

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ І ПРИВОДИ

Конспект лекцій
для студентів спеціальності
7/8.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”
усіх форм навчання

У двох частинах

Частина 1 Гідродинамічні муфти

Затверджено
на засіданні кафедри прикладної
гідроаеромеханіки як конспект лекцій із
дисципліни «Гідродинамічні передачі і
приводи».

Протокол № 9 від 27.01.2015 р.



Суми
Сумський державний університет
2015

Гідродинамічні передачі і приводи : конспект лекцій : у 2 ч.
Ч. 1. Гідродинамічні муфти / укладач О. І. Котенко. – Суми :
Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	5
I Гідродинамічні передачі.....	6
1 Загальні відомості про гідродинамічні передачі.....	6
1.1 Принцип дії гідродинамічних передач	6
1.1.1 Призначення, будова та принцип дії гідродинамічних передач	6
1.1.2 Класифікація гідродинамічних передач.....	13
1.1.3 Основні параметри гідропередач	13
1.1.4 Робочі рідини	15
1.2 Загальні питання теорії гідродинамічних передач	17
1.2.1 Особливості робочого процесу	17
1.2.2 Кінематика потоку в проточній частині	19
1.2.3 Рівняння моменту кількості руху	22
1.2.4 Рівняння моментів і напорів	23
2 Гідродинамічні муфти	27
2.1 Особливості робочого процесу гідромуфт	27
2.1.1 Будова та принцип роботи гідродинамічних муфт.....	27
2.1.2 Баланс енергії	32
2.1.3 Основні параметри і показники	41
2.2 Основні конструктивні схеми та класифікація гідромуфт	42
2.2.1 Конструктивні схеми	42
2.2.2 Форма проточної частини та лопатеві системи...	43
2.2.3 Класифікаційна схема видів гідромуфт	48
2.2.4 Класифікація за призначенням	49
2.2.5 Класифікація за конструктивними ознаками	50
2.3 Характеристики та режими роботи гідромуфт	51
2.3.1 Основні характеристики	51
2.3.2 Режими роботи	56
2.3.3 Вплив геометричних параметрів та властивостей рідини на характеристики гідромуфт	64

2.4	Спільна робота двигуна і гідромуфти	68
2.4.1	Основні приводи машин	68
2.4.2	Робота гідромуфти з двигуном внутрішнього згоряння	69
2.4.3	Робота гідромуфти з асинхронним електродвигуном змінного струму	72
2.5	Регулювання гідромуфт	74
2.5.1	Основні параметри регулювання	74
2.5.2	Регулювання зміною наповнення робочої порожнини	76
2.5.3	Регулювання зміною форми робочої порожнини	84
2.5.4	Регулювання зміною властивостей робочої рідини	87
2.5.5	Обмежувальні гідромуфти	87
2.6	Основи проектування та розрахунку гідромуфт.....	95
2.6.1	Розрахунок гідромуфти методом подібності.....	95
2.6.2	Графіки підбору гідромуфти.....	98
2.6.3	Розрахунок гідромуфти з використання розрахункових та експериментальних даних	100
2.6.4	Живлення та охолодження гідромуфт	103
	Список літератури.....	107

ВСТУП

У сучасній техніці існує декілька типів передач: електричні, гідродинамічні, гідростатичні, пневматичні та інші. У курсі «Деталі машин» розглядаються лише механічні передачі, нерідко їх називають просто «передачі».

Призначення передач в основному полягає у регулюванні частоти обертання вала двигуна або іншого джерела обертального руху з відповідною зміною крутного моменту.

У курсі «Гідродинамічні передачі і приводи» розглядаються гідродинамічні передачі як основний спосіб передачі потужності від двигуна до привідної машини.

Гідродинамічні передачі мають велику енергоємність і майже необмежені кінематичні можливості. Використання гідродинамічних передач дає можливість одержувати дуже малі швидкості привідних машин, що забезпечує високу прохідність машини і стійку роботу двигуна.

Двигун внутрішнього згорання без гідродинамічної передачі може глухнути при зрушенні з місця привідної машини. А двигун, який обладнаний гідропередачею, позбавлений цих недоліків. Крім того, відсутність жорсткого зв'язку між двигуном і рештою ланок силового ланцюга виключає дію ударних навантажень на нього. Гідродинамічна передача виключає ривки при зрушенні з місця і при перемиканні швидкостей, що збільшує тривалість експлуатації машин.

В Україні над питаннями розрахунку та застосування гідродинамічних передач займався видатний вчений академік Академії наук УРСР Г. Ф. Проскура.

Гідродинамічні передачі застосовуються у приводах транспортних, будівельних, дорожніх, гірських та інших машин, що мають змінні навантаження. Найчастіше гідродинамічні передачі як автоматично діючі безступінчасті передачі застосовуються у трансмісіях автомобілів, на тепловозах, у суднових силових установках, приводах живильних насосів.

І ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

1.1 Принцип дії гідродинамічних передач

1.1.1 Призначення, будова та принцип дії гідродинамічних передач

У практиці промислового виробництва характеристики машин, між якими передається механічна енергія, часто не відповідають один одному, внаслідок чого відбувається неекономічна їх робота.

У багатьох випадках робота виконавчих механізмів і машин відбувається при змінних навантаженнях. Наприклад, значно навантажений ротор насоса починає обертатися: для цього на вал насоса необхідно передати великий момент при малій частоті обертання. Трактор тягне вантаж по нерівній дорозі: навантаження на двигун буде діяти ривками з великою зміною моментів.

Однак характеристика двигунів не пристосована до значних змін навантаження. Двигун розрахований на створення певних моментів та частоти обертання вала, у діапазоні яких забезпечується найефективніша його робота. При зміні зовнішнього навантаження або частоти обертання вала двигуна умови його роботи погіршуються, і, можливо, відбувається зупинення двигуна або вихід його із ладу.

Узгодження характеристик досягається при використанні механічних передач (редукторів) або гідродинамічних передач.

Гідродинамічна передача (гідропередача) – це пристрій, призначений для передачі механічної енергії за допомогою рідини.

Гідродинамічна передача – гідравлічна передача, в якій потужність передається за рахунок зміни моменту кількості руху робочої рідини в загальній робочій порожнині лопатевих коліс.

На рисунку 1.1 показана принципова схема гідродинамічної передачі, що складається із відцентрового насоса 1 і радіально-осьової гідротурбіни 2. Вал насоса з'єднаний з валом привідного двигуна (електричного або дизельного), а вал турбіни із вхідним валом привідної машини (гвинта корабля, трансмісії автомобіля). Робота такого привода ґрунтується на використанні кінетичної енергії рідини в процесі взаємодії з лопатями гідротурбіни.

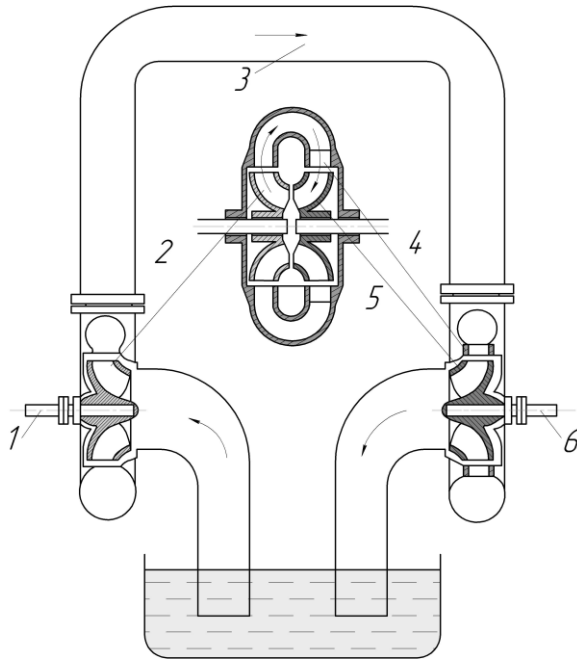


Рисунок 1.1 – Принципова схема гідродинамічної передачі:

- 1 – вхідний вал; 2 – насосне колесо; 3 – трубопровід;
4 – реактор; 5 – турбінне колесо; 6 – вихідний вал

Якщо з'єднати лопатевий насос і гідротурбіну трубопроводами, то рідина від насоса по трубопроводу надходить у спіральну камеру гідротурбіни і далі по трубопроводах – на вхід до насоса.

Після всмоктування рідини з бака насос подає її через трубопровід у турбіну. Під час цього в насосі механічна енергія двигуна перетворюється в гідравлічну енергію рідини.

З отриманим запасом енергії рідина надходить по трубопроводу 3 через спіральну камеру 4 в робоче колесо 5 турбіни, де кінетична енергія потоку рідини перетворюється в механічну енергію, яка необхідна для здійснення роботи привідною машиною. Після передачі енергії робоча рідина повертається в робоче колесо 2 насоса. Завдяки руху рідини по замкнутому контуру між робочим колесом 2 насоса і робочим колесом 5 турбіни забезпечується передача крутного моменту з вхідного 1 вала на вихідний 6. К. к. д. гідропередачі буде низьким у результаті великих гідравлічних втрат у насосному і турбінному колесах та трубопроводі. Оскільки вхідний 1 і вихідний 6 вали жорстко не з'єднано, вони мають різні моменти і кутові швидкості. Для всіх елементів гідропередачі характерні втрати енергії, тому потужність на вихідному валу 6 значно менша від потужності на вхідному валу 1.

При протіканні рідини по трубопроводах виникають значні гідравлічні втрати енергії рідини, які залежать від в'язкості і швидкості рідини, а також шорсткості стінок і розмірів трубопроводів.

У центрі рисунка 1.1 схематично зображена гідропередача, що містить насосне колесо 2, турбінне колесо 5 і реактор 4 (нерухома лопатева система). У такій конструкції відсутні бак і трубопровід, а між насосним 2 і турбінним 4 колесами є мінімальний осьовий зазор, що дозволяє істотно збільшити к. к. д. гідропередачі.

Таким чином, гідродинамічна передача складається із двох або більше лопатевих коліс. Лопатеве колесо, яке з'єднане з джерелом механічної енергії (двигуном), називають насосним, а колесо, яке з'єднане із споживачем енергії (привідною машиною), – турбінним.

У 1902 р. Г. Феттінгер запропонував об'єднати в одному корпусі два основних елементи гідропередачі – лопатевий насос і турбіну, при цьому відпала необхідність у трубопроводах.

Передачу, в якій насос, турбіна і реактор (нерухома лопатева система) об'єднані в одному корпусі, назвали гідротрансформатором.

Схема гідротрансформатора Г. Феттінгера показана на рис. 1.2 *а* і *б*. Максимальне значення к. к. д. такої передачі становить 85 %. Уперше гідродинамічна передача за патентом Г. Феттінгера була застосована в 1907 р. у морському флоті.

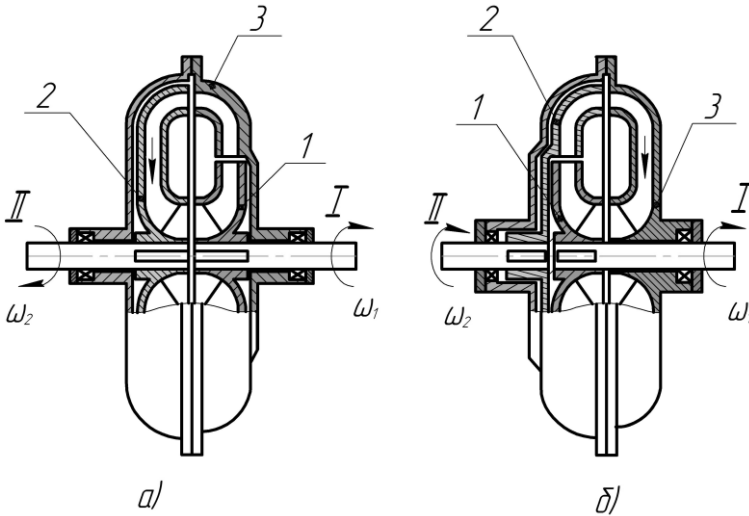


Рисунок 1.2 – Гідродинамічний гідротрансформатор Феттінгера:
 1 – насосне колесо; 2 – турбінне колесо; 3 – реактор;
 I – вхідний вал; II – вихідний вал

Ці дві схеми відрізняються послідовністю розміщення робочих коліс.

Таким чином, гідропередача є механізмом, що складається з двох співвісно розміщених і гранично наближених у загальному корпусі насосного і турбінного коліс, які передають потужність від двигуна до привідної машини потоком рідини.

У гідротрансформаторі вхідний вал з'єднаний із двигуном. На вал насаджено на шпонці насосне колесо. Турбінне колесо жорстко насажене на вихідний вал, який з'єднується з привідною машиною. Між насосним і турбінним колесами встановлена нерухома лопатева система, яка є нерухомим напрямним апаратом (реактором). Лопаті робочих коліс закріплені до поверхонь, які мають форму тора. Ці поверхні утворюють робочу порожнину гідропередачі, в якій рухається потік робочої рідини. *Меридіональний переріз робочої порожнини називається кругом циркуляції* (рис. 1.3).

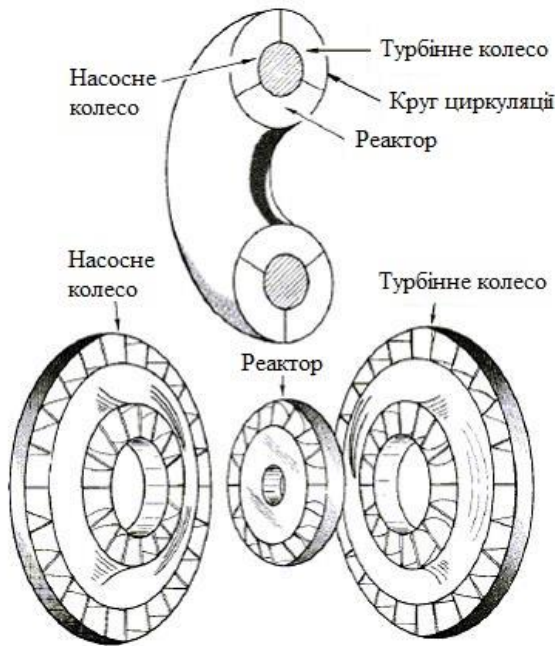


Рисунок 1.3 – Круг циркуляції і лопатеві колеса гідропередачі

Для підвищення економічності гідродинамічної передачі був вилучений реактор. Так, з'явилася нова гідродинамічна передача, що отримала назву гідромуфти (рис. 1.4).

Максимальний к. к. д. гідромуфти досягає 97–98 %. Однак через відсутність реактора в гідромуфті не відбувається перетворення крутного моменту, як у гідротрансформаторі. Використання гідромуфти в поєднанні із зубчастим редуктором дозволило замінити гідротрансформатор.

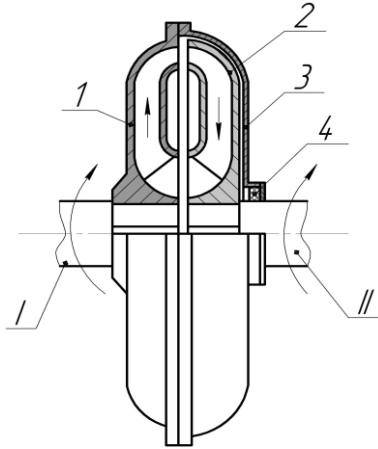


Рисунок 1.4 – Гідродинамічна муфта

Гідромуфта складається з відцентрового насосного колеса 1, закріпленого на входному валу I, турбінного колеса 2, закріпленого на вихідному валу II, і кожуха 3, що обертається, з ущільненням 4. Як правило, кожух 3 кріпиться до насосного колеса 1.

Насосне колесо 1 при обертанні перетворює механічну енергію двигуна у гідравлічну енергію рідини. Рідина із запасом енергії надходить у турбінне колесо 2, в якому відбувається перетворення гідравлічної енергії в механічну енергію на вихідному валу II, що і змушує його обертатися. Рідина, яка витікає із турбінного колеса, знов направляєється у насосне колесо.

У гідромуфті встановлюється замкнена циркуляція: насосне колесо – турбінне колесо – насосне колесо і т. д. Зв'язок у гідромуфті між входним і вихідним валами відбувається через

рідину. Така передача енергії відбувається з певними втратами, які зовні виражаються тим, що вихідний вал відстає від вхідного.

Нижче наведені загальні переваги гідродинамічних передач:

- 1) простота і надійність в експлуатації;
- 2) можливість передачі великих потужностей при порівняно малих габаритах;
- 3) відсутність жорстких зв'язків, забезпечення швидкого дистанційного відключення, реверсування, а також безступінчаста зміна тягового зусилля;
- 4) відсутнє перевантаження двигуна і забезпечення його роботи на економічних режимах, гасіння крутильних коливань і динамічних навантажень;
- 5) збільшення терміну служби привідної машини;
- 6) мала питома вага на одиницю потужності (Н/Вт).

Гідромеханічні передачі: а) тепловозів – 0,045–0,093;

б) автомобілів – 0,024–0,033.

Електромеханічні передачі:

а) тепловозів – 0,11–0,13;

б) тракторів – 0,33–0,047.

До недоліків гідродинамічних передач необхідно віднести:

- 1) змінний к. к. д. на режимах роботи і менше його значення порівняно з к. к. д. механічної передачі;
- 2) висока вартість та складність виготовлення порівняно з механічними передачами;
- 3) необхідність охолодження робочої рідини;
- 4) труднощі у створенні надійних і довговічних ущільнень.

1.1.2 Класифікація гідродинамічних передач

В основу класифікації гідродинамічних передач покладені ті їх властивості, які становлять інтерес для споживача, а саме:

– перетворення крутного моменту (гідротрансформатор або гідромуфта);

– регулювання ззовні гідропередачі (об'ємне регулювання зміною наповнення робочої порожнини; механічне регулювання зміною форми робочої порожнини);

– зміна (трансформація) крутного моменту на вихідному валу порівняно з вхідним (одноступінчасті – зміна моменту в 1,5–4,5 раза; багатоступінчасті, багатотурбінні – зміна моменту в 3–11 разів при зрушенні з місця привідної машини).

1.1.3 Основні параметри гідропередач

Параметри гідропередач можна поділити на два види: зовнішні і внутрішні. *Зовнішніми* називають параметри на валах гідродинамічної передачі.

До них відносять:

M_1 і M_2 – крутні моменти на вхідному і вихідному валах;

n_1 і n_2 – частота обертання вхідного і вихідного валів;

ω_1 , ω_2 – кутові швидкості вхідного і вихідного валів;

$N_1 = \omega_1 M_1$ – потужність на вхідному валу;

$N_2 = \omega_2 M_2$ – потужність на вихідному валу;

$i = n_2/n_1$ – передатне відношення;

$K = M_2/M_1$ – коефіцієнт трансформації;

$\eta = N_2/N_1$ – повний к. к. д.

При використанні рівняння, що пов'язує потужність N з крутним моментом M і частотою обертання вала $\omega = \frac{\pi n}{30}$, визначається к. к. д. гідропередачі:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = K \cdot i. \quad (1.1)$$

Робочий процес гідродинамічних передач характеризується внутрішніми параметрами. *Внутрішніми* параметрами гідродинамічної передачі вважають параметри потоку робочої рідини, що протікає в робочій порожнині: об'ємна витрата Q ; напір H , віднесений до відповідного робочого колеса; швидкість та тиск робочої рідини, а також втрати напору $\Sigma h_{\text{втр}}$.

Об'ємною витратою Q називається об'ємна кількість робочої рідини, що протікає через лопатеву систему за одиницю часу.

Напором H називається приріст енергії, який отримує кожний кілограм маси робочої рідини, що протікає через робоче колесо. Тобто напір – це різниця питомих енергій рідини на виході з колеса і при вході в нього.

Напір насоса H_H є позитивним, оскільки енергія робочої рідини збільшується за рахунок енергії, що підводиться від двигуна; напір турбіни H_T – негативним, оскільки енергія рідини зменшується за рахунок передачі її на привідну машину.

Гідравлічна потужність для кожного робочого колеса визначається за формулою

$$N_{\Gamma} = \rho g Q H, \quad (1.2)$$

де ρ – густина робочої рідини.

1.1.4 Робочі рідини

Основним складовим елементом гідродинамічної передачі є робоча рідина. Від властивостей і якості робочої рідини залежить економічність і надійність гідродинамічної передачі. Вибір і застосування робочих рідин диктується умовами її роботи.

Для будь-якої гідропередачі бажано мати мінімум сортів рідин, які використовуються для забезпечення нормальної роботи машини, оскільки це спрощує її обслуговування при експлуатації. При цьому бажано використовувати одну і таку саму рідину, як для змащування, так і як робоче тіло, що приводить до виключення різних ємкостей, зменшення кількості ущільнень, виключення помилок при заправці систем змащування і живлення. Вимоги, що ставляться до рідини, яка використовується для змащування, і до рідини, що використовується як робоча рідина, до деякої міри не однакові. Наприклад, для збільшення гідравлічного к. к. д. бажано мати рідину з мінімальною в'язкістю, а для забезпечення змащування потрібна рідина з порівняно великою в'язкістю.

У гідропередачах як робочу рідину застосовують добре очищені малов'язкі мінеральні масла, які одержані в результаті переробки нафти. Це забезпечує надійну роботу всієї системи в широкому діапазоні навантажень і температур.

Робочою рідиною може бути і вода, яка порівняно з мінеральними маслами має меншу в'язкість і більшу об'ємну вагу. Отже, при використанні води гідродинамічна передача матиме більший к. к. д. і менші габарити. Вода має теплоємність у два рази, а коефіцієнт теплопередачі у п'ять разів більший порівняно з маслом. Це покращує процес теплообміну й охолодження. Вода не дає стійкого піноутворення. Проте вживання її обмежене через ускладнення системи захисту підшипників, через розділення системи змащування і живлення, а також через корозійну дію її на деякі метали. Унаслідок вживання та обробки додаткових деталей, а також вживання більш дорогих і дефіцитних металів і матеріалів, що не

піддаються корозії, використання води здорожує конструкцію гідродинамічної передачі. Як приклад, вода може застосовуватися у гідропередачах суднових установок.

До робочих рідин ставляться такі основні вимоги:

- однорідність і хімічна стійкість;
- відсутність окиснення і відкладень;
- відсутність водорозчинювальних кислот і лугів, що викликають кородування робочих органів;
- в'язкість у межах $(7-35) \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $50 \text{ }^\circ\text{C}$ та мала її зміна із зміною температури;
- відсутність отруйних і легкозаймистих парів;
- відсутність милоутворювальних жирів, що викликають піноутворення;
- висока температура спалаху та мале розчинення повітря;
- високий модуль пружності пари рідини;
- малий коефіцієнт теплового розширення та високий модуль пружності;
- високий коефіцієнт теплопровідності і питомої теплоємності.

Як робочу рідину у гідропередачах застосовують мінеральні масла густиною не менше $860 \text{ кг}/\text{м}^3$ (табл. 1).

Таблиця 1 – Властивості мінеральних масел

Найменування і марка мінерального масла	Питома вага при $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{Н}/\text{м}^3$	Кінематична в'язкість при $20 \text{ }^\circ\text{C}$, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Модуль пружності, $\text{Н}/\text{м}^2$	Температура спалаху, $^\circ\text{C}$	Температура застигання, $^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6
Велонсит	8380	12,8	134	112	-25
Вазелінове масло	8610	19,1	135	125	-20
Індустріальне 12	9025	49,0	136	165	-30
Індустріальне 20	9125	100	136	170	-20
Суміш масел ГМЦ-2	8180	20,8	135	–	–

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6
Масло АМГ-10	8340	16,0	133	92	-70
Авіаційне МК-8	8680	30,0	135	135	-55
Трансформаторне з присадкою ВГІ-1	8700	30,0	135	135	-45
Веретенне АУ	8720	49,0	135	163	-45
Турбінне	8770	96,0	135	180	-15
Масло ГТМ-3	8830	105,0	135	170	-40

Температура рідини, що циркулює в гідропередачах різних машин, знаходиться в межах (70–125) °С. Найбільше ці вимоги задовольняють масло турбінне 22П або 22(Л), масло індустріальне 20.

Окрім перелічених рідин, у гідропередачах можуть застосовуватися синтетичні рідини. Мінеральні масла мають порівняно невисоку вартість при задовільних експлуатаційних властивостях, але їх температурний діапазон застосування досить вузький. Синтетичні рідини мають кращі експлуатаційні властивості, але і значно вищу вартість, що приводить до здороження гідропередачі.

1.2 Загальні питання теорії гідродинамічних передач

1.2.1 Особливості робочого процесу

Принципова відмінність гідропередач від звичайних гідравлічних машин полягає в тому, що робочі колеса, по-перше, розміщене таким чином, що робоча рідина рухається через них послідовно по замкнутому колу. Тобто робочі колеса утворюють гідродинамічний ланцюг із поворотом потоку на 360° (рис. 1.5). Лопатеві системи коліс перебувають у безпосередній близькості. Тому вхідні ділянки наступних лопатевих систем перебувають в області потоку з великою нерівномірністю. Таким чином, має

місце тісний взаємозв'язок і взаємодія лопатевих систем як за потоком, так і у зворотному напрямі.

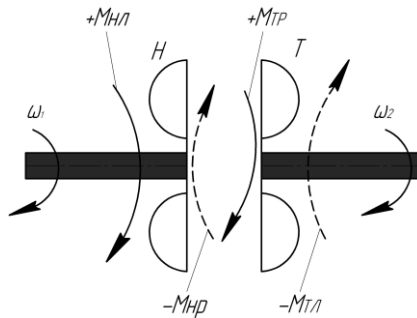


Рисунок 1.5 – Схема дії моментів

У гідродинамічних передачах відсутні довгі проміжні канали. На ділянці між колесами потік характеризується тим, що момент швидкості потоку уздовж лінії течії прямує до постійності, причому момент визначається умовами виходу за кожним із коліс у наступному за ними зазорі.

Отже, при протіканні потоку в гідродинамічній передачі вхідні умови кожної наступної лопатевої системи визначаються вихідними умовами попередньої лопатевої системи. Звідси випливає, що швидкісна енергія потоку на виході з попереднього колеса використовується в наступному колесі, тобто її не обов'язково перетворювати в енергію тиску.

Тому на відміну від звичайних турбін і насосів при розрахунку гідропередач немає необхідності задавати на виході з турбінного колеса і на вході у насосне колесо момент швидкості потоку таким, що дорівнює нулю. У більшості випадків у гідропередачах $v_u \neq 0$, отже, і $v_u R \neq 0$.

Насосні колеса гідропередач бувають з відцентровим потоком, але можуть бути і з осьовим.

При взаємодії лопатевої системи і рідини у насосному колесі від входу до виходу збільшується за рахунок енергії, що підводиться від двигуна до лопатевої системи насоса.

У турбінному колесі енергія рідини від входу до виходу зменшується та перетворюється на механічну енергію лопатевої системи, і передається на привідну машину.

Із рисунка 1.5 бачимо, що момент лопатевої системи насосного колеса позитивний, а протидійний йому момент опору рідини, що знаходиться в ній, негативний. У турбінному колесі момент рідини позитивний, а на лопатевій системі – негативний. Момент реактора (напрямого апарата) залежить від режиму роботи. У гідротрансформаторі зворотного ходу у турбінному колесі момент рідини негативний, а на лопатевій системі позитивний щодо кутової швидкості насоса, напрям якої прийнято за позитивний.

1.2.2 Кінематика потоку в проточній частині

Гідродинамічні властивості гідропередач визначаються напрямком і значенням швидкості потоку рідини.

Швидкості потоку рідини відносно нерухомих корпусних деталей гідропередачі є швидкостями абсолютного руху. Вектор абсолютної швидкості позначається через \bar{v} .

Абсолютна швидкість \bar{v} руху робочої рідини в будь-якій точці робочого колеса є геометричною сумою відносної швидкості руху уздовж лопаті \bar{w} і колової (переносної) швидкості обертання \bar{u} разом із колесом (рис. 1.6):

$$\bar{v} = \bar{w} + \bar{u}, \quad (1.3)$$

де \bar{w} – відносна швидкість, яка спрямована по дотичній до лопаті;

\bar{u} – переносна швидкість, яка перпендикулярна до радіуса r для даної точки:

$$u = \omega r, \quad (1.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса.

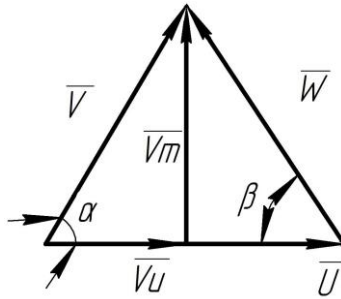


Рисунок 1.6 – Трикутник швидкостей

Обертання рідини разом із лопатевим колесом із кутовою швидкістю ω відносно нерухомої осі є переносним рухом.

У нерухомих колесах переносна швидкість відсутня, тому

$$\overline{v} = \overline{w}. \quad (1.5)$$

Рух рідини відносно лопатевого колеса називається відносним.

Абсолютну швидкість v можна також розкласти на дві складові:

- меридіональну складову v_m або проекцію швидкості v на площину, перпендикулярну до осі обертання колеса;
- колову складову v_u або проекцію швидкості v на напрям дотичної до кола (колової швидкості) для даної точки.

Кут β між зворотним напрямом переносної швидкості насосного колеса і відносною швидкістю рідини \overline{w} у відносному русі називається кутом нахилу потоку.

Із трикутників швидкостей визначається взаємозв'язок між швидкостями:

$$v_u = u - v_m \operatorname{ctg} \beta, \quad w = \frac{v_m}{\sin \beta}. \quad (1.6)$$

У гідропередачах величина кута β може мати значення $\beta \leq 90^\circ$, тому необхідно враховувати, що $\operatorname{tg}\beta$ і $\operatorname{ctg}\beta$ можуть бути як від'ємними, так і позитивними.

Меридіональна швидкість визначається

$$v_m = \frac{Q}{F_m}, \quad (1.7)$$

де F_m – площа, яка перпендикулярна до меридіональної швидкості:

$$F_m = 2\pi \int_0^b R db \approx 2\pi R_{\text{сер}} b, \quad (1.8)$$

де $R_{\text{сер}}$ – середній радіус;

b – ширина робочої порожнини у меридіональному перерізі.

В основі розрахунку гідродинамічних передач використовується теорія лопатевих гідромашин Л. Ейлера. Основні допущення цієї теорії такі:

- потік в області робочого колеса являє собою елементарні струминки, які розділені поверхнями течії вісесиметричного потоку в меридіональному перерізі;
- число лопатей береться нескінченно великим, а товщина їх нескінченно малою;
- напрям потоку на виході з робочого колеса залежить від кута установки лопатей і не залежить від напрямку потоку на вході;
- ідеальна рідина має усталений рух;
- меридіональна швидкість v_m уперек потоку не змінюється, і тому всі розрахунки можна вести для середньої лінії течії;
- зміни моменту кількості руху рідини в безлопатевому просторі не відбувається.

1.2.3 Рівняння моменту кількості руху

Величини крутного моменту, який необхідно прикласти до насосного колеса, або крутного моменту, що виникає на турбінному колесі, якщо через них протікає рідина, розраховуються при визначенні швидкостей течії рідини із трикутників швидкостей (рис. 1.7).

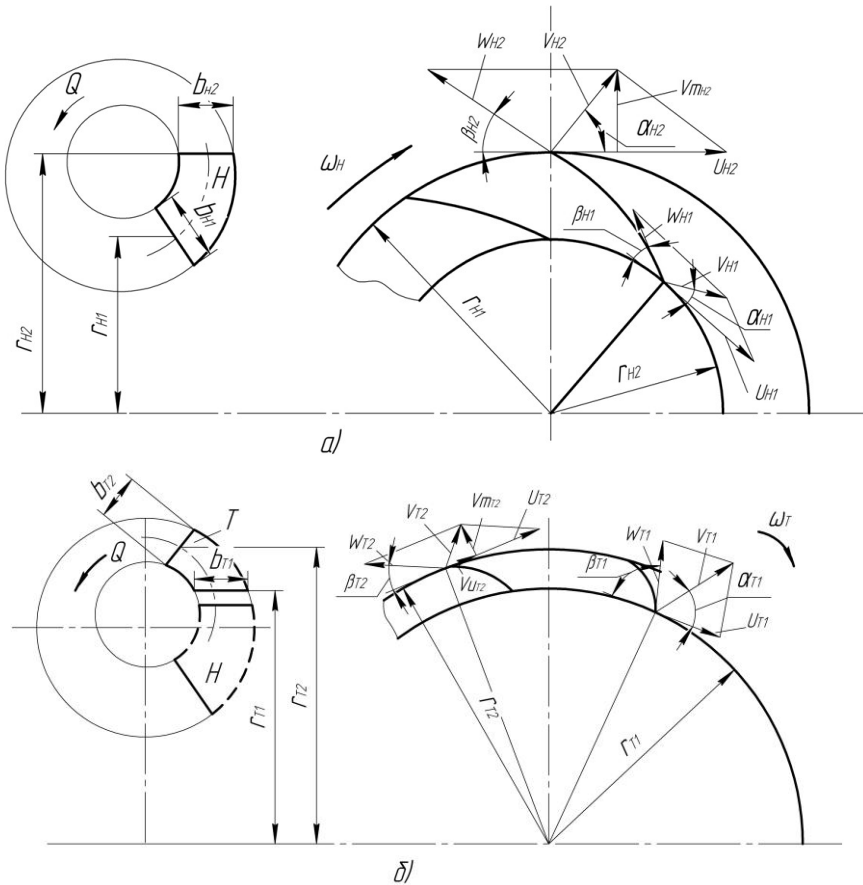


Рисунок 1.7 – Трикутники швидкостей у лопатевих системах:
 а) насосне колесо; б) турбінне колесо; в) реактор

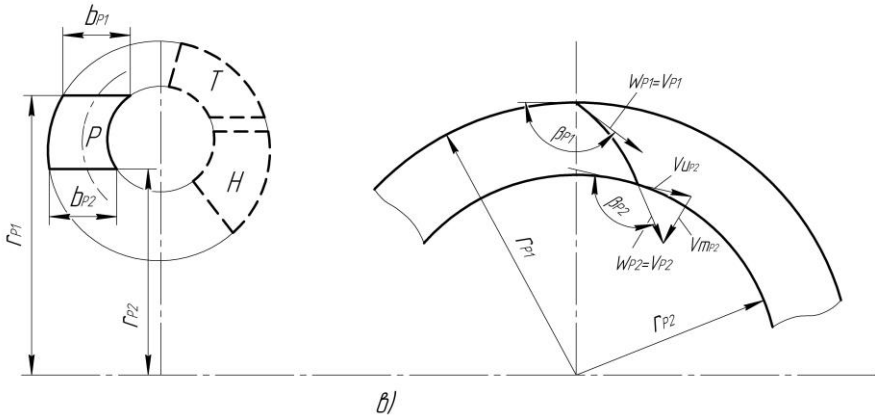


Рисунок 1.7, аркуш 2

За теоремою про момент кількості руху секундна зміна цього моменту дорівнює моменту зовнішніх сил, які діють на це колесо. Секундна зміна моменту кількості руху рідини в робочому колесі визначається так:

$$\frac{dL}{dt} = \rho Q (v_{u2} r_2 - v_{u1} r_1), \quad (1.9)$$

де $\frac{dL}{dt}$ – секундна зміна моменту кількості руху рідини;

v_{u1} , v_{u2} – колові складові абсолютної швидкості відповідно на вході в робоче колесо і на виході з нього;

r_1 , r_2 – радіуси відповідно входу і виходу для середньої лінії течії в робочому колесі.

1.2.3 Рівняння моментів і напорів

Момент зовнішніх сил у насосному колесі M_H визначається силовою дією стінок каналів і лопаток, що приводяться в обертання від двигуна, на потік рідини:

$$M_H = \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uH1} r_{H1}). \quad (1.10)$$

Момент кількості руху в насосному колесі у міру протікання потоку від входу до виходу збільшується, а крутний момент є величиною позитивною. Момент кількості руху рідини в турбінному колесі при цьому зменшується, а крутний момент M_T є величиною негативною:

$$-M_T = \rho Q(v_{uT2}r_{T2} - v_{uT1}r_{T1}). \quad (1.11)$$

Крутний момент, що виникає в реакторі:

$$M_P = \rho Q(v_{uP2}r_{P2} - v_{uP1}r_{P1}). \quad (1.12)$$

Цей момент передається на корпус гідропередачі, з яким жорстко з'єднаний реактор, і може бути позитивним або негативним.

Якщо зовнішній момент дорівнює нулю, то в загальному випадку з рівнянь (1.10), (1.11) і (1.12) впливає таке: $r_2v_{u2} = r_1v_{u1} = rv_u = \text{const}$.

Тобто за відсутності передачі енергії і за відсутності тертя рух рідини описується законом $rv_u = \text{const}$. За цим законом відбувається рух рідини в зазорах між робочими колесами гідротрансформаторів і гідромуфті.

Рух рідини у гідротрансформаторі й у гідромуфті відбувається по контуру, позначеному на рис. 1.8 а і б стрілками.

Відповідно до вищеведеного закону (рис. 1.8 а):

$$v_{uH1}r_{H1} = v_{uP2}r_{P2}, \quad v_{uT1}r_{T1} = v_{uH2}r_{H2}, \quad v_{uP1}r_{P1} = v_{uT2}r_{T2}, \quad (1.13)$$

і (рис. 1.8 б):

$$v_{uH1}r_{H1} = v_{uT2}r_{T2}, \quad v_{uT1}r_{T1} = v_{uH2}r_{H2}. \quad (1.14)$$

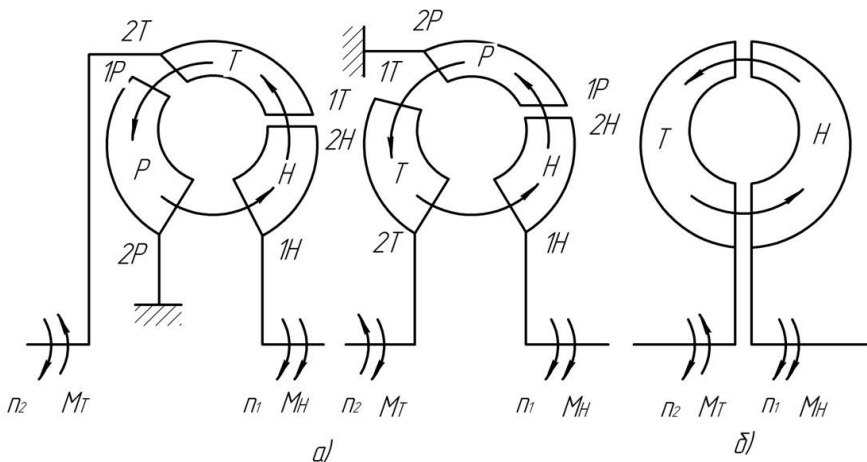


Рисунок 1.8 – Схема руху рідини в гідродинамічних передачах:
 а) у гідротрансформаторах; б) у гідромуфті

З урахуванням рівнянь (1.13) визначаються крутні моменти на робочих колесах гідротрансформатора (див. рис. 1.8 а):

$$\begin{aligned}
 M_H &= \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uP2} r_{P2}), \\
 -M_T &= \rho Q (v_{uT2} r_{T2} - v_{uH2} r_{H2}), \\
 M_P &= \rho Q (v_{uP2} r_{P2} - v_{uT2} r_{T2}).
 \end{aligned}
 \tag{1.15}$$

Сумарна величина крутних моментів визначається при складанні лівих і правих частин рівнянь (1.15):

$$M_H - M_T \pm M_P = 0.
 \tag{1.16}$$

Для гідромуфти з урахуванням рівнянь (1.14):

$$\begin{aligned}
 M_H &= \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r_{T2}), \\
 -M_T &= \rho Q (v_{uT2} r_{T2} - v_{uH2} r_{H2}).
 \end{aligned}
 \tag{1.17}$$

Сумарна величина крутних моментів визначається при складанні лівих і правих частин рівнянь (1.17):

$$M_H - M_T = 0.
 \tag{1.18}$$

Таким чином, при усталеному режимі роботи гідропередачі умова рівноваги є рівністю нулю суми всіх зовнішніх крутних моментів на валах.

Рівняння (1.16) і (1.18) називаються рівняннями балансу моментів у гідродинамічних передачах.

Теоретичний напір робочого колеса визначається

$$H_t = M\omega / \rho g Q, \quad (1.19)$$

При використанні (1.15) і визначенні переносної швидкості як $u = \omega r$:

– теоретичний напір для насосного колеса гідротрансформатора

$$\begin{aligned} H_{tH} &= \omega_H / g (v_{uH2} r_{H2} - v_{uP2} r_{P2}) = \\ &= 1 / g \left(v_{uH2} u_{H2} - v_{uP2} u_{H1} \frac{r_{P2}}{r_{H1}} \right); \end{aligned} \quad (1.20)$$

– теоретичний напір для турбінного колеса гідротрансформатора

$$\begin{aligned} H_{tT} &= \omega_T / g (v_{uT2} r_{T2} - v_{uH2} r_{H2}) = \\ &= 1 / g \left(v_{uT2} u_{T2} - v_{uH2} u_{T1} \frac{r_{H2}}{r_{T1}} \right). \end{aligned} \quad (1.21)$$

Аналогічно з урахуванням (1.17):

– для насосного колеса гідромуфти

$$H_{tH} = \frac{1}{g} \left(v_{uH2} u_{H2} - v_{uT2} u_{H1} \frac{r_{T2}}{r_{H1}} \right); \quad (1.22)$$

– для турбінного колеса гідромуфти

$$H_{tT} = \frac{1}{g} \left(v_{uT2} u_{T2} - v_{uH2} u_{T1} \frac{r_{H2}}{r_{T1}} \right). \quad (1.23)$$

2 ГІДРОДИНАМІЧНІ МУФТИ

2.1 Особливості робочого процесу гідромуфт

2.1.1 Будова та принцип роботи гідродинамічних муфт

Гідродинамічною муфтою (гідромуфтою) називається передача, що забезпечує гнучке з'єднання і передачу потужності з вхідного на вихідний вал при взаємодії робочої рідини з лопатями без зміни крутного моменту.

Лопаті робочих коліс гідромуфти, як правило, плоскі радіальні. Вони кріпляться до тороподібних напрямних поверхонь. У створеній ними робочій порожнині рухається потік рідини, який охоплює лопаті коліс (рідина рухається по замкненому колу із утворенням гідродинамічного ланцюга з поворотом потоку на 360°).

Конструкція гідромуфти наведена на рис. 2.1.

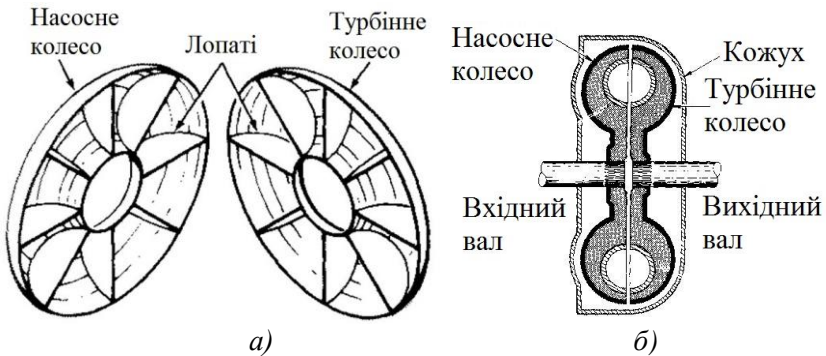


Рисунок 2.1 – Конструкція гідромуфти:
а) лопатеві колеса; б) меридіональний переріз

Гідромуфта складається з насосного і турбінного коліс, які розміщені в заповненому рідиною загальному кожусі. Насосне колесо кріпиться на вхідному валу, а турбінне сполучене з вихідним валом гідромуфти. Між колесами жорсткий кінематичний зв'язок повністю відсутній, а потужність

передається за допомогою рідини, що циркулює між насосним і турбінним колесами.

Насосне і турбінне колеса гідромуфти приблизно однакової конструкції. Загальний к. к. д. гідромуфт становить 87–98 %.

Принцип роботи гідромуфти полягає в тому, що насосне колесо 1 гідромуфти (рис. 2.2) приводиться в обертання двигуном, з яким воно з'єднується через вхідний вал 5. Турбінне колесо 2 з'єднується з привідною машиною (насосом, коробкою передач і т. д.) через вихідний вал 4.

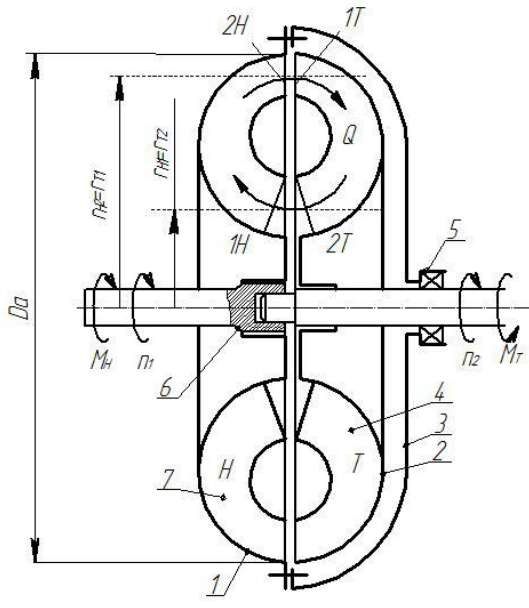


Рисунок 2.2 – Схема гідромуфти

Колеса розміщені в кожусі 3, який з'єднаний з насосним колесом фланцем. Лопаті в колесах знаходяться між двома торовими поверхнями, які утворюють робочу порожнину гідромуфти.

Гідромуфта являє собою ізольовану механічну систему. На усталеному режимі роботи сума моментів, які прикладені до гідромуфти зовні, повинна дорівнювати нулю.

До вхідного вала гідромуфти прикладений крутний момент M_1 від двигуна, а до вихідного – момент опору M_2 привідної машини. У корпусі за зовнішнім тором турбіни знаходиться рідина і виникає момент тертя M_B (вентиляційний момент) обертального корпусу 3 об середовище, що його оточує.

Отже,

$$M_1 - M_2 - M_B = 0. \quad (2.1)$$

Оскільки момент M_B зазвичай малий, приймають, що момент передається до привідної машини без змін його величини, тобто

$$M_1 \approx M_2 = M. \quad (2.2)$$

Основна частина моменту M , позначимо її M_H , передається турбінному колесу потоком рідини, що знаходиться у міжлопатевих каналах. Величина крутного моменту M_H насосного колеса дорівнює зміні моменту кількості руху потоку, що виникає в результаті взаємодії з лопатями колеса. Момент, що витрачається двигуном на збільшення моменту кількості руху потоку в насосному колесі:

$$M_H = \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r_{T2}). \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) показує, що величина моменту M_H пропорційна витраті рідини Q і збільшенню моменту швидкості потоку (збільшенню його закрутки) $v_u r$. У проміжках між лопатевими системами момент кількості руху потоку не змінюється. Тому його зменшення в турбінному колесі завжди дорівнює приросту в насосному колесі, що підтверджує справедливність рівності (1.17).

Невелика частина моменту передається за рахунок тертя. Наприклад, рідина в зазорі між корпусом 3 і поверхнею турбінного колеса 2 захоплюється в обертання тертям об корпус 3 і гальмується в результаті тертя об зовнішню поверхню

турбінного колеса 2. При цьому передається деякий момент вихідному валу $M_{ДК}$. Момент передається і за допомогою тертя в підшипниках і ущільненні вхідного $M_{мех1}$ та вихідного $M_{мех2}$ валів.

Таким чином,

$$\begin{aligned} M_1 &= M_H + M_{ДК} + M_{мех1}, \\ M_2 &= M_T + M_{ДК} + M_{мех2}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Передача моменту від двигуна як у результаті дії потоку, так і в результаті тертя відбувається лише під час обгону турбінного колеса насосним, коли $\omega_H > \omega_T$.

Оскільки величина моменту кількості руху потоку, що виникає в результаті взаємодії з лопатями колеса, набагато перевищує величину моменту, який передається за рахунок тертя, можна вважати, що

$$M_1 = M_H = M \quad \text{і} \quad M_2 = M_T = M. \quad (2.5)$$

Гідромуфта постійно заповнена рідиною. При обертанні насосного колеса рідина, що знаходиться між його лопатями, під дією відцентрової сили спрямовується до периферійної частини, і завдяки зігнутій формі поперечного перерізу насосного колеса витікає із нього і відразу ж потрапляє в турбінне колесо (рис. 2.3), де рідина віддає турбінному колесу частину своєї енергії. У результаті турбінне колесо починає обертатися.

Рідина, що знаходиться у насосному і турбінному колесах, виконує складний рух: переносний – під час обертання разом із насосним колесом, і відносний – під час руху між лопатями від його внутрішньої частини до периферії.

У результаті на виході з насосного колеса абсолютна швидкість потоку рідини визначається векторною сумою швидкостей переносного і відносного рухів.

Частина енергії потоку рідини, яка визначається його переносною швидкістю, передається через лопаті турбінному

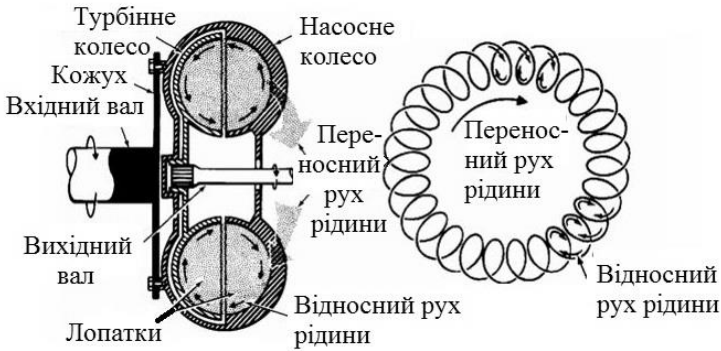


Рисунок 2.3 – Схема руху рідини у лопатевих колесах

колесу. Очевидно, що кінетична енергія переносного руху рідини не може бути передана турбінному колесу без наявності відносного руху рідини.

Проте поява вектора відносної швидкості призводить до того, що рідина натікає на лопаті турбінного колеса не під прямим кутом, а під деяким іншим кутом. Величина і напрям вектора абсолютної швидкості рідини змінюються залежно від співвідношення кутових швидкостей насосного і турбінного коліс гідромуфти (рис. 2.4).

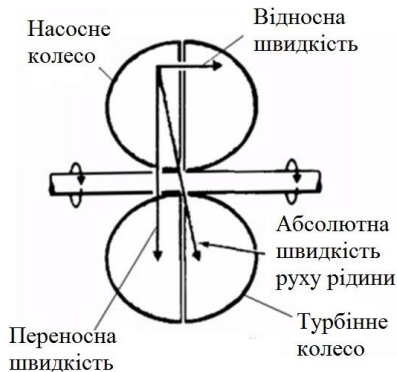


Рисунок 2.4 – Розподіл швидкостей у робочій порожнині

Величина крутного моменту на турбінному колесі визначається кінетичною енергією переносного руху рідини, величина якої пропорційна квадрату частоти обертання насосного колеса або вала двигуна.

Якщо кутова швидкість одного з коліс гідромуфти набагато більша від кутової швидкості іншого колеса, то, як показують дослідження, потік рідини в крузі циркуляції стає турбулентним, що приводить до значного зниження к. к. д. гідромуфти. Перехід гідромуфти із стану ковзання в стан передачі повного крутного моменту відбувається швидко та ефективно.

2.1.2 Баланс енергії

Для вивчення робочого процесу гідромуфти на рис. 2.5 а, б подано лопатеву систему з радіальними лопатями. При використанні струминної теорії розрахункові радіуси (див. рис. 2.5 а) віднесені до середньої лінії течії. Для ґраток насосного і турбінного коліс при розгортанні їх на площині трикутники швидкостей для руху робочої рідини на вході і виході подані на рис 2.5 б.

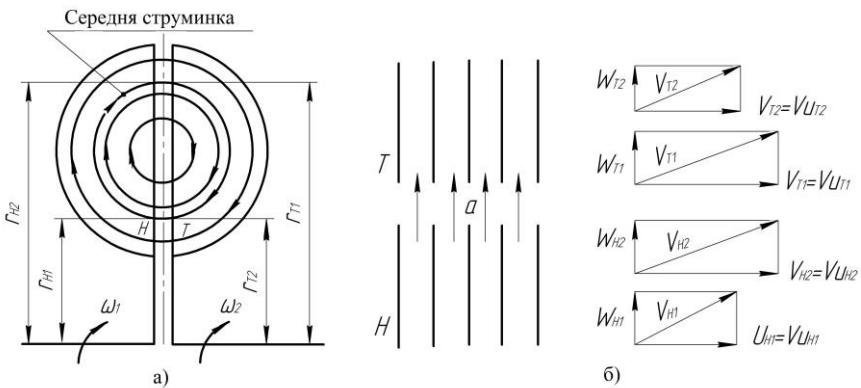


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема і трикутники швидкостей у гідромуфті

Для цієї гідромуфти має місце рівність кутів установлення лопатей на вході у робочі колеса і виході з них, тобто $\beta_{H1} = \beta_{H2} = \beta_{T1} = \beta_{T2} = 90^\circ$, а також рівність радіусів $r_{H1} = r_{T2}$ і $r_{T1} = r_{H2}$.

Наслідком цього справедливі такі рівності:

$$\begin{aligned}
 v_{u1H} &= u_{1H}, v_{u1H} = v_{u2T}, \\
 v_{u2H} &= u_{2H}, v_{m1H} = w_{1H}, \\
 v_{u2T} &= u_{2T}, v_{m2H} = w_{2H}, \\
 v_{u1T} &= u_{1T}, v_{m1T} = w_{1T}, \\
 v_{m2T} &= w_{2T}.
 \end{aligned}
 \tag{2.7}$$

Процес перетворення енергії у гідромуфті показаний зміною питомої енергії рідини уздовж середньої лінії течії у робочій порожнині (рис. 2.6 а).

У точці 1 на виході з турбінного колеса і на вході в насосне колесо значення питомої енергії буде мінімальним. При обертанні насосного колеса рідина за рахунок механічної енергії, що підводиться, переміщується від точки 1 до точки 2. У міру переміщення механічна енергія перетворюється на енергію рідини і найбільшого значення досягне у точці 2.

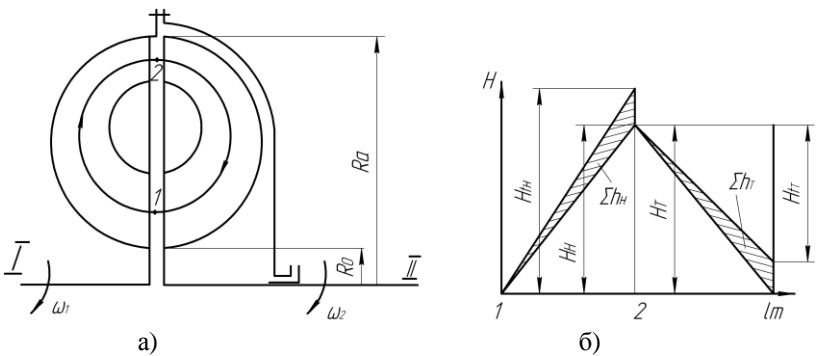


Рисунок 2.6 – Круг циркуляції та баланс енергії гідромуфти

Після виходу з насосного колеса рідина потрапляє до турбінного колеса й у міру протікання від точки 2 до точки 1 питома енергія її зменшується. Питома енергія, яку потік робочої рідини отримує від лопатевої системи насосного колеса, частково витрачається на подолання гідравлічних опорів у насосному $\Sigma h_{\text{впр}H}$ і турбінному $\Sigma h_{\text{впр}T}$ колесах. Частина питомої енергії, що залишилася, перетворюється на механічну енергію вихідного вала.

Наглядно це показано на графіку зміни питомої енергії (рис. 2.6 б).

У процесі протікання рідини через насосне колесо гідромуфти унаслідок в'язкості виникають втрати енергії $\Sigma h_{\text{впр}H}$, і тому замість теоретичного напору за насосним колесом H_{iH} залишається лише частина його, а саме корисний напір H_H .

Величина корисного напору H_H використовується частково як корисний напір турбінного колеса H_{iT} , який перетворюється у механічну енергію на вихідному валу. Частина напору $\Sigma h_{\text{впр}T}$, що втрачається при подоланні опору в процесі протікання через турбінне колесо, втрачається і перетворюється на тепло. Корисний напір турбінного колеса є теоретичним напором за турбінним колесом.

При поверненні рідини у точку 1 запас енергії буде незмінним порівняно з початком її руху, тобто процес протікання рідини почнеться знову і буде безперервним.

Робочий процес у гідромуфті визначається рівнянням балансу питомої енергії

$$H_{iH} = H_{iT} + \Sigma h_{\text{впр}H} + \Sigma h_{\text{впр}T}. \quad (2.8)$$

Для гідромуфт вхідні умови наступної лопатевої системи відповідають вихідним умовам попередньої, а радіуси $r_{H1} = r_{T2}$ і $r_{H2} = r_{T1}$. За таких умов проекція абсолютної швидкості на колову на виході із лопатевої системи з врахуванням впливу кінцевого числа лопатей буде визначається як

$$v_{u2} = (u_2 - v_m \text{ctg} \beta_2) \mu. \quad (2.9)$$

Тоді для насосного колеса при сталому режимі роботи гідромуфти рівняння для визначення напору можна записати:

$$H_{iH} = \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{2g} \left(\begin{aligned} & \left(\mu_H - ia^2 \mu_T - \frac{\mu_H Q}{\omega_H r_{H2} F_{mH2}} \operatorname{ctg} \beta_{H2} + \right. \\ & \left. + \frac{\mu_T Q}{\omega_H r_{H2} a F_{mT2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2} \right) \end{aligned} \right), \quad (2.10)$$

де $a = r_{H1} / r_{H2}$;

μ – коефіцієнт впливу кінцевого числа лопатей.

Напір турбінного колеса

$$H_{iT} = H_{iH} \cdot \eta_T = H_{iH} i. \quad (2.11)$$

Гідравлічні втрати у гідромуфті складаються із втрат на удар, які залежать від кутів атаки при вході на лопатеве колесо, та втрат на тертя, що залежать від квадрата відносної швидкості (або від квадрата об'ємної витрати робочої рідини), тобто

$$\Sigma h_{втр} = \Sigma h_{уд} + \Sigma h_{тер}. \quad (2.12)$$

При натіканні потоку на вході в робоче колесо в загальному випадку напрямок потоку не відповідає куту установлення лопаті на вході, тобто натікання відбувається під деяким кутом атаки $\Delta\beta_{уд}$ (рис. 2.7).

Втрати напору, які пов'язані з кутом атаки, залежать як від витрати рідини, так і від величини і знака кута атаки $\Delta\beta_{уд}$.

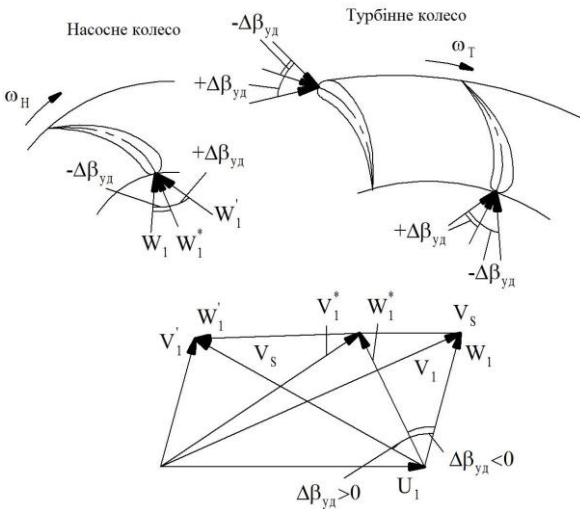


Рисунок 2.7 – Умови натикання потоку рідини на вході в робоче колесо

Для розрахунку втрат від кута атаки у гідродинамічних передачах використовується рівняння

$$h_{y\partial} = \varphi_{y\partial} \frac{\Delta v_u^2}{2g}, \quad (2.13)$$

де $\varphi_{y\partial}$ – коефіцієнт втрат, який залежить від кута атаки $\Delta\beta_{уд}$;

Δv_u – різниця між коловими складовими абсолютної швидкості потоку рідини в лопатевій системі v_{u1} (обтікання без кута атаки) і на вході до лопатевої системи (або виході з попередньої лопатевої системи) $v_{u2nonep}$:

$$\Delta v_u = v_{u1} - v_{u2nonep}. \quad (2.14)$$

Так, на вході в насосне колесо

$$\Delta v_{uH1} = u_{H1} - \frac{Q}{F_{mH1}} \operatorname{ctg} \beta_{H1} - u_{T2} \mu_T + \mu_T \frac{Q}{F_{mT2}} \operatorname{ctg} \beta_{T2}, \quad (2.15)$$

а на вході в турбінне колесо

$$\Delta v_{uT1} = u_{T1} - \frac{Q}{F_{mT1}} \operatorname{ctg} \beta_{T1} - u_{H2} \mu_H + \mu_H \frac{Q}{F_{mH2}} \operatorname{ctg} \beta_{H2}. \quad (2.16)$$

При невідповідності напрямку швидкості потоку на виході з попереднього колеса з напрямком кута установлення лопаті даного колеса виникає обтікання з кутом атаки і виникає вихрова зона на лопаті, що збільшує гідравлічні втрати.

Рекомендується $\varphi_{вд} < 1$ ($\varphi_{вд} = 0,6 - 0,8$) при малих кутах атаки або при негативних кутах атаки $\Delta \beta_{вд} < 0$, а також $\varphi_{вд} > 1$ ($\varphi_{вд} = 1,2 - 1,6$) при натіканні потоку з позитивним кутом атаки.

Втрати на тертя в міжлопатових каналах гідромурфти визначаються за залежністю

$$h_{тер} = \zeta \frac{Q^2}{2g}, \quad (2.17)$$

де ζ – коефіцієнт опору криволінійного каналу, що обертається.

Коефіцієнт ζ залежить від передатного відношення i і від конструктивної форми робочої порожнини гідромурфти. При незначних коливаннях ковзання в межах $i = 0,8 - 0,98$ коефіцієнт ζ різко змінюється, досягаючи найбільших значень при мінімальному ковзанні (рис. 2.8).

Після підстановки рівнянь (2.10)–(2.17) у рівняння (2.8) і розв’язання його відносно об’ємної подачі Q або меридіональної швидкості, отримують залежність їх від передатного відношення i (або к. к. д. – η) і відносного радіуса a .

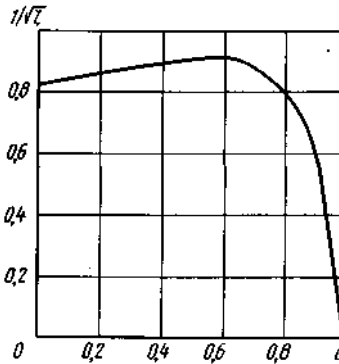


Рисунок 2.8 – Залежність коефіцієнта опору від передатного відношення

Для гідромуфт із радіальними лопатями симетричних насосного та турбінного коліс кути лопатей $\beta_{H1} = \beta_{H2} = \beta_{T1} = \beta_{T2} = 90^\circ$ і, як наслідок цього, швидкості

$$v_u = u \quad \text{і} \quad v_m = w. \quad (2.18)$$

При розрахунках беруть коефіцієнти втрат для насосного та турбінного коліс однаковими $\varphi_{y\partial.H} = \varphi_{y\partial.T} = \varphi$. У першому наближенні рекомендується $\varphi_{y\partial.H} = \varphi_{y\partial.T} = 1$ і $\mu_H = \mu_T = 1$, що для якісного аналізу буде достатнім. Для подібних гідромашин рівняння (2.10)–(2.17) спрощуються, і після їх підставлення у рівняння (2.8) отримують рівняння

$$\begin{aligned} \omega_H^2 r_{H2}^2 (1 - ia^2) &= \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{g} i(1 - ia^2) + \\ &+ \frac{\omega_H^2 r_{H2}^2}{2g} (1 - i)^2 (1 + a^2) + \zeta \frac{v_m^2}{2g} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Рівняння (2.19) розв'язується відносно швидкості v_m :

$$v_m = \omega_H r_{H2} \sqrt{\frac{(1-i^2)(1-a^2)}{\zeta}}. \quad (2.20)$$

Рівняння (2.20) дозволяє для кожного режиму роботи при заданій формі робочої порожнини і значеннях a визначити швидкість v_m або об'ємну подачу Q та дослідити загальні закономірності функції $v_m = f(i)$.

Для дослідження рівняння (2.20) використовується рівняння другого ступеня у вигляді

$$Ax^2 + 2Bxy + Cy^2 + Dx + Ey + F = 0. \quad (2.21)$$

Для порівняння рівнянь (2.20) і (2.21) рівняння (2.20) записується у вигляді

$$\frac{\zeta}{\omega_H^2 r_{H2}^2} v_m^2 + i^2(1-a^2) - (1-a^2) = 0. \quad (2.22)$$

Особливістю рівняння (2.22) порівняно з рівнянням (2.21) є рівність коефіцієнтів B , D , E нулю. Для визначення типу кривої за рівнянням (2.21) використовують детермінант рівняння (2.22):

$$\delta = AC - B^2 = \frac{\zeta}{\omega_H^2 r_{H2}^2} (1-a^2), \quad (2.23)$$

який завжди буде більшим від нуля, оскільки $a = \frac{r_{H1}}{r_{H2}} < 1$.

Отже, рівняння (2.22) є рівнянням еліпса. Після перетворення це рівняння має вигляд

$$\frac{\zeta}{\omega_H^2 r_{H2}^2} v_m^2 + i^2(1-a^2) = (1-a^2) \quad (2.24)$$

Після ділення всіх членів рівняння (2.24) на $(1-a^2)$ отримують

$$\frac{\zeta}{\omega_H^2 r_{H2}^2 (1-a^2)} v_m^2 + i^2 = 1. \quad (2.25)$$

На рисунку 2.9 а показана крива $v_m = f(i)$, яка побудована за рівнянням (2.25) для $a = const$, а на рисунку 2.9 б – криві $v_m(Q) = f(i)$ для $i = const$.

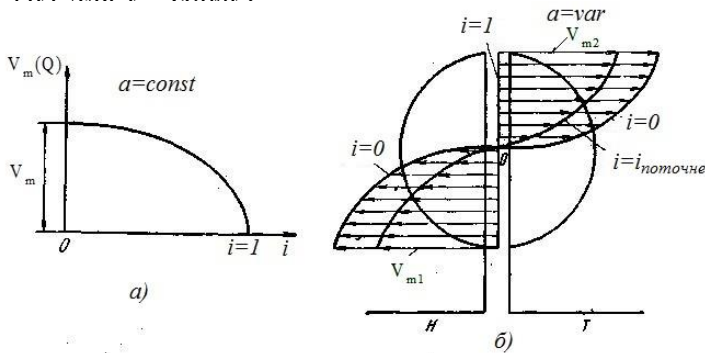


Рисунок 2.9 – Залежність меридіональної швидкості потоку рідини від режиму роботи гідромуфти:
а) для $a = const$; б) для $a = var$

Із рисунка 2.9 а бачимо, що зі зменшенням i швидкість v_m спочатку різко збільшується, потім зростання її сповільнюється, і при $i = 0$ швидкість v_m досягає свого максимального значення при $a = const$:

$$v_{m\max} = \omega_H r_{H2} \sqrt{\frac{1-a^2}{\zeta}}. \quad (2.26)$$

Із рисунка 2.9 б випливає, що зі зменшенням значення a швидкість v_m збільшується, причому це збільшення відбувається також за рахунок зростання радіуса r_{H2} . Швидкості збільшуються від миттєвого центра обертання O до зовнішнього тора лопатевих коліс. При великих i нерівномірність потоку мала, оскільки об'ємна подача Q незначна.

2.1.3 Основні параметри і показники

Основні параметри гідродинамічних муфт були розглянуті у темі 1.

До основних показників гідромуфти відносять: кінематичні, силові, енергетичні та економічні показники.

Кінематичні показники гідромуфти:

n_1 і n_2 – частота обертання вхідного і вихідного валів;

ω_1 , ω_2 – кутові швидкості вхідного і вихідного валів;

$i = n_2/n_1$ – передатне відношення;

s – ковзання гідромуфти.

Ковзанням називається відношення різниці швидкостей обертання вхідного і вихідного валів до швидкості обертання вхідного вала:

$$s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_1 = 1 - \omega_2 / \omega_1 . \quad (2.27)$$

Таким чином,

$$s = 1 - i . \quad (2.28)$$

Силові показники гідромуфти:

M_1 і M_2 – крутні моменти на вхідному і вихідному валах ($M_1 = M_2$).

Енергетичні показники гідромуфти:

$N_1 = \omega_1 M_1$ – потужність на вхідному валу;

$N_2 = \omega_2 M_2$ – потужність на вихідному валу.

Економічні показники гідромуфти:

$\eta = N_2/N_1$ – повний к. к. д.:

$$\eta = \omega_2 M_2 / \omega_1 M_1 = 1. \quad (2.29)$$

2.2 Основні конструктивні схеми та класифікація гідромуфт

2.2.1 Конструктивні схеми

Гідромуфти можуть бути як із тором, так і без нього, а також розрізнятися формами лопатей коліс. Конструктивні схеми гідромуфт показано на рис. 2.10.

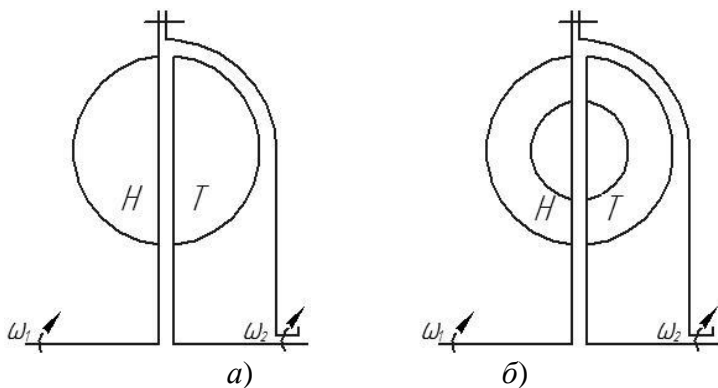


Рисунок 2.10 – Конструктивні схеми гідромуфт:
а) без тора; б) із тором

На рисунку 2.11 показані робочі колеса гідромуфт із тором і без тора.

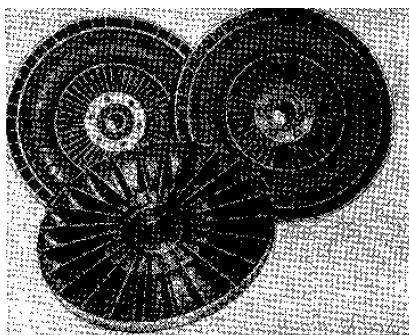


Рисунок 2.11 – Робочі колеса гідромуфт

Між внутрішнім і зовнішнім торами розміщені лопати. Найбільший розмір робочої порожнини називається активним діаметром D_a , а найменший – втулковим D_0 . Насосне і турбінне робочі колеса у зазначених конструкціях гідromуфт виконані симетричними. Але можливе використання гідromуфти з несиметричними робочими колесами.

Гідromуфти класифікують за призначенням і за конструктивними ознаками.

2.2.2 Форма проточної частини та лопатеві системи

Форма проточної частини гідromуфти значною мірою впливає на якість гідromуфти, особливо в поєднанні з лопатєвою системою.

Найпоширеніша форма проточної частини для гідromуфти з тором і радіальними лопатями подана на рис. 2.12 *a*. Контури її вибрані так, що в проточній частині відсутні дифузорні ділянки, і, отже, **відносні швидкості w уздовж лінії течії на заданому режимі роботи залишаються сталими.**

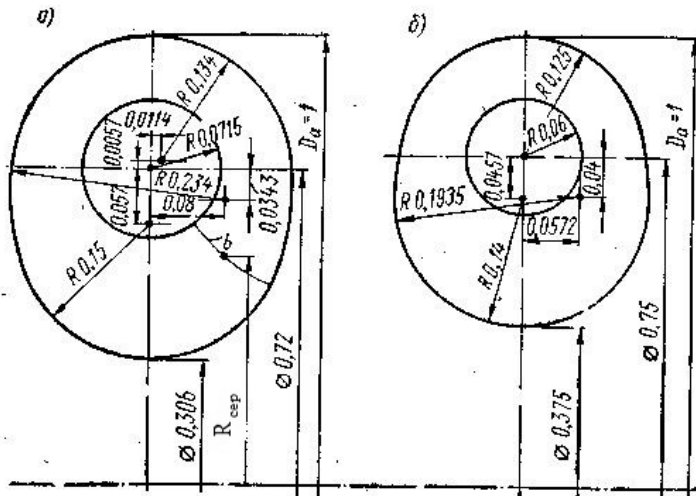


Рисунок 2.12 – Проточна частина гідromуфт із тором

Такий контур проточної частини виключає дифузорні втрати і покращує енергетичні якості гідромуфти.

На рисунку 2.12 б подана гідромуфта, у якій необхідні енергетичні якості досягаються за рахунок зміни діаметральних розмірів, що впливає на вагу і розміри гідромуфти.

Для гідромуфт без тора характерна ще більша різноманітність проточних частин (рис. 2.13).

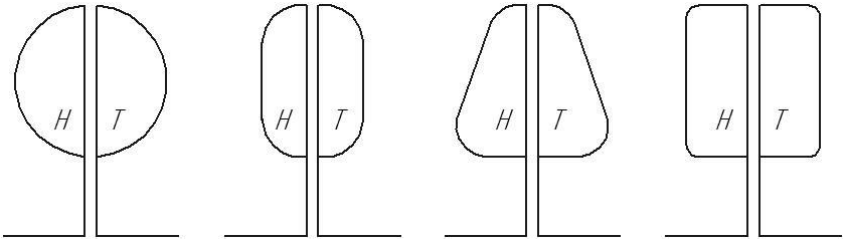


Рисунок 2.13 – Форми меридіональних перерізів

Лопатева система гідромуфти здебільшого є радіальною, причому лопаті насосного і турбінного коліс є плоскими і встановлюються за радіусом. Іноді для зменшення розмірів гідромуфти застосовують просторові (рис. 2.14 а) або нахилені (рис. 2.14 б) лопаті.

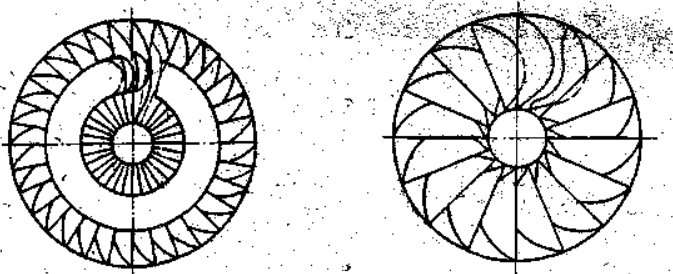


Рисунок 2.14 – Колеса гідромуфти:
а) з тором і просторовими лопатями;
б) без тора з нахиленими лопатями

Лопаті гідромуфту називають нахиленими, якщо площини лопатей розміщені під кутом до площин меридіональних перерізів, а їх кромки зберігають радіальне положення.

Якщо обертання насосного колеса задається таким, щоб лопаті працювали як нахиленими вперед (обертання в активний бік – на рис. 2.14 проти годинникової стрілки), то вони мають більш високі значення моментів, ніж у гідромуфту з радіальними лопатями. При обертанні у зворотному напрямі (в неактивний бік) лопатеві системи працюють як нахилені назад, а моменти на них менші, ніж у гідромуфту із радіальними лопатями. Гідромуфти з нахиленими плоскими лопатями простіші у виготовленні, ніж гідромуфти з просторовими лопатями. Це плоскі пластинки, встановлені під кутом до зовнішнього тора. Кут нахилу може становити від 30 до 150°. Гідромуфти з просторовими лопатями виконуються з тором, а з плоскими нахиленими – без тора. Для гідромуфту бажано мати відносні швидкості сталими по довжині ліній течії.

Для радіальних лопатей $\beta = 90^\circ$, тому відносна швидкість дорівнює меридіональній складовій $w = v_m$. Отже, повинна дотримуватися рівність меридіональних площ $F_m = 2\pi R_{cep}b = \text{const}$. У гідромуфту із тором за умови рівності меридіональних швидкостей визначається ширина каналу в меридіональному перерізі b .

На рисунку 2.15 *a–в* показані принципові конструктивні схеми гідромуфту з різними нахилами лопатей, а на рисунку 2.15 *г* – їх зовнішні характеристики (крива 1 характеризує лопаті нахилені вперед; 2 – лопаті нахилені назад; 3 – радіальні лопаті).

Нахил лопатей часто у насосного і турбінного коліс виконують однаковим для отримання подібних трикутників швидкостей.

Із рисунка 2.15 *г* бачимо, як нахил лопатей впливає на характеристики гідромуфту і її розміри. Наприклад, для збільшення енергоємності гідромуфту можна застосовувати лопаті, нахилені вперед. Гідромуфти з лопатями, нахиленими назад, застосовуються в реверсивних приводах і в приводах, що працюють із змінними навантаженнями на привідних машинах.

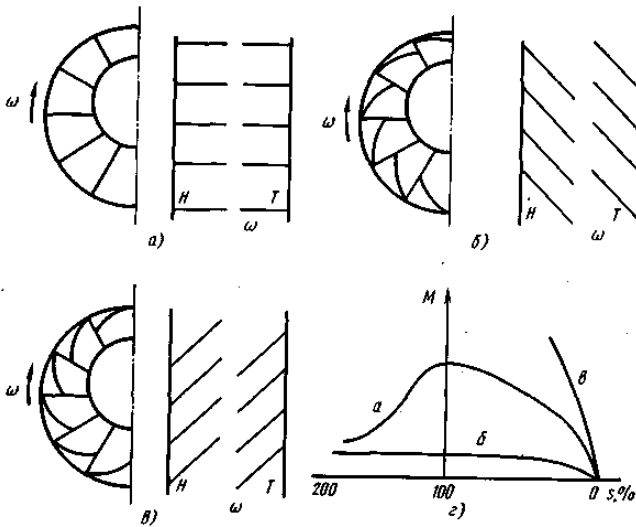


Рисунок 2.15 – Лопатеві системи гідромуфти:
 а) радіальні лопаті; б) лопаті, нахилені назад;
 в) лопаті, нахилені вперед; г) зовнішні характеристики

Із рисунка 2.15 г бачимо, як нахил лопатей впливає на характеристики гідромуфти і її розміри. Наприклад, для збільшення енергоємності гідромуфт можна застосовувати лопаті, нахилені вперед. Гідромуфти з лопатями, нахиленими назад, застосовуються в реверсивних приводах і в приводах, що працюють із змінними навантаженнями на приводних машинах.

Якщо для радіальних лопатей зовнішні характеристики однакові при обертанні як в один, так й інший бік, то для робочих коліс із просторовими і нахиленими лопатями вони значно відрізняються.

На рисунку 2.16 а показані ґратки насосного колеса, розгорнені на площині, а на рисунку 2.16 б – трикутник швидкостей на вході в насос. Як бачимо з рисунка 2.16 б, при нахилі лопатей змінюється напрям відносної швидкості w_{H1} і, як наслідок, величина переносної складової абсолютної швидкості v_{uH1} , яка входить до рівняння моменту гідромуфти.

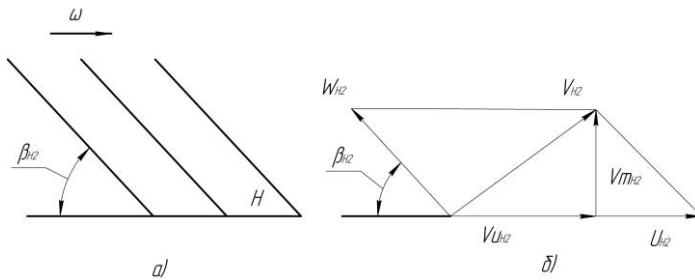


Рисунок 2.16 – Схема розміщення лопатей і трикутник швидкостей гідромуфти з нахиленими лопатями

Під час аналізу роботи гідромуфти із нахиленими лопатями необхідно враховувати такі особливості: як їх роботу при повному заповненні робочої порожнини: несиметрична установка лопатей насосного і турбінного коліс призводить до відмінності між зовнішніми характеристиками при прямому і зворотному обертаннях. У зв'язку з цим гідромуфти не можуть бути використані при одній робочій порожнині для роботи в передачах, що вимагають рівноцінного реверса.

Конструкція гідромуфти з тором подана на рис. 2.17.

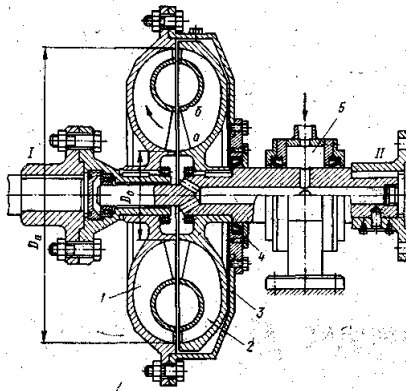


Рисунок 2.17 – Гідромуфта з тором:
 1 – насосне колесо; 2 – турбінне колесо; 3 – кожух; 4 – ущільнення;
 I – вхідний вал; II – вихідний вал; D_a – активний діаметр

Конструкція гідромуфти без тора подана на рис. 2.18.

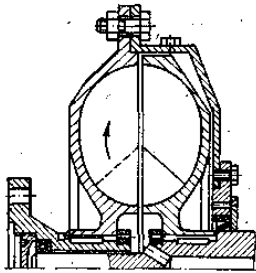


Рисунок 2.18 – Гідромуфта без тора

2.2.3 Класифікаційна схема видів гідромуфт

Класифікаційна схема видів гідромуфт наведена на рис. 2.19.

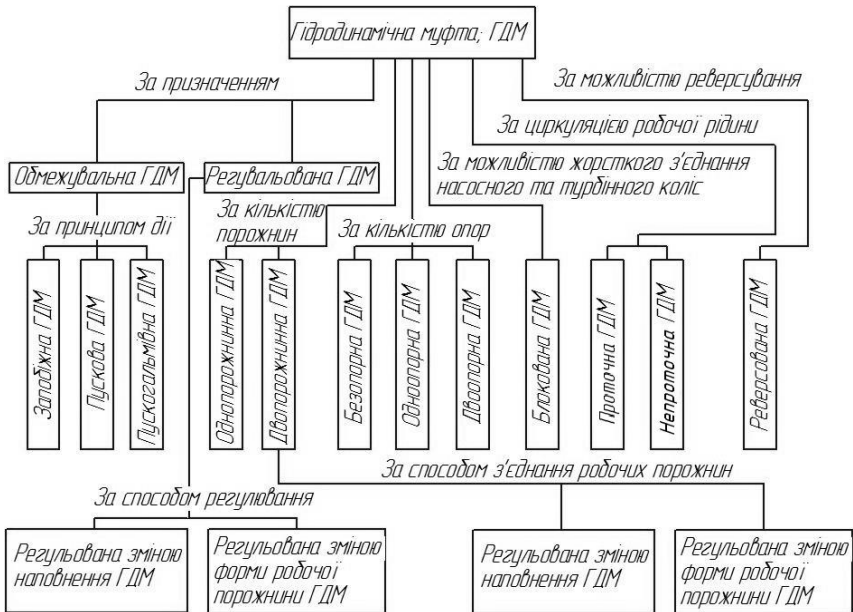


Рисунок 2.19 – Класифікаційна схема видів гідромуфт

2.2.4 Класифікація за призначенням

При класифікації гідромумфти за призначенням необхідно виділяти основну функцію, для виконання якої гідромумфту застосовують у приводі.

Залежно від призначення гідромумфти поділяють на обмежувальні та регульовані.

Обмежувальна гідромумфта призначена для обмеження величини передаваного крутного моменту.

Обмежувальні гідромумфти можна поділити на запобіжні, пускові і пускогальмівні.

Запобіжна гідромумфта призначена для захисту двигуна на усталених режимах роботи від раптових перевантажень. Така гідромумфта дає можливість двигуну продовжувати працювати при примусовому зупиненні виконавчого органа привідної машини.

Пускова гідромумфта призначена для захисту двигуна від перевантажень у процесі пуску привідної машини з великими моментами інерції обертових частин. Гідромумфта дозволяє двигуну відразу після пуску набрати частоту обертання, близьку до номінальної, і створити момент, який не перевищує допустимого значення упродовж усього розгону незалежно від частоти обертання виконавчого органа.

Пускогальмівна гідромумфта – це реверсована обмежувальна гідромумфта, яка призначена для пуску та гальмування привідної машини.

Регульована гідромумфта призначена для регулювання кутової швидкості виконавчого органа привідної машини, що дозволяє змінювати характеристику гідромумфти.

За способом регулювання гідромумфти поділяють на регульовані зміною наповнення та регульовані зміною форми робочої порожнини.

Регульованою зміною наповнення називається гідромумфта, у якій регулювання частоти обертання вихідного вала досягається зміною наповнення робочої порожнини.

Регульованою зміною форми робочої порожнини називається гідромуфта, у якій регулювання частоти обертання вихідного вала досягається зміною форми робочої порожнини (за допомогою шибера, поворотних лопатей та ін.).

Конструкція гідромуфти в основному визначається її призначенням.

2.2.5 Класифікація за конструктивними ознаками

Необхідно виділити декілька конструктивних ознак, які є підставою для класифікації гідромуфт.

1 *Наявність зовнішньої циркуляції робочої рідини.* За такою ознакою гідромуфти поділяють на проточні і непроточні.

Проточна гідромуфта – це гідромуфта, у внутрішніх порожнинах якої здійснюється протікання робочої рідини за рахунок зовнішньої системи живлення для охолодження її або регулювання частоти обертання вихідного вала.

Непроточна гідромуфта – це гідромуфта, у внутрішніх порожнинах якої знаходиться незмінна в процесі роботи кількість робочої рідини.

2 *Заповнення робочої порожнини гідромуфти рідиною.* Гідромуфти виконуються з постійним заповненням та із змінним заповненням робочої порожнини.

Гідромуфти з постійним заповненням можна поділити на повністю заповнені і частково заповнені. У перших муфтах на всіх режимах робоча порожнина повністю заповнена рідиною, а в других – частково.

До гідромуфт із змінним заповненням відносять гідромуфти з внутрішнім самовипорожненням, що характеризуються тим, що із зміною навантаження змінюється кількість рідини в робочій порожнині.

3 *Кількість робочих порожнин.* Гідромуфти виконують з однією і з двома робочими порожнінами (однопорожнинні і двопорожнинні).

4 *Наявність або відсутність власних опор.* Безопорна гідромурфта не має власних опор і кріпиться на валу двигуна або на валу привідної машини. В одноопорній гідромурфті одна лопатева система має власну опору, а інша – кріпиться на валу двигуна або на валу привідної машини. У двоопорних гідромурфтах обидві лопатеві системи кріпляться на своїх опорах.

5. *Наявність блокування.* За цією ознакою гідромурфти поділяють на блоковані і неблоковані.

У блокованій гідромурфті є пристрій, який на заданому режимі роботи блокує між собою насосне та турбінне колеса, тобто відбувається жорстке з'єднання вхідного і вихідного валів. Після цього через рідину енергія не передається.

Вище перелічені лише основні конструктивні ознаки, які характеризують гідромурфти. Щоб охарактеризувати гідромурфту, необхідно зазначити її призначення і послідовно перелічити основні конструктивні ознаки. Наприклад, пускова протічна повністю заповнена однопорожнинна гідромурфта на власних опорах або пускогальмівна нерегульована непротічна однопорожнинна, самовипорожнювальна, блокована гідромурфта, встановлена на валу двигуна і працює на воді. Як бачимо з останнього прикладу, іноді у визначенні зазначають характерні для даної гідромурфти конструктивні ознаки.

2.3 Характеристики та режими роботи гідромурфт

2.3.1 Основні характеристики

Енергетичні та експлуатаційні якості гідромурфт можна визначити за допомогою характеристик. Розрізняють зовнішні і внутрішні характеристики гідромурфт.

Зовнішньою характеристикою гідромурфти (рис. 2.20) називають графічні залежності моменту, потужності і к. к. д. гідромурфти від частоти обертання вихідного вала або від передатного відношення (інколи ковзання) при постійній частоті

обертання вхідного вала ($\omega_1 = \text{const}$), при постійній кінематичній в'язкості ($\nu = \text{const}$) і густині робочої рідини ($\rho = \text{const}$) при усталеному режимі, тобто $M = f(\omega_2, s, i)$, $N_1 = f(\omega_2, s, i)$, $N_2 = f(\omega_2, s, i)$ і $\eta = f(\omega_2, s, i)$ за умови $\omega_1 = \text{const}$.

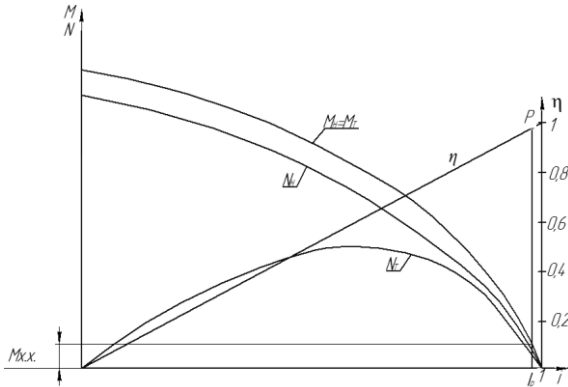


Рисунок 2.20 – Зовнішня характеристика гідромуфти

В основній зоні експлуатаційних режимів ($0 < i < i_p$) залежність к. к. д. від передатного відношення лінійна. При наближенні частоти обертання вихідного вала до частоти обертання вхідного вала ($i \rightarrow 1$), значення к. к. д. різко зменшується. Момент, який передається гідромуфтою M у цій зоні, швидко зменшується, і його значення дорівнює моменту M_B , що відповідає вентиляційним втратам, або моменту тертя корпусу з оточуючим середовищем M_{xx} (момент опору холостого ходу).

У подальшому гідромуфта працювати не буде, оскільки крутного моменту гідромуфти недостатньо для подолання моменту тертя корпусу з оточуючим середовищем. Для цього режиму к. к. д. гідромуфти зменшується до нуля.

К. к. д. гідромуфти – це відношення потужності на вихідному валу до потужності на вхідному валу і визначається залежністю

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2}{M_1} i = \frac{M - M_{xx}}{M} = 0. \quad (2.30)$$

Тоді при $M_1 = M_2 = M$ та $M \rightarrow M_{x,x}$ к. к. д. гідромуфти $\eta \rightarrow 0$.

Значне поширення отримали безрозмірні зовнішні характеристики, тобто залежності $\lambda_M = f(i)$, $\lambda_N = f(i)$, $\eta = f(i)$.

Графічна залежність коефіцієнта моменту λ_M , коефіцієнта потужності λ_N і к. к. д. η від передатного відношення i при постійних густині ρ і частоті обертання вхідного вала n_1 називають зведеною зовнішньою характеристикою гідромуфти (рис. 2.21).

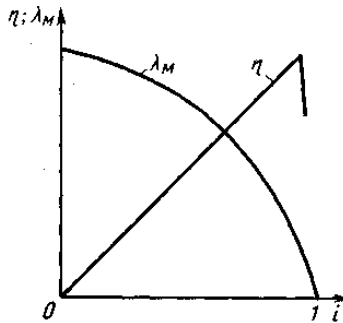


Рисунок 2.21 – Зведена характеристика гідромуфти

У технічній літературі характеристику $\lambda_M = f(i)$, $\lambda_N = f(i)$ і $\eta = f(i)$ часто називають безрозмірною. Для побудови такої характеристики використовуються такі співвідношення:

– передатне відношення:

$$i = n_2/n_1 = \omega_2/\omega_1 ; \quad (2.31)$$

– коефіцієнти моменту та потужності:

$$\lambda_M = M_1/(\rho\omega_1^2 D_a^5), \quad \lambda_N = N_1/(\rho\omega_1^3 D_a^5), \quad (2.32)$$

де D_a – активний діаметр гідромуфти.

Якщо густину ρ і кутову швидкість ω_1 замінити відповідно питомою вагою γ і частотою обертання n_1 , то значення коефіцієнтів наберуть вигляду

$$\lambda_M = M_1 / (\gamma n_1^2 D_a^5), \quad \lambda_N = N_1 / (\gamma n_1^3 D_a^5). \quad (2.33)$$

Для цих співвідношень розмірність коефіцієнтів λ_M і λ_N – $\text{с}^2/\text{м}$.

Універсальна зовнішня характеристика гідromуфти є сукупністю зовнішніх характеристик гідromуфти при різних кутових швидкостях ω_1 або частотах обертання вхідного вала n_1 (рис. 2.22). Показники зовнішньої характеристики при зміні кутової швидкості ω_1 перераховують за рівняннями подібності

$$\frac{M'}{M} = \left(\frac{\omega_1'}{\omega_1} \right)^2, \quad \text{або} \quad M' = M \left(\frac{\omega_1'}{\omega_1} \right)^2. \quad (2.34)$$

На універсальну характеристику часто наносять також залежність моментів M від кутової швидкості вихідного вала ω_2 гідromуфти при однакових значеннях к. к. д ($\eta = \text{const}$).

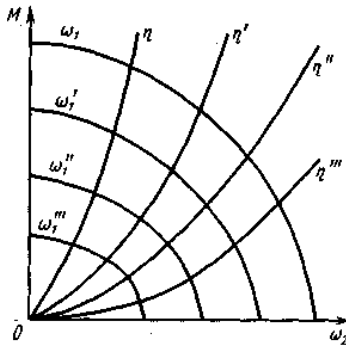


Рисунок 2.22 – Універсальна зовнішня характеристика гідromуфти

Універсальна характеристика гідромуфти будується при змінних частотах обертання вхідного вала на підставі випробувань і побудови серії зовнішніх характеристик.

Для визначення залежності $M = f(\omega_2)$ при $\eta = i = \text{const}$ у рівнянні (2.32) частота ω_1 визначається як ω_2/i .

Тоді

$$\lambda_M = M/(\rho\omega_2^2 D_a^5/i^2). \quad (2.35)$$

Для будь-якого $\eta = i = \text{const}$ рівняння (2.35) можна подати у вигляді

$$M = A\omega_2^2, \quad (2.36)$$

де $A = \lambda_M \rho \frac{D_a^5}{i^2}$.

Рівняння (2.36) є квадратичною залежністю, яка проходить через початок координат. Якщо задати поточні значення $i = \eta$, то через будь-яку точку зовнішньої характеристики гідромуфти можна провести криву рівного к. к. д. для подібних режимів, які відрізняються кутовою швидкістю вхідного вала ω_1 .

Внутрішньою характеристикою гідромуфти називають залежність між внутрішніми параметрами потоку рідини в її робочій порожнині, до яких відносять: напір, об'ємну подачу, швидкість, тиск, втрати енергії.

Залежність основних із наведених параметрів від передатного відношення подані як

$$H_H = f(i), H_T = f(i), Q = f(i). \quad (2.37)$$

2.3.2 Режими роботи

Гідромуфти можуть працювати на тяговому, гальмівному і зворотному режимах.

Тяговий режим – режим роботи, при якому потужність передається за допомогою гідромуфти від двигуна до привідної машини (рис. 2.23).

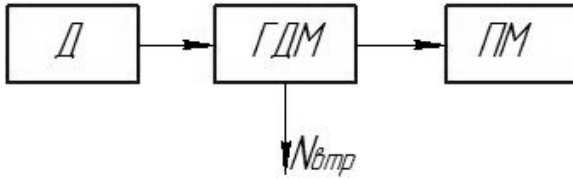


Рисунок 2.23 – Структурна схема роботи гідромуфти на тяговому режимі (Д – двигун, ПМ – привідна машина)

Характерні точки зовнішньої характеристики гідромуфти на тяговому режимі подані на рис. 2.24.

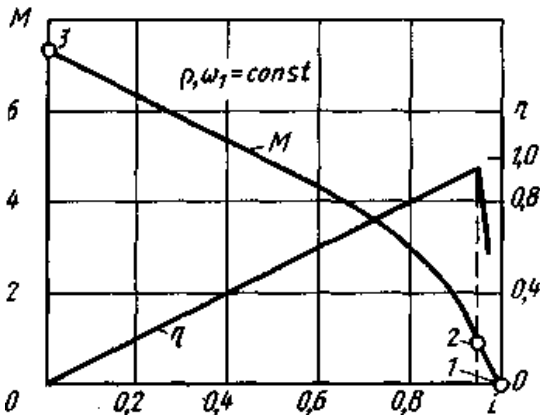


Рисунок 2.24 – Зовнішня характеристика гідромуфти на тяговому режимі

Точка 1 – режим холостого ходу, коли зовнішнє навантаження відсутнє. Гідромуфта разом із рідиною обертається як одне ціле. При цьому циркуляція рідини відсутня. Момент передається лише за рахунок механічного тертя у підшипниках та ущільненні. Практично режим трапляється дуже рідко.

Показники режиму:

$$\begin{aligned} M = 0, N_1 = N_2 = 0, N_{\text{менл}} = 0, \eta = 0, \\ s = 0, Q(v_m) = 0, \omega_1 = \omega_2, i = 0. \end{aligned} \quad (2.38)$$

У точці 1 к. к. д. дорівнює нулю, але біля цієї точки – може досягати 1.

Точка 2 характеризує номінальний (розрахунковий) режим. Характерним показником, що визначає точку 2, є максимальний к. к. д. η^* . Залежно від типу машин, на яких застосовуються гідромуфти, цей коефіцієнт задається в межах 0,95–0,98. На номінальному режимі гідромуфта передає порівняно малий момент.

Показники номінального режиму:

$$\begin{aligned} \omega_2^* = \omega_1^* \cdot i, s = 1 - i^*, N_1^*; N_2^* = N_1^* \cdot \eta^*, \\ N_{\text{менл}} = (1 - \eta^*) N_1^*, Q^* = v_m^* \cdot F, \\ H_H^*, H_T^* = H_H^* \cdot \eta_G^*. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Режим при $1 > i \geq 0,94$ (зона режимів роботи між точками 1 і 2 – зона нормальних навантажень гідромуфти). Двигун працює в режимі недовантаження або в номінальному режимі. Момент передається, головним чином, завдяки циркуляції рідини. Втрати у гідромуфті невеликі порівняно з потужністю, що передається.

Режим при $0,94 > i > 0$ (зона між точками 2 і 3 – зона перевантажень). У цьому інтервалі при зменшенні i потужність, що підводиться, та крутний момент збільшуються та можуть досягти максимуму; потужність на вихідному валу досягає

максимуму, а потім зменшується до нуля. Втрати збільшуються. Такий режим має місце при розгоні і перевантаженні системи.

Точка 3 – стоповий режим, коли вихідний вал зупинений. Точка 3 характеризує стоповий режим роботи, тобто турбінне колесо нерухоме: $n_T = 0$. Основна величина моменту, що передається, виникає в результаті циркуляції рідини. Але стає помітним момент, що передається завдяки третю рідини. Стоповий режим має місце при пуску системи під навантаженням у перший момент розгону, а також при тривалому перевантаженні. Робота на стоповому режимі або близькому до нього супроводжується перегрівом гідромуфти.

Показники стопового режиму:

$$\begin{aligned} \omega_2 = 0, \omega_1 = const, i = 0, N_2 = 0, \eta = 0, \\ M_{\max}, N_{1\max}, N_{\text{тепл}} = N_{\max}, Q_{\max} = v_{m\max} \cdot F, \quad (2.40) \\ H_{H\max}, H_T = 0, s = 1. \end{aligned}$$

Цей режим є найбільш напруженим у тепловому відношенні, оскільки вся потужність двигуна перетворюється на тепло.

Розглянемо зв'язок режимів роботи гідромуфти з умовами руху машини. Як приклад розглянемо рух автомобіля, у приводі якого встановлена гідромуфта:

а) автомобіль не рухається, двигун працює, зчеплення вимкнене – холостий хід гідромуфти (точка 1);

б) автомобіль рухається з максимальною швидкістю по рівній дорозі – номінальний режим роботи гідромуфти (між точками 1 і 2);

в) автомобіль рухається вгору – зона режимів між точками 2 і 3;

г) автомобіль не рухається через непереборну перешкоду (потрапив у бруд), колеса не обертаються, двигун розвиває максимальний момент – стоповий режим роботи гідромуфти (точка 3).

Гальмівний режим – режим роботи, при якому потужність підводиться до гідромумфи як із боку двигуна, так і з боку привідної машини або з боку одного з них при зупиненому іншому (рис. 2.25). У всіх цих випадках відбувається сповільнення (гальмування) привідної машини.

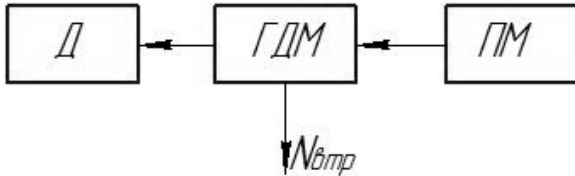


Рисунок 2.25 – Структурна схема роботи гідромумфи на обгінному режимі (Д – двигун, ПМ – привідна машина)

Розрізняють два види гальмівних режимів: *обгінний і режим протиобертання*.

Обгінний режим ($i > 1$). Обгінний режим настає, коли вихідний вал обертається швидше, ніж вхідний. При цьому насосне колесо починає виконувати роль турбінного. Напрямок руху рідини в робочій порожнині гідромумфи змінюється і енергія передається у зворотному напрямі, тобто від привідної машини до двигуна (рис. 2.26 а). Передачі енергії сприяє момент механічного тертя у підшипниках і ущільненнях.

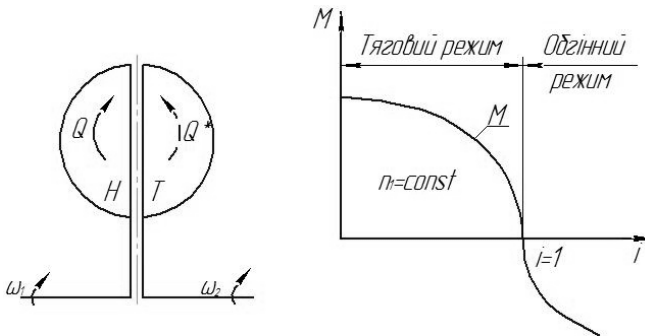


Рисунок 2.26 – Циркуляція рідини у робочій порожнині і зовнішня характеристика гідромумфи на обгінному режимі

При обгінному режимі на вхідному валу гідромуфти знак крутного моменту змінюється на протилежний, а напрям його обертання відповідає тяговому режиму роботи.

Показники обгінного режиму:

$$\omega_2 > \omega_1, i > 1, s < 0, Q < 0, M < 0, N_1 < 0. \quad (2.41)$$

Обгінні режими частіше за все трапляються у приводах підймальних і транспортних машин. На обгінному режимі гідромуфта, яка встановлена у приводі автомобіля, працює під час руху з гори на прямій передачі або при ввімкненні знижувальної передачі під час руху по рівній дорозі. Насосне колесо при отриманні енергії від двигуна перешкоджає збільшенню частоти обертання турбінного колеса і гальмує рух з'єднаної з ним привідної машини.

Гідромуфта ефективно передає потужність як на тяговому, так і на обгінному режимі. Робота гідромуфти на обгінному режимі характеризується рівнянням балансу питомої енергії у вигляді

$$-H_{IH} + H_{IT} - \Sigma h_{emp} = 0, \quad (2.42)$$

де H_{IH} – теоретичний напір за насосним колесом (береться із негативним знаком, оскільки фактично напір створюється турбінним колесом, а насосне колесо створює «протинапір»);

H_T – теоретичний напір за турбінним колесом;

Σh_{emp} – сумарні втрати напору.

Залежність $M = f(i)$ при $\omega_1 = \text{const}$ наведена на рис. 2.26 б.

Граничним випадком обгінного режиму є режим динамічного гальмування, або, як його називають, гідрогальмівний режим. На цьому режимі насосне колесо нерухоме ($\omega_1 = 0$) і гідромуфта працює як лопатеві гідрогальма.

Зовнішня характеристика $M = f(\omega_2)$ є квадратичною параболою, нахил якої залежить від конструкції лопатевої системи гідромуфти і властивостей робочої рідини (рис. 2.27).

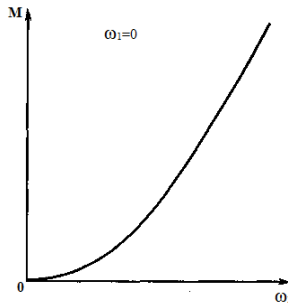


Рисунок 2.27 – Зовнішня характеристика гідромуфти на режимі динамічного гальмування

На цьому режимі гідромуфта працює у приводі автомобіля при спуску його у важких гірських умовах, коли за допомогою спеціального пристрою її насосне колесо загальмовується.

Режим протиобертання – гальмівний режим, при якому вхідний і вихідний вали обертаються в різні боки. На режимі протиобертання потужність до гідромуфти підводиться як від двигуна, так і від привідної машини (рис. 2.28).

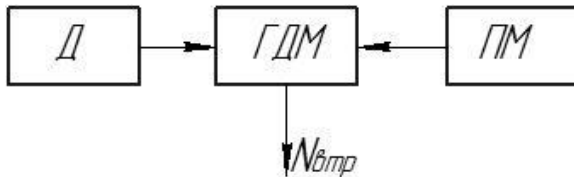


Рисунок 2.28 – Структурна схема роботи гідромуфти на режимі протиобертання (Д – двигун, ПМ – привідна машина)

На режимі протиобертання гідромуфта у приводі автомобіля працює під час руху заднім ходом при ввімкненій прямій передачі (автомобіль не може подолати крутий підйом).

У цьому режимі турбінне колесо примусово обертається убік, протилежний напрямку обертання насосного колеса, тобто енергія підводиться до гідромуфти з двох боків і вся перетворюється у тепло. У більшості гідромуфт величина моменту, обумовленого циркуляцією рідини, в інтервалі $-1 < i < 0$ із зменшенням i зменшується, а абсолютна величина втрат досягає максимуму.

Показники цього режиму:

$$\omega_2 < 0, i < 0, s > 1. \quad (2.43)$$

Насосне колесо працює в насосному режимі, а турбінне – у гальмівному, при якому енергія, що підводиться до нього від привідної машини, витрачається на гальмування потоку рідини у робочій порожнині. Тобто на режимі протиобертання об'ємна подача гідромуфти

$$Q = Q_H - Q_T, \quad (2.44)$$

де Q_H, Q_T – подача відповідно насосного і турбінного коліс.

На рисунку 2.29 наведена зовнішня характеристика гідромуфти і гідрогальм.

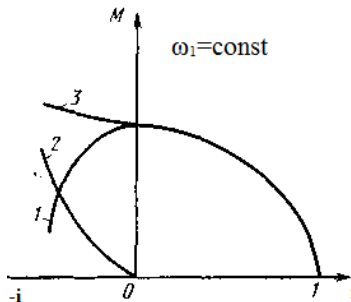


Рисунок 2.29 – Зовнішні характеристики:

1 – гідромуфти на тяговому режимі і режимі протиобертання;
2 – гідрогальм; 3 – гідрогальм і гідромуфти при спільній роботі

Із рисунка 2.29 бачимо, що момент гідромуфти на режимі протиобертання при збільшенні частоти обертання турбінного колеса різко зменшується. Це пояснюється інтенсивним зменшенням подачі.

Робота гідромуфти на режимі протиобертання характеризується рівнянням балансу енергії у вигляді

$$H_{тН} + H_{тТ} - \Sigma h_{втр} = 0. \quad (2.45)$$

Повна зовнішня характеристика гідромуфти на тяговому, гальмівному і зворотному режимах роботи подана на рис. 2.30.

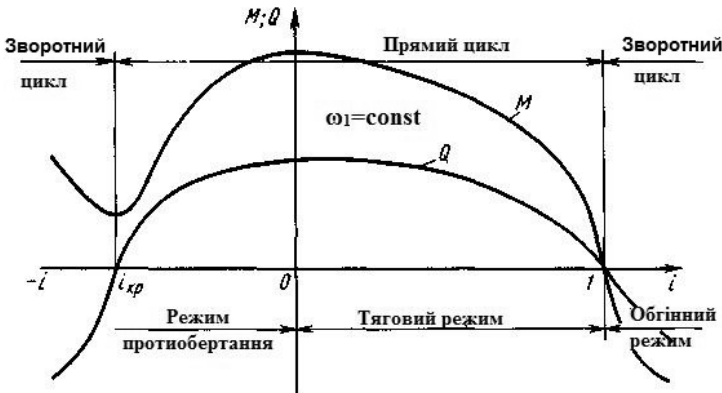


Рисунок 2.30 – Повна характеристика гідромуфти

2.3.3 Вплив геометричних параметрів та властивостей рідини на характеристики гідромуфту

На рисунку 2.31 подані зовнішні характеристики гідромуфту різних варіантів проточної частини і різного числа лопатей.

Із рисунка 2.31 бачимо, що чим менше число лопатей, тим більший гідравлічний радіус каналу і відповідно чим більше втрати, тим менші Q і M . Крім того, при малих подачах Q зростає відхилення потоку через вплив кінцевого числа лопатей, що також приводить до зменшення M .

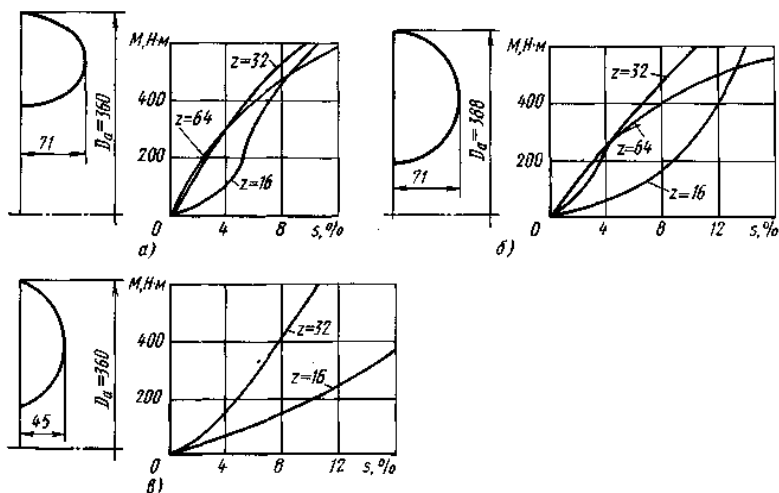


Рисунок 2.31 – Вплив числа лопатей і форми проточної частини на зовнішні характеристики гідромуфту:
 а) $D_d/D_0 = 0,5$; б) $D_d/D_0 = 0,26$; в) $D_d/D_0 = 0,21$

При малих ковзаннях крутний момент тим менший, чим менше число лопатей. Із збільшення ковзання крутний момент у варіантів із меншим числом лопатей стає більшим, ніж при більшому числі лопатей. Це обумовлено тим, що при малих ковзаннях у гідромуфтах малі як меридіональні, так і відносні швидкості.

Із збільшенням ковзання збільшується витрата, зменшується вплив турбулентності і домінуючими будуть втрати тертя.

Відповідно крутні моменти для робочих коліс із великим числом лопатей зменшуються і стають меншими від крутних моментів для робочих коліс із малим числом лопатей.

Для гідромуфти без тора число лопатей визначається за залежністю

$$z = 8,652D_a^{0,279}, \quad (2.46)$$

де D_a – активний діаметр, мм.

Для гідромуфт із тором рекомендується число лопатей розраховувати як

$$z = 1,39D_a^{0,52}. \quad (2.47)$$

У турбінному колесі число лопатей береться на 1–3 менше, ніж для насосного колеса. Це виключає періодичну установку лопатей один проти одної, що усуває коливальні імпульси, які створюють вібрацію лопатей.

На рисунку 2.32 подані характеристики, що показують вплив числа лопатей у насосному колесі на коефіцієнт моменту λ_m і коефіцієнт перевантаження $K_{пер}$ для гідромуфт із нахиленими лопатями. Оптимальне число лопатей знаходиться в межах 24–32 для кожного лопатевого колеса.

Істотний вплив на характеристику гідромуфти робить відношення розмірів втулкового й активного діаметрів D_o/D_a (рис. 2.33). Крутний момент зменшується із збільшенням D_o/D_a . Зміна крутного моменту при зміні D_o/D_a практично мало залежить від ковзання $s = 20$ – 100 %.

Товщина лопатей коліс вибирається з конструктивних і технологічних міркувань і коливається в межах від 0,7 до 6 мм.

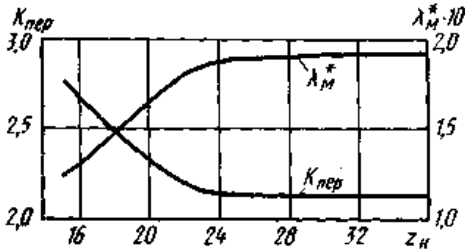


Рисунок 2.32 – Залежність $K_{пер}$ та λ_m від числа лопатей

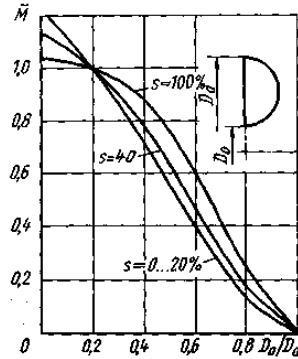


Рисунок 2.33 – Залежність відносного моменту від радіальних розмірів робочої порожнини при різних значеннях ковзання

На рисунку 2.34 а показано вплив ширини лопаті робочого колеса на відносну характеристику гідромуфти з радіальними лопатями, а на рисунку 2.34 б – вплив зазору δ між лопатевими колесами на зведену характеристику гідромуфти з нахиленими лопатями. Збільшення зазору між лопатевими колесами від 2 до 12 мм практично не впливає на зведену характеристику гідромуфти.

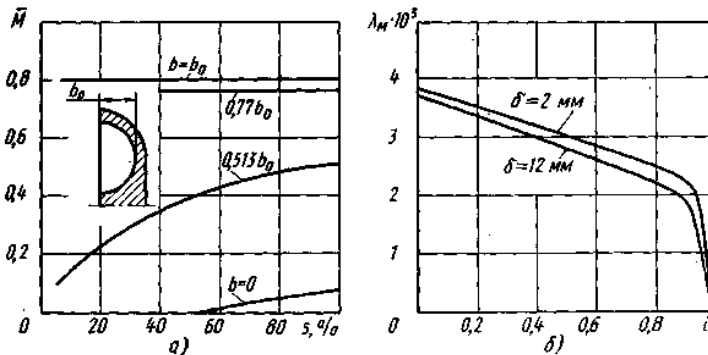


Рисунок 2.34 – Характеристики гідромуфти при зміні:
а) ширини лопаті; б) зазору між лопатевими колесами

На рисунку 2.35 а, б показані залежності, що відображають вплив кутів установлення лопатей на характеристику гідромуфти з лопатями, нахиленими назад.

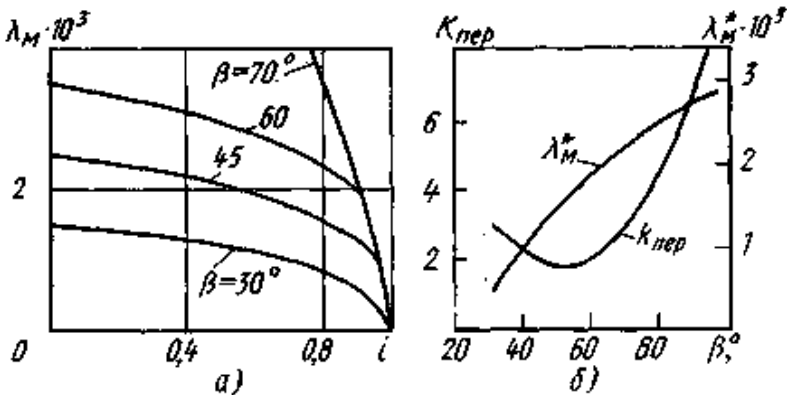


Рисунок 2.35 – Зведені характеристики гідромуфти:

а) залежність $\lambda_M = f(i)$ при $\beta = const$;

б) залежність $K_{пер}$ та λ_M^* від β

Коефіцієнт моменту для розрахункового режиму λ_M^* зростає із збільшенням кута лопаті, а коефіцієнт перевантаження набуває оптимального значення при $\beta \approx 50^\circ$. На практиці беруть $\beta = 60^\circ$, оскільки у цьому випадку досягається необхідне значення λ_M^* і близьке до оптимального значення $K_{пер}$.

Вид лопатевої системи значно впливає на характеристику гідромуфти. На рисунку 2.15 з подані характеристики гідромуфти з радіальними і нахиленими лопатями. У гідромуфт із нахиленими вперед лопатями крутний момент більший, ніж у гідромуфт із радіальними і нахиленими назад лопатями.

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристику гідромуфти (рис. 2.36). Із збільшенням в'язкості збільшуються гідравлічні втрати, зменшується витрата і відповідно корисна потужність і крутний момент для різних конструкцій лопатей: з просторовими лопатями (рис. 2.36 а), нахиленими вперед (рис. 2.36 б) і радіальними (рис. 2.36 в).

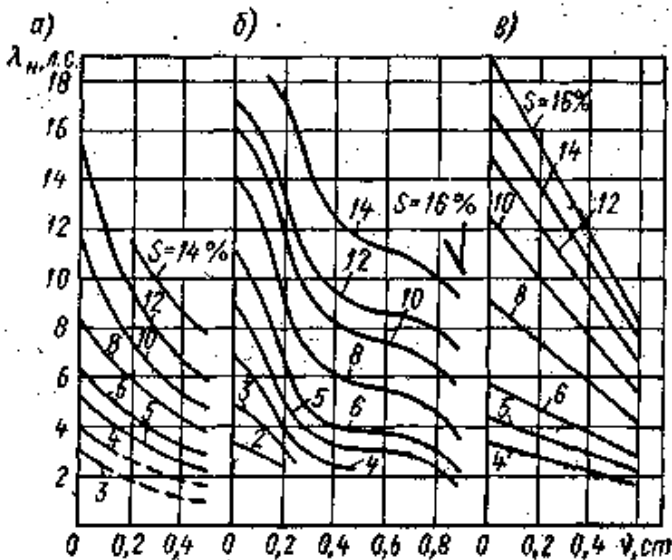


Рисунок 2.36 – Вплив в'язкості на зовнішню характеристику гідромуфти: а) просторові лопаті; б) лопаті нахилені вперед; в) радіальні лопаті

2.4 Спільна робота двигуна і гідромуфти

2.4.1 Основні приводи машин

Характеристика привода, який є комплексом «двигун – гідромуфта», визначається їх сумісними параметрами. На більшості транспортних засобів застосовують двигуни внутрішнього згоряння (дизельні або карбюраторні двигуни), а в електронасосних агрегатах – електродвигуни. У деяких установках доцільне використання як приводи парових і газових турбін. На рисунку 2.37 а подані типові характеристики парових і газових турбін (крива 1) і двигуна внутрішнього згоряння (крива 2), на рисунку 2.37 б – характеристики асинхронних електродвигунів нормального виконання (крива 3), з підвищеним моментом (крива 4), з підвищеним ковзанням (крива 5).

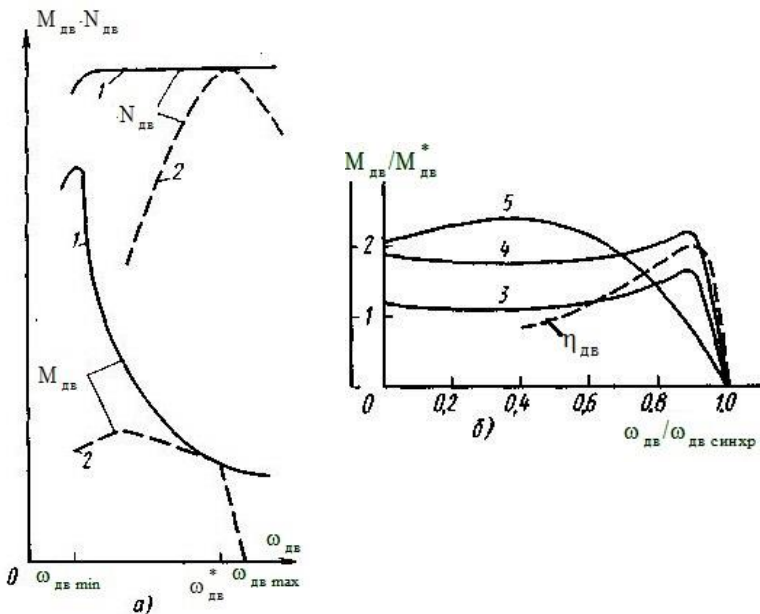


Рисунок 2.37 – Типові характеристики двигунів

2.4.2 Робота гідромуфти з двигуном внутрішнього згоряння

Під час розгляду особливостей спільної роботи двигуна і гідромуфти вважається заданою характеристика двигуна – залежність моменту і потужності від кутової швидкості вала: $M_{дв} = f(\omega_{дв})$ і $N_{дв} = f(\omega_{дв})$ (рис. 2.38 а), і зовнішня характеристика гідромуфти – залежність крутного моменту M і к. к. д. η від кутової швидкості вихідного вала ω_2 при постійних значеннях ρ , ν , ω_1 (рис. 2.38 б). При цьому вважається, що вал двигуна жорстко з'єднаний із вхідним валом гідромуфти, а вихідний вал гідромуфти є вихідним валом привода.

Необхідно визначити зону навантаження двигуна гідромуфтою і побудувати вихідну характеристику привода – залежність моменту на вихідному валу привода від його кутової швидкості: $M = f(\omega_2)$.

Поставлене завдання вирішується графоаналітичним методом. Окремі етапи розв'язання подані на рис. 2.38 в, з, д, е.

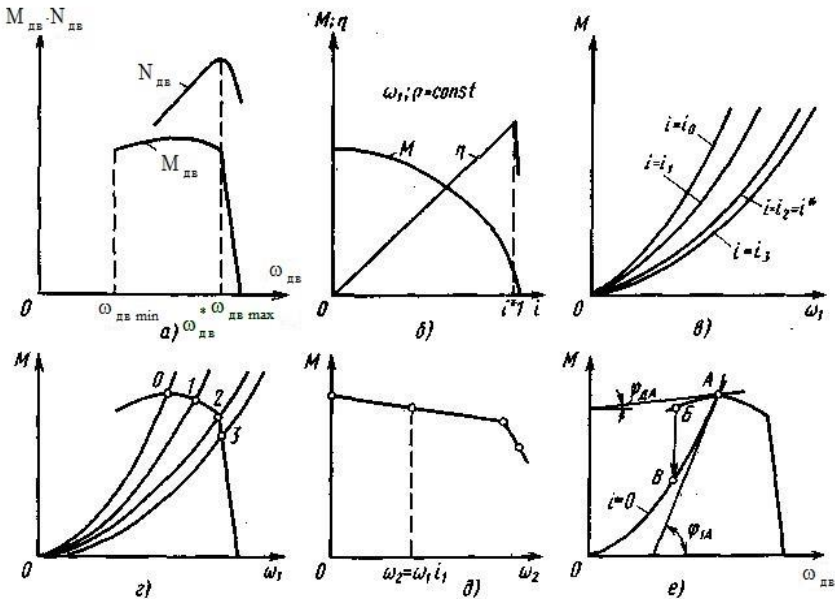


Рисунок 2.38 – Характеристики спільної роботи двигуна внутрішнього згоряння і гідромуфти

На першому етапі будується вхідна (навантажувальна) характеристика гідромуфти (рис. 2.38 е) – залежність моменту на вхідному валу від його кутової швидкості при $i = \text{const}$. Характеристика $M = f(\omega_1)$ будується при $i = 0; 0,1; 0,2; \dots$ і т. д. до $i = i^*$ за рівнянням $M = A\omega_1^2$. При цьому значення A для різних значень i визначається залежністю $A = \lambda_{M\rho} D_a^5$ (рис. 2.38 б).

Для $i = 0$ вхідна характеристика будується таким чином: за даними характеристики на рис. 2.38 б – M, ρ, ω_1 і відомим значенням активного діаметра D_a визначається коефіцієнт $\lambda_{M(i=0)}$. Потім розраховується значення постійного коефіцієнта $A_{i=0} = \lambda_{M(i=0)} \rho D_a^5$, і за рівнянням $M_{(i=0)} = A_{i=0} \omega_1^2$ будується парабола $M_{(i=0)} = f(\omega_1)$ для довільних значень ω_1 .

Аналогічно будуються параболи для інших значень передатних відношень i (рис. 2.38 *в*). Таким чином, вхідна характеристика гідромумфти є сімейством парабол, що виходять із початку координат.

Якщо сумістити на одному графіку (рис. 2.38 *з*) та в однаковому масштабі характеристику двигуна (рис. 2.38 *а*) з вхідною характеристикою гідромумфти (рис. 2.38 *б*), то точки перетину $0, 1, 2$ і т. д. характеристик є точками спільної роботи двигуна і гідромумфти. Точки $0, 1, 2$ і т. д. характеризують постійні режими роботи привода, що складається з двигуна і гідромумфти. Для цих режимів справедлива рівність $N_{\partial\partial} = N_1$ або $M_{\partial\partial}\omega_{\partial\partial} = M_1\omega_1$. У даному приводі $\omega_{\partial\partial} = \omega_1$, і тому $M_{\partial\partial} = M_1$, тобто лише точки $0, 1, 2$ і т. д. є точками спільної роботи цього двигуна і гідромумфти. Зона режимів роботи двигуна на рис. 2.38 *з* від $\omega_{\partial\partial}$ при $i = 0$ до $\omega_{\partial\partial}$ при $i=i_3$ є зоною навантаження цього двигуна даною гідромумфтою.

Вихідна характеристика будується в координатах $M - \omega_2$ (рис. 2.38 *д*) таким чином. Для кожного постійного режиму роботи привода (двигун - гідромумфта) визначається значення моменту M за ординатами точок $0, 1, 2$ і т. д. графіка рис. 2.38 *з*, а значення абсциси ω_2 , що відповідає цим режимам, визначається як $\omega_2 = \omega_1 \cdot i$, де ω_1 і i – абсциси точок $0, 1, 2$ і т. д. на рис. 2.38 *з*. Залежність $M = f(\omega_2)$ називається деформованою характеристикою двигуна.

Особливістю вихідної характеристики привода (рис. 2.38 *д*) порівняно з характеристикою двигуна (рис. 2.38 *а*) є те, що вона має початок на осі ординат. Тобто привід із гідромумфтою (двигун - гідромумфта) дозволяє отримати будь-яку кутову швидкість вихідного валу ω_2 аж до нуля. За наявності гідромумфти момент на вала двигуна при ω_2 , близьких до нуля, більший, ніж момент без гідромумфти. Це пояснюється тим, що при використанні гідромумфти двигун розвиває велику швидкість і працює на режимі більшого крутного моменту (рис. 2.38 *з*, точка 0).

Проте якщо двигун може працювати при $\omega_2 = 0$, цього ще недостатньо для його нормальної експлуатації. Необхідно, щоб двигун із гідромуфтою працював стійко при всіх змінах навантаження.

Робота двигуна із гідромуфтою (рис. 2.38 е) буде стійкою за умови

$$\operatorname{tg}\varphi_{HA} > \operatorname{tg}\varphi_{\partial BA}. \quad (2.48)$$

Вимоги, що ставляться до зовнішньої характеристики гідромуфти, призначеної для роботи у приводі з двигуном внутрішнього згорання, такі:

1) для використання максимальної потужності двигуна при максимальному к. к. д. гідромуфти її вхідна характеристика при i^* повинна перетинати характеристику $M_{\partial B} = f(\omega_{\partial B})$ у точці з максимальною потужністю $N_{\partial B \max}$;

2) при мінімально стійкій кутовій швидкості вала двигуна гідромуфта повинна навантажувати двигун моментом, що не перевищує $M_{\partial B}$ при $\omega_{\partial B \min}$;

3) для використання максимального моменту двигуна на режимі зрушення привідної машини вхідна характеристика гідромуфти при $i = 0$ повинна перетинати характеристику $M_{\partial B} = f(\omega_{\partial B})$ у точці з максимальним моментом $M_{\partial B \max}$.

2.4.3 Робота гідромуфти з асинхронним електродвигуном змінного струму

Асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором є найнадійнішими і дешевими. До недоліків їх характеристики відносять малий пусковий момент і обмежений діапазон зміни кутової швидкості ротора і крутного моменту (рис. 2.37 б). Істотного поліпшення характеристик привода із електродвигуном досягається під час застосування обмежувальної гідромуфти.

Критерієм обмежувальної властивості гідромуфти є коефіцієнт перевантаження, що визначається відношенням

максимального крутного моменту до розрахункового моменту:

$$K_{nep} = M_{max} / M^*, \quad (2.49)$$

де M_{max} – крутний момент на стоповому режимі;
 M^* – крутний момент на розрахунковому режимі.

Для звичайних гідромуфт коефіцієнт K_{nep} може досягати значень 10–12, для обмежувальних $K_{nep}=1,5–5$ залежно від конструкцій гідромуфти.

Під час використання у приводі з електродвигуном змінного струму обмежувальної гідромуфти відпадає проблема привода великих інерційних мас, для розгону яких без гідромуфти потрібне глибоке і тривале за часом регулювання ковзання двигуна.

На рисунку 2.39 *а* і *б* наведені характеристики асинхронного електродвигуна змінного струму з короткозамкненим ротором і обмежувальної гідромуфти з коефіцієнтом перевантаження $K_{nep} = 2$. На рисунку 2.39 *а* показана також залежність сили струму $I_{об} = f(\omega_{об})$ і вхідні характеристики гідромуфти при $i = 0$ і $i = i^*$.

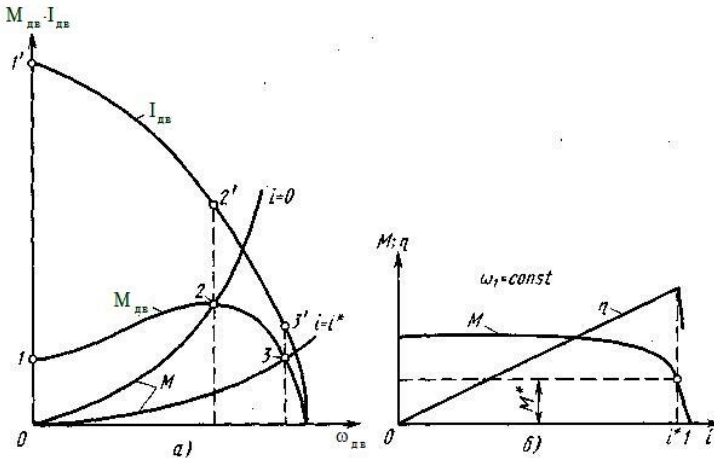


Рисунок 2.39 – Характеристики спільної роботи гідромуфти з асинхронним електродвигуном

Для роботи з цим двигуном гідромуфту підбирають так, щоб її вхідна характеристика при $i = 0$ перетинала характеристику двигуна в точці 2, що відповідає $M_{\text{дв max}}$. Це дає можливість під час пуску використовувати момент $M_{\text{дв max}}$, а не пусковий момент двигуна (точка 1), який приблизно в 2 рази менший. Відповідна сила струму під час пуску (точка 2') буде також значно меншого від пускового струму (точка 1'). Вхідна характеристика гідромуфти при $i = i^*$ повинна перетинати характеристики $M_{\text{дв}}$ і $I_{\text{дв}}$ відповідно в точках 3 і 3', де момент відповідає його розрахунковому значенню M^* .

2.5 Регулювання гідромуфт

2.5.1 Основні параметри регулювання

Під час роботи різного роду машин необхідно забезпечити регулювання їх, тобто пристосувати характеристики привідної машини до характеристики споживача. Так, наприклад, для насоса часто потрібна зміна характеристики з метою отримання заданої величини подачі, яка пропорційна швидкості обертання вала.

Під регулюванням гідромуфт необхідно розуміти керування зміною швидкості вихідного вала або його крутного моменту. Відомі такі способи регулювання гідромуфт:

- зміна частоти обертання вала двигуна;
- зміна наповнення робочої порожнини – об'ємне регулювання;
- зміна форми робочої порожнини – механічне регулювання.

Гідромуфти, які регулюються лише при зміні частоти обертання вала двигуна, називають нерегульованими, а гідромуфти, які регулюються при постійній частоті обертання вала двигуна, називають регульованими.

Таким чином, ознакою регулювання гідромфти є наявність в конструкції керованого ззовні пристрою регулювання.

процесі регулювання основними параметрами є глибина, швидкість і стійкість регулювання.

Глибина регулювання визначає діапазон зміни кутової швидкості вала привідної машини порівняно з його швидкістю на оптимальному режимі роботи, який може забезпечити гідромфта в процесі регулювання:

$$K_{pez} = \frac{\omega_2^* - \omega_{2Д}}{\omega_2^*} = 1 - \frac{\omega_{2Д}}{\omega_2^*}, \quad (2.50)$$

де ω_2^* – кутова швидкість вихідного вала гідромфти на оптимальному режимі роботи або кутова швидкість вала привода (двигун – гідромфти);

$\omega_{2Д}$ – дійсна кутова швидкість вихідного вала гідромфти або поточна кутова швидкість вала привода (двигун – гідромфти).

Швидкість регулювання, або *швидкодія*, – це швидкість, з якою виконується команда і здійснюється зміна режимів роботи. Вона залежить від конструктивного виконання гідромфти.

Глибина регулювання за допомогою гідромфти визначається залишковим моментом або *стійкістю* роботи гідромфти. Залишковий момент гідромфти залежить від конструктивного виконання її. Мінімальний залишковий момент може дорівнювати моменту дискового тертя або вентиляційному моменту (моменту при роботі на повітрі). Стійкість зумовлює роботу гідромфти і відповідно всієї системи без коливань.

2.5.2 Регулювання зміною наповнення робочої порожнини

Робота гідромуфт із частковим наповненням. При експлуатації гідромуфт із частковим наповненням при певному навантаженні спостерігається нестійка її робота, виникає коливальний процес. Це явище виявилось тісно пов'язаним із процесом регулювання гідромуфти зміною ступеня її наповнення.

Під ступенем наповнення робочої порожнини q_0 розуміють відношення об'єму робочої рідини в робочій порожнині гідромуфти до об'єму робочої порожнини. Змінювати q_0 можна шляхом регулювання потоку рідини на вході у робочу порожнину, на виході з неї або на вході і на виході одночасно.

Регулювання зміною ступеня наповнення приводить до різних контурів робочої порожнини і, отже, до різних характеристик гідромуфт. Якщо при повному наповненні ($q_0 = 1$) форма потоку цілком визначається межами робочої порожнини, то при частковому наповненні ($q_0 < 1$) рідина може набирати контурів залежно від діючих у потоці сил, обумовлених режимами роботи. За інших однакових умов чим менше q_0 , тим менший момент, який передається гідромуфтою при даному передатному відношенні i . При $q_0 = 0$ момент M практично дорівнює нулю, оскільки його величина обумовлюється лише механічними і вентиляційними втратами, і $K_{рег} = 0$.

Нижче розглянуто особливості робочого процесу в гідромуфті при об'ємному регулюванні (див. рис. 2.40 *а, б, в, з*). Наповнення гідромуфти на 50 % є особливо небезпечним випадком із погляду нестійкої роботи привода. Радіуси r_{H2} і r_{H1} відповідають положенню середньої лінії течії на номінальному режимі роботи.

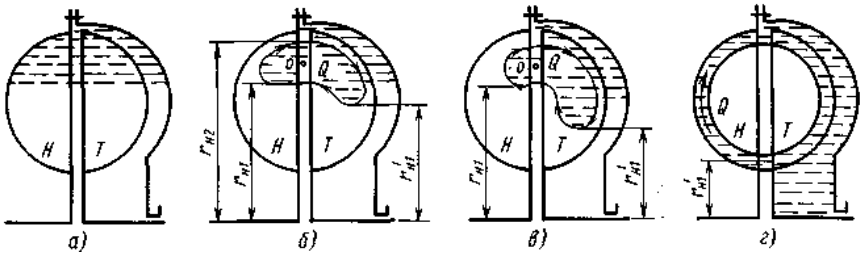


Рисунок 2.40 – Рух рідини в гідромуфті при частковому наповненні:
 а) при $s = 0$; б) при $s = 5\text{--}10\%$;
 в) при $s = 30\text{--}35\%$; з) при $s \geq 45\%$

На режимі холостого ходу (рис. 2.40 а) рідина в робочій порожнині знаходиться на одному рівні. При цьому меридіональна складова абсолютної швидкості $v_m = 0$ і ковзання $s = 0$. Рідина з однаковими відцентровими силами (при рівності кутової швидкості насосного і турбінного коліс $\omega_1 = \omega_2$) притискається до периферійних частин торів лопатевих коліс і кожуха.

З появою ковзання ($s > 0$) починається циркуляція рідини в робочій порожнині і взаємодія її з насосним і турбінним колесами. При цьому виникають додаткові відцентрові сили щодо миттєвого центра O обертання потоку. Оскільки одночасно з цим кутова швидкість турбінного колеса ω_2 зменшується і дія відцентрових сил, обумовлених цією швидкістю, слабшає. Потік рідини набирає форми, який показано на рис. 2.40 б. При подальшому збільшенні ковзання робоча рідина ще більше заповнює турбінне колесо, в той час як радіус r_{H1} практично не змінюється (рис. 2.40 в).

При ковзаннях $s > 40\text{--}45\%$ відбувається стрибкоподібна перебудова потоку на кільцеподібний. Це призводить до виникнення малого і великого контурів циркуляції рідини.

Для ділянки роботи гідромуфти з ковзанням $s < 40\text{--}45\%$ виникає малий контур циркуляції рідини (МКЦ), а крутий момент визначається

$$M_{MKЦ} = \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r_{H1}), \quad (2.51)$$

де $\frac{r_{H2}}{r_{H1}} \approx const.$

У разі регулювання гідромуфти при підвищеному ковзанні потік у турбінному колесі спрямовується до осі обертання і при ковзанні $s > 30-35\%$ окремі частинки рідини потрапляють на лопаті насосного колеса. При подальшому збільшенні $s > 45\%$ виникає великий контур циркуляції (ВКЦ) і відбувається різке збільшення крутного моменту за рахунок зменшення радіуса r_{H1} до r'_{H1} (рис. 2.40 з).

Рівняння моменту для великого контуру циркуляції рідини має вигляд

$$M_{BKЦ} = \rho Q (v_{uH2} r_{H2} - v_{uT2} r'_{H1}). \quad (2.52)$$

Для даного передатного відношення i $M_{BKЦ} > M_{MKЦ}$, оскільки $r_{IH} \gg r'_{IH}$.

Кожний із контурів руху рідини (рис. 2.38) є стійким у певній зоні передатних відношень і лише в діапазоні критичних передатних відношень починається нестійкий режим роботи. Зміна моменту обумовлена не зміною витрати, а зміною радіуса входу потоку в насосне колесо.

На рисунку 2.41 показана зовнішня характеристика гідромуфти, яка заповнена на 50%.

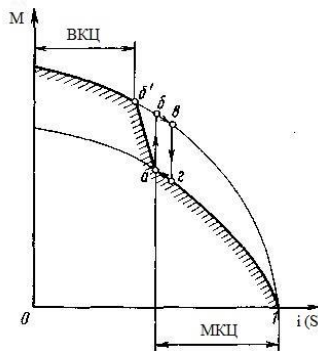


Рисунок 2.41 – Зовнішня характеристика гідромуфти з частковим заповненням

На рисунку 2.42 показана відносна зовнішня характеристика гідромуфти, яка регулюється наповненням. На характеристиці заштрихована область перехідних процесів, які виникають у результаті перебудови потоку при зменшенні наповнення q_0 . Очевидно, що області з коливальним процесом негативно впливають на характеристики гідромуфт і установки в цілому.

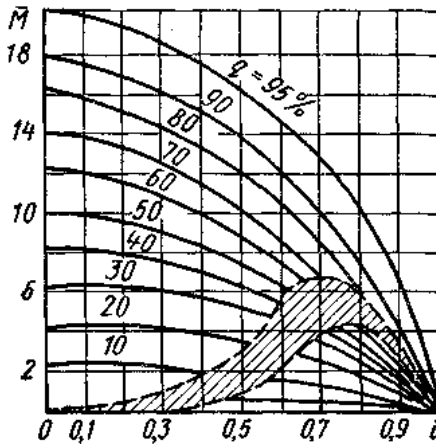


Рисунок 2.42 – Відносна характеристика гідромуфти з областю перехідних процесів

Для зменшення імовірності виникнення нестабільних процесів у гідромуфтах застосовуються такі заходи:

- а) робота при незмінному контурі руху рідини;
- б) збільшення жорсткості перехідного процесу при перебудові потоку;
- в) зміщення зони перебудови потоку в область більших ковзань.

Нижче розглянуто принципові конструктивні схеми гідромуфт, які забезпечують їх роботу без коливального процесу.

Гідромуфта з напрямним пристроєм (рис. 2.43 а, б). Конструктивною особливістю цієї гідромуфти є розвинений тор. На рисунку 2.43 а схематично показана наявність двох контурів руху потоку, які одночасно існують на перехідному

режимі роботи, а на рисунку 2.43 б – зовнішня характеристика таких муфт при різних наповненнях. У гідромуфтах з напрямним пристроєм зниження жорсткості характеристики в перехідному режимі до 5–7 % відбувається за рахунок наявності двох контурів руху. Для гідромуфт із внутрішнім тором характерне зміщення зони перебудови потоку в область більших ковзень $s > 60\%$.

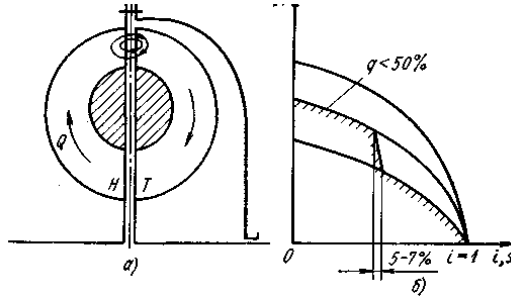


Рисунок 2.43 – Гідромуфта з напрямним пристроєм:
а) схема; б) характеристика

Гідромуфта з порогом (рис. 2.44). Забезпечити роботу гідромуфти при незмінному контурі руху рідини можна за допомогою порога в робочій порожнині. Зовнішній діаметр порога $D_{II}/D_a = 0,5-0,55$. Для незначної різниці радіусів r_{IH} і r'_{IH} характеристики таких гідромуфт практично не мають області перехідних процесів, але жорсткість характеристик такої конструкції дещо більша, ніж у гідромуфт, описаних вище.

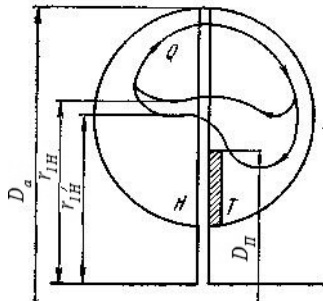


Рисунок 2.44 – Гідромуфта з порогом

Поріг перешкоджає виникненню коливального процесу, оскільки він збільшує радіус входу в насосне колесо r'_{IH} . У зв'язку з тим, що поріг є більш простим удосконаленням, ніж напрямний пристрій, він отримав переважне використання.

На рисунку 2.45 показані залежності впливу діаметра порога D_p на характеристики гідромуфти з нахиленими лопатями зі ступенем наповнення близько 95 %.

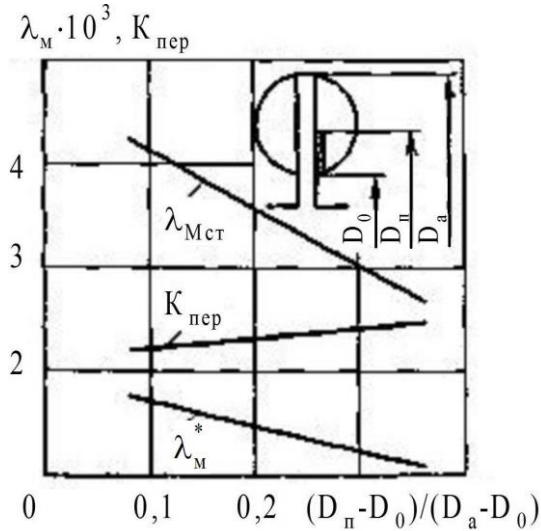


Рисунок 2.45 – Вплив порога на характеристику гідромуфти з нахиленими лопатями
(λ_{MCT} – коефіцієнт моменту на стоповому режимі роботи)

Із графіків бачимо, що при майже повністю наповненій гідромуфті збільшення діаметра порога збільшує коефіцієнт перевантаження і зменшує λ_M^* та λ_{MCT} .

Гідромуфти з об'ємним регулюванням надійні, а їх характеристики порівняно просто забезпечити на практиці.

Гідромуфта з поворотною черпаковою трубкою і обертовим резервуаром показана на рис. 2.46 а, б.

До насосного колеса (рис. 2.46 *a*) гідромуфти приєднаний зовнішній кожух. Він утворює додатковий резервуар, який завжди обертається. Робоча рідина в резервуарі розташовується у вигляді кільця. На осі, що віддалена на відстань ексцентриситету e від осі обертання гідромуфти, розміщена черпакова трубка, яка нерухома при даному сталому режимі роботи гідромуфти. Черпакова трубка може повертатися на 90° за допомогою важеля (рис. 2.46 *б*).

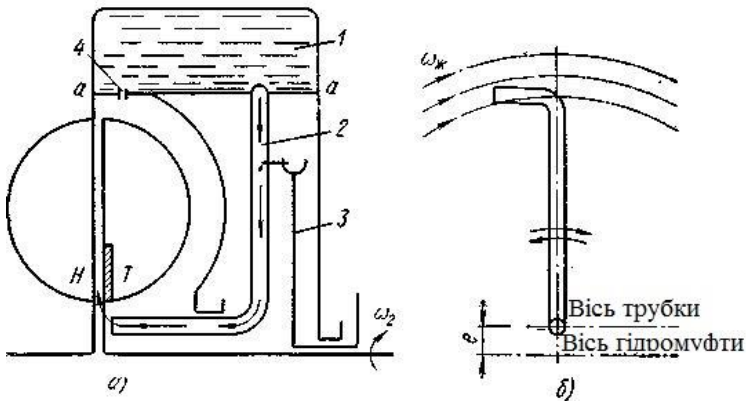


Рисунок 2.46 – Гідромуфта з поворотною черпаковою трубкою та обертовим резервуаром:

- 1 – обертовий резервуар; 2 – поворотна черпакова трубка;
- 3 – важіль керування; 4 – жиклер

У замикальному кожусі встановлений жиклер (постійно відкритий калібрований отвір), через який безперервно витікає рідина з робочої камери в обертовий резервуар. Весь об'єм робочої рідини такої гідромуфти можна поділити на два об'єми:

$$V = V_{p.k} + V_{д.к}, \tag{2.53}$$

де $V_{p.k}$ – об'єм рідини в робочій камері;
 $V_{д.к}$ – об'єм рідини в додатковій камері.

Якщо $V_{p.k} = 0$, то гідромуфта відключена і $V = V_{d.k}$, якщо ж $V_{d.k} = 0$, то гідромуфта передає максимальний момент і $V = V_{p.k}$. Черпакова трубка призначена для перерозподілу об'ємів рідини в робочій і додатковій камерах. Так, якщо трубка виведена з потоку, то вся робоча рідина через жиклер витікає в додаткову камеру. При введенні трубки в потік робоча рідина під дією швидкісного напору перетікає в робочу камеру. А оскільки діаметр трубки значно більший діаметра жиклера, то кожне фіксоване положення трубки при її повороті однозначно визначає наповнення робочої порожнини гідромуфти. Подібна конструктивна схема гідромуфти проста і надійна в роботі. Відсутність спеціального живильного насоса, а також спеціального бачка для живлення робочої порожнини гідромуфти є її перевагою. Крім того, охолодження гідромуфти здійснюється за рахунок природного теплообміну. Проте ця схема має свої недоліки: збільшений габаритний розмір за діаметром і велика інерційність.

Гідромуфта з нерухомою черпаковою трубкою (регулювання потоку на вході і виході з робочої порожнини) показана на рис. 2.47.

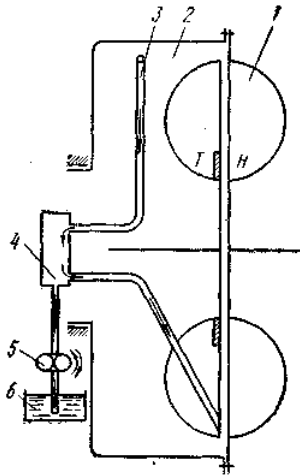


Рисунок 2.47 – Гідромуфта з нерухомою черпаковою трубкою:
 1 – робоча порожнина; 2 – додаткова камера; 3 – нерухома черпакова трубка;
 4 – колектор; 5 – живильний насос; 6 – бак

Гідромуфта проточна, порівняно проста за конструкцією і зручна в експлуатації. Оскільки черпакова трубка 2 нерухома, її приймальний отвір весь час знаходиться під напором.

Рідина за допомогою черпакової трубки надходить у колектор 3 і потім у робочу порожнину 1. На незмінному режимі роботи кількість рідини, яка відведена трубкою, дорівнює кількості рідини, що надійшла в робочу порожнину. Процес регулювання полягає в тому, що при зменшенні наповнення частина рідини відкачується насосом 4 з колектора в бак 5, а при збільшенні наповнення – надходить через колектор у робочу порожнину.

Таким чином, насос працює лише в період зміни наповнення робочої порожнини гідромуфти. При частковому наповненні і сталому режимі насос не працює, тобто швидкодія гідромуфти в основному визначається подачею насоса. Ця схема регулювання легко автоматизується, оскільки насос може працювати за наперед розробленою програмою.

Відомі інші принципові схеми гідромуфт, які регулюються зміною наповнення.

2.5.3 Регулювання зміною форми робочої порожнини

Конструкції гідромуфт із можливістю зміни форми робочої порожнини забезпечують підвищену швидкодію.

Регулювання зміною форми робочої порожнини відбувається при повороті, складанні і виведенні лопатей з круга циркуляції. Поворот лопатей коліс може здійснюватися навколо радіальних осей або осей, які паралельні осі обертання гідромуфти. Регулювання поворотом лопатей відбувається при повністю заповненій гідромуфті, тобто порушення стійкості через перестроювання потоку рідини виключається. Граничні характеристики визначаються граничними кутами повороту лопатей, проміжні знаходяться між ними. При повороті лопатей змінюється жорсткість характеристики. *При малій жорсткості, коли малому приросту моменту відповідає великий приріст*

кутової швидкості, і при змінному навантаженні на привідній машині швидкість системи може бути нестабільною.

Гідромурфта з поворотними півлопатями насосного колеса і її характеристики показані на рис. 2.48 а, б.

Коли напрям поворотних лопатей (рис. 2.48 а) збігається з напрямом неповоротних, гідромурфта передає максимальний момент M_{max} . При повороті лопатей на 90° (рис. 2.48 б) перекриваються міжлопатеві канали в робочій порожнині, що перешкоджає потоку рідини. У цьому випадку момент, який передає гідромурфта, буде мінімальним M_{min} .

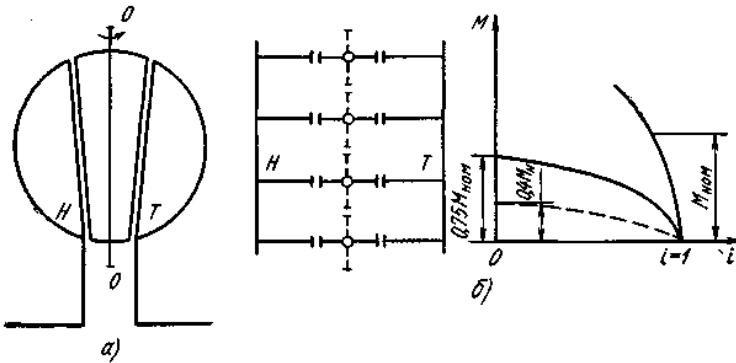


Рисунок 2.48 – Гідромурфта з поворотними півлопатями насосного колеса:
а) схема; б) зовнішня характеристика

Проміжні положення поворотних лопатей визначають проміжні значення моментів. Гідромурфта має високу швидкодію, але складна за конструкцією. Глибина регулювання обумовлена залишковим моментом M_{min} при положенні лопатей перпендикулярно до потоку рідини. Повністю виключити циркуляцію рідини навколо лопатей і дискове тертя при використанні спеціальних замкових пристроїв неможливе. Залишковий момент у цьому випадку $M_{min} = 0,4M^*$. За відсутності замкових пристроїв $M_{min} = 0,75 M^*$.

Гідромуфта з *поворотними лопатями турбінного колеса*, що складаються. Лопаті повертаються навколо осей паралельних осі обертання робочих коліс (рис. 2.49 а).

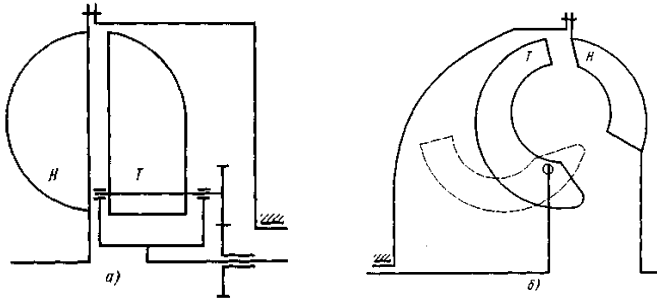


Рисунок 2.49 – Схема регульованої гідромуфти:
 а) лопатями турбінного колеса, що складаються;
 б) з лопатями турбінного колеса, що прибираються

Під час передачі гідромуфтою мінімального моменту $M_{min} \approx 0$ лопаті розміщуються в центральній частині навколо вихідного вала і не взаємодіють із потоком рідини. Залишковий момент M_{min} обумовлюється лише тертям у підшипниках і у механізмі повороту лопатей. Величина його становить $(0,02-0,005)M^*$, тобто гідромуфта має високу глибиною регулювання при майже миттєвій швидкодії. Недоліком гідромуфти є складність конструкції і підвищені гідравлічні втрати (лопаті турбінного колеса не мають зовнішніх торів). Їх доцільно застосовувати лише в спеціальних установках, де потрібна особлива глибина регулювання і висока швидкодія. Гідромуфти з *поворотними лопатями турбінного колеса*, що прибираються при повороті відносно осей, які перпендикулярні до осі обертання робочих коліс (рис. 2.49 б).

У «прибраному» стані (штрихова лінія) лопаті турбінного колеса повністю виведені із зони взаємодії з потоком рідини і гідромуфта передає мінімальний момент $(0,02-0,005)M^*$. Гідромуфта має такі самі переваги і недоліки, як і попередня.

2.5.4 Регулювання зміною властивостей робочої рідини

Крім приведених вище робочих рідин, відомі так звані синтетичні рідини, густина яких близько 2000 кг/м^3 . Якщо застосовувати замість рідин ртуть, рідкі метали, тверді речовини (наприклад, свинцевий дріб), густина яких істотно відрізняється від густини масел, можна добитися істотного збільшення крутного моменту при незмінному активному діаметрі.

Як обмеження використання цього способу регулювання гідромуфти необхідно зазначити, що збільшення в'язкості рідини із зменшенням крутного моменту приводить до підвищення втрат на тертя і, як наслідок, до зменшення к. к. д. У той самий час істотне зменшення в'язкості приводить до збільшення витікань і вимагає ускладнення конструювання ущільнень. Збільшення густини робочої рідини може привести до істотного збільшення маси гідропривода. У ряді випадків збільшення густини рідини супроводжується і збільшенням її в'язкості (наприклад, масла І-45, МС-20). У цьому випадку глибина регулювання дещо зменшуватиметься. Відомі способи зміни в'язкості робочої рідини шляхом зміни температури, введення у рідину спеціальних присадок. Із патентної літератури відома конструкція гідромуфти, в якій використовується спеціальна магнітна рідина і, при розміщенні її у змінне магнітне поле, змінюється в'язкість робочої рідини.

2.5.5 Обмежувальні гідромуфти

Обмежувальні гідромуфти призначені для обмеження крутного моменту. До них відносять запобіжні гідромуфти для захисту двигуна на усталених режимах роботи від раптових перевантажень; пускові гідромуфти для захисту двигуна від перевантажень у процесі пуску привідних машин із великими моментами інерції обертливих частин; пускогальмівні

гідромуфти – реверсовані передачі, які призначені для пуску та гальмування приводних машин.

Гідромуфти мають м'яку зовнішню характеристику і зменшений коефіцієнт перевантаження за рахунок використання в конструкціях спеціальних пристроїв для зменшення моменту при великих ковзаннях. В обмежувальних гідромуфтах (рис. 2.50) зниження моментів при великих ковзаннях досягається за рахунок зменшення кількості рідини у робочій порожнині шляхом перетікання її в додаткову порожнину або установкою дроселювального пристрою. При цьому перетікання рідини в додаткову порожнину або забезпечення роботи дроселювального пристрою відбувається автоматично і залежить від режимів роботи гідромуфти. Нижче наведені принцип дії, особливості конструкції і характеристики обмежувальних гідромуфт.

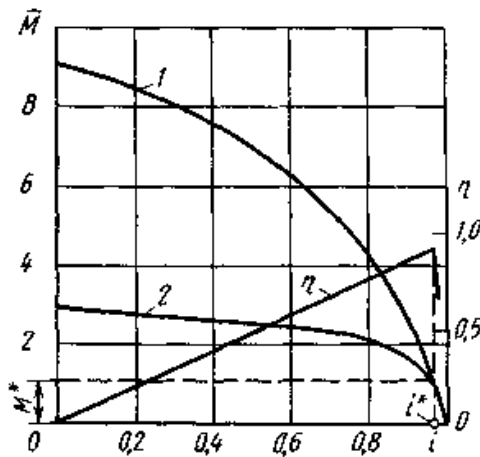


Рисунок 2.50 – Відносні зовнішні характеристики гідромуфти:
1 – звичайної; 2 – обмежувальної

Запобіжні гідромуфти

Гідромуфта з віднесеною робочою порожниною (рис. 2.51 а, б). В основу конструювання гідромуфти покладено те явище, що частина простору робочої порожнини зайнята рідиною, а частина – повітрям. Положення контурів між рідиною і повітрям залежать від передатного відношення. Робочій порожнині можна надати оптимальних контурів лише при високих передатних відношеннях.

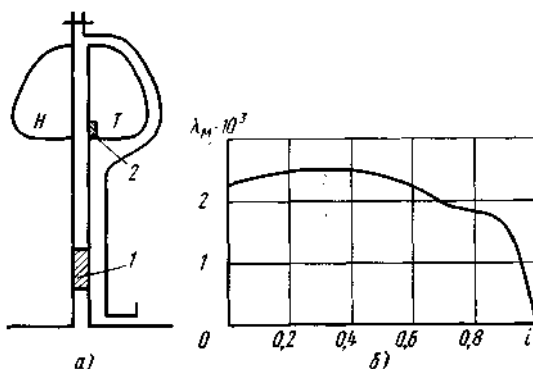


Рисунок 2.51 – Гідромуфта з віднесеною робочою порожниною:
а) схема; б) зведена характеристика

При зменшенні i форма робочої порожнини перешкоджає збільшенню швидкості v_m і, отже, крутного моменту. На показаній схемі гідромуфти (рис. 2.51 а) робоча порожнина віддалена від осі обертання: відношення активного діаметра до втулкового приблизно дорівнює 1,5 (звичайно, воно становить 2–3). Ширина робочої порожнини перевищує її радіальний розмір. У робочу порожнину виступає поріг 2. Гідромуфта заповнюється майже повністю. Незначне зменшення заповнення істотно погіршує зовнішню характеристику гідромуфти. Для узгодження і поліпшення характеристик гідромуфти і двигуна при пуску в турбінному колесі є порожнина, в якій установлені з можливістю радіального переміщення диски 1, що витісняють рідину в робочу порожнину при розгоні турбінного колеса. З характеристики (рис. 2.51 б) бачимо, що $K_{пер} = 2,45$.

Гідромуфта із статичним самовипорожненням робочої порожнини показана на рис. 2.52.

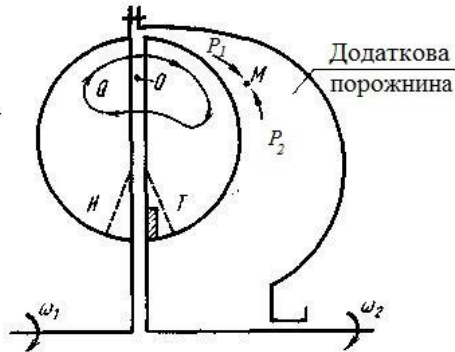


Рисунок 2.52 – Схема гідромуфти із статичним самовипорожненням

Гідромуфта виконана із симетричними насосним і турбінним колесами. Додаткова порожнина утворена зовнішньою поверхнею турбінного колеса і внутрішньою поверхнею кожуха. У робочій порожнині є поріг. На режимах роботи, близьких до оптимального ($i \rightarrow i^* \rightarrow 1$), у робочій порожнині виникає циркуляція рідини навколо миттєвого центра O . На частинку рідини M постійно діють дві протилежно спрямовані сили P_1 і P_2 . Сила P_1 обумовлена відносним рухом рідини навколо точки O і залежить від швидкості v_m , яка визначається режимом роботи. Чим менше передатне відношення i , тим більше v_m і сила P_1 . Сила P_2 обумовлена переносним рухом рідини. Чим більша кутова швидкість турбінного колеса ω_T , тим більша кутова швидкість рідини ω_p і сила P_2 .

Додаткова порожнина і поріг сприяють зменшенню коефіцієнта $K_{пер}$ до 3,5–5.

Гідромуфта з динамічним самовипорожненням – це обмежувальна гідромуфта із зменшеним коефіцієнтом переваантаження і високою швидкістю (рис. 2.53).

Гідромуфта має насосне колесо, міжлопатеві канали якого за допомогою жиклерів з'єднані з додатковою

порожниною 1. Турбінне колесо із скошеними вихідними кромками лопатей виконано несиметричним до насосного колеса. Робоча порожнина має скидну порожнину 2, розташовану в центральній частині. Під час роботи робоча порожнина гідромуфти заповнюється рідиною частково.

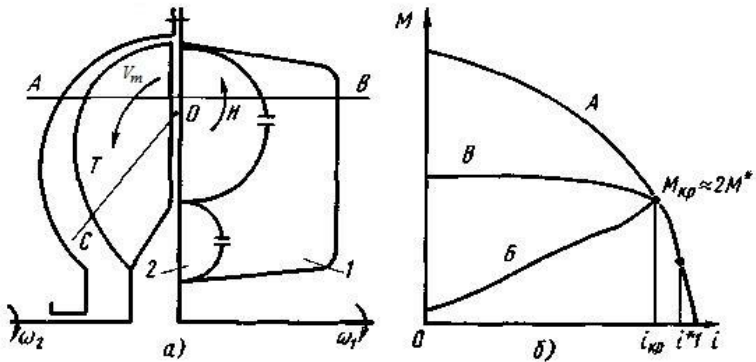


Рисунок 2.53 – Гідромуфта з динамічним самовипорожненням:
 а) схема; б) зовнішні характеристики;
 (А – звичайна гідромуфта; Б – гідромуфта без попередньої камери;
 В – гідромуфта з попередньою камерою)

На режимі холостого ходу рідина знаходиться концентрично до осі обертання гідромуфти, наприклад, по лінії АВ. За наявності ковзання в робочій порожнині гідромуфти виникає циркуляція рідини навколо миттєвого центра обертання О.

У процесі руху частинок рідини за напрямком вихідних крамок лопатей турбінного колеса їх енергія зменшується і на лінії ОС дорівнює нулю. При подальшому збільшенні ковзання частинки рідини рухаються нижче лінії ОС, досягають скошених вихідних крамок лопатей турбінного колеса і потрапляють у центральну скидну порожнину. Таким чином, відбувається динамічне (під дією динамічного швидкісного напору) самовипорожнення робочої порожнини.

Передатне відношення, при якому починається скидання рідини, називають критичним ($i = i_{кр}$). При $i_{кр} = 0,85-0,8$ через

різке скидання рідини на зовнішній характеристиці гідромуфти спостерігається провал (рис. 2.53 б – крива Б), що приводить до нестійкої роботи привода.

Для отримання необхідної зовнішньої характеристики гідромуфти встановлюють попередню камеру або поріг. Попередня камера є колесом із невеликим числом лопатей, яке розміщується за турбінним колесом і жорстко з'єднане з насосним колесом (рис. 2.53 а). У попередній камері виникають зворотні течії, і тому вона є додатковим опором потоку, що витікає з турбінного колеса. Це приводить до зменшення провалу на характеристиці.

На схемі рис. 2.54 а подана обмежувальна гідромуфта з динамічним самовипорожненням, а на рис. 2.54 б – характеристика. Із цієї характеристики бачимо, що коефіцієнт перевантаження при зміні наповнення не перевищує 2,3. Але на характеристиці має місце неістотний провал. Для зменшення провалу на характеристиках у конструкціях гідромуфт встановлюють поріг 1.

Таким чином, використання ефекту динамічного самовипорожнення дозволяє істотно підвищити швидкодію обмежувальної гідромуфти і зберегти прийнятні значення коефіцієнта перевантаження як на сталих, так і на перехідних режимах роботи машини.

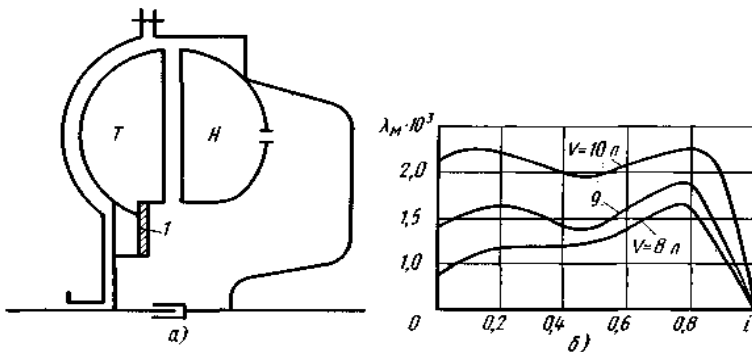


Рисунок 2.54 – Гідромуфта з динамічним самовипорожненням:
 а) схема; б) зведена характеристика
 при різних наповненнях робочої порожнини

Пускові гідромуфти

Пускова гідромуфта дозволяє зменшити момент, який передається при пуску і розгоні привідної машини. Для цього використовуються обмежувальні гідромуфти з додатковою порожниною 1 полегшення пуску, яка з'єднується з робочою порожниною отворами або каналами невеликого перерізу (рис. 2.55 *а, б, в*).

При нерухомій гідромуфті порожнина полегшення пуску заповнена рідиною. При пуску рідина, що знаходиться в цій порожнині, не бере участі у процесі передачі енергії. Під дією відцентрової сили рідина починає поступово перетікати в робочу порожнину. При цьому збільшується крутний момент і передатне відношення гідромуфти.

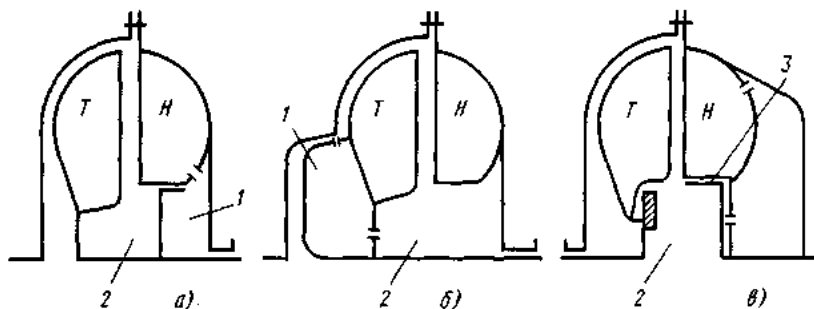


Рисунок 2.55 – Схеми пускових гідромуфт:

- а*) із порожниною полегшення пуску в насосному колесі;
- б*) із порожниною полегшення пуску в турбінному колесі;
- в*) із роздільним стаканом між скидною порожниною і порожниною полегшення пуску

На схемі рис. 2.55 *а* порожнина полегшення пуску розміщена в насосному колесі. Під час витікання рідини з порожнини полегшення пуску до неї надходить повітря із скидної порожнини 2. При малих передатних відношеннях скидна порожнина заповнена рідиною. Порожнина полегшення пуску залишається заповненою рідиною до тих пір, доки не відбудеться перебудова потоку й у скидну порожнину не потрапить повітря. Це важливо, тому що при великому

інерційному навантаженні не відбуватиметься передчасного спорожнення порожнини полегшення пуску і, отже, перевантаження двигуна.

На схемі рис. 2.55 б порожнина 1 полегшення пуску розміщена у турбінному колесі. Відцентрова сила, яка діє на рідину, визначається швидкістю обертання турбінного колеса ω_T . Щоб спорожнення порожнини полегшення пуску не відбулося передчасно, у гідромуфті є клапан, що відкривається під дією розрідження в порожнині пуску лише при досягненні турбінним колесом заданої кутової швидкості ω_T . Після цього рідина через отвори може витікати з порожнини полегшення пуску, і по зазору між турбінним колесом і кожухом потрапити в робочу порожнину.

Відмітною особливістю гідромуфти (рис. 2.55 в) є наявність розподільного стакана 3 між скидною порожниною і порожниною полегшення пуску. Стакан перешкоджає заповненню порожнини полегшення пуску при короткочасних перевантаженнях. Тобто для усунення короткочасного перевантаження використовується повний момент двигуна. Порожнина полегшення пуску зменшує наповнення робочої порожнини при розгоні.

Пускогальмівні гідромуфти

У пускогальмівних гідромуфтах використовуються колеса з нахиленими лопатями (рис. 2.15 а, б, в), площини яких розміщені під кутом до площин меридіональних перерізів, а кромки зберігають радіальне положення. На рисунку 2.15 а, б, в наведені схеми гідромуфт із нахиленими лопатями, на рисунку 2.15 г – їх зовнішні характеристики.

Гідромуфти з лопатями, нахиленими назад (рис. 2.15 в – крива б), обмежують моменти як на тяговому режимі роботи, так і на режимі протиобертання. На зовнішній характеристиці відсутній провал на режимі протиобертання, що обумовлює їх вживання в реверсивних приводах, що працюють з малими «повзучими» швидкостями.

Основними перевагами гідромуфт із нахиленими лопатями є висока швидкодія і стабільність характеристик, оскільки гідромуфти працюють при повністю заповненій робочій порожнині. Під стабільністю характеристик гідромуфти необхідно розуміти їх незалежність від експлуатаційних умов, недоливів або переливів робочої рідини. Позитивні якості гідромуфт із нахиленими лопатями дозволили використовувати їх як пускогальмівні для роботи у приводах із реверсивними двигунами.

2.6 Основи проектування та розрахунку гідромуфт

2.6.1 Розрахунок гідромуфт методом подібності

Відомі методи розрахунку повністю заповнених гідродинамічних муфт із різноманітними формами робочих порожнин. Але єдиного методу, що дозволяє вибрати оптимальні параметри гідромуфти для будь-якої форми її робочої порожнини, не існує. Це пояснюється складністю робочого процесу та недостатністю його вивчення, що затруднює створення узагальненої математичної моделі течії рідини.

Один із найпростіших та поширених методів розрахунку гідромуфт – це розрахунок за подібністю. Цей метод припускає наявність вже випробуваних, добре відпрацьованих моделей проточної частини.

Багаторічна практика проектування і створення динамічних машин дозволила розробити основні положення використання закону подібності для розрахунку і моделювання гідромуфт. Простота конструкції їх робочих коліс, осьова симетрія проточної частини, взаємне розміщення коліс і умови їх взаємодії дозволяють широко застосувати для розрахунку закон подібності з достатньою для практики точністю.

Для цього повинні бути виконані такі умови подібності:

– геометрична подібність натурної (проектованої) гідромуфти і моделі або прототипу при збереженні відносної шорсткості проточної частини;

– кінематична подібність, що визначає подібність планів швидкостей проеккованої гідромуфти і моделі;

– динамічна подібність, що спричиняє за собою вимогу рівності чисел Рейнольдса проеккованої гідромуфти і моделі.

Для встановлення подібності гідромуфт використовується «умовний критерій подібності»:

$$\text{Re}_y = \omega_1 \frac{D_a^2}{\nu} . \quad (2.54)$$

Якщо для геометрично подібних гідромуфт при однаковому передатному відношенні $\text{Re}_{y(H)} = \text{Re}_{y(M)}$, то режими течії виявляться подібними. На підставі результатів експериментальних досліджень пропонуються значення $\text{Re}_y = 1,0 \cdot 10^6$ при $i = 0,95$ для гідромуфт із нахиленими лопатями і $\text{Re}_y = 1,1 \cdot 10^6$ при $i = 0,95$ для гідромуфт із радіальними лопатями. На стоповому режимі автотельність настає при менших значеннях Re_y .

Для вибору гідромуфти задається потужність двигуна $N_{об}$; частота обертання двигуна $n_{об}$; необхідне значення к. к. д. гідромуфти (або ковзання s); умови роботи в системі. Грунтуючись на технічному завданні, вибирають робочу рідину з певною об'ємною вагою γ і кінематичним коефіцієнтом в'язкості ν ; конструкцію гідромуфти та зведену характеристику для даної гідромуфти і в'язкості робочої рідини.

За безрозмірною (зведеною) характеристикою (рис. 2.56) для заданого значення ковзання (наприклад, $s = 2 \%$) визначаються (2.32) коефіцієнт потужності λ_N або коефіцієнт моменту λ_M і за їх значеннями розраховується активний діаметр гідромуфти.

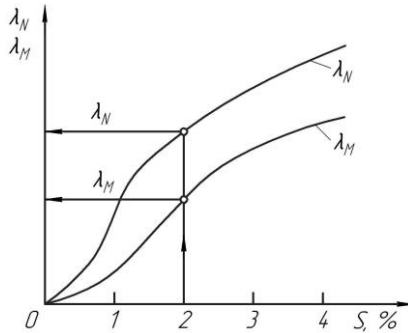


Рисунок 2.56 – Безрозмірна зовнішня характеристика гідромуфти

Активний діаметр визначається за формулою подібності

$$D_{a(H)} = \sqrt[5]{\frac{N_{1,p}}{\lambda_{N,p} \rho \omega_1^3}}, \quad (2.55)$$

де $N_{1,p}$ – потужність на вхідному валу гідромуфти на розрахунковому режимі;

$N_{\text{дв. } p}$ – потужність двигуна на розрахунковому режимі;

$N_{\text{втр. } p}$ – втрати потужності на розрахунковому режимі.

$$N_{1,p} = N_{\text{дв. } p} - N_{\text{втр. } p}. \quad (2.56)$$

Потужність $N_{\text{втр. } p}$ визначається втратами потужності на привід допоміжного устаткування (вентилятора, насоса живлення, компресора і т. д.). Якщо у технічному завданні відсутні дані про $N_{\text{втр. } p}$, то можна в першому наближенні прийняти $N_{\text{втр. } p} = 0,1N_{\text{дв. } p}$.

Для деяких гідромуфт коефіцієнт потужності приводиться в довідниках і монографіях у вигляді графіків.

Решту розмірів одержують шляхом пропорційного перерахунку всіх лінійних розмірів.

Після визначення активного діаметра натурального зразка гідромуфти $D_{a(H)}$, розраховують коефіцієнт пропорційності $k_{\text{под}} = D_{a(H)}/D_{a(M)}$, і за допомогою нього перераховують решту

геометричних розмірів гідромуфти. При перерахунку швидкостей потоку, напору лопатевих коліс, об'ємної подачі моделі і натурі використовуються закони пропорційності.

Цей метод обумовлює достатньо точний збіг фактичної і розрахункової характеристик.

При істотному зменшенні діаметра $D_{a(H)}$ порівняно з діаметром модельного зразка гідромуфти $D_{a(M)}$ (у 2 і більше разів) на характеристику натурального зразка впливає так званий «масштабний ефект», що обумовлює зниження коефіцієнта моменту, і деяке зростання коефіцієнта перевантаження. Цей факт можна пояснити недотриманням геометричної подібності, різною відносною шорсткістю міжлопатевих каналів і неідентичністю геометрії робочих органів натурального і модельного зразків гідромуфт. Зокрема, різними коефіцієнтами стиснення потоку. Це необхідно враховувати при проектуванні гідромуфт із малим активним діаметром за методом подібності.

2.6.2 Графіки підбору гідромуфт

Для гідромуфт загальнопромислового використання є графіки підбору, які є графічною залежністю активного діаметра від частоти обертання і потужності двигуна $D_a = f(n_{\partial a} \text{ і } N_{\partial a})$ (рис. 2.57). Масштаби за осями координат n і N вибираються за умови лінійної залежності активного діаметра.

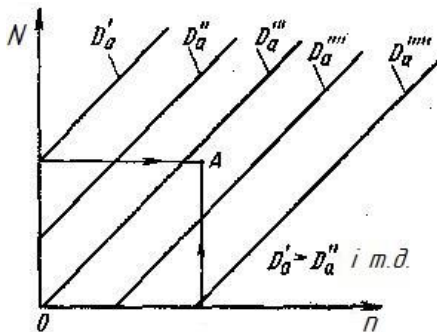


Рисунок 2.57 – Графіки підбору гідромуфти

За заданими значеннями потужності і частоти обертання вала двигуна знаходять точку А (рис. 2.57) і за довідником вибирають конструктивні розміри відповідної гідромуфти.

Для обмежувальних гідромуфт із динамічним самовипорожненням, для гідромуфт із нахиленими лопатями є номограми для вибору гідромуфт (рис. 2.58) – залежність активного діаметра $D_a = f(\omega_{\text{дв}}, N_{\text{дв}})$, які дозволяють для заданих значень кутової швидкості $\omega_{\text{дв}}$ та потужності двигуна $N_{\text{дв}}$ вибрати активний діаметр.

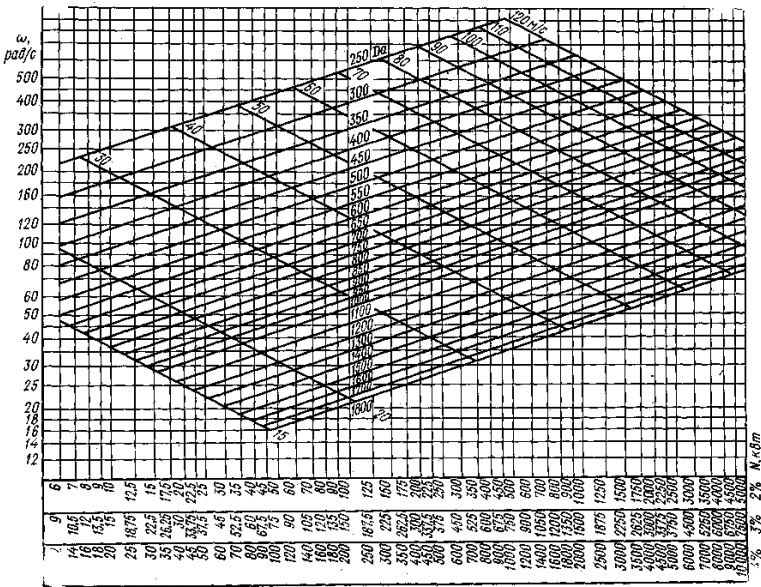


Рисунок 2.58 – Номограма для визначення активного діаметра

Для гідромуфт із робочою порожниною (рис. 2.12 а) і радіальними лопатями для ковзання $s = 3 \%$ рекомендується користуватися номограмою (рис. 2.59).

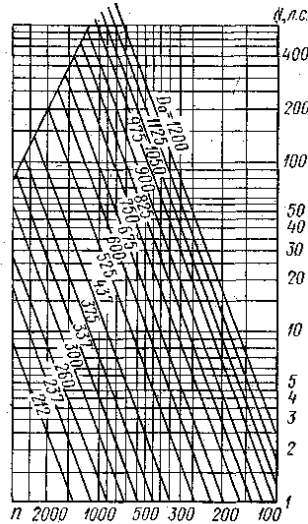


Рисунок 2.59 – Номограма для вибору гідромуфту

2.6.3 Розрахунок гідромуфти з використання розрахункових та експериментальних даних

Якщо не можливо підібрати гідромуфту за конструкцією і характеристикою, то виконується проектування нової гідромуфти.

Гідравлічні розрахунки та проектування нової гідромуфти можна провести за методикою І. Ф. Семичастнова і А. П. Кудрявцева.

Цей розрахунок починається із завдання коефіцієнта швидкохідності насосного колеса $n_s = 50-70$, який визначається за залежністю

$$n_{sH} = n_1 \sqrt{\frac{\rho_{(M)}}{\rho}} \frac{\sqrt{N_{1,p}}}{H_{H,p}^{5/4}}. \quad (2.57)$$

Визначається напір насосного колеса на розрахунковому режимі за умови, що густина рідини модельного зразка гідромуфти $\rho_{(M)} = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$H_{H.p} = \left(\frac{\rho_{(M)} N_{1.p} n_1^2}{\rho n_{sH}^2} \right)^{0,4} . \quad (2.58)$$

Потужність на вхідному валу $N_{l.p}$, частота обертання вхідного вала n_1 та густина рідини ρ для натурального зразка гідромуфти задаються.

Визначається об'ємна подача

$$Q_p = \frac{N_{1.p}}{\rho g H_{H.p}} . \quad (2.59)$$

Конструктивно задається втулковий діаметр

$$D_0 = 1,5d_H , \quad (2.60)$$

де d_H – діаметр вхідного вала.

Зазначена залежність експериментальна і рекомендується для гідромуфт зі статичним самовипорожненням. Для гідромуфт із динамічним самовипорожненням втулковий діаметр визначається з урахуванням розмірів скидної порожнини.

Розраховується меридіональна швидкість

$$v_{mp} = \alpha \sqrt{2gH_{H.p}} , \quad (2.61)$$

де α – коефіцієнт швидкості на вході (рис. 2.60).

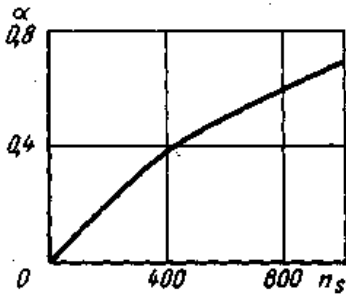


Рисунок 2.60 – Залежність коефіцієнта α від коефіцієнта швидкохідності

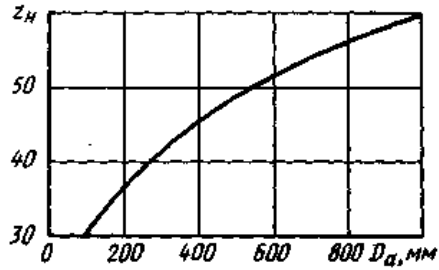


Рисунок 2.61 – Залежність числа лопатей від активного діаметра

Визначається меридіональна площа міжлопатевого каналів на вході $F_{вх}$ у лопатеве колесо і на виході $F_{вих}$ із нього:

$$F_{вх} = F_{вих} = \frac{Q_p}{v_{m(p)}}. \quad (2.62)$$

Розраховується активний діаметр:

$$r_{H2} = \sqrt{\frac{gH_{H.p}}{\omega_1^2(1-a^2i)}}. \quad (2.63)$$

$$\text{де } a = \frac{r_{H1}}{r_{H2}}.$$

Визначається число лопатей насосного колеса за графіком (рис. 2.61) або залежністю (2.46).

Число лопатей турбінного колеса повинне бути на 1–3 менше, що виключає періодичне устанавлення всіх лопатей – одна напроти одної. При зазначеній устанавці лопатей усуваються коливальні імпульси, які створюють вібрацію лопатей.

2.6.4 Живлення та охолодження гідромуфти

Для нормальної роботи гідропередач необхідними умовами є:

- повне заповнення проточної частини робочою рідиною;
- відсутність зон із тиском нижче тиску насиченої пари робочої рідини при даній температурі, що необхідно для запобігання кавітації;
- запобігання підвищення температури робочої рідини вище від допустимого її значення як за умовами спалаху і розкладання, так і забезпечення змащувальних властивостей.

Якщо тиск у всіх точках проточної частини вище від тиску насиченої пари рідини при даній температурі без збільшення тиску із зовні і якщо забезпечується охолодження робочої рідини усередині проточної частини за рахунок обдування корпусу гідропередачі повітрям, то таку гідропередачу можна виконувати без підведення і відведення рідини. При цьому необхідно установлювати надійні ущільнення, щоб витікання рідини були мінімальними, і періодично доливати робочу рідину в проточну частину.

Для гідропередач із великою потужністю необхідна примусова циркуляційна система (рис. 2.62) для забезпечення витрати, необхідної для охолодження робочої рідини, поповнення об'ємних витікань рідини і для підтримання тиску в проточній частині в межах, що забезпечить безкавітаційну роботу гідропередачі.

Підведення рідини живлення необхідно здійснювати в зону найменших тисків. Як правило, це область за турбінним колесом або перед насосним. При підведенні рідини живлення в область із найменшим тиском витрачається менша потужність на привід живильного насоса.

Енергія втрат, що утворюється в гідродинамічній передачі, перетворюється в тепло, яке нагріває робочу рідину, деталі гідромуфти і розсіюється в довкілля.

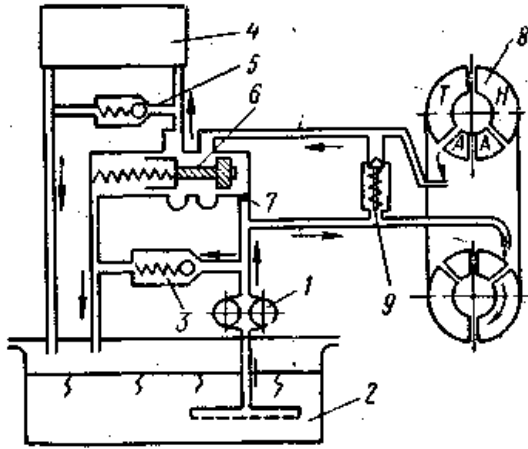


Рисунок 2.62 – Схема живлення гідропередачі:
 1 – насос; 2 – резервуар; 3 – запобіжний клапан; 4 – холодильник;
 5 – перепускний клапан; 6 – золотник; 7 – жиклер;
 8 – гідропередача; 9 – перепускний клапан

Секундна кількість тепла, що виділяється під час роботи гідромуфти, визначається за рівнянням

$$Q_{мен} = A(1 - \eta)N_1, \quad (2.64)$$

де Q – секундна кількість тепла, ккал/с;

A – тепловий еквівалент (0,24 ккал – тепловий еквівалент 1 кВт за 1 секунду);

η – к. к. д. гідромуфти;

N_1 – потужність на входному валу гідромуфти.

Або

$$Q_{мен} = (1 - \eta)N_1, \quad (2.65)$$

де $Q_{мен}$ – секундна кількість тепла, кДж/с;

1 кДж – тепловий еквівалент 1 кВт за 1 секунду.

Охолодження нерегульованих гідромуфт часто відбувається за рахунок природного обдування їх повітрям. Для збільшення інтенсивності обдування кожух гідромуфти виконують із ребрами або із спеціальними лопатками.

Якщо гідромуфта закрита суцільним кожухом, який ізолює її від зовнішнього повітря, то тепловіддача гідромуфти значно знижується, що може привести до перегрівання робочої рідини.

У цих випадках для підтримки теплового режиму у гідромуфті необхідна установка маслоохолоджувача, в якому охолоджується частина робочої рідини. Вагова кількість рідини, яка відбирається для охолодження, визначається за рівнянням

$$G_n = \frac{Q_{мен}}{c_p (t_{вих} - t_{ех})}, \quad (2.66)$$

де G_n – вагова кількість робочої рідини;

c_p – питома теплоємність робочої рідини;

$t_{ех}$, $t_{вих}$ – температура рідини відповідно на вході і на виході із гідравлічної передачі.

Під час роботи на воді температура на виході не повинна бути більше 70 °С. Температуру на вході беруть такою, що дорівнює 20–30 °С. Теплоємність води $c_{вода} = 1 \text{ ккал}/(^\circ\text{С}\cdot\text{кг})$. Під час роботи гідромуфти з використанням масла температура на виході допускається до 80–90 °С, на вході температура масла 50–70 °С. Теплоємність масла в середньому дорівнює $c_{масло} = 0,45 \text{ ккал}/(^\circ\text{С}\cdot\text{кг})$.

Для спеціальних масел, що мають високу температуру спалаху, допускається температура робочої рідини в проточній частині до 120–140 °С.

Найбільш несприятливим режимом із точки зору охолодження є режим при $i = 0$. На режимах протиобертання буде виділятися тепла ще більше.

При $i = 0$ вся потужність двигуна перетворюється на тепло. На режимах протиобертання на тепло перетворюються потужність, підведена від двигуна, і потужність, що підводиться до турбінного колеса від привідної машини. Тому якщо вищезазначені режими є довготерміновими, то систему охолодження необхідно розраховувати на найбільш напружений режим у тепловому відношенні. Якщо система працює на цих режимах короткочасно, а основна частка припадає на режим к. к. д. не менше $\eta = 75-80\%$, то розрахунок проводиться за умови найменшого допустимого к. к. д.

Для охолодження робочої рідини застосовуються масляно-водяні трубчасті холодильники, а іноді масляно-повітряні радіатори. Опір масляного тракту охолоджувальної системи долається або напором, який створюється черпаковою трубкою, або допоміжним насосом. Надлишковий тиск не повинен перевищувати 0,2–0,4 МПа.

Як живильні насоси застосовують шестеренні насоси із зовнішнім або внутрішнім зачепленням, що відрізняються компактністю і малою вартістю. Перевагою шестеренних насосів є не залежність подачі від зміни опору системи живлення. У тих випадках, коли подача насосів об'ємного типу є недостатньою, застосовуються насоси відцентрового типу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Алексапольский Д. Я. Гидродинамические передачи / Д. Я. Алексапольский. – М. : Машгиз, 1963. – 271 с.
2. Бондаренко А. В. Проектування комплексних гідротрансформаторів : навчальний посібник / А. В. Бондаренко, П. С. Зав'ялов. – Харків : НТУ «ХПІ», 2009. – 160 с.
3. Бондаренко А. В. Расчет и проектирование проточной части комплексного гидротрансформатора : учебное пособие / А. В. Бондаренко, П. С. Завьялов, Ю. М. Кухтенков. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – 52 с.
4. Вильнер Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. – Минск : Вышэйш. школа, 1976. – 416 с.
5. Гавриленко Б. А. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация / Б. А. Гавриленко, И. Ф. Семичастнов. – М. : Машиностроение, 1980. – 224 с.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
7. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика : підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський та ін. : за ред. В. О. Федорця. – К. : Вища школа, 1995. – 463 с.
8. Гідродинамічні муфти : методичні вказівки до практичних занять та завдання для виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Гідродинамічні передачі і приводи» / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2012. – 67 с.
9. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Вид-во СумДУ, 2005. – 255 с.
10. Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем / Л. А. Кондаков. – М. : Машиностроение, 1982. – 216 с.

11. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи / А. Я. Кочкарев. – М. : Машиностроение, 1971. – 336 с.
12. Стесин С. П. Гидродинамические передачи / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. – М. : Машиностроение, 1973. – 353 с.
13. Стесин С. П. Лопастные машины и гидродинамические передачи / С. П. Стесин, Е. А. Яковенко. – М. : Машиностроение, 1990. – 240 с.
14. Туркин А. Н. Гидромуфты питательных насосов тепловых электростанций / А. Н. Туркин. – М. : Энергия, 1974. – 232 с.
15. Яременко О. В. Ограничивающие гидродинамические муфты / О. В. Яременко. – М. : Машиностроение, 1970. – 224 с.

Навчальне видання

Котенко Олександр Іванович

ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ І ПРИВОДИ

Конспект лекцій

для студентів спеціальності

7/8.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”
усіх форм навчання

У двох частинах

Частина 1

Гідродинамічні муфти

Відповідальний за випуск І. О. Ковальов

Редактор Н. З. Клочко

Комп’ютерне верстання В. Ю. Кондусь

Підп. до друку 16.06.2015, поз. 119.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 6,28. Обл.-вид. арк. 5,75. Тираж 20 пр. Зам. №
Собівартість вид. грн к.

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб’єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.