

Студентська наукова робота

на тему

"Перспективи використання вільновихрових
насосів для механізації робіт на тваринницьких
комплексах"

Зміст

Вступ	2
1 Актуальність теми	6
2 Постановка завдання і вибір об'єкта досліджень	8
3 Опис гідравлічного стенду та експериментального насосу	10
4 Дослідження впливу геометричних параметрів робочого колеса ВВН на його характеристики	12
4.1 Вплив числа лопаток р.к. на характеристики ВВН	12
4.2 Вплив товщини лопатки р.к. на характеристики ВВН	13
4.3 Вплив ширини лопатки р.к. на характеристики ВВН	14
4.4 Вплив кута установки лопатки робочого колеса в плані на характеристики ВВН	15
4.5 Висновки	16
5 Проектування насосів	18
5.1 Опис конструкції насосу КрС 60-30	18
5.2 Опис конструкції насосу НСЭ – 150	19
Список літератури	21

Вступ

Розвиток сільського господарства вимагає впровадження механізації виробничих процесів у галузі тваринництва. Застосовувані в даний час відцентрові насоси для систем роздачі кормів на тваринницьких фермах мають суттєві недоліки: закупорювання каналів робочого колеса перекачуємим продуктом, значне число зупинок насоса для очищення корпусу, низька довговічність, внаслідок швидкого зносу передніх ущільнень робочого колеса.

Крім того, при перекачуванні рідин з великими і довговолокнистими включеннями, в конструкції насосів передбачаються спеціальні люки для очищення і збільшуються розміри робочого колеса. Всі ці заходи дозволяють підвищити надійність і зносостійкість відцентрових насосів СМ для гідротранспорту різних продуктів. Але одночасно з цим широкі водопровідні канали з спрощеною формою лопатей робочого колеса і відвідних пристроїв знижують к.к.д. насоса, а часте забивання каналів волокнистими включеннями призводить до простою обладнання та додаткових витрат на сбирання та розбирання насосів.

Одним з можливих шляхів підвищення економічності і довговічності насосів при перекачуванні різних забруднених рідин є перехід на використання насосів вільновихрового типу (рис. 1). Вони відрізняються від звичайних відцентрових насосів схемою проточної частини. Завдяки наявності вільної камери перед робочим колесом вільновихрові насоси (ВВН) не мають перерахованих вище недоліків відцентрових насосів і можуть застосовуватися при гідротранспорті різних матеріалів, забезпечуючи практично незмінні параметри під час експлуатації.

Насоси ВВН широко застосовуються для гідротранспорту сільськогосподарських продуктів - цукрових буряків, картоплі, фруктів; в сільському господарстві для подачі кормів, органічних речовин, а також для перекачування фекальних, стічних вод, різних суспензій та інших забруднених рідин.

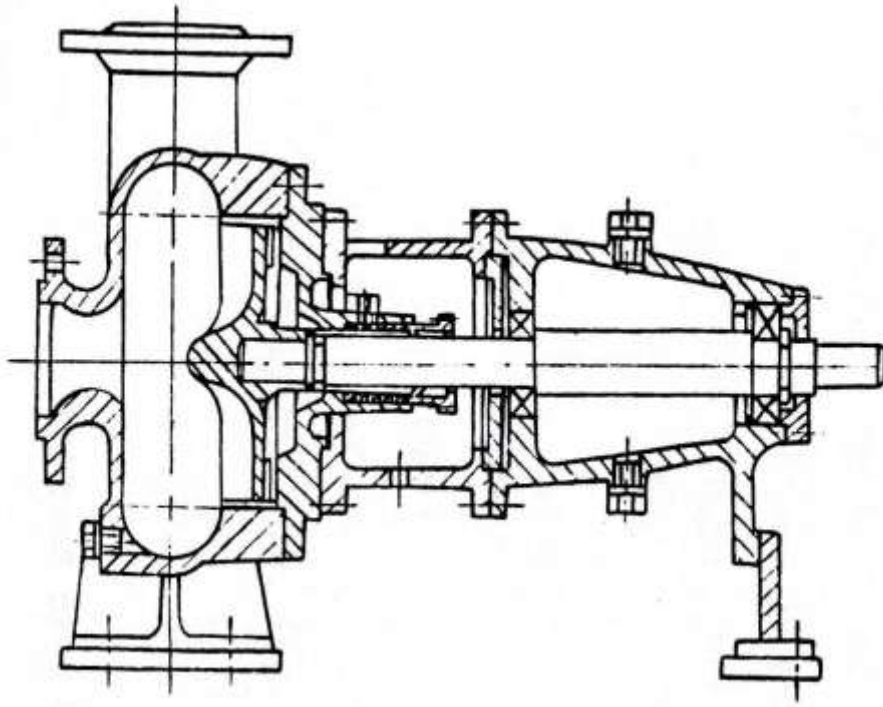


Рисунок 1 - Вільновихровий насос типу Туро

ВВН мають просту і зручну в експлуатації конструкцію, їх робоче колесо розташоване в ніші корпусу і між ним та корпусом є вільний простір. У цих насосах немає передніх ущільнень, отже, відсутні пов'язані з ними проблеми (зношування, засмічення, промивка).

Крім того, більш проста форма проточної частини ВВН знижує металоємність насоса, полегшує його складання, створює більш сприятливі умови для високого ступеня уніфікації. Конструктивне виконання робочих органів дозволяє з невеликими витратами проводити ремонт і виготовлення запасних частин на місці експлуатації.

Вільновихрові насоси мають велику висоту всмоктування, мало схильні до кавітації, спокійно працюють при подачі водно-повітряної суміші.

Основним недоліком ВВН є їх порівняно низька економічність, яка залежно від конструктивного типу і розмірів насоса становить 35-58%. Проте, при оцінці експлуатаційних якостей насосів для гідротранспорту першорядне значення набувають такі показники, як надійність і зносостійкість, а величина к.к.д. в насосах для гідротранспорту твердих матеріалів стає другорядним

показником. Таким чином, застосування ВВН для перекачування гідросумішей доцільно та економічно виправдано.

Результати численних досліджень показали, що найбільш прийнятною конструкцією для перекачування рідин з твердими та волокнистими включеннями є конструктивна схема Туро (рис.2). К.к.д. серійно випускаємих за кордоном насосів Туро складає в середньому 45-54%.

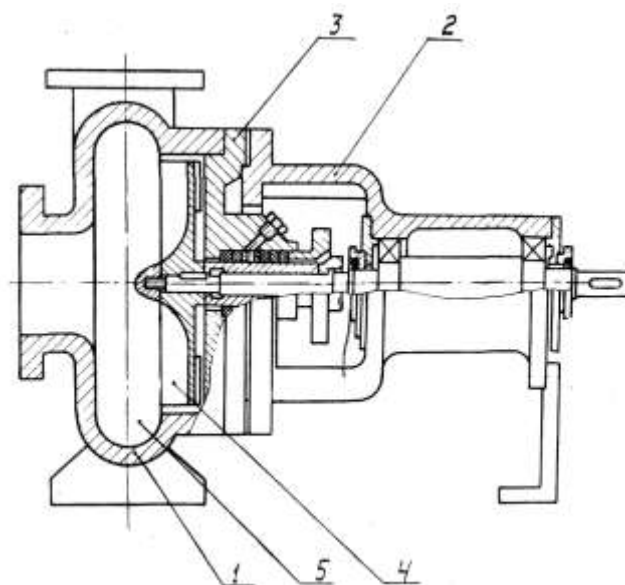


Рисунок 2 - Вільновихровий насос типу Туро: 1 - корпус, 2 - вузол опорного кронштейна, 3 - корпус ущільнення, 4 - робоче колесо, 5 - вільно-вихрова камера

1 Актуальність теми

Переваги використання ВВН для перекачування забруднених рідин, зокрема кормових мас, розкриті в вступі. До основних з них можна віднести: меншу чутливість до закупорювання продуктами які перекачуються, мінімальне пошкодження, надійність роботи при гідротранспорті рідин з волокнистими включеннями.

При оцінці експлуатаційних якостей ВВН у зв'язку з подорожчанням електроенергії важливе значення, крім надійності і зносостійкості, набуває рівень к.к.д. насоса. Тому при розробці нових конструкцій ВВН необхідно шукати шляхи підвищення їх економічності, тому що підвищення к.к.д. ВВН навіть на 1% дає економію витрат на електроенергію.

До теперішнього часу накопичилася значна інформація по дослідженню ВВН, яка показала, що к.к.д. насоса визначається в основному геометричними співвідношеннями робочого колеса.

Відшукування шляхів підвищення економічності ВВН за рахунок вдосконалення геометрії його робочого колеса присвячена ця робота.

Дослідженню робочого процесу ВВН присвячений ряд робіт [1-7], за результатами яких були запропоновані методики вибору розмірів проточної частини насоса, які забезпечили б необхідні параметри його роботи. Дослідження показали, що енергетичні якості насоса (напір і к.к.д.) визначаються геометричними співвідношеннями р.к.

До цього часу накопичилася значна інформація з дослідження впливу геометрії р.к. насоса типу Туро на його характеристики. Аналіз раніше проведених досліджень показує, що основними факторами, що впливають на характеристики насоса, є: відносна ширина лопатки р.к. $\bar{b} = b / D_2$, число лопаток Z і відносна товщина лопатки р.к. $\bar{\delta} = \delta / D_2$, где D_2 - зовнішній діаметр Р.К. Однак, наявні в літературі рекомендації щодо вибору оптимальних значень цих параметрів відрізняються значним інтервалом.

Так, Рючі [2] рекомендує ширину лопатки b вибирати залежно від вхідного діаметра насоса D_0 і вважає, що $b_{OPT} = (0.25 - 0.3)D_0$. Еггер [3] вважає оптимальною величину $\bar{b}_{OPT} = 0.14$, але вона обмежена вузькою областю досліджень ($\bar{b} = 0.126 - 0.167$). Рокіта [4] розширив діапазон досліджень до $\bar{b} = 0.095 - 0.210$, проте оптимальне значення \bar{b} не виділив. Автори роботи [5] рекомендують оптимальним значення $\bar{b}_{OPT} = 0.2$. В роботі [6] було отримано оптимальне значення $\bar{b} = 0.25$.

Рекомендації по вибору числа лопаток Z р.к. отримані експериментально за умови максимального напору і к.к.д. Дані Рокіта [4] ($Z_{OPT} = 10$) відрізняються від рекомендацій Еггера [3] ($Z_{OPT} = 12$) і Рючі [2] ($Z_{OPT} = 9$), а також Грабова ($Z_{OPT} = 8$).

Що стосується впливу товщини лопатки δ , в роботі [3] лише згадується, що зменшення цього параметра призводить до зростання напору і к.к.д. насоса.

У зв'язку з цим, метою даної роботи є пошук такого поєднання геометричних параметрів р.к. ВВН типу Туро, при якому ККД насоса досягає максимуму.

2 Постановка завдання і вибір об'єкта досліджень

Узагальнюючи наведений аналіз літературних відомостей, можна зробити висновок, що головним завданням дослідження є створення високоекономічної проточної частини проектованого насоса, що полягає у виборі такого поєднання геометричних параметрів р.к. ВВН типу Туро, при якому ККД насоса досягає максимуму. З цією метою необхідно:

- провести розрахункове дослідження основних геометричних параметрів р.к. типу Туро ($\beta_{2y} = 90^\circ$) на характеристики ВВН і зіставити його з експериментальними даними;
- встановити оптимальні співвідношення основних геометричних параметрів р.к. \bar{b}_2 , z і $\bar{\delta}$, що забезпечують найбільш високий к.к.д. насоса;
- провести аналіз досліджень з впливу кута виходу лопатки робочого колеса в плані на к.к.д. насоса і встановити його оптимальну величину.

Для досягнення поставленої мети в якості об'єкта досліджень був прийнятий вільновихрові насос Туро, який має такі параметри: подача $Q = 60 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 20 \text{ м}$. Експериментальний насос за аналогією з проектованим має кільцевої відвід, його розміри були розраховані за рекомендаціями роботи [8] і становили: $B = 65 \text{ мм}$; $D_0 = 80 \text{ мм}$; $D_{\text{вих}} = 65 \text{ мм}$.

Базовим було прийнято робоче колесо з розмірами: $D_2 = 0,175 \text{ м}$; $\bar{b} = 0,143$; $z = 10$; $\bar{\delta} = 0,023$; $\beta_{2y} = 90^\circ$.

Досліджені варіанти робочих коліс розрізнялися числом лопаток ($Z = 6, 8, 9, 10, 12$), різної величини товщини лопатки ($\bar{\delta} = 0,011; 0,023; 0,034; 0,045$) і шириною лопатки ($\bar{b}_2 = 0,114; 0,143; 0,200; 0,228; 0,286$).

Схема проточної частини експериментального насоса наведена на рис. 3.

При дослідженнях розміри вільної камери і патрубків залишалися незмінними.

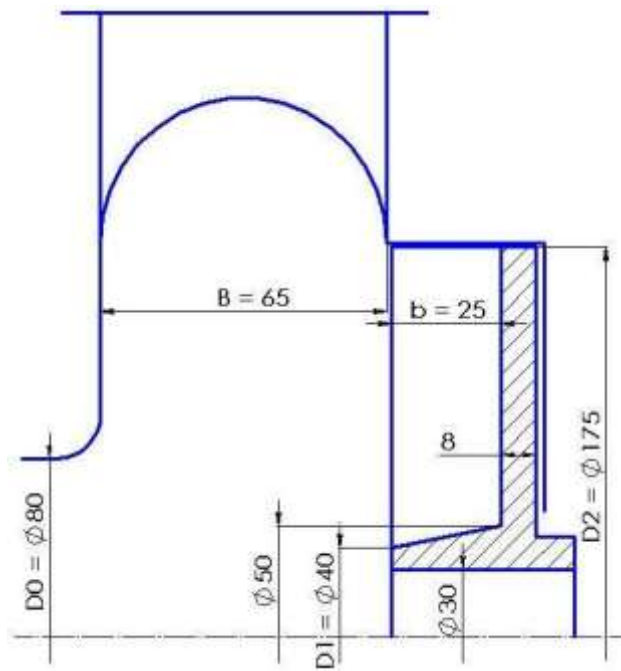
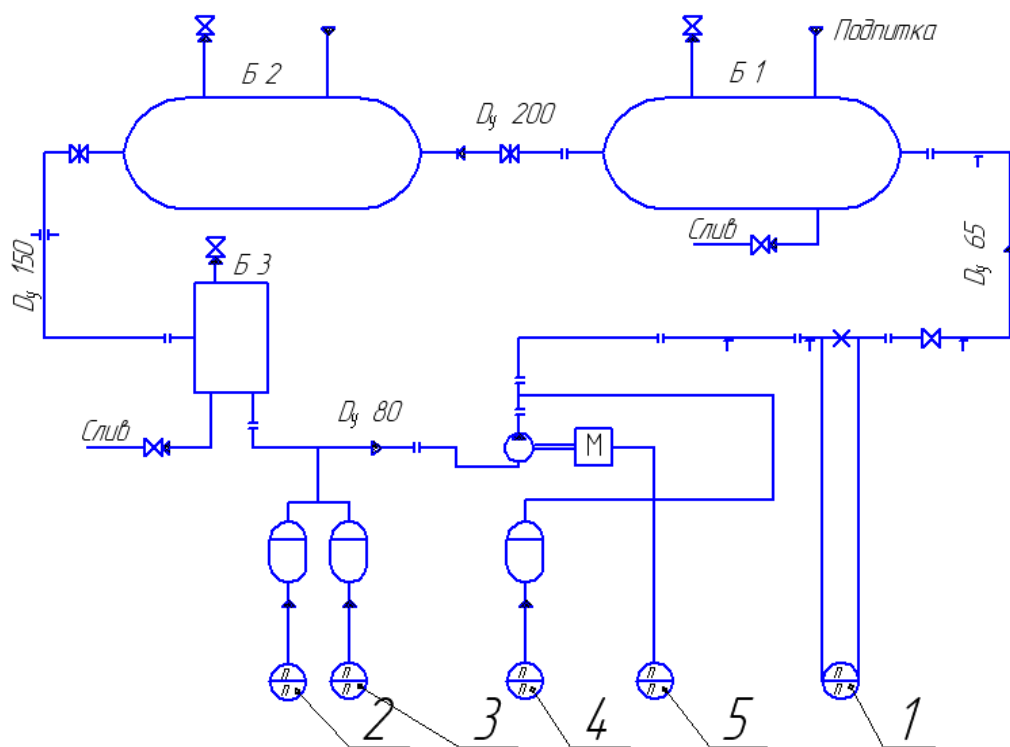


Рисунок 3 - Экспериментальный ВВН

3 Опис гідравлічного стенду та експериментального насоса

Дослідження проводилося на гідравлічному стенді кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ. Принципова гідравлічна схема стенда представлена на рис. 4. Стенд працював по замкнутому контуру. До основне обладнання його входили баки Б1 і Б2 ємністю 6 м³ та 25 м³, з'єднані між собою трубопроводом Ду200, бак - прискорювач Б3 ємністю 0,25 м³, підвідний трубопровід діаметром 0,08 мм, напірний трубопровід



Поз.	Параметр	Діапазон вимірювань	Вимірювальний прилад
1	Подача, м ³ /ч	0...90	Дифманометр ДТ-50
2	Тиск на вході, P ₁ кг/см ²	0...1	Манометр Г90
3	Тиск на вході, P ₁ кг/см ²	-1...0	Вакуумметр ВО
4	Тиск на вході, P ₂ кг/см ²	0...4	Манометр Г90
5	Частота обертання, об/хв	0...3000	

Рисунок 4 - Гідравлічна схема стенду

діаметром 0,065 м, експериментальний насос, мотор-ваги постійного струму потужністю 11кВт і частотою обертання 0 ... 3000 об / хв, витратомірне сопло з дифманометром ДТ50.

Стенд був обладнаний системою підживлення, його заповнення виконувалось технічною водою. Експериментальний насос представляв собою насос консольного типу з осьовим підведенням. Корпус насоса з криволінійним вихідним патрубком кріпився шпильками до кронштейна. До корпусу приєднувалися кришка, виконана заодно з вхідним патрубком. Робоче колесо було посаджено на консолі валу і знаходилося в поглибленні корпусу. Відведення насоса - спіральний з постійною шириною вільної камери. Вал насоса ущільнювався сальником. Опорами валу служили підшипники кочення з кільцевим змащенням. При випробуваннях зазор між робочим колесом і задньою кришкою корпусу витримувався постійним і забезпечувався за допомогою змінних дисків.

Конструкція насоса дозволяла швидко і зручно робити заміну досліджуваних робочих коліс.

4 Дослідження впливу геометричних параметрів робочого колеса ВВН на його характеристики

При пошуку оптимального поєднання геометричних параметрів р.к. в якості базового було вибрано колесо, розглянуте в попередньому підрозділі. Розміри вільної камери і патрубків залишалися незмінними.

Вплив основних геометричних параметрів р.к. на характеристики насоса проілюстровано на рис. 5 - 7.

4.1 Вплив числа лопаток р.к. на характеристики ВВН

Як показано на рис. 5, найбільш високий к.к.д. забезпечує р.к. з числом лопаток 10. Цей результат відповідає рекомендаціям роботи [4]. При подальшому збільшенні числа лопаток напір насоса незначно збільшується, але к.к.д. злегка знижується. Подача насоса, при якій досягається оптимальне значення к.к.д., від числа лопаток практично не залежить. Цей же висновок раніше був зроблений в роботі [4].

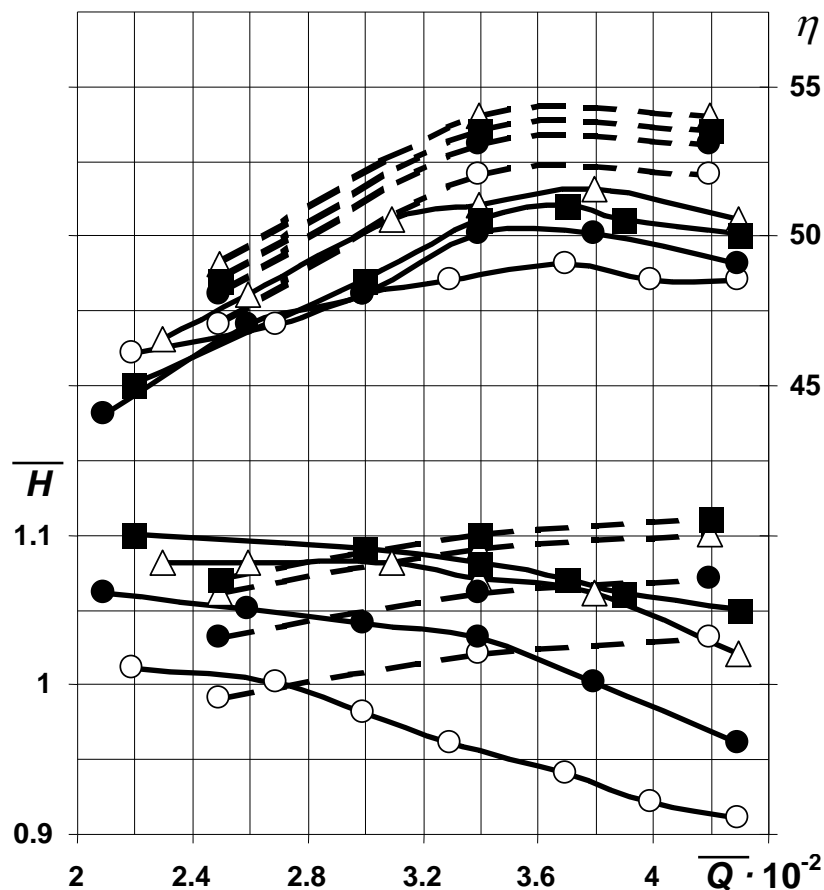


Рисунок 5 - Вплив числа лопаток р.к. на характеристики ВВН:

○ – $Z = 6$; ● – $Z = 8$; △ – $Z = 10$; ■ – $Z = 12$

4.2 Вплив товщини лопатки р.к. на характеристики ВВН

Згідно рис. 6, стисненню потоку лопатками істотно впливає на тиск і к.к.д. насоса. Так, зменшення к.к.д. при зміні товщини лопатки від $\bar{\delta} = 0.045$ до $\bar{\delta} = 0.011$ становить майже 3%, коефіцієнта напору - 10% (згідно з розрахунком - 6%). Максимальні значення к.к.д. становить 53% і напору насосу 1.1, отримані при найменшій з досліджених товщин. Оптимальна подача насоса від товщини лопаток практично не залежить.

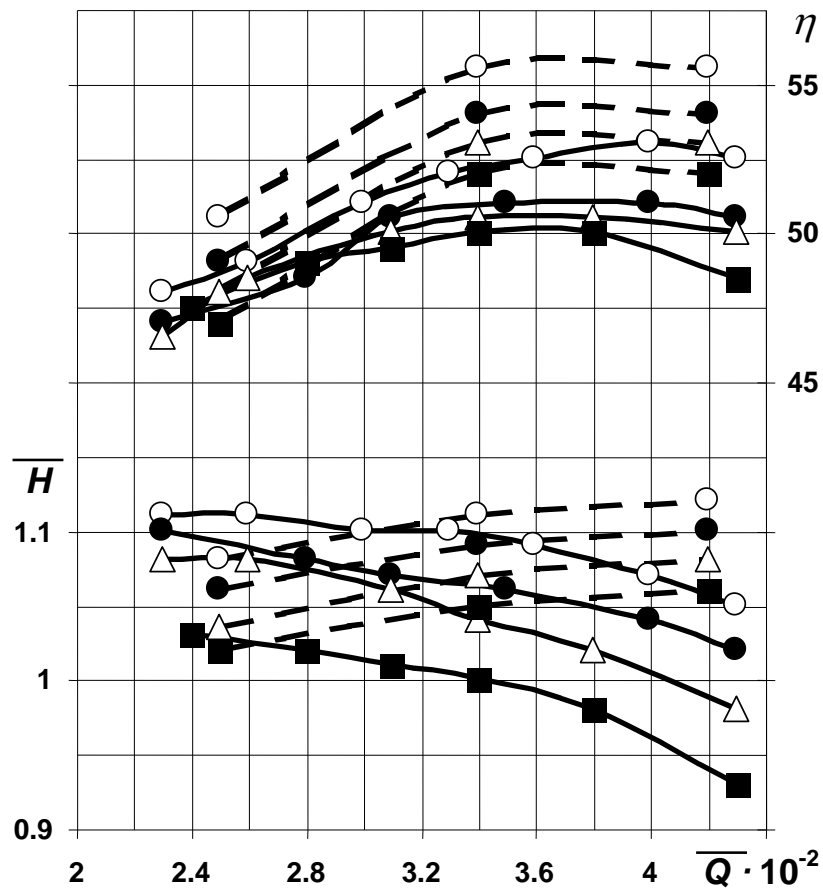


Рисунок 6 - Вплив товщини лопатки р.к. на характеристики ВВН:

○ – $\bar{\delta} = 0.011$; ● – $\bar{\delta} = 0.023$; △ – $\bar{\delta} = 0.034$; ■ – $\bar{\delta} = 0.045$

4.3 Вплив ширини лопатки р.к. на характеристики ВВН

Згідно рис. 7, найбільш високі значення напору і к.к.д. досягаються при відносній ширині лопаток $\bar{b} = 0.2$, що узгоджується з результатом роботи [6]. Встановити наявність оптимуму по \bar{b} вдалося завдяки тому, що величини відносної ширини досліджувалися в більш широкому діапазоні, ніж у роботах [3, 4].

Існування оптимального значення можна пояснити тим, що в міру збільшення ширини лопаток зростає витрата рідини через р.к., тобто збільшується інтенсивність поздовжнього вихору, що веде до зростання напору насоса. Очевидно, що одночасно з цим підвищується опір поздовжньому вихору внаслідок збільшення поверхні тертя лопаток і появи зворотних течій в між лопатевих каналах р.к., що веде до зростання втрат та зниження напору

насоса. Починаючи з деякої величини \bar{b} , негативний ефект буде переважати. Ця ширина лопаток і буде оптимальною.

Оптимальна подача насоса при зміні ширини лопаток р.к. помітно не змінюється.

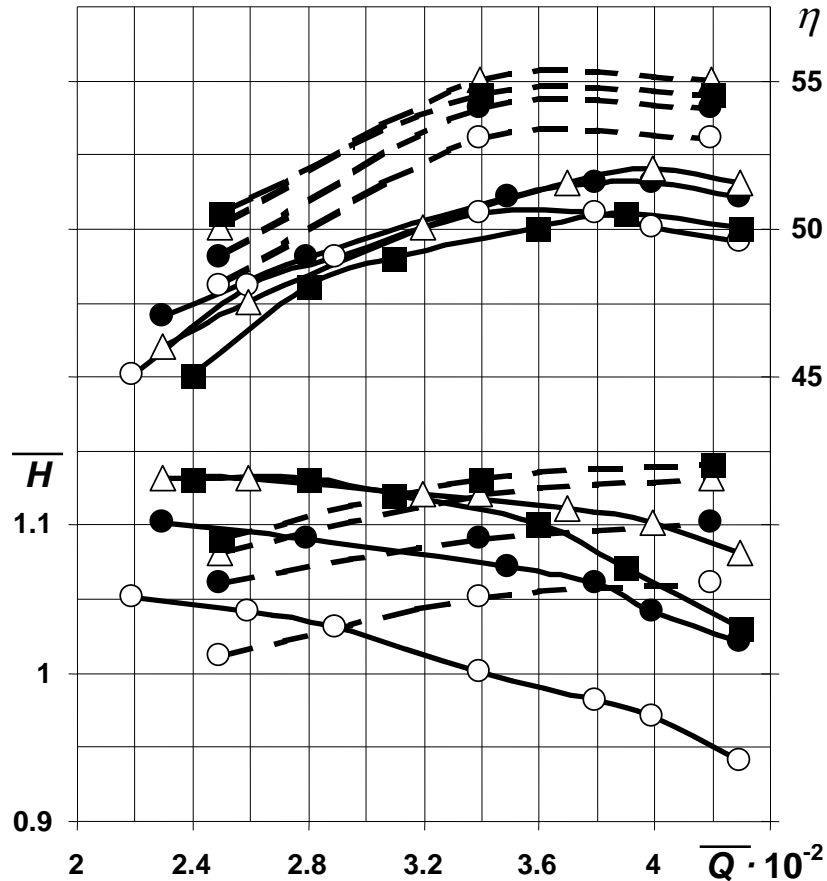


Рисунок 7 - Вплив ширини лопатки р.к. на характеристики ВВН:

\circ – $\bar{b} = 0.114$; \bullet – $\bar{b} = 0.143$; \triangle – $\bar{b} = 0.2$; \blacksquare – $\bar{b} = 0.286$

4.4 Вплив кута установки лопатки робочого колеса в плані на характеристики ВВН

З метою перевірки можливості зміни параметрів насоса шляхом зміни кута виходу р.к. в плані були проведені дослідження 3-х робочих коліс з $\beta_{2y} = 90^\circ$; $\beta_{2y} = 85^\circ$; $\beta_{2y} = 75^\circ$. Решта геометричних параметрів р.к. були аналогічні раніше дослідженим.

Вплив установки лопатки β_{2y} р.к. на характеристики показано на рис. 8.

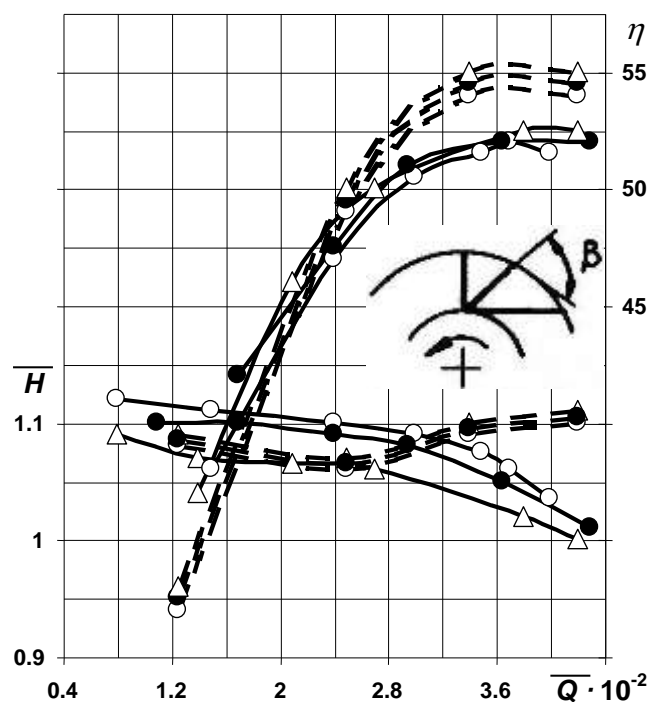


Рисунок 8 - Вплив кута установки лопатки р.к. на характеристики ВВН:

$$\triangle - \beta_{2y} = 75^\circ; \bullet - \beta_{2y} = 85^\circ; \circ - \beta_{2y} = 90^\circ$$

Як видно з малюнка, відповідно до експерименту при зменшенні кута β_{2y} з 90° до 75° напір насоса знижується приблизно на 4%.

Максимальне значення к.к.д. має р.к. з кутом виходу лопатки $\beta_{2y} = 75^\circ$ (відносно збільшення к.к.д. в порівнянні з р.к., даним кутом $\beta_{2y} = 90^\circ$, становить 2%). Збільшення к.к.д. насоса при зменшенні кута β_{2y} можна пояснити, очевидно, зменшенням втрат на вході в р.к. внаслідок кращої узгодженості кутів входячого до р.к. потоку і кута установки лопаті на вході до колеса.

4.5 Висновки

Результати оптимізації геометричних параметрів р.к. ВВН шляхом проведення експериментальних і розрахункових досліджень дозволяють зробити наступні висновки:

- досліджені геометричні параметри р.к. число лопаток z , товщина лопатки δ та її ширина на виході b_2 **роблять** основний вплив на к.к.д. ВВН і підтверджують раніше отримані дані [1-7];

- найкращі економічні показники мають р.к. з числом лопаток $z = 10$;

- максимальне значення к.к.д. в дослідженому діапазоні товщин лопаток має місце при відносній товщині $\bar{\delta} = 0,01-0,02$; однак при виборі товщини лопатки р.к. крім величини $\bar{\delta}$ необхідно враховувати число лопаток z , абразивність перекачуємого середовища і технологічні можливості лиття;

- визначальним фактором, що впливає на к.к.д. ВВН, є відносна ширина лопатки, оптимальна її величина $\bar{b}_2 = 0,2$;

- вибір вищевказаних оптимальних співвідношень геометричних параметрів $z, \bar{\delta}, \bar{b}_2$ дозволить забезпечити найвищий к.к.д. розроблюваного насоса.

5 Проектування насосів

На підставі проведених досліджень, для досягнення поставлених цілей були спроектовані насоси КрС 60-30 та вільновихровий насос НСЭ-150, з робочим колесом, розрахованим за вищенаведеними рекомендаціями.

5.1 Опис конструкції насоса КрС 60-30

Насос КрС 60-30 з параметрами: подача $Q = 60 \text{ м}^3 / \text{год}$; напір $H = 30 \text{ м}$ з вільновихровим робочим колесом призначений для перекачування рідких кормів, а також побутових і промислових забруднених рідин з щільністю до 1100 кг/м^3 , температурою до 90°C , з вмістом абразивних зважених частинок не більше 1% за об'ємом.

За матеріалом проточної частини насоси виготовляються з сірого чавуну. Насос розроблено на базі відцентрового варіанту насоса типу БМ. Насос одноступінчатий, консольний.

Конструкція насоса виконана відповідно до вимог міжнародного стандарту ISO 2858. Підвід насосу - осьовий, напірний патрубок виведений вертикально вгору. Відвід насосу кільцевого типу. Вибір його обумовлений тим, що він забезпечує пропуск великих включень і має рівномірну абразивну зносостійкість.

Насос складається з корпусу і вільновихрового робочого колеса, встановленого на валу за допомогою різьби. Корпус притягнутий до опорного кронштейна шпильками. Між торцями спірального корпусу та опорного кронштейна встановлено корпус ущільнення. У стику корпусу ущільнення встановлена ущільнююча прокладка.

Вал насоса обертається в підшипниках кочення. Ущільнення валу здійснюється сальником з м'якою набивкою. Для забезпечення надійної роботи сальникового ущільнення до корпусу ущільнення подається запірна рідина (технічна вода) під тиском, що становить $0,3 \text{ МПа}$. Витрата рідини становить 1% від подачі насоса.

Для зменшення осьової сили, що діє на підшипники вала, на задньому диску робочих коліс виконані радіальні відбійні лопатки (імпеллери). У зоні ущільнення валу щоб його вберігти від зношування встановлена захисна втулка, виконана з вуглецевої сталі 45.

Вали насоса та електродвигуна з'єднані пружною втулочно-пальцевою муфтою та проставком, що дозволяє при експлуатації демонтувати роторну частина насоса без демонтажу двигуна, корпусу, всмоктуючого і напірного трубопроводів. При цьому не потрібне подальше центрування валів насоса і двигуна.

5.2 Опис конструкції насоса НСЭ – 150

Насос призначений для перемішування та подрібнення великих домішок гною в навозозбірнику, перекачування гною по трубопроводу в прифермерське навозосховище і відвантаження гною в транспортні засоби (рис. 9), для гідротранспорту кормів та різних відходів у сільському господарстві; для перекачування побутових, фекальних і промислових стоків з вмістом твердих включень до 10% за об'ємом.

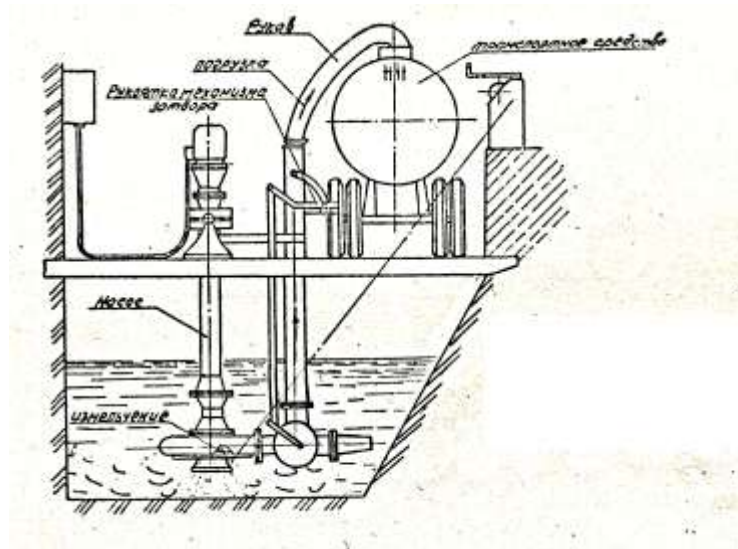


Рисунок 9 - Функціональна схема завантаження рідкого навозу

Насос може використовуватися на тваринницьких фермах і комплексах із безпідстільковим утриманням тварин і гідравлічним способом видалення гною, на спорудах біологічної очистки промислових побутових стоків, у каналізаційних системах. Насос може мати безпосередній контакт з агресивним середовищем. У перекачуємого середовища допускається наявність різних твердих включень розміром не більше 50-60мм.

Насос складається з (рис. 10): електроприводу - 1; корпусу насоса - 2; напірно-подаючого пристрою - 3; перемішуючого приладу - 4; затвору - 5; напірної труби - 6; механізму управління затвором - 8.

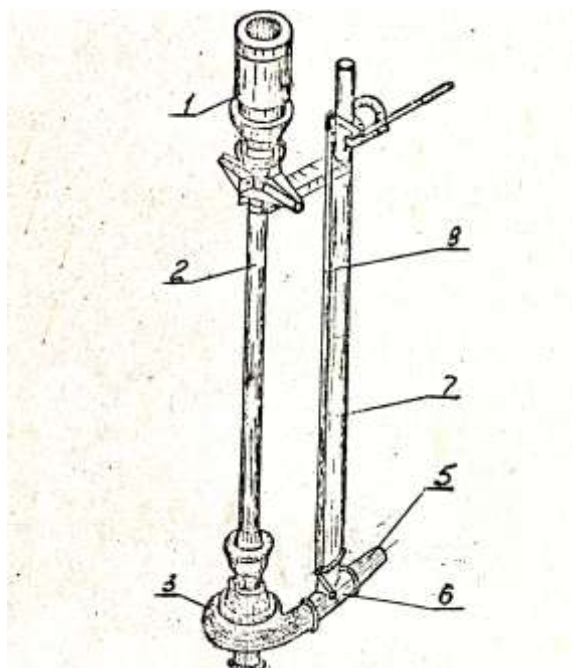


Рисунок 10 - Насос вільновихровий з електроприводом

Список літератури

1. Ковалев И.А. Свободновихревые насосы: Учеб. пособие/И.А. Ковалев, В.Ф. Герман. – К.: УМК ВО, 1990. – 60 с.
2. Rüttschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen/ K. Rüttschi // Bauzeitung, Schweiz: 1968. – Vol. 86. – No. 32 – P. 575-582.
3. Egger E. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleißende Fördergüter/ E. Egger // Pumpen und Verdichter-Informationen: 1967. – No. 2, 11 p.
4. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie/J. Rokita // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej, 1975. – No. 420. – P. 43-65.
5. Fitero J. Consideratii asupra pompelor cu rotor retras utilizabile in instalatiile de epnishment/ J. Fitero, F. Gynlai // Buletinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic “Traian Vura”. – Timisoara, Seria mecanica. – 1977. – P. 98-102.
6. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 1. Theoretical Analysis/ H. Ohba, Y. Nakashima, K. Shiramoto // Bulletin of the JSME, 1983. – Vol. 26. – No. 216. – P. 999-1006.
7. Корбутовский А.А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса/А.А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин, Сборник научных трудов, ВНИИГидромаш, 1977. – с. 40-52.
8. Корбутовский А.А. Определение параметров свободновихревого насоса/А.А. Корбутовский // ЦИНТИ-Химнефтемаш, Москва, Сер. ХМ-4, 1978. – № 2. – 8 с.