиків показана на рисунку 3.1.

Шахтна водовідливна установка структурно складається з багатоступінчастого відцентрового насоса I з приводом від електродвигуна V. Насосна установка розташована поблизу водозбірника II, в якому вміщено пристрій, що всмоктує, III і заливний насос IV. За допомогою цього насоса створюється первісний тиск в напірній магістралі водовідливної установки. Напірний трубопровід з'єднаний з насосом через засувку VI, оснащену електроприводом VII. Для забезпечення автоматичного режиму роботи шахтної водовідливної установки вона оснащується наступними типами датчиків:

- 1 – датчики температури підшипників;
- 2 – датчик температури обмотки двигуна;
- 3 – датчик тиску води;
- 4 – датчик положення засувки «закрито»;
- 5 – датчик положення засувки «відкрито»;
- 6 – датчик продуктивності насосу;
- 7 – датчик нижнього рівня води (ДНУ);
- 8 – датчик верхнього рівня води (ДВУ);

Отже, для автоматичного дистанційного та місцевого керування водовідливною установкою пропонується апаратура автоматизації для 3 насосів з автоматичним керуванням засувками ААВ–3А У5.

В якості пускозахисної апаратури пропонується високовольтний пристрій плавного пуску HRVS-DN140 напругою 6600В та максимальною потужністю двигуна 1340кВт. Це дозволить зменшити ймовірність гідроудару особливо при зупинці насосу.

4 ЗАХИСТ ВІД ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ

Одноступенева схема головного водовідливу для видачі води майже на 1000м працює з великим тиском в напірному трубопроводі. При раптовій зупинці насосів існує можливість гідравлічного удару. Гідравлічний удар (гідроудар) – це стрибок тиску в будь-якій системі, яка заповнена рідиною, викликаний вкрай швидкою зміною швидкості потоку цієї рідини за дуже малий проміжок часу. Гідроудари надзвичайно небезпечні і для іншого гідрообладнання, що працює під тиском, крім насосів. Розглянемо гідроудар в частково заповненою горизонтальній трубі. Припустимо, що горизонтальна труба рівномірно по всій довжині заповнена на деяку висоту нерухомою рідиною. Коли така труба раптом починає заповнюватися додатковим потоком рідини, цей потік «мне» ту рідину, що вже була в трубі. Однак, поки в трубі є вільне місце, ця рідина не робить жорсткого опору, а «підпорядковується», під дією напору потоку підвищуючи свій рівень та набирає швидкість в напрямку потоку, який заповнює. І тільки коли вільного місця в трубі не залишається, опір стає жорстким і відбувається гідроудар. При будь-якій зміні витрати рідини в трубопроводах виникають хвилі надмірного тиску. При швидкому характері зміни хвильових тисків скачки тиску можуть виявитися вельми небезпечними і привести до повного руйнування обладнання. Скачки тиску зазвичай виникають при наступних обставинах: закриття автоматичних клапанів аварійної зупинки системи; швидке закриття (відкриття) засувки з ручним і механічним приводом; швидке закриття зворотних клапанів; швидкий запуск або зупинка насосів.

В даний час існує безліч способів попередження гідравлічного удару і захисту від нього обладнання водовідливних установок, які можна розділити на дві групи:

1. Система водовідливу не допускає зростання амплітуди тиску вище встановленої за рахунок плавного зниження швидкості руху рідини в трубопроводі; подачі повітря в потік рідини перед зупинкою агрегату; подачі рідини в систему для попередження утворення зони зниженого тиску;

2. Гідроудар виникає, але водовідливні установка захищена від підвищень тиску за допомогою спеціальних пристроїв, що сприймають і гасять енергію удару. Приклади таких пристроїв: зворотні клапани, секціонування по довжині трубопроводу; зворотні клапани – гідравлічні діоди; гасителі гідроудару; повітряно-гідравлічні ковпаки; гідравлічні запобіжні системи впуску в трубопровід води під тиском і т.д.

Розглянемо класифікацію способів захисту та охарактеризуємо кожен з цих способів.

1. Збільшення міцності. Збільшення міцності трубопроводу досягається за рахунок збільшення товщини стінки трубопроводу, посилюються також опори трубопроводу для запобігання їх можливих коливань.

2. Управління швидкістю вибігання електричним шляхом – застосування громіздкого і дорогого електроустаткування. Це робить даний спосіб не економічним.

3. Застосування додаткового маховика. Відомо, що збільшення інерції ротора насосного агрегату призводить до зменшення швидкості уповільнення потоку при відключенні насоса, і це зумовлює зменшення гідравлічного удару. Можливість же застосування маховиків для попередження виникнення в шахтних водовідливних установках небезпечних коливань тиску при відключенні насосів, практично не вивчалася. Досить було заявити, що істотне збільшення моменту інерції ротора насосного агрегату призведе до збільшення тривалості пускового режиму, перегріву двигуна, зниження терміну його служби і т.д. У цих умовах представляється доцільним для захисту від гідроударів насосних установок застосувати маховик зі змінним моментом

інерції – мінімальним при пуску, плавно наростаючому в робочому режимі і максимальним при зупинці ротора.

4. Автоматичні гасителі гідравлічного удару. Гасителі гідравлічних ударів бувають прямого і непрямого дії. Перші характеризуються тим, що переміщення виконавчого елемента – зливного клапана здійснюється безпосередньо вимірювальним пристроєм. У гасителі непрямої дії ця операція реалізується допоміжним приводом, що використовує енергію підсилювача. У гасителя прямої дії запірний орган є елементом, що реагує на гідроудар. Це з одного боку дозволяє швидко реагувати на виникнення гідроудару, з іншого – може виконувати злив води, що відкачується, для зменшення наслідків гідроудару. Але таке суміщення функцій приводить до недостатності ущільнюючих зусиль або порогу спрацювання на гідроудар.

Немає зазначених недоліків в пристроях непрямої дії, які містять ланку посилення, яке включене між вимірювальним і виконавчим (запірним) органом. Відомі конструкції гасителів гідравлічних ударів непрямої дії містять вимірювальний елемент, виконаний у вигляді пружинного клапана, важільно-поршневої системи, електромагнітного клапана, що впливає на керуючий елемент, який частіше за все у вигляді клапанної пари. Керуючий елемент сполучає порожнину гідросистеми або з атмосферою, або з напірної магістраллю і тим самим відкривається або закривається запірним органом гасителя. Оскільки площа прохідного перетину гідросистеми може бути значно більше площі зливного клапана, обмежень для ущільнюючої сили практично немає. Треба тільки надійно закривати керуючий клапан. Таким чином, більш доцільним способом захисту водовідливу від гідроударів слід вважати скидання частини води за допомогою гасителів гідравлічних ударів непрямої дії. Частіше захист від гідроудару виконується скиданням частини води, що відкачується.

5. Керовані зворотні клапани. Вони забезпечують повільному закриттю запірного органу, що запобігає скачкам швидкості. Недоліком даних пристроїв

є негативний вплив на насос і неможливість його застосування в установках зі зворотним клапаном на трубопроводі, що всмоктує.

6. Закриття засувки. Плавне закриття засувки знижує величину гідравлічного удару. Застосування засувки на виході з насоса забезпечує попередження коливального процесу в трубопроводі тільки в разі планових змін режимів роботи.

7. Секціонування напірного трубопроводу зворотними клапанами. На напірному трубопроводі встановлюються кілька зворотних клапанів однакової конструкції. В результаті можна скоротити ударний тиск у першого зворотного клапана. Недоліки: складність монтажу і труднощі обслуговування системи і неможливість гарантувати послідовне спрацювання клапанів.

8. Запобіжні системи впуску води в трубопровід і повітряні ковпаки. Гідравлічна система впуску складається з незалежного і постійного джерел високого тиску (протипожежний трубопровід, резервуар, заповнений водою з вищого горизонту), пов'язаних з напірним трубопроводом через спеціальний клапан. При зниженні тиску на першому етапі гідроудару клапан відкривається, вода надходить в напірний трубопровід і запобігає утворенню хвилі підвищеного тиску.

Застосування повітряно-гідравлічних ковпаків в якості засобів боротьби з гідравлічними ударами набуло широкого поширення в інженерній гідравліці, і особливо, в системах гідротранспорту, де клапанні пристрої надійно працювати не можуть у зв'язку з наявністю в потоці твердої фракції. Ковпаки відрізняються простотою конструкцією і надійністю (при відповідності обсягу стисненого повітря параметрам гідросистеми) захистом від коливань тиску, в тому числі і високочастотних.

9. Подача повітря в систему. Один з основних факторів, що визначають ударний тиск – швидкість поширення хвилі. Її можна зменшити, знизивши пружність рідини за рахунок додавання в неї повітря. Перед зупинкою насоса повітря впускають через отвір для крана в лінії всмоктування. Але при цьому

для виключення несприятливих факторів, які супроводжують надходження повітря в насос і його просування в каналах (зростання рівня вібрації, порушення роботи врівноважує пристрої, механічний контакт елементів робочих коліс з корпусними деталями), має бути забезпечено раціональне управління тривалістю впуску повітря і його обсягом.

10. Зменшення швидкості руху води в трубопроводі. Динамічна складова тиску гідроудару пропорційна швидкості руху води, отже, зниження швидкості потоку викликає і пропорційне зменшення його амплітуди. Цей спосіб реалізується включенням в напірну лінію установки додаткового резервного трубопроводу. При роботі насоса на два напірних трубопроводу однакового діаметра замість одного (з урахуванням зміни подачі насоса) швидкість потоку і динамічний тиск гідроудару зменшуються в 1.7-1.9 рази. Можливо також використання резервного ставу як переливної колони. Для цього потрібне спеціальне з'єднання трубопроводів.

11. Зворотний клапан з гідравлічними діодами. На напірному трубопроводі встановлюються два типи зворотних клапанів: основний – на виході насоса і проміжний – по довжині трубопроводу. Проміжний в порівнянні з основним конструктивно відрізняється: запірний орган (тарілка з вертикальним штоком, поворотний диск) має в залежності від діаметра трубопроводу, витрати води в ньому і висоти водопідйому наскрізний отвір діаметром 15-50 мм або має бай пас, аналогічний гідравлічному опору. Завдяки частковому скидання рідини при закритті клапана значно зменшується динамічна складова тиску гідроудару і скорочується час перехідного процесу при відключенні насоса. Недоліки ті ж, що і для напірного трубопроводу, секціонування клапанами по довжині.

Отже, поряд зі стандартним застосуванням зворотних клапанів для достатньо ефективного гасіння гідравлічного удару як у часі так і за величиною тиску завдяки частковому скиданню води, що відкачується, пропонується пристрій ГД2-250/100 прямої дії. Він працює за принципом скидання частини

води, що транспортується, та переміщення виконавчого елемента – зливного клапана здійснюється безпосередньо вимірювальним пристроєм. Його технічні характеристики:

- умовний тиск $P_y = 10 \text{ МПа}$;
- тиск, що гаситься, $P_p = 32 \text{ МПа}$;
- кількість клапанів скиду – 4 шт.;
- робоче положення – горизонтальне;
- монтажна довжина – 1000мм;
- маса – 350 кг.

5 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

Головні водовідливні установки повинні мати водозбірники, що складаються з двох і більше виробок.

Об'єм ємностей головного водовідливу повинен вміщувати не менше ніж чотирьохгодинний приплив шахти.

Насосна камера головного водовідливу мати сполучення:

з клітьовим стволом – похилим хідником, який з'єднується зі стволом в місці нижчим 7м від рівня підлоги насосної камери;

з приствольним подвір'ям – за допомогою хідника з герметичними дверима;

з водозбірником – за допомогою пристрою для регулювати припливу води з функцією герметизації.

Кількість напірних трубопроводів головної водовідливної установки необхідна не менше двох, причому один з них буде резервним. При трьох робочих трубопроводах один також повинний бути резервним, а при кількості трубопроводів більше трьох – два резервних. Комутація напірних трубопроводів у насосній камері повинна забезпечувати відкачку добової притоки при ремонті будь-якого їхнього елемента.

Забороняється прокладка в стволах шахт трубопроводів високого тиску понад 6,4 МПа проти торцевих сторін кліті.

Напірні трубопроводи головного водовідливу після виконання монтажних робіт та через кожні 10 років роботи повинні піддаватися гідравлічному іспиту на тиск, що складає 1,25 робочого.

При експлуатації гідравлічних систем і устаткування з масляним заповненням, повинні застосовуватися міри, які виключають витік олії.

Всі водовідливні установки повинні оглядатися щодоби особами, призначеними головним механіком шахти.

Насоси головного водовідливу разом з їх устаткуванням установка повинні оглядатися як мінімум один раз на тиждень старшим механіком та один раз на два тижні — головним механіком гірничого підприємства з одночасним фіксуванням результатів огляду.

Один раз на рік або частіше необхідно проводити ревізію та наладку устаткування головного водовідливу спеціалізованою організацією. Акт ревізії і наладки повинний затверджуватися головним механіком гірничого підприємства.

ВИСНОВОК

В роботі була розрахована можливість застосування одноступеневої схеми головного водовідливу горизонту 986м. В якості насосів запропоновано тип ЦНС 180-1050, який буде працювати на приток. Це дозволить усунути перехідні режими (пуск, гальмування), що підвищує експлуатаційну надійність головного водовідливу. Особливістю конструкції робочого колеса високонапірного насоса ЦНС 180-1050 є інноваційна конструкція лопатевої решітки. Спеціально розроблені для створення високого тиску S-образні лопаті робочого колеса ефективно перетворюють механічну енергію обертання ротора насоса в гідравлічну енергію потоку рідини, що дозволяє розвивати тиск насоса значно вище, ніж при використанні проточних частин насосів традиційної конструктивної схеми. Крім того, розширення лопатей по ходу руху рідини дозволяє продовжити ресурс роботи робочого колеса в умовах перекачування агресивних середовищ (в тому числі технічна вода з механічними домішками), оскільки окружна швидкість потоку в області поблизу виходу з нього значно вище, ніж в області біля входу. У зв'язку з цим, таке конструктивне рішення дозволяє продовжити ресурс роботи робочого колеса в результаті досягнення більш рівномірного зносу його лопатевої решітки при перекачуванні агресивних середовищ. В якості пускозахисної апаратури пропонується високовольтний пристрій плавного пуску HRVS-DN140 напругою 6600В та максимальною потужністю двигуна 1340кВт. Це дозволить зменшити ймовірність гідроудару особливо при зупинці насосу. Для автоматичного дистанційного та місцевого керування водовідливною установкою пропонується апаратура автоматизації з автоматичним керуванням засувками ААВ-3А У5.

Отже, запропоновані заходи дозволять здійснювати експлуатацію обладнання головного водовідливу горизонту 986м тривалий час з підвищеною

енергоефективністю, забезпечить високу безпеку праці. Робота насосної установки на приток, регулювання режиму роботи тиристорним перетворювачем забезпечить максимальний ККД роботи водовідливної установки. Так, зниження ККД насосної установки внаслідок зміщення робочого режиму від оптимального значення лише на 5% викликає добове надлишкове споживання електроенергії біля 810 кВт×год. Ефективне чищення попереднього відстійника усуне можливі несправності насосу внаслідок потрапляння твердих часток крупністю більше ніж 0,1мм до робочих коліс.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов В. М. Водоотливные установки: [справочное пособие] / В. М. Попов – М.: Недра, 1990. – 254 с.
2. Гейер В. Г., Тимошенко Г. М. Шахтные вентиляторные и водоотливные установки: Учебник для вузов – М.: Недра, 1987. – 270 с.
3. Дмитриев Г. П. Напорные гидротранспортные системы: [справочное пособие] / Г. П. Дмитриев, Л. И. Махарадзе, Т. Ш. Гочиташвили. – М.: Недра, 1991. – 304 с.
4. Картавий М.Г., Топорков А.А. Шахтні стаціонарні установки. - М.: Недра, 1978. - 263с.
5. Лезнов Б.С. Энергозбереження і регульований привод у насосних установках. - М.: ИК «Ягобра» Биоинформсервис, 1998. - 285с.
6. Методические указания к проектированию шахтных водоотливных установок / Сост.: О.С.Малыгин, В.Б.Малеев. – Донецк: ДПИ, 1988. – 44 с.
7. Справочник механика угольной шахты / А.И. Пархоменко, В.И. Остапенко, И.М. Митько и др. М.: Недра, 1985. – 448 с.
8. Шиповский И.А. Эксплуатация и ремонт оборудования шахт: Учебное пособие для вузов. – М.: недра, 1987. – 215 с.: ил.
9. Охрана труда: Учебник для вузов / К.З.Ушаков, Б.Ф.Кирич, Н.В.Ножкин и др. Под ред. К.З.Ушакова. – М.: Недра, 1986. – 624 с.
10. Правила безпеки у вугільних шахтах ДНАОП 1.1.30-1.01-96. – Київ, 1996. – 424 с.