Лабораторна робота № 14

Тема: Вивчення конструкції гідродинамічних передач.

Мета: Вивчити будову і принцип дії гідромуфти і гідротрансформатора.

1. Вказівки по підготовці до роботи.

1.1. Завдання по самостійній підготовці. Вивчити: призначення, принцип дії гідродинамічних передач, їх переваги і недоліки.

1.2. Питання для самоперевірки

- призначення гідродинамічних передач;
- принцип дії гідродинамічних передач;
- основні типи гідродинамічних передач.

2. Вказівки по виконанню роботи.

2.1. Програма роботи.

2.1.1. Вивчити конструкцію, робочий процес і характеристику:

- гідромуфти;
- гідротрансформатора.

3. Звітність по роботі.

3.1. Зміст звіту:

3.1.1. Привести кінематичну схему гідромуфти і гідротрансформатора.

3.1.2. Привести характеристики гідромуфти і гідротрансформатора.

3.1.3. Привести основні вимоги до характеристик гідромуфти і гідротрансформатора і способі їх покращення.

4. Конструкції гідродинамічних передач

4.1. Гідромуфти

Типова конструктивна схема гідромуфти (ГМ) представлена меридіональним перетином (рис. 1)

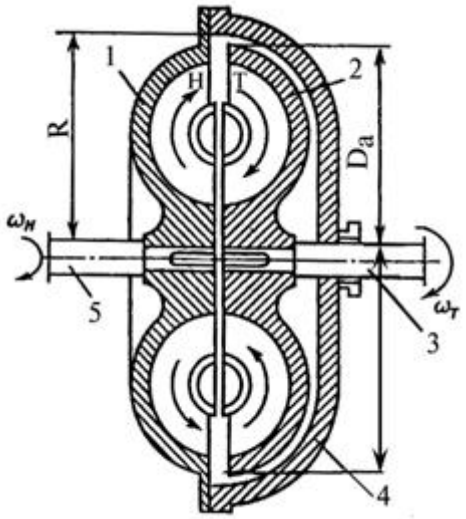

Рисунок. 1 Меридіональний перетин робочої порожнини гідромуфти.

Перетин гідромуфти, площиною яка проходить через її вісь, називається меридіональним.

Гідромуфта складається з насосного колеса 1, установленого на ведучому валу 5 турбінного колеса 2, насадженого на відомий вал 3, і корпуса 4. Так як гідромуфта не має направляючих апаратів, то момент відомого вала дорівнює моменту ведучого, тобто не відбувається трансформації енергії. Між торцями насосного 1 і турбінного 2 коліс є деякий зазор. Енергія від насосного колеса 1 на турбінне 2 передається через робочу рідину.

Для робочих рідин в гідродинамічних передачах застосовуються масла: індустріальне 12, індустріальне 20 турбінне і трансформаторне. Температура робочої рідини повинна знаходитися в межах 55…135^{0}С.

Щоб уникнути надмірного підвищення тиску в робочій порожнині при нагріванні рідини гідромуфти заповнюють на 85...87%.

Насосне колесо 1, обертаючись від двигуна, подібно відцентровому насосу, забирає рідину з турбінного колеса 2, що під впливом відцентрової сили відкидається до периферії, переміщаючи уздовж лопаток і обертаючись одночасно з колесом. Унаслідок цього робоча рідина здобуває запас кінетичної енергій і енергії тиску. З насосного колеса рідина попадає на лопатки турбінного колеса 2, перетворюючи цей запас енергії в механічну роботу обертання відомого вала. Утративши деяку кількість енергії на подолання опору обертанню турбінного колеса 2, рідина по його лопатах

направляється до центру гідромуфти, де ,вона знову переходить на насосне колесо 1, і цикл її руху повторюється.

Таким чином, рідина в гідромуфті циркулює від насосного колеса 1 до турбінного 2 (відносний рух) - обертається разом з колесом (переносний рух) і утворює вихрове кільце (абсолютний рух), іменуєме кругом циркуляції.

При розрахунку гідромуфти потужність на валу насосного колеса і частота обертання двигуна відомі. Насосне колесо від двигуна одержує потужність

$$N_н = \frac{\rho g Q H}{\eta_н}, \tag{1}$$

де $\eta_н$ - ККД насосного колеса гідромуфти; $\eta_Н$ =0,92…0,98, [45]

$N_н$ - може бути також визначена по формулі:

$$N_н = \frac{\rho g Q H}{\eta_н} \; N_н = N_Д - N_{всп}, \tag{2}$$

$N_Д$ - максимальна потужність двигуна;

$N_{всп}$ - потужність, витрачена на допоміжні механізми.

$$N_{всп} = 0{,}1 N_Д . \tag{3}$$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти

$$\eta = \frac{N_T}{N_н} = \frac{M_T n_T}{M_н n_н}, \tag{4}$$

N_T - потужність турбінного колеса;

$n_н$, n_T - частота обертання насосного і турбінного коліс, хв$^{-1}$.

Відомо, що $M_т = M_н$, тоді

$$\eta = n_T / n_н = i, \tag{5}$$

i - передатне число.

Гідромуфта працює при наявності циркуляції рідини,

$$n_н > n_T .$$

Різниця між частотою обертання насосного і турбінного коліс

гідромуфти, віднесена до частоти обертання насосного колеса, називається коефіцієнтом ковзання гідромуфти.

$$S = \frac{n_H - n_T}{n_H} \text{ або } S = 1 - i. \quad (6)$$

Ковзання регулюється заповненням гідромуфти робочою рідиною і складає від 2 до 4%.

Гідромуфти виготовляють без тора чи з тором незначної величини. Внутрішнє кільце гідромуфти називається тором, тому що це вихрове кільце має геометричну форму у виді порожнього тора. Тор може бути металевий і повітряний.

Гідромуфти поділяються на регульовані і нерегульовані постійного і перемінного наповнення.

У регульованій гідромуфті швидкість обертання відомого вала залежить не тільки від швидкості обертання ведучого вала, але і від положення керованого ззовні регулюючого пристрою. Регульовані гідромуфти позволяють при $n_H = n_1 = const$ одержувати різні величини $M_т$ і $n_т$.

У регульованих гідромуфтах передбачається пристрій для керування потоком рідини усередині гідромуфти впливом ззовні.

До нерегульованих відносяться гідромуфти, у яких при постійній швидкості обертання ведучого вала швидкість обертання відомого вала залежить тільки від навантажувального моменту на відомому валу.

Для аналізу можливості використання і вивчення властивостей динамічних передач використовують їхні характеристики.

У залежності від збігу параметрів гідродинамічної передачі приведених на графіках характеристики бувають: зовнішні, універсальні і приведені.

Зовнішньою характеристикою гідромуфти називається залежність крутящого моменту і коефіцієнта корисної дії від частоти обертання турбінного колеса при постійній частоті обертання насосного колеса.

Вона будується за результатами іспиту гідромуфти при повному чи частковому заповненні її робочою рідиною.

Зовнішню характеристику гідромуфти (рис 2) будують так: на осі абсцис відкладають частоту обертання турбінного колеса чи відносну частоту обертання турбіни $i_{гм} = n_T / n_н$, або величину ковзання S, а на осі ординат - зміну крутячого моменту, значення ККД і потужність. За нормальну розрахункову точку приймається значення крутячого моменту, М=0 при ковзанні S = 4...2% ($i = n_T / n_н$=0,96...0,98). З графіка видно, що гідромуфта відноситься до передач, у яких кінематичні характеристики залежать від прикладеного навантаження. Максимальний ККД у зоні робочих режимів $i_{гм}$ = 0,85...0,99 має місце на розрахунковому режимі і дорівнює $\eta^*_{гм} = \eta_{мех}$ = 0,96...0,98. Це основна особливість гідродинамічних передач.

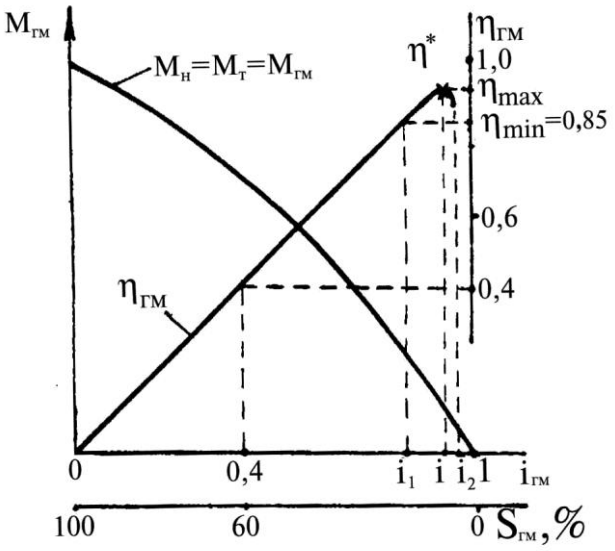

Рисунок 2. Зовнішня характеристика ГМ ($n_н = const$).

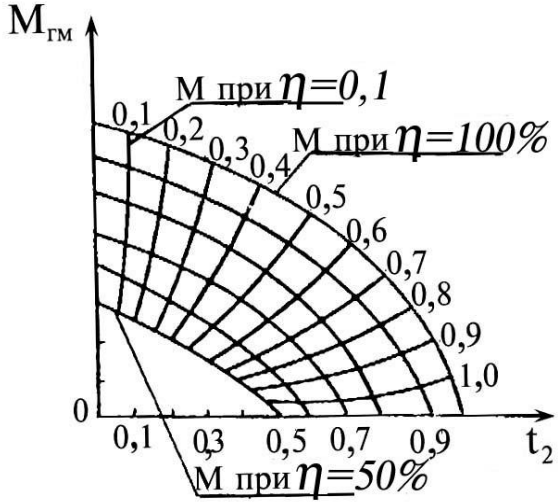

Рисунок 3. Універсальна характеристика ГМ

Універсальною характеристикою гідромуфти називають залежність її крутящих моментів, від частоти обертання турбінного колеса при різних частотах обертання насосного колеса (рис. 3).Універсальну характеристику будують по зовнішнім характеристикам гідромуфти, що одержують у ході іспитів при постійних частотах обертання насосного колеса, приймаючи

послідовно n_M =100%, n_H'=90%, n_H''=80% і т.д.

На універсальній характеристиці будуються графіки залежності крутящих моментів гідромуфти при однакових значеннях ККД, тобто $M_{гм} = f(n_н, n_T)$ при η= const для значення η = 0,1; 0,2; 0,3; і т.д.

Універсальні характеристики гідромуфт використовують для побудови характеристики гідроприводу, що відображає спільну роботу передачі і двигуна.

Більш універсальними є приведені характеристики залежностей безрозмірних критеріїв одержаних на основі теорії подібності відповідно до основного рівняння лопатевих гідромашин (рівняння Эйлера). Ці характеристики будуються на основі даних отриманих при побудові зовнішніх характеристик і дозволяють знайти основні параметри гідродинамічної передачі на різних режимах роботи і при різній частоті обертання вала насоса.

Режим роботи гідромуфти регулюється різними способами.

Регулювання частоти обертання відомого вала і передаваємого моменту можна виконувати при постійній частоті обертання ведучого вала і при перемінній.

При роботі, гідромуфти з постійною частотою обертання ведучого вала регулювання частоти обертання відомого вала можна здійснювати трьома способами: різним ступенем заповнення робочої порожнини; механічною зміною форми .робочої, порожнини; перевантаженням гідромуфти шляхом прогресуючого збільшення передаваємого момента, чи навпаки, шляхом зняття навантаження.

Найбільше поширення одержав рідинний спосіб регулювання зміною ступеня наповнення рідиною робочої порожнини.

Регулювання зміною частоти обертання ведучого вала двигуна застосовується на транспортних (автомобілі, трактори) і вантажопідйомних машинах. Цей спосіб розглянемо на прикладі автомобіля. Якщо залишковий момент на валу гідромуфти менше, ніж опір автомобіля при його русі, то

машину можна зупинити, не включаючи двигун, а тільки знизивши частоту обертання його вала.

Якщо ж залишковий момент у гідромуфти великий, то для зупинки машини застосовують гальма для ведучих осей.

Гідромуфти, керовані за рахунок зміни форми проточної частини при незмінному ступені заповнення, чи механічно керовані гідромуфти до останнього часу практично не застосовувалися головним чином через малу глибину регулювання по моменту.

Механічно керовані гідромуфти по способу впливу їхніх органів керування на потік рідини розділяють на дві групи:

- гідромуфти, регульовані при постійних розмірах робочих коліс;
- гідромуфти, регульовані при зміні розміру одного чи обох робочих коліс.

Дослідження показали, що друга група може дати велику глибину регулювання по моменту.

Глибиною регулювання по момент називають відношення крутячого моменту, при основному робочому режимі відомого вала до мінімального моменту на тім же валу при зупиненій турбіні.

Глибина регулювання по швидкості - це відношення номінальної частоти обертання відомого вала до мінімально можливої частоти обертання того ж вала.

Для здійснення рідинного регулювання застосовують кілька систем керування, але вони виконують ту саму задачу - змінюють величину відносного заповнення робочої порожнини гідромуфти.

Ці системи регулювання можуть бути розділені на три групи: з регулюванням потоку рідини на вході в гідромуфту; з регулюванням потоку рідини на виході з гідромуфти; з регулюванням потоку рідини при вході в гідромуфту і на виході із неї.

Системи регулювання можуть мати декілька конструктивних розбіжностей в окремих вузлах чи у компонуванні всієї гідромуфти.

4.2. Гідротрансформатори

Гідротрансформатор (ГТР) забезпечує перетворення крутящого моменту, і плавність його наростання при переході від двигуна до ведучих органів.

На відміну від гідромуфти гідротрансформатор має третє колесо, як правило закріплено нерухомо, тому він може передавати крутящий момент, зі зміною по величині, а в деяких випадках і за знаком.

Гідротрансформатори (рис. 4) мають робочі колеса трьох найменувань: насосні (ведучі) Н, турбінні (відомі) Т, реакторні (реактивні) Р.

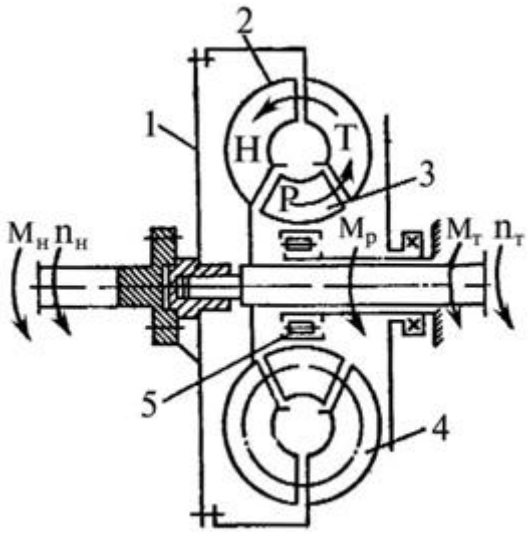

Рисунок. 4 Меридіональний перетин робочої порожнини одноступінчатого (триколісного) гідротрансформатора: 1-корпус; 2-насосне колесо; 3-реактор; 4-турбінне колесо; 5- муфта вільного ходу.

Гідротрансформатори можуть бути виготовлені трьох-, чотирьох- і багатоколісними з одноступінчатим насосом, одно -, двох - і триступінчастою турбіною з одним чи декількома реакторами. Найбільше застосування по величині перетворення крутящого моменту одержали двох - і триступінчасті гідротрансформатори.

Багатоколісні ГТР у залежності від кількості турбінних коліс бувають: одноступінчаті (одне турбінне колесо), двоступінчасті (два турбінних колеса)

і т.д. По напрямку обертання насоса і турбіни розрізняють ГТР: прямого ходу; зворотного ходу; реверсивні.

Найпростіший гідротрансформатор - триколісний (рис. 4) - складається з насосного колеса 2, турбінного колеса 4 і нерухомого реактора 3 (направляючого агрегату). Всі колеса встановлені в одному нерухомому корпусі 1.

Вал насосного колеса 2 з'єднаний з валом двигуна, а вал турбіни з механізмом трансмісії – передающим крутящий момент, на ведучі колеса (гусениці) трактора.

Принцип дії гідротрансформатора полягає в наступному. У процесі роботи гідротрансформатора лопатки насосного колеса 2 впливають на рідину, змушуючи її не тільки обертатися разом з колесом, але і переміщатися уздовж лопаток по напрямку від входу до виходу. При цьому потенційна енергія тиску лопаток насоса на рідину під дією відцентрових сил перетвориться в кінетичну енергію руху рідини. Вийшовши з насосного колеса 2, потік рідини попадає в розташоване за ним турбінне колесо 4, і вдаряючись об лопатки його колеса, зменшують свою швидкість. При русі потоку по меж лопатевим каналам його напрямок змінюється відповідно до профілю лопаток. Кінетична енергія потоку рідини зменшується, і на лопатках колеса турбіни виникає крутящий момент, який дорівнює крутячому моменту $M_н$, прикладеному до вала насоса. При перетіканні по між лопатевим сужающимся каналам колеса реактора швидкість потоку рідини зростає, а його напрямок збігається з напрямком обертання насосного колеса 2. На лопатках реактора створюється реактивний момент $M_р$, сприйманий корпусом 1.

У кожному робочому колесі рідина протікає суцільним потоком від входу до виходу, обтікаючи лопатки і знаходячись з ними в силовій взаємодії.

Коло циркуляції рідини в гідротрансформаторах по меридіальній площині може відбуватися по двом схемам: *а*- насос-турбіна-реактор (НТР);

б-насос-реактор-турбіна (НРТ). До особливості робочого процесу гідротрансформаторів відносять наступне.

Силові і кінематичні зв'язки між робочими колесами здійснюються через робочу рідину.

Робоча рідина являє собою одну нескінченну і безупинну кільцеву ланку, що знаходиться в силовій взаємодії одночасно з усіма робочими колесами без існування жорстких кінематичних зв'язків між ними.

Існування силових зв'язків між робочими колесами (коло циркуляції) можливо тільки при обертанні хоча б одного робочого колеса.

Гідротрансформатори по характеру взаємодії з двигуном підрозділяються на прозорі і непрозорі. Прозорі гідротрансформатори мають властивість змінювати режим роботи двигуна в залежності від зміни навантаження опору руху машини. Непрозорі гідротрансформатори ізолюють двигун від впливу на нього постійно мінливих зовнішніх опорів.

Основними робочими параметрами ГТР, зображеного на рис. 4, є: моменти на робочих колесах ($M_н$, $M_Т$, $M_Р$), частоти обертання цих коліс ($n_н$, $n_Т$, $n_Р$); активний діаметр D_a, (характерний розмір перетину робочої порожнини ГТР).

Інші параметри ГТР можна знайти по формулах:

- передатне відношення:

$$i_{гтр} = n_T / n_H , \qquad (7)$$

характеризує режим роботи ГТР, наприклад, при $n_Т = 0$ будемо мати стоповий режим $i_{ГТР} = 0$);

- коефіцієнт трансформації моменту:

$$i_{гтр} = M_T / M_H , \qquad (8)$$

- взаємозв'язок крутящих моментів, на робочих колесах

$$M_Т = M_H + M_P , \qquad (9)$$

- потужність на робочих колесах ГТР:

$$N_H = 2\pi \cdot n_H \cdot M_H , \qquad (10)$$

$$N_T = 2\pi \cdot n_T \cdot M_T, \tag{11}$$

- ККД гідротрансформатора:

$$\eta_{гтр} = N_T / N_H = k_{гтр} i_{гтр}\ , \tag{12}$$

Графік, на якому нанесені криві $M_H = f_1(i_{гтр}),\ M_T = f_2(i_{гтр}),\ \eta_{гтр} = f_3(i_{гтр})$ при n_H = *const*, називають зовнішньою характеристикою ГТР.

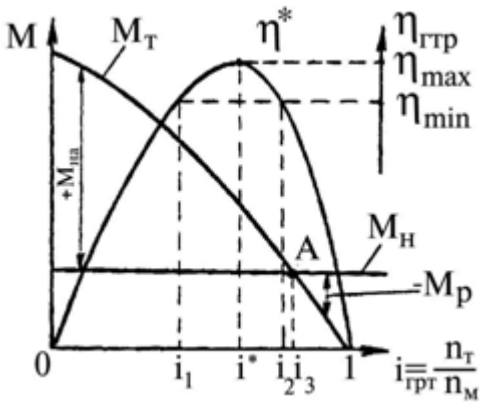

Рисунок 5 - Зовнішня характеристика ГТР (при $n_H = n_1$= *const*)

У точці А на режимі i_3 момент на направляючому апараті дорівнює $M_{P.} = 0$, а $M_T = M_H$ і ГТР працює як гідромуфта.

Слід зазначити, що при значних змінах навантаження на відомому валу гідротрансформатора навантаження на ведучому валу змінюється мало. Явище «не пропускати» навантаження з боку відомого вала на ведучий називається «непрозорістю».

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора згідно з характеристикою буде дорівнювати нулю в двох точках: при $n_2 = 0;$ і $n_2 = n_{max}$. Така форма зниження ККД небажана, особливо при знижені ККД зі зменшенням навантаження на відомому валу. У мобільних машинах режим малих навантажень відповідає пересуванню по рівній дорозі з твердим покриттям. Малий ККД на таких режимах веде до перерасходу пального.

На тракторах і автомобілях застосовуються гідромеханічні трансмісії і гідропередачі, що можуть працювати як гідротрансформатор і як гідромуфта (перехід з одного режиму роботи на інший відбувається автоматично).

Останні створені на основі триколісного гідротрансформатора. Особливості роботи цих так званих комплексних гідропередач полягають у наступному.

При постійній частоті обертання насосного колеса 2 турбінне колесо 4 має частоту обертання, обумовлену прикладеним до нього опором, тобто чим більше знімаємий крутящий момент , на валу вихідної ланки, тим менше його частота обертання.

Якщо на турбіному колесі опір валу відсутній (холостий хід), частота його обертання майже дорівнює частоті обертання насосного колеса 2 (частота обертання вала двигуна).

При незначному опорі на гаку трактора момент опору, прикладений через трансмісію до вала турбінного колеса, також невеликий. У цьому випадку установиться рівновага між моментом опору і моментом, з яким впливає потік робочої рідини насосного колеса 2 на лопатки турбінного колеса 4.

Реактор 3 дозволяє змінювати крутящий момент, що виникає, на турбінному колесі 4 пропорційно зміні моменту опору на валу коробки передач. У так названій комплексній гідропередачі реактор 3 у корпусі 1 (рис.5) установлений на муфті вільного ходу 5.

Умовна ознака гідротрансформатора складається з: індексу Г- гідротрансформатор; цифри 3 чи 4 - числа коліс; тризначного числа, що позначає активний діаметр у мм; двох- чи тризначного числа, що позначає крутячий момент у КГС М..

Приклад: гідротрансформатор триколісний з активним діаметром 470 мм і крутящим , що крутить, $М_{кр}$=150 кгс·м - Г-3-470-150.

На відміну від гідромуфт гідротрансформатори працюють тільки при повному заповненні їх робочою рідиною. З метою компенсації впливу великих швидкостей і високих температур рідина в проточну порожнину гідротрансформатора подається під тиском.

Універсальна характеристика гідротрансформатора може бути двох видів.

Універсальна характеристика першого виду будується шляхом сполучення на одному графіку ряду зовнішніх характеристик, побудованих за результатами іспитів при декількох постійних частотах обертання насосного колеса, як і для гідромуфти.

При побудові характеристик користаються наступними залежностями і прийомами.

Відношення моментів турбінного колеса M_{1T}/M_{2T} буде прямо пропорційно відношенню квадратів частот обертання насосного колеса:

$$M_{2T} = M_{1T}\left(\frac{n_{2H}}{n_{1H}}\right)^2, \qquad (13)$$

Частоту обертання турбінного колеса $n_{2т}$, що відповідає M_{2T}, знаходять з рівності моментів

$$n_{1T} = n_{2T}, \text{ або } \frac{M_{1T}n_{1T}}{M_{1H}n_{1H}} = \frac{M_{2T}n_{2T}}{M_{2H}n_{2H}}, \qquad (14)$$

Знаючи значення моментів M_{1H} при n_{1H} і M_{2H} при n_{2H}, одержимо

$$n_{2T} = n_{1T}\frac{n_{2H}}{n_{1H}}, \qquad (15)$$

По відомому n_{2T} відкладають M_{2T} .

По кривій моментів насосного колеса на зовнішній характеристиці при нормальній частоті обертання колеса будують криві моментів насосного колеса для інших значень частот обертання.

Момент насосного колеса знаходять по залежності

$$M_{2H} = M_{1H}\left(\frac{n_{2H}}{n_{1H}}\right)^2, \qquad (16)$$

Потім по відомим крутящим моментам, і частотам обертання визначають ККД гідротрансформатора по формулі .

$$\eta_T = \frac{M_T n_T}{M_H n_H}, \qquad (17)$$

Другий вид універсальної характеристики гідротрансформатора будують по його приведеній характеристиці.

При побудові частоту обертання насосного колеса приймають постійною ($n_H = const$) і задають послідовно ряд значень i,тоді $n_2 = in_1$.Криві M_1 і M_2 у залежності від частоти обертання турбінного колеса будують на підставі рівнянь .

$$M_H = \lambda_H \rho D^5 n_1^2$$

$$M_T = \lambda_T \rho D^5 i n_1^2, \qquad (18)$$

$$\eta = f(i) = f(n_2)$$

Задаючись частотою обертання насосного колеса $n' = an_1$, a =0,9; 0,8; 0,7 і т.д., будують інші криві в тім же масштабі.

У деяких випадках до гідротрансформаторів пред'являють, вимоги щоб крутящий момент M_1 змінювався в залежності від передатного відношення. Таку характеристику називають «прозорою». Якщо зі збільшенням M_2 одночасно збільшується і момент M_1, то, таку, характеристику прийнято називати з «прямою прозорістю». Якщо при збільшенні моменту M_2 моментом зменшується, то така характеристика гідротрансформатора називається з «зворотною прозорістю».

Для побудови спільних характеристик гідротрансформатора з агрегатом необхідно мати характеристики двигуна гідротрансформатора і виконавчої машини. Спільна робота гідродвигуна з гідротрансформатором визначається точкою перетинання характеристики гідродвигуна і насосного колеса гідротрансформатора.

Регулювання гідротрансформаторів здійснюється такими способами:

- зміною частоти обертання насосного колеса;
- зміною наповнення кола циркуляції;
- механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції;
- заміною робочих коліс.

Зміну частоти обертання насосного колеса можливо тоді, коли двигун регулюється по частоті обертання. Цей спосіб регулювання найбільш економічний і широко застосовується на транспортних машинах з дизелями (автомобілі, трактори, екскаватори).

Момент насосного і момент турбінного колеса змінюються при такому регулюванні пропорційно квадрату частоти обертання насосного колеса, а ККД при цьому залишається таким, як і до регулювання.

Регулювання зміною наповнення при зливі рідини з кола циркуляції приводить до різкого падіння вторинного моменту і до значного зменшення ККД гідротрансформатор. Цей метод регулювання неекономічний і застосовується дуже рідко.

Регулювання механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції може здійснюватися двома способами: поворотом лопаток коліс гідротрансформатора і застосуванням дросельних заслінок. У більшості конструкцій поворотні лопатки встановлюються в насосному колесі чи в реакторі. Цей спосіб більш економічний, чим регулювання зміною наповнення. Наприклад, при зменшенні переданої гідротрансформатором потужності до половини від номінальної максимальне значення ККД знижується усього до 15% проти максимального значення ККД при повній потужності. При регулюванні наповненням для подібного режиму ККД знижується на 50%.

Регулювання дросельною заслінкою здійснюється перекриттям потоку рідини в насосному колесі.

У нерегульованих двигунах найбільш стійке регулювання гідротрансформаторів досягається механічним способом.

Контрольні запитання:

1. Призначення гідродинамічних передач.
2. Конструктивні відмінності гідромуфти і гідротрансформатора.
3. Баланс моментів в гідромуфті.

4. Баланс моментів в гідротрансформаторі.
5. Пояснити робочий процес гідромуфти і гідротрансформатора.
6. Основні вимоги до характеристик гідромуфти і гідротрансформатора.
7. Які типи гідромуфт ви знаєте?