

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



Кафедра гірничої механіки

В.І. Самуся, Б.К. Діжевський, М.В. Холоменюк, Ю.О. Комісаров

Конспект лекцій з дисципліни

«ЕНЕРГОМЕХАНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ГІРНИЧОГО ВИРОБНИЦТВА»

для бакалаврів спеціальності 184 Гірництво

Дніпро
НТУ «ДП»
2021

Самуся В.І. Конспект лекцій з дисципліни «Енергомеханічні комплекси гірничого виробництва» для бакалаврів спеціальності 184 Гірництво / Самуся В.І., Діжевській Б.К., Холоменюк М.В., Комісаров Ю.О.: М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка» – Електрон. текст. дані – Дніпро: НТУ «ДП», 2021. – 171 с. – 1 електрон. опт. диск (CD-R)

Автори:

Самуся В.І., д-р техн. наук, проф.

Діжевський Б.К., доц.

Холоменюк М.В. канд. техн. наук, доц.

Комісаров Ю.О. ст.викл.

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

Викладено питання , які пов'язані з опануванням теоретичних та практичних знань з особливостей будови, призначення, експлуатації, розрахунку та визначення раціональних режимів роботи енергомеханічних комплексів гірничих підприємств.

Затверджено рішенням методичної комісії спеціальності 184 «Гірництво» (протокол № 6 від 22.06.2021 р.) за поданням кафедри гірничої механіки (протокол №4 від 10.06.2021 р.)

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	6
РОЗДІЛ 1. ШАХТНІ ПІДЙОМНІ УСТАНОВКИ.....	9
1.1. Загальні відомості про підйомні установки	9
1.2. Підйомні посудини.....	10
1.3. Вибір підйомної посудини.....	14
1.4. Підйомні канати.....	16
1.5. Розрахунок канатів	18
1.6. Копрові шківів і копри.....	24
1.7. Органи навивки канату.....	25
1.8. Розташування підйомної машини відносно ствола шахти.....	31
1.9. Кінематика підйомної установки	33
1.10. Динаміка підйомної установки	39
1.11. Потужність електродвигуна, витрата електричної енергії і ККД підйомної установки.....	44
РОЗДІЛ 2. НАСОСНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ.....	50
2.1. Загальні відомості про гідравлічні машини для переміщення рідини	50
2.1.1. Загальна будова установок для переміщення рідини	50
2.1.2. Види нагнітачів та основні їх параметри. Поняття про напірну характеристику нагнітача.....	53
2.1.3. Основне рівняння насосної (вентиляторної) установки	57
2.1.4. Характеристика зовнішньої мережі та параметри роботи установки	59
2.2. Зовнішня мережа насосних і вентиляторних установок.....	61
2.2.1. Зовнішня мережа насосної установки та рівняння її характеристики.....	61
2.2.2. Зовнішня мережа вентиляторної установки та рівняння її характеристики	66
2.3. Основні положення теорії лопатевих машин.....	71
2.3.1. Загальні відомості про лопатеві машини та принцип їх дії	71
2.3.2. Кінематика потоку в робочому колесі ідеальної відцентрової лопатевої машини	75
2.3.3. Основне рівняння відцентрової лопатевої машини.....	77
2.3.4. Подача та напірна характеристика ідеальної відцентрової лопатевої машини	79
2.3.5. Види робочих коліс відцентрової лопатевої машини	80
2.3.6. Вплив кількості лопатей у робочому колесі на роботу відцентрової лопатевої машини.....	83
2.3.7. Урахування втрат напору в проточній частині лопатевої машини.....	86

2.3.8. Втрати енергії при роботі відцентрової лопатевої машини та її коефіцієнт корисної дії	89
2.3.9. Допустима висота всмоктування. Кавітація у відцентрових насосах	91
2.4. Експлуатаційні розрахунки турбоустановок	100
2.4.1. Особливості роботи лопатевих машин на зовнішню мережу	100
2.4.2. Експлуатаційні характеристики лопатевої машини та порядок визначення параметрів її роботи	100
2.4.3. Характеристика ККД	101
2.4.4. Характеристика потужності	101
2.4.5. Кавітаційна характеристика	103
2.4.6. Номінальні параметри лопатевої машини та її робоча зона	105
2.4.7. Безрозмірні (типові) характеристики лопатевих машин	106
2.4.8. Закони подібності лопатевих машин	108
2.5. Насоси тертя	111
2.5.1. Струминні насоси	111
2.5.2. Газліфти	112
2.6. Об'ємні насоси	115
2.6.1. Загальні положення	115
2.6.2. Будова та принцип дії поршневого насоса	116
2.6.3. Класифікація поршневих насосів	117
2.6.4. Подача поршневого насоса і особливості його роботи сумісно приєднаними трубопроводами	120
2.6.5. Експлуатаційні характеристики та особливості роботи поршневих насосів	121
2.6.6. Експлуатаційні властивості поршневих насосів та область їх використання	123
2.6.7. Роторні насоси	124
2.7. Відцентрові та осьові вентилятори	128
2.7.1. Загальні положення	128
2.7.2. Будова та характеристики відцентрових вентиляторів	129
2.7.3. Будова та конструктивні особливості осьових вентиляторів	131
РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНА БУДОВА, ПРИНЦИП ДІЇ ШАХТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ УСТАНОВОК	134
3.1. Загальні положення	134
3.2. Будова та принцип дії поршневого компресора	135
3.3. Теоретичний процес поршневого компресора	137
3.4. Фактичний робочий процес поршневого компресора	142

3.5. Межі стискання газу в ступені поршневого компресора. Багатоступеневі компресори	146
3.6. Регулювання подачі поршневого компресора	149
3.6. Класифікація та експлуатаційні особливості поршневих компресорів	152
3.7. Ротаційні компресори.....	155
3.8. Гвинтові компресори.....	158
3.9. Водокільцеві компресори та вакуум-насоси.....	161
3.10. Відцентрові компресори та газодувки.....	163
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	170

ПЕРЕДМОВА

Виробничі процеси гірничих підприємств по добуванню та переробці корисних копалин забезпечуються конструктивно складним та різноманітним електромеханічним обладнанням.

В курсі «Енергомеханічні комплекси гірничого виробництва» вивчається комплекс машин і установок для видачі корисних копалини і породи на поверхню, доставки людей і вантажів по стволах, відкачування і видачі на поверхню води, для вентиляції гірничих виробок, виробництва і транспортування стиснутого повітря і кондиціонування рудникової атмосфери. Устаткування, що застосовується для цих процесів, як правило, не переміщається і часто встановлюється на одному місці на весь термін служби, і тому його називають стаціонарним.

Підйомна установка (див. рис. 1.1) призначена для транспортування по стволу шахти корисних копалин, людей і вантажів, складається з підйомних посудин 18, підйомних канатів 19, копрових шківів 20, копра 21 і підйомної машини 22.

Підйомна установка змінювалася і удосконалювалася від бадді до скіпів, від конопляного до металевого канату, від примітивних дерев'яних барабанів до біціліндроконічних барабанів і барабанів багатоканатного підйому, від м'язового приводу до електричного, від ручного управління до автоматичного.

Механічна частина підйомних установок виготовляється Новокраматорським машинобудівним заводом (НКМЗ) і раніше, Донецьким машинобудівним заводом (ДМЗ), а електрична – Харківським електромеханічним заводом (ХЕМЗ).

Водовідливна установка служить для відкачування води з шахти на поверхню. Розрізняють дільничну установку для відкачування води від ділянки або групи ділянок до рівня приствольного двору шахти і головну установку для видачі води з рівня приствольного двору на поверхню.

Насос 9 дільничної установки (див. рис. 1) транспортує воду по трубопроводу 10, прокладеному по ухилу шахти, на рівень приствольного двору. Далі по канавках вода надходить в водозбірник 11 головної установки, звідки вона одним з насосів 12 транспортується по трубопроводу 13 на поверхню. У глибоких шахтах воду іноді відкачують з нижнього горизонту на проміжний, а потім вже на поверхню. Вага води, що транспортується з шахти в 2 – 7 разів, а іноді до 40 разів більше ваги вугілля, що видобувається. Для розвитку водовідливних установок характерні наступні етапи. Поршневі підземні насоси з приводом через штангу, розташовану в стволі, від парових машин, встановлених на поверхні, – поршневі насоси з розташованими під землею паровими машинами – відцентрові насоси з швидкохідними електродвигунами.

Поршневі і відцентрові насоси відносяться до групи машин-нагнітачів, в яку також входять: а) ротаційні (шестерні, гвинтові, водокільцеві) насоси, засновані на принципі поршневих насосів; б) осьові і вихрові насоси, що

працюють за принципом відцентрових насосів; в) пневматичні і парові водопідйомники – ерліфти, принцип роботи яких заснований на витисненні рідини тиском пари (або стисненого повітря) або ж на освіту більш легкої, ніж вода, суміші води і стисненого повітря, що витискається тиском стовпа води; г) струменеві насоси, що працюють за принципом перетворення швидкісної енергії в енергію тиску і назад при проходженні рідини через розширюючі або звужуючі насадки.

Вентиляторна установка служить для подачі повітря в шахту. Розрізняють головну установку, призначену для вентиляції всіх виробок шахти, і установку часткового (місцевого) провітрювання для вентиляції тупікових вибоїв.

Головна вентиляторна установка (див. рис. 1) з'єднується каналом 2 з вентиляційним стволом 3 шахти, закритим зверху клапаном 4. При роботі

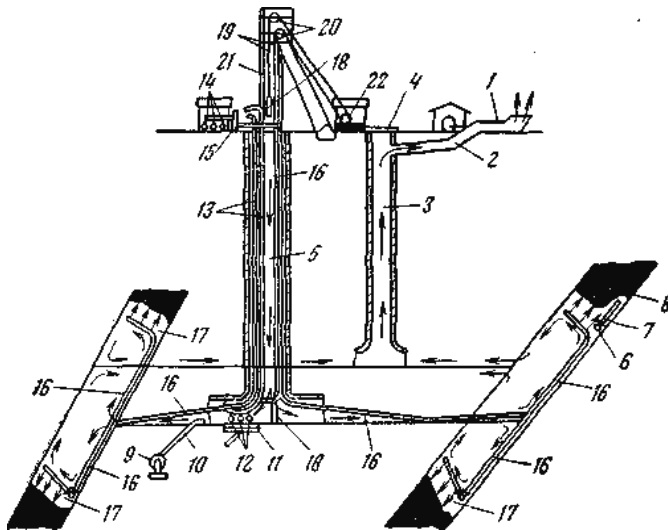


Рис. 1. Схема шахтних вентиляторної, водовідливної, пневматичної і підйомної установок

трубопроводу 7 повітря в забій 8.

Вага повітря, що транспортується в шахту вентиляторами, в $4 \div 6$ разів, а іноді в 14 разів більше ваги вугілля, що видобувається.

Розвиток вентиляційних установок характеризується наступними етапами: поршневі вентилятори – відцентрові вентилятори з паровими і асинхронними двигунами – осьові і нові відцентрові вентилятори з синхронними двигунами.

Основними виробниками вентиляторів і насосів для наших шахт є заводи гірничого машинобудування Бахмутський, Сумський.

Пневматична установка призначена для отримання стисненого повітря, що використовується при роботі комбайнів, відбійних і бурильних молотків, лебідок, дільничних вентиляторів і насосів. На шахтах, де основним видом енергії для видобутку вугілля є стиснене повітря, на його вироблення витрачається близько 50 % всієї споживаної електроенергії.

вентилятора створюється розрідження, завдяки чому повітря під атмосферним тиском надходить в головний ствол 5 шахти, омиває, як показано стрілками, виробки, і викидається в атмосферу через вентиляційний ствол 3 і вентилятор 1. в даному випадку вентилятор відсмоктує повітря з шахти, але вентиляцію можна здійснювати і нагнітанням повітря в шахту за допомогою вентиляторів.

Вентиляторна установка для тупікових вибоїв складається з вентилятора 6, що нагнітає по

Стиснене повітря в шахтних умовах має істотну перевагу – вибухобезпечність, але в порівнянні з електричною енергією воно у багато разів дорожче і його важче передавати на відстань.

Пневматична установка (див. рис. 1) складається з компресорів 14, які виробляють стиснене повітря, повітрозбірника 15, воздухопровода 16, по якому транспортується стиснене повітря, і споживачів стисненого повітря 17.

Розвиток основного елемента пневматичної установки – компресора – йшов шляхом використання поршневих, ротаційних і відцентрових машин. Найбільше застосування в шахтних умовах знайшли поршневі компресори, а при великому споживанні стисненого повітря використовуються турбокомпресори, останнім часом почали застосовувати гвинтові компресори.

Поршневі компресори для шахт виготовляє Сумський завод.

Ключовою фігурою в питаннях організації монтажу та експлуатації обладнання гірничих підприємств є гірничий інженер. Дана обставина звертає особливу увагу до вивчення конструктивних особливостей і правил експлуатації електромеханічного обладнання студентами спеціальності 184 Гірництво.

Конспект складений за матеріалами лекцій, які читаються бакалаврам спеціальності 184 Гірництво. Метою даного конспекту лекцій є надання студентам, перш за все, дистанційної форми навчання, допомоги в освоєнні курсу дисципліни «Енергомеханічні комплекси гірничого виробництва». Конспект може бути корисним і для студентів інших спеціальностей.

РОЗДІЛ 1. ШАХТНІ ПІДЙОМНІ УСТАНОВКИ

У розділі наведено класифікацію та загальну будову шахтних підйомних установок та їхніх складових елементів. Наведено методичку розрахунку і вибору основного електромеханічного обладнання підйомного комплексу та визначення геометричних параметрів розташування підйомної машини відносно ствола шахти. Розглянуто питання кінематики, динаміки, витрати електроенергії, ККД підйомної установки.

1.1. Загальні відомості про підйомні установки

Руднична підйомна установка служить для видачі з шахти на поверхню видобутих корисних копалин, порожньої породи, а також для спуску і підйому людей, матеріалів, обладнання і т. і.

Підйомна установка включає в себе комплекс підйомно-транспортного обладнання, що складається з підйомної машини; підйомних канатів з підвісними судинами; надшахтного копра з направляючими (копровими) шківками.

Основні елементи підйомної машини:

- а) органи навивки канату;
- б) привод;
- в) апаратура управління та захисту.

Принципова схема скіпової підйомної установки представлена на рис. 1.

Підйомні установки класифікують за такими ознаками:

А. За призначенням:

- 1) головні - тільки для підйому корисних копалин;
- 2) допоміжні - для виконання допоміжних операцій (вони можуть бути людські, породні і вантажно-людські);
- 3) прохідницькі - функціонують при проходженні та поглибленні стволів;
- 4) інспекторські - для позачергових спусків в шахту ІТП, ревізії стволів тощо. Вони споруджуються на глибоких шахтах, де нераціонально використовувати на ці операції великовантажні кліти допоміжного підйому.

Б. За типом підйомних посудин:

- 1) клітьові;
- 2) скіпові;
- 3) баддєві.

Залежно від способів розвантаження кліти і скіпи можуть бути перекидні та неперекидні. Залежно від числа навішених судин підйомні установки розрізняють: двоклітьові, двоскіпові або одноклітьові, односкіпові з протывагою.

В. За типом органів навивки канатів:

- 1) з органами навивки постійного радіусу: а) з одним або двома циліндричними барабанами; б) з одноканатним або багатоканатним шківом тертя;
- 2) з органами навивки змінного радіусу: а) з конічними барабанами; б) з біциліндроконічними барабанами; в) з бобінами.

Г. За типом приводу:

- 1) з асинхронним приводом;
- 2) з приводом по системі Г-Д;
- 3) з тиристорним приводом.

Д. За ступенем врівноваженості підйомної системи:

- 1) незрівноважені – з циліндричними барабанами без хвостового канату;
- 2) статично зрівноважені – підйомні установки з циліндричними барабанами або шківками тертя з рівноважним хвостовим канатом, а також з конічними і біциліндроконічними барабанами;
- 3) динамічно зрівноважені – з органами навивки постійного радіусу і важким хвостовим канатом, з органами навивки змінного радіусу спеціального профілю.

Е. По нахилу ствола:

- 1) вертикальні;
- 2) похилі.

Ж. За розташуванням щодо земної поверхні:

- 1) підйомні установки, розташовані на поверхні;
- 2) установки, розташовані під землею.

1.2. Підйомні посудини

Підйомні посудини призначені для транспортування з шахти на поверхню корисних копалин і породи, для спуску і підйому людей, матеріалів і устаткування.

Залежно від призначення підйомні посудини поділяють на дві групи:

- 1) для підйому тільки корисних копалин або породи – скіпи різних конструкцій;
- 2) для спуску – підйому людей, транспортування породи і матеріалів – неперекидні і перекидні кліті;
- 3) для спуску – підйому людей, транспортування породи і матеріалів при проходці і поглибленні стволів – бадді.

Скіпи і кліті для вертикальних стволів забезпечуються напрямними башмаками і роликками, які переміщуються по вертикальних провідниках.

Згідно ПБ кліті обладнуються спеціальними уловлювачами – парашутами. Парашути не застосовуються при багатоканатному підйомі.

До підйомних посудин висувають такі основні вимоги:

- безпека переміщення вантажів і особливо людей;
- велика вантажопідйомність при малій власній вазі;
- автоматичність завантаження і розвантаження;
- простота конструкції і надійність в роботі.

Відповідно до цих вимог розроблено різні типи і конструкції підйомних посудин.

а) скіпи

Скіп складається з рами, кузова і підвісного пристрою. До рами скіпа, що складається зі швелерів, кріплять кузов скіпа, підвісний пристрій і лапи.

Кузов виготовляється зварним або клепанним з листової сталі товщиною $6\div 10$ мм.

Застосовуються такі конструкції скіпів.

Скіп з розвантаженням через дно (див. рис. 2) має кузов 1, жорстко зв'язаний з рамою 2. До рами прикріплена зонт-площадка 3. Розвантаження скіпа здійснюється за допомогою затвора 4 і дна-лотка 5.

При підході до верхньої приймальної площадки ролик 6 затвора 4 входить в розвантажувальні криві, чому затвор повертається за годинниковою стрілкою навколо шарніра 7, а дно-лоток, раніше утримуваний в закритому положенні за допомогою валика 8, повертається. Через отвір, утворений піднятим затвором, вугілля по дну-лотка висипається у бункер.

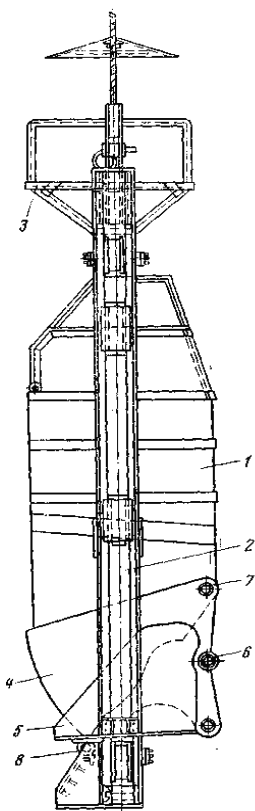


Рис. 2. Скіп з розвантаженням через дно

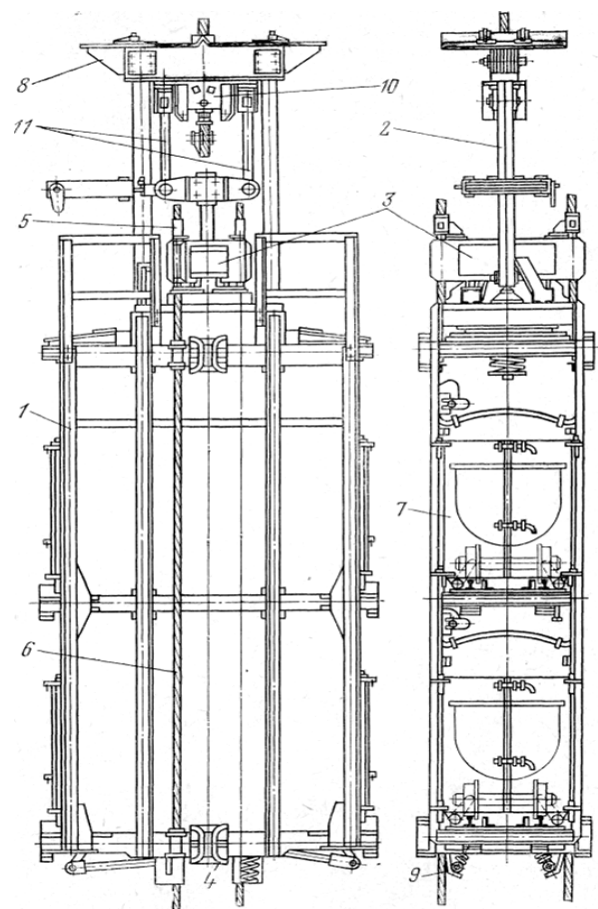


Рис. 3. Двоповерхова неперекидна кліть

Перекидний скіп розвантажується поворотом кузова щодо рами на $135\div 145^\circ$. Кузов скіпа за допомогою шарніра пов'язаний з рамою. Перекидання кузова біля бункера відбувається за допомогою роликів, що переміщуються по розвантажувальним кривим.

Перекидний скіп відрізняється простотою, але має недоліки: великі динамічні зусилля при розвантаженні на розвантажувальні криві; порушення рівноваження мертвих (власних) вагів скіпа при розвантаженні через те, що кузов в цей час знаходиться на розвантажувальних кривих; значний шлях

розвантаження (до $5 \div 6$ м), що викликає тривалий цикл перекидання і збільшення висоти копра.

Перекидні скіпи застосовуються для вугілля вологістю від 25 % і вище або при наявності у вугіллі домішок глини або породи, що прилипає до стінок кузова.

У якості посадкових пристроїв для скіпів при завантаженні на кінцевому горизонті застосовуються бруси; при завантаженні скіпів на проміжних горизонтах застосовуються кулаки.

Підвісний пристрій для скіпів має одинарну підвіску і складається з коуша, тяги, контрольного затискувача і траверси, з'єднаної з рамою скіпа.

б) кліті

По конструкції кліті діляться на неперекидні і перекидні. Перекидні кліті мають обмежене застосування (використовуються на деяких старих шахтах).

На шахтах застосовуються неперекидні одноповерхові і двоповерхові кліті на одну стандартну вагонетку в поверсі. Неперекидна двоповерхова кліть (див. рис. 3) складається з несучого каркаса 1, що включає горизонтальні рами і вертикальні стійки, підвісного пристрою 2, уловлювача –парашута 3, пристроїв 4 (напрямних башмаків або роликів) для направлення кліті по провідникам армування, стопорних пристроїв для утримання вагонеток, нижніх і верхніх направляючих муфт 5 для гальмівних канатів 6 (у разі застосування парашута з захопленням за гальмівні канати), дверей 7, надягають з торцових сторін кліті при транспортуванні людей, і запобіжного зонта 8. Для пом'якшення ударів при посадці клітей на кулаки прийомної площадки більшість конструкцій клітей забезпечено амортизаторами 9.

Клітьові стопорні пристрої призначені для автоматичного стопоріння вагонеток в кліті під час обміну їх на прийомних площадках, а також для утримання вагонеток під час руху кліті по стволу. Каркас кліті може бути зварним або клепанним.

Індекси в позначенні клітей розшифровуються: У-уніфіковані, К - кліть, Н - неперекидні, П - перекидні. Перші цифри праворуч від літерного індексу – довжина кліті по рамі, м.

Кліть складається зі склепаних з швелерів горизонтальних рам, пов'язаних між собою вертикальними стійками 1 зі швелерів і куточків. На горизонтальним рамах закріплена підлога з рифленої сталі з рейками.

Вкочування вагонеток в кліть проводиться під дією їх самокатною руху або товкачем. З кліті вагонетка виштовхується вкочуваною вагонеткою. Дві крайні частини даху вагонетки відкидні для зручності транспортування довгих предметів, середня – невідкидна. Бічні стінки кліті виконані з перфорованої сталі товщиною 2 мм, прикріпленої до вертикальних стійок.

в) бадді

Бад'я складається зі звареного кузова і дужки. Кузов і днище бадді виготовляються з листової сталі товщиною відповідно $6 \div 8$ і $10 \div 12$ мм. Бадді поділяються на самоперекидні і неперекидні. Самоперекидна баддя в

нижній частині корпусу має дві цапфи, навколо яких вона повертається при розвантаженні. Цапфи входять в гнізда направляючої рамки, яка переміщується в провідниках, забезпечуючи стійке положення бадді при русі її по стволу. Для запобігання травмування людей, що знаходяться в бадді, від випадково падаючих предметів напрямна рамка має зонт.

Неперекидна баддя по конструкції аналогічна самоперекидній. Для розвантаження її на днищі закріплені два кільця. Баддя підвішується до канату за допомогою підвісного пристрою. Дужка бадді входить в зів гака з засувкою.

Відповідно до Правил безпеки, кількість працівників, які одночасно перебувають на кожному поверсі кліті, визначається з розрахунку 5 осіб на 1 кв.м корисної площі підлоги кліті, а в прохідницьких баддях - з розрахунку 4 особи на 1 кв.м днища, і має бути позначена в місцях посадки працівників.

в) підвісні пристрої, парашути і напрямні підйомних посудин

Підвісні пристрої призначені для з'єднання канату з підйомною посудиною. Пристрій складається з причіпного вузла (коуша) і елементів підвіски. Коуш служить для запанцирювання і з'єднання канату з підвіскою, що зв'язує коуш з нерозбірною конструкцією підйомної посудини.

Парашути призначаються для плавної зупинки та утримування кліті або людської вагонетки при обриві підйомного канату або підвісного пристрою.

В даний час на шахтах застосовуються парашути з захватом за провідники або за спеціальні гальмівні канати

Парашути із захопленням за гальмівні канати складаються з уловлювача, що встановлюється на кліті, одного або двох гальмівних канатів, що навішуються для кожної кліті на всю глибину ствола, пристроїв натягу і кріплення гальмівних канатів у зумпфі і амортизаторів з амортизаційними канатами. Верхні кінці гальмівних канатів закріплюються сполучними муфтами з амортизаційними канатами амортизаторів, встановлених на майданчику копра.

Уловлювачі служать для уловлювання кліті при обриві або значному послабленні підйомного канату шляхом захоплення гальмівних канатів. У транспортному положенні приводна пружина уловлювача стиснута натягом головного канату і клини його не торкаються гальмівних канатів. При обриві головного канату або підвісного пристрою приводна пружина розтискається і через шток і важелі переміщує клини, вводячи їх в зіткнення з гальмівними канатами. Первісне заклинювання уловлювача відбувається за рахунок пружної сили пружини, а потім впливу маси кліті, яка, опускаючись на шток уловлювача, стискає пружину і тим самим ще більше заклинює уловлювачі на гальмівних канатах.

Після спрацьовування уловлювача кліть разом з гальмівними канатами плавно зависає, а її кінетична енергія поглинається амортизаторами при протягуванні в них амортизаційних канатів.

Для спрямованого руху підйомні посудини обладнуються напрямними пристроями (опорами), а стволи армуються спеціальними провідниками. Застосовують провідники двох типів ÷ жорсткі і еластичні. Жорсткі провідники виконуються металевими (рельсові і коробчасті) і дерев'яними, еластичні провідники ÷ канатними.

Напрямні підйомних посудин за принципом взаємодії з провідниками поділяються на дві групи ÷ ковзання та кочення. Напрямні можуть встановлюватися на посудині нерухомо (жорстко) і рухомо (пружно підвішені ролики або башмаки).

1.3. Вибір підйомної посудини

Тип судини для стаціонарної підйомної установки – кліть або скіп – в більшості випадків підказані умовами експлуатації шахти. Якщо шахта обслуговується двома підйомами, то зазвичай один з них – скіповий і тільки видає корисні копалини, а другий – клітьовий і виконує всі допоміжні функції підйому.

Остаточню вибирати тип підйомної посудини в конкретних випадках слід на основі техніко-економічного порівняння, з урахуванням вимог діючих норм проектування. Після вибору типу підйомної посудини необхідно встановлювати його вантажопідйомність.

Встановлення вантажопідйомності скіпа означає підбір такого стандартного типу скіпа, при якому маса вантажу, що піднімається виявиться найвигіднішою з точки зору економічних показників підйому.

При заданих висоті підйому H і годинній продуктивності A_r можна розглянути багато варіантів маси вантажу і швидкості підйому, які однаково будуть задовольняти необхідній продуктивності. При цьому питома витрата енергії на виконання корисної роботи буде та сама, але втрати енергії в двигуні будуть різні в залежності від тахограми, відповідно обраної маси і швидкості руху вантажу, що піднімається. Природно, великим масам будуть відповідати менші швидкості і навпаки. Збільшення маси викликає подорожчання механічної частини підйомної установки, а збільшення швидкості – зростання потужності приводного двигуна з відповідним збільшенням енергетичних втрат і зменшенням ККД підйомної установки.

Вихідними даними при проектуванні підйомної установки є: річна продуктивність шахти $A_{\text{рік}}$, глибина шахти $H_{\text{ш}}$, число робочих днів у році N , число годин роботи підйому на добу t . Тоді годинна продуктивність підйомної установки буде дорівнювати

$$A_r = \frac{c A_{\text{рік}}}{N t}, \quad (1.1)$$

де: c – коефіцієнт резерву продуктивності підйомної установки, що враховує можливість розвитку гірничих робіт, нерівномірність надходження вантажів до ствола; (Для знову спроектованих підйомних установок приймають: $c = 1,5$ – для скіпових і $c = 2$ – для клітьових).

Число робочих днів у році приймають 300. Тривалість роботи підйому на добу приймається не більше 18 годин.

При масі, що одночасно піднімається m_n (вантажопідйомності скіпа або кліті), число підйомів за годину дорівнюватиме

$$n_n = \frac{A_r}{m_n}, \quad (1.2)$$

Число підйомів на годину можна визначити через тривалість циклу

$$n_n = \frac{3600}{T+\theta}, \quad (1.3)$$

Час циклу $T_{\text{ц}}$ складається з часу руху посудини T і паузи між підйомами тобто, тривалості маневрів на завантаження і розвантаження судин, θ . При попередніх розрахунках тривалість паузи можна приймати в середньому $\theta = 10\text{с}$. Після вибору скіпа її можна уточнити за власною характеристикою скіпа.

Час, що витрачається на завантаження і розвантаження судин (пауза), залежить від способів автоматизації та механізації цих процесів.

Для двохсудинної установки

$$T_{\text{ц}} = T + \theta \quad (1.4)$$

для односудинної установки з противагою

$$T_{\text{ц}} = 2(T + \theta) \quad (1.5)$$

З рівності (1.2) і (1.3) знаходимо

$$m_n = A_2 \frac{T+\theta}{3600} \quad (1.6)$$

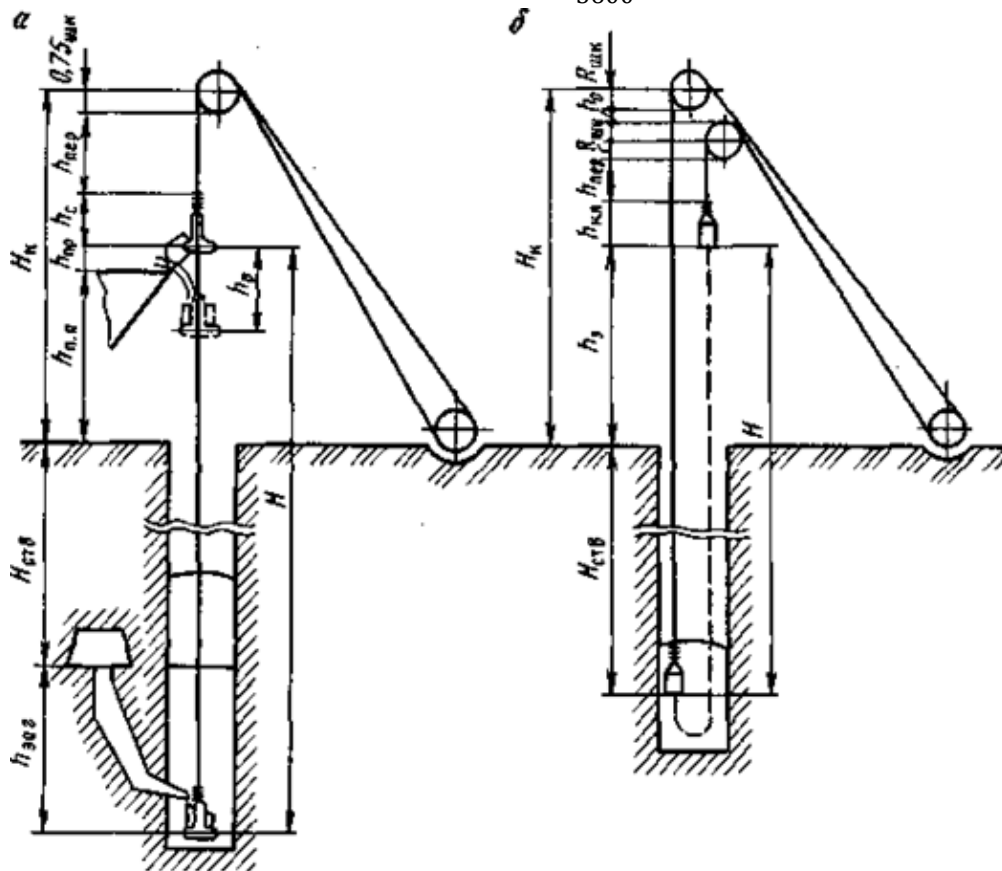


Рис.4. Схеми підйомних установок

З виразу (1.6) випливає, що для визначення m_n необхідно встановити найвигіднішу тривалість руху T .

Професор Г.М. Еланчик рекомендує приймати тривалість руху

$T = 4\sqrt{H}$ і раціональну вантажопідйомність скіпа

$$m_n = A_2 \frac{4\sqrt{H} + \theta}{3600} \quad (1.7)$$

Висота підйому для скіпової установки

$$H = h_{\text{заг}} + H_{\text{ш}} + h_{\text{п.п.}} + h_{\text{пр}} \quad (1.8)$$

де $h_{\text{заг}}$ – висота завантаження скіпа з підземного бункера; $H_{\text{ш}}$ – глибина ствола шахти; $h_{\text{п.п.}}$ – висота приймальної площадки; $h_{\text{пр}}$ – відстань між рамою судини і кромкою бункера в положенні розвантаження;

Висоту $h_{\text{заг}}$ завантаження при попередніх розрахунках в середньому можна приймати від 15 до 20 м для скіпів. Для стандартних копрів $h_{\text{п.п.}}$ становить 20–32 м; при баштових копрах з багатоканатним підйомом, згідно з вимогами технологічного проектування повинна бути мінімальною: <60 м до осі канатоведучого шківа скіпового підйому.

Перевищення рами приймають по табличним даними або орієнтовно визначають за формулою:

$$h_{\text{пр}} = h_{\text{куз}} \cos 45^\circ,$$

де $h_{\text{куз}}$ – висота кузова.

Остаточню приймається стандартний скіп з найближчої вантажопідйомністю.

Відповідно до нормативів у вугільній промисловості час на посадку людей в один поверх кліті визначається з розрахунку 1 сек на посадку однієї людини плюс 10 сек, а на посадку в двоповерховій кліті – 1 сек на одну людину плюс 25 сек.

При проектуванні допоміжної підйомної установки тривалість одного підйому визначається з умови допустимої максимальної швидкості руху підйомних посудин або з розрахунку підйому і спуску людей, зайнятих в одній зміні, за час 35 ÷ 40 хв.

Якщо відома кількість підземних робітників, зайнятих в зміні, площа підлоги кліті, число людей, що розміщуються в кліті (за нормами покладається 5 осіб на 1 м² корисної площі), легко розрахувати тривалість одного підйому.

При підйомі і спуску людей швидкість не повинна перевищувати 12 м/сек.

1.4. Підйомні канати

Підйомні канати – найбільш відповідальний елемент підйомних установок. Вони виготовляються зі сталевих дротів діаметром від 0,5 до 4,0 мм і межею міцності дроту на розтягнення $\sigma_b = 1400 - 1800$ МПа. Канат має осердя з органічного матеріалу або м'якої сталі, навколо якого по гвинтовій лінії навиваються дроти (канат одинарної звивки), сталка з дротів (канат подвійного звивання) або стренги (канат потрійного плетіння). Сталка – це канат одинарної звивки, стренга – це сталка подвійного звивання. Канати мають різноманітну конструкцію.

Класифікація канатів:

За формою перетину розрізняють канати круглі (див. рис.5, а, б, в, г, д, е, ж) і плоскі (див. рис. 5, з). Перші застосовуються в якості підйомних, амортизаційних, гальмівних і провідникових, другі – як зрівноважувальні.

За кількістю звивок круглі сталеві канати поділяють на канати одинарного, подвійного і потрійного плетіння. Канати одинарної звивки, як правило, виготовляються без осердя. При цьому навколо одного дроту навивається кілька рядів (див. рис. 5, а); такий канат виходить жорстким і не може служити підйомним.

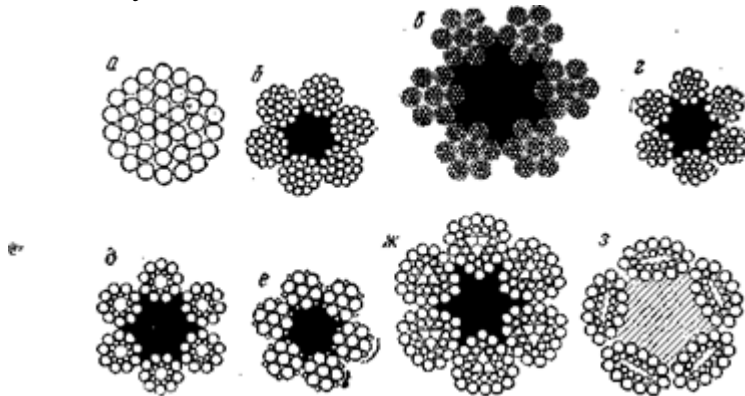


Рис. 5. Поперечний перетин круглих дротяних канатів: а) одинарної звивки; б) подвійної звивки; в) потрійної звивки; г), д), е) канати компаунд; ж) тригранносталковий канат; з) овальносталковий канат

Для отримання канату подвійного звивання дроти спочатку звиваються між собою в сталки (по типу канатів простого плетіння), а потім сталки звивають навколо прядив'яного осердя в канат (див. рис. 5, б). При виготовленні канатів потрійного плетіння спочатку сталки звивають в окремі стренги (канати), потім стренги навколо осердя в канат (див. рис. 5, в). Канати

потрійного плетіння застосовують на потужних портових кранах та інших спорудах.

Залежно від форми поперечного перерізу дротів канати виготовляють з круглого дроту (відкритої конструкції) і фасонного дроту (зетообразної і іксообразної форми) – закритої конструкції. Канати, звиті з фасонного дроту, мають високий коефіцієнт заповнення поперечного перерізу металом (до $k_3 = 0,87 - 0,9$). У порівнянні з канатами відкритої конструкції канати з фасонних дротів мають менший діаметр і більше розривне зусилля. До переваг цих канатів слід віднести неможливість саморозкручування і високу зносо- і корозійну стійкість.

Канати виготовляються з дротів однакового або різного діаметра (канати компаунд – (див. рис. 5, г, д, е). В канатах компаунд можуть бути по-різному розташовані дроти меншого і більшого діаметра, що сприяє ущільненню канату і збільшенню розривного зусилля.

Сталки звиваються в канат навколо органічного осердя, яке виготовляється з довговолокнутого матеріалу – пеньки, маніли і сизалю. Осердя ретельно просочується антикорозійним і протигнильним мастилом. Призначення осердя полягає в тому, щоб надавати канату гнучкість, усувати тертя дротів всередині сталок і між ними, а також утримувати мастило.

За формою поперечного перерізу сталок канати поділяються на круглосталкові і фасонносталкові (див. мал. 5). Дроти фасонносталкових канатів звиваються в сталки навколо осердя з м'якого дроту з перетином у вигляді трикутника або еліпса, а потім сталки в канат звиваються навколо органічного осердя. Фасонносталкові канати мають більш високий коефіцієнт заповнення металом поперечного перерізу (відношення поперечного перерізу всіх дротів до перетину каната). Так, наприклад, для круглосталкових канатів $k_z = 0,47$, а для тригранносталкових $k_z = 0,61 \div 0,63$. Ці канати більш зібрані, торкаються опорної поверхні барабана великим числом дротів, і поцьому їх застосування бажано на підйомних машинах зі шківом тертя, для підвищення тягової здатності шківа, зменшення питомого тиску на футеровку і, отже, її зносу.

Дротяні канати класифікуються за кількістю сталок, що змінюється від 2 до 20. Кількість сталок в шахтних підйомних канатах круглого перетину завжди шість.

Розрізняють праву і ліву звивки сталок. При правій звивці каната, якщо дивитися на його схил, гвинтова лінія йде зліва вгору направо, а у каната лівої звивки – справа наліво. Канати правого сукання рекомендується застосовувати, коли вони навиваються на барабан зліва направо, якщо дивитися з майданчика машиніста в іншому випадку краще застосовувати канати лівого – сукання.

За поєднанням напрямків звивки дротів у сталці й сталок у канат розрізняють канати односторонньої (правої або лівої), хрестової (напрямок плетіння дротів і сталок зустрічний) і комбінованої звивок. Канати однобокого плетіння завдяки збігу напрямків плетіння мають схилність до розкручування, але мають більший контакт з жолобом органу навивки і велику гнучкість в порівнянні з канатами хрестової звивки.

За характером взаємного торкання дротів в сталках розрізняють: а) канати із точковим торканням дротів, канати ТК, у яких дроти суміжних шарів торкаються в одній точці; б) канати з лінійним торканням дротів – ЛК, у яких дроти суміжних шарів торкаються по всій довжині гвинтової лінії; в) канати з точковим і лінійним торканням – ТЛК., у яких сталка складається з ЛК і додаткового зовнішнього шару дротів, що мають точкові контакти з нижнім шаром дротів. Лінійний дотик одного шару дротів з іншим виходить завдяки введенню дротів заповнення або звивання сталки з дротів різного діаметру.

Плоский канат складається з 8 окремих канатів – стренг. Кожна стренга складається з чотирьох сталок, не туго звитих і скручених в протилежні сторони. Стренги зшиваються в канат м'яким дротом (ушивальником).

Плоскі канати застосовуються при бабінному прохідницькому підйомі і у якості підвісних канатів.

1.5. Розрахунок канатів

На підставі норм технологічного проектування (ОНТП), для багатоканатних підйомних установок шахт вугільної промисловості в якості

головних слід застосовувати, як правило, оцинковані канати, так само як і для вертикальних одноканатних підйомів, з маркувальною групою міцності переважно 1568 МПа.

Кількість головних канатів при багатоканатному підйомі зазвичай приймають парним, причому для зрівноваження обертаючих моментів повинні навішуватися одночасно канати правої і лівої звивок. Як зрівноважуючі можна застосовувати плоскі гумовотросові канати.

Підйомний канат, звитий з окремих дротів, що розташовуються під різними кутами до його осі, являє собою складне для розрахунку пружне тіло. Під дією навантаження в канаті, крім статичних напруг, що розтягують, виникають напруги від вигину, що зумовлюються перегинами на барабані і направляючому шківі, кручення, а в період руху, що не встановився (під час пуску і гальмування) – динамічні напруги. Під дією динамічного навантаження в канаті виникають поперечні і поздовжні коливання. Крім напружень, що виникають в канаті при нормальному режимі роботи, можливі так звані екстрені навантаження – різка посадка кліті на кулаки, різке гальмування, підйом при спочатку не натягнутому канаті, заклинювання кліті.

В окремі моменти канат може відчувати екстрені напруги від раптово прикладеного навантаження, що межує з явищем удару. На додаток до настільки складним явищам навантаженості каната в ньому виникає напруга при звиванні дротів, які називаються залишковими. Останні важко враховуються і ще більшою мірою ускладнюють вирішення завдання розрахунку канату.

Відповідно до вимог ПБ, канати розраховуються на максимальне статичне розтягувальне навантаження, а запас міцності враховує не тільки стирання дротів і зношуваність каната, а й дії всіх інших напружень.

Багатоканатні підйомні установки з канатоведучими шківками тертя, на відміну від одноканатних підйомних установок з циліндричними барабанами, мають деякі особливості, що накладає свою специфіку на розрахунок канатів.

Тому, методики розрахунку канатів для одноканатних і багатоканатних підйомів дещо відрізняються одна від одної і їх доцільно розглядати окремо.

Розрахунок канатів для одноканатних підйомних установок.

позначимо:

p і q – маса відповідно 1м підйомного (головного) і хвостового (зрівноважувального) канатів, кг/м;

m_n і m_m – маси відповідно корисного за один раз піднімаємого і «мертвого вантажу» (маса кліті і вагонетки, скіпа), кг;

$m_0 = m_m + m_n$ – маса кінцевого вантажу, кг;

σ_b – межа міцності дротів при розтягуванні, МПа;

Q – сумарне розривне зусилля усіх дротів канату, Н;

n – запас міцності канату (відношення розривного зусилля канату до максимального статичного натягу в розрахунковому перерізі), який приймається за ПБ (див. таблиця 1.1)

$$n = \frac{Q_z}{Q_{ст}}, \quad (1.9)$$

H_0 – максимальна довжина виска канату, м:

для скіпової установки

$$H_0 = H_{ш} + H_k + h_{заг}, \text{ м} \quad (1.10)$$

для клітьової установки

$$H_0 = H_{ш} + H_k, \text{ м} \quad (1.11)$$

H_k – висота копра (відстань по вертикалі від позначки гирла ствола до горизонтальної осі верхнього копрового шківів), м;

$$H_k = h_{пн} + h_c + h_{пер} + 0,75R_{шк}, \text{ м} \quad (1.12)$$

$h_{пер}$ – висота перепідйому, що дорівнює відстані від верхнього жимка судини, що знаходиться в нормальному положенні розвантаження, до місця зіткнення цього жимка з ободом шківів в разі перепідйому; згідно ПБ, для скіпових установок $h_{пер} \geq 2,5$ м; для клітьових підйомних установок з неопрокидними клітьями при максимальній швидкості підйому не більше 3 м/с $h_{пер} \geq 4$ м; при великих швидкостях $h_{пер} \geq 6$ м;

Таблиця 1.1.

Значення коефіцієнтів запасу міцності підйомних канатів

Підйомні установки	По постійному запасу міцності	По змінному запасу міцності (H > 600 м)	
	n	n ₀	n _{min}
Людські	9	13	5
Вантажно-людські	7,5	10	5
Вантажні	6,5	8,5	4,5
Всі одноканатні установки зі шківівми тертя (людські, вантажно-людські та вантажні); багатоканатні людські та вантажно-людські	8	11,5	5
Вантажні багатоканатні	7	9,5	4,5

h_c – висота посудини в положенні розвантаження (приймається за стандартами судин), м; $R_{шк}$ – радіус копрового шківів, м; S_k – площа поперечного перерізу дротів канату, м²;

Значення коефіцієнтів запасу міцності каната визначаються Правилами безпеки (ПБ) і залежать від призначення і глибини підйому. За глибиною вертикальні стволи умовно ділять на дві групи. До першої групи відносять неглибокі і середньої глибини стволи, при яких висота підйому не перевищує 600 м ($H \leq 600$ м), а до другої – глибокі стволи, при яких висота підйому понад 600 м ($H > 600$ м). Значення коефіцієнтів при постійному і змінному запасах міцності каната наведено в Таблиці 1.1.

Згідно ПБ розрахунок канатів по постійному запасу міцності в залежності від глибини підйому не обмежується, а розрахунок канатів по змінному запасу міцності допускається тільки при висотах підйому > 600 м.

Розглянемо принцип розрахунку канатів по постійному і змінному запасам міцності.

Розрахунок каната по постійному запасу міцності полягає в тому, щоб була виконана лише одна умова – при розташуванні максимального кінцевого вантажу на найнижчому рівні величина коефіцієнта запасу міцності в небезпечному перерізі каната була не меншою, ніж це передбачено за табл. 1.1. Небезпечним перетином вважають перетин каната у крайнього верхнього направляючого шківів або у самого канатоведучого шківів (органу навивки) при його розташуванні в баштовому копрі, де статичний натяг в канаті досягає максимального значення. Що стосується розрахунку каната по змінному запасу міцності, то в цьому випадку одночасно повинні бути виконані дві умови: 1) відношення сумарного розривного зусилля всіх дротів канату до ваги кінцевого вантажу (без урахування ваги канату) не повинно бути менше передбаченого по табл. 1.1 значення n_0 ; 2) величина коефіцієнта запасу міцності в небезпечному перерізі канату при розташуванні максимального кінцевого вантажу на найнижчому рівні не повинна бути менше передбаченого по табл. 1.1 значення n_{\min} .

Залежно від наявності хвостового канату розглянемо три випадки:

- 1) $q = 0$ – немає хвостового канату – система статично незрівноважена;
- 2) $p = q$ – є зрівноважувальний хвостовий канат, – система статично зрівноважена;
- 3) $q > p$ – є важкий хвостовий канат – система статично перезрівноважена;

У перших двох випадках найменшу необхідну за умовами міцності масу 1 м канату (k_2) визначають:

а) При глибині шахти ≤ 600 м

Найбільші напруги в канаті від навантаження, що розтягує канат виникають в точці сходу його з направляючого шківів при нижньому положенні завантаженої підйомної посудини в стволі (див. рис. 4) від кінцевого вантажу і ваги канату

$$\sigma_p = \frac{Q_{\text{ст}}}{S_k}, \text{ Па}, \quad (1.13)$$

$$Q_{\text{ст}} = (m_0 + pH_0)g, \text{ Н} \quad (1.14)$$

Рівняння міцності каната з поперечним перерізом чистого металу

$$(m_0 + pH_0)g = \sigma_p S_k, \quad (1.15)$$

При розрахунку допустиме напруження від статичного навантаження в n менше межі міцності

$$\sigma_p = \frac{\sigma_g}{n}, \text{ Па} \quad (1.16)$$

З огляду на (1.16) рівняння міцності канату набуде вигляду

$$(m_0 + pH_0)g = \frac{\sigma_g}{n} S_k \quad (1.17)$$

У рівнянні два невідомі p і S_k .

Масу 1 м канату висловимо через поперечний переріз його дротів і щільність сталі

$$p = S_k \rho \beta_c, \text{ кг/м} \quad (1.18)$$

де $\rho = 7800$ – щільність сталі, кг/м^3 ; β_c – коефіцієнт, що враховує звивку дротів в канат і їх подовження в порівнянні з 1 м канату, а також наявність осердя. Позначимо

$$\rho_0 = \rho \beta_c, \text{ кг/м}^3 \quad (1.19)$$

де ρ_0 – фіктивна щільність канату, кг/м^3 (маса в об'ємі, який займає один кубічний метр канату). У канаті дроти розташовані по спіралі. Чим більше закручені дроти в спіраль, тим більшої довжини дроти розміщуються в 1 м канату, більше виходить маса 1 м канату і, відповідно, величина коефіцієнта β_c . При абсолютно незакручених, вільно провисаючих дротах, природно, фіктивна щільність каната стане мінімальною і рівною фактичній щільності сталі, з якої виготовлений канат. Таким чином β_c характеризує конструкцію каната і, тому він часто називається також конструктивним коефіцієнтом канату. Для стандартних дротяних підйомних канатів $\rho_0 = 8300 \div 9000 \text{ кг/м}^3$. Середнє розрахункове значення можна приймати $\rho_0 = 9000 \text{ кг/м}^3$.

Площа поперечного перерізу всіх дротів у канаті

$$S_k = \frac{p}{\rho_0}, \text{ м}^2 \quad (1.20)$$

Підставляючи значення S_k в рівняння (1.17), вирішуємо його відносно маси 1 м канату

$$p = \frac{m_0}{\frac{\sigma_s}{\rho_0 n g} - H_0}, \text{ кг/м} \quad (1.21)$$

Визначивши p за формулою (1.21), вибирають стандартний канат по найближчому більшому значенню, необхідної конструкції і плетіння за таблицями ДСТУ. Розрахункове значення p може не збігатися з табличним, тому необхідно перевірити, щоб фактичне значення запасу міцності відповідало нормам ПБ.

З рівняння (1.21) фактичний запас міцності

$$n_\phi = \frac{\sigma_s S_k}{(m_0 + p H_0) g} = \frac{Q_z}{(m_0 + p H_0) g} \geq n \quad (1.22)$$

При наявності зрівноважувального ($p = q$) хвостового канату головний канат розраховується за формулою (1.21).

При наявності важкого ($q > p$) хвостового канату (див. мал. 4), найбільш напружений перетин головного канату буде в місці сходу канату зі шківів, коли навантажена посудина підійде до верхнього приймального майданчику. Формули (1.21) (1.22) приймуть вигляд

$$p = \frac{m_0 + (q - p)H}{\frac{\sigma_s}{n g \rho_0} - H_0}, \text{ кг/м} \quad (1.23)$$

$$n_\phi = \frac{Q_z}{(m_0 + qH + p h_{\text{пер}}) g} \geq n \quad (1.24)$$

У формулах (1.12) і (1.24) величина $h_{\text{пер}}$ занадто мала і нею можна знехтувати і прийняти $h_{\text{пер}} = 0$.

Для зрівноваження підйомних зусиль, хвостовий канат завжди може дати позитивний ефект (зменшується потужність двигуна і витрати енергії з мережі, збільшується ККД підйомної установки), проте з технічної та економічної точок зору застосування хвостового канату не завжди доцільно – викликає ускладнення системи, здорожчує машину, позбавляє можливості перестановки барабанів в разі підйому з декількох горизонтів тощо., тому, застосування хвостового канату слід обґрунтувати техніко-економічним розрахунком.

Існує технічна межа, при досягненні якої застосування хвостового канату є необхідним. Така межа настає, коли маса гілки канату, що опускається, дорівнює масі корисного вантажу ($pH = m_n$).

Для встановлення ступеня зрівноваження системи існує коефіцієнт статичної незрівноваженості

$$\delta = \frac{pH}{km_n} \quad (1.25)$$

де k – коефіцієнт шахтних опорів (для клітьових підйомів $k = 1.2$, для скіпових – $k = 1.15$).

Зрівноважування системи доцільно застосувати при досягненні $\delta \geq 0,6$. Зрівноважуючі канати при одноканатному підйомі слід використовувати при глибинах понад 550 м.

Для зрівноважування одноканатного підйому слід застосовувати один зрівноважувальний канат. В якості зрівноважувальних переважно застосовувати круглі канати, що не крутяться або плоскі гумовотросові стрічки.

Зазвичай незрівноважена система для клітьового підйому практично використовується до глибини 400 м, а для скіпового підйому до 600 м.

б) При глибині шахти >600 м

Виходячи з типу і призначення підйомної установки, визначається розрахункове сумарне розривне зусилля усіх дротів канату

$$Q_{zp} = n_0 m_0 g, \text{ Н} \quad (1.26)$$

де – n_0 – коефіцієнт запасу міцності каната (кратність розрахункового сумарного розривного зусилля всіх дротів канату до ваги кінцевого вантажу (без урахування ваги канату), (див. табл. 1.1).

Для обраного σ_b по каталогу приймається канат з рівним або найближчим більшим значенням сумарного розривного зусилля всіх дротів канату Q_z . Обраний канат перевіряється на фактичний запас міцності з урахуванням власної ваги канату

$$n_{\min}^{\phi} = \frac{Q_z}{g(m_0 + pH_0)} \geq n_{\min}, \quad (1.27)$$

Розрахунок канатів для багатоканатних підйомних установок.

Встановлюють тип каната і визначають мінімальне значення сумарної маси 1 м підйомних канатів з умови максимального використання їх вантажопідйомності

$$n_k p = \frac{n_0 \rho_0 g}{\sigma} m_0, \text{ кг/м} \quad (1.28)$$

де n_k – число підйомних канатів.

Для багатоканатних (МК) машин вітчизняного виробництва приймається $n_k = 2; 4; 6; 8$. Практично найбільше поширено $n_k = 4$; визначаємо необхідну масу 1 м підйомного канату і з каталогу вибираємо канат по найближчому більшому значенню. Багатоканатна підйомна установка статично завжди зрівноважена за допомогою хвостових канатів, число яких може бути 2; 3 або 4. Сумарна маса 1 м всіх зрівноважувальних канатів повинна дорівнювати сумарній масі 1 м всіх підйомних канатів або близька до неї.

Допускаючи число хвостових канатів рівним $n_{xв}$ з умови $n_{кр} = n_{xв}q$ визначаємо масу 1 м хвостового канату і з каталогу вибираємо канат, що відповідає даній масі.

Перевіряємо вибрані канати на задоволення норм коефіцієнта запасу міцності каната.

Фактичні значення запасів міцності:

відношення сумарного розривного зусилля всіх дротів каната до ваги кінцевого вантажу без урахування ваги канату

$$n_{0\phi} = \frac{n_k p \sigma}{\rho_0 g m_0}, \quad (1.29)$$

значення мінімального запасу міцності в канаті з урахуванням ваги канатів:

при легких ($n_{xв}q < n_{кр}$), а також рівноважних ($n_{xв}q = n_{кр}$) хвостових канатах

$$n_{\min\phi} = \frac{n_k Q_z}{[m_0 + n_k p(H + 10) + n_{xв} q 15]}, \quad (1.30)$$

при важких хвостових канатах ($n_{xв}q > n_{кр}$)

$$n_{\min\phi} = \frac{n_k Q_z}{[m_0 + n_{xв} q(H + 15) + n_k p 10]}, \quad (1.31)$$

де 10 і 15 – довжини висків підйомних канатів відповідно в копрі і хвостових канатів в зумпфі.

1.6. Копрові шківви і копри

К о п р о в і (напрямні) шківви, що встановлюються на підшківному майданчику копра, служать для підтримки підйомних канатів і направлення їх у стволі.

Основними частинами копрових шківвів є: обід, спиці, ступиця, вісь, підшипники. Ступиця закріплюється на осі шківва на шпонці. Підйомний канат рухається в жолобі обода шківва.

Обід шківва буває чавунним литим і сталевим штампованим, цільним при порівняно малих діаметрах і збірним з сегментів при великих діаметрах.

К о п р и необхідні для підтримки копрових шківвів і сприйняття сил, що діють на них, для кріплення провідників, які виходять зі ствола,

розвантажувальних кривих для скіпів і перекидних клітей і балок для посадкових кулаків або майданчиків, що гойдаються.

Основні частини копра: вертикальний станок, укосина (нога), що підпирає його у верхній частині і укріплена внизу на бетонному фундаменті (в деяких конструкціях копрів укосина не застосовується), майданчик для копрових шківів.

Копри виготовляються зі сталі і залізобетону. Найбільшого застосування отримали сталеві копри, що мають в порівнянні з залізобетонними ряд переваг: меншу вагу; пружність сталі компенсує додаткові напруги в конструкції копра при нерівномірному осіданні його опор; виготовлення на заводі, що забезпечує високу якість; мінімальні витрати часу на монтаж; транспортабельність; здатність до реконструкції, так як вони можуть бути посилені, підвищені, перенесені на іншу шахту. Залізобетонні копри в порівнянні зі сталевими більш стійкі і не вимагають додаткових витрат на утримання їх.

1.7. Органи навивки канату

Одночасний підйом однієї посудини і спуск іншої здійснюються навивкою однієї гілки канату на органи навивки (барабани) і звивкою з них іншої гілки або захопленням каната силою тертя (ведучий шків тертя). При цьому досягається одночасний прийом однієї підйомної посудини на верхньому майданчику, а іншого – на нижньому і врівноваження «мертвих» ваг посудин.

Залежно від того, змінюється радіус навивки каната або залишається постійним, розрізняють підйомні машини з органами навивки:

- 1) постійного радіусу (циліндричні барабани, ведучий шків тертя);
- 2) змінного радіусу (біциліндроконічні барабани).

Ц и л і н д р и ч н і б а р а б а н и складаються з чавунних або сталевих ступиць, спиць, обичайки (циліндрична поверхня барабана), вала і гальмівних ободів. Обичайка виготовляється з листової сталі і може бути футерована або не футерована. У першому випадку на обичайці болтами впотай закріплюється дерев'яна футеровка (дуб, бук, ясен, в'яз) товщиною 70 – 150 мм, на якій по гвинтовій лінії нарізається жолоб для канату. У нефутерованих барабанах жолоб нарізається на поверхні обичайки.

Гальмівні ободи, на які при гальмуванні накладаються гальмівні колодки, виготовляються як одне ціле з барабаном.

Вали підйомних машин виготовляються зі сталі. Корінний вал (вал барабана) розташовується на двох підшипниках. Вали редуктора з'єднуються з валами барабана і двигуна зубчастими муфтами, що допускають деякий перекіс сполучних кінців валів, що не відбивається на роботі машини.

Установки з циліндричними барабанами можуть бути одно – і двобарабанні.

При двох барабанах кожен з них обслуговує одну гілку канату. При установці з одним барабаном він обслуговує обидві гілки канату, при

звиванні з барабану гілки канату підйомна посудина опускається на її місце навивається гілка канату, яка підіймає другу посудину.

У двобарабанних підйомних машинах один барабан (заклинений) жорстко скріплений з корінним валом машини, а другий вільно насаджений на корінний вал і може з'єднуватися з ним за допомогою спеціального механізму перестановки. Переставним може бути будь – який з барабанів.

Для поліпшення експлуатаційних якостей однобарабанні машини виготовляють розрізними, де одна частина, на зразок машин з двома циліндричними барабанами, є заклиненою, а інша – переставною.

Барабани підйомних машин з механізмом перестановки необхідно застосовувати у разі потреби зміни взаємного розташування підйомних посудин (одночасне обслуговування однією машиною кількох підйомних горизонтів). Наявність механізму перестановки в барабанах також спрощує операції з регулювання довжини канату при зміні і навішуванні канатів, їх витяжці в період експлуатації і обрубубування для випробувань.

По конструкції сучасні механізми перестановки барабанів поділяються на зубчасті, черв'ячні і фрикційні.

Застосовуючи однобарабанні підйомні машини з розрізним барабаном для підйомних операцій з різних горизонтів необхідно перевірити умови розміщення витків канату на переставній частини барабану при перестановці посудини з нижнього на верхній завантажувальний горизонт. Конструкція барабану розрахована так, щоб лівий канат навивався тільки до розрізу і через нього не проходив.

Канат в однобарабанних машинах закріплюють у реборд барабану з кожного боку, а у двобарабанних – біля зовнішніх реборд кожного барабану.

Навивка канату на барабани може бути одно – і багат шаровою. У відповідальних вертикальних підйомах намотування каната на барабан завжди одношарове. Двошарову навивку канату на барабан по ПБ допускають для підйомних машин вантажних вертикальних підйомів, розташованих на поверхні, а тришарову – для вантажних похилих підйомів на поверхні і похилих вантажних підйомів, розташованих під землею.

Розрахунок і вибір основних розмірів органів навивки канату

Барабани циліндричних підйомних машин вибирають виходячи з діаметру канату, а потім перевіряють на ширину, статичне навантаження і максимальну швидкість підйому.

Щоб не допустити виникнення в канаті надмірних напружень при намотуванні на барабан, встановлені співвідношення між діаметром барабана D_6 і діаметром канату d_k :

при розташуванні підйомної машини на поверхні

$$D_6 \geq 80 d_k, \text{ мм} \quad (1.32)$$

при розташуванні підйомної машини під землею

$$D_6 \geq 60 d_k, \text{ мм} \quad (1.33)$$

При розрахунках приймають найближчий більший діаметр барабана з числа стандартних підйомних машин.

При перевірці ширини барабанів визначають ширину навивальної поверхні барабана B_0 , яка не повинна перевищувати його конструктивну ширину B .

Ширину навивальної поверхні барабана розраховують:

при двобарабанній підйомній машини (навивальна поверхня кожного барабана)

$$B_0 = \left(\frac{H + l_p}{\pi D_\delta} + z_{mp} \right) (d_k + \varepsilon), \text{ мм} \quad (1.34)$$

при однобарабанній підйомній машині з розрізним барабаном (необхідно перевірити розміщення канату, на навивальній поверхні заклиненої частини барабана на валу, враховуючи, що цей канат не повинен переходити через щілину між частинами барабана

$$B_3 = \left(\frac{H + l_p}{\pi D_\delta} + z_{тр} + z_{зав} \right) (d_k + \varepsilon), \text{ мм} \quad (1.35)$$

де H – висота підйому, м [див. формулу (1.8)]; l_p – резервна довжина канату, м, призначена для компенсації загальної довжини канату після відрубання відрізків для випробувань (в середньому $l_p = 30 - 40$ м); $z_{тр}$ – постійне число витків тертя канату: для барабанів з дерев'яною футеровкою $z_{тр} = 3$, для барабанів з металевою футеровкою $z_{тр} = 5$; $\varepsilon = 2 - 3$ мм – проміжок між суміжними витками канату; $z_{зав} = 1 - 2$ витка – проміжок між гілками канатів, що навивається і звивається;

Якщо ширина навивальні поверхні барабана більше, ніж конструктивна, і багатошарове намотування не допускається, то необхідно підібрати нову машину на більшу ширину або з більшим діаметром.

При перевірці барабанів на статичні навантаження потрібно, щоб максимальний статичний натяг в канаті і максимальна різниця статичних натягів підйому не перевищували відповідні їм допустимі значення для обраної підйомної машини.

Максимальний статичний натяг в канаті (див. рис. 4):

При $q = 0$ на початку підйому завантаженої гілки

$$S_{\max} = (m_0 + p H_0) g \leq S_{\max}^{\text{доп}}, \text{ Н} \quad (1.36)$$

При $q \geq p$ в момент знаходження підйомної посудини у верхнього приймального майданчика

$$S_{\max} = (m_0 + q H) g \leq S_{\max}^{\text{доп}}, \text{ Н} \quad (1.37)$$

де $S_{\max}^{\text{доп}}$ – допустимий максимальний статичний натяг канату з технічної характеристики машини.

Максимальна різниця статичних натягів канатів:

$$T_{\max} = [m_n + (p - q) H] g \leq T_{\max}^{\text{доп}}, \text{ Н} \quad (1.38)$$

де $T_{\max}^{\text{доп}}$ – допустима максимальна різниця статичних натягів канатів з технічної характеристики машини.

При підборі підйомної машини слід звернути увагу і на те, щоб розрахункова швидкість підйому не перевищувала допустиму для даної машини максимальну швидкість по каталогу.

Багатоканатний підйом – прогресивний вид шахтного підйому, що володіє значними технічними та економічними перевагами в порівнянні з одноканатним підйомом з циліндричними барабанами.

У багатоканатної (МК) підйомної машини органом навивки канату є багатожолобовий шків тертя. Кількість жолобів відповідає прийнятому числу головних канатів. Таким чином, багатоканатний шків тертя є поєднанням декількох одноканатних шківів, жорстко закріплених на загальному валу. Застосування декількох підйомних канатів замість одного дозволяє в прямій пропорції збільшити масу вантажу, що піднімається, що вельми важливо для здійснення підйому з глибоких горизонтів, а також великих вантажів з мінімальних висот. При рівних кінцевих навантаженнях, в багатоканатному підйомі з кількістю канатів n_k , навантаження на канат в порівнянні з одноканатним підйомом зменшується в n_k разів, а діаметр органу навивки в $\sqrt{n_k}$ разів. Останнє визначає зменшення крутного моменту на корінному валу машини і відповідно зменшення габаритів редуктора, приводного двигуна і в підсумку масогабаритних показників всієї підйомної машини.

Машини застосовують для скіпових і клітьових двососудних і однососудних з противагою підйомів. У порівнянні з однією двососудною машиною, застосування двох однососудних машин з противагою має ряд переваг, так наприклад: можливість обслуговування декількох підйомних горизонтів, 50 % – й резерв підйомної установки, менший вплив витяжки канатів на роботу підйому, спрощення схеми автоматизації. Зростання капітальних витрат в цьому випадку компенсується збільшенням експлуатаційної надійності, маневреністю підйомних установок, зменшенням простоїв та в підсумку – збільшенням продуктивності.

Через наявність шківів тертя розрахунок багатоканатного підйому в порівнянні з розрахунком барабанних підйомних машин характеризується рядом особливостей, з яких основними є нековзання канату і питомий тиск канату на футеровку канатоведучого шківів.

При розрахунках багатоканатного підйому необхідно виконати умови:

- 1) питомий тиск канату на футеровку канатоведучого шківів не повинен перевищувати допустимої норми;
- 2) повинні бути забезпечені умови нековзання канату по канатоведучому шківу.

Також як при циліндричних барабанах, стандартну багатоканатну підйомну машину вибирають по діаметру канатоведучого шківів і перевіряють на статичні навантаження.

Діаметр канатоведучого шківів розраховують з умови одночасного задоволення двох норм: відносини діаметрів шківів та канату та питомого тиску канату на шків.

Діаметр канатоведучого шківів повинен бути:
при наявності відхиляючих шківів

$$D_{шк} \geq 100 d_k, \text{ мм} \quad (1.39)$$

при відсутності відхиляючих шківів

$$D_{шк} \geq 80 d_k, \text{ мм} \quad (1.40)$$

При розрахунку органів навивки зі шківками тертя користуються параметром, що показує середнє значення питомого тиску канату на футеровку шківки, яке визначається

$$\Delta P = \frac{S_1 - S_2}{D_{шк} b}, \text{ Па} \quad (1.41)$$

де S_1 і S_2 – статичні натяги гілок канатів відповідно тієї, що піднімається і тієї, що опускається, Н; $D_{шк}$ – діаметр приводного шківки тертя, м; b – ширина шківки тертя, м.

Виходячи з умови задоволення норми питомого тиску канату на футеровку, діаметр канатоведучого шківки

при двоскіповому підйомі

$$D_{шк} \geq g \frac{2m_m + m_n + (n_k p + n_{xв} q) H_0}{\Delta P d_k n_k}, \text{ м} \quad (1.42)$$

при однососудному підйомі з противагою ($m_{пр} = m_m + 0.5m_n$)

$$D_{шк} \geq g \frac{2m_m + 1.5m_n + (n_k p + n_{xв} q) H}{\Delta P d_k n_k}, \text{ м} \quad (1.43)$$

де ΔP – питомий тиск канату на футеровку шківки, за рекомендаціями заводу-виробника багатоканатних машин повинно бути: при сталкових канатах:

$$\Delta P \leq 2,5 \text{ МПа}; \text{ при закритих канатах } \Delta P \leq 2,0 \text{ МПа.}$$

Обрана за найбільшим значенням $D_{шк}$, стандартна машина, повинна бути перевірена – значення максимального статичного натягу канатів в одній гілці і максимальна різниця статичних натягів між гілками канатів не повинні перевищувати значень обраної машини.

Максимальний статичний натяг однієї гілки канату складе:

при легких, а також рівноважних хвостових канатах

$$S_{\max} = g[m_m + m_n + n_k p(H + 10) + n_{xв} q 15], \text{ Н} \quad (1.44)$$

при важких хвостових канатах

$$S_{\max} = g[m_m + m_n + n_{xв} q(H + 15) + n_k p 10], \text{ Н} \quad (1.45)$$

Максимальну різницю статичних натягів між гілками канатів визначають:

при двоскіповому підйомі з легкими, а також рівноважними хвостовими канатами

$$T_{\max} = g[m_n + (n_k p - n_{xв} q)H], \text{ Н} \quad (1.46)$$

при двоскіповому підйомі з важкими хвостовими канатами

$$T_{\max} = g[m_n + (n_{xв} q - n_k p)H], \text{ Н} \quad (1.47)$$

У зв'язку з небезпекою ковзання канату по канатоведучому шківку, недопущенню умов ковзання канату пред'являють підвищені вимоги.

Ковзання, викликається наявністю різниці між натягом гілок канатів, що піднімається і опускається (сила ковзання), якій перешкоджає наявна між канатом і шківом сила тертя, що залежить від коефіцієнту тертя і кута обхвату шківа канатом.

Залежність між силами ковзання і тертя або, що те ж саме, залежність між натягом гілок канатів з урахуванням сили тертя виражається формулою Ейлера

$$T_1 = T_2 e^{\mu\alpha}, \text{ Н} \quad (1.48)$$

де T_1 і T_2 – сили натягу відповідно навантаженої і порожньої гілок канату, Н; $e = 2,718$ – основа натурального логарифма; μ – коефіцієнт тертя між канатом і канатоведучим шківом тертя; α – кут обхвату шківа канатом, рад.

Таким чином, необхідна умова для забезпечення нековзання канату

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu\alpha}, \quad (1.49)$$

Для розрахунку багатоканатних підйомних машин вводять коефіцієнт статичних натягів канатів, відношення статичних натягів навантаженої (S_1) і порожньої (S_2) гілок канатів

$$K_{cm} = \frac{S_1}{S_2}, \quad (1.50)$$

Фактичне значення коефіцієнта статичних натягів канатів:

при двоскіповому підйомі з легкими і рівноважними хвостовими канатами ($n_{xg} q \leq n_k p$)

$$K_{cm\phi(2c)} = \frac{m_m + m_n + n_k p(H + 10) + n_{xg} q 15}{m_m + n_{xg} q(H + 15) + n_k p 10}, \quad (1.51)$$

при односкіповому підйомі з противагою і легкими, а також рівноважними ($n_{xg} q \leq n_k p$) хвостовими канатами

$$K_{cm\phi(1c)} = \frac{m_m + m_n + n_k p(H + 10) + n_{xg} q 15}{m_{np} + n_{xg} q(H + 15) + n_k p 10}, \quad (1.52)$$

де $m_{np} = m_n + 0,5 Q$ – маса противаги, кг;

Допустиме значення коефіцієнта статичних натягів гілок канатів, що забезпечує умови нековзання канату, можна визначити за формулою

$$K_{ст доп} < 0,485 (e^{\mu\alpha} + 0.25), \quad (1.53)$$

Необхідно, щоб задовольнялася така умова

$$K_{ст доп} > K_{ст ф}, \quad (1.54)$$

При двоскіпових підйомних установках умова (1.54) не завжди задовольняється. В цьому випадку необхідно зменшити масу корисного вантажу m_n або перейти на односудний підйом з противагою. Зменшення маси корисного вантажу при тих же канатах, або, що те ж саме, штучне збільшення коефіцієнту n_0 не вигідне, так як призводить до недовикористання вантажопідйомності канатів, тобто зменшення ефективності підйомної установки. Більш раціональне рішення задачі – застосування двох односкіпових підйомних машин з противагою. Дослідження показали, що

односкіповий підйом з противагою при сталкових канатах дозволяє застосування багатоканатної машини зі шківом тертя не тільки на глибоких шахтах, де він є незамінним, а також і для підйому максимальних кінцевих вантажів з неглибоких горизонтів.

1.8. Розташування підйомної машини відносно ствола шахти

Вибір місця розташування підйомної машини щодо ствола шахти залежить від багатьох чинників: рельєфу місцевості, комплексу надшахтних споруд, схеми поверхневого транспорту, розташування підйомних посудин у стволі та ін.

При розташуванні підйомної машини відносно ствола повинні бути визначені наступні параметри: висота копра, віддалення машини від ствола, довжина струни канату, кути відхилення канату та ін.

При розташуванні напрямних шківів на одній горизонтальній осі, висота копра визначається за формулою (1.12), в разі розташування напрямних шківів в одній вертикальній площині висота копра визначається

$$H' = H + 1 + D_{ш} \text{ м} \quad (1.55)$$

Довжина струни канату L_c являє собою частину підйомного канату, що знаходиться між напрямним шківом і органом навивки. При розрахунках довжина струни канату прирівнюється відстані між центрами направляючого шківа і органу навивки по візирній лінії.

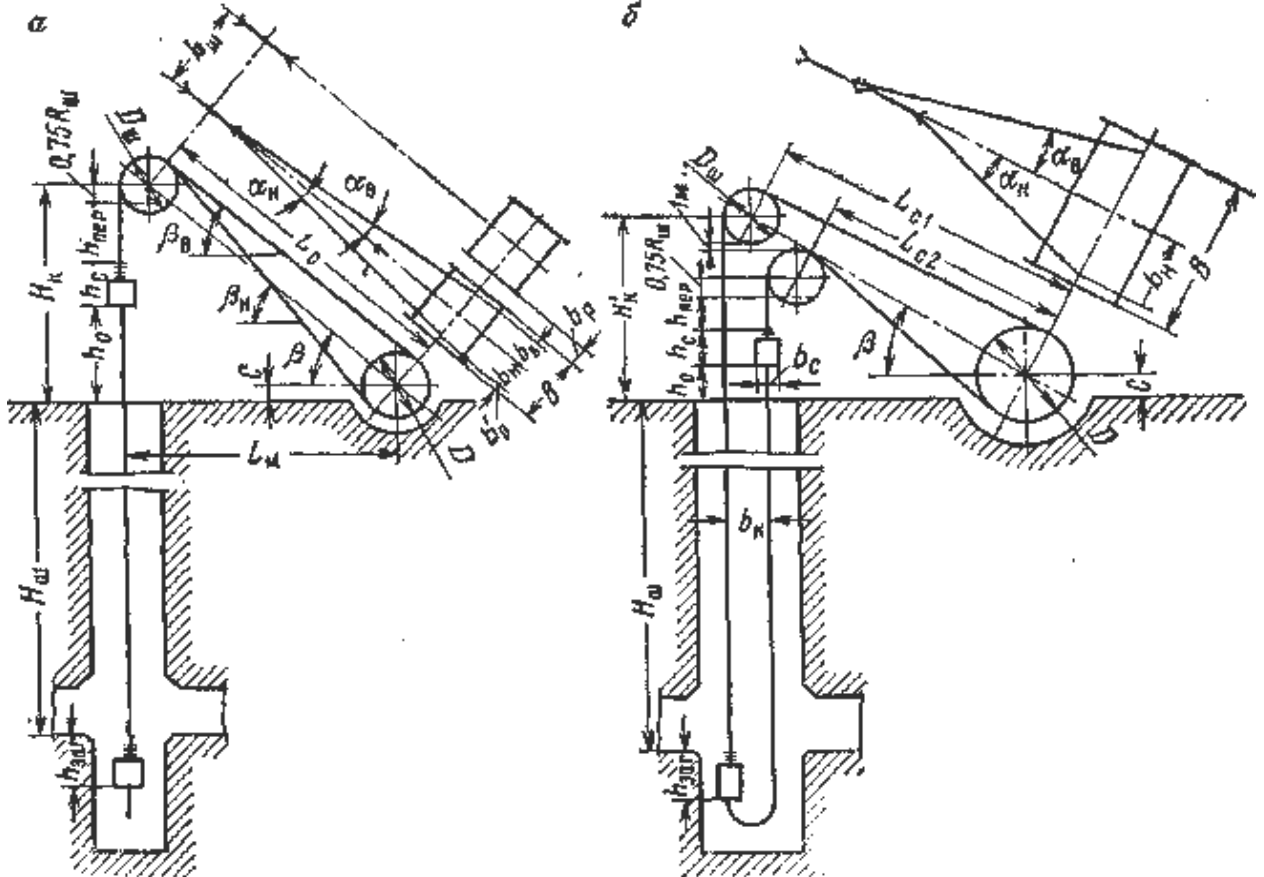


Рис. 6. Розташування барабаних підйомних машин відносно ствола шахти при установці копрових шківів: а – на одній геометричній осі; б – в одній вертикальній площині

При розташуванні шківів на одній горизонтальній осі довжина струни канату

$$L_c = \sqrt{(H_k - C)^2 + (L_m - R_{ш})^2}, \text{ м} \quad (1.56)$$

де $c = 0.8 - 1.0$, м – відстань від нульової позначки полу до осі барабану; L_m – відстань між висками канатів і віссю органів навивки.

При розташуванні шківів в одній вертикальній площині у формулі (1.56) необхідно враховувати відстань між канатами b_k , яка залежить від ширини підйомних посудин b_c і відстані між ними $b_k = b_c + 0.2$, а також відстань по вертикалі між ободами шківів, яка дорівнює 1 м.

$$L_c = \sqrt{(H_k - D_{ш} - 1 - C)^2 + (L_m - b_k - R_{ш})^2}, \text{ м} \quad (1.57)$$

Віднесення підйомної машини від ствола або горизонтальна відстань між віссю підйомного канату і віссю органу навивки L_m мають бути підібрані таким чином, щоб фундаменти машинної будівлі і укосини копра не стикалися між собою, щоб вібрація не зашкодила фундамент машини. Поряд з цим, слід враховувати, щоб довжина струни канату і значення кутів відхилень при цьому не виходили за межі допустимих норм. Щоб уникнути великих провисів і коливань, максимальна довжина струни L_c без підтримуючих роликів не повинна перевищувати 65 м. У тих випадках, коли довжина струни досягає 70 – 120 м, встановлюються підтримуючі ролики.

Значення розміру L_m залежить від багатьох факторів, в тому числі від куту нахилу струни до горизонту β , який рекомендується приймати в межах

$$30^\circ \leq \beta \leq 45^\circ, \quad (1.58)$$

При великих значеннях кута β надмірно збільшується тиск копра і його укосини на фундамент, що ускладнює пристрій фундаменту під укосину. Практично вважають, що кути нахилу верхньої β_e і нижньої β_n струн рівні.

При прийнятих значеннях кута β мінімальна величина L_m визначається:

$$L_m = 0,6 H_k + 3,5 + D_b, \text{ м} \quad (1.59)$$

Рациональне значення цього розміру

$$0,9 H_k \leq L_m \leq 2 H_k, \quad (1.60)$$

Кути відхилення канатів. Кутом відхилення (девіації) називається кут, утворений струною канату, що знаходиться на барабані в крайньому положенні, і площиною направляючого шківа, перпендикулярній осі барабану. Відхилення канатів від вертикальної площини, що проходить через площину направляючого шківа, може бути в двох напрямках: до зовнішньої реборди барабану (місця закріплення каната) та внутрішньої його реборди (кінцю навивки). У зв'язку з цим розрізняють внутрішній a_e і зовнішній a_n кути відхилення (девіації) канатів. Щоб уникнути зношування канатів від тертя витка про виток, тертя об реборди, а також вискакування канату з жолобків і його навивки на барабан зі змінним кроком, обмежують

кути девіації канатів. Згідно ПБ, ці кути не повинні перевищувати $1^{\circ}30'$ ($0,026$ рад) для циліндричних барабанів і 2° ($0,035$ рад) зі сторони малого циліндра для біциліндроконічних.

Значення кутів відхилення канатів в площині їх струни перевіряють за формулами (див. рис. 6.)

$$tga_n = \frac{b_n}{L_c}, \quad tga_b = \frac{b_b}{L_c}, \quad (1.61)$$

де b_n і b_b – відповідно зовнішнє і внутрішнє лінійне відхилення канатів на барабані, м.

1.9. Кінематика підйомної установки

З теоретичної механіки відомо, що в розділі «Кінематика» вивчається рух матеріальної точки і твердого тіла без урахування сил і мас, що визначають цей рух. Виходячи з цього, в наше завдання входить визначення законів руху, як вираз швидкості, прискорення і шляху в функції часу при переміщенні підйомних посудин відносно приймальних майданчиків без урахування діючих сил.

Графічне зображення швидкості руху судини v в функції часу t називають тахограмою підйому або діаграмою швидкості (див. рис. 7).

Висота підйому, тобто шлях, пройдений підйомною посудиною за час T , дорівнює площі, обмеженої кривою на діаграмі швидкості. Площа діаграми прискорень на кожній ділянці відповідає величині максимальної швидкості.

У загальному випадку в період розгону і уповільнення судин їх прискорення змінне і швидкість змінюється не пропорційно часу, тобто нелінійно.

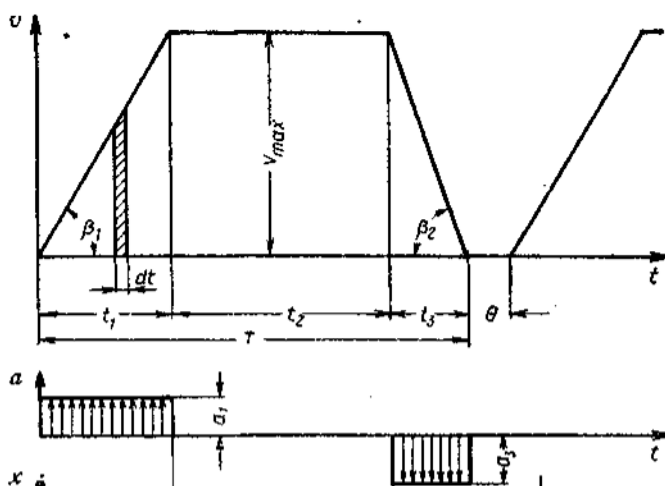


Рис. 7. Триперіодна трапецеїдальна діаграма швидкості та діаграма прискорень

Найбільш зручними в більшості випадків виявляються діаграми швидкості з постійною величиною прискорення

під час розгону і уповільнення машини. Вони реалізуються при використанні в якості приводних двигунів підйомних машин асинхронних електродвигунів. Тому такі діаграми і набули найбільшого поширення на практиці. Значно рідше застосовуються діаграми з увігнутими боками і

майже не застосовуються з опуклими боками, так як вони призводять до виникнення максимальних динамічних зусиль в канаті.

Розглянемо діаграму швидкості для підйомної машини з асинхронним двигуном. Після завантаження судини і отримання сигналу відбувається пуск машини. У міру виведення опору з ланцюга ротора момент обертання двигуна збільшується, і як тільки він стане більше моменту на валу від діючого навантаження, барабан починає обертатися з кутовим прискоренням w , канат навивається на барабан, а прикріплена до нього посудина переміщається з лінійним прискоренням $a = wR$. При цьому лінійна швидкість руху посудини безперервно збільшується від нуля до розрахункової максимальної величини v_{max} . З наближенням підйомних судин до приймальних майданчиків у разі двигунного уповільнення опір реостату вручну або автоматично вводиться в ланцюг ротора, і швидкість руху судин зменшується до нуля. Уповільнення можна також здійснити гальмуванням при відключеному двигуні або тільки відключенням двигуна (режим вільного вибігу).

За кількістю періодів графік швидкості може бути двох – , три – , п'яти – , шести – , або семиперіодним. Двохперіодний графік швидкості через неекономічність на практиці зазвичай не застосовується. Триперіодний графік швидкості характерний для неперекидних клітей.

Триперіодний графік швидкості. При заданій висоті підйому H (площі тахограми) і тривалості підйому судин T можна побудувати незліченну множину тахограм, які будуть відрізнятися різними значеннями часу t_1 розгону, часу t_2 руху посудини з v_{max} і часу t_3 гальмування судини. У межі при тривалому розгоні і гальмуванні відсутній на тахограмі період t_2 , руху посудини з постійною швидкістю і тахограма з триперіодної перетворюється в двуперіодну. При цьому максимальна швидкість v_{max} досягне найбільшого значення. Значення v_{max} буде зменшуватися зі збільшенням часу t_2 руху посудини з постійною швидкістю. Граничне мінімальне значення $v_{max} = v_{cp}$ і буде в теоретичному випадку, якби розгон і уповільнення судин відбувалися б миттєво, тобто t_1 і t_3 дорівнювали б нулю.

Завданнями кінематики є розрахунок діаграм швидкості і вибір таких кінематичних параметрів, які забезпечували б необхідну продуктивність підйомної установки найбільш економічним і безпечним способом.

При цьому доводиться вирішувати задачі кінематики: визначати максимальну швидкість v_{max} , при заданих значеннях висоти H і часу підйому T або знаходити час підйому T при заданих значеннях H і v_{max} .

Вирішимо ці завдання до найбільш застосовуваних діаграм підйому.

1. Час та шлях руху підйомної судини під час розгону

$$t_1 = \frac{v_{max}}{a_1}, \text{ м/с} \quad (1.62)$$

$$h_1 = \frac{v_{max} t_1}{2}, \text{ м} \quad (1.63)$$

2. Теж, в період уповільнення

$$t_3 = \frac{v_{\max}}{a_3}, \text{ м/с} \quad (1.64)$$

$$h_3 = \frac{v_{\max} t_3}{2}, \text{ м} \quad (1.65)$$

3. Тривалість рівномірного руху

$$t_2 = T - (t_1 + t_3) = T - v_{\max} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right), \text{ с} \quad (1.66)$$

4. Шлях, пройдений при рівномірному русі

$$h_2 = v_{\max} t_2 = v_{\max} \left[T - v_{\max} \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) \right] = v_{\max} T - v_{\max}^2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right), \text{ м} \quad (1.67)$$

5. Шлях, пройдений підйомною посудиною за час T

$$H = h_1 + h_2 + h_3 = \frac{v_{\max} t_1}{2} + v_{\max} T - v_{\max}^2 \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3} \right) + \frac{v_{\max} t_3}{2}, \text{ м} \quad (1.68)$$

Виключаючи невідомі t_1 і t_3 і перетворюючи вираз (1.68) для визначення v_{\max} отримаємо

$$v_{\max}^2 - 2v_{\max} \frac{T}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}} + \frac{2H}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}} = 0, \quad (1.69)$$

Позначивши $\frac{T}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}} = \varepsilon$ – модуль прискорень і виконавши подальші

перетворення, отримаємо основне рівняння кінематики, що встановлює залежність між параметрами діаграми швидкості

$$v_{\max}^2 - 2v_{\max} \varepsilon + 2v_{cp} \varepsilon = 0, \quad (1.70)$$

Вирішуючи квадратне рівняння щодо максимальної швидкості, знаходимо

$$v_{\max} = \varepsilon \pm \sqrt{\varepsilon^2 - 2v_{cp} \varepsilon}, \text{ м/с} \quad (1.71)$$

Щоб встановити, який із знаків перед коренем повинен бути збережений, подкорінний вираз прирівняємо нулю

$$\varepsilon^2 - 2v_{cp} \varepsilon = 0$$

Тоді

$$\varepsilon = 2v_{cp} = 2 \frac{H}{T}$$

Геометрично ε являє собою висоту трикутника, побудованого продовженням непаралельних сторін трапеції, а фізично – межа максимальної швидкості двоперіодної трикутної діаграми при заданих

періоді T , прискоренні a_1 і уповільненні a_3 . Так як у всякій трапеції $v_{max} < \varepsilon$, то перед коренем має бути збережений знак мінус

$$v_{max} = \varepsilon - \sqrt{\varepsilon^2 - 2v_{cp}\varepsilon}, \text{ м/с} \quad (1.72)$$

Розрахункове значення максимальної швидкості при підйомі і спуску вантажів по вертикальних стволах не повинно перевищувати швидкості, допустимої ПБ і коригується, виходячи з встановленого обладнання, в наступній послідовності:

а) визначається число обертів двигуна, відповідне розрахунковим значенням максимальної швидкості

$$n_{pac} = n_s i = \frac{60v_{max}}{\pi D_6} i, \text{ об/хв} \quad (1.73)$$

де i – передавальне відношення редуктора. При розрахунках слід приймати редуктор, що забезпечує найбільш близький збіг розрахункового числа обертів двигуна з номінальними оборотами. При можливості розгляду варіантів з одноступінчастими ($i = 7.35; 9.5; 10.5; 11.5$) і двоступінчастими ($i = 20; 30$) редукторами в першу чергу слід орієнтуватися на одноступінчасті редуктори, які характеризуються більш високими ККД передачі.

б) визначається найближчим до розрахункового синхронне число обертів асинхронного двигуна

$$n_0 = \frac{60f}{P} = \frac{3000}{P}, \text{ об/хв} \quad (1.74)$$

де $f = 50 \text{ Гц}$ – промислова частота струму; P – число пар полюсів, стандартні значення: 2, 4, 6, 8, 9, 10 і 12;

в) визначаються номінальні оберти двигуна

$$n_n = n_0(1 - S_n), \text{ об/хв} \quad (1.75)$$

де $S_n = 0,03 \div 0,05$ – номінальне ковзання двигуна.

В якості приводного двигуна шахтної підйомної машини може бути застосований електричний двигун як змінного, так і постійного струму.

У вітчизняній практиці шахтного підйому переважно поширений асинхронний привод, завдяки простоті обслуговування і низькій первісній вартості.

Більш ніж 95 % сучасних шахтних підйомних машин в нашій країні обладнані асинхронними приводами. Разом з тим, при великих потужностях їх застосування обмежується можливостями комутації апаратури управління і в такому випадку (при потужностях більше ніж 1200 – 1400 кВт) необхідно застосовувати двигуни постійного струму по системі Г-Д. В даний час можливе застосування частотно-керованого приводу змінного струму.

У разі асинхронного приводу підйому з контакторним управлінням застосовують асинхронні двигуни з фазним ротором. При цьому слід орієнтуватися на синхронну частоту обертання 1500; 1000; 750; 600; 500; 375; 300 і 250 об/хв.

До визначення величини ефективного зусилля, необхідного для розрахунку потужності приводного двигуна, доводиться вибирати двигун за

орієнтовною потужністю. Для цього потрібно встановити, стандартну частоту обертання приводного двигуна і вибрати редуктор підйомної машини, після чого буде можливий розрахунок фактичного значення максимальної швидкості підйому і орієнтовної потужності двигуна.

г) фактична максимальна швидкість підйому

$$v_{\max.\phi} = v_{\max} \frac{n_n}{n_{\text{pac}}}, \text{ м/с} \quad (1.76)$$

Елементи кінематичного режиму визначаються, виходячи з дійсної (фактичної) максимальної швидкості руху

$$t_1 = \frac{v_{\max.\phi}}{\alpha_1}; \quad h_1 = \frac{v_{\max.\phi} t_1}{2}; \quad t_3 = \frac{v_{\max.\phi}}{\alpha_3};$$

$$h_3 = \frac{v_{\max.\phi} t_3}{2}; \quad h_2 = H - h_1 - h_3; \quad t_2 = \frac{h_2}{v_{\max.\phi}};$$

$$T_{\phi} = t_1 + t_2 + t_3 \leq T;$$

Фактичний коефіцієнт резерву продуктивності підйомної установки

$$C_{\phi} = C \frac{T + \Theta}{T_{\phi} + \Theta}, \quad (1.77)$$

Відповідно до ПБ прискорення і уповільнення при підйомі і спуску людей по вертикальних виробках не повинні перевищувати $0,75 \text{ м/с}^2$, а у похилих виробках – $0,5 \text{ м/с}^2$. Норми допустимих прискорень встановлені на підставі вивчення фізіологічного стану організму людей, які зазнають відносно тривалої (10 – 30 сек) зміни швидкості при русі. Величина прискорень для вантажних підйомів обмежується початковою перевантажувальною здатністю двигуна, а також динамічними напруженнями у всій підйомній системі.

Для підйомних установок з асинхронним двигуном рекомендується приймати a_1 і a_3 в межах $0,7 - 1,0 \text{ м/с}$, а для установок з приводом системи Г – Д – в межах $1,0 - 1,2 \text{ м/с}$.

П'ятиперіодні діаграми підйому. Такі пятиперіодні діаграми застосовуються для скіпових підйомних установок. Наявність обмежень (див. рис. 8) за швидкістю при вході і виході скіпів з розвантажувальних кривих в більшості випадків створює необхідність передбачати на діаграмі швидкості додаткові, перший і п'ятий, невеликі періоди t_0 і t_4 , протягом яких скіпи переміщуються в розвантажувальних кривих з невеликою швидкістю. При розрахунку діаграми швидкості відомі висота підйому H , тривалість руху T і шлях руху в розвантажувальних кривих h_0 .

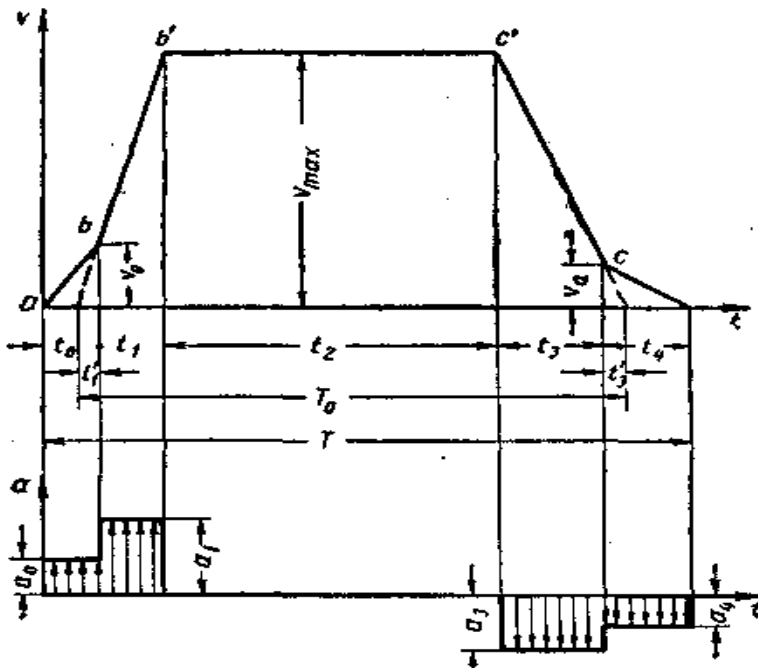


Рис. 8. П'ятиперіодні діаграми швидкості і прискорення

В якості допоміжних параметрів приймаються: прискорення a_1 , уповільнення a_3 , швидкість виходу порожнього скіпа $v_0 = 1,2 - 1,5$ м/с, швидкість входу навантаженого скіпа $v_a = 0,5 - 1,0$ м/с з умови, щоб уповільнення в цей період не перевищувало $0,3 - 0,4$ м/с². При $v_0 = v_a$ діаграма швидкості виходить симетричною. У тих

випадках, коли приймають $v_0 > v_a$, з огляду на меншу масу порожнього скіпа, що виходить з розвантажувальних кривих, в порівнянні з масою навантаженого скіпа, що входить в криві, діаграма виходить несиметричною.

Для визначення v_{max} необхідно п'ятиперіодну діаграму умовно привести до триперіодної і визначити максимальне значення швидкості, як для звичайної триперіодної трапецеїдальної діаграми. Продовживши непаралельні сторони трапеції bb' і cc' до перетину з віссю абсцис, отримаємо триперіодну діаграму з основою T_0 , площею H_0 (представляє собою умовний шлях переміщення скіпів) і висотою v_{max} .

Умовний час руху скіпів

$$T_0 = T - t_0 - t_4 + t_1' + t_3', \text{ с} \quad (1.78)$$

Замінюючи

$$t_0 = \frac{v_0}{a_0}; \quad t_4 = \frac{v_a}{a_4}; \quad t_1' = \frac{v_0}{a_1}; \quad t_3' = \frac{v_a}{a_3};$$

Отримаємо

$$T_0 = T - \frac{v_0}{a_0} - \frac{v_a}{a_4} + \frac{v_0}{a_1} + \frac{v_a}{a_3}, \text{ с} \quad (1.79)$$

Умовний шлях (висота підйому)

$$H_0 = H - 2h_0 + h_1^1 + h_3^1, \text{ м} \quad (1.80)$$

З відповідних площадок діаграми знаходимо

$$h_0 = \frac{v_0 t_0}{2} = \frac{v_0^2}{2a_0} = \frac{v_a t_4}{2} = \frac{v_a^2}{2a_4}, \text{ м}; \quad h_1^1 = \frac{v_0 t_1^1}{2} = \frac{v_0^2}{2a_1}, \text{ м}; \quad h_3^1 = \frac{v_a t_3^1}{2} = \frac{v_a^2}{2a_3}, \text{ м};$$

Підставляючи ці значення в формулу (1.80), отримаємо

$$H_0 = H - \frac{v_0^2}{2a_0} - \frac{v_a^2}{2a_4} + \frac{v_0^2}{2a_1} + \frac{v_a^2}{2a_3}, \text{ м} \quad (1.81)$$

Умовна середня швидкість

$$v_{\text{cp}}^1 = \frac{H_0}{T_0}, \text{ м/с} \quad (1.82)$$

Верхня межа максимальної швидкості

$$\varepsilon_0 = \frac{T_0}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_3}}, \quad (1.83)$$

Максимальна швидкість відповідно до (1.72)

$$v_{\text{max}} = \varepsilon_0 - \sqrt{\varepsilon_0^2 - 2v_{\text{cp}}^1 \varepsilon_0}, \text{ м/с} \quad (1.84)$$

Розрахунок елементів діаграми.

Тривалість руху порожнього скіпа і прискорення в розвантажувальних кривих:

$$t_0 = \frac{2h_0}{v_0}, \text{ с}; \quad \alpha_0 = \frac{v_0}{t_0}, \text{ с.}$$

Тривалість руху поза розвантажувальних кривих з прискоренням: a_1 :

$$t_1 = \frac{v_{\text{max}} - v_0}{a_1}, \text{ с};$$

Шлях, пройдений за цей період, відповідає площі трапеції:

$$h_1 = \frac{v_{\text{max}} + v_0}{2} t_1, \text{ м}$$

Тривалість руху від швидкості v_{max} до v_a з уповільненням:

$$t_3 = \frac{v_{\text{max}} - v_a}{a_3}, \text{ с};$$

Шлях, пройдений за цей період:

$$h_3 = \frac{v_{\text{max}} + v_a}{2} t_3, \text{ м};$$

Тривалість руху навантаженого скіпа і уповільнення в розвантажувальних кривих:

$$t_4 = \frac{2h_0}{v_a}, \text{ с}; \quad \alpha_4 = \frac{v_a}{t_4}, \text{ м/с}^2;$$

Шлях і час рівномірного руху з максимальною швидкістю

$$h_2 = H - 2h_0 - h_1 - h_3, \text{ м}; \quad t_2 = \frac{h_2}{v_{\text{max}}}, \text{ с};$$

1.10. Динаміка підйомної установки

В динаміці підйомної системи визначають момент обертання на валу органу навівки канату, який повинен розвивати двигун, щоб викликати рух підйомних посудин відповідно до заданої діаграмою швидкості.

Рушійному моменту двигуна протистоять опори: від сил тяжіння (підняття вантажу і неврівноваженої частини маси канату), сил шахтних опорів, а також сил інерції, що виникають при зміні швидкості.

Основне рівняння підйому в загальному випадку має вигляд

$$M_6 = M_{ст} + M_{дин}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.85)$$

де M_6 , $M_{ст}$, $M_{дин}$ – моменти обертання відповідно на валу барабана підйомної машини, статичних та динамічних навантажень на валу підйомної машини, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Статичний момент навантаження підйому представляє собою різницю моментів гілок канату, що піднімається і опускається щодо вала обертання підйомної машини. Величина статичного моменту залежить від статичних натягів канатів, їх радіусів навивки і сил шахтних опорів руху машини (сили тертя, опір повітря і ін.).

Динамічний момент навантаження має місце в період нерівномірної швидкості руху посудин, що може бути викликано змінами кутової швидкості обертання машини або радіусу органу навивки.

В підйомних установках з постійним радіусом R органу навивки можна моменти замінити зусиллями, розділивши рівняння (1.85) на R

$$\frac{M_6}{R} = \frac{M_{ст}}{R} + \frac{M_{дин}}{R}; \text{ або } F_6 = F_{ст} + F_{дин}, \text{ Н} \quad (1.86)$$

де F_6 – рушійне зусилля на колі навивки, Н ; $F_{ст}$ – зусилля на колі навивки від статичних опорів, Н ; $F_{дин}$ – інерційні опори – динамічна складова зусиль, Н ;

Статична складова рушійного зусилля дорівнює різниці натягів гілокканатів від статичного навантаження на колі навивки (див. рис. 9.).

$$F_{ст} = F_{п} - F_{оп}, \text{ Н} \quad (1.87)$$

Для визначення натягу гілок канату від статичного навантаження при підйомі корисного вантажу масою m_n розглянемо схему підйомної установки (див. рис. 9.) в таку мить підйому, коли судини пройшли шлях x з початку руху їх від приймальних майданчиків. Натяг гілок канату від статичних навантажень, в які включені також і сили опору руху, будуть визначатися:

гілки канату, що піднімається

$$F_{п} = [m_n + m_m + p(H - x) + qx + ph_p + qh_q + ph_n - pl_{п} \sin \beta_n] g + w_n, \text{ Н} \quad (1.88)$$

гілки канату, що опускається

$$F_{оп} = [m_m + px + q(H - x) + ph_p + qh_q + ph_{он} - pl_{оп} \sin \beta_{он}] g - w_{он}, \text{ Н} \quad (1.89)$$

де h_p і h_q – довжини відповідно головного і хвостового канатів в зачалках, м ; h_p і h_q – відстані від верхнього приймального майданчика до осі відповідного направляючого шківів, м ; $l_{п}$ і $l_{оп}$ – довжини струн канатів відповідно гілки, що піднімається і гілки, що опускається, м ; $\beta_{п}$ і $\beta_{оп}$ – кути нахилу до горизонту струн канатів відповідно гілки, що піднімається і гілки, що опускається; $w_{п}$ і $w_{оп}$ – опори руху гілок канату відповідно, гілки, що піднімається і гілки, що опускається, спрямовані проти руху судин, Н .

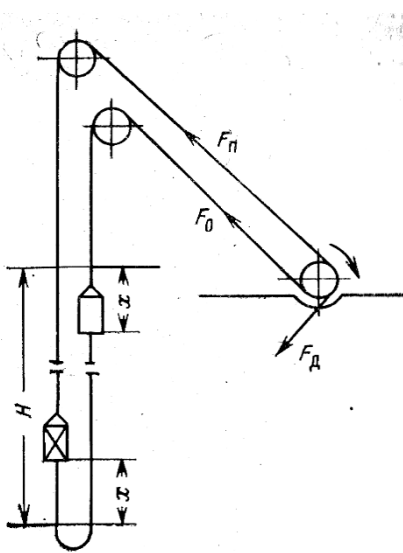


Рис. 9. Схема підйомної установки з хвостовим канатом

Віднімаючи з рівняння (1.88) рівняння (1.89) і враховуючи, що

$$l_{\text{п}} \sin \beta_p \approx l_{\text{оп}} \sin \beta_{\text{оп}} \quad \text{і} \quad h_{\text{п}} \approx h_{\text{оп}}$$

отримаємо

$$F_{\text{ст}} = [m_n - (q - p)(H - 2x)]g + w_{\text{он}} + w_n, \text{Н} \quad (1.90)$$

Запишемо рівняння (1.90) в наступному вигляді:

$$F_{\text{ст}} = \left[m_n + \frac{w}{g} - (q - p)(H - 2x) \right] g, \text{Н}$$

де $w = w_n + w_{\text{он}}$ – сумарні шкідливі опори руху, що викликаються тертям напрямних лап об шахтні провідники, вигином і тертям канатів на барабанах і напрямних шківів, тертям в підшипниках, а також опором повітря руху судин.

Величину шкідливих опорів висловлюють в частках від величини вантажу, що піднімається.

Об'єднуючи вагу корисного вантажу з шахтними опорами, отримаємо

$$m_n g + w = m_n g \left(1 + \frac{w}{m_n g} \right) = k m_n g, \quad (1.91)$$

де $k = 1 + \frac{w}{m_n g}$ – коефіцієнт шахтних опорів. При проектуванні приймають:

$k = 1.2$ – для клітьових підйомів; $k = 1.15$ – для скіпових підйомів.

Позначивши $\Delta = q - p$, отримаємо рівняння, що виражає статичне зусилля на барабані

$$F_{\text{ст}} = [k m_n - \Delta(H - 2x)]g, \text{Н} \quad (1.92)$$

Динамічна складова рушійного зусилля $F_{\text{дв}}$ визначається силами інерції рухомих елементів підйомної системи і знаходиться як добуток приведеної маси рухомих частин підйомної системи на лінійне прискорення

$$F_{\text{дин}} = (m_{\text{пост}} + m_0)a = m_i a, \text{Н} \quad (1.93)$$

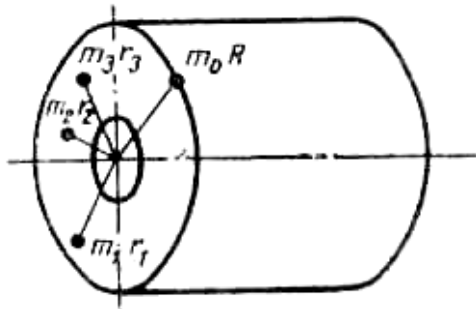
де $m_{\text{пост}}$ – сумарна маса поступально рухомих частин, приведена до колу навивки через канати, кг; m_0 – маса обертових частин, приведена до колу навивки, кг; m_i – сумарна маса всіх рухомих частин підйомної системи, приведена до колу навивки, кг; a – лінійне прискорення, м/с.

При роботі підйомної установки барабани з навитими на них канатами, колеса зубчастої передачі, двигун і направляючі шківів здійснюють обертальний рух, а підйомні канати, що знаходяться в стволі шахти, з прикріпленими до них посудинами – поступальний рух.

Зважаючи на те, що окремі елементи підйомної системи, здійснюючи обертальний рух, знаходяться на різних радіусах від осі обертання і рухаються з різними лінійними прискореннями (ротор двигуна, шестірні редуктора, елементи маси барабанів та шківів), необхідно умовно їхню масу привести до кола навивки, щоб їх рух відбувався з тим самим лінійним

прискоренням, як і маса поступово рухомих частин. Подібне приведення маси відбувається на основі рівності кінетичної енергії тіла, що обертається.

Так, наприклад, для елементарної частинки барабану масою m_1 , що знаходиться на відстані r_1 від осі обертання (див. рис. 10), кінетична енергія дорівнює



$$L_1 = \frac{m_1 v_1^2}{2} = \frac{m_1 r_1^2 w^2}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.94)$$

де лінійна швидкість v_1 і кутова швидкість w_1 барабану пов'язані співвідношенням $v_1 = ar_1$.

Рис. 10. До визначення кінетичної енергії тіла, що обертається

Кінетична енергія барабану, що обертається та складається з окремих матеріальних частинок m_1, m_2, \dots, m_n ,

що знаходяться на відстані $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$ від осі обертання, дорівнює:

$$L = \frac{w^2}{2} (m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2 + \dots + m_n r_n^2) = \frac{w^2}{2} \sum m r^2 = J \frac{w^2}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.95)$$

де w кутова швидкість, с^{-1} ; $J = \sum m r^2$ – момент інерції барабану щодо радіусу інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент інерції щодо осі обертання барабану

$$J = m_0 R^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (1.96)$$

За умови сталості кінетичної енергії

$$J = \sum m r^2 = m_0 R^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (1.97)$$

де $m_0 = \frac{J}{R^2}$ – маса обертових частин, приведена до кола навивки радіусу R , кг .

У заводських каталогах машин замість моменту інерції часто дається значення махового моменту. Маховим моментом прийнято називати добуток реальної ваги тіла G на квадрат діаметра інерції D_i .

Між моментом інерції і маховим моментом існує залежність

$$J = \frac{GD^2}{4g}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Якщо з каталогів відомі значення махових моментів барабанів, ротора, редуктора на тихохідному валу і напрямних шківів, тоді визначають відповідні їм значення приведених до кола барабану мас:

$$\begin{aligned} \text{барабана } m_{\delta}^1 &= \frac{1}{g} \frac{(GD_{\delta}^2)}{D_{\delta}^2}; & \text{ротора } m_{\text{ром}}^1 &= \frac{1}{g} \frac{(GD_{\text{ром}}^2)}{D_{\delta}^2} i^2 \\ \text{редуктора } m_{\text{ред}}^1 &= \frac{1}{g} \frac{(GD_{\text{ред}}^2)}{D_{\delta}^2}; & \text{напрямних шківів } m_{\text{шк}}^1 &= \frac{1}{g} \frac{(GD_{\text{шк}}^2)}{D_{\delta}^2} \end{aligned}$$

Оскільки частини підйомної машини, що переміщуються прямолінійно отримують прискорення, рівне прискоренню кола навивки канату, то наведена маса їх тотожна з реальною, тому приведенню підлягають тільки маси обертових елементів машини.

Наведена до кола навивки сумарна маса поступально рухомих частин підйомної установки

$$m_{\text{пост}} = m_n + 2m_m + 2pL_p + qL_q, \text{ кг} \quad (1.98)$$

де L_p, L_q – повна довжина однієї гілки відповідно підйомного і хвостового канатів, м.

$$L_p = H_n + h_k + \frac{\pi D_{\text{шк}}}{2} + L_c + l_p + \pi D_{\text{б}} z_{\text{тр}}, \text{ м}$$

$$L_q = H_n + 30 \text{ м.}$$

При багатоканатному підйомі необхідно враховувати число підйомних і хвостових канатів.

Наведена до кола навивки сумарна маса обертових частин підйомної установки

$$m_o = m_o^1 + m_{\text{рот}}^1 + m_{\text{ред}}^1 + m_{\text{шк}}^1, \text{ кг} \quad (1.99)$$

Підставивши в формулу (1.86) значення $F_{\text{ст}}$ з виразу (1.92) і $F_{\text{дин}}$ з виразу (1.93), отримаємо основне рівняння динаміки підйомної установки, вперше сформульоване акад. М. М. Федоровим

$$F_o = [km_n - \Delta(H - 2x)]g + m_i a, \text{ Н} \quad (1.100)$$

Аналіз рівняння (1.100) показує, що статична складова зусилля на валу барабана $F_{\text{ст}}$ протягом одного підйому може змінюватися як за величиною, так і за знаком.

За рівнянням можуть бути визначені лише статичні і середні динамічні навантаження в канатах. Його використовують, зокрема, для побудови діаграм зусиль.

Діаграми зусиль підйомних установок. Використовуючи основне рівняння (1.100), будуємо в функції шляху або часу діаграми рушійних зусиль за цикл підйомної установки. На рис. 11, показана така діаграма, побудована для підйому без зрівноважуючого канату з постійним радіусом органу навивки.

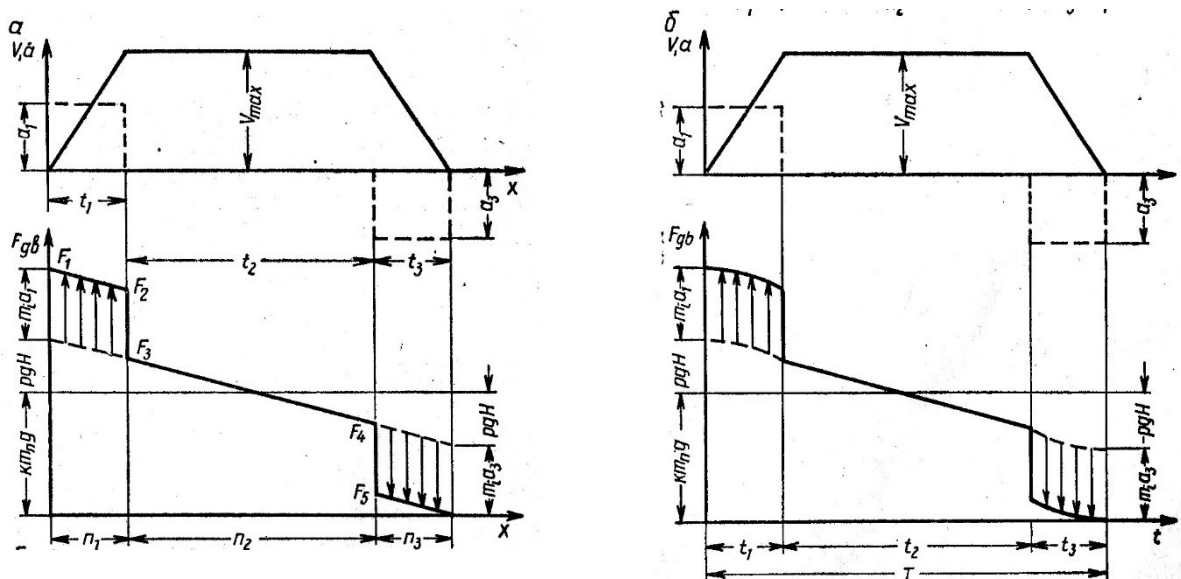


Рис. 11. Діаграми швидкості, прискорень і рушійних зусиль: а) – в функції шляху; б) – в функції часу

Побудова здійснюється зазвичай по характерним точкам: початок і кінець розгону підйомної посудини, початок і закінчення руху посудини з v_{max} , коли прискорення $a = 0$, початок уповільнення і зупинка посудини – у приймального майданчика. Отримані значення в цих точках з'єднують прямими лініями. При побудові діаграми у функції часу точки слід було б з'єднувати кривими другого порядку, проте радіус їхньої кривизни настільки великий, що з достатньою для практики точністю їх часто замінюють прямими лініями.

З діаграми зусиль, наведеної на рис. 11, видно, що зусилля, як в перехідні періоди, так і при сталому русі з v_{max} змінюються за величиною. Це обумовлено зміною маси головного канату, що знаходиться в стволі. Величина зусиль у періоди розгону і уповільнення підйомної посудини залежить від приведеної маси рухомих частин підйомної установки.

В підйомних установках з зрівноважуючим рівноважним канатом відбувається повне статичне зрівноважування маси головного канату масою хвостового канату; другий член рівняння (1.100) дорівнює нулю і зусилля $F_{дв}$ дорівнює Kgt_n в сталому періоді руху. При $K = const$ це зусилля постійне (див. рис. 12, б).

Зміна потужності на валу барабана. Значення потужності на валу барабана в даний проміжок часу визначається величиною рушійного моменту на його валу і кутовою швидкістю обертання:

$$N_{\sigma} = M_{\sigma} \omega, \text{ кВт} \quad (1.101)$$

При постійному радіусі органа навивки

$$M_{\sigma} = F_{\sigma} R, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad \omega = \frac{v}{R}, \text{ с}^{-1};$$

потужність на валу барабана виразиться через рушійне зусилля і лінійну швидкість

$$N_{\sigma} = \frac{F_{\sigma} v}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.102)$$

Зміну потужності на валу барабана за період підйому можна виразити діаграмою $N_{\sigma} = f(t)$. Для її побудови необхідно ординати діаграми рушійних зусиль перемножити на відповідні їм ординати діаграми швидкості (див. рис. 12). Стрілками показані витрати потужності на подолання інерційних опорів на початку підйому і повернення її в кінці підйому за рахунок мас, що рухаються.

1.11. Потужність електродвигуна, витрата електричної енергії і ККД підйомної установки

Потужність електродвигуна. Потужність електродвигуна підйомної машини зазвичай визначається у два етапи. На першому етапі проводиться орієнтовний розрахунок потужності і вибір електродвигуна для визначення моменту інерції (необхідного при побудові діаграм зусиль) і порівняння різних варіантів проєктованого підйому. На другому етапі проводиться уточнений розрахунок встановленої потужності електродвигуна.

Орієнтовна потужність електродвигуна визначається за формулою

$$P_{op} = \rho \frac{km_n Hg}{1000 T \eta_i}, \text{ кВт} \quad (1.103)$$

де $\rho = 1.15 \div 1.35$ – коефіцієнт, званий характеристикою динамічного режиму установки і залежить від моменту інерції підйомної установки, ступеня її врівноваженості і множника швидкості; $\eta_i = 0.95 - 0.98$ ККД зубчастої передачі.

Остаточна потужність електродвигуна підйомної машини вибирається по допустимому нагріву його обмоток і, крім того, електродвигун перевіряється на перевантажувальну здатність за максимальними зусиллям в підйомній установці. При змінних за величиною навантаженнях підйомних машин потужність електродвигуна по нагріванню визначається виходячи з еквівалентних (ефективних) зусиль. Під еквівалентним зусиллям $F_{ек}$ розуміють таке уявне постійне зусилля, при якому в двигуні виділяється протягом часу $T_{ек}$ такаж кількість теплоти, як при роботі двигуна з фактичними змінними навантаженнями $F_{об}$ за цикл підйому $T_{ц}$.

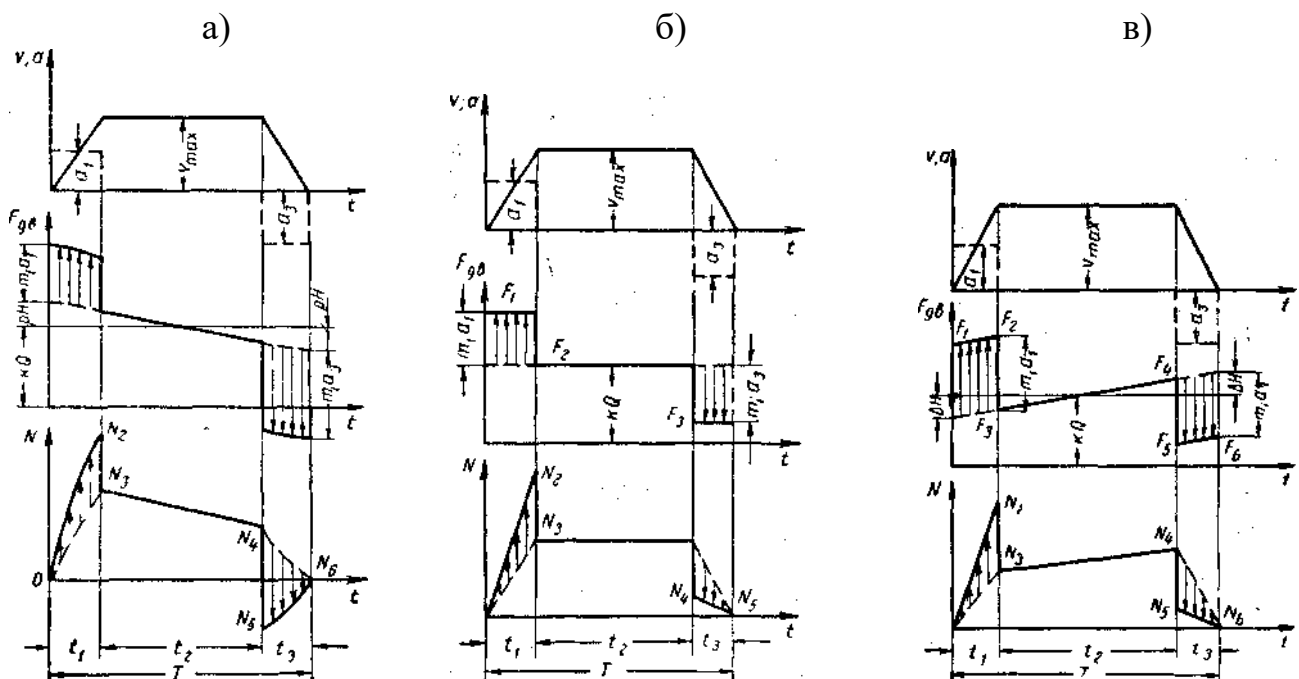


Рис. 12. Діаграми швидкості, прискорення, рушійних зусиль і потужності на валу підйомної установки без зрівноважуючого канату (а) і з зрівноважуючими канатами: рівноважним (б) і важким (в)

Еквівалентна (ефективна) потужність двигуна з умови нагріву

$$P_{ек} = 10^{-3} \frac{F_{ек} v_{max}}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (1.104)$$

У загальному вигляді ефективне зусилля підйому

$$F_{ек} = \sqrt{\frac{\sum F^2 t}{T_{ек}}}, \text{ Н} \quad (1.105)$$

де F і t – відповідно зусилля і тривалість елементарної ділянки за графіком зусиль; $T_{ек}$ – еквівалентна тривалість циклу, тобто час, протягом якого

двигун, що обертається з максимальною швидкістю, віддав би навколишньому середовищу таку ж кількість тепла, як і за час одного циклу підйому.

Час $T_{\text{ек}}$ менше періоду T . Охолодження повітряних двигунів в період пауз і роботи зі зниженою частотою обертання відбувається менш інтенсивно, тому

$$T_{\text{ек}} = \beta_1(t_1 + t_3) + t_2 + \beta_2\theta, \text{ с} \quad (1.106)$$

де β_1 β_2 – коефіцієнти, що враховують погіршення охолодження двигуна у періоди відповідно несталого руху і під час паузи; за даними ХЕМЗа, а також Южгіпрошахту $\beta_1 = 0,5$ і $\beta_2 = 0,25$.

Величину $\Sigma F^2 t$ визначають з графіка зусиль. Для цього графік зусиль в координатах $F - t$ розбиваємо на ділянки з прямолінійною зміною зусилля, розраховуємо $\Sigma F^2 t$ для кожної окремої ділянки і потім підсумовуємо.

Величину $\Sigma F^2 t$ для ділянки з тривалістю t_1 і прямолінійною зміною зусилля від F_1 до F_2 розраховують за формулою:

$$F^2 t = (F_1^2 + F_1 F_2 + F_2^2) \frac{t_1}{3}, \text{ Н}^2 \cdot \text{с} \quad (1.107)$$

Для окремих випадків при сталості зусилля на ділянці ($F_1 = F_2$)

$$F^2 t = F_1^2 t_1 = F_2^2 t_2, \text{ Н}^2 \cdot \text{с} \quad (1.108)$$

якщо одне з зусиль дорівнює нулю (наприклад, $F_2 = 0$)

$$F^2 t = F_1^2 \frac{t_1}{3}, \text{ Н}^2 \cdot \text{с} \quad (1.109)$$

при невеликій різниці між F_1 і F_2 , а також незначною тривалістю періоду t_1 можна прийняти

$$F^2 t = (F_1^2 + F_2^2) \frac{t_1}{2}, \text{ Н}^2 \cdot \text{с} \quad (1.110)$$

Якщо зусилля на ділянках мають негативні значення, викликані застосуванням механічного гальма з відключеним двигуном, то при розрахунку $\Sigma F^2 t$ ці ділянки не враховуються (пропускають). У цих періодах двигун не нагрівається.

Ефективна потужність підйому, отримана на основі рівняння (1.104), не повинна перевищувати потужності двигуна, обраного за орієнтовними розрахунками (1.103). В іншому випадку за розрахунковим значенням $P_{\text{еф}}$ заново підбирають двигун, і якщо при цьому маховий момент останнього значно відрізняється від махового моменту колишнього двигуна, то слід перерахувати елементи кінематики, динаміки і ефективної потужності підйому.

Для остаточного вибору двигуна необхідно перевірити його на перевантаження:

$$\lambda = \frac{F_{\text{max}}}{F_{\text{ек}}}, \quad (1.111)$$

де F_{max} – найбільше зусилля на колі барабану, Н; приймають за графіком зусиль;

Для забезпечення достатнього моменту обертання двигуна при падінні напруги в мережі живлення (в межах допустимих норм) коефіцієнт перевантаження, розрахований згідно з формулою (1.111), повинен задовольняти умові:

$$\lambda_{max} \leq 0.85\lambda_n, \quad (1.112)$$

де λ_n – коефіцієнт перевантаження двигуна, який вибирають за каталогом (співвідношення критичного і номінального моментів $\lambda_n = M_{кр} / M_n$).

Рекомендується, щоб короткочасне перевантаження асинхронного двигуна перебувало в межах $1.6 \div 1.8$, а двигуна постійного струму $1.8 \div 2.0$.

У разі перевищення зазначених меж необхідно або вплинути на динамічну складову рушійних зусиль шляхом зменшення прискорення або зниження махових мас або від неурівноваженої системи підйому перейти до зрівноваженої.

Витрата електричної енергії. Корисна витрата електричної енергії при підйомі вантажу масою m_n на висоту H дорівнює

$$\begin{aligned} e_0 &= m_n g H, \text{ Дж}; \\ e_0 &= \frac{m_n g H}{1000 \cdot 3600}, \text{ кВт} \cdot \text{год} \end{aligned} \quad (1.113)$$

Дійсна витрата електричної енергії за один подьом дорівнює корисній витраті плюс втрати, які можна врахувати, якщо знати величину потужності, споживаної двигуном з мережі.

Якщо знехтувати втратами в ланцюзі статора, то потужність, споживана з мережі, повністю передається ротору:

$$P_c = P_s = M_{\delta\sigma} w_0, \text{ кВт} \quad (1.114)$$

де w_0 – кутова швидкість обертання магнітного поля асинхронного двигуна.

Момент обертання на валу двигуна (при постійному радіусі намотування)

$$M_{дв} = \frac{M_{\delta}}{i\eta_i} = \frac{F_{\delta}R}{i\eta_i}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.115)$$

Припустивши, що $w_0 = w_{\delta\sigma} i = \frac{v_{max}}{R} i$, отримаємо $P_c = \frac{F_{\delta}v_{max}}{\eta_i}$, тобто асинхронний двигун споживає потужність з мережі, незалежно від числа обертів, пропорційно рушійному зусиллю і максимальній швидкості.

Потужність, споживана з мережі, з урахуванням втрат в передачах і самому двигуні

$$P_c = \frac{F_{\delta}v_{max}}{\eta_i\eta_{\delta\sigma}}, \text{ кВт} \quad (1.116)$$

Діаграма потужності, споживана з мережі за один підйом (див. рис. 13.), будується у результаті множення ординат рушійних зусиль для даного проміжку часу на максимальне значення швидкості ($P_c^I; P_c^{II}; P_c^{III}; P_c^{IV}; P_c^V; P_c^{VI}$).

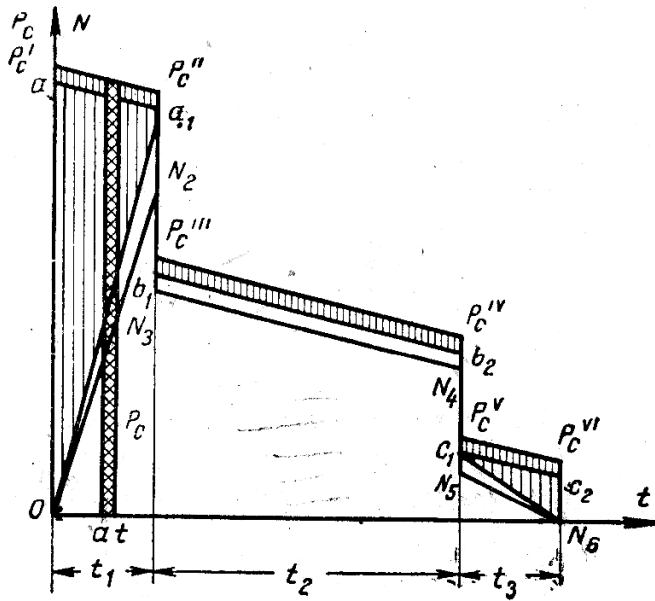


Рис. 13. Діаграма потужності, що споживається з мережі асинхронним двигуном

відбувається по лініях $ON_2N_3N_4N_5N_6$. Неважко встановити, що площа діаграми потужності, що споживається з мережі, чисельно дорівнює роботі, витраченій за один підйом, тобто витраті електричної енергії.

$$e = \frac{v_{\max} \Sigma Ft}{1000 * 3600 \eta_i \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (1.117)$$

де $\Sigma Ft = \frac{F_1 + F_2}{2} t_1 + \frac{F_3 + F_4}{2} t_2 + \frac{F_5 + F_6}{2} t_3$ – площа діаграми рушійних зусиль.

Питомі фактичні витрати електроенергії (квт·год) на підйом:
1 т маси за один цикл (квт·год/т)

$$e_{1m} = 10^3 \frac{e_0}{m_n}, \text{ кВт} \cdot \text{год/т} \quad (1.118)$$

1 т маси на висоту 1 км (квт·год/т·км)

$$e_{1\text{мкм}} = 10^6 \frac{e_0}{m_n H}, \text{ кВт} \cdot \text{год/т} \cdot \text{км} \quad (1.119)$$

У наведених формулах масу корисного вантажу m_n приймають в кг, а висоту підйому H – в м.

Річні витрати електроенергії (квт·год)

$$e_p = e_{1m} A_{\text{рік}}, \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (1.120)$$

Коефіцієнт корисної дії підйомної установки визначається як відношення корисної витрати енергії до витрати енергії з мережі:

$$\eta_{\text{ну}} = \frac{e_0}{e} \quad (1.121)$$

Якщо в тих же координатних осях побудувати діаграму зміни потужності на валу барабана, то наочно представляться втрати електроенергії у реостаті в періоди пуску та уповільнення (площі на діаграмі Oaa_1O і $N_6c_1c_2N_6$), площі Oa_1N_2 ; $b_1b_2N_4N_3$; $N_6N_5c_1$ – втрати електроенергії в зубчастих передачах, а втрати електроенергії в самому двигуні площі

$$aa_1P_c^{II}P_c^I; P_c^{III}P_c^{IV}b_2b_1 \text{ и } P_c^V P_c^{IV}c_2c_1.$$

Зміна потужності на валу барабана за один підйом на діаграмі $P_c = f(t)$ (див. рис. 13)

Контрольні запитання

1. Для чого призначена та з яких основних елементів складається шахтна підйомна установка?
2. За якими ознаками класифікують підйомні установки?
3. Які існують типи підйомних посудин?
4. Які існують типи парашутів для підйомних посудин. Для чого вони призначені?
5. Які існують типи провідників? Як поділяються напрямні підйомних посудин за принципом взаємодії з провідниками?
6. З яких складових утворюється висота підйому для скіпової установки?
7. За якими ознаками класифікують підйомні канати?
8. Яке значення коефіцієнтів запасу міцності підйомних канатів приймається для людських і вантажних підйомних установок?
9. З яких основних частин складається копер?
10. Як розрізняють підйомні машини за типом органу навивки?
11. Які встановлені співвідношення між діаметром барабана D_b і діаметром канату d_k ?
12. Які фактори впливають на ширину навивальної поверхні барабана підйомної машини?
13. Які основні умови необхідно виконати при розрахунках багатоканатного підйому?
14. Якими основними параметрами визначається розташування підйомної машини відносно ствола шахти?
15. Що таке діаграма швидкості підйомної установки? Які вони бувають за кількістю періодів?
16. Як визначається фактичний коефіцієнт резерву продуктивності підйомної установки.
17. Який вигляд в загальному випадку має основне рівняння підйому?
18. Як визначається статична та динамічна складові зусилля на барабані?
19. Які елементи підйомної установки рухаються поступово, а які обертово?
20. Якою формулою визначається зміна потужність на валу барабана?
21. Як визначається орієнтовна потужність електродвигуна підйомної машини?
22. Що таке еквівалентна тривалість циклу підйому? Як вона визначається?
23. Як визначається еквівалентна (ефективна) потужність двигуна з умови нагріву?
24. Як визначається корисна витрата електричної енергії при підйомі вантажу?
25. Як визначається коефіцієнт корисної дії підйомної установки?

РОЗДІЛ 2. НАСОСНІ ТА ВЕНТИЛЯТОРНІ УСТАНОВКИ

У розділі з'ясовується загальна будова установок для переміщення рідини, наведена класифікація нагнітачів та розглянуті основні їх параметри, даються поняття про напірну характеристику нагнітача та характеристику зовнішньої мережі, сформульовано загальний порядок визначення параметрів роботи нагнітальної установки.

2.1. Загальні відомості про гідравлічні машини для переміщення рідини

2.1.1. Загальна будова установок для переміщення рідини

Гідравлічні та аеродинамічні машини складають широкий спектр машин, у яких відбувається взаємне перетворення механічної та гідравлічної енергії потоку рідини. Робочим середовищем у цих машинах може бути як краплеподібна так і газоподібна рідина. Перші машини називають гідравлічними, другі – аеродинамічними. Принцип дії обох різновидів машин однаковий, але конструкції їх суттєво різняться. Це обумовлено, у першу чергу тим, що краплеподібні рідини практично не стискувані, у той час як газ є стискуваним середовищем. Нестискуваність рідини призводить до незмінності об'ємної витрати потоку уздовж проточної частини машин і до відповідного вибору її поперечного перерізу. В аеродинамічних машинах об'ємна витрата газу змінюється у відповідності до зміни тиску і тому форма проточної частини цих машин має відповідати цим змінам.

У машинах-нагнітачах відбувається перетворення механічної енергії, що підводиться до їх вала, у гідравлічну енергію потоку рідини, який ці машини створюють.

Відомо, що умовою існування потоку рідини (як крапле- так і газоподібної) є наявність різниці між питомими механічними енергіями в

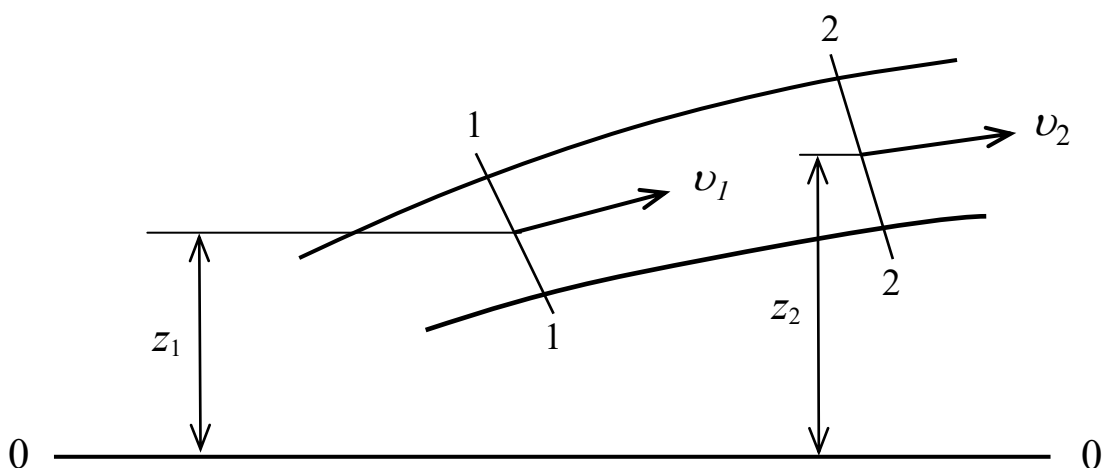


Рис. 14. Схема потоку рідини

різних перерізах потоку: потік рідини переміщується від перерізу, де запас повної питомої механічної енергії більший, до перерізу де цей запас менший. У насосних та вентиляторних установках переміщуються практично

нестискувані рідини. Аналізуючи потоки таких рідин, використовують, зазвичай, як питому, механічну енергію, що має одиниця ваги рідини. Цю величину називають повним напором, або просто напором, і позначають буквою H . Повний напір у перерізі потоку реальної рідини визначають за рівнянням Бернуллі. Для перерізу $l-l$ (див. рис. 14) він дорівнює

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{v_1^2}{2g}, \quad (122)$$

де z_1 – перевищення центру ваги поперечного перерізу потоку над площиною порівняння $0-0$, на якій умовно приймають за нуль потенціальну енергію розташування. Площиною порівняння може бути будь-яка горизонтальна площина; p_1 – тиск у центрі ваги перерізу, Па; ρ – густина переміщуваної рідини, кг/м^3 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; v_1 – середня швидкість потоку в перерізі, м/с ; α – коефіцієнт Коріоліса. Напір вимірюють у метрах стовпа рідини, що переміщується. Одиницею виміру напору є також Дж/Н.

Суму перших двох доданків у рівнянні Бернуллі називають статичним або потенціальним напором

$$H_{\text{ст}} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g}, \quad (123)$$

Статичний напір – це запас питомої потенціальної енергії в перерізі потоку. При цьому: z_1 – питома потенціальна енергія розташування; $\frac{p_1}{\rho g}$ – питома потенціальна енергія тиску.

Третій доданок у рівнянні Бернуллі називають швидкісним або динамічним напором. Він визначає величину питомої кінетичної енергії, що переноситься потоком через переріз

$$H_{\partial} = \alpha \frac{v^2}{2g} \quad (124)$$

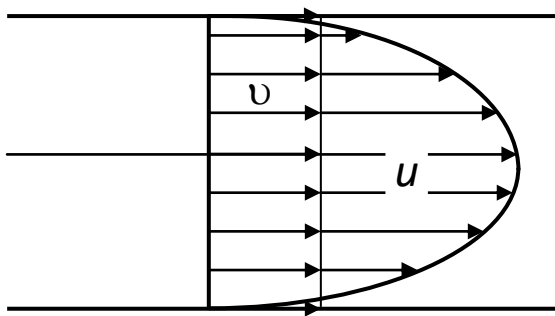


Рис. 15. Структура потоку реальної рідини

Необхідність використання при розрахунках середньої швидкості в поперечному перерізі потоку реальної рідини пояснюється тим, що через в'язкість рідини її частинки мають різні місцеві швидкості u в різних точках перерізу – найбільша швидкість у частинок на осі потоку, найменша – у частинок, що контактують із стінками каналу. Швидкість частинок, що контактують із стінками, дорівнює нулю.

Структура потоку залежить від режиму руху рідини (див. рис. 15).

Середньою швидкістю потоку в даному перерізі називають величину, що чисельно дорівнює

$$v = \frac{Q}{f}, \quad (125)$$

де Q – об’ємна витрата рідини через переріз, під якою розуміють об’єм рідини, що перетікає через переріз за одиницю часу, $\text{м}^3/\text{с}$; f – площа живого перерізу потоку, м^2 .

При визначенні кінетичної енергії потоку в перерізі через середню швидкість з’являється похибка. Для її компенсації в рівняння Бернуллі уводять коефіцієнт Коріоліса α , величина якого залежить від режиму руху рідини. Критерієм, що визначає режим руху, є число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v d}{\nu}, \quad (126)$$

де d – внутрішній діаметр труби, м ; ν – кінематичний коефіцієнт в’язкості рідини.

У круглих трубах при $\text{Re} \geq 2320$ режим руху ламінарний, при $\text{Re} \leq 2320$ – турбулентний. При ламінарному русі $\alpha=2$; при розвиненому турбулентному $\alpha=1$.

У промислових насосних і вентиляторних установках, як правило, має місце турбулентний режим руху рідини з високим ступенем турбулізації. Тому при використанні рівняння Бернуллі для аналізу роботи таких установок коефіцієнтом Коріоліса нехтують.

Отже, повний напір у перерізі потоку дорівнює

$$H = H_{cm} + H_{\partial}, \quad (127)$$

Рівняння Бернуллі, записане для двох перерізів потоку, має вигляд

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{втр.1-2}, \quad (128)$$

де $h_{втр.1-2}$ – втрати напору між перерізами потоку 1-1 та 2-2.

Це рівняння є виразом закону збереження енергії для потоку нестискуваної рідини.

Аналізуючи потік нестискуваної рідини, окрім напору, використовують також поняття повного тиску в перерізі, котрий є повною механічною енергією, що має одиниця об’єму рідини в перерізі. Повний тиск позначають буквою p Зв’язок між ним та повним напором такий

$$p = \rho g H. \quad (129)$$

Одиниця виміру повного тиску – Па.

Повний тиск визначають за рівнянням Бернуллі. Він, як і повний напір, має статичну та динамічну складові, тобто

$$p = p_{cm} + p_{\partial}. \quad (130)$$

Отже, необхідною умовою руху рідини є різниця повних напорів (повних тисків) між перерізами потоку. Потрібна різниця напорів може виникати довільно. У цих випадках з’являється можливість самопливного руху рідини. Однак у промислових умовах потрібну різницю напорів, як

правило, створюють штучно за допомогою спеціальних машин – *нагнітачів*. Ці машини утворюють потік рідини, передаючи їй механічну енергію, отриману від приводного двигуна.

Нагнітач з приводним двигуном є обов'язковою складовою частиною установки для переміщення рідини.

Другою складовою частиною цієї установки є її *зовнішня мережа* – система каналів, що забезпечує переміщення потоку, створеного нагнітачем, у потрібному напрямку. Рух потоку в зовнішній мережі відбувається за рахунок енергії, отриманої ним у нагнітачі, тобто, переміщуючись по зовнішній мережі потік витрачає свій напір.

Нагнітач і зовнішня мережа є двома незалежними одна від одної складовими частинами єдиної установки. Кожна з цих частин має свої індивідуальні властивості, що не залежать від властивостей другої частини. При цьому головна властивість нагнітача – це його здатність передавати енергію потокові, тобто збільшувати його напір; головна властивість зовнішньої мережі – це інтенсивність відбору нею енергії від потоку, що переміщується.

2.1.2. Види нагнітачів та основні їх параметри. Поняття про напірну характеристику нагнітача

Нагнітачі, що переміщують краплеподібні рідини, називають насосами.

Гази, на відміну від краплеподібних рідин, є стискуваним середовищем. Тому при проходженні через нагнітач вони в тій чи іншій мірі стискаються, що викликає зменшення їх питомого об'єму (збільшення густини) та зростання тиску і температури. Зміна параметрів стану газу залежить від ступеня збільшення його тиску

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{вих}}}{p_{\text{вх}}}, \quad (131)$$

де $p_{\text{вих}}$ та $p_{\text{вх}}$ – абсолютні тиски газу на виході та вході в нагнітач відповідно.

Величина зміни параметрів стану газу, що проходить через нагнітач, відбивається на конструкції останнього. При цьому конструктивні особливості машин, які працюють із різними ε , настільки суттєві, що вони отримали різні назви.

Вентиляторами називають нагнітачі, що переміщують газу при $\varepsilon < 1,15$. Дуже мале підвищення тиску обумовлює практичну незмінність густини газу і дає підставу вважати, що вентилятори, так як і насоси, переміщують нестискувані рідини. Це робить спільною їх теорію.

Газодувками називають нагнітачі, що переміщують газу при $\varepsilon \geq 1,15$, які штучно не охолоджуються.

Компресорами називають нагнітачі, що переміщують газу при $\varepsilon > 1,15$, у яких стискуваний газ штучно охолоджується.

Залежно від діапазону тисків, де вони працюють, компресорні машини поділяють на власне компресори та вакуум-насоси.

Компресори стискають газ до тисків, більших ніж атмосферний. У вакуум-насосах газ стискається від тиску меншого ніж атмосферний, до атмосферного (див. рис. 16).

За принципом дії нагнітачі, що використовують у різних галузях народного господарства, поділяють на динамічні та об'ємні.

У динамічних нагнітачах потік створюється за рахунок передачі енергії рідині при силовому впливі на неї в камері незмінного об'єму, через яку рідина протікає і яка постійно сполучена з виходом і входом нагнітача.

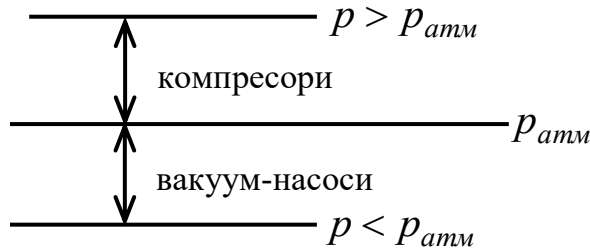


Рис. 16. Робочі діапазони тисків компресорів та вакуум-насосів

Об'ємні нагнітачі мають у своєму складі робочу камеру та витискувач. Робоча камера – це замкнений простір із періодично змінюваним об'ємом, який по черзі з'єднується з усмоктувальною та напірною лініями. Витискувач – це робочий орган нагнітача, при входженні якого в робочу камеру змінюється її об'єм. Принцип дії об'ємних нагнітачів полягає в передачі енергії рідині при

примусовому витискуванні її з робочої камери витискувачем.

У лопатевих насосах постійний силовий вплив до рідини, що протікає через насос, надходить від лопатей робочого колеса. До цієї групи належать відцентрові, осьові та діагональні насоси.

Роботу нагнітачів характеризують такі основні параметри – подача (продуктивність), напір або тиск, потужність, коефіцієнт корисної дії та частота обертання вала.

Подача – це кількість рідини, що подає нагнітач у зовнішню мережу за одиницю часу. Залежно від одиниці виміру розрізняють подачу масову M (її розмірність кг/с), вагову G , Н/с та об'ємну Q , м³/с. Зв'язок між цими подачами той же, що і між масою, вагою та об'ємом, наприклад,

$$M = \rho Q; \quad G = \rho g Q, \quad (132)$$

На практиці, зазвичай, оперують об'ємною подачею і через це слово об'ємна в її назві часто опускається.

Напір нагнітача або його **тиск** – це приріст повної питомої механічної енергії, що отримує потік при проходженні через нагнітач.

За визначенням напір нагнітача

$$H_n = H_{вих} - H_{вх}, \quad (133)$$

де $H_{вх}$ та $H_{вих}$ – повні напори потоку на вході та виході з нагнітача (у перерізах 1-1 та 2-2 на рис. 17.).

Стосовно до насосів та вентиляторів

$$H_n = \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right), \quad (134)$$

Приймаючи площину порівняння 0-0 такою, що проходить по осі машини, та вводячи такі позначення: $p_{вс}$ і $v_{вс}$ – абсолютний тиск і середня швидкість потоку в перерізі всмоктування (переріз 1-1); $p_{нз}$ і $v_{нз}$ – абсолютний тиск і середня швидкість потоку в перерізі нагнітання (переріз 2-2); e – перевищення перерізу нагнітання над перерізом усмоктування, отримуємо

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) = \frac{p_{нз} - p_{вс}}{\rho g} + \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2g} + e, \quad (135)$$

Напір нагнітача виміряють у метрах стовпа рідини, що переміщується.

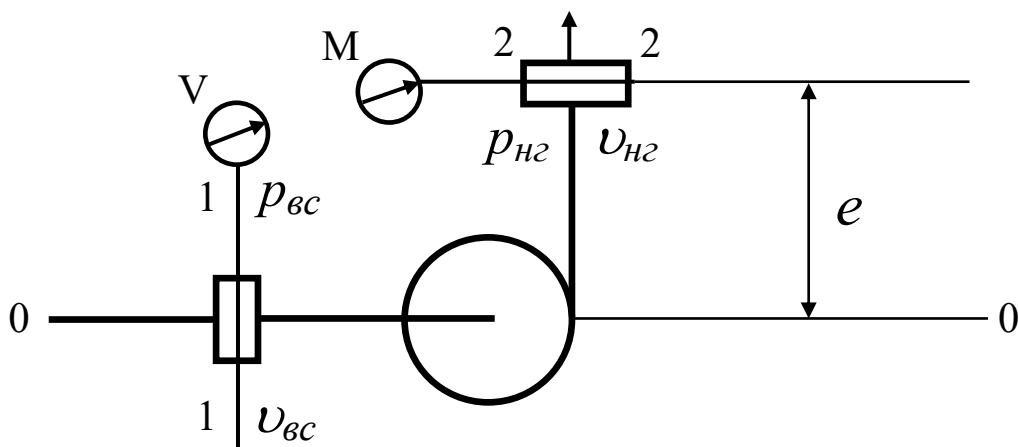


Рис. 17. Схема для визначення напору насоса

Він складається із статичної та динамічної частин, тобто

$$H_n = H_{ст} + H_{д}, \quad (136)$$

$$\text{Причому } H_{ст} = \frac{p_{нз} - p_{вс}}{\rho g} + e, \quad H_{д} = \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2g}$$

Тиск насоса (вентилятора) дорівнює

$$p_n = \rho g H_n = p_{нз} - p_{вс} + \rho \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2} + \rho g e, \quad (137)$$

Одиниця виміру тиску – Па.

На практиці напір (тиск) насосів і вентиляторів визначають за показаннями вимірювальних приладів. При цих вимірах слід враховувати, що для насосів впливом другого та третього доданків у рівнянні (135) часто можна нехтувати. Дійсно, у відповідності до принципу нерозривності, у потоці нестискуваної рідини при незмінній масовій витраті є сталими об'ємні витрати в будь-яких перерізах, тобто $Q_1 = Q_2$. Тоді у відповідності до залежності (125)

$$\frac{v_{н2}}{v_{вс}} = \frac{f_{вс}}{f_{н2}}, \quad (138)$$

де $f_{вс}$ та $f_{н2}$ – площі перерізів усмоктування та нагнітання.

Отже, швидкість такого потоку може змінитися тільки в разі зміни площі перерізу. Так як внутрішні діаметри всмоктувального та нагнітального патрубків різняться незначно або взагалі є однаковими, то $v_{н2} \cong v_{вс}$. При цьому

$$H_n = \frac{p_{н2} - p_{вс}}{\rho g}, \quad (139)$$

Уводячи в праву частину отриманого виразу атмосферний тиск $p_{атм}$, маємо

$$H_n = \frac{p_{н2} - p_{атм}}{\rho g} + \frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho g} = M + V, \quad (140)$$

де M – показання манометра, що виражене в метрах стовпа перекачуваної рідини; V – аналогічне показання вакуумметра, що вимірює вакуум у всмоктувальному патрубку насоса.

У разі, коли $p_{вс} > p_{атм}$, на всмоктувальному патрубку встановлюють манометр і

$$H_n = M - M_{вс}, \quad (141)$$

де $M_{вс}$ – показання манометра, підключеного до всмоктувального патрубка.

Слід зазначити, що для виключення впливу місцезнаходження вимірювальних приладів на результати виміру напору насоса, показники приладів приводять до осі насоса.

Параметром, який визначає витрати енергії при роботі нагнітача, є **потужність**, що підводиться до його вала від приводного двигуна $N_в$.

Окрім цієї потужності, для насосів і вентиляторів можна визначити корисну потужність, що передається ними потокові рідини. Корисна потужність дорівнює гідравлічній потужності, що потік отримує в машині, і розраховують її за формулою

$$N_k = GH_n = \rho g Q H_n = p_n Q, \quad (142)$$

Коефіцієнт корисної дії насосів і вентиляторів використовують для оцінки їх енергетичної досконалості. Він дорівнює

$$\eta = \frac{N_k}{N_в} = \frac{\rho g Q H_n}{N_в} = \frac{p_n Q}{N_в}, \quad (143)$$

При зміні умов роботи параметри, з якими працює нагнітач, будуть змінюватися. Характер цих змін залежить від індивідуальних властивостей нагнітача і описується його характеристиками. Найважливішою для нагнітача є його напірна характеристика. Під нею розуміють залежність напору, що

створює нагнітач, від подачі, із якою він працює, при сталій частоті обертання вала

$$H_n = f(Q), \quad (144)$$

Напірна характеристика в першу чергу обумовлює експлуатаційні властивості нагнітача, тому що вона дає уяву про його спроможність передавати енергію рідині.

2.1.3. Основне рівняння насосної (вентиляторної) установки

За рахунок енергії, отриманої в нагнітачі, здійснюється переміщення потоку рідини по зовнішній мережі установки.

З'ясуємо, на які потреби витрачається напір, створений нагнітачем. Зробимо це аналізуючи роботу насосної установки, гідравлічна схема якої зображена на рис. 18.

Установка складається з насоса 1, всмоктувального 2 та напірного 3 трубопроводів.

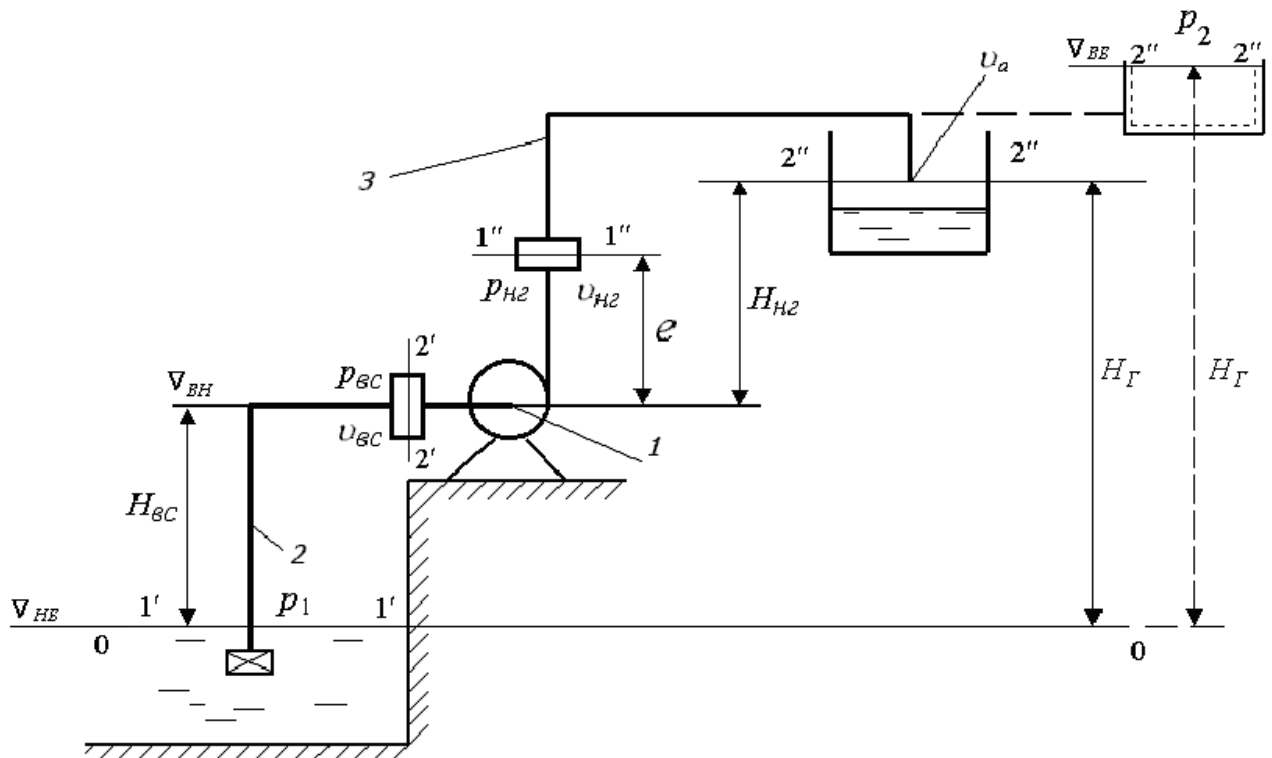


Рис. 18. Гідравлічна схема насосної установки

Крім уже відомих величин (див. рис. 18.) уведемо такі позначення:

$H_{вс}$ – геометрична висота всмоктування – це перевищення осі насоса над рівнем рідини в забірній ємності (нижньому б'єфі);

$H_{н2}$ – геометрична висота нагнітання – це перевищення кінцевого перерізу потоку над віссю насоса. Кінцевим перерізом може бути зливний отвір напірного трубопроводу або вільна поверхня рідини в напірній ємності (верхньому б'єфі) у разі виходу рідини з напірного трубопроводу під рівень рідини в напірному резервуарі.

H_{Γ} – повна геометрична висота підйому рідини – це перевищення кінцевого перерізу потоку над рівнем рідини в забірній ємності (над початковим перерізом потоку). Вона становить $H_{\Gamma} = H_{вс} + H_{нз}$.

За ДСТУ 3503-97 ця величина називається геодезичним напором і позначається H_{geo} .

Названі висоти можуть бути визначені як різниці відповідних геодезичних відміток, тобто $H_{вс} = \nabla_{ВН} - \nabla_{НБ}$, $H_{нз} = \nabla_{ВБ} - \nabla_{ВН}$, $H_{\Gamma} = \nabla_{ВБ} - \nabla_{НБ}$,

де $\nabla_{ВН}$, $\nabla_{НБ}$, $\nabla_{ВБ}$ – геодезичні відмітки осі насоса, нижнього та верхнього б'єфів відповідно. У цьому разі висоти називають геодезичними;

p_1 і p_2 – абсолютні тиски на вільних поверхнях рідини в забірній та напірній ємностях;

v_a – середня швидкість рідини у зливному отворі;

$h_{вс}$ та $h_{нз}$ – втрати напору в усмоктувальній та напірній лініях;

$H_{втр}$ – загальні втрати напору в трубопроводах установки. Вони дорівнюють

$$H_{втр} = h_{вс} + h_{нз}, \quad (145)$$

Вважаючи, що в установці сталий режим руху рідини, запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів всмоктувального та двох перерізів напірного трубопроводів. Площину порівняння 0-0 приймаємо такою, що співпадає з вільною поверхнею рідини в забірному резервуарі.

Для перерізів всмоктувального трубопроводу 1'-1' і 2'-2', при нехтуванні швидкісним напором у перерізі 1'-1', маємо

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{вс} + \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + h_{вс}, \quad (146)$$

Для перерізів напірного трубопроводу 1''-1'' і 2''-2''

$$H_{вс} + e + \frac{p_{нз}}{\rho g} + \frac{v_{нз}^2}{2g} = H_{\Gamma} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + h_{нз}, \quad (147)$$

Складаючи рівняння (146) та (147), і виконуючи відповідні перетворення, отримуємо

$$\frac{p_{нз} - p_{вс}}{\rho g} + \frac{v_{нз}^2 - v_{вс}^2}{2g} + e = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_{вс} + h_{нз} + \frac{v_a^2}{2g}$$

Ліва частина одержаного рівняння, у відповідності до рівняння (135), є напором, що створює насос.

Другий доданок правої частини є різницею тисків у кінцевому та початковому перерізах потоку, що виражена в метрах стовпа перекачуваної рідини. Цю різницю тисків називають статичним протитиском. Позначимо

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = H_{cn}, \quad (148)$$

Ураховуючи, що $h_{вс} + h_{нз} = H_{втр}$,

$$\text{отримуємо} \quad H_n = H_\Gamma + H_{cn} + H_{втр} + \frac{v_a^2}{2g}, \quad (149)$$

Рівняння (149) є основним рівнянням насосної (вентиляторної) установки. Воно вказує на те, що напір, який створюється в машині, витрачається в зовнішній мережі на підняття рідини на повну геометричну висоту, на подолання статичного протитиску, на подолання гідравлічного опору мережі та на створення швидкісного напору в зливному отворі.

У виробничих системах, як правило, $p_1 = p_2 = p_{атм}$, тобто в цих системах $H_{cn} = 0$.

2.1.4. Характеристика зовнішньої мережі та параметри роботи установки

Властивості зовнішньої мережі установки описують її характеристикою, під якою розуміють залежність напору, що потрібно створити в мережі, від витрати рідини по ній, тобто $H_m = f(Q)$.

Характеристика зовнішньої мережі дає уяву про величину напору, який потрібно створити в установці для переміщення рідини. Тому її називають також залежністю потрібного напору установки.

Якщо напір, що створюється в мережі, достатній для переміщення рідини по ній, то він дорівнює

$$H_m = H_\Gamma + H_{cn} + H_{втр} + \frac{v_a^2}{2g}, \quad (150)$$

Для визначення основних параметрів роботи установки необхідно співставити напір, який потрібно створити в установці, із напором, що в ній дійсно створюється. Для цього розв'язують систему двох рівнянь

$$\begin{cases} H_m = \varphi(Q), \\ H_n = f(Q). \end{cases}$$

На практиці, зазвичай, систему вирішують графічно. Для цього в одній системі координат $Q - H$ в однаковому масштабі будують графіки вказаних залежностей і знаходять точку їх перетину. Цю точку називають **робочою точкою установки**. Її координати показують з якою подачею та з яким напором даний нагнітач працює на конкретну зовнішню мережу. Якщо графіки не перетинаються, то це свідчить про неможливість роботи нагнітача на дану зовнішню мережу.

Отже, для визначення параметрів роботи нагнітальної установки необхідно знати види функціональних залежностей між відповідними

напорами та витратами. Для цього необхідно отримати рівняння характеристики зовнішньої мережі установки та з'ясувати вид напірних характеристик нагнітачів різного типу.

Контрольні запитання

1. Як визначають повний напір у перерізі потоку нестискуваної рідини? Яка його одиниця виміру?
2. Що розуміють під статичним та динамічним напорами в перерізі потоку?
3. Що таке витрата рідини та середня швидкість потоку в перерізі? Які їх одиниці виміру?
4. Від чого залежить середня швидкість потоку нестискуваної в'язкої рідини на окремих ділянках трубопроводу?
5. Що таке повний тиск у перерізі потоку, і який існує зв'язок між ним та повним напором? Яка одиниця виміру повного тиску?
6. Що є рушійною силою, яка забезпечує переміщення рідини між перерізами потоку?
7. Із яких частин складається установка для переміщення рідини?
8. Які існують види нагнітачів?
9. Як класифікують динамічні насоси?
10. Які основні параметри характеризують роботу нагнітача?
11. Яка різниця між напором нагнітача та повним напором у перерізі потоку?
12. Що таке напірна характеристика нагнітача?
13. Що розуміють під геометричною висотою підйому рідини в установці та під статичним протитиском?
14. Що встановлює основне рівняння насосної (вентиляторної) установки?
15. Які енергетичні перетворення відбуваються з потоком рідини в нагнітачі?
16. Що розуміють під характеристикою зовнішньої мережі нагнітальної установки?
17. Яким чином визначають подачу та напір нагнітальної установки?

2.2. Зовнішня мережа насосних і вентиляторних установок

2.2.1. Зовнішня мережа насосної установки та рівняння її характеристики

Зовнішня мережа насосної установки включає всмоктувальний і напірний трубопроводи (див. рис. 18) з розміщеною на них арматурою.

Напір, що потрібно створити в установці для переміщення в ній рідини, складається, згідно з рівнянням (150), із частини, що не залежить від витрати рідини, і частини, величина якої зростає при підвищенні витрати.

Не залежать від витрати геометрична висота підйому рідини H_{Γ} , та статичний протитиск $H_{сн}$, який необхідно здолати. Ці величини є вихідними при створенні установки. У той же час втрати напору та швидкісний напір у зливному отворі суттєво залежать від будови зовнішньої мережі та обумовлюють власне вид її характеристики.

Визначимо загальні втрати напору в зовнішній мережі $H'_{втр}$, відносячи до них також швидкісний напір у зливному отворі, тобто

$$H'_{втр} = H_{втр} + \frac{v_a^2}{2g}$$

Як відомо, гідравлічні опори поділяють на два види – розосереджені за довжиною потоку та місцеві.

Втрати напору вздовж потоку обумовлені тертям рідини в потоці. Величину їх для напірного потоку в круглих трубах розраховують за формулою Дарсі–Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (151)$$

де d – внутрішній діаметр трубопроводу, м; l – довжина прямолінійної ділянки трубопроводу діаметром d , м; v – середня швидкість потоку на ділянці, м/с; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі).

Коефіцієнт λ є безрозмірною величиною і, у загальному випадку, залежить від режиму руху рідини та відносної еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні труби.

При розвиненому турбулентному русі λ залежить тільки від стану внутрішньої поверхні. Є декілька формул для його визначення в цьому випадку, зокрема, формули Ф. А. Шевелева. Згідно з ними, наприклад, для не нових сталевих і чавунних водопровідних труб при швидкості $v \geq 1,2$ м/с –

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}, \text{ а при } v < 1,2 \text{ м/с} - \lambda = 0,0179 \left(\frac{v+0,867}{v d} \right)^{0,3},$$

де d – внутрішній діаметр труби, м.

Втрати напору за довжиною розраховують також безпосередньо через витрату потоку. Для отримання такої розрахункової залежності виразимо у формулі (151) середню швидкість U через витрату Q . Згідно з (125)

$$U = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad \text{отже} \quad h_l = \frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5} l Q^2.$$

Позначимо
$$\frac{8\lambda}{\pi^2 g d^5} = A.$$

Цей комплекс називають питомим гідравлічним опором трубопроводу. Його одиниця виміру $\text{с}^2/\text{м}^6$. З урахуванням цього введення маємо

$$h_l = A l Q^2, \quad (152)$$

Для розрахунків втрат напору вздовж потоку використовують також витратну характеристику трубопроводу K , що дорівнює

$$K = \sqrt{\frac{1}{A}} = \sqrt{\frac{\pi^2 g d^5}{8\lambda}}.$$

Її одиниця виміру $\text{м}^3/\text{с}$.

Втрати напору через витратну характеристику визначають за формулою

$$h_l = \frac{l Q^2}{K^2}, \quad (153)$$

При підрахунку втрат напору за довжиною користуються також залежністю

$$h_l = i l, \quad (154)$$

де i – гідравлічний похил трубопроводу, що є безрозмірною величиною.

Завдяки тому, що при розвиненому турбулентному русі рідини коефіцієнт λ залежить тільки від відносної шорсткості поверхні труби, яка визначається матеріалом, із якого виготовлені труби, є можливість виконати попередні його розрахунки, а також обчислити питомі гідравлічні опори, витратні характеристики трубопроводів і гідравлічні похили трубопроводів для різних витрат і занести значення до таблиць. У довідниках наведені значення цих величин для різних труб. Використання цих даних спрощує визначення втрат напору вздовж потоку.

Місцевими гідравлічними опорами є короткі ділянки трубопроводу, на яких змінюється конфігурація потоку. При протіканні рідини через ці опори в ній виникають вихори, на підтримку яких витрачається частина енергії потоку. Прикладами місцевих гідравлічних опорів є звуження та розширення потоку, повороти, засувки, крани, клапани тощо.

Втрати напору на місцевих гідравлічних опорах розраховують за формулою Вейсбаха

$$h_l = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (155)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору; v – швидкість потоку, м/с, до якої віднесено значення коефіцієнта ξ .

Коефіцієнт ξ є безрозмірною величиною, значення якої залежить від виду опору та, в загальному випадку, від режиму руху рідини.

Значення коефіцієнта ξ для різних опорів визначають, як правило, експериментально, і вони наведені в довідниках.

У довгих трубопроводах втрати напору на місцевих гідравлічних опорах не перевищують, як правило, 5...10 % від втрат напору за довжиною. Тому при розрахунках таких трубопроводів часто не виконують детального враховування втрат на кожному місцевому опорі, а визначають загальні втрати напору за формулою

$$h_{втр} = (1,05..1,10) \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}.$$

У насосних установках діаметр усмоктувального трубопроводу, як правило, не змінюється за довжиною. Тому втрати напору в ньому дорівнюють

$$h_{вс} = \left(\lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} \right) \frac{v_{вс}^2}{2g},$$

де $l_{вс}$ та $d_{вс}$ – довжина та діаметр всмоктувального трубопроводу, м; $\lambda_{вс}$ – коефіцієнт Дарсі для цього трубопроводу; $\sum \xi_{вс}$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів у всмоктувальному трубопроводі.

Найчастіше $\sum \xi_{вс} = \xi_{нк} + \xi_{к}$, де $\xi_{нк}$ та $\xi_{к}$ – коефіцієнти опорів приймального клапану із захисною сіткою та коліна.

Позначимо $\lambda_{вс} \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \sum \xi_{вс} = \xi_{вс}$ – це коефіцієнт опору всмоктувального трубопроводу.

З урахуванням позначення маємо

$$h_{вс} = \xi_{вс} \frac{v^2}{2g}.$$

Напірний трубопровід насосної установки в загальному випадку може складатися із ділянок різного діаметра. У цьому разі втрати напору в ньому становлять

$$h_{нз} = \sum h_{нzi},$$

де $h_{нzi}$ – втрати напору на i -тій ділянці трубопроводу.

$$h_{нzi} = \left(\lambda_{нzi} \frac{l_{нzi}}{d_{нzi}} + \sum \xi_{нzi} \right) \frac{v_{нzi}^2}{2g},$$

де $\lambda_{нzi}$, $l_{нzi}$, $d_{нzi}$ та $\sum \xi_{нzi}$ – коефіцієнт Дарсі, довжина, діаметр та сума коефіцієнтів місцевих опорів на i -тій ділянці напірного трубопроводу; $v_{нzi}$ – швидкість рідини на цій ділянці.

Позначимо $\lambda_{нzi} \frac{l_{нzi}}{d_{нzi}} + \sum \xi_{нzi} = \xi_{нzi}$ – це коефіцієнт опору i -тої ділянки

напірного трубопроводу. З урахуванням цього: $h_{нzi} = \xi_{нzi} \frac{v_{нzi}^2}{2g}$.

Загальні втрати напору в зовнішній мережі установки дорівнюють

$$H'_{втр} = h_{вс} + h_{нз} + \frac{v_a^2}{2g} = \xi_{вс} \frac{v_{вс}^2}{2g} + \sum \xi_{нzi} \frac{v_{нzi}^2}{2g} + \frac{v_a^2}{2g}.$$

Виразимо швидкості потоку у всмоктувальному трубопроводі та на окремих ділянках напірного трубопроводу через швидкість у зливному отворі. З урахуванням того, що об'ємні витрати на всіх ділянках зовнішньої мережі однакові, швидкість рідини на кожній ділянці становить

$$v_i = v_a \left(\frac{d_a}{d_i} \right)^2,$$

де d_a та d_i – діаметри трубопроводу в зливному отворі та на окремих ділянках. Тоді

$$H'_{втр} = \left[\xi_{вс} \left(\frac{d_a}{d_{вс}} \right)^4 + \sum \xi_{нzi} \left(\frac{d_a}{d_{нzi}} \right)^4 + 1 \right] \frac{v_a^2}{2g}, \quad (156)$$

Вираз $\xi_{нzi} \left(\frac{d_a}{d_{нzi}} \right)^4$ називають коефіцієнтом опору i -тої ділянки

трубопроводу, який приведено до діаметра зливного отвору.

Слід звернути увагу на неможливість складання коефіцієнтів опорів ділянок трубопроводів різних діаметрів – при розрахунках коефіцієнти повинні бути приведені до одного діаметра.

Позначимо $\xi_{вс} \left(\frac{d_a}{d_{вс}} \right)^4 + \sum \xi_{нzi} \left(\frac{d_a}{d_{нzi}} \right)^4 + 1 = \xi$

та назвемо цей вираз коефіцієнтом опору зовнішньої мережі установки. Тоді

$$H'_{втр} = \xi \frac{v_a^2}{2g}.$$

Виразимо $H'_{втр}$ через витрату рідини. Так як

$$v_a = \frac{4Q}{\pi d_a^2}, \quad \text{то} \quad H'_{втр} = \frac{8\xi}{\pi^2 g d_a^4} Q^2.$$

Позначимо
$$\frac{8\xi}{\pi^2 g d_a^4} = R, \quad (157)$$

Цей комплекс називають гідравлічним опором трубопроводу або сталою трубопроводу. Його одиниця виміру $\text{с}^2/\text{м}^5$. З урахуванням позначення

$$H'_{втр} = RQ^2, \quad (158)$$

Рівняння (158) є залежністю втрат напору в трубопроводі від витрати рідини в ньому. Цю залежність називають характеристикою трубопроводу, тобто (158) є рівнянням характеристики трубопроводу. З нього витікає, що графіком характеристики в координатах $Q-H$ при розвиненому турбулентному русі рідини в трубопроводі є квадратична парабола з вершиною на початку координат (див. рис. 19). Цим пояснюється те, що

розвинений турбулентний рух рідини називають зоною квадратичного гідравлічного опору.

Взагалі показник ступеня при витраті в рівнянні характеристики трубопроводу змінюється від 1 при ламінарному режимі руху до 2 при розвиненому турбулентному русі.

Стрімкість графіків характеристик трубопроводів залежить від їхнього гідравлічного опору – вона зростає при збільшенні R (див.

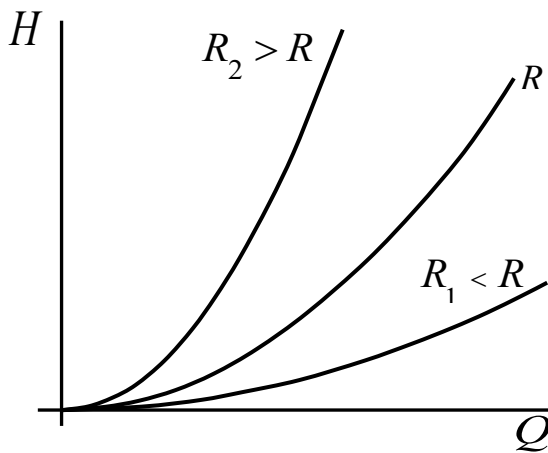


Рис. 19. Характеристики трубопроводів

рис. 19).

Підставляючи значення $H'_{втр}$ у (150), отримуємо рівняння характеристики зовнішньої мережі насосної установки

$$H_m = H_\Gamma + H_{cn} + RQ^2, \quad (159)$$

Графіком цієї характеристики при розвиненому турбулентному русі рідини є квадратична парабола, вершина якої зміщена по осі ординат відносно початку координат на величину $(H_\Gamma + H_{cn})$. У разі, коли

$H_{\Gamma} + H_{cn} > 0$, вершина зміщена вгору (див. рис. 20 а). При $H_{\Gamma} + H_{cn} = 0$ вершина співпадає з початком координат (див. рис. 20 б) і при $H_{\Gamma} + H_{cn} < 0$ вершина параболы зміщена вниз (див. рис. 20 в).

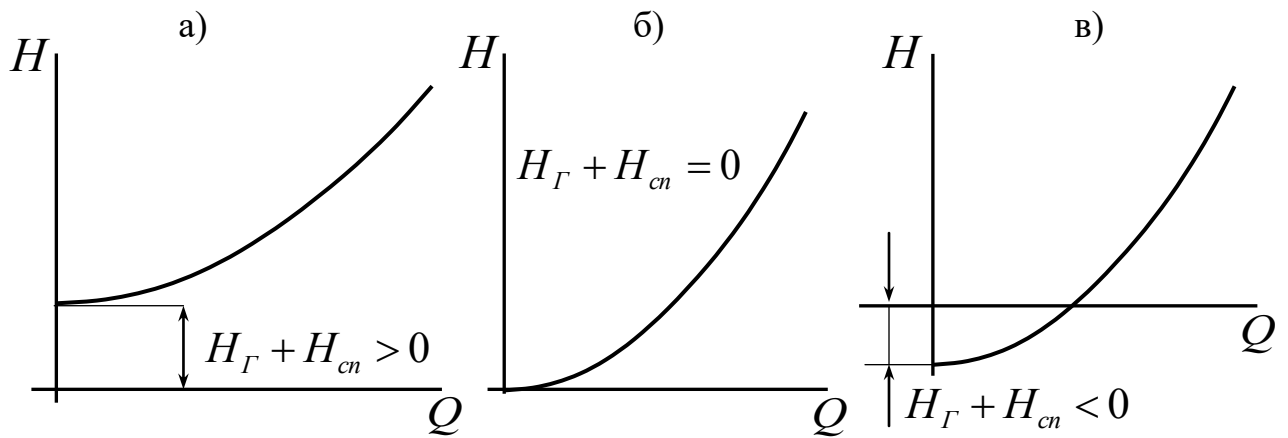
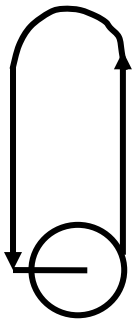


Рис. 20. Графіки характеристик зовнішньої мережі



$$H_{\Gamma} = 0$$

$$H_{cn} = 0$$

Рис. 21. Схема переміщення рідини по замкненому контуру

Величина і знак суми $H_{\Gamma} + H_{cn}$ залежать від величини та знаку кожного із доданків. Так при переміщенні рідини угору $H_{\Gamma} > 0$, при переміщенні по горизонталі $H_{\Gamma} = 0$ і при переміщенні униз $H_{\Gamma} < 0$. Якщо тиск у кінці мережі більший ніж на її початку, то $H_{cn} > 0$, при рівності цих тисків $H_{cn} = 0$ і, нарешті, якщо тиск у кінці мережі менший ніж на її початку, то $H_{cn} < 0$. У окремих випадках один із доданків суми може дорівнювати нулю, а також можуть дорівнювати нулю обидва доданки. Останнє має місце, наприклад, при переміщенні рідини насосом по замкненому контуру (див. рис. 21).

Слід звернути увагу на відмінність понять – характеристика трубопроводу та характеристика зовнішньої мережі установки. Остання є зміщеною відносно початку координат характеристикою трубопроводу. У разі, коли $H_{\Gamma} + H_{cn} = 0$, ці характеристики співпадають.

2.2.2. Зовнішня мережа вентиляторної установки та рівняння її характеристики

Зовнішня мережа вентиляторної установки є системою повітря- або газопроводів, що підключають до всмоктувального або нагнітального патрубку вентилятора залежно від використовуваної системи вентиляції – витяжної чи припливної.

Витяжну систему використовують при необхідності видалення повітря з приміщення або з якогось іншого об'єму, а також для недопущення розповсюдження по всьому приміщенню шкідливих виділень при локальному їх утворенні. При витяжній системі повітропровід 1 з'єднують із всмоктувальним патрубком вентилятора 2. Свіже повітря надходить у приміщення по іншому повітропроводу 3 (див. рис. 22, а).

Припливну систему вентиляції використовують при необхідності подачі повітря в приміщення чи в якийсь інший об'єм або подачі повітря в конкретне місце з метою, наприклад, забезпечення там нормальних температурних умов. При припливній системі повітропровід 1 з'єднують з нагнітальним патрубком вентилятора 2. Відпрацьоване повітря відводиться за межі приміщення по іншому повітропроводу 3 (див. рис. 22, б).

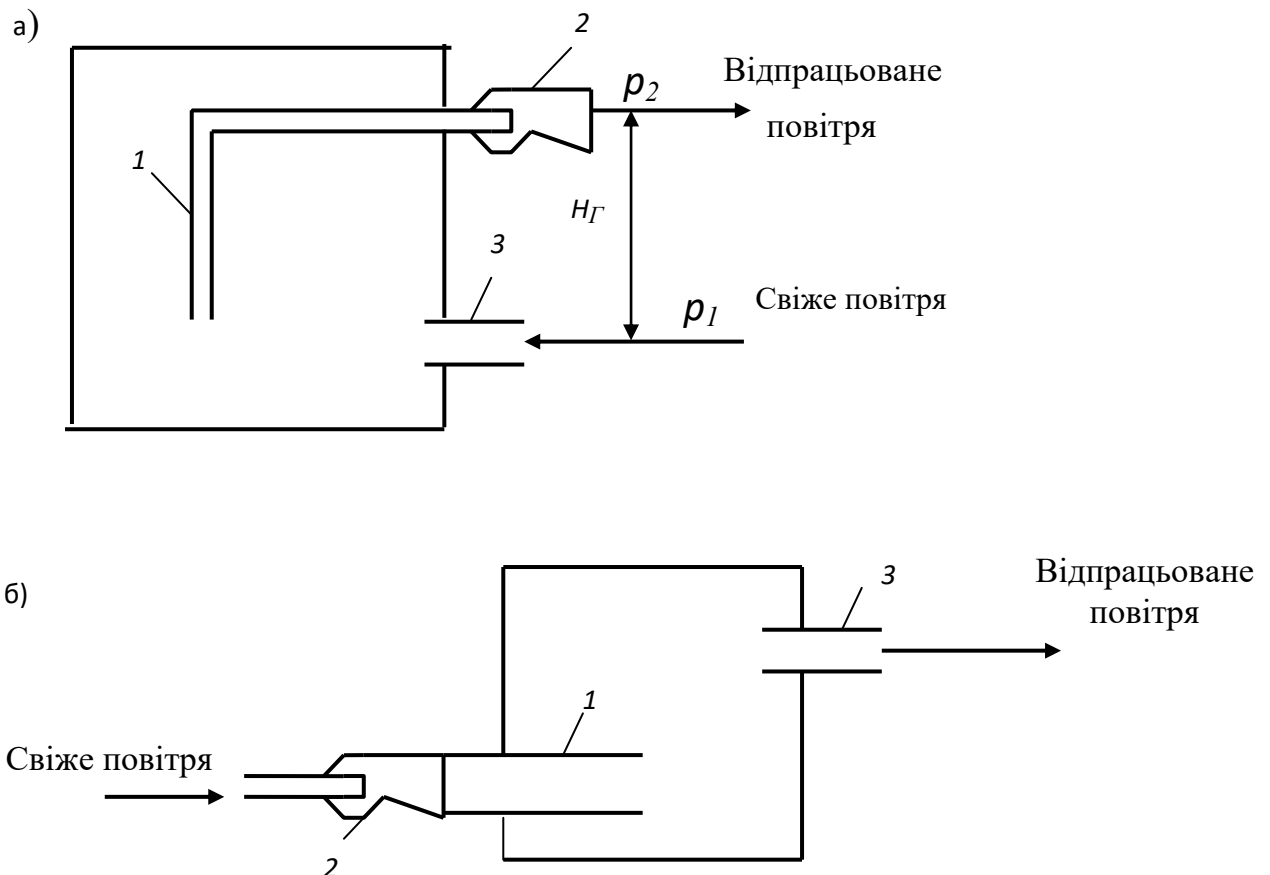


Рис. 22. Схеми вентиляторних установок:

а) - витяжна; б) - припливна

Існують також комбіновані системи, де газ відсмоктується із однієї ділянки мережі та нагнітається в іншу.

Характерною особливістю абсолютної більшості вентиляторних установок є те, що в них є рівними за величиною та протилежними за знаком геометрична висота підйому газу та статичний протитиск, що долається в установці. Покажемо це на прикладі витяжної установки, схема якої зображена на мал. 22, а.

У цій установці геометрична висота підйому повітря становить H_{Γ} . Вважаємо, що тиск на рівні входу в повітропровід свіжого повітря дорівнює p_1 , а на рівні виходу із нагнітального патрубку вентилятора 2 становить p_2 .

Згідно з основним рівнянням гідростатики можна записати

$$p_1 = p_2 + \rho g H_{\Gamma},$$

де ρ – середня густина повітря.

Звідси
$$H_{\Gamma} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}.$$

Статичний протитиск, що долається в установці, у відповідності до визначення цієї величини, дорівнює

$$H_{cn} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g}.$$

Тобто
$$H_{\Gamma} = -H_{cn}. \quad (160)$$

Наслідком цього є те, що графік характеристики зовнішньої мережі вентиляторної установки, згідно з (159), практично завжди проходить через початок координат. Винятком є лише вентиляторні установки, що працюють з наддувом, наприклад, установки, що подають повітря в промислові печі, установки апаратів на повітряній подушці та ті, у яких потрібно враховувати природну тягу. Але і в цих випадках зміщення характеристики мережі від початку координат дуже мале в порівнянні з повним тиском, що створює вентилятор.

Другою особливістю вентиляторних установок є те, що вентилятори, на відміну від насосів, характеризують не напором, а тиском. У зв'язку з цим під характеристикою зовнішньої мережі вентиляторної установки розуміють залежність тиску, що потрібно створити в мережі, від витрати повітря по ній. Беручи до уваги зв'язок між напором та тиском, запишемо рівняння характеристики зовнішньої мережі вентиляторної установки, виходячи з (158) і враховуючи (159)

$$p_m = \rho g H_m = \rho g R Q^2 = R_a Q^2,$$

де $R_a = \rho g R$ – аеродинамічний опір зовнішньої мережі вентиляторної установки або її стала.

З урахуванням (157)
$$R_a = \frac{8 \rho \xi}{\pi^2 d^4}, \text{ Па с}^2/\text{м}^6.$$

Крім аеродинамічного опору, вентиляційні мережі характеризують також умовним поняттям – еквівалентним отворам мережі.

Еквівалентним отвором мережі називають площу уявного отвору в тонкій стінці, через який перетікає така ж кількість рідини (газу), як і через мережу, при напорі, що дорівнює напору, який витрачається на подолання опору даної мережі.

Із гідравліки відомо, що витрату рідини при її витіканні із малого отвору в тонкій стінці визначають за формулою

$$Q = \mu A \sqrt{2gH_{отв}},$$

де $\mu = 0,62$ – коефіцієнт витрати при витіканні рідини з малого отвору в тонкій стінці; A – площа отвору, m^2 ; $H_{отв}$ – напір, під дією якого рідина перетікає через отвір, м стовпа рідини.

Згідно до визначення еквівалентного отвору $H_{отв} = H_M$.

Тоді з урахуванням чисельних значень, отримуємо

$$A = 0,345 \frac{Q}{\sqrt{H_M}}.$$

Приймаючи густину повітря $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, маємо

$$A = 1,19 \frac{Q}{\sqrt{p_M}}; \quad R_a = \frac{1,41}{A^2}.$$

Характеристика зовнішньої мережі вентиляторної установки співпадає з характеристикою повітропроводів, тобто вона є залежністю втрат тиску в повітропроводах від витрати повітря по них.

У вентиляторних установках прийнято називати різницю тисків у двох перерізах потоку депресією ділянки. Різницю тисків у початковому та кінцевому перерізах зовнішньої мережі, тобто втрату тиску в мережі, називають її депресією. Залежно від того, які тиски беруть до уваги при знаходженні депресії, розрізняють депресію статичну (різниця статичних тисків), динамічну (різниця динамічних тисків) та повну (різниця повних тисків).

Втрати тиску по довжині ділянок повітропроводів визначають за формулами

$$\Delta p_l = \rho g h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad \text{або} \quad \Delta p_l = A_a l Q^2,$$

де $A_a = \frac{8\rho\lambda}{\pi^2 d^5}$, Па, c^2/m^7 – питомий аеродинамічний опір повітропроводу.

Коефіцієнт Дарсі λ розраховують для повітропроводів звичайним порядком, зокрема за формулами Шифрінсона або Альтшуля.

Втрати тиску на місцевих опорах розраховують за формулами

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad \text{або} \quad \Delta p_m = \lambda \frac{l_e}{d} \frac{\rho v^2}{2}.$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів повітропроводів ξ , їх еквівалентних довжин l_e , значення питомих аеродинамічних опорів повітропроводів A_a та їх еквівалентної шорсткості Δe наведені в спеціальних довідниках.

Тиск, створюваний вентилятором, залежить від густини переміщуваного повітря, яка визначається тиском повітря, його температурою та вологістю.

Тискові характеристики вентиляторів, що наведені в їх паспортах, приведені до нормальних умов. Параметри стану повітря за нормальних умов такі: тиск $p_{н.у} = 101325$ Па (760 мм рт. ст.); температура $T_{н.у} = 293$ К ($t=20^{\circ}\text{C}$); відносна вологість $\varphi_{н.у} = 50\%$. За цих умов густина повітря становить $\rho = 1,2$ кг/м³.

До нормальних умов повинна бути приведена і характеристика зовнішньої мережі установки.

Густину повітря при довільних значеннях атмосферного тиску $p_{ат}$, Па і температури повітря $t, ^{\circ}\text{C}$ визначають за формулою, що отримана з рівняння стану ідеального газу

$$\rho = \rho_{н.у} \frac{293 p_{атм}}{101325(273+t)}.$$

Контрольні запитання

1. Що викликає втрати напору вздовж потоку рідини і як їх розраховують?
2. Як визначають коефіцієнт гідравлічного тертя?
3. Що розуміють під питомим гідравлічним опором та витратною характеристикою трубопроводу? Як за допомогою цих величин розрахувати втрати напору в трубопроводі?
4. Що таке гідравлічний похил трубопроводу і як його використовують для визначення втрат напору за довжиною?
5. Що таке місцеві гідравлічні опори і як визначають втрати напору на них?
6. Чому дорівнює коефіцієнт опору ділянки трубопроводу?
7. Як визначають коефіцієнт опору ділянки трубопроводу при його приведенні до діаметра зливного отвору?
8. Як розраховують коефіцієнт опору зовнішньої мережі насосної (вентиляторної) установки?
9. Що розуміють під гідравлічним опором трубопроводу і яка його одиниця виміру?
10. Що таке характеристика трубопроводу? Яке її рівняння та графік?
11. Який вигляд має рівняння характеристики зовнішньої мережі насосної установки і від чого залежить графік цієї характеристики?
12. Які особливості притаманні зовнішній мережі вентиляторної установки? Який вигляд має рівняння та графік її характеристики?
13. Що розуміють під депресією зовнішньої мережі вентиляторної установки або її ділянки?
14. Як визначають аеродинамічний опір вентиляційної мережі та її еквівалентний отвір? Які їх одиниці виміру?
15. До яких умов приводять характеристики вентиляторів та їх зовнішніх мереж?

2.3. Основні положення теорії лопатевих машин

2.3.1. Загальні відомості про лопатеві машини та принцип їх дії

Найбільш поширеним видом нагнітачів, що використовують у промислових системах, є турбінні або лопатеві нагнітачі.

Основним елементом лопатевих нагнітачів є робоче колесо з лопатями, що знаходиться на валу і розміщується в корпусі. При роботі машини вал із робочим колесом обертається двигуном із достатньо високою швидкістю і при цьому виникає силова взаємодія між лопатями робочого колеса та рідиною, що знаходиться між ними. У результаті цієї взаємодії тиск та швидкість рідини підвищуються і вона виходить за межі робочого колеса. Водночас у міжлопатевий простір колеса безперервно надходить рідина з підвідного каналу. Принцип дії лопатевих нагнітачів полягає в передачі енергії потоку рідини при силевій дії лопатей робочого колеса на частинки рідини, що знаходяться в міжлопатевому просторі.

Підведення рідини до робочого колеса та відведення її від нього здійснюється в елементах проточної частини корпусу.

Загальною конструктивною особливістю лопатевих нагнітачів є відсутність у їх складі вузлів, що виконують зворотно-поступальний рух. Це забезпечує високу збалансованість машин і дає можливість безпосередньо з'єднувати їх з валом швидкохідних електродвигунів. Названі обставини, а також відсутність потреби в масивних фундаментах роблять лопатеві нагнітальні агрегати дуже компактними, економічними, зручними в експлуатації.

Існують два основні види лопатевих машин – відцентрові та осьові. Є також перехідна форма – напівосьові або діагональні лопатеві машини.

Будова лопатевих машин обумовлюється в першу чергу конструкцією їх робочого колеса. Найбільш поширеним видом лопатевих машин, що використовують у гірничому виробництві є відцентрові та осьові лопатеві машини.

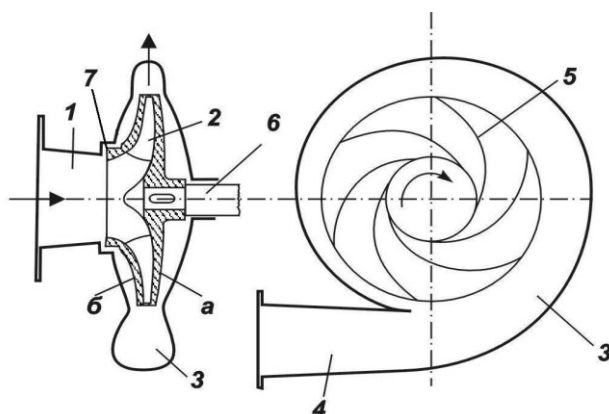


Рис. 23 Схема будови відцентрової турбомашини:

1-підвід; 2-робоче колесо; 3-відвід;
4-дифузор; 5-лопатки; 6-вал; 7-
переднє ущільнення

Принципова схема найпростішої відцентрової лопатевої машини консольного типу зображена на мал. 3.1. Вона складається із підвідного пристрою 1, робочого колеса 2 та відводу 3. По підводі рідина подається в

робоче колесо з підвідного трубопроводу, а по відводу вона виходить за межі машини.

Відцентрове робоче колесо складається з двох дисків – заднього або корінного *a* та переднього або покривного *б*. Між дисками з однаковим кроком розміщені криволінійні лопаті 5. У центрі переднього диска є отвір, через який рідина потрапляє в міжлопатевий простір. Лопаті робочого колеса, як правило, мають циліндричну форму і встановлюють їх перпендикулярно до площини заднього диска. Вони можуть бути листовими (тонкими) або профільованими. Із дисками лопаті з'єднують нероз'ємно. Задній диск має ступицю, за допомогою якої колесо жорстко розміщують на валу *б*. На передньому диску навколо вхідного отвору є виступна циліндрична поверхня 7, по якій ущільнюється зазор між робочим колесом і корпусом. Цей вузол називають переднім ущільненням. Воно перешкоджає перетіканню рідини, що вийшла з робочого колеса, на його вхід.

Існують також лопатеві машини, у яких робоче колесо не має переднього диска. Таке робоче колесо називають відкритим.

У конструкції машин передбачають ущільнення зазору між корпусом і валом у місті виходу останнього за межі корпусу. Найчастіше для цього застосовують сальники з м'якою набивкою.

Перед запуском проточну частину лопатевих машин і всмоктувальну лінію заповнюють рідиною, що перекачується. При обертанні робочого колеса 2 з постійною частотою рідина, що знаходиться в міжлопатевому просторі, утвореного лопатями 5, унаслідок дії на неї лопатей робочого колеса, також обертається. При цьому виникають відцентрові сили, що збільшують тиск рідини і змушують її частинки переміщуватись на периферію колеса і виходити за його межі. В результаті у відвідний канал 3 рідина потрапляє з підвищеним тиском і високою швидкістю.

Слід звернути увагу на таку, притаманну усім лопатевим машинам, конструктивну особливість – канал, по якому рідина підводиться до робочого колеса, роблять, по можливості, конфузорним; канал, по якому рідина відводиться від робочого колеса та за межі машини – дифузорним. Перше пояснюється бажанням зробити якомога більш рівномірним розподіл швидкостей у поперечному перерізі потоку на вході в робоче колесо і зменшити, завдяки цьому, втрати напору на вході. Друге – для забезпечення якомога більш високого статичного напору в потоці, що виходить із машини. Необхідність в останньому пояснюється тим, що створений потік долає гідравлічний опір мережі за рахунок статичного напору. При протіканні потоку через розширюваний канал зменшується його швидкість *i*, у відповідності до рівняння Бернуллі, збільшується тиск. Отже, у практично незмінному повному напорі, який має потік на виході з міжлопатевого каналу робочого колеса, зростає частка статичного напору, що робить потік здатним подолати більш високий гідравлічний опір.

Наслідком виходу рідини за межі робочого колеса при його обертанні є виникнення на вході в колесо вакууму, під дією якого у робоче колесо 2

через вхідний отвір у передньому диску неперервно надходить рідина з вхідного патрубка 1. Перед міжлопатевим простором рідина рухається вздовж осі обертання колеса, а при протіканні по ньому напрямок рідини змінюється на радіальний.

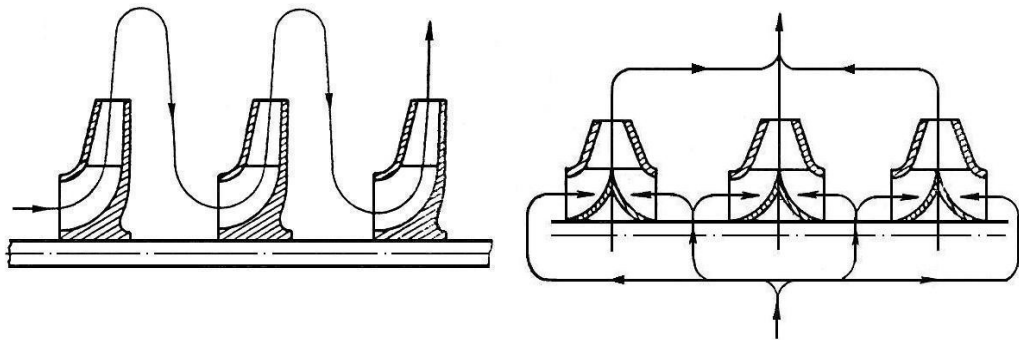


Рис. 24. Схеми відцентрових лопатевих машин:
а – багатоступінчастих; б – багатопоточних

При необхідності отримання більш високих напорів відцентрові лопатеві машини виготовляють багатоступінчастими, у яких потік послідовно проходить через декілька робочих коліс. Принципова схема такої машини зображена на рис. 24, а. Для одержання великих подач лопатева машина може бути виконана багатопоточною у відповідності до схеми на рис. 24, б. Існують також комбіновані схеми відцентрових насосів із послідовно-паралельним поєднанням робочих коліс.

Принципова схема будови осьової лопатевої машини показана на рис. 25.

Її робоче колесо складається із циліндричної втулки 1, до якої консольно прикріплені лопаті 2, розташовані під певним кутом до площини обертання. Колесо з'єднують з валом 3 і розмішують у циліндричному

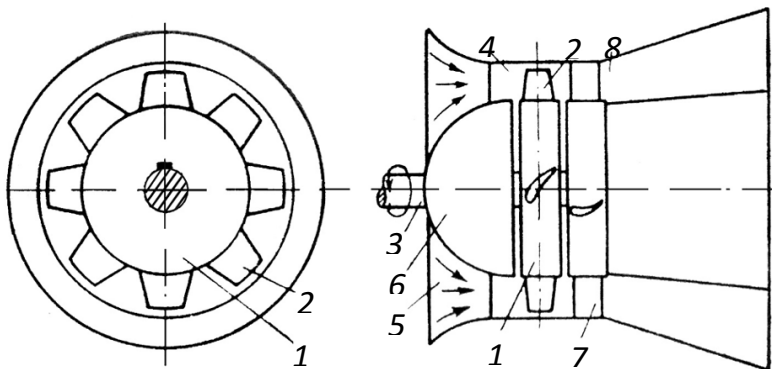


Рис. 25. Схема осьової лопатевої машини

корпусі 4. Плавний підвід рідини до робочого колеса забезпечується колектором 5 та переднім обтікачем 6. Для розкручування потоку за робочим колесом встановлюють спрямляючий апарат 7. Вихід із осьової лопатевої машини закінчується дифузором 8.

При обертанні робочого колеса частинки рідини, що знаходяться в міжлопатевому просторі, внаслідок силового впливу лопатей переміщуються вздовж осі колеса і одночасно закручуються в напрямку обертання, при цьому частинки утримуються на циліндричних поверхнях. Такий рух рідини, як і у відцентровій лопатевої машині, обумовлює зростання напору потоку.

Особливістю осьової лопатевої машини є те, що частинки рідини, переміщуючись через міжлопатевий простір, увесь час знаходяться на незмінній відстані від осі обертання. Відсутність радіального переміщення частинок свідчить про відсутність дії на них відцентрових сил у процесі протікання через міжлопатевий простір і вказує на те, що приріст напору в осьових лопатевих машинах досягається виключно за рахунок перетворення кінетичної енергії. Це робить осьові лопатеві машини низьконапірними і водночас здатними створювати високі подачі.

З метою збільшення створюваного напору осьові лопатеві машини часто виготовляють багатоступінчастими, у яких потік проходить послідовно через декілька коліс. Між робочими колесами в таких машинах установлюють напрямні апарати, що розкручують потік перед наступними робочими колесами.

Принципова схема двоступінчастої осьової лопатевої машини зображена на рис.27.

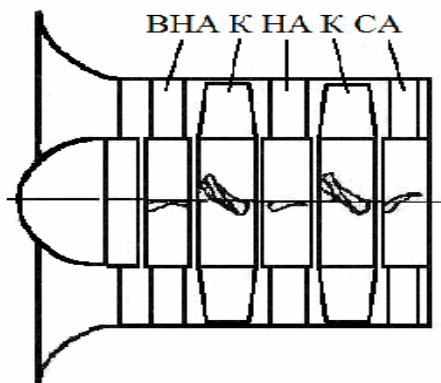


Рис. 27. Принципова схема двоступінчастої осьової лопатевої машини: ВНА – вхідний напрямний апарат; К – робоче колесо; НА – напрямний апарат; СА – спрямний апарат

Осьове робоче колесо характеризують діаметром D , що вимірюється по зовнішніх краях лопатей, діаметром втулки d та кількістю лопатей Z . Часто діаметр D вважають діаметром лопатевої машини.

Висота лопаті дорівнює

$$h = \frac{D - d}{2}.$$

Гідравлічні властивості профілю лопаті визначаються формою та довжиною його середньої лінії. Профіль характеризують також **довжиною хорди** b – прямою, що з'єднує дві крайні точки профілю, та **стрілою прогину** f – максимальною відстанню від хорди до середньої лінії.

2.3.2. Кінематика потоку в робочому колесі ідеальної відцентрової лопатевої машини

Рух рідини в міжлопатеких каналах робочого колеса відносно нерухомого корпусу машини є складним – рідина обертається разом з колесом із кутовою швидкістю ω (це переносний рух) і внаслідок дії відцентрових сил переміщується відносно колеса (це відносний рух). Абсолютний рух рідини в міжлопатеких каналах може бути представленим як сума двох простих рухів. У цьому випадку вектор абсолютної швидкості потоку в довільній точці міжлопатевого каналу знаходять шляхом складання двох векторів – вектора переносної та вектора відносної швидкостей.

Так як переносний рух є обертальним, то вектор його швидкості для довільної точки каналу направлений за дотичною до кола, на якому знаходиться точка. Більш складним завданням є визначення напрямку вектора відносної швидкості. Річ у тому, що протікання рідини через криволінійний канал, що обертається, має дуже складний характер, наслідком чого є різні за величиною та напрямком швидкості відносного руху в точках каналу по його ширині, що розташовані на одній відстані від осі обертання колеса (під шириною каналу розуміємо відстань між двома сусідніми лопатями, що виміряна по дузі одного кола).

Характер протікання рідини залежить від багатьох чинників – форми та довжини каналу, частоти обертання колеса, властивостей рідини тощо. Тому для визначення основних закономірностей, притаманних відцентровим лопатевим машинам, проаналізуємо спочатку роботу ідеальної відцентрової лопатевої машини. Під нею розуміють таку лопатеву машину, через проточну частину якої протікає ідеальна, тобто нев'язка рідина, у якій відсутні зазори та механічне тертя, а також така, що має робоче колесо з нескінченною кількістю нескінченно тонких лопатей. При роботі такої машини будуть відсутні втрати енергії, а потік, що протікає через робоче колесо, буде представлений елементарними струмінцями, форма яких повторюватиме форму лопатей і буде співпадати з траєкторіями всіх частинок рідини у відносному русі. Відносні швидкості частинок рідини, розташованих на одному колі, будуть однаковими і спрямованими по дотичній до поверхні лопаті в точці, що розглядається. Напір цієї машини позначимо $H_{T\infty}$. Інші параметри її будемо позначати знаком ∞ у індексі.

Параметри роботи лопатевої машини залежать від частоти обертання робочого колеса та його розмірів.

Позначимо (див. рис. 28): D_1 і D_2 – діаметри кіл входу та виходу, на яких розташовані, відповідно, входні та вихідні кромки лопатей; b_1 і b_2 – ширина колеса на колі входу та виходу.

Опишемо рух рідини через робоче колесо ідеальної відцентрової лопатевої машини шляхом побудови планів швидкостей на вході та виході з міжлопатевого каналу. При цьому параметри на вході будемо позначати індексом 1, а на виході – індексом 2. На планах позначено (див. рис. 28): \bar{u}_1

та \bar{u}_2 – вектори колових швидкостей, що направлені за дотичними до кіл входу та виходу на початку та кінці лопатей. Їх величини становлять

$$u_1 = \omega R_1, \quad u_2 = \omega R_2;$$

$\bar{w}_{1\infty}$ та $\bar{w}_{2\infty}$ – вектори відносних швидкостей, що направлені за дотичними до входної та вихідної кромки лопатей; $\bar{c}_{1\infty}$ та $\bar{c}_{2\infty}$ – вектори абсолютних швидкостей.

При цьому

$$\bar{c}_{1\infty} = \bar{u}_1 + \bar{w}_{1\infty}, \quad \bar{c}_{2\infty} = \bar{u}_2 + \bar{w}_{2\infty};$$

α_1 і α_2 – кути абсолютних швидкостей – кути між векторами абсолютних і переносних швидкостей \bar{c} та \bar{u} ;

β_1 і β_2 – кути входу та виходу – кути між дотичними до входної та вихідної кромки лопаті та від'ємним напрямком переносної швидкості \bar{u} в точці, що розглядаємо.

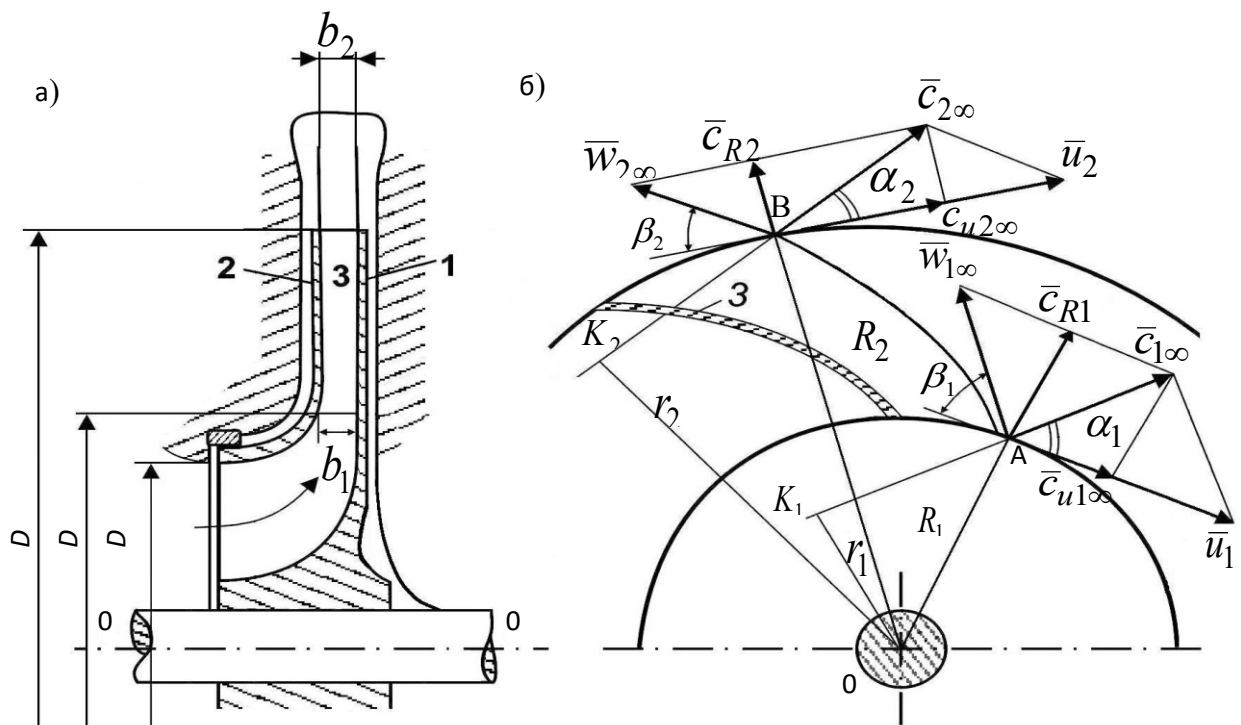


Рис. 28. Схема потоку в робочому колесі ідеальної відцентрової лопатевої машини:

а – схема робочого колеса: 1 – задній диск; 2 – передній диск; 3 – лопаті;
б – плани швидкостей на вході та виході із міжлопатевого простору

Розкладемо абсолютні швидкості $\bar{c}_{1\infty}$ та $\bar{c}_{2\infty}$ на дві взаємно перпендикулярні складові $\bar{c}_{u\infty}$ та \bar{c}_R .

$\bar{c}_{u\infty}$ – це проекція вектора \bar{c} на напрямок переносної швидкості \bar{u} . Її називають коловою складовою абсолютної швидкості або швидкістю закручування потоку і вона дорівнює

$$c_{u\infty} = c_{\infty} \cos \alpha, \quad (161)$$

\bar{c}_R – це проекція вектора \bar{c} на напрямок нормальний до вектора переносної швидкості \bar{u} .

Швидкість c_R спрямована за радіусом відповідного кола, проведеного до точки, що розглядається. Її називають радіальною складовою абсолютної швидкості або меридіональною швидкістю.

Очевидно, що

$$\bar{c}_{1\infty} = \bar{c}_{u1\infty} + \bar{c}_{R1}, \quad \bar{c}_{2\infty} = \bar{c}_{u2\infty} + \bar{c}_{R2},$$

та
$$c_{\infty} = \sqrt{c_{u\infty}^2 + c_R^2}, \quad (162)$$

2.3.3. Основне рівняння відцентрової лопатевої машини

Визначимо, які енергетичні наслідки має описаний рух рідини через міжлопатевиий простір робочого колеса ідеальної відцентрової лопатевої машини, тобто встановимо зв'язок між кінематичними параметрами потоку та напором, що створюється в машині. Для цього скористаємося теоремою механіки про зміну моменту кількості руху. Згідно з нею приріст моменту кількості руху рідини на деякому шляху дорівнює сумі імпульсів моментів зовнішніх сил на цьому ж шляху.

Нехай через робоче колесо ідеальної відцентрової лопатевої машини за час t по шляху AB протікає рідина масою m (див. рис. 28).

Відповідно до зазначеної теореми

$$mc_{2\infty}r_2 - mc_{1\infty}r_1 = Mt, \quad (163)$$

де M – сумарний момент зовнішніх сил, що діють на рідину на шляху AB ; r_1 і r_2 – плечі кількості руху переміщеної маси для точок A і B відносно осі обертання O .

Розділимо обидві частини рівняння (163) на t

$$\frac{m}{t}(c_{2\infty}r_2 - c_{1\infty}r_1) = M.$$

У одержаному виразі $\frac{m}{t}$ є масовою витратою рідини. Виражаючи її

через об'ємну, отримуємо
$$\frac{m}{t} = \rho Q.$$

Із трикутників OAK_1 та OBK_2 :

$$r_1 = R_1 \cos \alpha_1, \quad r_2 = R_2 \cos \alpha_2.$$

Тоді
$$\rho Q(c_{2\infty}R_2 \cos \alpha_2 - c_{1\infty}R_1 \cos \alpha_1) = M, \quad (164)$$

Відповідно до (161)

$$c_{2\infty} \cos \alpha_2 = c_{u2\infty}, \quad c_{1\infty} \cos \alpha_1 = c_{u1\infty},$$

де $c_{u1\infty}$ і $c_{u2\infty}$ – швидкості закручування потоку на вході та на виході з міжлопатевого простору.

Помножимо обидві частини рівняння (164) на кутову швидкість робочого колеса ω

$$\rho Q(\omega R_2 c_{u2\infty} - \omega R_1 c_{u1\infty}) = M\omega.$$

У цьому виразі $M\omega = N_e$ – це потужність на валу лопатевої машини.

Машина, що розглядається, є ідеальною, тобто її ККД $\eta = 1$. Отже потужність на валу одночасно є корисною потужністю і тоді, відповідно до (142),

$$M\omega = \rho g Q H_{T\infty}.$$

З урахуванням цього, а також того, що

$$\omega R_2 = u_2 \quad \text{і} \quad \omega R_1 = u_1,$$

маємо

$$\rho Q(u_2 c_{u2\infty} - u_1 c_{u1\infty}) = \rho g Q H_{T\infty}.$$

Остаточно

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g}(u_2 c_{u2\infty} - u_1 c_{u1\infty}), \quad (165)$$

Рівняння (165) вперше було отримано Леонардом Ейлером у 1754 р. і називається основним рівнянням лопатевої машини або рівнянням Ейлера. Ейлером була запропонована модель відцентрової лопатевої машини з нескінченною кількістю лопатей та започаткована струминна теорія лопатевих машин.

Згідно з рівнянням (165), для збільшення напору потоку в робочому колесі лопатевої машини необхідно, щоб воно оберталося та потік у ньому закручувався. Крім того з рівняння витікає, що для одержання максимального напору в колесі із заданими діаметром і частотою обертання необхідно зменшити до нуля другий доданок у дужках. Зважаючи на те, що в колесі, яке обертається, $u_1 \neq 0$, слід прагнути зменшити до нуля швидкість закручування потоку на вході в робоче колесо. Приймаючи до уваги, що

$$c_{u1\infty} = c_{1\infty} \cos \alpha_1 \quad \text{і} \quad \bar{c}_{1\infty} = \bar{u}_1 + \bar{w}_{1\infty},$$

приходимо до висновку, що ця мета може бути досягнута в разі надання підвідному каналу такої форми, при якій $\bar{c}_1 \perp \bar{u}_1$. Так роблять при створенні лопатевих машин. У цьому разі напір ідеальної відцентрової лопатевої машини дорівнює

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{u2\infty}, \quad (166)$$

Ураховуючи зв'язок між напором і тиском, запишемо рівняння для визначення тиску ідеальної відцентрової лопатевої машини

$$p_{T\infty} = \rho g H_{T\infty} = \rho(u_2 c_{u2\infty} - u_1 c_{u1\infty}), \quad (167)$$

При відсутності попереднього закручування потоку

$$p_{T\infty} = \rho u_2 c_{u2\infty}, \quad (168)$$

2.3.4. Подача та напірна характеристика ідеальної відцентрової лопатевої машини

Приймаючи до уваги, що рідина витікає з робочого колеса через циліндричну поверхню, обмежену довжиною кола виходу та шириною колеса на цьому колі, а швидкістю, нормальною до цієї поверхні, є радіальна складова абсолютної швидкості потоку на виході з міжлопатевого каналу, запишемо відповідно до (125) рівняння для розрахунку витрати рідини через робоче колесо, тобто рівняння, яке визначає подачу лопатевої машини

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{R_2}, \quad (169)$$

Подача лопатевої машини дорівнює також кількості рідини, що надходить у робоче колесо, тобто

$$Q = \pi D_1 b_1 c_{R_1}, \quad (170)$$

Із рівняння (169)
$$c_{R_2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}, \quad (171)$$

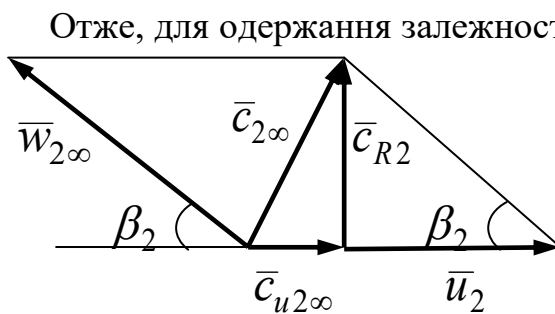


Рис. 29. План швидкостей потоку на виході з міжлопатевого каналу

Отже, для одержання залежності напору лопатевої машини від її подачі необхідно, як це витікає з рівняння (166), виразити швидкість $c_{u2\infty}$ через швидкість c_{R_2} .

Із плану швидкостей потоку на виході з міжлопатевого каналу маємо (див. рис. 29)

$$c_{u2\infty} = u_2 - c_{R_2} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (172)$$

Підставляючи цей вираз у (166) і

враховуючи (171), отримуємо

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q \right), \quad (173)$$

Це є рівнянням напірної характеристики ідеальної відцентрової лопатевої машини.

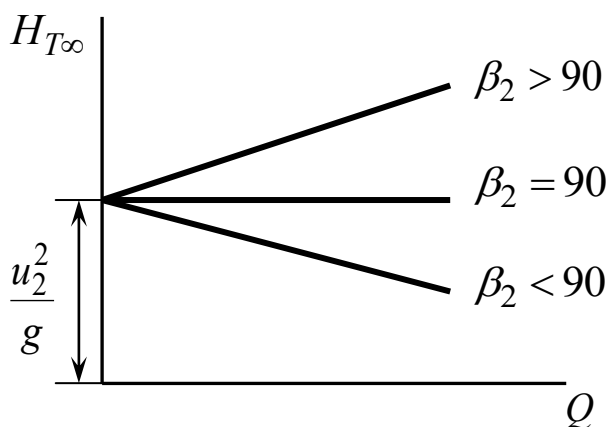


Рис. 30 Напірні характеристики ідеальних відцентрових лопатевих машин

Рівняння (173) вказує на лінійну залежність напору, створюваного ідеальною відцентровою лопатевою машиною, від її подачі. Із нього витікає також, що графік напірної характеристики перетинає вісь ординат вище початку координат на відстані

$$H_{T\infty 0} = \frac{u_2^2}{g},$$

що є напором лопатевої машини при нульовій подачі.

Нахил графіка залежить від величини кута виходу β_2 . При $\beta_2 < 90^\circ$ напірна характеристика падаюча, тобто при зростанні подачі машини напір $H_{T\infty}$ зменшується. При $\beta_2 = 90^\circ$ характеристика горизонтальна, а при $\beta_2 > 90^\circ$ – зростаюча (див. рис. 30).

Після встановлення залежності виду напірної характеристики від кута виходу β_2 природно виникає питання – яке значення кута виходу є найбільш доцільним, тобто яка форма лопатей робочого колеса є найбільш раціональною?

2.3.5. Види робочих коліс відцентрової лопатевої машини

У робочому колесі лопатевої машини при $\beta_2 < 90^\circ$ лопаті виконують загнутими назад відносно до напрямку обертання колеса (див. рис. 31, а), при

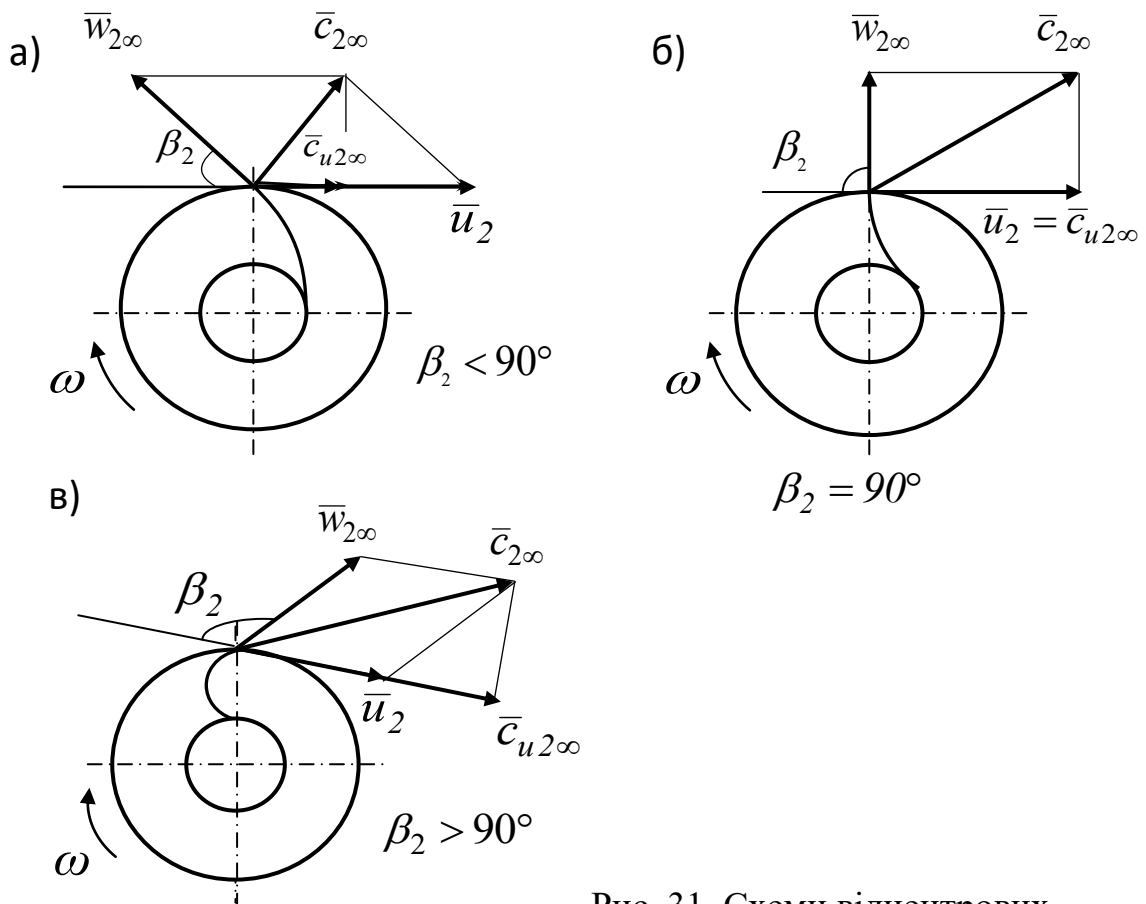


Рис. 31. Схеми відцентрових робочих коліс

$\beta_2 = 90^\circ$ вихідна частина лопатей спрямована по радіусу кола виходу (див. рис. 31, б) і при $\beta_2 > 90^\circ$ лопать роблять загнутою вперед відносно до напрямку обертання колеса (див. рис. 31, в).

Побудувавши плани швидкостей потоку на виході з міжлопатевого каналу, порівнюємо властивості, якими володіють робочі колеса, виготовлені за різними схемами. Порівняння виконаємо за найголовнішими критеріями, вважаючи діаметри коліс однаковими.

Напірність машини. Із рівняння (166) витікає, що при заданому значенні u_2 максимальний напір буде створювати колесо, у якому найбільшою буде швидкість $c_{u2\infty}$. Порівнюючи плани швидкостей на рис.31, приходимо до висновку, що це матиме місце при $\beta_2 > 90^\circ$.

Міцність робочого колеса. Найміцнішим буде колесо, у якому заданий напір створюватиметься при мінімальній частоті його обертання (при мінімальному значенні швидкості u_2). Із рівняння (166) витікає, що для цього потрібно, щоб найбільшою була швидкість $c_{u2\infty}$. Це має місце при $\beta_2 > 90^\circ$.

Габарити машини. У робочих колесах при $\beta_2 = 90^\circ$ та при $\beta_2 > 90^\circ$ більш високою є радіальна складова абсолютної швидкості c_{R_2} . Завдяки цьому задана подача машини може бути забезпеченою цими колесами при меншій їх ширині, тобто габарити машини з такими колесами будуть мінімальними.

Отже, з точки зору напірності лопатевої машини, її габаритів та міцності робочого колеса перевагу мають робочі колеса з лопатями, загнутими вперед. У той же час використання таких робочих коліс є досить обмеженим. Зокрема у відцентрових насосах їх взагалі не використовують. Пояснюється це низьким рівнем економічності лопатевої машини з такими колесами.

Економічність машин. Як відмічалось, напір, створюваний нагнітачем, складається із статичної та динамічної частин, тобто $H_{T\infty} = H_{ст} + H_{\partial}$.

Указувалося також на доцільність забезпечення якомога більш високого статичного напору в створюваному потоці (п. 3.1.). При цьому слід мати на увазі, що напір створюється лише в робочому колесі. У проточній частині лопатевої машини за колесом можливе лише перетворення одного виду напору в інший. Таке перетворення супроводжується втратами енергії, тобто призводить до зменшення повного напору нагнітача. Отже, для зменшення втрат напору в проточній частині лопатевої машини за колесом і збільшення в такий спосіб її загальної економічності, необхідно використовувати робочі колеса з максимально високою статичною часткою в повному напорі, який вони створюють, тобто з мінімальним динамічним напором, що перетворюється в статичний після колеса.

Для порівняння робочих коліс з точки зору вагомості статичної складової в повному напорі, що вони створюють, скористаємося поняттям ступеня реактивності робочого колеса ρ , під яким розуміють відношення статичного напору до повного напору, що розвиває колесо, тобто

$$\rho = \frac{H_{cm}}{H_{T\infty}} = \frac{H_{T\infty} - H_{\partial}}{H_{T\infty}} = 1 - \frac{H_{\partial}}{H_{T\infty}}, \quad (174)$$

Динамічний напір, створюваний у колесі, дорівнює $H_{\partial} = \frac{c_{2\infty}^2 - c_{1\infty}^2}{2g}$.

З урахуванням (162)
$$H_{\partial} = \frac{c_{u2\infty}^2 + c_{R_2}^2 - c_{u1\infty}^2 - c_{R_1}^2}{2g}.$$

У відцентрових робочих колесах, як правило, є рівними або дуже близькими за величиною площі каналів на вході в міжлопатевий простір та на виході з нього. Тоді відповідно до (169) і (170) $c_{R_1} \approx c_{R_2}$.

З урахуванням цього, а також беручи до уваги, що при відсутності попереднього закручування потоку перед колесом $c_{u1\infty} = 0$, маємо

$$H_{\partial} \approx \frac{c_{u2\infty}^2}{2g}, \quad (175)$$

Підставляючи (175) і (165) у (174), одержуємо $\rho = 1 - \frac{c_{u2\infty}}{2u_2}$,

а з урахуванням (172)

$$\rho = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{c_{R_2} \operatorname{ctg} \beta_2}{u_2} \right), \quad (176)$$

Аналіз рівняння (176) показує, що при $\beta_2 = 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} 90^\circ = 0$) ступінь реактивності колеса становить $\rho = 0,5$; при $\beta_2 > 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$) $\rho < 0,5$ а при $\beta_2 < 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$) $\rho > 0,5$. Тобто в робочому колесі із загнутими назад лопатями більшою частиною в повному напорі, який воно створює, є статичний напір. Отже, ККД лопатевих машин із такими колесами буде найбільшим.

У зв'язку з тим, що лопатеві машини в абсолютній більшості випадків працюють у тривалому режимі, для них є найважливішим параметром значення ККД. Цим пояснюється, що відцентрові насоси і, майже завжди, відцентрові компресори мають робочі колеса з лопатями, загнутими назад. Причому у відцентрових насосах лопаті сильно загнуті назад. У них кут β_2 , як правило, дорівнює $20^\circ \dots 30^\circ$.

Відцентрові вентилятори виготовляють з робочими колесами різних типів. Пояснюється це тим, що в багатьох випадках аеродинамічний опір вентиляційних мереж дуже малий, наприклад, при вентиляції приміщень. Для роботи на такі мережі доцільно у вентиляторах використовувати робочі колеса з лопатями загнутими вперед. У цьому разі необхідний повний тиск буде отриманий при швидкостях обертання колеса значно менших ніж при

використанні коліс із загнутими назад лопатями. Позитивним результатом цього буде більш низький рівень шуму при роботі вентилятора. Крім того зменшаться його габарити. Ці обставини в сукупності з невеликою, як правило, потужністю таких вентиляторів, у ряді випадків є більш вагомими ніж деяка перевитрата електроенергії на привод вентилятора. У той же час у потужних високонапірних вентиляторах використовують лише робочі колеса з лопатями, загнутими назад, що забезпечує високий рівень ККД машини.

2.3.6. Вплив кількості лопатей у робочому колесі на роботу відцентрової лопатевої машини

Проаналізуємо роботу відцентрової лопатевої машини, через проточну частину якої протікає ідеальна рідина, а робоче колесо має скінченну кількість лопатей. Така машина суттєво ближча до реальної ніж ідеальна, і аналіз її роботи дозволить з'ясувати, яким чином впливає на роботу лопатевої машини скінченна кількість лопатей у робочому колесі. Таку лопатеву машину назовемо теоретичною і її напір позначимо H_T .

Для отримання якісної уяви про процеси, що відбуваються в міжлопатевому каналі скінченних розмірів при обертанні робочого колеса, розглянемо рух ідеальної рідини, що знаходиться в закритій посудині, яка обертається навколо нерухомої осі O з постійною кутовою швидкістю ω (див. рис. 31, а).

Під час руху посудини ідеальна рідина в ній через свою інерцію та відсутність в'язкості буде зберігати в абсолютному русі відносно осі O незмінне положення, зафіксоване стрілкою N . Співставляючи ж взаємне положення кінця стрілки N і наміченої на поверхні посудини точки A , бачимо, що відносно посудини рідина починає обертатися в напрямку, протилежному обертанню посудини, із тією ж кутовою швидкістю.

Аналогічне явище буде спостерігатися в каналах, утворених лопатями робочого колеса при скінченній (дійсній) їх кількості. Це явище називають осьовим вихором.

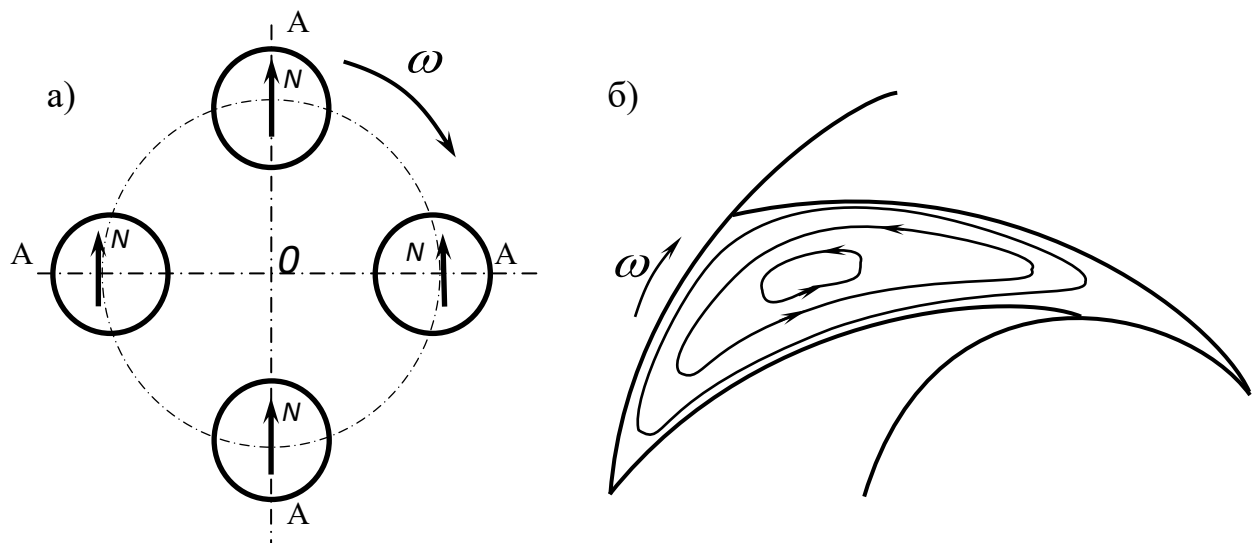


Рис. 32. Відносний вихоровий рух рідини:

а – в посудині, що обертається; б – в міжлопатевих каналах робочого колеса

У зв'язку з появою осьового вихору, на основний потік ідеальної рідини, що рухається через робоче колесо лопатевої машини, буде накладатися відносний вихоровий рух, який обумовить перерозподіл відносних швидкостей у каналах колеса та відхилення потоку рідини на виході з нього в бік, протилежний напрямку обертання (див. рис. 32, б). Вихоровий відносний рух рідини в каналі між лопатями має швидкості, що співпадають за напрямком із основним потоком на тильній поверхні лопаті та швидкостями, протилежними до напрямку основного потоку – на передньому

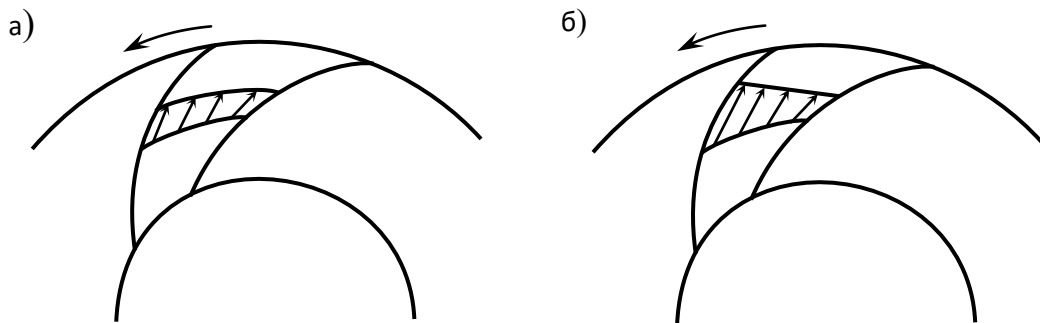


Рис. 33. Розподіл відносних швидкостей у робочому колесі лопатевої машини:

а – з нескінченною кількістю лопатей;
б – із скінченою кількістю лопатей

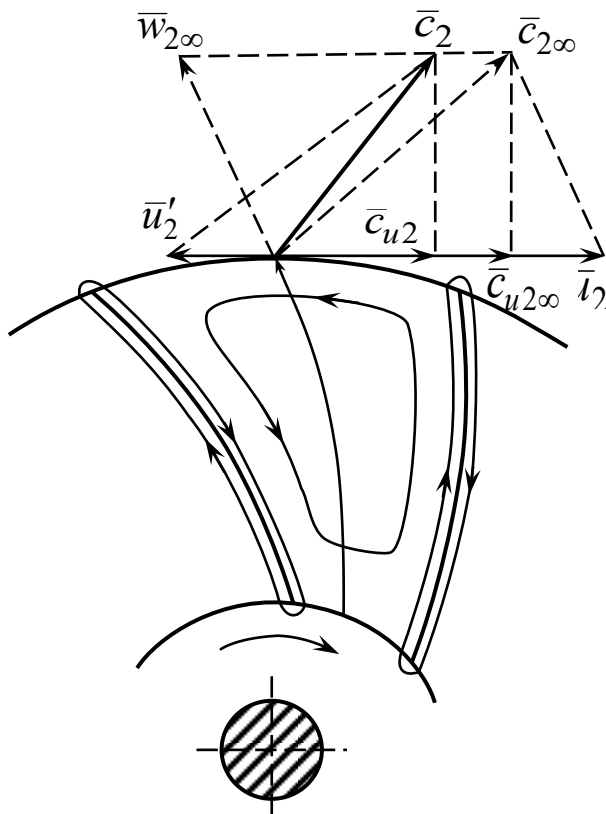


Рис. 34. Схема впливу скінченної кількості лопатей на роботу лопатевої машини

боці лопаті. У зв'язку з цим при накладанні його на основний потік підвищується відносна швидкість рідини на тильній поверхні лопаті та зменшується – на її передньому боці (32, б). Наслідком цього є підвищення тиску рідини на передньому боці лопаті, у відповідності до рівняння Бернуллі, та зменшення тиску – на її тильній поверхні. На рис. 34 зображено план швидкостей на виході з робочого колеса при нескінченній кількості лопатей, відкоригований у зв'язку з наявністю осьового вихору в реальному колесі.

Осьовий вихор обумовлює появу на виході з

міжлопатевого каналу швидкості \bar{u}'_2 , направленої проти колової швидкості \bar{u}_2 . Якщо врахувати цю складову швидкості та геометрично скласти її із швидкістю $\bar{c}_{2\infty}$, то одержимо результуючу абсолютну швидкість на виході \bar{c}_2 , яка відповідає схемі зі скінченною кількістю лопатей робочого колеса.

На рис. 34 видно, що відкориговане значення швидкості закручування на виході $c_{u2} < c_{u2\infty}$, отже напір $H_T < H_{T\infty}$, тобто поява осьового вихору зменшує напір, створюваний колесом.

$$H_T = k_u H_{T\infty}, \quad (177)$$

де k_u – коефіцієнт циркуляції, що залежить від кількості лопатей, кута виходу β_2 , від співвідношення між діаметрами кіл входу в робоче колесо та виходу з нього. Для сучасних лопатевих машин $k_u = 0,7 \dots 0,9$.

Слід звернути увагу на те, що зменшення H_T у порівнянні з $H_{T\infty}$ не пов'язане з втратами енергії в лопатевій машині і не впливає на її ККД. Причиною цього зменшення є нерівномірний розподіл відносних швидкостей у робочому колесі із скінченною кількістю лопатей.

Звертає на себе увагу також те, що за допомогою елементарної струминної теорії, із якою пов'язана ідеальна лопатева машина, неможливо пояснити процес передачі енергії від лопатей робочого колеса до потоку рідини. Дійсно, при нескінченній кількості лопатей у робочому колесі відносні швидкості з обох боків лопаті однакові (див. рис. 33, а), наслідком чого є однакові тиски у цих місцях. У той же час відомо, що силова взаємодія між твердою поверхнею та рідиною можлива лише при наявності різниці тисків на різних боках твердої поверхні.

Механізм передачі енергії в лопатевій машині розкривається сучасною вихоровою теорією, яка враховує, що в потоці, який протікає через лопатеву машину, виникають вихорові або циркуляційні рухи, що охоплюють робоче колесо як зовні так і з середини, а також охоплюють кожну лопать.

Але не зважаючи на недоліки, струминна теорія Ейлера дає вірні якісні результати і є основою для інженерних методів розрахунку відцентрових лопатевих машин.

Рівняння (177) свідчить, що напірна характеристика теоретичної лопатевої машини є лінійною, як і характеристика ідеальної машини. Графік її проходить нижче графіка напірної характеристики ідеальної лопатевої машини з меншим, ніж цей графік, нахилом і перетинається з ним в одній точці на осі абсцис або (при $\beta_2 = 90^\circ$) паралельний йому (див. рис. 3.13).

Подача теоретичної лопатевої машини дорівнює

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{R_2} \psi_2,$$

де ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку на виході з колеса, обумовлений товщиною лопатей та їх кількістю.

Цей коефіцієнт є відношенням площі вихідного каналу, вільної від лопатей, до загальної площі цього каналу. Для відцентрових насосів $\psi_2=0,91\dots 0,95$.

2.3.7. Урахування втрат напору в проточній частині лопатевої машини

Через проточну частину дійсної лопатевої машини проходить реальна рідина, що має певну в'язкість, тому її протікання супроводжується втратами напору.

Ці втрати, як і завжди, складаються із втрат напору на тертя уздовж каналів h_l та місцевих утрат h_m , тобто

$$h_{\text{втр}} = h_l + h_m.$$

Беручи до уваги, що режим руху рідини в проточній частині лопатевої машини є розвиненим турбулентним, втрати напору на тертя можуть бути вираженими формулою

$$h_l = k_1 Q^2,$$

де k_1 – коефіцієнт, що залежить від геометричних характеристик і стану поверхні каналів проточної частини.

Місцеві втрати напору виникають при вході потоку в міжлопатевий простір колеса та на виході з нього у випадку, коли лопатева машина працює на нерозрахунковому режимі. Розглянемо механізм їх виникнення на

прикладі входу потоку в колесо (див. рис. 35).

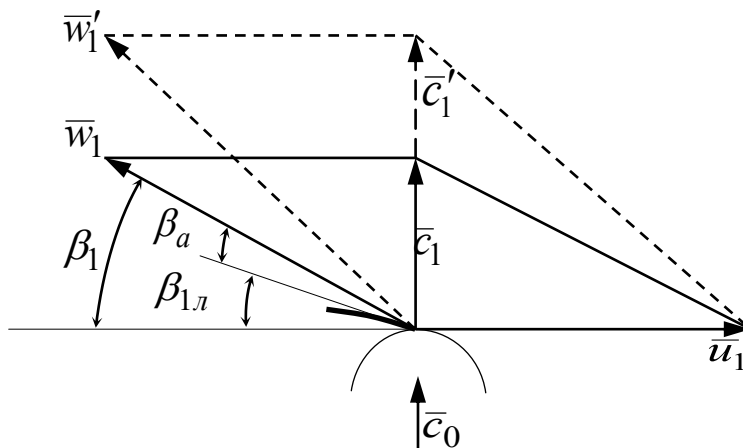


Рис. 35. Схема входу потоку в міжлопатевий простір колеса

Напрямок векторів абсолютних швидкостей \bar{c}_0 і \bar{c}_1 , із якими рідина підходить до міжлопатєвого каналу і входить у нього, визначається будовою підвідного каналу і не залежить від режиму роботи машини. Величина цих швидкостей залежить від подачі машини, причому швидкість \bar{c}_1

дещо більша ніж швидкість \bar{c}_0 у зв'язку зі зменшенням площі каналу тілом лопатей.

Величину і напрямок переносної швидкості \bar{u}_1 визначають за діаметром кола входу та частотою обертання колеса незалежно від подачі машини.

Величину і напрямок відносної швидкості \bar{w}_1 визначають шляхом геометричного віднімання вектора \bar{u}_1 від вектора \bar{c}_1 , тобто $\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1$.

Вектор \bar{w}_1 створює з напрямком, протилежним до напрямку вектора \bar{u}_1 , кут β_1 , що в загальному випадку не співпадає з кутом $\beta_{1,l}$, під яким розміщено вхідний елемент лопаті (кут $\beta_{1,l}$ – це кут між дотичними до вхідного елемента лопаті та до кола входу). Різницю цих кутів називають кутом атаки β_a , тобто $\beta_a = \beta_1 - \beta_{1,l}$.

При значних кутах атаки відбувається відрив потоку від вхідного елемента лопаті, що призводить до утворення в ньому вихорів і обумовлює втрати напору, які називають втратами на удар або на вихороутворення.

Безвідривний рух рідини має місце при кутах атаки, що не перевищують $5^\circ \dots 8^\circ$. На роботу в такому режимі розраховують лопатеву машину, і цей режим називають розрахунковим. Він характеризується певними значеннями подачі лопатевої машини, її напору та частоти обертання вала. У цьому режимі відсутні втрати напору на удар.

Якщо частота обертання вала лопатевої машини або її подача не співпадають із розрахунковими, то змінюється величина колової швидкості \bar{u}_1 або абсолютної швидкості \bar{c}_1 , що відбивається на величині кута атаки і викликає вихороутворення на вході в робоче колесо. На рис. 35 пунктирними лініями показано приклад, коли кут атаки збільшується при незмінній частоті обертання колеса через зростання подачі лопатевої машини.

Подібні явища спостерігаються і при виході рідини з міжлопатевого каналу. Причому, безвідривне витікання потоку за межі колеса відбувається, як правило, у тому ж режимі роботи машини, що і безвідривний його вхід. Це дає можливість місцеві втрати напору в лопатевій машині (втрати на удар) виразити формулою $h_m = k_2(Q - Q_p)^2$,

де Q_p – розрахункова подача лопатевої машини; k_2 – коефіцієнт, що залежить від особливостей машини.

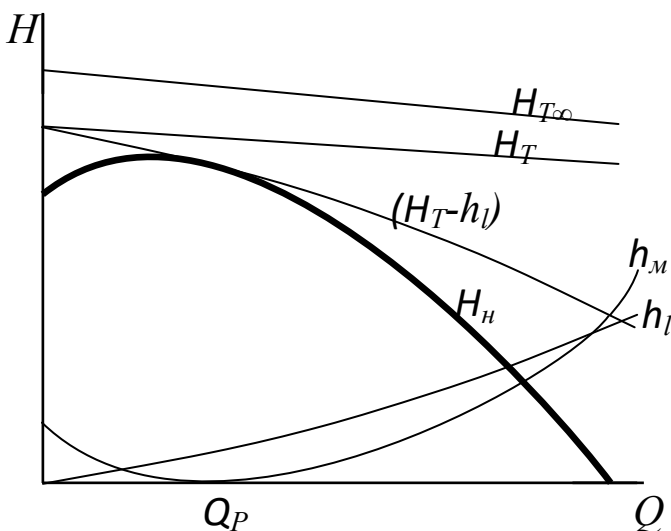


Рис. 36. Напірна характеристика реальної відцентрової лопатевої машини

Напірну характеристику реальної лопатевої машини найпростіше одержати графічно (див. рис. 36). Для цього на одній координатній площині зобразимо напірну характеристику ідеальної $H_{T\infty} = f_1(Q)$ та теоретичної $H_T = f_2(Q)$ лопатевих машин, а також графіки залежностей $h_l = f_3(Q)$ та $h_m = f_4(Q)$. Потім

вертикально від лінії H_T послідовно віднімемо лінію h_l та лінію h_m . У результаті отримуємо лінію $H_n = f(Q)$. Це і є напірна характеристика реального відцентрового нагнітача.

На рис. 36 видно, що напірна характеристика реальної відцентрової лопатевої машини є криволінійною.

Існують дві основні форми цієї характеристики – спадаюча (мал. 37, а) та з висхідною частиною, що має максимум у області малих подач (мал. 37, б).

З точки зору експлуатації лопатевих машин більш прийнятною є спадаюча характеристика з однозначною залежністю створюваного напору від подачі.

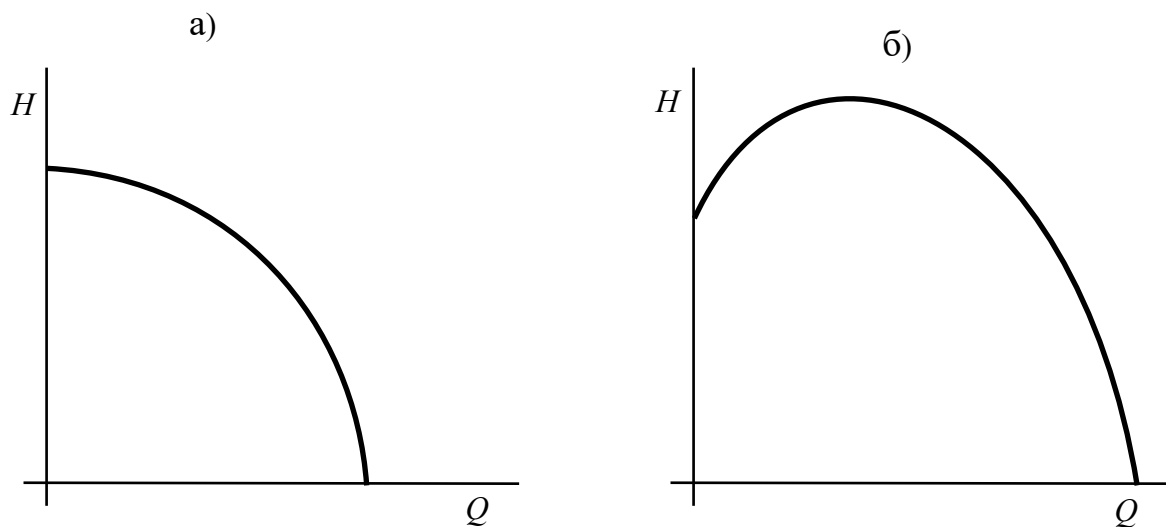


Рис. 37. Напірні характеристики відцентрових лопатевих машин:
а – спадаюча; б – з висхідною частиною

Вид характеристики залежить від багатьох чинників, головним із яких є кут виходу β_2 . При зменшенні цього кута зростає нахил теоретичної напірної характеристики, внаслідок чого стає меншим вплив втрат напору на удар і зростає ймовірність одержання спадаючої характеристики. Досвід показує, що при кутах виходу $\beta_2 < 40^\circ$ напірна характеристика, як правило, спадаюча, а при $\beta_2 > 40^\circ$ – має висхідну частину.

Протікання рідини через проточну частину відцентрової лопатевої машини є дуже складним процесом. Практично не можливо дати точне математичне описування його і одержати на цій основі рівняння напірної характеристики реальної лопатевої машини. Тому напірні характеристики лопатевих машин отримують експериментально при спеціальних випробуваннях їх на стендах і приводять у вигляді графіка в паспорті лопатевої машини і в каталогах.

2.3.8. Втрати енергії при роботі відцентрової лопатевої машини та її коефіцієнт корисної дії

При роботі лопатевої машини відбувається перетворення механічної енергії, що підводиться до її вала, у гідравлічну енергію потоку рідини. При цьому перетворенні мають місце втрати енергії, що умовно розділяють на три види – гідравлічні, об'ємні та механічні.

Гідравлічні втрати обумовлені тертям рідини уздовж проточної частини машини та вихороутворенням у різних її елементах. Величину гідравлічних втрат оцінюють за допомогою гідравлічного ККД η_z , під яким розуміють відношення напору лопатевої машини H до теоретичного напору

$$H_T, \text{ створюваного колесом, при одній і тій же витраті } \eta_z = \frac{H}{H_T}.$$

Позначивши гідравлічні втрати в лопатевій машині через h , маємо

$$\eta_z = \frac{H}{H+h}, \quad (178)$$

Значення гідравлічного ККД залежить від форми та довжини проточної частини машини, від стану її поверхні, від в'язкості перекачуваної рідини. Для сучасних відцентрових машин гідравлічний ККД становить $\eta_z = 0,8 \dots 0,96$.

Об'ємні втрати пов'язані з витіканням рідини через зазори між обертовими та нерухомими частинами лопатевої машини під дією різниці тисків. Витоки рідини мають місце через переднє ущільнення між робочим колесом та корпусом на вході в колесо (див. рис. 23); через ущільнення між валом та корпусом; через пристрої, що розвантажують вал лопатевої машини від осьового зусилля; у багатоступінчастих лопатевих машинах – між окремими ступенями.

Для оцінки величини витоків використовують об'ємний ККД лопатевої машини, під яким розуміють відношення подачі лопатевої машини Q до дійсної витрати рідини через робоче колесо Q_d

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_d}, \quad (179)$$

Позначивши витоків в лопатевій машині через ΔQ , маємо

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \Delta Q}. \quad (180)$$

Для зменшення витоків у лопатевій машині всіляко збільшують гідравлічний опір каналів, по яких перетікає рідина. Це досягається, зокрема, шляхом мінімізації радіального зазору в ущільненні та збільшенням його довжини (див. рис. 38, а), шляхом виконання ущільнення з розривом (див. рис. 38, б) або у вигляді лабіринтового ущільнення (див. рис. 38, в).

Найбільш ефективним є лабіринтове ущільнення, що пояснюється багаторазовою зміною в ньому напрямку руху рідини, що витікає. Але водночас воно є найбільш важким у виготовленні і тому його

використовують лише при дуже великих перепадах тиску на ущільненні та при перекачуванні малов'язких рідин і газів, зокрема, у відцентрових компресорах. У відцентрових насосах та вентиляторах найчастіше використовують просте щілинне ущільнення.

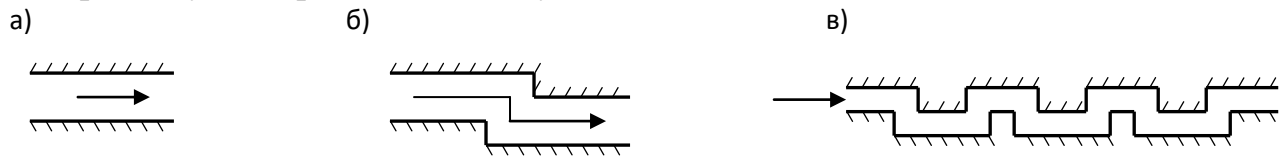


Рис. 38. Схеми ущільнень:

а – просте щілинне; б – щілинне з розривом; в – лабіринтове

У сучасних відцентрових лопатевих машинах об'ємний ККД становить $\eta_0 = 0,96 \dots 0,98$.

Потужність, що передається потокові рідини в робочому колесі, називається внутрішньою або індикаторною потужністю лопатевої машини. Вона дорівнює

$$N_{вн} = \rho g (Q + \Delta Q) (H + h). \quad (181)$$

Ця потужність більша за корисну, що є гідравлічною потужністю потоку на виході з лопатевої машини і, відповідно до (142), становить

$$N_k = \rho g Q H$$

Відношення корисної потужності до внутрішньої називають внутрішнім або індикаторним ККД лопатевої машини

$$\eta_{вн} = \frac{N_k}{N_{вн}} = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + \Delta Q) (H + h)}, \quad (182)$$

З урахуванням (178) та (180)

$$\eta_{вн} = \eta_0 \eta_2, \quad (183)$$

Внутрішня потужність менша за потужність, що підводиться до вала лопатевої машини від приводного двигуна $N_в$, через **механічні втрати**, обумовлені тертям зовнішньої поверхні дисків робочого колеса з рідиною, тертям у підшипниках і в ущільненнях. Механічні втрати не впливають на напір та подачу лопатевої машини, а збільшують потужність, що витрачається при її роботі.

Втрати на дискове тертя є найбільш суттєвими з усіх механічних втрат. Їх величина зростає при збільшенні діаметра колеса, частоти його обертання, шорсткості поверхні дисків і корпусу та відстані між цими поверхнями. Втрати потужності в ущільненнях та підшипниках не перевищують, як правило, 1% потужності на валу лопатевої машини.

Для оцінки механічних втрат використовують механічний ККД лопатевої машини, що дорівнює

$$\eta_m = \frac{N_{вн}}{N_в}, \quad (184)$$

Для сучасних відцентрових лопатевих машин $\eta_m = 0,92 \dots 0,96$.

Оцінку загальної енергетичної досконалості лопатевої машини дає її

$$\text{повний ККД} \quad \eta = \frac{N_K}{N_e}.$$

З урахуванням (182), (183) і (184)

$$\eta = \eta_{вн} \frac{N_{вн}}{N_e} = \eta_{вн} \eta_M = \eta_o \eta_z \eta_M, \quad (185)$$

Для сучасних відцентрових лопатевих машин їх повний ККД становить $\eta=0,75\dots0,92$. У загальному балансі втрат енергії у відцентровій лопатевій машині переважають гідравлічні втрати напору та втрати на дискове тертя.

Слід звернути увагу на те, що при експлуатації лопатевих машин потрібно знати їх повний ККД, який використовують у всіх експлуатаційних розрахунках. Складові ж цього ККД використовують при аналізі внутрішніх процесів у лопатевій машині на стадії її створення. Часто слово “повний” у назві ККД опускають.

2.3.9. Допустима висота всмоктування. Кавітація у відцентрових насосах

Найбільш поширеною на практиці схемою насосної установки з відцентровим насосом є така, що зображена на мал. 18, коли насос знаходиться вище рівня перекачуваної рідини, а на поверхні рідини в забірному резервуарі тиск дорівнює атмосферному, тобто $p_1=p_{атм}$. У цьому разі виникає потреба визначити, на якій максимальній висоті відносно рівня рідини може бути розміщеним насос і від чого залежить висота його розташування. З'ясуємо це.

Рушійною силою, що змушує рідину підніматися по всмоктувальному трубопроводу, є різниця тисків на поверхні відкачуваної рідини та на вході в насос. При $p_1=p_{атм}$ ця різниця тисків дорівнює вакууму, який виникає на вході в насос при його роботі. Величина вакууму може бути визначеною з рівняння (146), згідно з яким

$$\frac{p_{атм} - p_{вс}}{\rho g} = H_{вс} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + h_{вс}, \quad (186)$$

Позначимо

$$H_{вс} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + h_{вс} = H_{вс.вак}, \quad (187)$$

Цю суму називають вакуумметричною висотою всмоктування.

Тоді вакуум на вході в насос дорівнює

$$p_{вак} = p_{атм} - p_{вс} = \rho g H_{вс.вак}, \quad (188)$$

Отже, він залежить від густини перекачуваної рідини та вакуумметричної висоти всмоктування.

Абсолютний тиск на вході в насос

$$p_{вс} = p_{атм} - \rho g H_{вс.вак}, \quad (189)$$

Він зменшується при зростанні $H_{вс.вак}$.

Геометрична висота всмоктування насоса становить

$$H_{вс} = \frac{p_{вак}}{\rho g} - \frac{v_{вс}^2}{2g} - h_{вс}, \quad (190)$$

тобто вона може бути збільшеною в разі зростання вакууму на вході в насос і залежить від швидкості рідини у всмоктувальному трубопроводі та його гідравлічного опору.

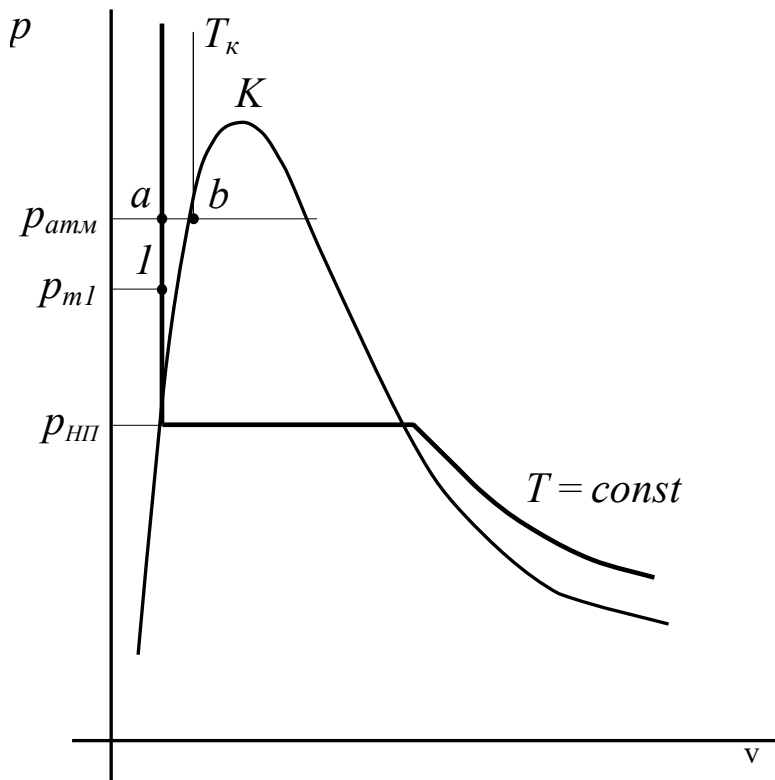


Рис.39. Типова p - v -діаграма речовини

Виникає питання, чи існує межа, до якої може збільшуватися вакуум на вході в насос? Чи може він досягати, зокрема, теоретично максимального значення, коли $p_{вак} = p_{атм}$, тобто чи може абсолютний тиск на вході в насос зменшитися до нуля? Для відповіді на ці питання треба, по-перше, прийняти до уваги, що при зміні вакуумметричної висоти всмоктування залишається незмінною температура рідини, і, по-друге, згадати, як змінюються властивості рідини в разі зменшення її тиску при постійній температурі.

Закономірності зміни цих властивостей показані на рис. 39, де зображена ізотерма речовини (лінія $T=const$) у координатах питомий об'єм v – абсолютний тиск p . На цьому рисунку зображені також нижня (ліворуч від точки K) та верхня (праворуч від точки K) граничні криві.

Область параметрів стану, що обмежена граничними кривими, є областю існування двофазного стану речовини, який називається вологою насиченою парою – це суміш дрібнодисперсних частинок киплячої рідини та сухої насиченої пари. Ліворуч від нижньої граничної кривої речовина знаходиться в краплеподібному стані, тобто, це область існування рідини. На нижній граничній кривій розташовані параметри стану киплячої рідини. Праворуч від верхньої граничної кривої знаходиться область існування перегрітої пари. На верхній граничній кривій розташовані параметри стану сухої насиченої пари.

У області існування рідини ізотерма речовини – майже вертикальна лінія, що свідчить про практичну нестискуваність рідини. У точці зіткнення її з нижньою граничною кривою відбувається якісна зміна стану рідини – вона закипає. Як відомо, кипіння – це випаровування рідини, що відбувається в усьому її об’ємі. Процес кипіння є ізобарно-ізотермічним, тобто впродовж його залишаються незмінними температура та тиск рідини. Цим пояснюється злам ізотерми в точці зіткнення з нижньою граничною кривою та горизонтальна ділянка її в області вологої насиченої пари.

Тиск, при якому рідина закипає при даній температурі, називають тиском насиченої пари рідини і позначають $p_{нп}$. Величина його залежить для кожної рідини лише від її температури.

Отже, рідина – суцільне однорідне середовище доти, поки тиск у ній перевищує тиск насиченої пари при даній температурі. Якщо тиск у рідині стає рівним $p_{нп}$, вона перестає бути таким середовищем – у ній з’являються розриви суцільності у вигляді парових бульбашок. Починаючи з цього моменту тиск у рідині не може бути зменшеним, доки вона уся не перетвориться на пару.

У потоці, що надходить до відцентрового насоса, тиск досягає свого найменшого значення не у всмоктувальному патрубку, а в перерізі, який знаходиться безпосередньо на вході в міжлопатеви́й простір робочого колеса – на вхідній кромці лопаті з її тильного боку. Починаючи з цього перерізу частинки рідини отримують енергію від лопатей колеса, що обертається, і це обумовлює зростання їх тиску.

Нехай при деякому значенні вакуумметричної висоти всмоктування мінімальний тиск у потоці становить $p_{min}=p_{m1}$. Стан рідини на вході в міжлопатеви́й простір робочого колеса буде відповідати в цьому разі точці 1 на $p-v$ діаграмі (див. рис. 39).

Якщо якимось чином почати збільшувати $H_{вс.вак}$, збільшуючи, наприклад, геометричну висоту всмоктування $H_{вс}$ або гідравлічний опір усмоктувального трубопроводу, то у відповідності до (188) і (189) буде зменшуватися тиск і зростати вакуум у всмоктувальному патрубку насоса. Це відбуватиметься, поки мінімальний тиск у потоці буде більшим, ніж $p_{нп}$.

При певному значенні $H_{вс.вак}$ ці тиски зрівняються. Назвемо вакуумметричну висоту всмоктування, при якій $p_{min}=p_{нп}$, критичною і позначимо $H_{вс.вак.кр}$.

Як тільки мінімальний тиск у потоці досягне значення $p_{нп}$, то на вході в міжлопатеви́й простір робочого колеса станеться місцеве закипання рідини, тобто в ній з’являться парові бульбашки. Ці бульбашки будуть переноситися потоком уздовж міжлопатевого каналу і потрапляти в область, де тиск рідини перевищує $p_{нп}$. Причому ця область знаходиться в безпосередній близькості від місця виникнення бульбашок. У вказаній області буде відбуватися практично миттєва конденсація пари в бульбашках і виникнення на їх місці

порожнин із крапельками конденсату всередині. Останнє пояснюється тим, що густина конденсату в сотні разів перевищує густину пари, а, отже, об'єм конденсату буде в сотні разів меншим за об'єм пари, з якої він виник. Частинки рідини, що оточують порожнини, змикатимуть їх, рухаючись назустріч одна одній з великими швидкостями, обумовленими відсутністю опору цьому рухові. У момент їх зіткнення і різкого гальмування будуть виникати високоінтенсивні місцеві гідравлічні удари, що спричинять дуже велике місцеве підвищення тиску.

Описаний комплекс явищ, пов'язаних із виникненням у потоці рідини в області низького тиску парових бульбашок, переносі їх потоком у область підвищеного тиску, конденсацією пари в бульбашках і виникненням порожнин у потоці, змиканням цих порожнин частинками рідини, яка їх оточує, що супроводжується гідравлічними ударами і місцевими підвищеннями тиску, називається *кавітацією*. Назва походить від латинського слова (cavitas – каверна), що означає порожнина. Точними дослідженнями встановлено, що тиски в точках змикання порожнин у кавітаційних процесах сягають десятків мегапаскалей.

У разі, коли парові бульбашки в потоці з усіх боків оточені рідиною, їх зникнення не приводить до шкідливих наслідків. Але у відцентрових насосах кавітаційні процеси відбуваються, у першу чергу, на тильній поверхні вхідних кромок лопатей робочого колеса. Гідравлічні удари, які виникають при цьому, впливають на метал лопатей і викликають його руйнування. Тому експлуатація насосів у режимах, коли з'являється кавітація, недопустима.

Руйнування лопатей робочого колеса внаслідок дії кавітації називають *пітингом*. Його характер залежить від матеріалу, із якого зроблені колеса. Так пітинг лопатей чавунних коліс дає губчасту структуру з досить нерівною поверхнею і звивистими вузькими щілинами, що проникають глибоко в метал і зменшують міцність деталей. Пітинг конструкційних та легованих сталей проявляється у вигляді гладких западин та канавок.

Матеріалів, абсолютно стійких проти кавітації, не існує. Дуже погано протистоять кавітації неоднорідні крихкі матеріали, такі як чавун і кераміка. Найбільш кавітаційно стійкими є леговані сталі, що вміщують хром та нікель.

Кавітація у відцентрових насосах буває різної інтенсивності. На початкових стадіях розвитку вона відбувається на невеликому просторі та мало впливає на показники роботи насоса.

Якщо вплив чинника, що викликав появу кавітації, буде збільшуватись, наприклад, якщо продовжувати нарощувати вакуумметричну висоту всмоктування після появи перших ознак кавітації, то інтенсивність її буде зростати і буде поширюватися область, де вона відбувається, як по ширині міжлопатевого каналу, так і вздовж нього. При цьому буде зростати вплив кавітації на показники роботи насоса.

Зовнішньо кавітація у відцентрових насосах проявляється появою характерного шуму, внутрішнього тріску, значним посиленням вібрації. При дуже високій її інтенсивності з'являються удари в проточній частині насоса.

Кавітація викликає зміну всіх експлуатаційних характеристик насоса. На рис. 40 проілюстровано цей вплив, де пунктирними лініями відмічений нормальний хід характеристик без кавітації.

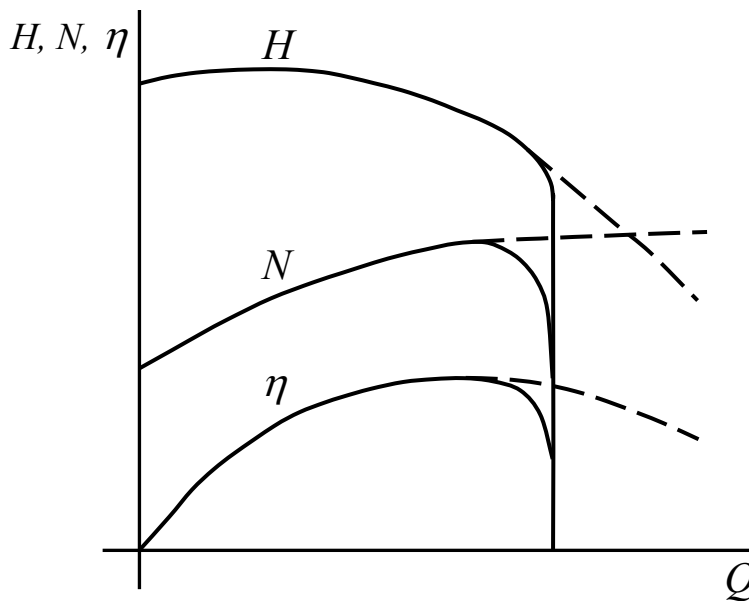


Рис. 40. Вплив кавітації на характеристики відцентрового насоса

На початкових стадіях розвитку кавітації виникають невеликі зменшення напору, ККД та споживаної потужності. Саме зміна цих параметрів досить часто вказує на її появу. При розвиненій кавітації, коли об'єм, у якому вона відбувається, досягає значних розмірів, спостерігається різке падіння всіх параметрів насоса і навіть повний зрив його роботи. Ця обставина є додатковим твердженням про недопустимість експлуатації насосів у

режимах, коли з'являється кавітація.

Визначимо умови, виконання яких дозволить запобігти появі кавітації.

Як відмічалось, кавітація існує за умови, коли $p_{min} = p_{нп}$. У свою чергу ця рівність виникає при збільшенні $H_{вс.вак}$ до критичного значення, тобто при $H_{вс.вак} = H_{вс.вак.кр}$. Із цього витікає, що умовою відсутності кавітації в насосі є нерівність $H_{вс.вак} < H_{вс.вак.кр}$. На практиці користуються дещо іншою умовою, яка забезпечує більш високу надійність роботи насоса

$$H_{вс.вак} \leq H_{вс.вак.д}, \quad (191)$$

де $H_{вс.вак.д}$ — допустима вакуумметрична висота всмоктування при робочій подачі насоса.

Вона становить $H_{вс.вак.д} = (0,7 \dots 0,9) H_{вс.вак.кр}$.

Аналітично підрахувати критичну вакуумметричну висоту всмоктування при різних подачах насоса неможливо через дуже велику кількість чинників, що впливають на її величину та які важко врахувати. Тому для практичного користування її визначають експериментально при стендових випробуваннях насосів за спеціальною методикою. За результатами цих випробувань будують графічну залежність

$H_{вс.вак.д} = f(Q)$, яку наводять у паспортах насосів разом із іншими експлуатаційними характеристиками. Якісний вигляд її показано на рис. 41.

При перевірці насоса на відсутність кавітації $H_{вс.вак.д}$ визначають за його паспортною характеристикою після знаходження робочої точки. Фактичну вакуумметричну висоту всмоктування $H_{вс.вак}$ розраховують за формулою (187).

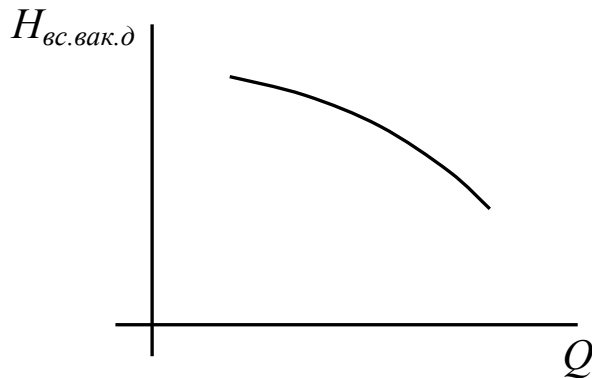


Рис. 41. Залежність допустимої вакуумметричної висоти всмоктування насоса від подачі

п'езометричним напором, що відповідає тиску насиченої пари перекачуваної рідини. Згідно до визначення

$$\Delta h_k = \frac{p_{вс}}{\rho g} + \frac{v_{вс}^2}{2g} - \frac{p_{НП}}{\rho g}, \quad (192)$$

З урахуванням рівнянь (189) та (187), формула для розрахунку фактичного кавітаційного запасу насоса набуває такого вигляду:

$$\Delta h_k = \frac{p_{атм} - p_{НП}}{\rho g} - H_{вс} - h_{вс}, \quad (193)$$

Відповідно до (193), при зменшенні кавітаційного запасу мінімальний тиск у потоці буде наближатися до значення $p_{НП}$. При певній величині Δh_k ці тиски зрівняються і в насосі розпочнеться кавітація. Кавітаційний запас, при якому це станеться, називають критичним. Позначимо його $\Delta h_{кр}$. Отже, умовою відсутності кавітації в насосі є

$$\Delta h_k > \Delta h_{кр}.$$

На практиці користуються такою умовою:

$$\Delta h_k \geq \Delta h_{\delta}, \quad (194)$$

де Δh_{δ} – допустимий кавітаційний запас насоса при робочій подачі.

Він дорівнює

Всмоктувальну здатність більшості насосів оцінюють не величиною вакуумметричної висоти всмоктування, а за допомогою іншого параметра – кавітаційного запасу насоса. Використання цієї величини базується на тому, що умова безкавітаційної роботи насоса може бути сформульована таким чином: кавітації не буде, якщо $p_{min} - p_{НП} > 0$.

Кавітаційним запасом насоса Δh_k називають перевищення повного напору потоку на вході в насос над

$$\Delta h_{\partial} = (1,1\dots 1,3) \Delta h_{кр}, \quad (195)$$

Точний підрахунок критичного кавітаційного запасу насоса при різних подачах неможливий. Тому його, як і $H_{вс.вак.кр.}$, визначають експериментально. У паспортах насосів наводять експериментальну графічну залежність $\Delta h_{\partial} = \varphi(Q)$.

Перевірку насоса на відсутність кавітації і в цьому разі виконують після знаходження робочої точки насоса та визначення його подачі.

Сумісно вирішуючи рівняння (187) та (193), встановимо зв'язок між вакуумметричною висотою всмоктування та кавітаційним запасом насоса.

$$H_{вс.вак} = \frac{P_{атм} - P_{НП}}{\rho g} + \frac{v_{вс}^2}{2g} - \Delta h_{к}, \quad (196)$$

Аналізуючи рівняння (193) приходимо до двох важливих практичних висновків.

По-перше, кавітаційний запас насоса зменшується при зниженні атмосферного тиску або, в загальному випадку, при зменшенні тиску на вільній поверхні відкачуваної рідини. Отже, при експлуатації насосів у таких умовах, які мають місце, зокрема, на високогір'ї, суттєво зростає ймовірність виникнення кавітації.

По-друге, тиск насиченої пари $p_{НП}$ для всіх рідин зростає при підвищенні їх температури. Наслідком цього є зменшення кавітаційного запасу насоса при перекачуванні гарячих рідин і зростання ймовірності виникнення кавітації в цих випадках.

З'ясувавши умови відсутності кавітації при роботі насосів, визначимо шляхи їх практичної реалізації.

Із рівняння (193) витікає, що дієвим методом підвищення кавітаційного запасу насоса є зменшення геометричної висоти всмоктування $H_{вс}$, аж до надання їй від'ємних значень, тобто, розміщення насоса нижче рівня перекачуваної рідини. Так, як правило, встановлюють насоси при перекачуванні гарячих рідин, а також при відкачуванні рідин із об'ємів, де тиск менший від атмосферного.

Для підвищення кавітаційного запасу насоса необхідно також всіляко зменшувати гідравлічний опір всмоктувального трубопроводу. Цього досягають скороченням до мінімуму його довжини та кількості місцевих гідравлічних опорів у ньому. Дієвим шляхом зменшення втрат напору в трубопроводі $h_{вс}$ є збільшення його внутрішнього діаметра. Найчастіше цей метод є головним при ліквідації кавітації в діючій установці.

Велика кількість сучасних високошвидкісних насосів мають настільки низьку всмоктувальну здатність, що їх робота можлива лише за умови використання допоміжних (бустерних) насосів, що встановлюють перед основним насосом послідовно з ним. Як бустерні використовують низьконапірні насоси з подачею, що відповідає подачі основного насоса.

У деяких сучасних багатоступінчастих насосах робоче колесо першого ступеня роблять більш широким у порівнянні з колесами інших ступенів. Завдяки цьому зменшується швидкість рідини та втрати напору на вході в це колесо, і поліпшуються кавітаційні властивості насосів.

Значна кількість сучасних високонапірних відцентрових насосів має передвключене колесо, що розташовують в корпусі насоса перед робочим колесом першого ступеня. Це колесо найчастіше роблять у вигляді шнека і воно суттєво поліпшує всмоктувальну здатність насоса.

При експлуатації відцентрових насосів досить поширеною причиною виникнення кавітації є засмічення приймального клапана, який встановлюють на початку всмоктувального трубопроводу. Тому утримування цього клапана в нормальному стані є важливою запорукою безкавітаційної роботи насоса.

На завершення слід відзначити, що кавітаційні процеси не є притаманними лише відцентровим насосам. Це явище досить поширене і може виникнути в будь-якому потоці краплеподібної рідини з тиском меншим від атмосферного або невеликим надлишковим при наявності в потоці місцевих збільшень швидкості. Воно може статися, наприклад, при протіканні рідини через місцеві гідравлічні опори. Уперше з цим явищем зіткнулися при створенні перших швидкохідних суден, на яких з незрозумілих причин виходили з ладу лопаті гребних гвинтів.

. При попаданні останніх у шари рідини, температура яких ще менша, ніж T_k , відбувається конденсація пари в бульбашках і змикання утворених порожнин. Це буде супроводжуватися гідроударами та характерним шумом, який раптово зникає в момент прогрівання всієї рідини до температури T_k .

Контрольні запитання

26. Поясніть принцип дії відцентрового насоса.
27. З чого складається відцентрове робоче колесо? Які його основні характеристики?
28. Яку будову має відцентрова лопатева машина?
29. Що розуміють під ідеальною відцентровою лопатевою машиною?
30. На які складові розкладається абсолютна швидкість потоку, що протікає через робоче колесо відцентрової лопатевої машини?
31. Що встановлює основне рівняння відцентрової лопатевої машини (рівняння Ейлера)?
32. Від чого залежить подача відцентрової лопатевої машини?
33. Від чого залежить напірна характеристика ідеальної відцентрової лопатевої машини?
34. Чим пояснюється висока економічність відцентрових лопатевих машин, що мають робочі колеса із загнутими назад лопатями?
35. Що є наслідком скінченної кількості лопатей у робочому колесі відцентрової лопатевої машини?

36. Як впливають втрати напору в проточній частині відцентрової лопатевої машини на її напірну характеристику?
37. Що є напірною характеристикою реальної відцентрової лопатевої машини та від чого залежить її вигляд?
38. На які види умовно поділяють втрати енергії при роботі лопатевої машини?
39. Які існують шляхи для збільшення об'ємного, гідравлічного та механічного ККД лопатевої машини?
40. З чого складається осьове робоче колесо? Які його основні характеристики?
41. Яку будову має осьова лопатева машина?

2.4. Експлуатаційні розрахунки турбоустановок

2.4.1. Особливості роботи лопатевих машин на зовнішню мережу

Визначившись із формою напірних характеристик лопатевих машин, з'ясуємо, якими експлуатаційними властивостями вони володіють.

Хай турбомашина, напірною характеристикою якої є лінія H_n (див. рис. 42), працює на зовнішню мережу з характеристикою H_{M1} . Робочою точкою цієї установки буде точка 1, що свідчить про роботу машини з подачею Q_1 та напором H_1 .

У разі, коли ця ж турбомашина буде підключеною до мережі з характеристикою H_{M2} або H_{M3} , то робоча точка установки переміститься по характеристиці машини, відповідно, в точку 2 або точку 3, що обумовить зміну параметрів її роботи.

Якщо на виході із турбомашини встановити засувку і повністю її закрити, то характеристика зовнішньої мережі співпаде в цьому разі з віссю ординат і робоча точка переміститься в точку 4, при цьому подача турбомашини буде дорівнювати нулю, а напір стане рівним H_0 .

Отже, наведений приклад показує, що одна й та сама турбомашина на різні зовнішні мережі буде працювати з параметрами, як істотно різняться. Це є головною експлуатаційною властивістю лопатевих машин.

2.4.2. Експлуатаційні характеристики лопатевої машини та порядок визначення параметрів її роботи

Напірна характеристика лопатевої машини показує, які напори вона може створювати та які подачі може забезпечити. Це є дуже важливою інформацією для експлуатаційника, але не менш важливим є усвідомлення того, якою ціною будуть досягнуті необхідний напір і подача, наскільки ефективно буде працювати лопатева машина в цьому режимі, якої потужності двигун буде потрібен для її приводу.

Відповіді на ці питання і взагалі повну уяву про можливості лопатевої

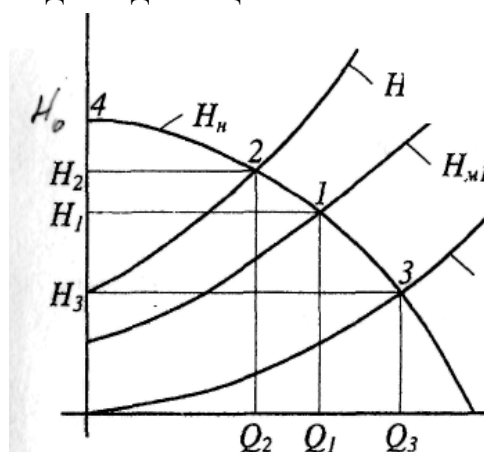


Рис. 42. Знаходження робочої точки турбоустановки

подачі: $\Delta h_0 = f_4(Q)$.

Усі ці характеристики одержують експериментально при стендових випробуваннях лопатевих машин і наводять у їх паспортах у вигляді

машини дають її експлуатаційні характеристики. Під цими характеристиками розуміють залежності напору H , потужності на валу N_v та ККД η від подачі лопатевої машини Q при сталій частоті обертання вала n , тобто це залежності:

$$\begin{aligned} H &= f_1(Q); & \eta &= f_2(Q); \\ N_v &= f_3(Q) \text{ при } n = \text{const.} \end{aligned}$$

До експлуатаційних характеристик насосів відносять також залежність допустимого кавітаційного запасу від

відповідних графіків. Вони є індивідуальними характеристиками лопатевих машин.

З'ясуємо, який якісний вигляд мають ці залежності, враховуючи що форма напірної характеристики лопатевих машин уже відома.

Для зручності користування експлуатаційними характеристиками їх наводять у паспорті лопатевої машини на одній площині із загальною віссю подач. Приклади характеристик показані на рис. 43

2.4.3. Характеристика ККД $\eta = f_2(Q)$

$$\text{Згідно з (143) ККД лопатевої машини } \eta = \frac{N_K}{N_e} = \frac{\rho g Q H}{N_e}.$$

Із цього рівняння, з урахуванням форми напірної характеристики лопатевих машин, витікає, що $\eta = 0$ при $Q = 0$ і $H \neq 0$; при $Q \neq 0$ і $H = 0$; $\eta \neq 0$ при $Q \neq 0$ і $H \neq 0$.

Тобто, при зростанні подачі лопатевої машини від 0 до Q_{\max} , є така подача, при якій ККД досягає максимального значення η_{\max} .

Графіки залежності наведені на рис. 43. Режим роботи лопатевої машини з максимальним ККД називають оптимальним.

2.4.4. Характеристика потужності $N_e = f_3(Q)$

По-перше, при подачі $Q = 0$ потужність на валу лопатевої машини $N_B > 0$. Режим роботи лопатевої машини при $Q = 0$ називають не робочим, тобто $N_{B \text{ н.р}} > 0$. У цьому режимі споживана потужність витрачається на покриття втрат енергії, обумовлених циркуляційним рухом рідини в проточній частині машини, механічним тертям в ущільненнях і підшипниках, дисковим тертям рідини у відцентрових лопатевих машинах.

По-друге, у відповідності до (143), потужність, що витрачається лопатевою машиною, пропорційна добутку подачі Q та напору H , тобто $N_B \equiv QH$. У той же час загальною закономірністю для лопатевих машин є зменшення напору при зростанні подачі, у всякому разі це відбувається на більшій частині напірної характеристики. Тому дати загальну відповідь на питання, як буде змінюватись значення цього добутку при зростанні Q неможливо. Його величина, а отже і вид залежності $N_B = f_3(Q)$, будуть змінюватись по-різному для різних машин. Вид характеристики для кожної лопатевої машини встановлюють експериментально, хоча й існують у цьому питанні певні закономірності.

Так для відцентрових насосів характерним є зростання потужності на валу при збільшенні подачі (рис. 43, а).

Для відцентрових вентиляторів із загнутими уперед лопатями робочого колеса і невисокою швидкохідністю притаманна характеристика тиску з висхідною частиною та інтенсивне наростання N_B при збільшенні Q (рис. 43, б).

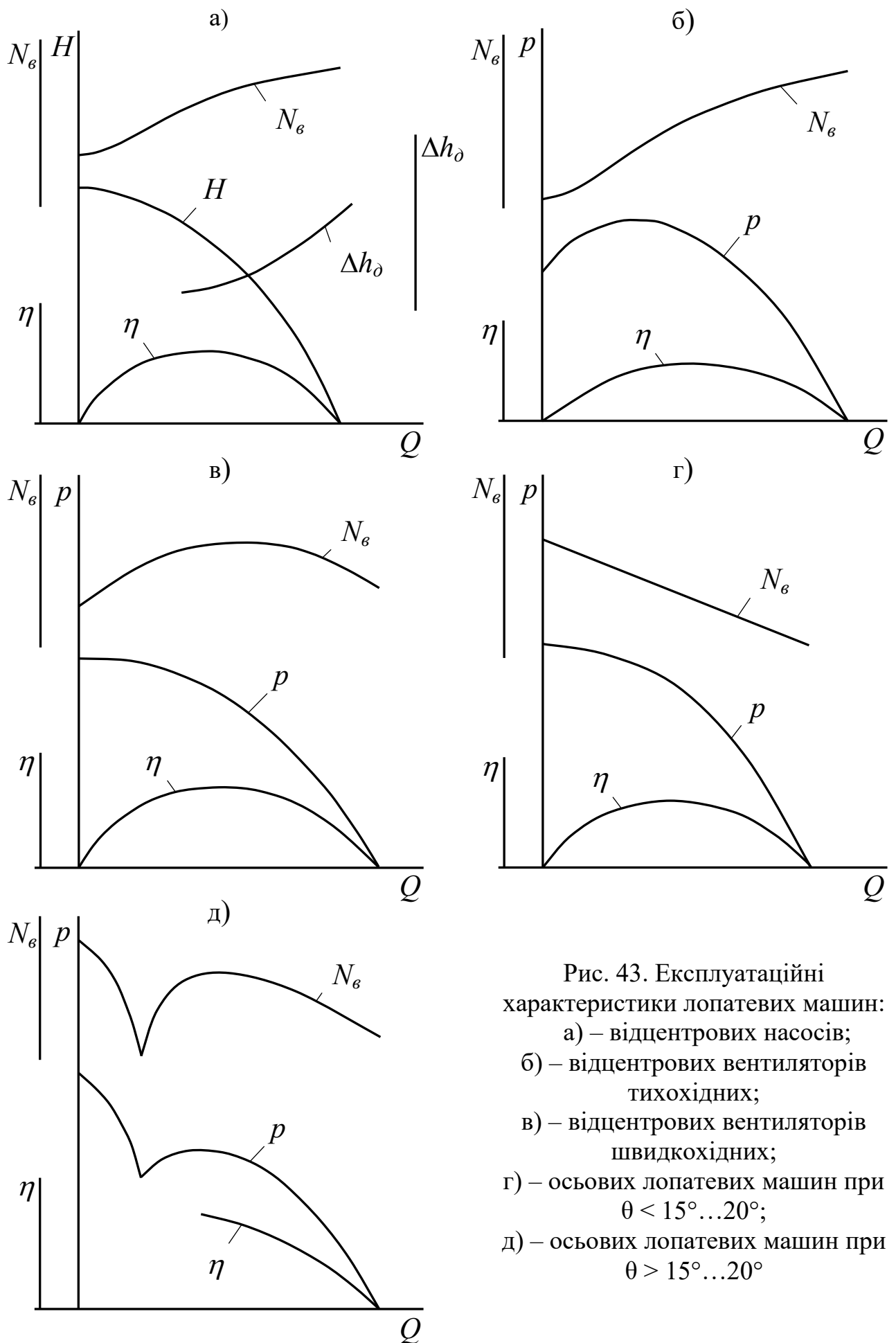


Рис. 43. Експлуатаційні характеристики лопатевих машин:
 а) – відцентрових насосів;
 б) – відцентрових вентиляторів тихохідних;
 в) – відцентрових вентиляторів швидкохідних;
 г) – осьових лопатевих машин при $\theta < 15^\circ \dots 20^\circ$;
 д) – осьових лопатевих машин при $\theta > 15^\circ \dots 20^\circ$

Для відцентрових вентиляторів із загнутими назад лопатями робочого колеса і високою швидкістю властива спадаюча тискова характеристика. Потужність на валу цих машин зростає при збільшенні подачі від 0 до значення, що відповідає приблизно режиму з найбільшим

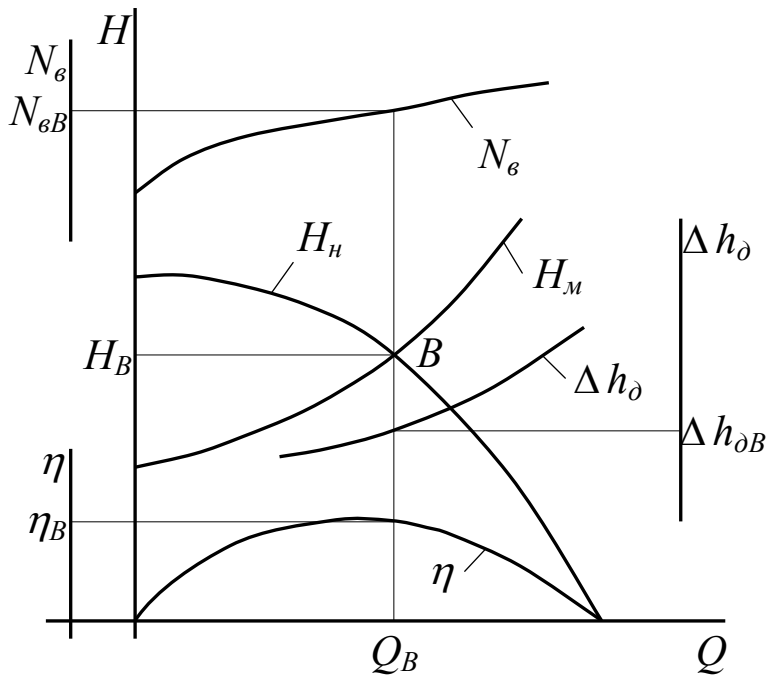


Рис. 44. Визначення параметрів роботи лопатевих машин

ККД, а при подальшому наростанні Q потужність на валу зменшується (рис. 43, в). Така залежність потужності на валу характерна і для відцентрових компресорів.

Для осьових лопатевих машин характерним є зменшення потужності на валу при зростанні подачі, тобто вони споживають найбільшу потужність при нульовій подачі. Причому при малих кутах установки лопатей робочого колеса залежність $N_в = f_3(Q)$ є близькою до

прямолінійної (рис. 43, г), а при кутах установки $\theta > 15^\circ \dots 20^\circ$ крива потужності певною мірою повторює форму напірної характеристики (рис. 43, д).

2.4.5. Кавітаційна характеристика $\Delta h_д = f_4(Q)$

Допустимий кавітаційний запас насоса зростає при збільшенні подачі. Якісний вид цієї характеристики показаний на рис. 43, а.

Маючи експлуатаційні характеристики, можна легко визначити параметри, з якими лопатева машина працює на конкретну зовнішню мережу. При цьому спочатку знаходять робочу точку установки і встановлюють подачу і напір, що створює машина. Потім за відповідними характеристиками визначають інші параметри її роботи – ККД, потужність на валу, допустимий кавітаційний запас (для насосів), значення яких відповідають знайденій подачі. На рис. 44 показаний порядок визначення параметрів роботи відцентрового насоса на зовнішню мережу з характеристикою $H_м$.

Робочою точкою установки є точка В. Параметри роботи насоса такі: подача $Q_в$, напір $H_в$, ККД $\eta_в$, потужність на валу $N_вB$, допустимий кавітаційний запас $\Delta h_дB$.

Для спрощення вирішення деяких практичних завдань експлуатаційні характеристики лопатевих машин наводять у їх паспортах також у вигляді універсальних характеристик. Універсальну характеристику лопатевої машини одержують таким чином. На координатній площині $H-Q$ або $p-Q$ будують декілька напірних характеристик при різних значеннях частоти обертання колеса, причому безпосередньо на графіках указують значення частот обертання, при яких вони одержані. Потім на цих характеристиках намічають точки, координати яких відповідають режимам роботи лопатевої машини з однаковим значенням ККД. Ці точки з'єднують плавними лініями, які є лініями сталого ККД. Їх називають також лініями ізо-ККД. Значення ККД указують безпосередньо на відповідних лініях і вони відносяться до всіх напірних характеристик. На рис. 45 показаний порядок знаходження кількох точок однієї з ліній сталого ККД. На рис. 46 наведений приклад універсальної характеристики лопатевої машини.

При використанні універсальної характеристики робочу точку установки знаходять звичайним порядком, як точку перетину характеристики зовнішньої мережі з відповідною напірною характеристикою машини. ККД лопатевої машини визначають залежно від розташування робочої точки установки відносно до найближчих ліній сталого ККД.

Універсальна характеристика лопатевої машини дає вичерпну інформацію про її експлуатаційні властивості. Особливо вона корисна в разі, коли режим роботи лопатевої машини регулюють у широкому діапазоні подач або напорів.

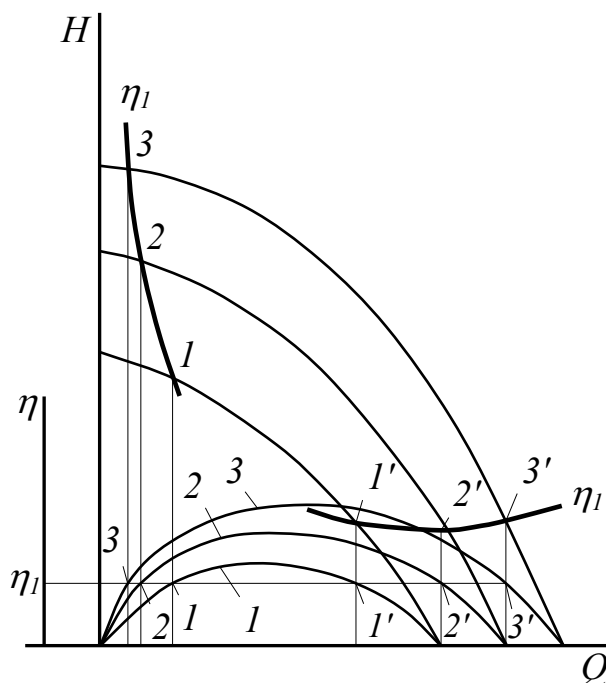


Рис. 45. Порядок побудови ліній сталого ККД універсальної характеристики

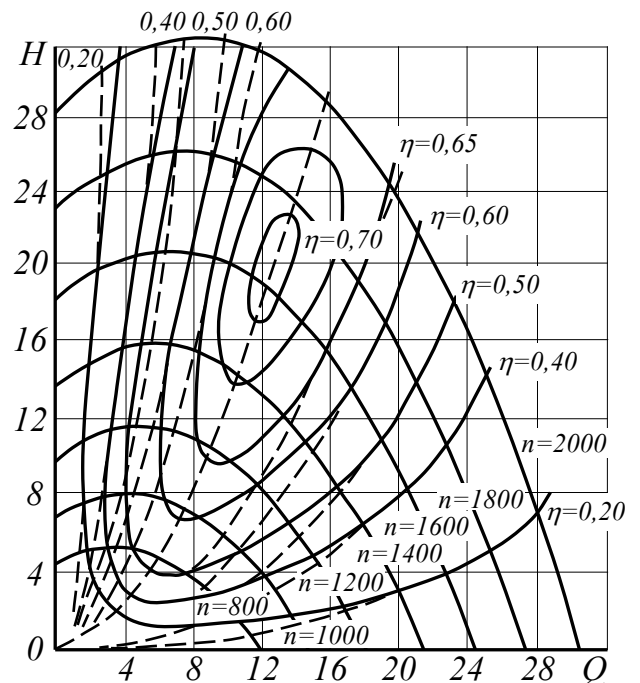


Рис. 46. Універсальна характеристика лопатевої машини

Шляхом, аналогічним до побудови універсальної характеристики, можна отримати зведені характеристики лопатевої машини для випадків,

коли її напірна характеристика змінюється в результаті переміни іншого параметра, наприклад, кута установки лопатей осьового робочого колеса. Особливо широко такі характеристики використовують для вентиляторів і осьових насосів, у паспортах яких переважно наводять зведені експлуатаційні характеристики.

Слід запам'ятати, що всі практичні завдання, пов'язані з проектуванням або експлуатацією нагнітальних установок, вирішують за допомогою їх паспортних експлуатаційних характеристик. Аналітичне вирішення цих завдань неможливе через дуже велику складність внутрішніх процесів у лопатевої машині.

2.4.6. Номінальні параметри лопатевої машини та її робоча зона

У технічному описі будь-якої лопатевої машини, у тому числі й розміщеному на її корпусі, указують певні значення подачі, напору або тиску, потужності та ККД. Виникає питання, що це за цифри і яке відношення вони мають до фактичних параметрів, із якими лопатева машина працюватиме в конкретних умовах?

Як відмічалось раніше, фактичні параметри роботи лопатевої машини залежать від того, на яку мережу вона працює. Але для надання первинної інформації про технічні можливості лопатевих машин прийнято в їх паспортах указувати параметри роботи в режимі з максимальним ККД. Ці параметри називають номінальними.

Слід запам'ятати, що номінальні параметри, як правило, не співпадають з фактичними параметрами роботи лопатевої машини, які визначають шляхом знаходження робочої точки установки.

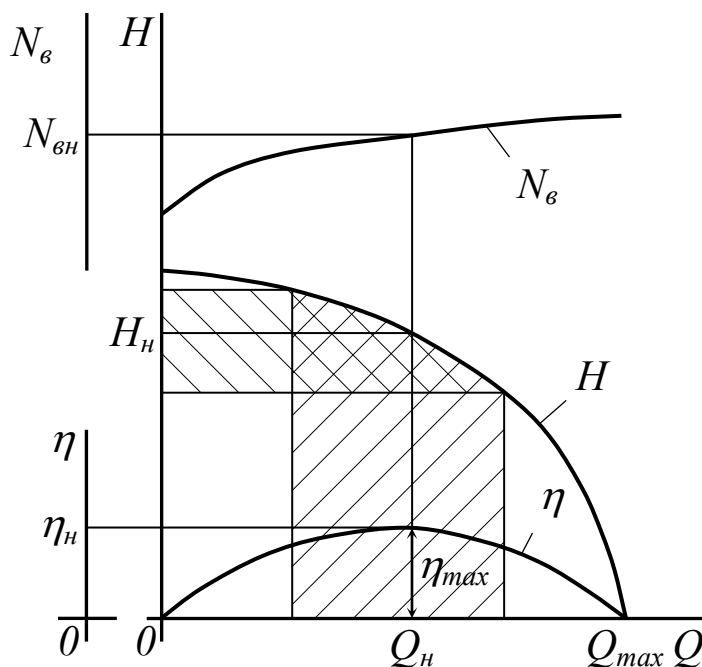


Рис. 47. Номінальні параметри та робоча зона лопатевої машини

На рис. 47 номінальні параметри лопатевої машини позначені індексом n .

Діапазон подач, що забезпечує конкретна лопатева машина, досить широкий – її подача може змінюватися від 0 при напорі $H = H_0$ до Q_{max} при $H = 0$. Але цілком очевидно, що не раціонально використовувати лопатеву машину в режимах із подачею, близькою до 0 та близькою до Q_{max} , адже в цих випадках вона буде працювати з дуже низьким ККД. Це призведе до неефективного використання енергії.

Тому для кожної лопатевої машини існує певна зона за подачами та напорами, у межах якої її слід використовувати. Цю зону називають робочою зоною лопатевої машини.

Для відцентрових лопатевих машин робоча зона обмежена мінімально допустимим значенням ККД, який у більшості випадків приймають $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$,

де η_{\max} – номінальний ККД лопатевої машини.

Робоча зона осьових лопатевих машин, через специфічність їх напірних характеристик, обмежена з боку малих подач допустимим значенням створюваного тиску (напору), що складає $p \leq 0,9 p_{\max}$,

де p_{\max} – максимальний тиск, створюваний лопатевою машиною на усталеній частині напірної характеристики.

Це обмеження вводять для запобігання переходу лопатевої машини на нестабільні режими роботи.

З боку великих подач робоча зона осьових лопатевих машин має ті ж обмеження, що і робоча зона відцентрових лопатевих машин.

На рис. 47 робоча зона лопатевої машини позначена штриховкою.

2.4.7. Безрозмірні (типові) характеристики лопатевих машин

На характер протікання рідини через проточну частину лопатевої машини впливає значна кількість чинників. Аналітично врахувати більшість із них практично неможливо. Це обумовлює значні труднощі при розрахунках окремих елементів лопатевих машин. У таких умовах найбільш прийнятним є використання методів теорії подібності фізичних явищ. Ці методи широко застосовують як при створенні лопатевих машин, так і при їх експлуатації. При розробці нової лопатевої машини вони дозволяють використовувати експериментальні дані, що одержані при дослідженнях існуючих машин аналогічного призначення або при дослідженнях зменшеної моделі створюваної машини. Крім того, ці методи дають можливість спрогнозувати зміну параметрів роботи лопатевої машини при зміні частоти обертання її вала.

Відомо, що однією з головних умов подібності фізичних явищ є геометрична подібність просторів, де ці явища відбуваються. Ознаками геометричної подібності є сталість відношень схожих геометричних розмірів і рівність відповідних кутів.

Заводи, що виробляють лопатеві машини, випускають, переважно, не випадкові типи машин, а серії геометрично подібних лопатевих машин, створюваних за єдиними аерогідродинамічними схемами. Тому важливим є встановлення зв'язків між параметрами роботи машин однієї серії.

Покажемо, що серія геометрично подібних лопатевих машин має одну загальну для них безрозмірну або типову напірну характеристику. Зробимо це на прикладі ідеальної відцентрової лопатевої машини.

Згідно з (173) рівняння напірної характеристики цієї машини таке

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q \right).$$

Позначимо $\frac{b_2}{D_2} = \psi$. З урахуванням цього

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} u_2^2 - \frac{1}{g} u_2 \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \psi D_2^2} Q, \quad (197)$$

Розділивши рівняння (4.1) на перший доданок правої частини, маємо

$$\frac{g H_{T\infty}}{u_2^2} = 1 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \psi} \cdot \frac{Q}{u_2 D_2^2}, \quad (198)$$

Уведемо такі позначення

$$\frac{g H_{T\infty}}{u_2^2} = \mu_{T\infty}; \quad \frac{Q}{u_2 D_2^2} = \delta; \quad \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \psi} = B.$$

Усі ці комплекси безрозмірні. Величину $\mu_{T\infty}$ називають коефіцієнтом напору; δ – коефіцієнтом подачі.

Для всіх геометрично подібних машин серії

$$\psi = \frac{b_2}{D_2} = \operatorname{const}; \quad \beta_2 = \operatorname{const}. \quad \text{Отже і } B = \operatorname{const}.$$

Тоді рівняння (198) буде таким

$$\mu_{T\infty} = 1 - B \delta, \quad (199)$$

Із нього витікає, що серія геометрично подібних ідеальних лопатевих машин дійсно має одну безрозмірну напірну характеристику. Графіки її, залежно від кута виходу β_2 , показані на мал. 48, а.

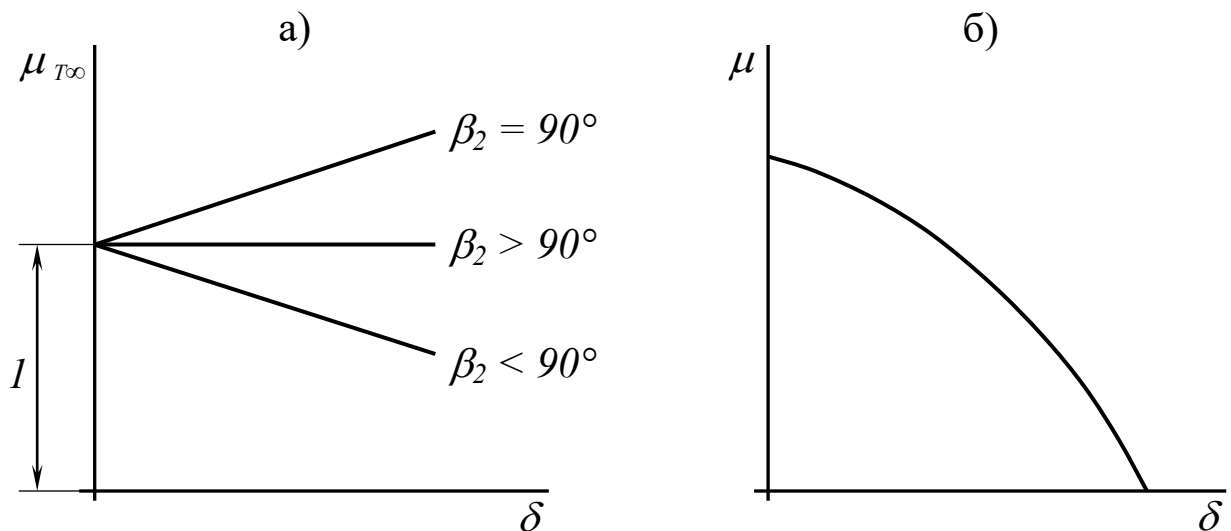


Рис. 48. Безрозмірна напірна характеристика лопатєвої машини:

а) – ідеальної; б) – реальної

Висновок про існування для серії геометрично подібних лопатєвих машин загальної безрозмірної характеристики, одержаний для ідеальних машин, може бути поширений і на реальні лопатєві машини. Справедливість цього твердження доводиться експериментально. Коефіцієнти напору та подачі для реальних машин визначають таким чином:

$$\mu = \frac{gH}{u_2^2}; \quad \delta = \frac{Q}{u_2 D_2^2}, \quad (200)$$

Вони є критеріями подібності лопатевих машин.

Коефіцієнт напору – це відношення сил від тиску до сил інерції. Він характеризує напірність лопатевої машини. Значення його для відцентрових машин залежить від кута виходу β_2 (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Тип робочого колеса	$\beta_2 < 90^\circ$	$\beta_2 = 90^\circ$	$\beta_2 > 90^\circ$
μ	0,3...0,6	0,6...0,8	0,8...1,2

Коефіцієнт подачі є відношенням характерних лінійних розмірів.

Приклад безрозмірної характеристики для реальної лопатевої машини показаний на рис. 48, б.

Для побудови безрозмірних характеристик вентиляторів використовують дещо інші комплекси, що введені в практику ЦАГІ (Центральний аерогідродинамічний інститут, м. Москва). Усі вони одержані на основі теорії розмірностей і мають такі назви та позначення:

безрозмірний напір (коефіцієнт напору) $\bar{H} = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad (201)$

безрозмірний тиск (коефіцієнт тиску) $\bar{p} = \frac{2p}{\rho u_2^2}; \quad (202)$

безрозмірна подача (коефіцієнт подачі) $\bar{Q} = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}; \quad (203)$

безрозмірна потужність (коефіцієнт потужності) $\bar{N} = \frac{8N}{\pi D_2^2 \rho u_2^3}; \quad (204)$

Безрозмірним параметром є також ККД η .

Безрозмірні характеристики отримують із розмірних індивідуальних характеристик лопатевих машин шляхом їх перерахунку за відповідними співвідношеннями, наприклад, за (200). Їх можна будувати в координатах $\mu - \delta; \bar{H} - \bar{Q}; \bar{p} - \bar{Q}; \bar{N} - \bar{Q}; \eta - \bar{Q}$.

Головна перевага типових характеристик полягає в тому, що кожен тип лопатевих машин має лише одну характеристику, яка не залежить від геометричних розмірів машини, швидкості обертання вала та густини переміщуваного середовища. Їх використовують для порівняння аерогідродинамічних якостей лопатевих машин різних схем.

2.4.8. Закони подібності лопатевих машин

Маючи безрозмірну характеристику серії геометрично подібних лопатевих машин можна легко отримати індивідуальні характеристики лопатевих машин з конкретними діаметрами робочих коліс та конкретними

частотами їх обертання. На рис. 49 показано приклад безрозмірної характеристики серії (див. рис. 49, а) та індивідуальних характеристик двох машин із цієї серії – машини з діаметром робочого колеса D'_2 та частотою його обертання n_1 (див. рис. 49, б) і машини з діаметром робочого колеса D''_2 та частотою обертання n_2 (див. рис. 49, в).

Намітимо на безрозмірній характеристиці довільну точку a . На індивідуальних характеристиках ця точка буде відображатися, відповідно, точками a_1 та a_2 . Координати точки a_1 такі:

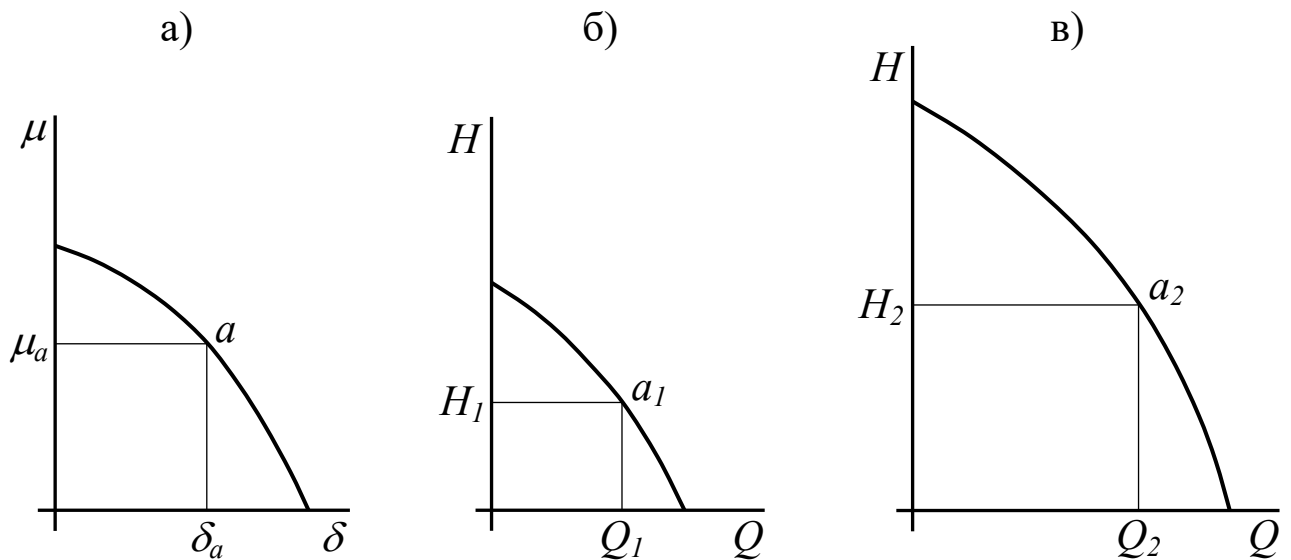


Рис. 49. Характеристики геометрично подібних лопатевих машин:
а) – безрозмірна; б) – діаметр колеса D'_2 , частота обертання n_1 ;
в) – діаметр колеса D''_2 , частота обертання n_2 .

$$Q_1 = \delta_a u'_2 D_2'^2; \quad H_1 = \mu_a \frac{u_2'^2}{g}; \quad (205)$$

координати точки a_2 такі:

$$Q_2 = \delta_a u_2'' D_2''^2; \quad H_2 = \mu_a \frac{u_2''^2}{g}; \quad (206)$$

Чисельні значення параметрів роботи лопатевих машин, що розглядаємо, у режимах a_1 та a_2 різні, але ці режими пов'язані між собою тим, що на безрозмірній характеристиці серії вони відображаються однією точкою.

Режими роботи геометрично подібних лопатевих машин, що на безрозмірній характеристиці відображаються координатами однієї й тієї ж точки, називаються подібними. Отже, на подібних режимах роботи

лопатевих машин типові коефіцієнти напору та витрати однакові, тобто $\mu = \text{const}$; $\delta = \text{const}$.

Установимо зв'язок між основними параметрами лопатевих машин у подібних режимах роботи.

Беручи до уваги (205) и (206), маємо

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\delta_a u_2' D_2'^2}{\delta_a u_2'' D_2''^2}.$$

Враховуючи, що колова швидкість $u_2 = \pi D_2 n$, отримуємо

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^3 \frac{n_1}{n_2}, \quad (207)$$

Із (205) та (206) витікає

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\mu_a \frac{u_2'^2}{g}}{\mu_a \frac{u_2''^2}{g}} = \frac{u_2'^2}{u_2''^2} = \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (208)$$

Потужність на валу машини в режимі $a_1 - N_{e1} = \frac{\rho_1 g Q_1 H_1}{\eta_1}$;

потужність на валу машин в режимі $a_2 - N_{e2} = \frac{\rho_2 g Q_2 H_2}{\eta_2}$,

де ρ_1 та ρ_2 – густини рідин, що переміщують лопатеві машини.

З урахуванням (207) і (208)

$$\frac{N_{e1}}{N_{e2}} = \frac{\rho_1 Q_1 H_1 \eta_2}{\rho_2 Q_2 H_2 \eta_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{D_2'}{D_2''} \right)^5 \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \frac{\eta_2}{\eta_1} \quad (209)$$

Співвідношення (207...209), що встановлюють зв'язок між подачами, напорами та потужностями лопатевих машин на подібних режимах роботи, називають законами подібності лопатевих машин.

Їх широко використовують при створенні нових лопатевих машин. Вони дозволяють відпрацювати конструкцію лопатевої машини на зменшеній моделі.

2.5. Насоси тертя

2.5.1. Струминні насоси

Струминні насоси належать до дуже поширеного класу нагнітачів із загальною назвою струминні апарати, які використовують практично у всіх галузях техніки. Робочий процес цих пристроїв базується на використанні принципу інжекції, який полягає в передачі кінетичної енергії від одного потоку до іншого при їх змішуванні. Потік, що є носієм первинної кінетичної енергії, називається робочим, а потік, до якого ця енергія передається, – інжектванним. Як правило, у струминних апаратах безпосередньому процесу змішування потоків передують перетворення потенціальної енергії та теплоти робочого потоку в кінетичну енергію.

У процесі руху через проточну частину апарата спочатку відбувається вирівнювання швидкостей змішуваних потоків і формування спільного потоку, а потім зворотне перетворення кінетичної енергії змішаного потоку в потенціальну енергію або теплоту.

Змішувані потоки можуть знаходитися в одній і тій же фазі, зокрема, рідинній або в різних фазах, наприклад, робочим потоком може бути газ або пара, а інжектванним – рідина.

Струминні насоси називають також насосами змішування та насосами тертя.

На рис. 50 показано будову водяного струминного насоса та схема його включення. Такий струминний насос називають гідроелеватором. Він складається з труби робочого потоку із звужувальним насадком 1, підводи 2, камери змішування 3 та дифузора 4.

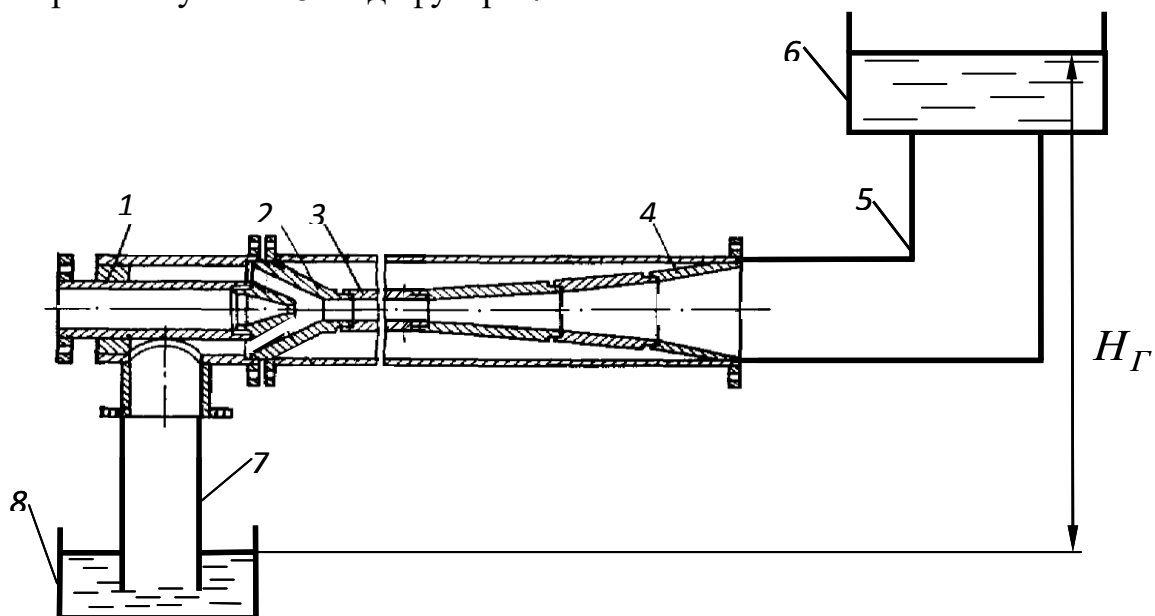


Рис. 50. Будова та схема включення струминного насоса

Робоча вода з високим тиском надходить до гідроелеватора по трубі 1 і спрямовується через звужувальний насадок у камеру змішування 3. Із насадка вона виходить із великою швидкістю, маючи такий же тиск, як і в підводі 2. Через різницю швидкостей між частинками робочої води і

частинками середовища в підводі виникають сили в'язкого тертя, під дією яких частинки робочої води підхоплюють частинки середовища в підводі і переносять їх у камеру змішування. Там відбувається вирівнювання швидкостей частинок обох потоків і формується спільний потік, який прямує в дифузор 4. У дифузори частина кінетичної енергії спільного потоку перетворюється на потенціальну, за рахунок якої він піднімається по напірному трубопроводу 5 у напірний резервуар 6. Через зменшення кількості речовини в підводі там виникає вакуум і створюються умови для надходження туди під дією атмосферного тиску спочатку повітря, а пізніше перекачуваної води з усмоктувального трубопроводу 7, що занурений у забірний резервуар 8. Отже, за допомогою розглянутого самовсмоктувального пристрою можна перекачувати рідину з резервуара 8 у резервуар 6, не витрачаючи безпосередньо на цей процес зовнішньої механічної енергії.

У складі струминного насоса відсутні рухомі частини і це є головною позитивною рисою всіх струминних апаратів, яка обумовлює їх надзвичайну простоту і високу надійність.

Висота всмоктування струминного насоса обмежена кавітаційними явищами, що можуть виникати в камері змішування при надто низькому тиску в підводі.

Головним недоліком струминних апаратів взагалі та струминних насосів зокрема є їх низький ККД, що не перевищує 10...15 %. Низька економічність струминних апаратів обумовлена самим характером передачі енергії в них, що неминуче супроводжується інтенсивним вихороутворюванням.

Через низьку економічність струминні насоси використовують при перекачуванні незначної кількості рідини. Їх використання доцільне також у випадках, коли простота і надійність пристрою має першочергове значення, зокрема, при перекачуванні забруднених рідин, особливо з абразивними домішками.

Завдяки виключній простоті струминні насоси можуть бути спроектованими та виготовленими практично на будь-якому промисловому підприємстві, відповідаючи потребам конкретного виробництва.

2.5.2. Газліфти

Газліфт – це апарат для підйому рідини за допомогою енергії попередньо стиснутого та змішаного з цією рідиною газу. У разі, коли стиснутим газом є повітря, пристрій називається ерліфтом. Газліфти використовують для підйому рідини по вертикалі або при незначному відхиленні від цього напрямку. Конструкція газліфта дуже проста і схематично показана на рис. 51.

Ерліфт складається з підйомної труби 1, яка частково занурена в рідину, що призначена для підйому. У нижній частині зануреної в рідину ділянки підйомної труби знаходиться газорозподільний пристрій 2, який називається змішувачем або башмаком ерліфта. До нього підключена повітропровідна труба 3, по якій надходить до змішувача стиснуте в

компресорній станції 4 повітря. Верхній кінець підйомної труби, який називається гирлом ерліфта, з'єднують із сепараторним пристроєм 5, що призначений для відділення піднятої рідини від робочого повітря. Змішувач занурюють у рідину на глибину h , яка називається робочим заглибленням. Стиснуте повітря, увійшовши в змішувач, утворює з рідиною, що знаходиться там, рідинно-повітряну суміш, густина якої значно менша ніж густина рідини зовні підйомної труби. Це викликає підйом суміші в трубі відповідно до принципу з'єднаних посудин, що заповнені рідинами з різною густиною. При певному заглибленні змішувача гідростатичний тиск на його рівні зовні труби досягає значення, при якому рідинно-повітряна суміш піднімається до гирла підйомної труби. Умовою витікання її з труби є $\rho_p h > \rho_c (H + h)$,

де ρ_p і ρ_c – густини рідини та суміші, відповідно; H – висота підйому

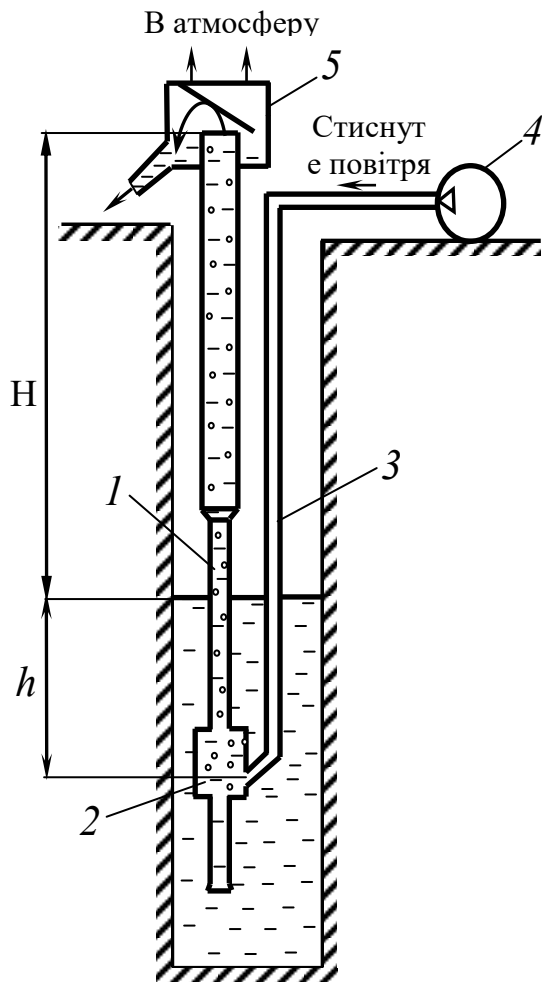


Рис. 51. Схема ерліфтної установки

рідини, що дорівнює вертикальній відстані від вільної поверхні відкачуваної рідини до гирла ерліфта.

При проходженні суміші через сепараторний пристрій вона розділяється на рідину, яка відводиться з труби, і повітря, що виходить у атмосферу.

Робочий процес ерліфта доволі складний. На його перебіг, у першу чергу, впливає відносна глибина занурення змішувача

$$\alpha = \frac{h}{H + h}.$$

Оптимальне значення її становить $\alpha = 0,35 \dots 0,7$, причому більше значення відповідає меншим значенням висоти підйому H .

Під час роботи ерліфта в підйомній трубі виникають пульсації, які обумовлені пружністю рідинно-повітряної

суміші. Вони можуть викликати коливання тиску на рівні змішувача. Тому для запобігання можливого прориву стиснутого робочого повітря з підйомної труби в зовнішню рідину, нижній кінець зануреної частини труби розташовують нижче змішувача.

Оптимальним умовам роботи ерліфта відповідає швидкість витікання суміші з підйомної труби на рівні 6...8 м/с, а швидкість стиснутого повітря у підвідному трубопроводі не повинна перевищувати 10...15 м/с. Причому трубопровід стиснутого повітря може бути розташованим як зовні підйомної труби, так і в її середині.

Головними достоїнствами газліфта є виключна простота та відсутність у його складі будь-яких механізмів. Це обумовлює високу надійність пристрою.

Недоліками газліфта є дуже низький ККД на рівні $\eta = 10...15\%$, що суттєво обмежує область його застосування, а також неможливість повного відкачування рідини.

Газліфти використовують при відкачуванні незначної кількості рідини із свердловин та інших подібних споруд. Особливо доцільне їх використання в цих випадках при періодичній роботі із значними перервами. Ефективним є використання газліфтів при перекачуванні рідин із високим вмістом абразивних домішок.

Контрольні запитання

1. У чому полягає принцип інжекції?
2. Як побудовані та працюють струминні насоси? Які їх головні експлуатаційні властивості та область використання?
3. Як побудовані та працюють ерліфти? Які їх головні експлуатаційні властивості та область використання?

2.6. Об'ємні насоси

2.6.1. Загальні положення

Об'ємними називаються насоси, які мають у своєму складі робочу камеру та витискувач.

Робоча камера об'ємного насоса - це замкнений простір із періодично змінюваним об'ємом, який по черзі з'єднується із усмоктувальною та напірною лініями. В об'ємному насосі може бути одна або кілька робочих камер.

Витискувач - це робочий орган об'ємного насоса, при входженні якого в робочу камеру змінюється її об'єм.

Принцип дії об'ємних насосів полягає в передачі енергії рідині при примусовому витискуванні її з робочої камери витискувачем.

Змінювана частина об'єму робочої камери, що являє собою різницю між її найбільшим та найменшим об'ємами за один оберт вала, називається робочим або корисним об'ємом насоса. Робочий об'єм є основним конструктивним параметром об'ємного насоса. Його одиниця виміру – м³/оберт (л/оберт).

Для запобігання ударів витискувача по граничній стінці робочої камери при роботі насоса між нею та торцевою поверхнею витискувача при крайньому його положенні передбачається зазор. Існування цього зазору обумовлює наявність у робочій камері простору, із якого рідина при роботі насоса не витискається. Ця незмінна частина об'єму називається мертвим або шкідливим простором. При перекачуванні малостискуваних рідин мертвий простір у більшості випадків не впливає на показники роботи насоса.

Потік, що створює об'ємний насос, складається із певних об'ємів рідини, які він періодично подає з усмоктувального трубопроводу в напірний при одночасному збільшенні тиску рідини. Отже, подача об'ємного насоса, на відміну від подачі лопатних насосів, завжди є в тій, чи іншій мірі неравномірною тому розглядається зазвичай осереднена в часі подача. Теоретичне значення її визначається величиною робочого об'єму насоса q та числом подвійних ходів поршня або частотою обертання вала насоса n

$$Q_T = nq \quad (210)$$

Теоретична подача об'ємного насоса не залежить від створюваного ним напору.

Суттєвою відмінністю об'ємних насосів від лопатних є також те, що приймальна порожнина в них завжди герметично відділена від напірної, завдяки чому вони володіють здатністю до самовсмоктування.

У залежності від характеру процесу витискання об'ємі насоси діляться на два основні класи - на поршневі та роторні.

У поршневих насосах витискування рідини здійснюється із нерухомих робочих камер у результаті лише прямолінійного зворотно-поступального руху витискувачів відносно цих камер. До класу поршневих, окрім власне поршневих насосів, відносяться також насоси плунжерні, діафрагмові (мембранні) та деякі інші з таким же характером процесу витискування, але з різними конструктивними формами витискувачів.

У роторних насосах витискування рідини відбувається із переміщувальних робочих камер у результаті обертального або обертально-поступального руху витискувачів.

2.6.2. Будова та принцип дії поршневого насоса

Принципова схема будови найпростішого поршневого насоса зображена на рис. 52. Він складається із циліндра 1, у якому знаходиться поршень 2, що щільно контактує своєю боковою поверхнею зі стінкою циліндра. До циліндра приєднана клапанна коробка 3, у якій розміщені всмоктувальний 4 та напірний 5 клапани. До клапанної коробки приєднані всмоктувальний 6 та напірний 7 трубопроводи. Шток поршня з'єднаний з кривошипно-шатунним механізмом 8, який перетворює обертальний рух вала приводного двигуна у зворотно-поступальний рух поршня.

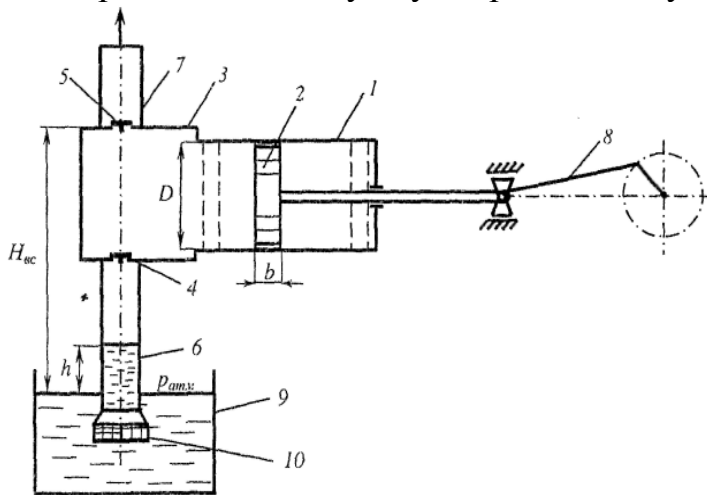


Рис. 52. Схема поршневого насоса

Розглянемо дію насоса з моменту пуску його в хід, уважаючи, що спочатку циліндр насоса і всмоктувальний трубопровід заповнені повітрям з атмосферним тиском, а поршень розташовується в крайній лівій точці (крайні точки розташування поршня називаються мертвими точками). На вільну

поверхню рідини в забірному резервуарі 9 діє атмосферний тиск.

При переміщенні поршня від лівої до правої мертвої точки збільшується об'єм робочої камери насоса, який складається із об'єму клапанної коробки та об'єму циліндра, що звільняється при переміщенні поршня. Через збільшення об'єму зменшується тиск у робочій камері і з'являється перепад тиску, що діє на запірний елемент усмоктувального клапана 4. При певному значенні перепаду клапан відкривається і частина повітря із усмоктувального трубопроводу 6 уходить у циліндр - розпочинається фаза всмоктування в циклі роботи насоса, яка закінчується в момент зупинки поршня в правій мертвій точці.

Через зменшення кількості повітря у всмоктувальному трубопроводі там виникає вакуум, що спричиняє підйом рідини із забірного резервуару на відповідну йому висоту h_1 .

При переміщенні поршня від правої до лівої мертвої точки зменшується об'єм і зростає тиск у робочій камері. У поршневих насосах використовуються самодійні клапани, переключення яких відбувається лише при виникненні достатнього перепаду тиску на запірних елементах, тому це переміщення поршня викликає практично миттєве закривання всмоктувального клапана і підвищення тиску в циліндрі до рівня,

достатнього для відкривання напірного клапана 5 - відбувається фаза стискування повітря. Після відкривання клапана повітря із циліндра видаляється в напірний трубопровід 7. Фаза нагнітання закінчується в момент зупинки поршня в лівій мертвій точці, після чого розпочинається новий цикл роботи насоса.

При кожному наступному циклі описані процеси повторюються і рідина поступово підіймається по всмоктувальному трубопроводу у відповідності до зменшення в ньому тиску доти, поки не почне проходити через усмоктувальний клапан у робочу камеру насоса і не заповне її. У момент заповнення закінчиться процес самовсмоктування насоса і при подальшому ході поршня рідина буде нагнітатися в напірний трубопровід.

Геометрична висота, на яку може піднятися рідина при самовсмоктуванні поршневого насоса, обмежена величиною мертвого простору в його робочій камері. Це пояснюється тим, що в цьому просторі залишається стиснуте повітря при знаходженні поршня в лівій мертвій точці. У наслідок цього наступна фаза всмоктування може розпочатися лише після розширення повітря із мертвого простору до тиску меншого ніж у всмоктувальному трубопроводі. При фіксованій довжині ходу поршня ця обставина обмежує величину вакууму, створюваного в циліндрі насоса, а, отже, і геометричну висоту самовсмоктування, яка не перевищує зазвичай 2,5...5 м. Окрім того робота насоса в режимі сухого всмоктування викликає підвищене зношування поршнів та ущільнювальних поршневих кілець у разі недостатньої кількості мастила.

При необхідності збільшення геометричної висоти всмоктування та скорочення часу всмоктування необхідно виконати попередню заливку всмоктувального трубопроводу і через нього робочої камери насоса. Для цього потрібно облаштувати приймальний пристрій насоса 10 зворотним клапаном. Попередньо залити насос одразу після вмикання почне нагнітати рідину і крім того вакуум на його вході, який у відповідності до (188) залежить від густини перекачуваної рідини, буде мати максимально можливе значення.

2.6.3. Класифікація поршневих насосів

У залежності від способу приведення насосів у дію вони поділяються на приводні, прямодіючі та ручні.

Приводні насоси діють від окремо розташованого двигуна. Зворотно-поступальний рух поршнів найчастіше здійснюється в них за допомогою кривошипно-шатунного механізму, хоча використовуються й інші механізми (кулачкові, ексцентрикові і т. п.).

У прямодіючих насосах як приводні використовуються поршневі двигуни (парові, пневматичні, гідравлічні). Причому поршні насоса та двигуна з'єднуються спільним штоком, завдяки чому забезпечується висока компактність агрегату. Найбільш поширеними є парові прямодіючі насоси.

Ручні насоси приводяться в дію вручну.

У залежності від розташування циліндрів розрізняють насоси вертикальні та горизонтальні.

Залежно від будови витискувача насоси поділяються на власне поршневі та плунжерні.

У поршневих насосах зазор між боковою поверхнею поршня та дзеркалом циліндра ущільнюється за допомогою спеціальних розрізних ущільнювальних кілець, які розміщуються в канавках, зроблених на боковій поверхні поршня. У насосах використовуються як дискові поршні, довжина яких b менша ніж діаметр D , так і тронкові, у яких $b \geq D$ (див. рис. 52).

Плунжери не мають ущільнювальних кілець і відрізняються від поршнів значно більшим відношенням довжини до діаметра. Зазор між боковою поверхнею плунжера та корпусом насоса ущільнюється зовнішнім сальником з м'якою набивкою, завдяки чому плунжерні насоси не потребують такої ретельної обробки внутрішньої поверхні циліндра, як поршневі. Це робить доцільним використання плунжерних насосів для перекачування забруднених та в'язких рідин, а також для створення високих тисків.

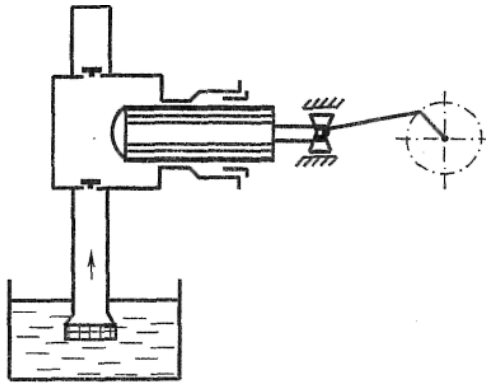


Рис. 53. Схема плунжерного насоса простої дії

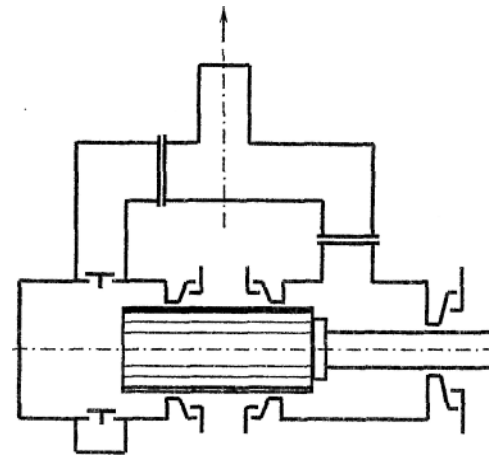


Рис. 54. Схема диференціального насоса

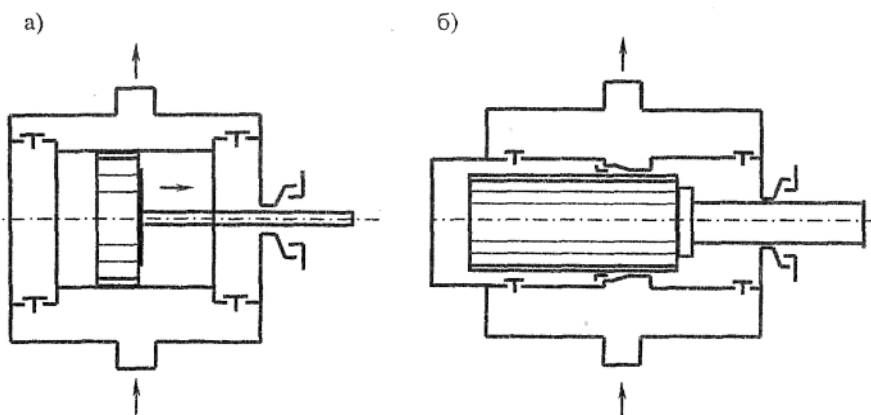


Рис. 55. Схема насоса подвійної дії: а - поршневого; б - плунжерного

У залежності від кратності дії розрізняють насоси простої або одинарної, подвійної та потрійної дії. Існують також насоси з більшою

кратністю дії. У насосах простої дії рідина нагнітається одним боком поршня, у насосах подвійної дії - обома боками. На рис. 52 показана схема поршневого, а на рис. 53 - схема плунжерного насоса простої дії. На рис. 55, а наведена схема поршневого насоса подвійної дії. Усмоктування і нагнітання в цьому насосі відбувається при кожному ході поршня. При ході управо рідина надходить у ліву робочу камеру через лівий нижній клапан і одночасно подається в напірний трубопровід із правої робочої камери через правий верхній клапан. При зворотному ході поршня рідина всмоктується в праву робочу камеру через правий нижній клапан і одночасно подається в напірний трубопровід із правої робочої камери через правий верхній клапан.

На рис. 55, б зображена схема плунжерного насоса подвійної дії. Насоси подвійної дії можна створити також шляхом з'єднання в одному агрегаті двох насосів простої дії, які працюють у протифазі.

На рис. 54 зображена схема диференціального плунжерного насоса.

Особливістю конструкції насоса цього типу є наявність у ньому двох робочих камер, із яких одна (див. рис. 54 ліворуч) має всмоктувальний і напірний клапани, а друга (див. рис. 54 праворуч) не має клапанів і постійно сполучена з напірним трубопроводом. При переміщенні плунжера управо в лівій камері відбувається всмоктування рідини, а із правої камери рідина витискається в напірний трубопровід. При зворотному ході плунжера всмоктування не відбувається, і рідина із лівої камери витискається через напірний клапан. Однак при цьому не вся витиснута рідина потрапляє в напірний трубопровід - частина її надходить у праву камеру і заповнює вивільнюваний там простір. Отже, усмоктування у диференціальному насосі здійснюється періодично, а нагнітання - безперервно.

Насоси потрійної дії створюються шляхом з'єднання в одному агрегаті трьох насосів простої дії, які мають спільний колінчастий вал (див. рис. 56).

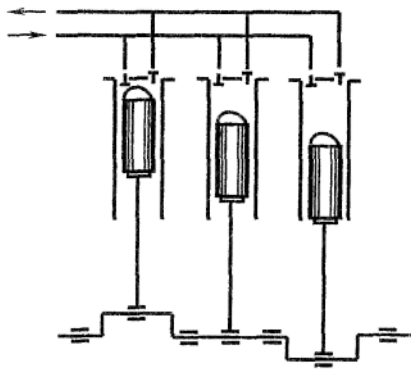


Рис. 56. Схема насоса потрійної дії

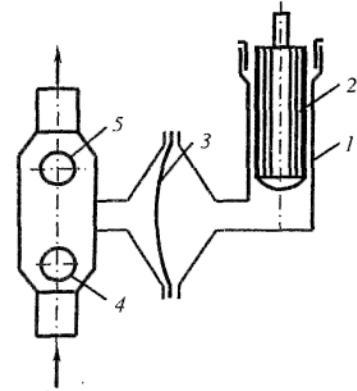


Рис. 57. Схема діафрагмового (мембранного) насоса

На рис. 57 зображена схема діафрагмового (мембранного) насоса, який є різновидом поршневого насоса простої дії і використовується для перекачування суспензії і хімічно агресивних рідин. Циліндр 1 і плунжер 2 насоса відділені від перекачуваної рідини еластичною перегородкою 3 -

діафрагмою (мембраною) (з м'якої гуми або із спеціальної сталі), завдяки чому плунжер не контактує з перекачуваною рідиною і не зазнає впливу хімічно активного середовища. При русі плунжера вгору діафрагма під дією різниці тисків по обидва її боки вигинається управо і рідина всмоктується в насос через шаровий клапан 4. При русі плунжера униз діафрагма вигинається уліво, і рідина через напірний клапан 5 витискається в напірний трубопровід.

2.6.4. Подача поршневого насоса і особливості його роботи сумісно приєднаними трубопроводами

Робочий об'єм поршневого насоса простої дії дорівнює об'єму, який поршень описує за один хід. Тому, у відповідності до (210), теоретична подача цього насоса становить:

$$Q_T = \frac{\pi D^2}{4} S \cdot n, \quad (211)$$

де D — діаметр поршня; S — хід поршня; n — частота обертання вала насоса, яка дорівнює кількості подвійних ходів поршня за секунду.

Дійсна осереднена в часі подача такого насоса дорівнює

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} S n \eta_0, \quad (212)$$

де η_0 — об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД враховує об'ємні втрати рідини при роботі насоса, які обумовлені протіканням її частини через зазор між боковими поверхнями поршня та циліндра, а також витокami через не абсолютно герметичні та несвоєчасно закриті клапани. Він дорівнює

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}, \quad (213)$$

При нормальному технічному стані насоса зазвичай $\eta_0 = 0,85 \dots 0,98$.

У насосі подвійної дії через одну з робочих камер проходить шток, через що її об'єм буде меншим у порівнянні з робочим об'ємом іншої камери. Подача такого насоса становить

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (2D^2 - d^2) S \cdot n \cdot \eta_0, \quad (214)$$

де d — діаметр штока.

Якщо насос складається із кількох насосів, об'єднаних спільним колінчастим валом, то його подача дорівнює

$$Q = k \cdot q_1 \cdot n \cdot \eta_0, \quad (215)$$

де k — кількість об'єднаних насосів; q_1 — робочий об'єм одного насоса.

Очевидно, що подача поршневого насоса залежить від швидкості поршня, закон руху якого обумовлений кінематикою кривошипно-шатунного механізму. Миттєва подача насоса змінюється по синусоїдальній залежності, тобто подача рідини до зовнішньої мережі відбувається нерівномірно.

Одним із дієвих засобів її зменшення є підвищення кратності роботи насосів. Прикладом є використання багатоциліндрових насосів з кількома паралельно працюючими циліндрами (див. рис. 56), коліна вала в яких зміщені відносно один одного на кут $\varphi = 360^\circ/z$ (z — кількість циліндрів в роботі).

2.6.5. Експлуатаційні характеристики та особливості роботи поршневих насосів

У відповідності до (211) теоретична подача поршневого насоса не залежить від створюваного ним напору. Тому графіком його теоретичної напірної характеристики $H_T = f(Q)$ є вертикальна пряма лінія (див. рис. 58), що паралельна до осі ординат.

Дійсна напірна характеристика насоса $H = f(Q)$ має нахил у бік зменшення подачі, що пояснюється появою потоків рідини в реальному насосі, які збільшуються з ростом напору. Якщо насос знаходиться в нормальному технічному стані, то цей нахил невеликий, а графік характеристики зберігає свою прямолінійність. Нахил характеристики збільшується при перекачуванні рідин із значним вмістом вільного газу.

Зазначений вид напірної характеристики обумовлює важливу експлуатаційну властивість поршневого насоса, що полягає в практичній незмінності подачі, з якою насос працює на різні зовнішні мережі. Це проілюстровано на рис. 59, де буквами B_1, B_2, B_3 позначені робочі точки насоса при його роботі на мережах H_{M1}, H_{M2}, H_{M3} .

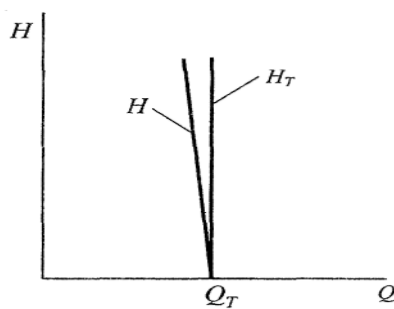


Рис. 58. Напірні характеристики поршневого насоса

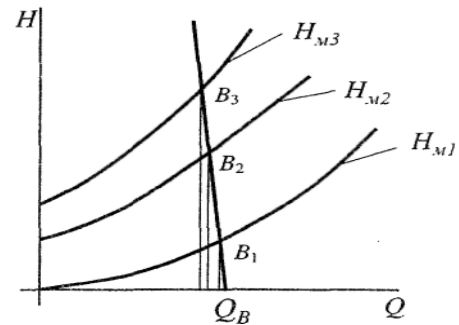


Рис. 59. Особливості роботи поршневого насоса на різних зовнішніх мережах

Указана особливість напірної характеристики відбивається також на роботі насоса при змінюванні частоти обертання вала та на сумісній роботі поршневих насосів.

У разі переміни частоти обертання вала подача насоса змінюється практично пропорційно зміні частоти. Це показано на рис. 60, де лініями H_n, H_{2n}, H_{3n} , зображені напірні характеристики насоса при частоті обертання вала відповідно $n, 2n, 3n$. При цьому подача $Q_2 \approx 2Q_1$, а подача $Q_3 \approx 3Q_1$ (при побудові графіків не враховане деяке зменшення об'ємного ККД насоса при значному збільшенні частоти обертання через погіршення роботи клапанів).

При паралельному підключенні кількох насосів до спільної мережі подача агрегату зростає практично пропорційно кількості підключених насосів. Це видно на рис. 61, де лініями $H_n, H_{n(1+2)}, H_{n(1+2+3)}$ показані відповідно напірні характеристики одного насоса та агрегату в складі двох і трьох однакових насосів. При цьому $Q_{1+2} \approx 2Q_1$; $Q_{1+2+3} \approx 3Q_1$.

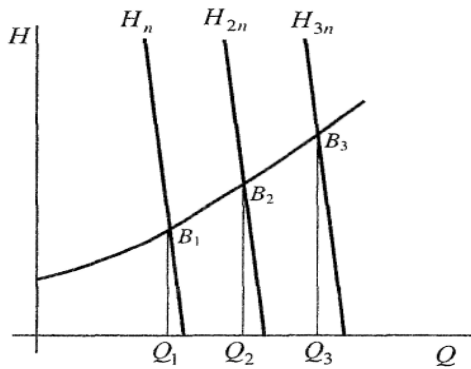


Рис. 60. Робота поршневого насоса при змінюваній частоті обертання вала

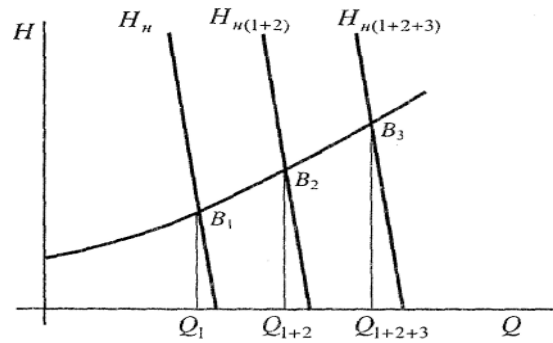


Рис. 61. Паралельна робота поршневих насосів

Встановлений вид напірної характеристики вказує на ще одну важливу експлуатаційну особливість поршневого насоса - при його роботі відсутнє природне обмеження створюваного напору, як це має місце в раніше розглянутих насосах. Тобто, величина напору, який створює поршневий насос, обмежена лише механічною міцністю циліндра та інших його частин, а також потужністю привода. Така особливість насоса робить можливим надмірне зростання тиску в його напірній лінії, що може викликати руйнування окремих її ділянок або самого насоса. Для недопущення цього поршневі насоси обов'язково повинні облаштовуватися запобіжним клапаном, що підключається до напірного патрубку. У разі зростання тиску до максимально допустимого рівня цей клапан відкривається і пропускає через себе надлишкову кількість рідини із напірної лінії.

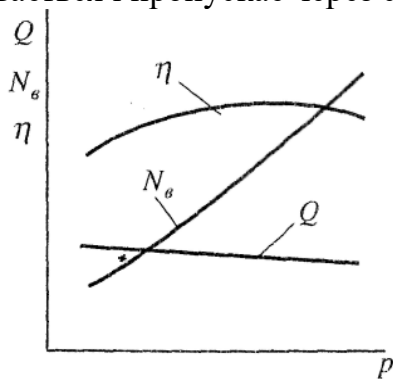


Рис. 62. Типові експлуатаційні характеристики поршневого насоса

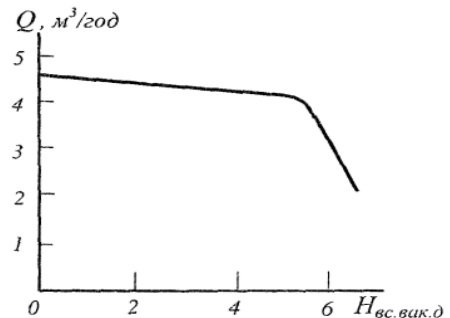


Рис. 63. Кавітаційна характеристика насоса

Повну уяву про експлуатаційні можливості поршневих насосів, як і насосів інших типів, дають їхні експлуатаційні характеристики. Особливістю поршневих насосів у цьому відношенні є те, що вони зазвичай характеризуються не напором, а тиском, і те, що експлуатаційними характеристиками їх є графічні залежності

$$Q = f_1(p); N_{\text{в}} = f_2(p); \eta = f_3(p); Q = f_4(H_{\text{вс. вак. д}}) \text{ при } n = \text{const},$$

де p — тиск насоса; $N_{\text{в}}$ — потужність на його валу; η — ККД насоса; $H_{\text{вс. вак. д}}$ — допустима вакуумметрична висота всмоктування.

Типовий вигляд експлуатаційних характеристик поршневих насосів показано на рис. 62 і 63.

Потужність на валу поршневого насоса дорівнює

$$N_{\text{в}} = \frac{pQ}{\eta}, \quad (216)$$

де p і Q — фактичні тиск і подача, що створюються насосом.

Характеристика $\eta — p$ вказує на те, що ККД насоса близький до максимального значення в широкому діапазоні зміни тиску. Він помітно зменшується лише при надто високих або надто низьких значеннях p . У першому випадку це пояснюється суттєвим зростанням потоків рідини і зменшенням об'ємного ККД. У другому — відносним зростанням гідравлічних та механічних утрат при роботі насоса в режимах, близьких до холостого ходу.

ККД приводних поршневих насосів зазвичай $\eta — 0,65 \dots 0,85$.

Характеристика $N_{\text{в}} — p$ вказує на практично рівномірне зростання споживаної насосом потужності при збільшенні створюваного тиску.

Характеристика $Q — H_{\text{вс}} \text{ вак } \delta$ дає уяву про всмоктувальну здатність насоса і використовується при визначенні геометричної висоти всмоктування та необхідного перерізу всмоктувального трубопроводу.

Експлуатаційні характеристики поршневих насосів одержуються експериментально при випробуваннях насосів.

2.6.6. Експлуатаційні властивості поршневих насосів та область їх використання

Основні позитивні якості поршневих насосів, що обумовили достатньо широке їх розповсюдження, такі:

- незалежність подачі від створюваного тиску, що робить їх здатними розвивати високі тиски при будь-яких, навіть малих подачах;
- придатність до перекачування самих різноманітних рідин - гарячих і холодних, в'язких і дуже текучих, рідин із механічними домішками в зваженому стані, у тому числі абразивними;
- придатність до перекачування рідин, в'язкість яких змінюється в залежності від температури;
- придатність до перекачування рідин із високим вмістом вільного газу;
- висока всмоктувальна здатність і здатність до самовсмоктування;
- висока економічність.

Поряд із позитивними якостями поршневим насосам притаманні такі недоліки:

- тихохідність, що обумовлює великі розміри та масу насоса при зростанні подачі;
- наявність клапанів, які працюють у дуже складних умовах, що ускладнює забезпечення їх герметичності;
- нерівномірність подачі, для зменшення якої в ряді випадків виникає необхідність установлювати повітряні ковпаки;
- відносна складність констукції.

Поршневі насоси доцільно використовувати для перекачування порівняно невеликої кількості рідини при необхідності створювання високих та дуже високих тисків.

У вигляді потужних агрегатів поршневі насоси використовуються в нафтовій та хімічній промисловості для перекачування рідин значної в'язкості та з великим вмістом вільного газу. У геологорозвідувальній практиці вони застосовуються для нагнітання технологічних рідинних сумішей при бурінні розвідувальних та експлуатаційних свердловин. Для вирішення подібних завдань вони використовуються також на будівництві.

2.6.7. Роторні насоси

Головними особливостями всіх роторних насосів, які обумовлені характером їх процесу витискання, є відсутність клапанного розподілу рідини та відсутність кривошипно-шатунного механізму. Це робить роторні насоси швидкохідними та забезпечує високу рівномірність подачі при одночасному збереженні рис, притаманних усім об'ємним насосам, зокрема, незалежності створюваного тиску від подачі та високої всмоктувальної здатності. Експлуатаційні характеристики роторних насосів дуже схожі з характеристиками поршневих насосів.

Існує велика кількість конструктивних форм роторних насосів. У зв'язку з тим, що вони спроможні створювати високі тиски при незначних подачах, основними областями їх використання є системи об'ємних гідроприводів та системи змащування різних машин і механізмів. У літературі з гідроприводу дається

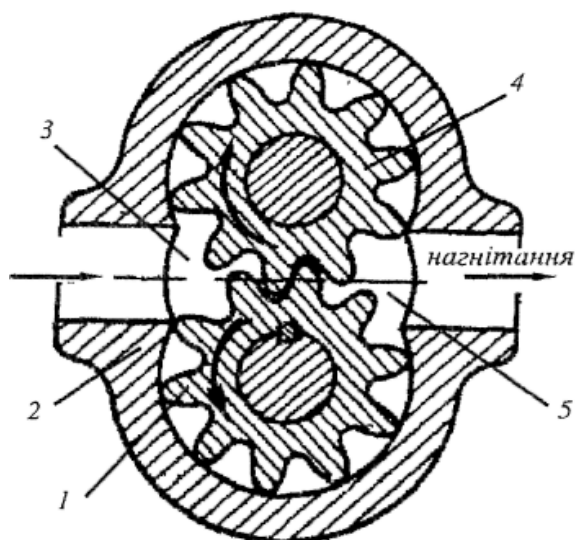


Рис. 64. Принципова схема будови шестеренчастого насоса

детальне описування різноманітних конструкцій цих насосів. У енергетичних системах підприємств застосовуються в основному два види роторних насосів - шестеренчасті та гвинтові.

Шестеренчасті насоси.

Принципова схема будови такого насоса наведена на рис. 64. Найчастіше вони виконуються у вигляді пари однакових

зубчастих коліс 1 і 4 із зовнішнім евольвентним зачепленням, які розміщено з дуже малими торцевими зазорами в корпусі 2. Одне з коліс (привідне) має вал, що виходить за межі корпусу через

ущільнювальний сальник; друге колесо (ведене) - вільне. У приймальній порожнині насоса 3 рідина заповнює западини між зубцями обох шестерень і переноситься в них до порожнини нагнітання 5 при обертанні коліс. Там кожен зубець кожної шестерні входить у відповідну западину і витискає звідти рідину. Через те що об'єм западини дещо більший ніж об'єм

зубця, то незначна кількість рідини повертається в западині у всмоктувальну порожнину.

Робочий об'єм шестеренчастого насоса дорівнює

$$q = 2 \pi m^2 z B = 2 \pi D_0 m B, \quad (217)$$

де m — модуль зачеплення; z — кількість зубців на колесі; B — ширина шестерні; D — діаметр початкового кола зачеплення.

Об'ємний ККД насоса становить $\eta_0 = 0,70 \dots 0,95$.

Шестеренчасті насоси здатні створювати тиск до 10 ... 15 МПа і навіть вище. Вони є найпоширеним видом роторних насосів. Велика їх кількість використовується як масляні насоси в системах змащування різноманітних машин і механізмів.

Головний недолік шестеренчастих насосів — неможливість регулювання робочого об'єму під час роботи.

Гвинтові насоси. Найбільш поширеними серед цих насосів є тригвинтові. На мал. 6.14 показана принципова схема такого насоса.

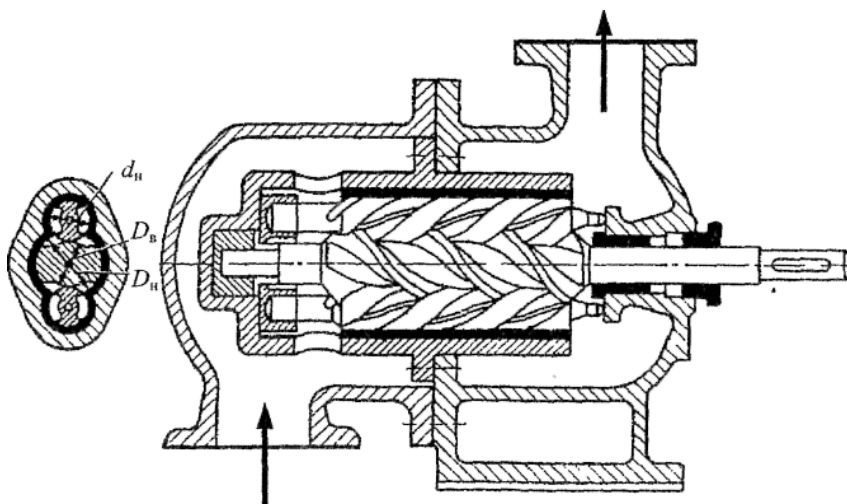


Рис. 65. Схема тригвинтового насоса: а - загальний вигляд; б — поперечний переріз гвинтів

Тригвинтовий насос має три гвинти, які встановлені на цапфах паралельно один одному в корпусі, що їх щільно охоплює. Середній гвинт - ведучий, два інших гвинти, що знаходяться у зачепленні з першим, - ведені. Торці всіх гвинтів відкриваються з одного боку у

всмоктувальну порожнину насоса, з іншого - у нагнітальну. Для забезпечення герметичного замикання робочих камер і, отже, розділення приймальної і напірної порожнин насоса, потрібні спеціальний циклоїдальний профіль гвинтів та певна їх довжина. У ведучого гвинта профіль є випуклим, а у ведених - увігнутий. Нарізання гвинтів виконується зазвичай двозахідним. Передаточне відношення від ведучого гвинта до ведених дорівнює одиниці. Робочі камери в насосах обмежуються витками всіх трьох гвинтів і поверхнею корпусу. При обертанні гвинтів замкнені робочі камери разом із рідиною переміщуються уздовж осі обертання.

Профільовання гвинтів виконується таким чином, що обидва ведених гвинти повністю розвантажені від обертальних моментів і лише на ведучий гвинт передається рушійний момент і він виконує роботу витискування, тобто він є витискувачем. Ведені гвинти виконують роль так званих

замикачів - рухомих частин механізму, що лише роз'єднують приймальну і напірну порожнини насоса.

Об'ємний ККД насоса становить η_0 — 0,75 ... 0,90.

Тригвинтові насоси здатні створювати тиск до 10...20 МПа. Вони забезпечують дуже рівномірну подачу, можуть працювати з частотою обертання до 3000...5000 об/хв, відрізняються безшумністю роботи та надійністю. Недоліки їх - це неможливість регулювання робочого об'єму під час роботи та складність виготовлення.

Тригвинтові насоси використовуються в системах змащування, в системах гідроприводів, для перекачування в'язких рідин і в деяких інших випадках.

Досить поширеним є також одногвинтовий насос, розріз якого показано на рис. 66. Він має однозахідний сталевий гвинт 3, який обертається в обоймі 2, виконаній у вигляді двозахідної гвинтової поверхні, крок якої в два рази перевищує крок гвинта. У процесі роботи насоса перекачувана рідина заповнює вільні простори між гвинтом і обоймою, які герметично ізольовані завдяки непервному взаємному контактуванням поверхонь гвинта та обойми, і переміщується при обертанні гвинта вздовж його осі в камеру нагнітання. Обойма зазвичай робиться пружною (із гуми), хоча може бути і жорсткою.

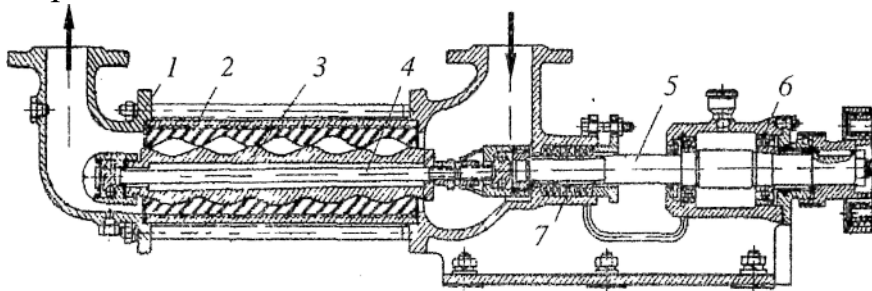


Рис. 66. Одногвинтовий насос:

- 1 - корпус; 2 - обойма; 3 - гвинт; 4 - карданний вал;
5 - приводний вал; 6 - підшипник; 7 - ущільнення

Одногвинтові насоси використовуються для перекачування як чистих, так і забруднених рідин, у тому числі хімічно активних. Їх застосовують при відкачуванні забрудненої води на вугільних шахтах, при видобутку нафти зі свердловин, при транспортуванні продуктів хімічної промисловості.

ККД одногвинтових насосів зазвичай дорівнює $\eta = 0,4 \dots 0,7$.

Вони створюють тиск від 0,3 до 2,0 МПа і мають подачу від 5 до 25 м³/год.

Вони створюють тиск від 0,3 до 2,0 МПа і мають подачу від 5 до 25 м³/год.

Контрольні запитання

1. Із яких частин складаються об'ємні насоси? У чому полягає їх принцип дії?
2. Якої експлуатаційні відмінності притаманні об'ємним насосам?
3. За рахунок чого забезпечується здатність до самовсмоктування об'ємних насосів?
4. Як побудований та як працює поршневий насос?

5. Які існують види поршневих насосів? Що досягається при збільшенні кратності їх дії?
6. Яка різниця між поршневим та плунжерним насосами?
7. Як визначається теоретична та дійсна подача поршневого насоса?
8. Який вигляд має напірна характеристика поршневого насоса, і які експлуатаційні властивості насоса вона обумовлює?
9. Якими експлуатаційними властивостями володіють поршневі насоси, і коли доцільне їх використання?
10. У чому полягають головні конструктивна та експлуатаційна відмінності роторних насосів від поршневих?
11. Як побудовані та діють шестеренчасті насоси? Яка їх область використання?
12. Як побудовані та діють гвинтові насоси? Коли доцільне їх використання?

2.7. Відцентрові та осьові вентилятори

2.7.1. Загальні положення

У повному тиску, що створює вентилятор, частки статичного та динамічного тисків є порівняними. Це суттєво відрізняє їх від насосів, динамічним напором яких зазвичай нехтують, і обумовлює певну специфіку експлуатаційних характеристик.

Повний тиск вентилятора p це різниця між абсолютними повними тисками потоку на виході з вентилятора $p_{П2}$ і перед входом до нього $p_{П1}$:

$$p = p_{П2} - p_{П1} = \left(p_{ст.2} + \frac{\rho v_2^2}{2} \right) - \left(p_{ст.1} + \frac{\rho v_1^2}{2} \right), \quad (218)$$

де $p_{ст.1}$ і $p_{ст.2}$ – абсолютні статичні (внутрішні) тиски в потоці перед вентилятором і після нього, із якими частинки рухомого газу впливають одна на одну та на стінки каналу, що паралельні потокові; v_1 і v_2 – середні швидкості потоку в цих перерізах; ρ – густина переміщуваного газу; $\frac{\rho v^2}{2}$ – динамічний тиск потоку, що необхідний для надання нерухомій частинці газу швидкості v і який дорівнює підвищенню тиску в газі при його повному гальмуванні.

Повний тиск вентилятора витрачається на подолання загального аеродинамічного опору зовнішньої мережі, включаючи втрати на її виході.

Динамічним тиском вентилятора p_δ вважають динамічний тиск потоку у вихідному перерізі вентилятора або різницю повного $p_{П2}$ і статичного $p_{ст.2}$ тисків потоку в цьому перерізі, тобто

$$p_\delta = \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (219)$$

Динамічний тиск вентилятора є тією частиною його повного тиску, яка цілком витрачається на виході з мережі і може бути зменшеною шляхом розміщення на виході з вентилятора плавно розширюваного перехідного елемента – дифузора.

Статичним тиском вентилятора $p_{ст}$ називається різниця абсолютного статичного тиску потоку $p_{ст.2}$ безпосередньо за вентилятором і абсолютного повного тиску $p_{П1}$ перед ним, тобто

$$p_{ст} = p_{ст.2} - p_{П1} = p_{ст.2} - p_{ст.1} - \frac{\rho v_1^2}{2}, \quad (220)$$

Статичний тиск вентилятора є тією частиною його повного тиску, за рахунок якої долається аеродинамічний опір зовнішньої мережі.

Повний тиск вентилятора дорівнює

$$p = p_{cm} + p_{\partial}, \quad (221)$$

Слід зауважити, що в ряді країн статичний і динамічний тиски вентиляторів визначають як різниці відповідних тисків у вихідному та вхідному перерізах, тобто

$$p_{cm} = p_{cm.2} - p_{cm.1}, \quad p_{\partial} = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2).$$

Через порівнянність значень статичного та динамічного тисків вентиляторів виникає необхідність характеризувати їх не тільки повним, а й статичним ККД. При цьому повний ККД дорівнює

$$\eta = \frac{pQ}{N_e}, \quad (222)$$

статичний ККД

$$\eta_{ст} = \frac{p_{ст}Q}{N_e}, \quad (223)$$

де Q – подача вентиляторів, м³/с; N_e – споживана ним потужність, Вт.

Співвідношення між складовими повного тиску, а також між повним і статичним ККД для різних вентиляторів різне.

Повні експлуатаційні аеродинамічні характеристики вентиляторів, що одержують експериментально, являють собою графічні залежності від подачі повного, статичного та динамічного тисків, повного та статичного ККД, споживаної потужності. У довідниках характеристики вентиляторів наводять зазвичай за повним тиском. Залежностями $p_{cm}(Q)$ і $\eta_{cm}(Q)$ зручно користуватися у випадках, коли вся мережа знаходиться з боку всмоктування вентиляторів. У цьому разі втрати, пов'язані з виходом потоку в навколишнє середовище, в опір мережі не включаються.

Досить часто вентилятор приєднують до зовнішньої мережі через спеціальні перехідні елементи, до яких належать вхідні та вихідні пристрої (коліно, вхідна коробка, регулюючі пристрої, дифузори, глушники, тощо). Сукупність власне вентиляторів та перехідних елементів називають вентиляторною установкою. Аеродинамічний опір цих пристроїв є складовою загального опору зовнішньої мережі.

2.7.2 Будова та характеристики відцентрових вентиляторів

Відцентрові вентилятори в більшості випадків – це одноступінчасті лопатеві машини. Вони складаються з робочого колеса з лопатями, спірального корпусу з вхідним патрубком і станини з приводом. На рис. 67 показана аеродинамічна схема відцентрового вентиляторів.

Вхідний патрубок (вхідний колектор) призначений для підводу газу до робочого колеса вентиляторів. Вхідні патрубки мають осесиметричну форму. Оптимальну форму патрубка встановлюють зазвичай експериментально.

Робоче колесо відцентрового вентилятора має, як правило, передній або покривний, і задній або корінний диски та встановлені між ними лопаті (див. рис. 68). Інколи використовують колеса відкритого типу без переднього диска.

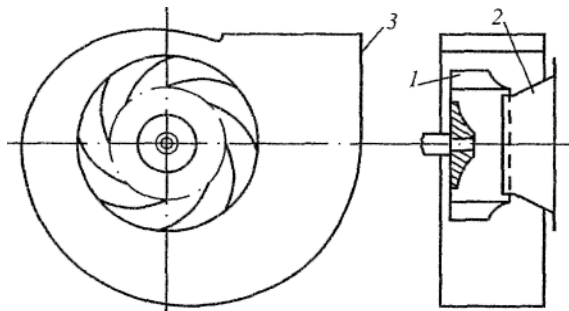


Рис. 67. Аеродинамічна схема відцентрового вентилятора: 1 – робоче колесо; 2 – вхідний патрубок; 3 – спіральний корпус

Розміри робочого колеса характеризують його діаметром D_2 , що визначають за кінцями лопатей, причому зустрічаються вентилятори, у яких цей діаметр значно менший від діаметрів дисків колеса.

Задній диск зазвичай плоский, а передній диск може бути або плоским, або конічним для зменшення дифузності міжлопатевих каналів. Меридіональний переріз робочого колеса характеризують двома параметрами: шириною на виході b_2 і шириною на вході b_1 . Один із цих параметрів у разі конічного переднього диска може бути замінений кутом γ між твірною конуса та площиною, що перпендикулярна до осі обертання колеса.

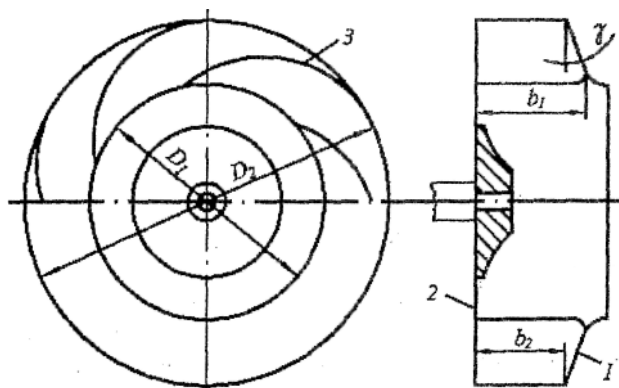


Рис. 68. Робоче колесо відцентрового вентилятора: 1 – передній диск; 2 - задній диск; 3 - лопатки

Лопаті робочого колеса зазвичай мають циліндричну форму. Їх встановлюють перпендикулярно площині заднього диска. Вхідні кромки лопатей найчастіше паралельні до осі обертання колеса. Діаметр кола входу в робоче колесо D_1 , як правило, співпадає з діаметром входу до вентилятора D_0 або близький до нього.

Лопаті бувають листовими (тонкими) або профільованими (об'ємними). Останні використовують у потужних вентиляторах, забезпечуючи їх максимальний ККД на рівні 85...90%. Крім того порожнисті профільовані лопаті, виконані з листової сталі, достатньо легкі та разом з тим жорсткі та міцні до згину. Це дозволяє підвищити максимальне значення колової швидкості коліс і в такий спосіб збільшити тиск, що створює вентилятор з такими лопатями.

У робочих колесах відцентрових вентиляторів використовують лопаті з різними кутами виходу β_2 – загнуті вперед, назад, а також із радіальною вихідною частиною. Переднє ущільнення у відцентрованих вентиляторах виконують найчастіше у вигляді простого щілинного.

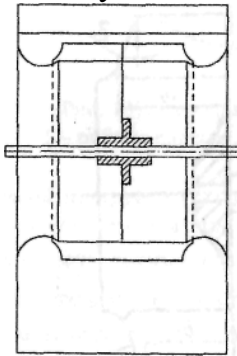


Рис. 69. Схема двобічного вентилятора

Двобічний вентилятор. З метою збільшення подачі при збереженні діаметральних розмірів були створені та широко застосовуються двобічні відцентрові вентилятори. Вони мають робоче колесо з двобічним підводом газу, що складається з двох дзеркально симетричних половин, і спіральний корпус з двома вхідними патрубками (див. рис. 69). Ширина корпусу такого вентилятора в два рази більша ніж ширина відповідного однобічного вентилятора, а подача перевищує в 1,8...2 рази подачу однобічного вентилятора при одному й тому ж діаметрі та частоті обертання колеса. Слід звернути увагу на те, що на відміну від насосів, двобічний підвід газу у відцентрових вентиляторах не спрямований на урівноважування осьового тиску – у цьому урівноважуванні нема потреби через дуже малу величину осьового тиску, який виникає при роботі відцентрових вентиляторів.

При необхідності режим роботи відцентрових вентиляторів регулюють або шляхом уведення у вентиляційний канал спеціальної шиберної засувки, або змінюючи тискову характеристику вентилятора. Останнє найчастіше виконують за допомогою спеціальних лопатевих напрямних апаратів, що забезпечують підкручування потоку перед робочим колесом. В останні роки все більш поширеним стає частотне регулювання вентиляторів.

2.7.3. Будова та конструктивні особливості осьових вентиляторів

Основною частиною осьового вентилятора (див. рис. 25) є робоче колесо, що має циліндричну втулку, до якої консольно під кутом до площини обертання прикріплені лопаті. Лопаті закріплюють нероз'ємно або, з метою регулювання, вони можуть повертатися відносно втулки.

Осьові вентилятори виконують за різними аеродинамічними схемами, основними ознаками яких є: кількість ступенів, що дорівнює кількості робочих коліс; тип схеми, що залежить від наявності лопатевих апаратів та їх розташування відносно робочого колеса; відносний діаметр втулки; кількість лопатей на колесі і в апаратах та їх кути установки, а також характеристики профілів лопатей.

У осьових вентиляторах використовують два види лопатевих апаратів, які утворюють нерухомі лопатеві вінці, що обтікаються протікаючим потоком – спрямний апарат (СА) і напрямний апарат (НА). Останній при розташуванні на вході у вентилятор називається вхідним напрямним апаратом (ВНА).

Спрямний апарат установлюють на виході з вентилятора. Він призначений для перетворення динамічного тиску, що пов'язаний із

швидкістю закручування потоку за робочим колесом, у статичній. Лопаті СА роблять здебільшого неповоротними. Вони, як правило, кручені по висоті та можуть бути об'ємними або листовими. Потік у спрямному апараті розкручується, зазвичай, не повністю та виходить із нього під кутом до площини обертання, приблизно рівним 80° , маючи незначну залишкову швидкість закручування (підкрутку). Ця обставина, як показав досвід, дозволяє зменшити кількість лопатей у апараті та його осьовий розмір при деякому збільшенні ККД вентилятора. У деяких конструкціях СА виконують додатково функцію силового вузла, де розміщують електродвигун або підшипниковий вузол.

Одноступінчасті

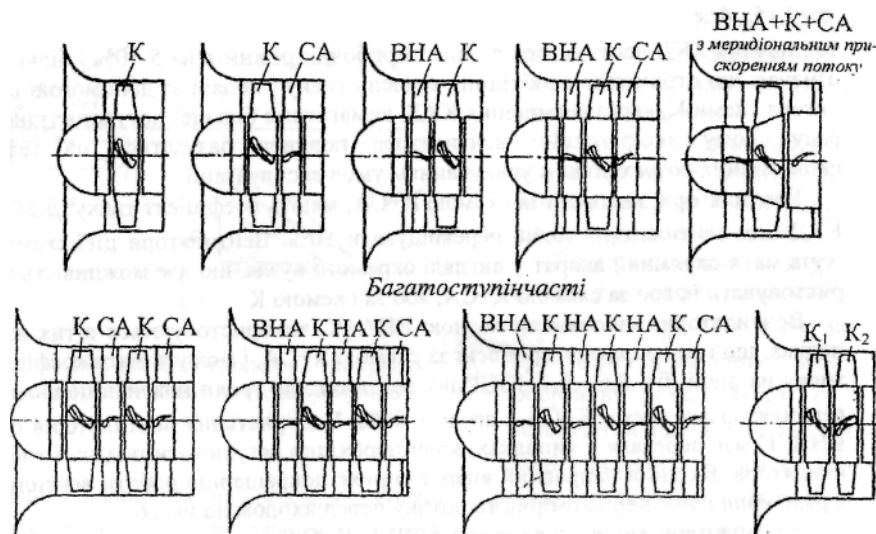


Рис 70. Аеродинамічні схеми одноступінчастих та багатоступінчастих осьових вентиляторів

частинах. Лопаті можуть бути об'ємними або листовими. Найчастіше ВНА при початковому положенні лопатей закручує потік проти напрямку обертання робочого колеса на величину, що дорівнює швидкості закручування потоку в робочому колесі або трохи меншу. У першому випадку потік виходить із робочого колеса в осьовому напрямку (в абсолютному русі), у другому – з деякою залишковою швидкістю закручування.

У багатоступінчастих осьових вентиляторах між робочих коліс найчастіше встановлюють напрямні апарати, що за будовою аналогічні ВНА. Вони розкручують потік, що виходить із попереднього колеса, та спрямовують його в наступне колесо.

Залежно від наявності лопатевих апаратів вентилятори можуть мати компоновальні схеми, що показані на рис. 70.

Одноступінчасті вентилятори виконують за такими схемами:

- К, що складається лише з робочого колеса (К), корпусу та привода;
- К+СА, що має крім робочого колеса спрямний апарат;

Вхідний напрямний апарат є ефективним регулювальним органом, що дозволяє в широкому діапазоні змінювати характеристику вентилятора. Його лопаті роблять або повністю поворотними, або вони мають поворотні закрilки при нерухомих носових

- ВНА+К, що має розташований перед робочим колесом вхідний направний апарат;
- ВНА+К+СА, що складається з робочого колеса, вхідного направного та спрямного апаратів.

Серед одноступінчастих вентиляторів особливе місце займає осьовий вентилятор із меридіональним прискоренням потоку в проточній частині.

Двоступінчасті вентилятори мають схеми К+СА+К+СА; ВНА+К+НА+К+СА і схему K_1+K_2 , що складається лише із встановлених одне за одним робочих коліс з індивідуальним приводом, які обертаються в протилежних напрямках.

Триступінчасті вентилятори мають схему ВНА+К+НА+К+НА+К+СА.

Кожна з наведених схем осьових вентиляторів має свої особливості, що обумовлюють область їх використання.

Осьові вентилятори не регулюють дроселюванням. Це пояснюється зростанням споживаної ними потужності при зменшенні подачі, що є характерним для всіх осьових лопатевих машин.

Найчастіше режим роботи осьових вентиляторів регулюють зміною кута установки лопатей робочого колеса та лопатей направних апаратів. Якщо лопаті направних апаратів мають нерухому носову частину, то регулювання здійснюють поворотом їх закрилків.

В останні роки з'явилися осьові вентилятори з частотним регулюванням режиму роботи.

Контрольні запитання

1. Чому дорівнюють складові повного тиску, який створює вентилятор?
2. Які особливості притаманні експлуатаційним характеристикам вентиляторів?
3. Із яких конструктивних елементів складається відцентровий вентилятор?
4. Які існують різновиди відцентрових вентиляторів?
5. Як регулюють режим роботи відцентрового вентилятора?
6. Із яких конструктивних елементів складається осьовий вентилятор?
7. Які види лопатевих апаратів використовують в осьових вентиляторах? Із якою метою їх застосовують?
8. За якими аеродинамічними схемами виконують одно- та багатоступінчасті осьові вентилятори? Які експлуатаційні властивості притаманні цим схемам?
9. Якими способами регулюють режим роботи осьових вентиляторів?

РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНА БУДОВА, ПРИНЦИП ДІЇ ШАХТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ УСТАНОВОК

У розділі розглянуто загальну будову, класифікацію та експлуатаційні особливості поршневих компресорів, їх теоретичний та робочі процеси. Наведено основні способи регулювання подачі та типові експлуатаційні характеристики. Розглянуто конструкцію та особливості будови ротаційних, гвинтових, водокільцевих та відцентрових компресорів. Визначено роботу та ККД компресора.

3.1. Загальні положення

Компресори – це машини, що призначені для виробництва стиснутого газу та переміщення його до споживачів по трубопровідним системам. Компресори використовують також для відсмоктування газу із ємностей з метою створення там вакууму. У цьому разі вони стискають газ до атмосферного або трохи більшого тиску і називаються вакуум-насосами.

За принципом дії компресори, як і насоси, поділяють на об'ємні, турбінні та струминні. Але на відміну від насосів у компресорах одночасно з підвищенням тиску зменшується об'єм та зростає у загальному випадку температура газу. Це обумовлює суттєву відмінність внутрішніх процесів у компресорах і відмінність їх будови в порівнянні з насосами.

Незалежно від типу та принципу дії компресори характеризують такими основними параметрами:

абсолютним тиском усмоктування;

абсолютним тиском нагнітання;

ступенем підвищення тиску (с.п.т.), що являє собою відношення кінцевого тиску газу до початкового;

подачею;

потужністю на валу;

коефіцієнтом корисної дії.

Як і інші нагнітачі, компресори зазвичай характеризують об'ємною подачею. Але ці машини, на відміну від насосів і вентиляторів, не можуть характеризуватися об'ємною витратою газу, виміряною на нагнітанні. Це пояснюється зміною кінцевого об'єму газу при різних тисках нагнітання. Тому під об'ємною подачею компресора розуміють об'єм газу, що подається в зовнішню мережу за одиницю часу, який приведено до умов на вході в компресор.

Приведення об'єму нагнітального газу до умов на вході в компресор виконується за рівнянням

$$Q_1 = Q_2 \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2},$$

де Q_2 , p_2 і T_2 – виміряні витрата газу, абсолютні тиск і температура на нагнітанні компресора; p_1 і T_1 – абсолютні тиск і температура всмоктуваного газу.

Характерною особливістю компресорів є також те, що їхня енергетична досконалість не може бути оціненою коефіцієнтом корисної дії в звичайному розумінні цього терміна – як відношення корисної роботи до витраченої. Це пояснюється тим, що потужність, яка підводиться до вала компресора, витрачається не лише на збільшення питомої механічної енергії газу. Частина її перетворюється в тепло, яке відводиться від стиснутого газу. Причому, чим більша частка споживаної потужності відводиться у вигляді тепла, тим меншою є загальна потужність, що витрачається на привод компресора. Через це неможливо виділити в загальній потужності на валу компресора її корисної частини. Таке положення є наслідком енергетичної нерівноцінності тепла і механічної енергії, що встановлюється другим законом термодинаміки.

Енергетичну досконалість компресорів оцінюють зазвичай індикаторними коефіцієнтами, які показують ступінь наближення реального процесу стисання газу в компресорі до можливого теоретичного.

Велику групу компресорних машин складають відцентрові та осьові турбокомпресори. Для них, як різновиду лопатевих машин, характерною є риса, що притаманна всім нагнітачам цього класу – вони володіють високою подачею при порівняно не великому ступеню підвищення тиску. Такі компресори застосовують у потужних енергетичних системах де існує стабільна потреба у великій кількості стиснутого газу.

Виробництво незначної кількості стиснутого газу здійснюється, в основному, об'ємними компресорами. Такі машини використовують також при нерівномірній витраті стиснутого газу. Серед об'ємних компресорів дуже поширені поршневі компресори, будова і принцип дії яких є найбільш наглядними і зрозумілими. Найбільше розповсюдження в народному господарстві мають повітряні компресори.

3.2. Будова та принцип дії поршневого компресора

Поршневий компресор (рис. 71) складається із циліндра 1, у якому зворотно-поступально переміщується поршень 2, що отримує рух від вала приводного двигуна через кривошипно-шатунну передачу.

Ця передача складається із штока 3, повзуна 4, шатуна 5, кривошипа 6.

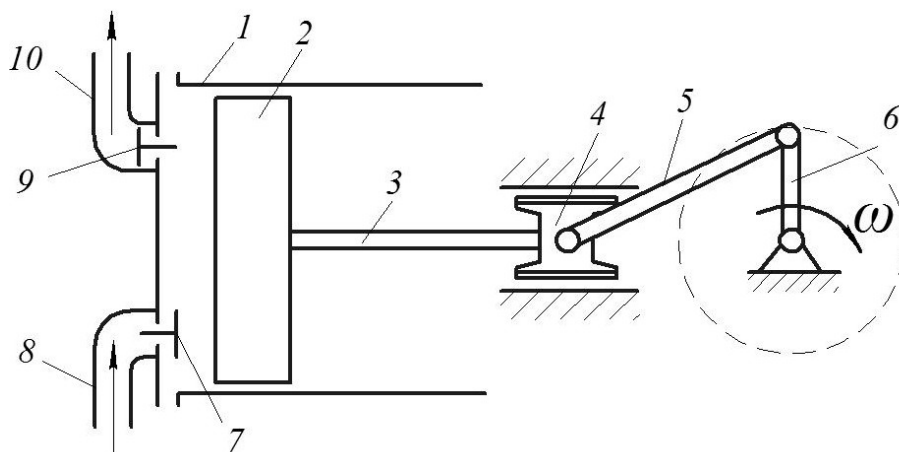


Рис. 71. Схема будови поршневого компресора

У кришці циліндра розміщуються всмоктувальний 7 та нагнітальний 9 клапани, через які внутрішній простір циліндра сполучується відповідно із всмоктувальним 8 та нагнітальним 10 патрубками.

У компресорі використовують самодіючі клапани, які переключаються під дією перепаду тиску, що виникає на їхньому запірному елементі при роботі машини. Такі клапани обумовлюють автоматичний газорозподіл у поршневого компресорі і високу економічність цих машин.

При переміщенні поршня з лівого крайнього положення управо внаслідок збільшення об'єму робочої камери, обмеженої кришкою циліндра та днищем поршня, тиск у ній падає до величини меншої ніж тиск у всмоктувальному патрубку 8, що призводить до відкриття всмоктувального клапана 7 і надходження у вивільнюваний простір циліндра газу з усмоктувального трубопроводу. Усмоктування газу відбувається доти, поки поршень не дійде до крайнього правого положення і на мить не зупиниться. Відразу після початку зворотного ходу поршня тиск у робочій камері вирівнюється з тиском у всмоктувальному патрубку і клапан 7 закривається. При подальшому русі поршня справа наліво зменшується об'єм робочої камери і відбувається стискання газу, що знаходиться там. Коли тиск стиснутого газу стане трохи більшим, ніж тиск у нагнітальному патрубку 10, нагнітальний клапан 9 відкриється і стиснутий газ буде виштовхуватися із циліндра в нагнітальний трубопровід. Характерною для поршневого компресора є відсутність фіксованого положення поршня для моменту відкриття нагнітального клапана – місцезнаходження поршня в цей момент може бути різним і визначається воно лише співвідношенням тисків у циліндрі та нагнітальному патрубку компресора. Виштовхування газу із циліндра закінчується в момент миттєвої зупинки поршня в крайньому лівому положенні. У наступному циклі описані процеси повторюються.

Для спрощення аналізу робочого процесу поршневого компресора будемо вважати, що:

– стискається ідеальний газ, який не має в'язкості та підпорядковується рівнянню стану

$$pV = MRT, \quad (224)$$

де p і T – відповідно абсолютні тиск і температура газу; V і M – відповідно повний об'єм і маса газу; R – газова стала, яка для повітря

дорівнює $R_{\text{п}} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

– у кінці ходу поршня справа наліво стиснутий газ повністю виштовхується із циліндра;

– у процесі всмоктування тиск і температура газу в циліндрі компресора незмінні і дорівнюють відповідним параметрам навколишнього середовища;

– у процесі виштовхування тиск і температура газу також незмінні та відповідають тиску і температурі газу за компресором;

- стискання газу відбувається при незмінному показнику процесу;
- у працюючому компресорі відсутні втрати енергії (витоки газу, утрати на тертя та т. ін.).

Компресор, що задовольняє цим умовам, називається ідеальним і його робочий процес являє собою теоретичний процес поршневого компресора.

3.3. Теоретичний процес поршневого компресора

Цикл роботи поршневого компресора може бути відображеним графічно у вигляді залежності тиску в робочій камері машини від переміщення поршня S або від об'єму робочої камери V , який визначається місцезнаходженням поршня. Останнє витікає з того, що поточне значення об'єму робочої камери

$$V = F_{\text{п}} S,$$

де $F_{\text{п}}$ – площа поршня.

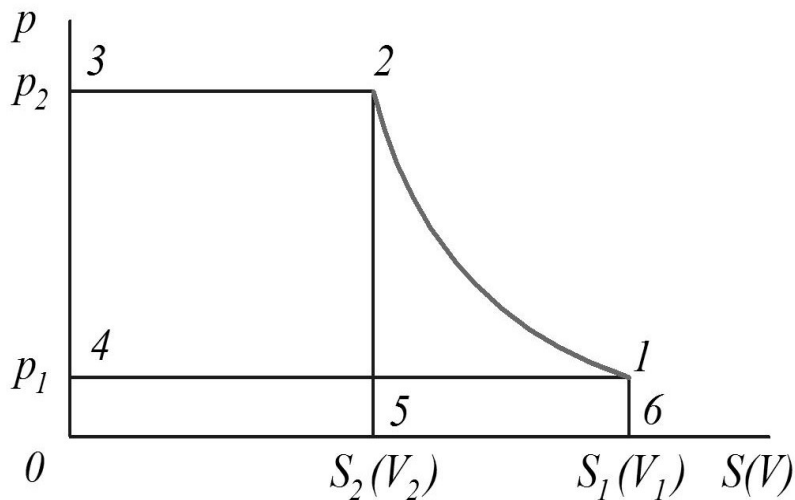


Рис. 72. Теоретична діаграма поршневого компресора

Ця графічна залежність називається індикаторною діаграмою. Її вигляд для ідеального поршневого компресора показано на рис. 72.

Цикл роботи такої машини складається із фази всмоктування, яка відображається відрізком 4–1, фази стискання (відрізок 1–2) та фази виштовхування або нагнітання (відрізок 2–3). Під час усмоктування та

нагнітання об'єм газу в робочій камері змінюється через переміну його кількості при незмінних параметрах стану, тобто ці процеси не термодинамічні і тому цикл роботи компресора не може бути зображеним у координатах тиск – питомий об'єм ($p - v$).

Параметри стану змінюються лише при стисканні газу і характер цього термодинамічного процесу обумовлює власне вигляд індикаторної діаграми.

У загальному випадку в поршневому компресорі відбувається політропний процес стискання газу, для якого справедливе таке співвідношення між поточними значеннями тиску і об'єму газу в робочій камері

$$p_1 V_1^m = p V^m = \text{const}, \quad (225)$$

де m – показник політропи.

Теоретично в поршневому компресорі показник політропи може змінюватися від $m = 1$ до $m = k$, де k – показник адіабати стискуваного газу. Для повітря $k = 1,4$.

При $m = 1$ процес стискання ізотермічний. Для його здійснення швидкість процесу повинна бути безкінечно малою. При цьому усе тепло стискання буде відводитися в навколишнє середовище, а температура газу буде залишатися незмінною.

При безкінечно великій швидкості стискання газу теплообміну між ним і навколишнім середовищем не відбуватиметься і процес стискання буде адіабатним, тобто у цьому разі $m = k$.

Об'ємна подача ідеального поршневого компресора, визначається об'ємом газу, що засмоктується в циліндр, і частотою обертання вала компресора

$$Q_T = V_{\Pi} n, \quad (226)$$

де V_{Π} – об'єм, який описується поршнем компресора за один хід; n – частота обертання вала компресора, що дорівнює кількості подвійних ходів поршня за секунду.

Для компресора, схема якого показана на рис. 71,

$$Q_T = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4} \cdot S_{\Pi} \cdot n, \quad (227)$$

де D_{Π} і S_{Π} – діаметр і хід поршня відповідно.

Потужність на валу поршневого компресора дорівнює

$$N_g = Ln, \quad (228)$$

де L – робота, що виконує поршень компресора за один цикл.

Для знаходження цієї роботи скористаємося рівнянням, що визначає напір нагнітача в загальному випадку, одержаному в (135). Згідно з ним

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + e,$$

Наведене рівняння справедливе для потоку нестискуваної (краплеподібної) рідини, густина якої залишається незмінною при переміні тиску. Але в компресорі газ стискається і його густина зростає. Для потоку стискуваної рідини це рівняння може бути записаним лише в диференціальній формі. Роблячи це будемо нехтувати другим і третім доданками рівняння через малу відмінність між швидкостями потоку в нагнітальному та всмоктувальному патрубках компресора і незначне перевищення його вихідного перерізу над вхідним. Отримуємо

$$gdH = \frac{dp}{\rho},$$

Використовуючи замість густини газу його питомий об'єм, що дорівнює

$$v = 1/\rho, \text{ маємо} \quad gdH = vdp.$$

Пам'ятаючи, що напір компресора – це механічна енергія, яка віднесена до одиниці ваги переміщуваного газу, маємо

$$gdH = dl = vdp, \quad (229)$$

де dl – елементарна механічна енергія, яка передається в компресорі до одиниці маси газу, тобто це елементарна робота компресора, що віднесена до одиниці маси стискуваного газу.

Питома робота, яку виконує поршень компресора за один цикл, складається із робіт, виконаних під час процесів усмоктування, стискання та нагнітання, тому формула для її підрахунку для ідеального компресора має такий вигляд

$$l_T = \oint vdp,$$

Замінюючи питомий об'єм v на повний V із співвідношення

$$v = \frac{V}{M},$$

де M – маса газу, що надходить у циліндр компресора за один цикл, отримуємо рівняння для знаходження повної роботи, яку виконує поршень ідеального компресора за один цикл

$$L_T = l_T M = \oint Vdp,$$

Із цього рівняння витікає, що робота за один цикл еквівалентна площі індикаторної діаграми. Крім того треба взяти до уваги, що в теорії компресорів роботу, яку виконує поршень компресора, тобто зовнішню роботу, що підводиться до газу, і тепло, яке відводиться від газу, прийнято вважати додатними на відміну від термодинаміки, де ці величини вважаються від'ємними.

З урахуванням незмінності тисків упродовж фаз усмоктування та нагнітання, робота ідеального компресора за один цикл дорівнює

$$L_T = \int_{p_1}^{p_2} Vdp, \quad (230)$$

У кінцевому вигляді розрахункова залежність може бути одержаною за умови, що відома підінтегральна функція $p = f(V)$, яка визначається характером процесу стискання.

Для політропного процесу стискання відшукуване рівняння отримуємо при інтегруванні (230) у межах від p_1 до p_2 з урахуванням співвідношення (224). Воно має такий вигляд

$$L_{\text{ТП}} = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (231)$$

де $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ – ступінь підвищення тиску газу в компресорі.

Беручи до уваги (224), рівняння (231) може бути записаним у такому вигляді

$$L_{\text{тп}} = \frac{m}{m-1} MRT_1 \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (232)$$

із якого одержується рівняння для питомої роботи, що витрачається на стискання 1 кг газу, у вигляді

$$l_{\text{тп}} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\varepsilon^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (233)$$

Ураховуючи, що кінцева температура при політропному стисканні

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad (234)$$

рівнянню (231) можна надати такого вигляду

$$L_{\text{тп}} = \frac{m}{m-1} MR(T_2 - T_1), \quad (235)$$

Тепло, яке відводиться від газу при політропному стисканні, може бути підрахованим за формулою

$$\bar{Q}_{\text{п}} = Mc_v \frac{k-m}{m-1} (T_2 - T_1), \quad (236)$$

де c_v – масова ізохорна теплоємність стискуваного газу.

Беручи до уваги відомі термодинамічні залежності ідеального газу, згідно з якими

$$R = c_p - c_v, \quad (237) \quad \text{і} \quad k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (238)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність стискуваного газу,

із (236) з урахування (235) отримуємо

$$\bar{Q}_{\text{п}} = \frac{k-m}{m(k-1)} L_{\text{тп}}.$$

Для адіабатного процесу стискання розрахункові рівняння одержують шляхом заміни у відповідних рівняннях для політропного процесу показника політропи m на показник адіабати k . Ці рівняння мають такий вигляд

$$L_{\text{та}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} MRT_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (239)$$

З урахуванням (237) і (238) із (239) маємо

$$L_{\text{та}} = c_p M T_1 \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_p M (T_2 - T_1), \quad (240)$$

$$l_{\text{та}} = c_p (T_2 - T_1), \quad (241)$$

Тепло адіабатного процесу $\bar{Q}_a = 0$.

Для ізотермічного процесу стискання розрахункові рівняння отримуються при інтегруванні виразу (230) у межах від p_1 до p_2 з урахуванням рівняння ізотермічного процесу

$$p_1 V_1 = pV = \text{const}. \quad (242)$$

Ці рівняння мають такий вигляд

$$L_{\text{тт}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = MRT_1 \ln \varepsilon, \quad (243)$$

$$l_{\text{тт}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln \varepsilon. \quad (244)$$

Тепло, яке відводиться від газу при ізотермічному стисканні,

$$\bar{Q}_T = L_{\text{тт}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad (245)$$

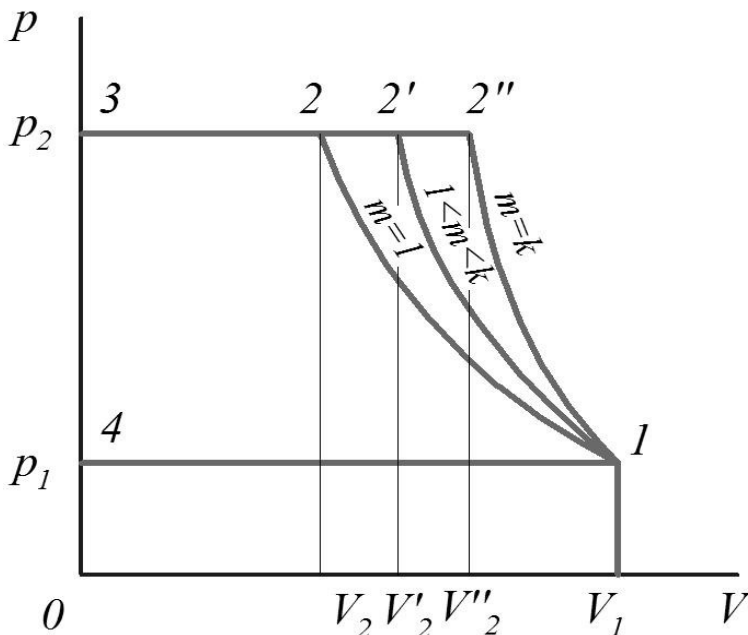


Рис. 73. Порівняння процесів стискання повітря залежно від показника процесу

Для з'ясування того, який із теоретично можливих процесів стискання газу в поршневому компресорі є найбільш доцільним, порівняємо індикаторні діаграми трьох однакових компресорів (рис. 73), що стискають газ від тиску p_1 до тиску p_2 один ізотермічно, другий – політропно ($1 < m < k$), третій – адіабатно ($m = k$).

При побудові індикаторних діаграм пам'ятаємо, що графіком ізотерми в координатах $p - V$ є рівнобічна гіпербола (лінія 1–2),

а графік політропи при $m > 1$ – це нерівнобічна гіпербола, стрімкість якої вища в порівнянні з ізотермою і яка зростає при збільшенні m . На рис. 73 лінія 1–2' відображає політропний процес стискання при $1 < m < k$, а лінія 1–

$2''$ – адіабатне стискання при $m = k$. Порівнюючи графіки бачимо, що при збільшенні показника процесу зростає площа індикаторної діаграми, а отже і робота, що виконується поршнем за один цикл при стисканні газу в певних межах тиску. Із цього витікає, що для зменшення витрат енергії при виробництві стиснутого газу слід прагнути до зниження показника процесу, тобто інтенсивно охолоджувати газ у компресорі. Це досягається шляхом виконання в стінках циліндра спеціальної порожнини – водяної сорочки, через яку прокачується охолоджувальна вода. При повітряному охолодженні циліндрів їх стінки роблять з ребрами для збільшення площі тепловіддачі. Слід відзначити, що в сучасних високошвидкісних поршневих компресорах суттєвого зменшення показника процесу за рахунок інтенсифікації тепловідводу від стиснутого газу досягти не вдається. Зокрема для більшості повітряних компресорів цей показник рідко буває меншим ніж $1,37 \dots 1,38$ (для повітря $k = 1,4$). Тобто для сучасних поршневих компресорів характерним є значне підвищення температури під час стискання газу.

3.4. Фактичний робочий процес поршневого компресора

Фактичний робочий процес компресора відрізняється від теоретичного через те, що припущення, зроблені вище, не справедливі для реальної машини. Розглянемо ці фактори.

1. У компресорі стискається реальний газ. Але в повітряних загальнопромислових компресорах тиск газу зазвичай не перевищує $1 \dots 1,5$ МПа, а температура менша ніж 200°C . При таких параметрах повітря цілком підпорядковується законам класичної термодинаміки ідеального газу, тому в записані розрахункові рівняння не треба вносити поправок на реальність газу.

2. У компресорі обов'язково передбачається зазор між кришкою циліндра та днищем поршня у крайньому його положенні, необхідний для недопущення ударів поршня по кришці. У цьому зазорі, а також у спеціальних кишнях у кришці циліндра, де розміщуються клапани, у кінці

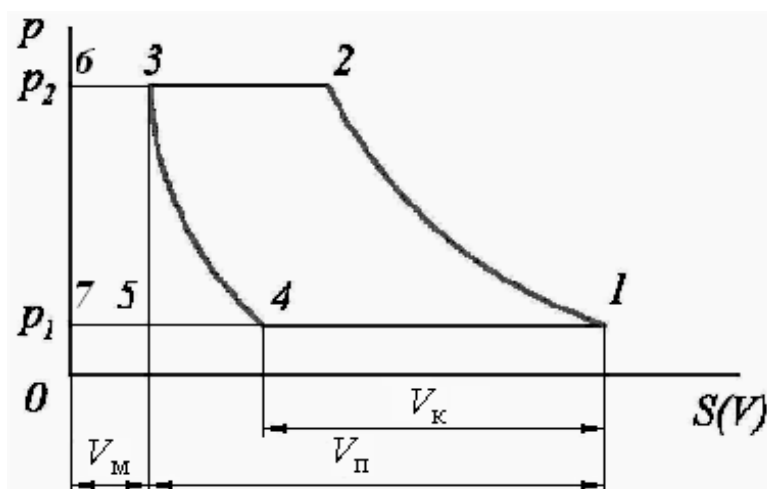


Рис. 74. Вплив шкідливого простору на роботу компресора

фази виштовхування залишається стиснутий газ. Об'єм, що займає стиснутий газ у циліндрі при крайньому положенні поршня, називається мертвим або шкідливим простором. Знаходження в цьому просторі стиснутого газу призводить до того, що при зворотному русі поршня всмоктувальний клапан не може

відкритися відразу на початку ходу – це стається лише після певного переміщенні поршня, під час якого газ із мертвого простору розшириться і його тиск спаде до величини p_1 . Тобто наявність мертвого простору в циліндрі обумовлює появу нової фази в циклі роботи поршневого компресора – розширення газу із мертвого простору.

На рис. 74 показана індикаторна діаграма компресора з фазою розширення газу, яка зображена лінією 3–4. Через появу цього процесу всмоктування газу буде відбуватися лише на частині зворотного ходу поршня (лінія 4–1) і об'єм газу, що засмоктується в циліндр, зменшиться від V_{Π} до $V_{\text{к}}$, тобто наявність мертвого простору викликає зменшення подачі компресора. Через це мертвий простір називають також шкідливим.

Вплив шкідливого простору на подачу компресора враховують об'ємним коефіцієнтом

$$\lambda_o = \frac{V_{\text{к}}}{V_{\Pi}}, \quad (246)$$

Порівнюючи на рис. 74 індикаторні діаграми теоретичного компресора (пл. 1–2–3–5–1) і компресора з шкідливим простором у циліндрі (пл. 1–2–3–4–1), бачимо, що площа другої діаграми менша, що свідчить про зменшення роботи, яку виконує поршень компресора за цикл при наявності в циліндрі мертвого простору.

3. У реальному компресорі мають місце втрати тиску у всмоктувальному та нагнітальному клапанах. Це призводить до того, що

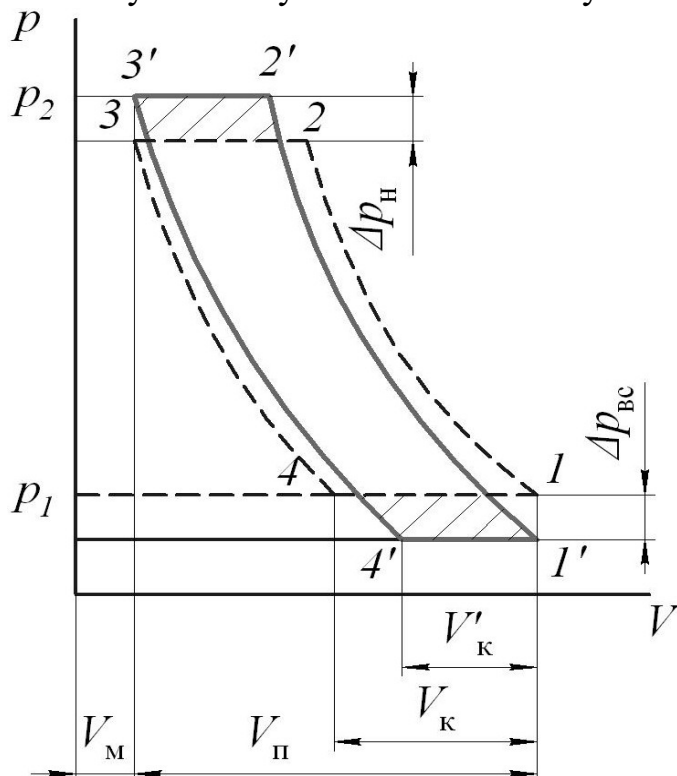


Рис. 75. Вплив втрат тиску в клапанах на подачу поршневого компресора

всмоктування газу в циліндр відбувається при тиску, меншому ніж у всмоктувальному патрубку, а виштовхується газ із циліндра при тиску більшому ніж у нагнітальному патрубку компресора. Через це зростає ступінь підвищення тиску в циліндрі, зменшується подача компресора та збільшується його питома робота. Це добре видно при порівнянні індикаторних діаграм, зображених на рис. 75, де пл. 1–2–3–4–1 – індикаторна діаграма без урахування втрат тиску, пл. 1'–2'–3'–4'–1' – індикаторна діаграма з урахуванням зазначених втрат; $\Delta p_{\text{вс}}$ і $\Delta p_{\text{н}}$ – втрати тиску, відповідно, на

всмоктувальному та нагнітальному клапанах, V'_k – дійсний об'єм газу, що всмоктується в циліндр. Додаткова робота, що витрачається на подолання гідравлічного опору клапанів, еквівалентна заштрихованим площинкам. Зменшення подачі компресора через втрати тиску в клапанах враховують коефіцієнтом

$$\lambda_{\Delta p} = \frac{V''_k}{V'_k}, \quad (247)$$

де V''_k – це об'єм V'_k , що приведений до тиску p_1 і температури T_1 (слід пам'ятати, що порівнювати об'єми газів можна лише тоді, коли вони виміряні при однакових умовах).

4. У реальному компресорі показник процесу стискання не лишається постійним. Це пояснюється тим, що температура стінок циліндра і поршня компресора через їх високу теплоємність практично не змінюються на протязі одного робочого циклу – ця температура більша ніж температура всмоктуваного і менша від температури виштовхуваного газу. Тому на першому етапі стискання газу супроводжується підводом до нього тепла від стінок робочої камери (показник процесу $m > k$), при вирівнюванні температур газу і стінок відбувається короткочасне адіабатне стискання ($m = k$) і завершується процес стисканням із відводом тепла від газу до стінок ($m < k$).

5. У реальному компресорі неможливо досягти повної герметизації

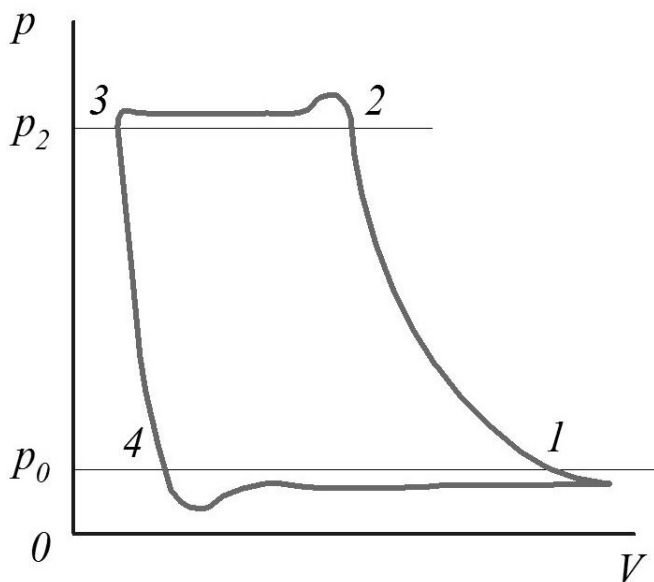


Рис. 76. Індикаторна діаграма реального компресора

закритих клапанів, а також ущільнень між поршнем і циліндром. Тому при роботі компресора практично завжди мають місце як витоки стиснутого газу із циліндра через негерметичні всмоктувальні клапани і поршневі кільця, так і повернення частини стиснутого газу із нагнітального трубопроводу в циліндр через нещільні нагнітальні клапани. Ці явища супроводжуються додатковим збільшенням роботи і викликають зменшення подачі

компресора, яке оцінюють коефіцієнтом витоків

$$\lambda_v = \frac{V_\phi}{V''_k}, \quad (248)$$

де V_{ϕ} – фактичний об'єм газу, що виштовхується із циліндра за один цикл, і який приведено до умов на вході в компресор.

Вплив усіх зазначених чинників на подачу компресора враховують коефіцієнтом подачі

$$\lambda = \frac{V_{\phi}}{V_{\Pi}} = \frac{V_{\text{к}}}{V_{\Pi}} \cdot \frac{V_{\text{к}}''}{V_{\text{к}}} \cdot \frac{V_{\phi}}{V_{\text{к}}''} = \lambda_o \lambda_{\Delta p} \lambda_v, \quad (249)$$

Значення окремих коефіцієнтів при нормальному технічному стані компресора лежать зазвичай у межах

$$\lambda_o = 0,85 \dots 0,95; \quad \lambda_{\Delta p} = 0,92 \dots 0,95; \quad \lambda_v = 0,92 \dots 0,95.$$

Отже, коефіцієнт подачі дорівнює $\lambda = 0,72 \dots 0,85$. Менші значення коефіцієнтів відносяться до компресорів малої подачі.

Подачу реального компресора підраховують за формулою

$$Q_{\phi} = V_{\phi} n = V_{\Pi} n \lambda, \quad (250)$$

Відмінність між фактичним і теоретичним циклами поршневого компресора наглядно ілюструє порівняння відповідних індикаторних діаграм, зображених на рисунках 2 і 6. Індикаторну діаграму реального компресора (див. рис. 76) одержують експериментально при його випробуваннях за допомогою спеціальних індикаторів. На ній відбивається наявність процесу розширення повітря, що залишається в кінці фази виштовхування у шкідливому просторі, несталість тисків повітря в процесах всмоктування та нагнітання, втрати тиску в клапанах, через що лінія всмоктування проходить нижче теоретичної, яка співпадає з тиском у всмоктувальному патрубку p_1 , а лінія нагнітання – вище теоретичної, що співпадає з тиском за компресором p_2 . Поява характерних виступів на діаграмі реального компресора в кінці фази стискування та на початку фази всмоктування пояснюється інерцією клапанних пластин.

На фактичній індикаторній діаграмі відбиваються також коливання тиску в усмоктувальному та нагнітальному патрубках компресора, витоки повітря та теплообмін між стискуваним газом і стінками циліндра. Індикаторна діаграма дає повну уяву про технічний стан компресора.

Ступінь наближення фактичного робочого процесу компресора до теоретичного оцінюється індикаторним коефіцієнтом корисної дії η_{ind}

$$\eta_{ind} = \frac{L_T}{L_{\phi}}, \quad (251)$$

де L_T і L_{ϕ} – роботи, що виконує за один цикл поршень теоретичного та дійсного компресора, і які еквівалентні площам відповідних індикаторних діаграм.

Як теоретичні зазвичай розглядаються ізотермічний або адіабатний процеси і тому вживаються ізотермічний $\eta_{ind.iz}$ та адіабатний $\eta_{ind.ad}$ індикаторні ККД.

Теоретична робота в (251) розраховується за фактичним об'ємом газу, що виштовхується із циліндра за один цикл (фактичною подачею компресора), для ступеня підвищення тиску, що визначається відношенням середніх тисків у нагнітальному та всмоктувальному патрубках. З урахуванням (239) і (243)

$$\eta_{\text{інд.ад}} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 V_{\phi} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{L_{\phi}}, \quad (252)$$

$$\eta_{\text{інд.із}} = \frac{p_1 V_{\phi} \ln \varepsilon}{L_{\phi}}, \quad (253)$$

Для сучасних поршневих компресорів середньої подачі:

$$\eta_{\text{інд.ад}} = 0,8 \dots 0,85; \quad \eta_{\text{інд.із}} = 0,6 \dots 0,65.$$

Приймаючи із зазначених діапазонів величини індикаторних коефіцієнтів, за формулами (252) або (253) можна підрахувати фактичну індикаторну або внутрішню роботу, що виконує поршень компресора за один цикл. Ця робота є меншою, ніж та, що виконує привод компресора, на величину втрат енергії на тертя в механічній частині машини. Механічні втрати враховуються механічним ККД, який дорівнює відношенню індикаторної роботи L_{ϕ} до роботи, що виконує привод компресора $L_{\text{пр}}$

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{L_{\phi}}{L_{\text{пр}}}, \quad (254)$$

Для сучасних поршневих компресорів $\eta_{\text{мех}} = 0,85 \dots 0,95$.

Потужність на валу компресора дорівнює

$$N_{\text{в}} = L_{\text{пр}} \cdot n.$$

З урахуванням вище наведених залежностей, маємо

$$N_{\text{в}} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 Q_{\phi} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{\text{інд.ад}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (255)$$

$$N_{\text{в}} = \frac{p_1 Q_{\phi} \ln \varepsilon}{\eta_{\text{інд.із}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (256)$$

3.5. Межі стискання газу в ступені поршневого компресора.

Багатоступеневі компресори

Ступінь підвищення тиску в циліндрі поршневого компресора обмежується через наявність у ньому шкідливого простору та величиною допустимої температури стиснутого газу.

При аналізі впливу шкідливого простору на подачу компресора встановлено, що при збільшенні с.п.т. подача компресора зменшується. Отже існує такий с.п.т., при якому об'ємний коефіцієнт компресора і його подача стають рівними нулю

Наприклад, для повітря $m = k = 1,4$ (адіабатний процес) $\varepsilon_{zp} \cong 29$; при $m = 1$ (ізотермічний процес) $\varepsilon_{zp} \cong 11$.

У разі, коли с.п.т. компресора досягне граничного значення, увесь усмоканий у циліндр газ у кінці фази стискання вміститься в мертвому просторі V_M і фази виштовхування не буде, тобто подача компресора дорівнюватиме нулю. Цикл роботи компресора при цьому складатиметься лише із фаз стискання та розширення газу. Розглянута межа стискання є теоретичною. Реально ступінь підвищення тиску в компресорі обмежується допустимою температурою стиснутого газу, яка визначається температурою займання мастила, що використовується для змащування циліндра. Щоб не допустити спалахування мастила та його пари в циліндрі, яке може привести до вибуху компресора, правила експлуатації компресорних установок вимагають, щоб найбільша температура газу в циліндрі компресора була на менше, ніж на 75°C нижчою від температури займання мастила, що використовується. Компресорні мастила для загальнопромислових компресорів мають температуру займання на рівні $235\text{--}240^\circ\text{C}$, отже допустима температура стиснутого повітря становить $t_{don}=160^\circ\text{C}$. Якщо рахувати, що повітря стискається в компресорі адіабатно і його початкова температура дорівнює $t_1=25^\circ\text{C}$, то з рівняння (234) отримуємо граничний ступінь підвищення тиску

$$\varepsilon_{zp} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{zp} = \left(\frac{T_{don}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{273 + 160}{273 + 25} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \approx 3,7.$$

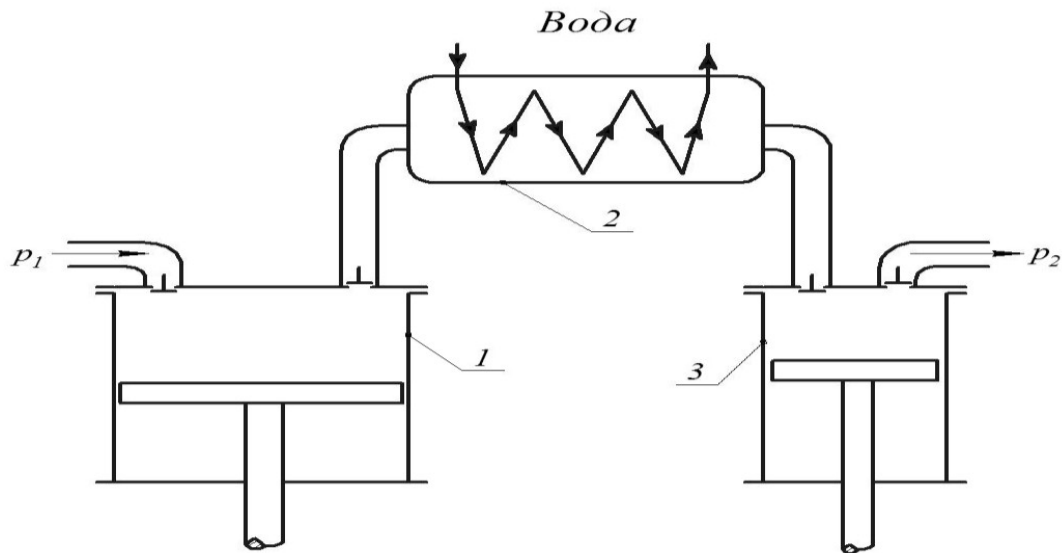
Із цього витікає, що надлишковий тиск стиснутого повітря, який може бути одержаним у одноступінчатому поршневному компресорі, становить $0,25\text{--}0,3$ МПа. Таке його значення недостатнє для живлення більшості промислових споживачів пневмоенергії.

За рахунок інтенсивного охолодження стиснутого повітря граничний с.п.т. може бути збільшеним, але досягти цього складно технічно, через що таке збільшення досить часто економічно недоцільне. Тому при необхідності отримання стиснутого повітря з абсолютним тиском більшим ніж $0,4\text{--}0,5$ МПа, використовують багатоступеневі поршневі компресори. У цих

машинах стискання газу відбувається в кількох послідовно з'єднаних ступенях, між якими газ охолоджується в спеціальних проміжних охолоджувачах.

Найбільш поширеним різновидом повітряних поршневих компресорів є двоступінчаті. На рис. 77 показана схема такого компресора. Він складається

з циліндра низького тиску 1 (перший ступінь), де повітря стискається від початкового тиску p_1 до певного тиску p_x . При цьому температура повітря зростає від початкової T_1 до температури T_x . Із тиском p_x повітря надходить до проміжного повітроохолоджувача 2, де ізобарно охолоджується до температури T'_x . Далі охолоджене повітря потрапляє до циліндра високого тиску 3 (другий ступінь), у якому стискається до кінцевого тиску



p_2 .

Рис. 77. Схема будови двоступінчатого компресора

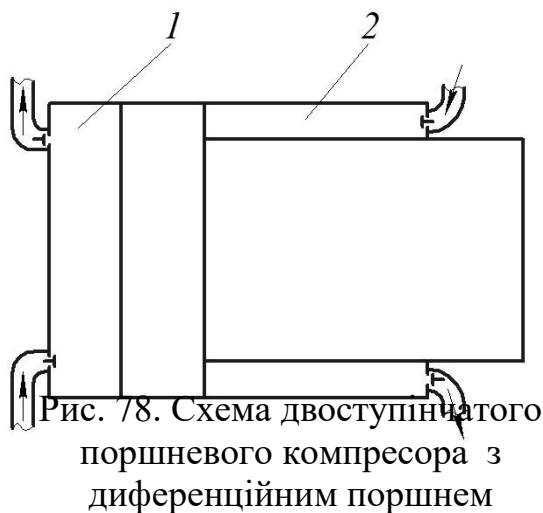


Рис. 78. Схема двоступінчатого поршневого компресора з диференціальним поршнем

При малих подачах обидва ступеня можуть розміщуватись у одному циліндрі (див. рис. 78). У цьому разі ступінь низького тиску 1 знаходиться між кришкою циліндра та днищем поршня, а ступінь високого тиску 2 – у кільцевому просторі між частиною поршня меншого діаметра, задньою кришкою та боковою поверхнею циліндра. Агрегати такої конструкції називаються компресорами з диференціальним поршнем.

Завдяки проміжному охолодженню знижується кінцева температура стиснутого газу. Якщо забезпечити повне проміжне охолодження, коли газ на вході до циліндра високого тиску (ЦВТ) матиме температуру, рівну з початковою температурою перед циліндром низького тиску (ЦНТ), то кінцева температура буде визначатися лише ступенем підвищення тиску в ЦВТ, а не компресора в цілому.

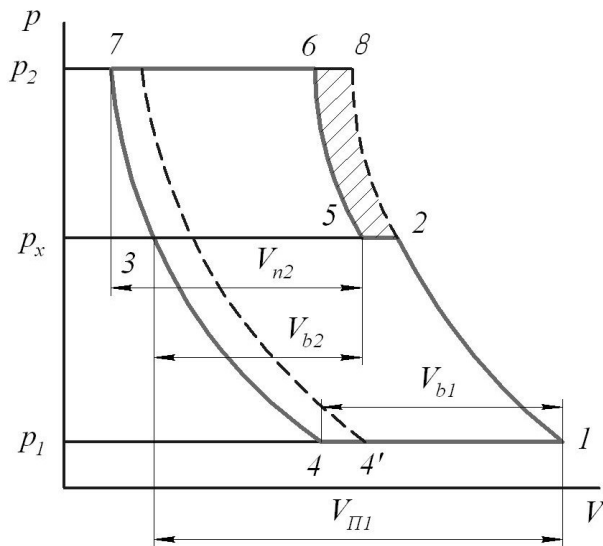


Рис. 79. Індикаторна діаграма двоступінчатого поршневого компресора

об'єм газу, що надходить до ЦВТ (лінія 3–5) у порівнянні з об'ємом, що виштовхується із ЦНТ (лінія 3–2). За рахунок цього зменшується і робота в другому ступені. Отже, додатковим позитивним наслідком міжступеневого охолодження газу є зменшення роботи, що витрачається на його стискання. Якщо б стискання до тиску p_2 відбувалося без проміжного охолодження, то роботі компресора за цикл відповідала б площа 1–8–7–4–1, у разі ж застосування такого охолодження зазначена робота відображається площею 1–2–5–6–7–4–1. Виграш у індикаторній роботі еквівалентний заштрихованій площі 2–5–6–8–2. Крім того, завдяки зменшенню с.п.т. у кожному ступеню при двоступінчатому стисканні, знижується вплив шкідливого простору на об'єм газу, що засмоктується в ЦНТ, тобто зростає подача компресора. Це добре видно на рис. 79, де фаза розширення газу із шкідливого простору в одноступінчатому компресорі зображена пунктирною лінією. подача такого компресора еквівалентна відрізку 4'–1, у той час як подача двоступінчатого компресора визначається відрізком 4–1.

3.6. Регулювання подачі поршневого компресора

У разі, коли кількість споживачів стиснутого повітря, які живляться від однієї компресорної станції, змінюється в часі, виникає потреба регулювати подачу компресорів.

При збільшенні витрати повітря тиск як коло споживачів, так і біля компресорної станції зменшується, а при зниженні витрати тиск у мережі зростає. Отже, тиск стиснутого повітря на виході з компресорної станції є тим параметром, який визначає необхідність регулювання.

Подачу компресорів регулюють лише в бік зменшення. Збільшення подачі досягають за рахунок зростання кількості працюючих агрегатів.

Цикл двоступінчатого компресора може розглядатися як сполучення двох циклів одноступінчатого стискання. Робота за цикл цієї машини дорівнює сумі робіт окремих ступенів. На рис. 79 показана теоретична індикаторна діаграма двоступінчатого компресора, на якій лініями 1–2 та 5–6 зображені фази стискання в ЦНТ і ЦВТ відповідно, а лінія 2–5 відображає ізобарне охолодження газу між ступенями. У результаті охолодження зменшується

Згідно з рівнянням (250), подача поршневого компресора може бути зміненою за рахунок зменшення об'єму, що описують поршні за один хід у робочих камерах, за рахунок зниження частоти обертання вала або при зменшенні коефіцієнта подачі компресора.

Перший спосіб регулювання використовують лише в дизель-компресорах, де можливо достатньо просто змінювати хід поршня.

Зменшення подачі шляхом зміни частоти обертання вала компресора можливо при використанні регульованого приводу (електричного або теплового) або при застосуванні спеціальної передачі з перемінним передаточним відношенням, яку встановлюють між компресором та його приводом. Слід відзначити, що використання регульованого електроприводу для поршневих компресорів малої та середньої подачі має сталу тенденцію до поширення.

Коефіцієнт подачі поршневого компресора може бути зміненим кількома способами – штучним збільшенням витоків повітря з робочих камер; зміною величини шкідливого простору в робочих камерах; дроселюванням потоку повітря, що засмоктує компресор.

Регулювання подачі шляхом штучного збільшення витоків.

Штучне збільшення витоків повітря із робочих камер компресора можна досягти за рахунок того, що всмоктувальні клапани після закінчення фази всмоктування примусово залишають відкритими на протязі всього або частини ходу поршня. Примусове віджимання пластин всмоктувальних клапанів здійснюють спеціальним віджимним пристроєм, який приводиться в дію від регулятора подачі.

При віджиманні всмоктувальних клапанів на протязі всього ходу повітря, що надходить у циліндр, під час зворотного руху поршня виштовхується з нього через відкритий всмоктувальний клапан і подача даної робочої камери дорівнює нулю.

Недоліком розглянутих способів регулювання є суттєве ускладнення конструкції компресора.

Другим методом регулювання за рахунок штучного збільшення витоків є автоматичний перепуск повітря із робочої камери до всмоктувального трубопроводу через спеціальний обвідний трубопровід (байпас), на якому встановлено клапан, що керується регулятором подачі

Регулювання подачі зміною величини шкідливого простору

Відомо, що збільшення шкідливого простору в циліндрі обумовлює зменшення об'ємного коефіцієнта, а отже, і подачі компресора.

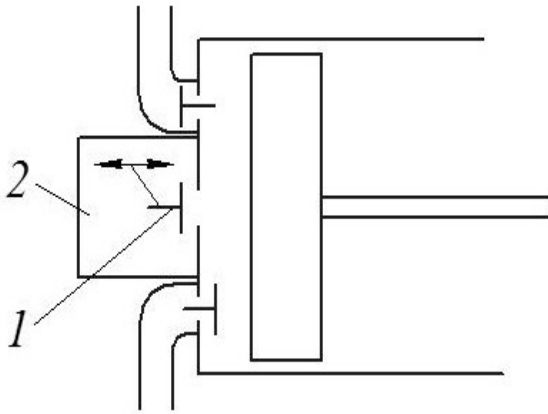


Рис. 80. Схема компресора з регулюванням подачі за рахунок змінювання шкідливого простору

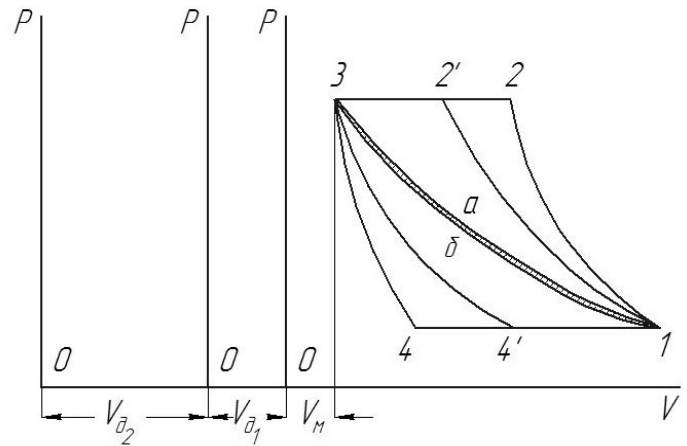


Рис. 81. Регулювання подачі компресора шляхом змінювання шкідливого простору

На рис. 80 показана принципова схема компресора з таким регулятором подачі. Змінювання величини шкідливого простору виконують зазвичай підключенням до циліндра додаткових порожнин 2, які сполучають із шкідливим простором в ньому через спеціальні клапани 1, що керуються регулятором подачі. Об'єм додаткових порожнин розраховують так, щоб забезпечити зниження подачі на потрібну величину. Зазвичай таке регулювання дозволяє зменшити подачу компресора на 25, 50, 75 і 100%. На рис. 81 зображені індикаторні діаграми одноступінчатого компресора з різною величиною шкідливого простору.

При нормальній величині шкідливого простору V_M індикаторна діаграма позначена цифрами 1–2–3–4–1. Штучне збільшення шкідливого простору на величину V_{d1} викликає зміну індикаторної діаграми – лінії стиснення 1–2' і розширення 3–4' проходять більш полого; об'єм повітря, що засмоктується в циліндр, зменшується до значення, яке визначається відрізком 4'–1.

Збільшуючи шкідливий простір, можна досягти того, що подача компресора буде дорівнювати нулю. У цьому разі повітря, яке знаходиться в циліндрі, стискається за лінією 1–3 і розширюється за лінією 3–1. Фази всмоктування та виштовхування відсутні.

При регулюванні подачі поршневих компресорів віджиманням всмоктувальних клапанів, байпасуванням робочих порожнин і підключенням додаткового шкідливого простору відбувається зменшення споживаної потужності майже пропорційно зниженню подачі компресора (потужність зменшується повільніше ніж подача через зростання питомої ваги механічних втрат, які залишаються незмінними при регулюванні).

Особливістю розглянутих методів є також те, що при регулюванні подачі двоступінчатих компресорів їх необхідно застосовувати одночасно в циліндрах обох ступенів. Якщо ж при регулюванні зменшувати подачу лише

ЦНТ, то тиск у проміжному охолоджувачі буде знижуватися і компресор поступово перейде на одноступінчасте стискання в ЦВТ. У разі ж зменшення подачі лише ЦВТ тиск у охолоджувачі буде наростати і через певний час компресор перейде на одноступінчасте стискання лише в ЦНТ. У обох випадках одноступінчасте стискання є недопустимим.

Регулювання подачі дроселюванням повітря перед компресором

Метод регулювання подачі шляхом дроселювання повітря перед компресором полягає в тому, що за рахунок штучного збільшення опору всмоктувального трубопроводу за допомогою регулювальної засувки, зменшують тиск усмоктуваного повітря. Це викликає зростання с.п.т. і зниження подачі компресора (механізм зменшення подачі компресора через існування дросельних втрат тиску у всмоктувальному клапані пояснено у п. 8.4.).

Цей метод відрізняється виключною простотою. Він дозволяє плавно змінювати подачу поршневого компресора в межах від 100 до 0% (при нульовій подачі регулювальна засувка повністю закрыта). Але водночас цей спосіб дуже неекономічний, адже зменшення подачі супроводжується зростанням споживаної потужності через додаткову витрату її на додання опору частково прикритої засувки. Серйозним недоліком методу є також зростання кінцевої температури стиснутого повітря через збільшення с.п.т. у циліндрі, яка в разі глибокого дроселювання може досягти небезпечного рівня.

3.6. Класифікація та експлуатаційні особливості поршневих компресорів

Залежно від роду стискуваного середовища компресори розділяють на повітряні, газові та парові (останні входять до складу парокомпресорних холодильних установок).

У залежності від кількості ступенів стискання поршневі компресори поділяють на одно- дво- та багатоступінчаті. Повітряні компресори виконують одноступінчатими, якщо їх розраховують на абсолютний кінцевий тиск до 0,5...0,6 МПа. При кінцевому тиску 0,6...1,2 МПа компресори мають два ступеня стискання, а при більшому тиску нагнітання використовують багатоступінчаті компресори.

У залежності від кількості циліндрів у ступені компресори бувають одно- та багатоциліндровими.

Залежно від розташування циліндрів компресори поділяють на вертикальні, горизонтальні, кутові (*V* - подібні, *W* - подібні, опозитні, у яких кут між осями циліндрів становить 180°).

Кожний ступінь компресора може бути одинарної (див. рис. 82, б) або подвійної (див. рис. 82, а) дії.

У залежності від схеми кривошипно-шатунної передачі компресори поділяють на крейцкопфні та безкрейцкопфні.

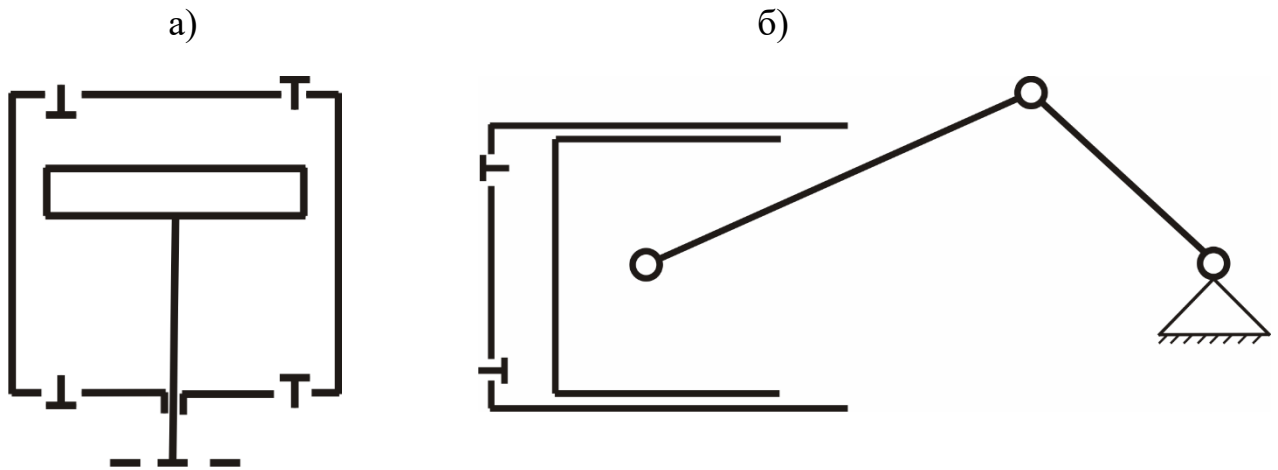


Рис. 82. Схеми поршневих компресорів:
а – подвійної дії; б – безкрейцкопфний

Схема крейцкопфного компресора показана на рис. 71. Особливістю такої машини є те, що в ній упродовж усього робочого циклу співпадають напрямки переміщення поршня та дії поршневої сили, що змушує поршень рухатися. Завдяки цьому в компресорі рівномірно зношуються дзеркало циліндра та поршневі ущільнювальні кільця. Це дозволяє також використовувати дискові поршні з невеликою висотою ($h < D$), що зменшує втрати на тертя. Такі компресори зазвичай мають циліндри подвійної дії, що облаштовані задньою кришкою з клапанами. За рахунок цього більш рціонально використовується внутрішній простір циліндра і збільшується майже вдвічі об'єм, що описує поршень за один цикл, а отже, зростає подача компресора при незмінних габаритах і частоті обертання вала. Вагомою перевагою крейцкопфних компресорів є можливість роздільного змащування поршня в циліндрі та інших пар тертя в механічній частині машини, зважаючи на те, що для змащування поршня використовують спеціальні компресорні мастила, вартість яких значно вища ніж вартість звичайних індустриальних масел. Крім того в цих компресорах можливо контролювати витрату змащувальних мастил.

Недоліки крейцкопфних компресорів пов'язані з наявністю повзуна в їх конструкції. Це призводить до великих втрат енергії на тертя в цьому елементі і обумовлює тихохідність машин. Наслідком останнього є зростання габаритів машини певної подачі. Крім того тихохідність компресора унеможливує безпосереднє з'єднання його вала з швидкохідним приводним двигуном – вона змушує використовувати знижувальну механічну передачу, зокрема ремінну, що викликає додаткове зростання габаритів установки.

Безкрейцкопфні компресори (див. рис. 82, б) не мають штока і повзуна, що значно спрощує конструкцію і робить їх швидкохідними, забезпечуючи мінімальні габарити установки. У той же час безпосереднє шарнірне з'єднання поршня з шатуном призводить до того, що практично на протязі всього робочого циклу напрямок поршневої сили не співпадає з напрямком

переміщення поршня. Наслідком цього є поява обертальних моментів, які діють на поршень і викликають нерівномірне зношування контактуючих поверхонь циліндра і поршня. Крім того дія цих моментів може привести до перекосу і заклинювання поршня. Для запобігання останнього в цих компресорах використовують тронкові поршні, у яких висота $h > D$.

Найчастіше в безкрейцкопфних компресорах застосовують барботажне змащування всіх пар тертя компресорним мастилом, при якому не контролюється витрата мастила, а лише підтримується певний рівень його в картері.

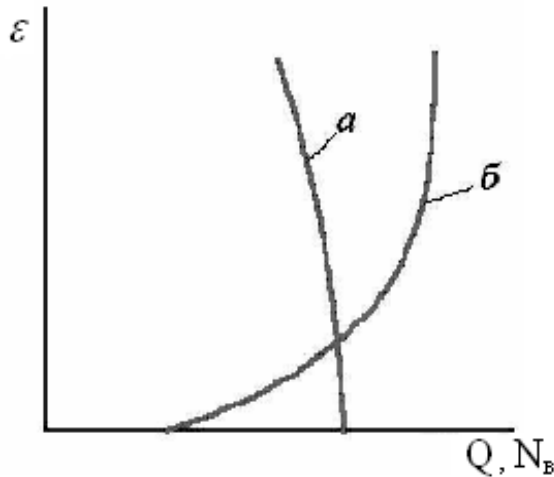


Рис. 83. Типовий вигляд експлуатаційних характеристик поршневого компресора:

$$a - Q = f_1(\varepsilon); \quad b - N_v = f_2(\varepsilon)$$

характеристик показано на рис. 83.

Для поршневих компресорів притаманна слабка залежність подачі від створюваного тиску, що є загальною об'єднуючою рисою всіх об'ємних нагнітачів. Така властивість дозволяє за допомогою цих машин отримувати високий тиск стиснутого повітря при малих подачах. Із другого боку ця властивість вимагає облаштування поршневих компресорів (і взагалі всіх об'ємних нагнітачів) запобіжними клапанами для недопущення надмірного зростання створюваного тиску. Останнє пояснюється відсутністю природного обмеження величини створюваного тиску в цих машинах, як це має місце, зокрема, в турбінних нагнітачах. При певному тиску в мережі запобіжний клапан відкривається і випускає надлишок повітря в атмосферу.

Зазначена тискова характеристика забезпечує усталену роботу поршневого компресора на зовнішню мережу з будь-якою характеристикою.

Серйозний експлуатаційний недолік поршневих компресорів полягає в пульсуючій подачі стиснутого повітря в зовнішню мережу. Це спричиняє появу коливань тиску в мережі, які можуть викликати коливання трубопроводів і порушення герметичності мережі. Для згладжування коливань тиску на виході з компресорів встановлюють демпферні ємності – ресивери.

Залежно від місцезнаходження під час експлуатації поршневі компресори бувають стаціонарними, що розміщують на спеціальному фундаменті, та пересувними, розташованими на рамі, придатною до транспортування.

Основними експлуатаційними характеристиками поршневого компресора є залежності подачі Q та потужності на валу N_v від ступеня підвищення тиску ε . Типовий вигляд цих

Характерними для поршневих компресорів є тихохідність, яка обумовлена зворотно-поступальним рухом поршнів, і, як наслідок, великі габарити та маса на одиницю подачі.

Найбільш ненадійними елементами поршневих компресорів є клапани, що пояснюється дуже складними умовами їхньої роботи.

Поршневі компресори застосовують у різних галузях народного господарства при необхідності значного збільшення тиску порівняно не великої кількості газів (с.п.т. компресорів змінюється від кількох одиниць до кількох тисяч). Подача поршневих компресорів змінюється зазвичай від одиниць до кількох сотень м³ за хвилину.

3.7. Ротаційні компресори

Ротаційні компресори – це досить широкий клас об'ємних компресорних машин, загальною рисою яких є обертальний рух витискувального органа.

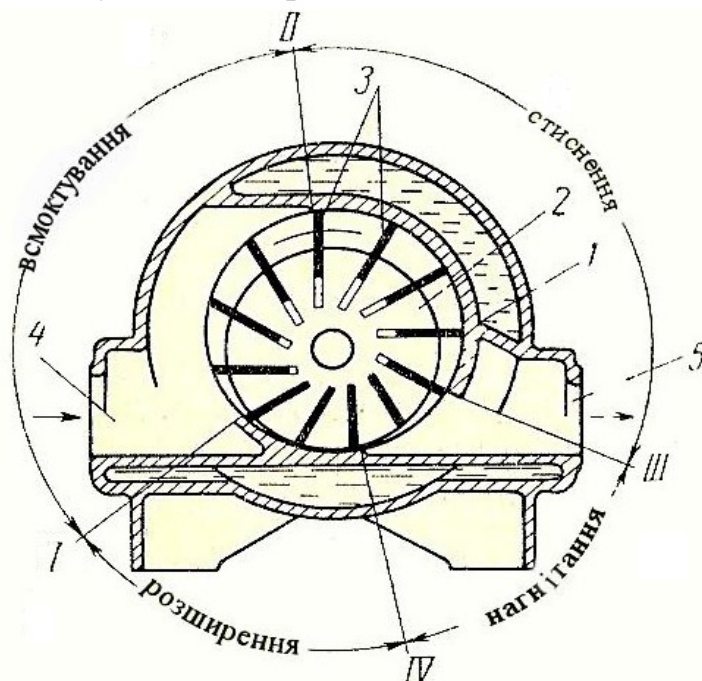


Рис. 84. Схема ротаційного компресора

вставлені пластини 3. При обертанні ротора пластини під дією відцентрової сили притискаються до стінки корпусу і розділяють серпоподібний простір на окремі камери. Якщо прослідкувати за об'ємом камер навколо ротора, то видно, що він змінюється – на половині кола від місця, де ротор майже торкається стінки корпусу до діаметрально протилежного місця з найбільшою відстанню між ротором і корпусом цей об'єм зростає, а на другій половині кола об'єм зменшується. У торцевих кришках корпусу зроблені вікна спеціальної форми через одне з яких внутрішній простір компресора сполучається з усмоктувальним, а через друге – з нагнітальним патрубками.

На дузі кола I–II, де об'єм робочої камери поступово зростає,

Принцип дії ротаційного компресора найбільш наочно можна пояснити на прикладі пластинчастої машини, схема якої зображена на рис. 84.

Ротаційний пластинчастий компресор складається з корпусу 1, який має циліндричну розточку, де ексцентрично розташований ротор 2. Завдяки такому розміщенню ротора простір між його боковою поверхнею та поверхнею розточки в корпусі набуває серпоподібного вигляду. Уздовж бокової поверхні ротора зроблені радіальні або похилі пази, куди вільно

вивільнюваний простір через усмоктувальне вікно заповнюється повітрям – це зона всмоктування. При переході пластини через лінію II камера відокремлюється від усмоктувального вікна і при подальшому переміщенні ротора об'єм її зменшується – відбувається стискання газу в камері. Цей процес закінчується в момент переходу пластини через лінію III, коли внутрішній об'єм камери з'єднується з нагнітальним вікном (зона стискання II–III). Під час подальшого переміщення ротора стиснутий газ виштовхується із робочої камери доки пластини не перейде через лінію IV, відокремлюючи камеру від нагнітального вікна (зона нагнітання III–IV). Защемлений газ, що залишається в камері після цього, розширюється на дузі IV–I, доки пластини не перейде через лінію I, з'єднуючи робочу камеру з усмоктувальним вікном.

Кількість защемленого повітря визначається зазором між ротором і корпусом на лінії IV і зазвичай не перевищує 1...2% від максимального об'єму камери.

Як видно з опису роботи ротаційного компресора процеси, що відбуваються в кожній його камері, схожі з робочим процесом поршневого компресора. Це дає підставу відобразити робочий процес ротаційного компресора за допомогою індикаторної $p-V$ -діаграми. Але між цими машинами існує і суттєва відмінність. Вона полягає в тому, що кожна фаза в циклі роботи ротаційного компресора розпочинається в момент переходу пластини через певну граничну лінію незалежно від співвідношення між тиском у камері та в середовищі зовні компресора, із яким ця камера з'єднується. Місцезнаходження граничних ліній визначається конструкцією машини. Якщо в поршковому компресорі, який має самодіючі клапани, ці тиски завжди майже однакові (різниця між ними обумовлена дросельними втратами тиску на клапанах), то в ротаційному компресорі можлива значна різниця між тиском повітря в нагнітальному патрубку і в робочій камері, а також між тисками у всмоктувальному патрубку та робочій камері в моменти з'єднання зазначених об'ємів між собою. Поява цієї різниці тисків є наслідком примусового газорозподілу в ротаційних компресорах, що робить можливою розбіжність між внутрішнім та зовнішнім с.п.т. компресора. Внутрішній або геометричний ступінь підвищення тиску ε_r визначається відношенням максимального об'єму робочої камери до її об'єму в момент з'єднання з нагнітальним патрубком. Зовнішній с.п.т. ε_z – це відношення абсолютних тисків повітря в нагнітальному p_2 та всмоктувальному p_1 патрубках компресора.

У разі, коли $\varepsilon_z = \varepsilon_r$ кінцевий тиск стиснутого повітря в робочій камері p_k співпадає з тиском p_2 і індикаторна діаграма для довільної камери ротаційного компресора має такий же вигляд, як і для поршневого компресора. На рис. 18 вона зображена площею 1–2–3–4–1, де лінія 4–1 відповідає фазі всмоктування, лінія 1–2 – фазі стискання, лінія 2–3 – фазі виштовхування, лінія 3–4 – фазі розширення защемленого повітря.

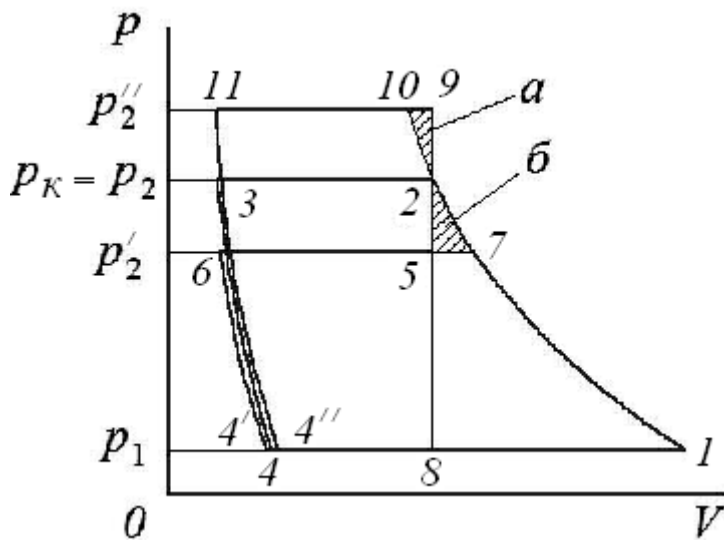


Рис. 85. Теоретичні індикаторні діаграми ротаційного компресора при різних тисках у нагнітальному патрубку

набагато перевищує швидкість змінювання об'єму камери, що обумовлена частотою обертання ротора. Індикаторна діаграма для цього випадку відповідає пл. 1–2–5–6–4'–1.

„Перетискання” повітря в робочих камерах ротаційного компресора викликає збільшення затрачуваної роботи в порівнянні з поршнеvim компресором на величину, що еквівалентна пл. 7–2–5–7. У крайньому випадку, коли ротаційний компресор працює на вихлоп у атмосферу, індикаторна діаграма його визначається площею 1–2–8–1.

У разі, коли $\varepsilon_3 > \varepsilon_T$ кінцевий тиск повітря в камері p_k менший ніж тиск у нагнітальному патрубку p_2'' . Через це в момент з'єднання її з нагнітальним вікном відбувається ізохорне дотискування повітря в камері газом, що надходить туди із нагнітального патрубка. Індикаторна діаграма для цього випадку зображується пл. 1–2–9–11–4''–1. Зворотний рух повітря, що дотискує газ у камері, обумовлює зростання витрачуваної роботи в ротаційному компресорі в порівнянні з поршнеvim на величину, еквівалентну пл. 2–9–10–2.

Отже, будь-яке відхилення фактичного робочого процесу ротаційного компресора від розрахункового викликає збільшення індикаторної роботи і відповідне зменшення його ККД.

Теоретична подача пластинчастого ротаційного компресора ($\text{м}^3/\text{с}$) без урахування об'єму, що займають пластини, дорівнює

$$Q_T = c_{cp} F = 4\pi n e B (R + e),$$

де $c_{cp} = 2\pi(R + e)n$ – середня швидкість руху пластини, що перетинає лінію II (див. рис. 84); $F = 2eB$ – площа зазору між ротором і корпусом при

Якщо $\varepsilon_3 < \varepsilon_T$, то кінцевий тиск повітря в камері p_k перевищує тиск у нагнітальному патрубку p_2' . Це призводить до ізохорного вихлопу надлишкового повітря з камери в момент з'єднання її з нагнітальним вікном. Такий вирівнювання тиску в камері та нагнітальному патрубку пояснюється тим, що повітря з камери витікає практично зі швидкістю звуку, яка

цьому ж розташуванні пластини; n – частота обертання ротора; e – величина ексцентриситету; B – довжина пластини вздовж осі ротора; R – радіус ротора.

Оскільки частину об'єму, що обмежений лінією II, займають пластини, а також внаслідок витоків, нагрівання повітря, дросельних втрат тощо фактична подача компресора Q_{ϕ} менша від теоретичної. Вона дорівнює

$$Q_{\phi} = \lambda Q_T, \quad ()$$

де λ – коефіцієнт подачі.

Для пластинчастих компресорів $\lambda = 0,55 \dots 0,85$.

Показник процесу стискування в ротаційних компресорах пластинчастого типу, який визначається за початковими та кінцевими параметрами повітря, зазвичай більший ніж у поршневих компресорах з тим же зовнішнім с.п.т. Це пояснюється впливом тепла, що виділяється при терті пластин із стінками корпусу, яке через швидкоплинність процесу сприймається стискуванням газом. Якщо не застосовувати спеціальні заходи для зниження температури, цей показник дорівнює 1,45...1,60, що обмежує граничний с.п.т. у одному ступені на рівні 3...4. При необхідності більш значного підвищення тиску використовують двоступінчасті компресори з проміжним охолодженням повітря.

Потужність на валу компресора, що розглядається, визначають за формулою (255). Для ротаційного пластинчастого компресора індикаторний адіабатний ККД становить $\eta_{інд.ад} = 0,65 \dots 0,85$, механічний ККД $\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,92$.

Регулювання подачі ротаційних компресорів здійснюють за рахунок змінювання частоти обертання ротора або шляхом дроселювання потоку на всмоктуванні.

Головними перевагами ротаційних компресорів є їх швидкохідність, яка обумовлена відсутністю частин, що рухаються зворотно-поступально; можливість безпосереднього з'єднання з валом швидкохідних електродвигунів; рівномірна подача стиснутого повітря в зовнішню мережу; відсутність клапанів.

Недоліком є дещо менші значення ККД та коефіцієнта подачі в порівнянні з поршневими компресорами.

3.8. Гвинтові компресори

Найбільш поширеним різновидом ротаційних компресорів, що використовують у різних галузях народного господарства, є гвинтові компресори. Гвинтовий компресор (див. рис. 86) складається з корпусу 1, у циліндричних розточках якого обертаються два гвинтові ротори – ведучий 2 і ведений 3. Робочими камерами компресора є гвинтові канали між роторами і корпусом. Всмоктувальний 5 і нагнітальний 6 патрубкі компресора розміщуються в торцевих кришках корпусу по діагоналі. Під час зростання об'єму робочої

камери, що має місце при виході зуба ведучого гвинта із западини веденого, вона з'єднана з усмоктувальним патрубком і заповнюється повітрям (положення I). При подальшому обертанні роторів у певний момент часу порожнини, що заповнені повітрям, спочатку відокремлюються від усмоктувального патрубка (положення II), а потім зубці одного ротора поступово заповнюють западини іншого, зменшуючи тим самим об'єм, що займає повітря у каналі (положення III). Стискання газу відбувається доти, доки робоча камера не з'єднається з нагнітальним патрубком, куди виштовхується стиснуте повітря (положення IV).

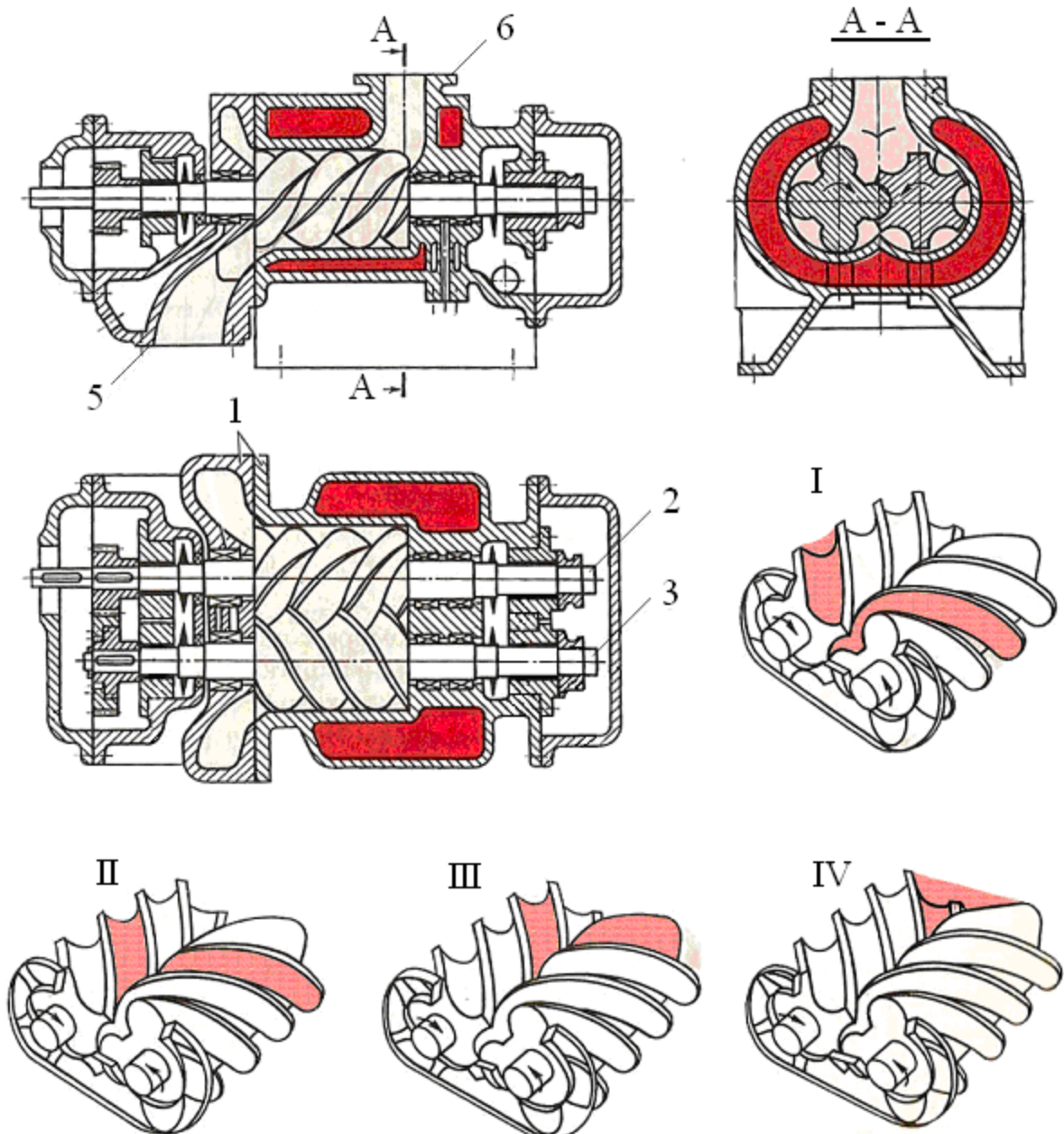


Рис. 86. Будова та принцип дії гвинтового компресора

Отже, робочий процес гвинтового компресора аналогічний робочому процесу ротаційного пластинчастого компресора, тобто в ньому тиск повітря наприкінці стискання в гвинтовому каналі не залежить від величини тиску в

нагнітальному патрубку, а визначається лише конструкцією роторів і розташуванням нагнітального вікна.

Найбільше розповсюдження отримали маслозаповнені гвинтові компресори, у робочу порожнину яких безперервно подається значна кількість мастила. Воно змащує місця контакту між роторами, ущільнює зазор між ними, а також між роторами та корпусом і виконує функцію охолоджувача стиснутого газу. Безпосередній контакт мастила з газом у робочій камері компресора забезпечує інтенсивний тепловідвід від газу, що стискається. Завдяки цьому ступінь підвищення тиску в маслозаповнених гвинтових компресорах становить $\varepsilon = 6,6 \dots 11,0$, що дає змогу забезпечити одноступінчатим компресорам рівень тиску, достатній для живлення багатьох промислових споживачів пневмоенергії. Але це досягається за рахунок подачі у внутрішній простір компресора великої кількості мастила (до 8 кг мастила на 1 кг стиснутого повітря). Через це такі компресорні установки облаштовують досить складною системою відділення мастила від повітряно-мастильної суміші, що надходить у нагнітальний патрубок компресора.

Маслозаповнені гвинтові компресори випускають на подачі від 0,6 до 95 м³/хв при номінальному тиску нагнітання від 0,65 до 1,1 МПа. Приводом компресорів є асинхронні трифазні короткозамкнені електродвигуни з номінальною частотою обертання (синхронною) 3000 об/хв (рідше 1500 об/хв). Компресори бувають як стаціонарними, так і пересувними.

Другим різновидом гвинтових компресорів є компресори “сухого” стискування, у робочий простір яких мастило взагалі не подається. Це стає можливим завдяки тому, що гвинти у процесі роботи не контактують. Для підтримки певного зазору між гвинтами та синхронізації їхнього обертання ротори з'єднують між собою шестернями зв'язку. Такі компресори використовують для виробництва стиснутого повітря, вільного від мастила. Зменшення відносного впливу перетоків стиснутого газу через зазор між роторами на показники роботи безмасляних гвинтових компресорів досягають за рахунок збільшення частоти обертання роторів. Зазвичай вона становить 15000...17000 об/хв. Для забезпечення такої високої частоти обертання до складу компресорної установки включають мультиплікатор. Крім того негативним наслідком високої частоти обертання роторів є виникнення великого рівня акустичного шуму при неприйнятному спектрі частот. Це змушує використовувати в установці спеціальні глушники.

Гвинтові повітряні стаціонарні безмасляні компресорні агрегати випускають на подачу від 7 до 72 м³/хв з номінальним тиском нагнітання 1,06 МПа (у двоступінчатому варіанті).

Достоїнствами гвинтових компресорів є рівномірна подача стиснутого повітря і стабільна робота на зовнішню мережу з будь-якою характеристикою; малі маса та габарити на одиницю подачі, що суттєво менші в порівнянні з поршневыми компресорами з такими ж подачею та тиском; повна динамічна урівноваженість машини; висока економічність та

надійність роботи (адіабатний індикаторний ККД гвинтового компресора становить зазвичай $\eta_{ind.ad} = 0,82...0,85$).

Використання гвинтових компресорів обмежується певною мірою через їх високу вартість, що обумовлена технологічною складністю та необхідністю забезпечення дуже високої точності при виготовленні гвинтів. Останнє особливо важливо для безмасляних агрегатів.

3.9. Водокільцеві компресори та вакуум-насоси

У багатьох галузях народного господарства досить широко використовують водокільцеві компресорні машини. Будова такої машини схематично показана на рис. 87.

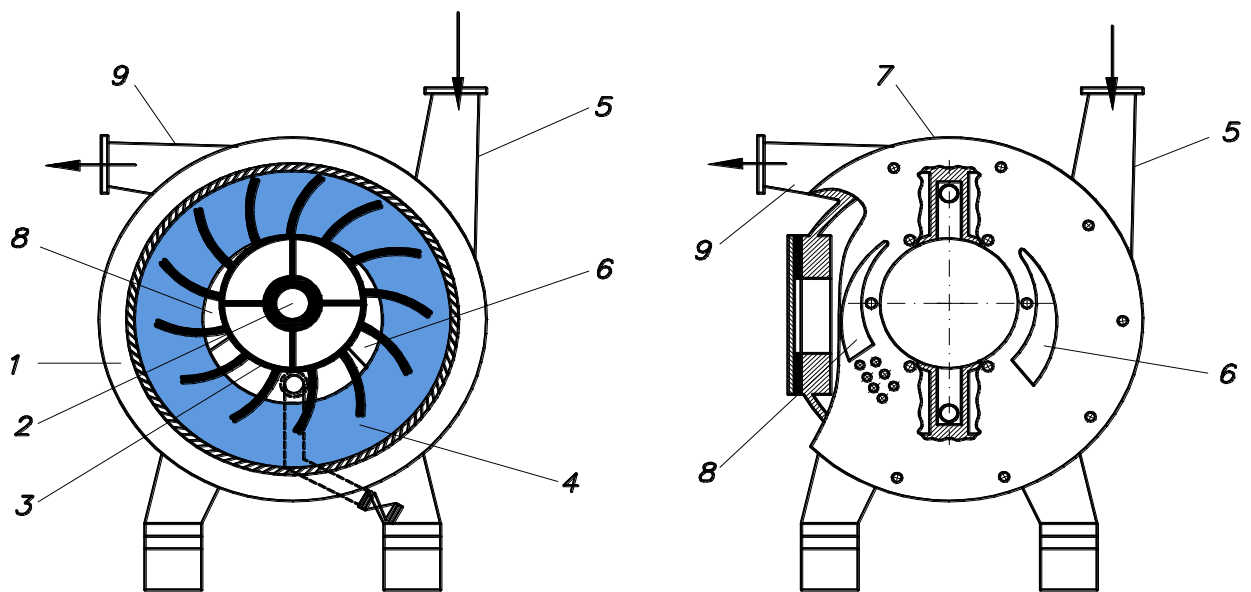


Рис. 87. Водокільцева компресорна машина

Ця машина має корпус 1 із циліндричною розточкою, у якій на валу 2 ексцентрично розташоване робоче колесо 3 з лопатками, що трохи загнуті вперед. Перед пуском корпус заповнюють водою приблизно до осі вала. При обертанні лопатки робочого колеса захоплюють воду, яка під дією відцентрових сил відкидається до стінок корпусу, що призводить до формування усередині машини водяного кільця (водяного тору) 4. Завдяки ексцентричному розташуванню робочого колеса, в місці, де воно найближче до стінки циліндра, водяне кільце контактує зі ступицею колеса; у діаметрально протилежному місці кільце максимально віддалене від ступиці колеса і зануреними в рідину залишаються лише кінці лопаток. Тобто вільний простір між внутрішньою поверхнею водяного кільця і поверхнею ступиці робочого колеса набуває серпоподібного вигляду. Цей простір ділиться лопатками колеса на окремі камери. При обертанні робочого колеса об'єм камер змінюється. На дузі, де цей об'єм зростає, робочі камери з'єднують з всмоктувальним патрубком 5 через вікна спеціальної форми 6,

що зроблені в торцевих кришках корпусу 7. У цей час відбувається всмоктування газу в робочі камери. Воно закінчується в момент, коли камера відокремлюється від всмоктувальних вікон. При подальшому обертанні робочого колеса об'єм камери починає зменшуватися, що викликає спочатку стискання газу в ній, а потім і виштовхування його в нагнітальний патрубок 9 у час, коли робоча камера з'єднана з нагнітальними вікнами 8. Нагнітальні вікна мають спеціальну форму, від якої суттєво залежать показники роботи машини. Вони розташовані в торцевих кришках корпусу. У цих кришках розміщують також опорні підшипники та сальникові ущільнення вала.

Наведений опис показує, що робота водокільцевих компресорних машин протікає аналогічно роботі ротаційних пластинчастих компресорів. У той же час ці машини володіють деякими важливими властивостями. Їх конструкція проста, зношуються лише вал, підшипники та ущільнення вала. Тому ці машини дуже надійні та довговічні в роботі навіть при важких умовах експлуатації. Зокрема вони придатні для відсмоктування сильно забруднених механічними домішками газів, та газів, що містять краплеподібну рідину завдяки відсутності металевого контакту між ротором та поверхнею циліндра. Ці машини не потребують змащування циліндра і виробляють стиснуте повітря, вільне від мастила. Вони приводяться в дію загальнопромисловими електродвигунами з номінальною частотою обертання від 750 до 1500 об/хв. При їх роботі не виникає значного шуму.

Одна з головних особливостей водокільцевих машин полягає в майже ізотермічному стисканні газу. Це досягається за рахунок того, що у внутрішній простір машини безперервно подається кількість рідини, дещо більша, ніж необхідна для створення водяного кільця. Надлишок води, яка безпосередньо контактує з гарячим стискуваним газом і має найвищу температуру, скидається через нагнітальні вікна в нагнітальний трубопровід. Температура води при роботі машини підвищується за рахунок тепла газу, що нагрівається при стисканні, тепла, що створюється при вихровому русі води між лопатками, а також за рахунок тепла від тертя в ущільненнях. Охолоджувальна вода надходить у корпус через порожнину гідравлічних затворів сальників або (у великих машинах) у простір, де лопатки робочого колеса мінімально занурені у водяне кільце в кінці всмоктування газу до циліндра.

Указана особливість змушує використовувати в установках із водокільцевими машинами водовідділювачі, через які пропускають повітряно-водяну суміш, що виходить із нагнітального патрубка.

У невеликих вакуум-насосах водовідділювач установлюють безпосередньо на нагнітальний патрубок.

Головний недолік водокільцевих компресорних машин полягає в низькій економічності, що обумовлено значною втратою потужності на підтримку водяного кільця – ізотермічний індикаторний ККД цих машин становить 30...40% і лише у великих машинах він сягає 48...52%. Другий недолік – це значна витрата води.

Найчастіше водокільцеві машини використовують в якості вакуум-насосів, зокрема в системах заливки відцентрових насосів. Ці машини випускають на подачу від 1,5 до 320 м³/хв. Максимальний вакуум, що може бути досягнутий у водокільцевому вакуум-наосі, визначається тиском насиченої пари води при її робочій температурі. Найбільш економічні ці машини при абсолютному тиску на всмоктуванні в межах 210...160 мм ртутного стовпчика, тобто при вакуумі 550...600 мм рт. ст., що становить 72...80% від нормального атмосферного тиску 760 мм рт. ст.

Водокільцеві компресори мають номінальний абсолютний тиск нагнітання в межах 0,15...0,2 МПа (у одноступінчастому виконанні).

3.10. Відцентрові компресори та газодувки

Серед компресорів турбінного типу найбільш поширеними є відцентрові компресори (рис. 88), які використовують у різних галузях народного господарства в разі потреби значної кількості стиснутого повітря при порівняно невеликому тиску.

У конструктивному відношенні відцентрові компресори дуже схожі з секційними відцентровими насосами. Основним елементом турбокомпресора

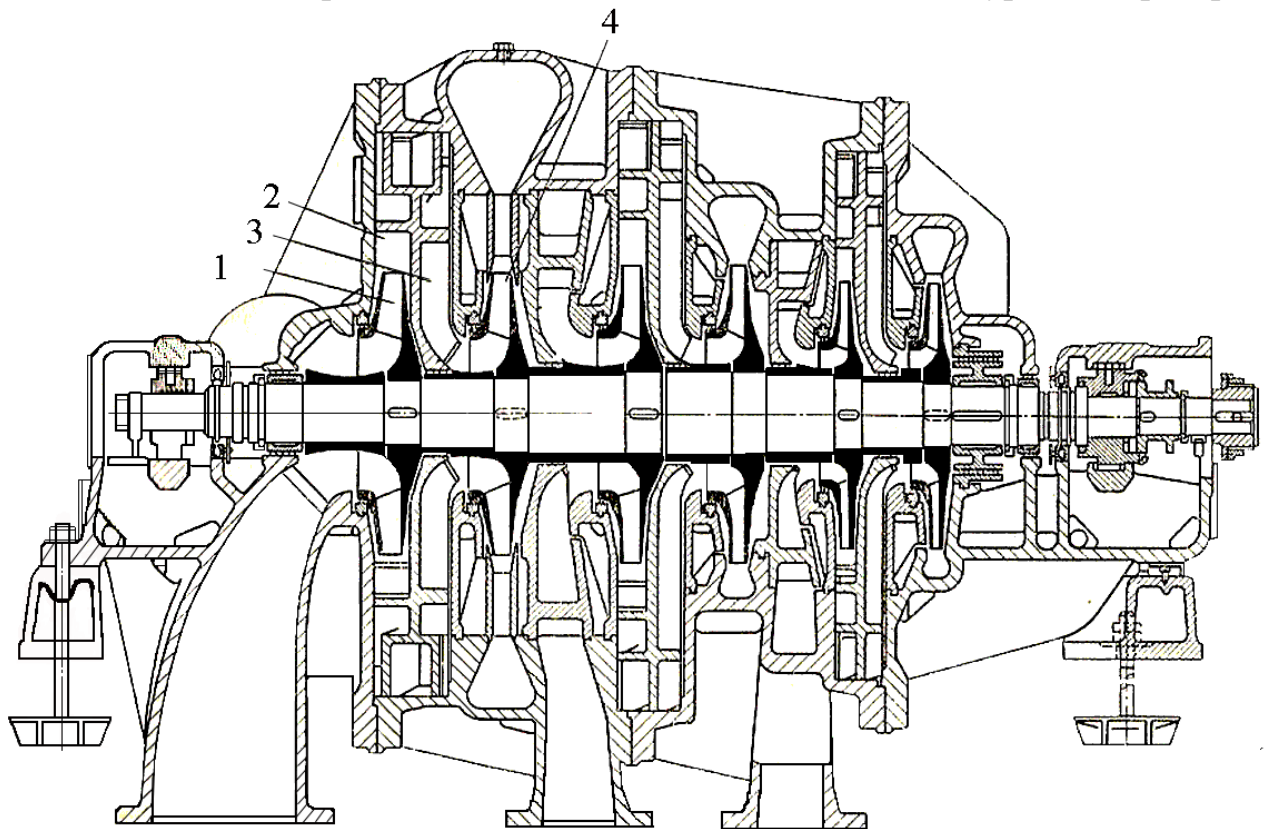


Рис. 88. Багатоступеневий відцентровий турбокомпресор

є ступінь, що складається з відцентрового робочого колеса 1, дифузора 2 та зворотного направляючого апарата 3 (у багатоступінчастих машинах), по

якому стиснуте повітря перетікає до входу в наступне робоче колесо. Кінцева ступінь замість зворотного апарата має вихідний пристрій – спіральну або кільцеву камеру.

Питома енергія, що передається потокові газу при обертанні робочого колеса (напір теоретичного турбокомпресора) визначається за рівняннями,

$$H_T = k_u \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi D_2 b_2} Q \right),$$

де u_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса; D_2 і b_2 – діаметр робочого колеса і його ширина; β_2 – кут виходу лопатей робочого колеса; Q – об’ємна подача машини; k_u – коефіцієнт циркуляції.

З цього рівняння витікає, що при певних розмірах робочого колеса напір, створюваний лопатевою машиною, залежить від об’ємної подачі та частоти обертання вала.

У турбокомпресорі між робочим колесом і корпусом знаходяться порожнини, що заповнені повітрям. Воно, як і всі гази, є дуже поганим провідником тепла. Враховуючи це, а також швидкоплинність протікання газу через міжлопатевий простір робочого колеса, можна з достатньою точністю вважати процес стискання газу в ступені турбокомпресора адіабатним.

Тоді з урахуванням незначної відмінності між абсолютними швидкостями потоку на вході та виході з робочого колеса, теоретична питома робота (Дж/кг), що витрачається в ступені турбокомпресора, і яка дорівнює питомій енергії, що передається потокові газу при обертанні робочого колеса, виходячи з (229), становить

$$l_T = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\varepsilon_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

де p_1 і p_2 – тиск газу на вході та виході з робочого колеса відповідно; $\varepsilon_T = p_2 / p_1$ – с.п.т. ступеня в теоретичному процесі.

З урахуванням вище наведених залежностей адіабатного процесу та рівняння стану ідеального газу, маємо

$$l_T = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(\varepsilon_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_p (T_{2T} - T_1), \quad (257)$$

де T_1 – абсолютна початкова температура газу; T_{2T} – абсолютна температура газу на виході з теоретичного ступеня компресора.

Дійсний процес стискання газу в ступені турбокомпресора супроводжується додатковими витратами роботи на подолання аеродинамічного опору як проточної частини робочого колеса, так і

нерухомих каналів ступеня. Ця додаткова робота безповоротно перетворюється на тепло, яке в умовах практичної теплової ізоляції робочого колеса не може бути відведеним до навколишнього середовища і сприймається стискуванням газом. Тобто фактичний процес стискання в робочому колесі турбокомпресора може розглядатися як умовний політропний процес з показником політропи $m > k$. У цьому разі питома робота, що витрачається безпосередньо на стискання газу в ступені – ефективна робота ступеня, дорівнює

$$l_e = gH_e = \frac{m}{m-1} R(T_2 - T_1) = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(\varepsilon_\phi^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (258)$$

де H_e – ефективний напір ступеня; T_2 – фактична кінцева абсолютна температура газу в ступені; ε_ϕ – фактичний с.п.т. ступеня.

Повна питома робота, що передається потокові газу в ступені в реальних умовах, становить

$$l_\Pi = l_e + l_{on}, \quad (259)$$

де l_{on} – питома робота, що витрачається на подолання аеродинамічного опору елементів ступеня.

Температура газу на виході із ступеня дорівнює

$$T_2 = T_1 \varepsilon_\phi^{\frac{m-1}{m}}$$

Тоді значення повної питомої роботи може бути підраховане за формулою

$$l_\Pi = \frac{k}{k-1} R(T_2 - T_1), \quad (260)$$

Аеродинамічну досконалість ступеня, згідно з загальною теорією лопатевих машин, визначають гідравлічним ККД, який відносно до турбокомпресорів має назву політропного ККД

$$\eta_\Pi = \frac{l_e}{l_\Pi} = \frac{m(k-1)}{k(m-1)}, \quad (261)$$

Детальний аналіз внутрішніх процесів у ступені турбокомпресора показує, що наявність аеродинамічних опорів її елементів призводить до збільшення роботи стискання через зростання показника процесу, більш суттєвого підвищення температури стиснутого газу, викликає додаткову витрату енергії на привод, а також дещо зменшує с.п.т. у ступені при певній частоті обертання робочого колеса.

Напір, створюваний робочим колесом турбокомпресора, пропорційний квадрату колової швидкості на периферії колеса. Ця швидкість обмежується з міркувань міцності колеса та можливості отримання прийнятого ККД. У повітряних компресорах вона не перевищує зазвичай 350...400 м/с. При цьому теоретичний с.п.т. ступеня в залежності від конструктивних

особливостей робочого колеса становить 1,7...3,0. Отже, для одержання кінцевих надлишкових тисків повітря більших, ніж 0,07...0,2 МПа, потрібно використовувати багатоступінчасті турбокомпресори, у яких стискуваний газ послідовно проходить через декілька ступенів. У такому компресорі (див. рис. 88) повітря з робочого колеса першого ступеня 1 потрапляє в дифузор 2 і далі через зворотний направляючий апарат 3 надходить до робочого колеса другого ступеня 4 і т. д.

У багатоступінчастому турбокомпресорі масова транзитна витрата повітря через усі послідовно розташовані ступені однакова, а об'ємна витрата при переході з одного ступеня до наступного зменшується. Це пояснюється зростанням густини повітря внаслідок стискання його в попередньому ступені.

Об'ємна витрата газу на вході в ступінь є одним із основних параметрів, що визначає геометрію робочого колеса. Із теорії подібності турбомашин відомо, що для робочих коліс певного типу оптимальні режими роботи будуть мати місце лише в разі забезпечення повної геометричної подібності елементів ступеня та подібності трикутників швидкостей у всіх схожих його перерізах. В умовах зменшення об'ємної витрати на вході до наступного ступеня необхідно, виходячи з потреби додержання подібності трикутників швидкостей, відповідно знизити колову швидкість та ширину колеса на його вході, тобто треба послідовно від ступеня до ступеня зменшувати діаметри та ширину робочих коліс. На практиці для спрощення конструкції та здешевлення виготовлення агрегату загальну кількість ступенів зазвичай поділяють на секції з двох-трьох ступенів, у межах яких діаметри робочих коліс залишаються однаковими, а зниження об'ємної витрати в послідовно розташованих ступенях секції компенсується за рахунок зменшення ширини коліс. Загальна с.п.т. багатоступінчастого компресора дорівнює добутку с.п.т. його ступенів.

Різні ширина та діаметри робочих коліс є ознакою, що відрізняє відцентровий компресор від секційного відцентрового насоса, у якому всі робочі колеса мають однакові розміри внаслідок незмінності об'ємної витрати рідини через усі ступені (винятком є деякі насоси з більш широким колесом першого ступеня, завдяки чому поліпшується їх всмоктувальна здатність).

При однакових зовнішніх діаметрах робочих коліс однієї секції напір, а отже і робота стискання в усіх її ступенях, рівні. У той же час температура повітря, що засмоктується, зростає від ступеня до ступеня. Це викликає поступове зменшення с.п.т. ступенів, адже з рівняння (258) витікає, що

$$\varepsilon_i = \left(\frac{m-1}{m} \cdot \frac{gH_e}{RT_{\Pi i}} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}}, \quad (262)$$

де $T_{\Pi i}$ – температура повітря, яке засмоктується в i -тий ступінь; ε_i – с.п.т. цього ступеня.

Для збільшення с.п.т. багатоступінчастого компресора потрібно охолоджувати повітря, що стискається. Таке охолодження призводить також до зменшення потужності на валу компресора.

У практиці турбокомпресоробудування використовують три схеми охолодження повітря в цих агрегатах:

1 – охолодження повітря в спеціальних проміжних повітроохолоджувачах, які розташовують поміж групами (секціями) неохолоджуваних ступенів турбокомпресора або поміж окремих ступенів;

2 – внутрішнє охолодження повітря в турбокомпресорі при протіканні його по нерухомих елементах ступеня (дифузору та зворотному направляючому апарату) за рахунок підведення охолоджувальної води до спеціальних порожнин (сорочок), що охоплюють ці елементи;

3 – охолодження повітря за рахунок уприскування води та подальшого випаровування її в потоці повітря поміж ступенями.

Найбільш поширене охолодження стиснутого повітря в зовнішніх проміжних теплообмінниках за допомогою води.

Частота обертання вала повітряних турбокомпресорів становить зазвичай 9000...12000 об/хв. Тому до складу агрегату входить, як правило, мультиплікатор, який забезпечує потрібну частоту обертання вала. Через велику частоту обертання робота турбокомпресора супроводжується значним аеродинамічним шумом. Велика частота обертання вала обумовлює появу певних конструктивних особливостей турбокомпресорів, які відбиваються на їхній експлуатації, зокрема обмежують кількість пусків агрегату та роблять недоцільним його використання в разі потреби частих зупинок.

Регулювання подачі турбокомпресорів здійснюють дроселюванням засмоктуваного повітря.

Експлуатаційні характеристики відцентрових турбокомпресорів схожі з характеристиками швидкохідних відцентрових вентиляторів, зокрема їх напірні характеристики в області низьких подач мають максимум. Це робить можливою появу нестабільних режимів роботи компресорної установки. Для запобігання цьому турбокомпресори, що працюють на мережу, витрата стиснутого повітря в якій змінюється в широкому діапазоні, облаштовують антипомпажним пристроєм, який забезпечує вихід частини стиснутого повітря назовні через спеціальний клапан при зростанні тиску в мережі до рівня, небезпечного з точки зору виникнення помпажу. У разі стабільної витрати стиснутого повітря в мережі потреби в антипомпажному захисті не має.

При необхідності одержання великої кількості стиснутого повітря з надлишковим тиском до 0,1...0,3 МПа використовують одно- або багатоступінчасті повітродувки. На відміну від турбокомпресорів стискуваний газ у цих машинах не охолоджується, тобто вони являють собою одну секцію турбокомпресора.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Яке призначення компресорів?
2. Як класифікують компресори за способом стискання газу?
3. Які основні параметри характеризують компресор?
4. Схема будови та принцип дії одноступінчатого поршневого компресора?
5. Який поршневий компресор вважають ідеальним?
6. Що являє собою індикаторна діаграма поршневого компресора та її призначення?
7. Що визначає вигляд індикаторної діаграми поршневого компресора?
8. Що розуміють під об'ємною подачею поршневого компресора?
9. Як визначають роботу, що виконує поршень ідеального поршневого компресора за один цикл?
10. Які процеси стискання газу можливі в поршневому компресорі і який з них є доцільним?
11. Що таке мертвий простір у циліндрі поршневого компресора і до чого призводить його наявність?
12. Як впливає шкідливий простір у циліндрі на подачу поршневого компресора?
13. Як впливає шкідливий простір у циліндрі на роботу за цикл та на економічність поршневого компресора?
14. Що таке коефіцієнт подачі поршневого компресора і які фактори впливають на його величину?
15. Який вигляд має індикаторна діаграма реального поршневого компресора і які основні чинники обумовлюють її відмінність від теоретичної діаграми?
16. Що таке індикаторний ККД поршневого компресора і які з цих ККД вживають на практиці?
17. Як підраховують внутрішню роботу поршневого компресора та потужність на його валу?
18. Що таке ступінь підвищення тиску і які фактори обмежують його величину в одноступінчатому поршневому компресорі?
19. Яка причина використання багатоступінчатого стискання газу в поршневих компресорах?
20. Яку будову має двоступінчатий поршневий компресор і який вигляд має його індикаторна діаграма?
21. Які позитивні наслідки має міжступеневе охолодження газу в двоступінчатому поршневому компресорі?
22. Які існують методи регулювання подачі поршневого компресора?
23. Які переваги та недоліки притаманні крейцкопфним поршневим компресорам?
24. Які конструктивні та експлуатаційні властивості мають безкрейцкопфні поршневі компресори?
25. Як побудований та працює пластинчатий ротаційний компресор?
26. У чому полягає головна відмінність робочого процесу ротаційного компресора від робочого процесу поршневого компресора?

27. Які наслідки має неспівпадіння зовнішнього та внутрішнього с.п.т. ротаційного компресора?
28. Як побудований та працює гвинтовий компресор?
29. Які конструктивні та експлуатаційні особливості має маслозаповнений гвинтовий компресор?
30. Які конструктивні та експлуатаційні властивості має гвинтовий компресор «сухого» стискування?
31. Як побудований та працює водокільцевий вакуум-насос?
32. Які конструктивні та експлуатаційні особливості притаманні водокільцевим вакуум-насосам і компресорам?
33. Які конструктивні та експлуатаційні особливості має відцентровий компресор?
34. Як визначають роботу, що підводиться до газу в ідеальному ступеню турбокомпресора?
35. Які фактори обумовлюють відмінність фактичного процесу стискування газу в ступені турбокомпресора від ідеального?
36. Який показник визначає енергетичну досконалість ступеня турбокомпресора?
37. Чим обмежується с.п.т. ступеня турбокомпресора?
38. Чим пояснюється необхідність міжступеневого охолодження газу в багатоступінчатому турбокомпресорі та які позитивні наслідки воно має?
39. Якими способами охолоджують газ між ступенями турбокомпресора?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах / Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду: Наказ від 22.03.2010 за № 62 [Електронний ресурс] : – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0398-10>.
2. Правила безпеки під час розробки родовищ рудних та нерудних корисних копалин підземним способом / Міністерство соціальної політики України: Наказ від 23.12.2016 за № 1592 [Електронний ресурс]: – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0129-17%20>.
3. Правила охорони праці під час розробки родовищ корисних копалин відкритим способом / Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду: Наказ від 18.03.2010 за № 61 [Електронний ресурс] : – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0356-10> .
4. Шахтний підйом: науково-виробниче видання [Текст] / Бежок В.Р., Дворников В.І., Манець І.Г., Пристром В.А; общ. ред. Б.А Грядущій, В.А. Корсун. – Донецьк: ТОВ «Південний схід ЛТД», 2007. — 624 с.
5. Ільїн С.Р. Механіка шахтного підйому: моногр. [Текст] / С.Р. Ільїн, С.С. Ільїна, В.І. Самуся. – Д.: Національний гірничий університет, 2014. – 247 с.
6. Песвіанідзе А.В. Розрахунок шахтних підйомних установок [Текст] / А.В. Песвіанідзе – М.; Надра, 1992. – 248 с
7. Холоменюк М. В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посібник [Текст] / М.В. Холоменюк. – Д.: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.
8. Холоменюк М.В. Компресорні установки: навч. посібник [Текст] / М.В. Холоменюк. – Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 51 с.
9. Картавий Н.Г. Стаціонарні машини [Текст] / Н.Г. Картавий – М.; Надра, 1981. – 327 с.
10. Цейтлін Ю.А. Пневматичні установки шахт / Ю.А. Цейтлін, В.А. Мурзін. – М.: Надра, 1985. – 351 с.

Конспект лекцій з дисципліни
«Енергомеханічні комплекси гірничого виробництва»
для бакалаврів спеціальності 184 Гірництво

Розробники:
Самуся Володимир Ілліч
Діжевський Борис.Кирилович
Холоменюк Михайло.Васильович
Комісаров Юрій Олексійович

В редакції авторів

Підготовлено до виходу в світ
у Національному технічному університеті
«Дніпровська політехніка».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842
49005, м. Дніпро, просп. Д. Яворницького, 19