

## ЛЕКЦІЯ № 18 Гідродинамічні передачі

### Змістовий модуль 2. Гідро- та пневмоприводи.

#### Тема: Гідродинамічні передачі

Мета: Вивчити призначення, класифікацію, будову, принцип дії та методику розрахунку гідродинамічних передач.

#### План лекції

- 18.1 Гідромумфи
- 18.2 Гідротрансформатори

#### Рекомендована література

1. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, Д.П.Журавель, С.І.Мовчан; – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с. (с. 149 – 154? 159 - 177).
2. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. / В.А.Дідур, О.Д.Савченко, С.І.Пастушенко, С.І.Мовчан; – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. – 464 с. (с. 119 – 125, 129 - 144).
3. Палишкин, Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение / Н.А. Палишкин; – М.: Агропромиздат, 1990. – 351 с. (с.126 - 176).
4. Исаев, А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П.Исаев, Б.И.Сергеев, В.А.Дидур; – М.: Агропромиздат, 1990. – 400с. (с. 89 - 141).
5. Карасев, Б.В. Гидравлика, основы сельскохозяйственного водоснабжения и канализации / Б.В.Карасев;–Минск: “Высшая школа”, 1983 – 288 с. (с. 44 - 60).
6. Костюченко, Э.В. Практикум по гидравлике и гидромеханизации сельскохозяйственных процессов / Э.В. Костюченко, В.И.Лаптев, Л.А.Холодок; – Минск, Ураджай, 1991. – 272 с. (с.146 - 167).

#### Матеріал лекції

**Принцип дії гідродинамічної передачі.** В автомобілях, тракторах і складних сільськогосподарських машинах часто при передачі енергії між валами, що обертаються з різними і перемінними в процесі роботи частотами обертання, застосовують гідродинамічну передачу.

Гідродинамічною передачею називають сукупність механізмів і систем, що передають механічну енергію від двигуна до споживача за допомогою потоку ріди-

ни

Гідродинамічні передачі, як правило, складаються з двох частин: насосної і турбінної.

У насосній частині механічна енергія перетворюється в енергію потоку рідини (динамічний напір). У турбінній частині гідравлічна енергія потоку рідини знову перетвориться в механічну.

У гідродинамічних передачах установлюють лопатеві гідромашини (рис. 1).

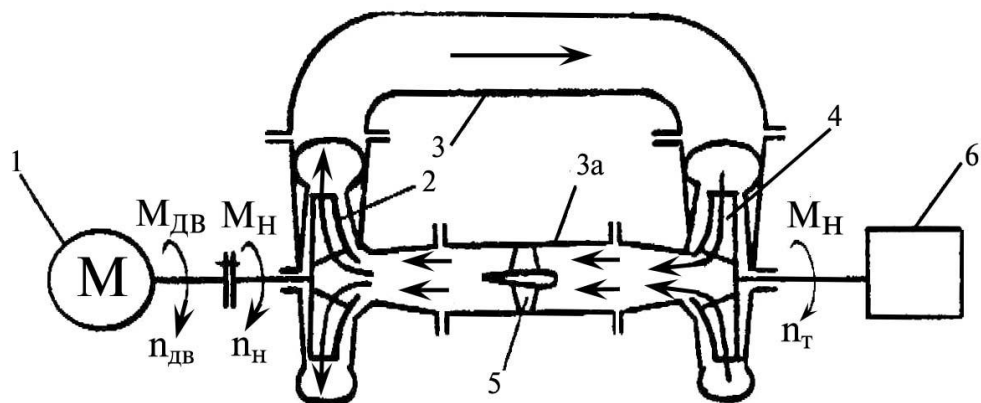


Рис 1. Принципова схема гідродинамічної передачі.

Гідродинамічні передачі на мобільній техніці використовують як складову частину трансмісії, що встановлюється між валом двигуна внутрішнього згоряння 1 і вхідним валом коробки зміни передач 6. Робоча рідина подається лопатевим насосом 2 по нагнітальному трубопроводу 3 до лопатєвої турбіни 4 і, пройшовши через неї, по усмоктувальному трубопроводу 3,а повертається до насоса 2. В усмоктувальному трубопроводі 3,а може бути встановлений направляючий апарат 5, що, завдяки взаємодії потоку рідини з його лопатками, дозволяє змінювати величину крутячого моменту на валу турбіни  $M_T$  у порівнянні з величиною моменту на насосі  $M_H$ . За рахунок великих втрат енергії на подолання сил тертя в нерухомих корпусах насоса 2 і турбіни 4, а також у трубопроводах 3 і 3,а максимальний ККД гідродинамічної передачі, виконаної за схемою (рис. 1) знаходиться в межах  $\eta = 0,5 \dots 0,65$  [14, 27, 29].

Німецький учений проф. Феттінгер запропонував ліквідувати трубопроводи і розташувати насос 2, направляючий апарат і турбіну 4 в одному обертальному корпусі і назвав цю гідродинамічну передачу гідротрансформатором. При цьому максимальний ККД гідротрансформатора досягає  $\eta_{ГТР} = 0,9 \dots 0,92$ .

Якщо в гідродинамічній передачі виключити направляючий апарат, то отримується гідромуфта, максимальний ККД у якої рівняється  $\eta_{ГМ} = 0,97 \dots 0,98$ , а крутящий момент на її вторинному валу дорівнює крутящому моменту на первинному.

Основне достоїнство гідродинамічних передач - це безступінчаста й автоматична зміна частоти обертання ведучого вала в залежності від навантаження на відомому валу.

Інші переваги гідродинамічних передач полягають у бистрохідності і плавності роботи (плавне зрушення з місця і плавний розгін), відсутності тертьових пар (практично відсутній знос в основних деталях), безшумності передачі, відсутності крутильних коливань можливості здійснення дистанційного й автоматичного керу-

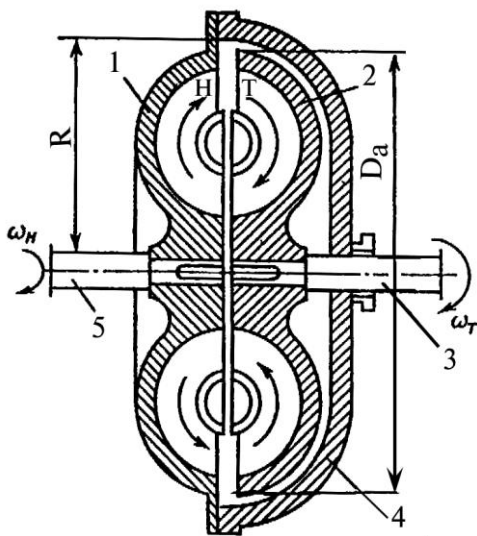
вання, експлуатаційної надійності.

У цілому застосування гідродинамічних передач робить зручним у керуванні машинами і підвищує їхню економічність.

Гідродинамічні передачі в машинобудівній практиці застосовуються для:

- регулювання швидкості обертання відомого вала при збереженні постійної швидкості обертання ведучого вала;
- розгону великих махових мас. Наприклад, підключення і відключення стартера при запуску газових турбін;
- відключення пристроїв і апаратів розгону на автомобілях, тракторах і тепловозах;
- складання потужностей і реверса.

### Гідромуфти



Типова конструктивна схема гідромуфти (ГМ) представлена меридіональним перетином (рис. 2)

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

Гідромуфта складається з насосного колеса 1, встановленого на ведучому валу 5 турбінного колеса 2, насаженого на відомий вал 3, і корпусу 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  $55...135^{\circ}\text{C}$ .

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 енергії 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 лопатках 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), іменуємо кругом циркуляції.

Так як вихідний перетин насосного колеса дорівнює вхідному перетину турбінного колеса і вихідний перетин турбінного колеса дорівнює вхідному перетину насосного колеса, то крутящий момент насосного колеса, дорівнює крутящому моменту на валу турбінного колеса без урахування втрат на тертя повітря і на тертя в підшипниках.

$$M_n = M_T,$$

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

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{\eta_n},$$

де  $\eta_n$  - ККД насосного колеса гідромуфти;  $\eta_n = 0,92 \dots 0,98$ , [1]

$N_n$  - може бути також визначена по формулі:

$$N_n = N_D - N_{доп},$$

$N_D$  - максимальна потужність двигуна;  $N_{доп}$  - потужність, витрачена на допоміжні механізми.

$$N_{доп} = 0,1 N_D$$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти

$$\eta = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T n_T}{M_n n_n},$$

$N_T$  - потужність турбінного колеса;  $n_n, n_T$  - частота обертання насосного і турбінного коліс,  $\text{хв}^{-1}$ .

Відомо, що  $M_T = M_n$ , тоді

$$\eta = n_T / n_n = i,$$

$i$  - передатне число.

Гідромуфта працює при наявності циркуляції рідини,

$$n_n > n_T.$$

Різниця між частотою обертання насосного і турбінного коліс гідромуфти, віднесена до частоти обертання насосного колеса, називається коефіцієнтом ковзання гідромуфти,  $S$ :

$$S = \frac{n_n - n_T}{n_n}.$$

З урахування рівняння величина ковзання може бути визначена по залежності

$$S = 1 - i.$$

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 дозволяють при  $n_H = n_1 = const$  одержувати різні величини  $M_T$  і  $n_T$ .

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.

Бувають ще запобіжні ГМ із постійним, але неповним заповненням робочої порожнини. У робочій порожнині таких ГМ установлюють додаткові опори (пороги) чи додаткові камери, що дозволяють при збільшенні ковзання зменшити величину переданого крутячого моменту  $M_T$  і тим самим попередити зупинку ДВЗ.

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 крутячого 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. (Якщо об'єм робочої камери заповнений рідиною на 90%, то таке наповнення називається повним, нижче 90% - частковим.)

Зовнішню характеристику гідромуфти (рис. 3) будують так: на осі абсцис відкладають частоту обертання турбінного колеса чи відносну частоту обертання турбіни  $i_{zm} = n_T / n_H$ , або величину ковзання  $S$ , а на осі ординат - зміну крутячого моменту, значення ККД і потужності. За нормальну розрахункову точку приймається значення крутячого моменту,  $M_{zm}=0$  при ковзанні  $S = 4...2\%$  ( $i = n_T / n_H = 0,96...0,98$ ). З графіка (рис. 3) видно, що гідромуфта відноситься до передач, у яких кінематичні характеристики залежать від прикладеного навантаження. Максимальний ККД у зоні робочих режимів  $i_{zm} = 0,85...0,99$  має місце на розрахунковому режимі і дорівнює  $\eta_{zm}^* = \eta_{mex} = 0,96...0,98$ . Це основна особливість гідродинамічних передач.

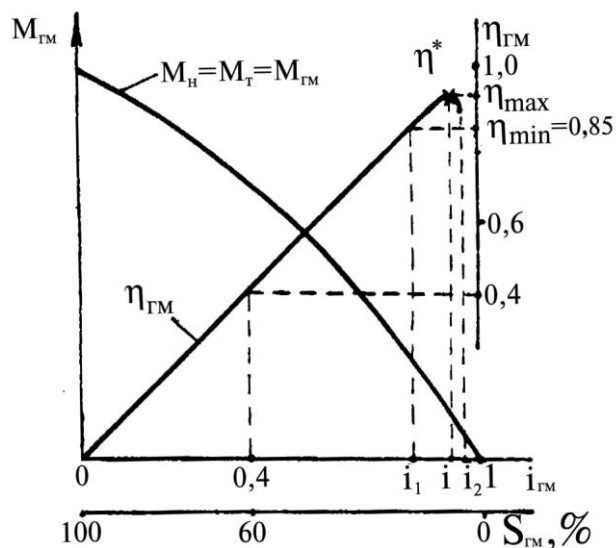


Рис. 3 Зовнішня характеристика ГМ ( $n_H = const$ ).

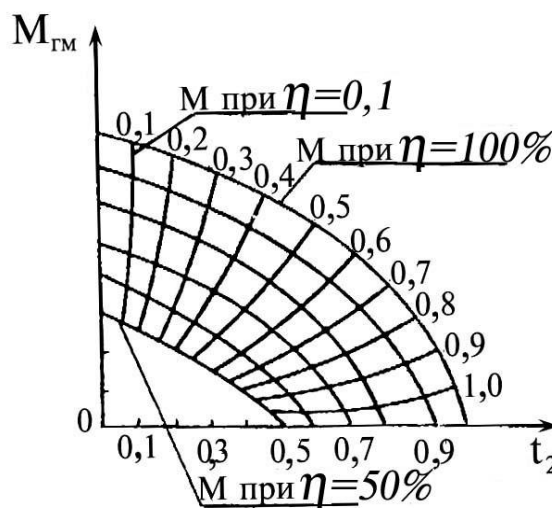


Рис. 4 Універсальна характеристика ГМ

**Універсальною характеристикою гідромуфти** називають залежність її крутящих моментів, від частоти обертання турбінного колеса при різних частотах обертання насосного колеса (рис. 4).

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  $M_{зм} = f(n_H, n_T)$  при  $\eta = const$  для значення  $\eta = 0,1; 0,2; 0,3; \dots$

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 Ейлера). 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 передаваного 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 передаваного моменту, 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 вантажопідійомних машинах. Цей

спосіб розглянемо на прикладі автомобіля. Якщо залишковий момент на валу гідromуфти 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 гідromуфти великий, то для зупинки машини застосовують гальма для ведучих осей.

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

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

- гідromуфти, регульовані при постійних розмірах робочих коліс;
- гідromуфти, 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 гідromуфти.

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

Системи регулювання можуть мати декілька конструктивних розбіжностей в окремих вузлах чи у компонованні всієї гідromуфти.

## Гідротрансформатори

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

На відміну від гідromуфти гідротрансформатор має третє колесо, як правило закріплено нерухомо, тому він може передавати крутячий момент, зі зміною по величині, а в де-

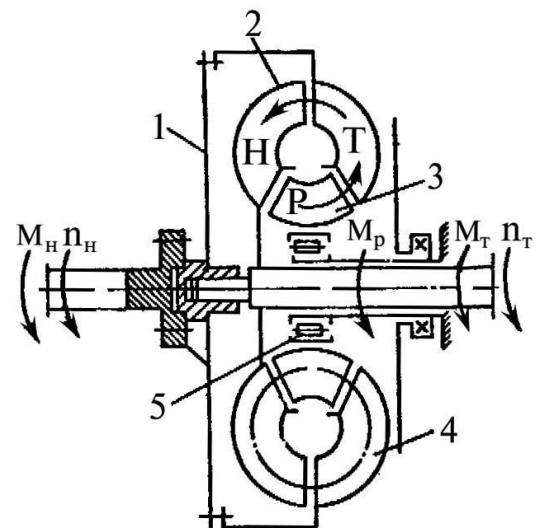


Рис. 5 Меридіональний перетин робочої порожнини одноступінчатого (триколісного) гідротрансформатора: 1-корпус; 2-насосне колесо; 3-реактор; 4-турбінне колесо; 5- муфта вільного ходу.

яких випадках і за знаком.

Гідротрансформатори (рис. 5) мають робочі колеса трьох найменувань: насосні (ведучі) Н, турбінні (відомі) Т, реакторні (реактивні) Р.

Гідротрансформатори можуть бути виготовлені трьох -, чотирьох - і багатоколісними з одноступінчатим насосом, одно -, двох - і трьохступінчастою турбіною з одним чи декількома реакторами.

Багатоколісні ГТР у залежності від кількості турбінних коліс бувають: одноступінчаті (одне турбінне колесо), двоступінчасті (два турбінних колеса) і т.п. По напрямку обертання насоса і турбіни розрізняють ГТР: прямого ходу; зворотного ходу; реверсивні.

Найпростіший гідротрансформатор - триколісний (рис. 5) - 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 – передаючим 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 перетворюється 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  $M_n$ , прикладеному до вала насоса. При перетіканні по між лопатевим сужаючимся каналам колеса реактора швидкість потоку рідини зростає, а його напрямок збігається з напрямком обертання насосного колеса 2. На лопатках реактора створюється реактивний момент  $M_p$ , 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:

Силіві 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. 5, є: моменти на робочих колесах ( $M_H, M_T, M_P$ ), частоти обертання цих коліс ( $n_H, n_T, n_P$ ); активний діаметр  $D_a$ , (характерний розмір перетину робочої порожнини ГТР).

Інші параметри ГТР можна знайти по формулах:

- передатне відношення:

$$i_{zmp} = n_T / n_H,$$

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

- коефіцієнт трансформації моменту:

$$K_{zmp} = M_T / M_H,$$

- взаємозв'язок крутящих моментів, на робочих колесах

$$M_T = M_H + M_P,$$

- потужність на робочих колесах ГТР:

$$N_H = 2\pi \cdot n_H \cdot M_H,$$

$$N_T = 2\pi \cdot n_T \cdot M_T,$$

- ККД гідротрансформатора:

$$\eta_{zmp} = N_T / N_H = k_{zmp} i_{zmp},$$

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

Зовнішня характеристика ГТР (рис.6) будується експериментально при  $n_H = n_I = const$ . Робочими режимами ГТР є зона передатних відносин від  $i_1$  до  $i_2$ , у котрій маємо  $\eta_{zmp} \geq \eta_{min} = 0,85$ . На розрахунковому режимі  $i^*$  ГТР працює з максимальним ККД ( $\eta^* = \eta_{max} = 0,88...0,91$ ). На режимах  $i_i < i_3$  реактор має позитивний крутячий момент  $+M_P$  і відповідно до рівняння  $M_T > M_H$ .

При  $i_i > i_3$  на реакторі має місце негативний крутячий момент  $-M_P$  і відповідно  $M_T < M_H$ .

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 «непрозорі-

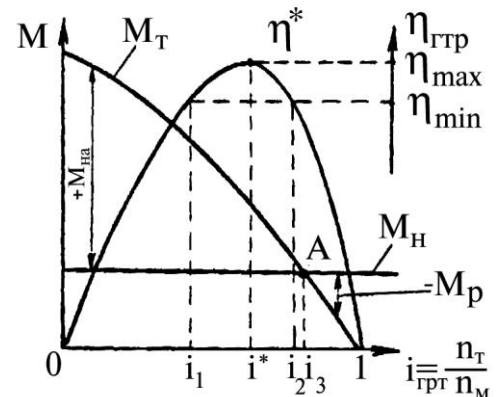


Рис 6. Зовнішня характеристика ГТР (при  $n_H = n_I = const$ )

стю».

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 зниженні 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 переросходу 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 крутячий момент, на валу вихідної ланки, тим менше його частота обертання.

Якщо на турбінному 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 крутячий 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.78) установлений на муфті вільного ходу 5.

Якщо момент турбінного колеса більше моменту насосного колеса, то дія рідини на лопатки колеса реактора викликає заклинювання реактора муфтою і момент  $M_T$  збільшується пропорційно збільшенню навантаження. При  $M_T < M_H$  змінюється напрямок руху рідини, крутячий момент на реакторі змінює напрямок обертання, ролик муфти вільного ходу розклинюються і реактор обертається як

одне, ціле з турбінним колесом. Це буде відбуватися при  $i_{гтр} \geq i_A$ . У цьому випадку гідротрансформатор працює як гідромуфта, тому що перетворююча дія реактора дорівнює нулю, а при  $M_p = 0$ ,  $\omega_H = \omega_T$ .

При роботі гідродинамічної передачі (ГДП) на режимах гідротрансформатора виходячи з зовнішньої характеристики рис. 7 при  $i_{гтр} = 0.. i_A$ , то на реакторі буде діяти момент  $+M_p$ .

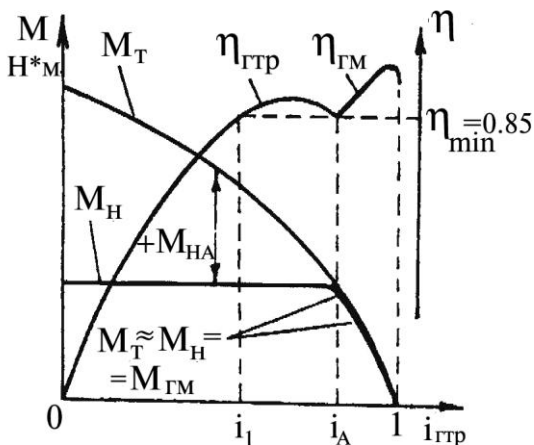


Рис. 7 Зовнішня характеристика комплексного гідротрансформатора  $n_H = n_1 = const$ .

Відзначимо наступні важливі властивості, обумовлені особливостями робочого процесу гідротрансформатора.

Крутящий момент  $M_T$  на відомому валу автоматично і бесступенчато зменшується зі збільшенням частоти обертання відомого вала від нуля до максимуму.

Силова взаємодія рідини і лопаток відбувається при незначній по величині частоті обертання, що служить причиною втрат енергії на тертя і зниження значення ККД.

Силова взаємодія рідини і лопаток при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і відомим валами приводить до взаємозалежності силових і кінематичних показників режиму роботи.

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 моментом,  $M_{кр}=150$  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.

Крутящий момент на насосному колесі дорівнює різниці моментів на турбінному колесі і реакторі, а крутящий момент на турбінному колесі дорівнює сумі крутящих моментів на насосному колесі і реакторі:

$$M_H = M_T - M_P$$
$$M_T = M_H + M_P$$

Якщо скласти алгебраїчну суму моментів лопатевих коліс, то співвідношення моменту на будь-якому режимі роботи передачі визначається рівністю:

$$M_H + M_T + M_P = 0,$$

тобто алгебраїчна сума моментів усіх коліс гідротрансформатора дорівнює нулю.

Для будь-якого сталого режиму роботи гідротрансформатора при нерухомому реакторі рівняння балансу енергії (потужності) можна представити в наступному вигляді:

$$N_1 = N_2 + N_{II},$$

де  $N_1$  - потужність, що надається насосом потокові рідини;  $N_2$  - потужність, що відводиться від потоку рідини турбіною;  $N_n$  - утрати потужності на подолання опорів при русі рідини в порожнині гідротрансформатора.

$$V \equiv V_u \equiv nR \equiv n_n \cdot D_a; \quad Q_u \equiv V \cdot D_a^2 \equiv n_n \cdot D_a^3; ,$$

З рис. 7 видно, що в ГТР як і в ГМ характерним розміром робочих коліс у робочій порожнині є активний діаметр  $D_a$ , за характерну частоту обертання можна

прийняти  $n_H$ . При цьому очевидні наступні пропорції:

$$R \equiv D_a; \quad \rho \equiv \gamma.$$

З урахуванням записаних пропорцій рівняння можна записати в наступному вигляді:

$$M = \gamma n_H D_a^3 n_H D_a D_a \equiv \gamma n_H^2 D_a^5,$$

Увівши поняття коефіцієнта пропорційності ( $\lambda$ ), пропорцію можна записати у вигляді рівняння:

$$M = \lambda \gamma n_H^2 D_a^5,$$

Використовуючи рівняння знаходимо крутячий моменти, на робочих колесах ГТР чи ГМ по формулам (формули подібність ГДП):

$$M_n = \lambda_n \gamma n_H^2 D_a^5,$$

$$M_T = \lambda_T \gamma n_H^2 D_a^5,$$

де  $\gamma$  - питома вага робочої рідини ГДП;  $\lambda_H, \lambda_T$  - відповідно, коефіцієнти моментів насоса і турбіни.

Величини  $\lambda_H, \lambda_T$  і  $n_{emp}$  залежать від геометрії лопатевих систем відповідно насоса і турбіни. Використовуючи зовнішні характеристики ГТР, ГМ і рівняння можна знайти коефіцієнти моментів:

$$\lambda_n = \frac{M_n}{\gamma n_H^2 D_a^5},$$

$$\lambda_T = \frac{M_T}{\gamma n_H^2 D_a^5},$$

Тому що  $M_n = f_1(i), M_T = f_2(i)$ , то очевидно, знайдені значення  $\lambda_n$  і  $\lambda_T$  будуть також функціями  $\lambda_n = f_3(i), \lambda_T = f_4(i)$ , при цьому:

$$\lambda_P = \lambda_m - \lambda_n,$$

$$k_{emp} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n},$$

**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:

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

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

$$n_{1T} = n_{2T}, \text{ або } \frac{M_{1T} n_{1T}}{M_{1H} n_{1H}} = \frac{M_{2T} n_{2T}}{M_{2H} n_{2H}},$$

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

$$n_{2T} = n_{1T} \frac{n_{2H}}{n_{1H}} \quad )$$

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:

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

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

$$\eta_T = \frac{M_T n_T}{M_H n_H},$$

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  $n_2 = i n_1$ . Криві  $M_1$  і  $M_2$  у залежності від частоти обертання турбінного колеса будують на підставі рівнянь:

$$\begin{aligned} M_H &= \lambda_H \rho D^5 n_1^2 \\ M_T &= \lambda_T \rho D^5 i n_1^2, \\ \eta &= f(i) = f(n_2) \end{aligned}$$

Задаючись частотою обертання насосного колеса  $n' = a n_1$ ,  $a = 0,9; 0,8; 0,7$  і т.п., 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  $M_2$  момент  $M_1$  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.

Підбір гідротрансформаторів, виконується по характеристикам з використанням формули.

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 гідротрансформатора. 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.

### **Приведені характеристики гідродинамічної передачі.**

На основі знайдених значень  $\lambda_H = f_1(i)$ ,  $\lambda_T = f_2(i)$  і  $\eta_H = f_3(i)$  буду-

ють приведені характеристики гідротрансформатора (рис. 81,а) і гідромуфти (8.б), що справедливі для всіх значень  $n_H = n_i = var$ .

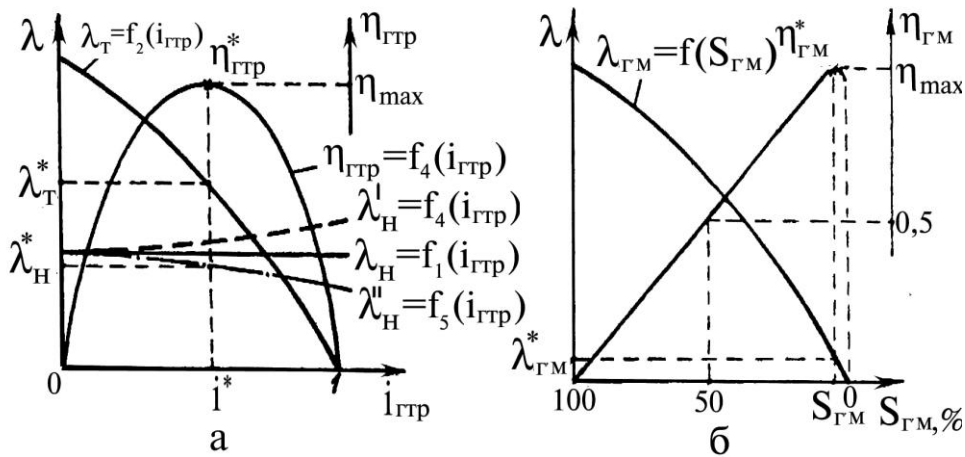


Рис. 8 Приведені характеристики: а) ГТР; б) - ГМ ;( $n_H = n_i = var$  )

У всіх ГТР зі збільшенням  $i_{emp}$  коефіцієнт  $\lambda_T = f_2(i)$  зменшується. ГТР, у якого зі зменшенням  $\lambda_T$  коефіцієнт  $\lambda_H = f_1(i_{ГТР}) = const$  (рис.81 а) називають непрозорим. Якщо зі збільшенням  $i_{emp}$  величина  $\lambda_H = f_5(i_{ГТР})$  зменшується - ГТР з **прямою прозорістю**, а якщо  $\lambda_H = f_4(i_{ГТР})$  збільшується - ГТР зі **зворотною прозорістю**. ГМ завжди має пряму прозорість (рис. 8 б).

Використовуючи приведені характеристики ГДП можна по формулах і знайти величину крутячого моменту передаваного робочими колесами ГТР чи ГМ на будь-яких режимах роботи і при будь-якій частоті обертання вала насоса  $n_{ni}$ . Наприклад, на розрахунковому режимі  $i^*$  для прозорого ГТР (рис. 8, а) будемо мати  $M_H^* = \gamma \cdot \lambda_H^* \cdot n_i^2 \cdot D_a^5$ ,  $M_T^* = \gamma \cdot \lambda_T^* \cdot n_i^2 \cdot D_a^5$ , а для ГМ (рис. 8, б) на розрахунковому ковзанні ( $S_{эм}^*$ ) відповідно одержимо:

$$M_{эм}^* = M_H^* = M_T^* = \gamma \lambda_{эм}^* n_i^2 D_a^5$$

З рис. 8 видно, що в гідротрансформаторі комплексному (ГТК) збільшується робоча зона передатних відносин  $i_{emp} = i_1 \dots i_A$  за рахунок роботи його на режимах гідромуфти  $i_{эм} = i_A \dots I$ . Для ще більшого розширення зони високих ККД ( $\eta_{emp} \geq 0,85$ ), у ГТК реактор поділяють на дві половин (рис. 9) кожна з яких установлюється на муфті вільного ходу (МВХ). Приведена характеристика такого ГТК представлена на рис. 10.

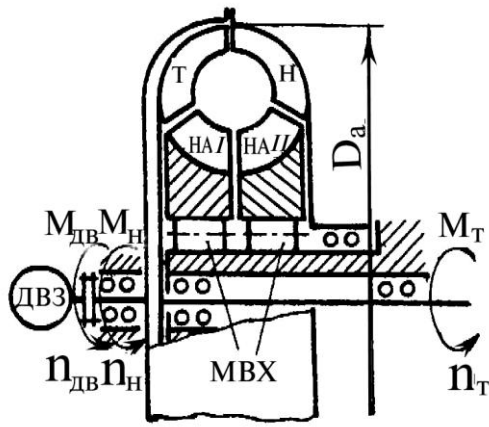


Рис. 9 Комплексний ГТР (багатоколісний, одноступінчатий)

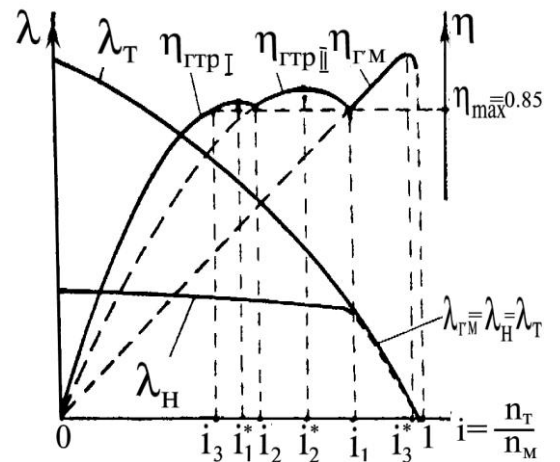


Рис. 10 Приведена характеристика ГТР із двома реакторами з муфтами вільного ходу.

При передатних відносинах (рис. 9) від  $i = 0$  до  $i_2$  маємо I режим ГТР, коли обидва реактори нерухомі;

- від  $i_2$  до  $i_1$  буде II режим ГТР, на якому реактору НА<sub>1</sub> обертається, а на II нерухомий,

- від  $i_1$  до  $i = 1$  ГТР працює в режимі ГМ, при цьому обидва реактори обертаються;

від  $i_3$  до  $i = 1$  одержуємо розширену робочу зону комплексного гідротрансформатора, у якій будемо мати  $\eta_{зтк} \geq 0,85$ .

Комплексний гідротрансформатор із двома реакторами (НА) встановленими на муфті вільного ходу, що мають розширену зону  $i_{зтк}$  з  $\eta_{зтк} \geq 0,85$ , знайшли широке застосування на тракторах, автомобілях і інших машинах, на яких встановлюються ДВЗ, що мають малий коефіцієнт пристосованості по крутящому моменту на валу двигуна.

Для одержання максимальних економічних показників системи ДВЗ - ГДП, необхідно визначити величину  $D_a$  гідротрансформатора чи гідромуфти, при якому буде зніматися повна (номінальна) потужність ДВЗ. Якщо вал насоса прозорого ГТР (рис. 8, а)  $\lambda_H'' = f_5(i_{зтп})$  зв'язаний безпосередньо з валом ДВЗ (рис. 9), то можна записати:  $n_H = n_{дв}^{ном}$  і  $M_H = M_{дв}^{ном}$ . Приймавши  $\lambda_H = \lambda_H^*$  при  $i_{зтп} = i^*$ , коли маємо  $\eta_{зтп}^* = \eta_{макс}$  (рис. 8, а), знаходимо:

$$M_{дв}^{ном} = \gamma \lambda_H^* (n_{дв}^{ном})^2 D_a^5,$$

чи

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_{дв}^{ном}}{\gamma \lambda_H^* (n_{дв}^{ном})^2}},$$

Активний діаметр  $D_a$  ГМ можна знайти, вирішивши рівняння відносно  $D_a$ . Знайшовши значення  $D_a$  і, використовуючи рівняння у вигляді:



$$M_n = \gamma \lambda_{Hi} n_{Hi}^2 D_a^5,$$

можна побудувати характеристику спільної роботи ДВЗ і прозорого ГТР (рис. 11).

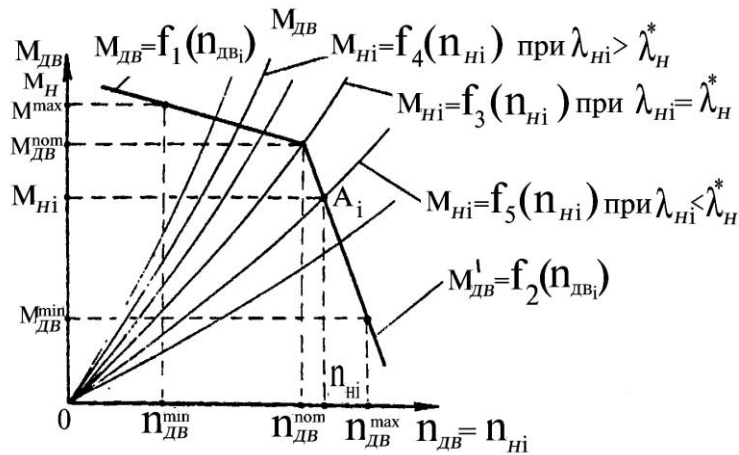


Рис. 11 Характеристика спільної роботи ДВЗ із гідротрансформатором.

На рис. 11 показані зовнішня характеристика ДВЗ  $M_{\partial\partial} = f_1(n_{\partial\partial_i})$ , його регуляторна характеристика  $M'_{\partial\partial} = f_2(n_{\partial\partial_i})$  і параболи навантаження двигуна насосом ГТР,  $M_{Hi} = f_i(n_{Hi})$ . Кожна парабола навантаження обчислюється по рівнянню (181) при визначеному значенні  $\lambda_{Hi}$ , що береться з графіка (рис. 8) по кривій  $\lambda_H'' = f_5(i_{zmp})$  для різних значень  $i_{zmp}$ . Чисельне значення  $n_{Hi}$  задається в межах  $n_{Hi} = n_{\partial\partial}^{\min} \dots n_{\partial\partial}^{\max}$ . Точки перетину ( $A_i$ ) парабол  $M_{Hi} = f_i(n_{Hi})$  із зовнішніми характеристиками ДВЗ  $M_{\partial\partial} = f(n_{\partial\partial_i})$  і  $M'_{\partial\partial} = f_2(n_{\partial\partial_i})$  називають точками спільної роботи ДВЗ і ГТР. Величини  $n_{Hi}$  й  $M_{Hi}$  у цих точках використовуються для знаходження параметрів турбіни  $M_{Ti} = M_{Hi} \cdot k_{zmp_i}$ ,  $n_{Ti} = n_{Hi} \cdot i_{zmp_i}$  і подальшого тяглово-економічного розрахунку машини з ГДП.

Якщо з ДВЗ працює непрозорий ГТР, у якого  $\lambda_H = f_1(i_{zmp}) = const$ , то замість пучка парабол виходить одна парабола, що проходить через точку з координатами  $M_{\partial\partial}^{ном}$  і  $n_{\partial\partial}^{ном}$ . У цьому випадку не використовується швидкісний діапазон ДВС  $n_{\partial\partial_i} = n_{\partial\partial}^{\min} \dots n_{\partial\partial}^{\max}$  і пристосованість його по величині моменту  $M_{\partial\partial_i} = M_{\partial\partial}^{\min} \dots M_{\partial\partial}^{\max}$  (рис. 11).

### **Питання для самоконтролю до лекції № 18.**

1. Що називається гідродинамічною передачею (ГДП)?
2. Яку ГДП називають гідротрансформатором (ГТР)?
3. Яку ГДП називають гідромуфтою (ГМ)?
4. З яких основних елементів складається гідротрансформатор?
5. З яких основних елементів складається гідромуфта?
6. В чому полягає відмінність гідростатичної передачі від гідродинамічної?
7. В чому полягає принцип дії гідродинамічної передачі?
8. Які існують способи для регулювання гідротрансформаторів?
9. Розшифруйте марку гідротрансформатора Г-3-470-150.