

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

## HYDRAULICKÉ SPOJKY A MĚNIČE FLUID COUPLINGS AND TORQUE CONVERTORS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

ZDENĚK DANČÁK

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2009



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): Zdeněk Dančák

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Hydraulické spojky a měniče**

v anglickém jazyce:

### **Fluid couplings and torque convertors**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popis konstrukce a činnosti je vhodné doplnit oblastmi použití. Měly by být rovněž zmíněny jejich přednosti a nedostatky. Bude účelné uvést i základní výpočtové vztahy případně nastínit hlavní body jejich návrhu.

Cíle bakalářské práce:

Souhrnný text mapující základní body a informace ohledně hydrodynamických spojek a měničů by měl posloužit jako úvod do této problematiky. Autor bakalářské práce tak získá první poznatky o tekutinových strojích na příkladu široce využívaných mechanismů z oblasti automobilového průmyslu a dopravní techniky.

Seznam odborné literatury:

Wolf, M.: Hydraulické spojky a měniče, SNTL, Praha, 1965.

Ikrinský, A.: Mechanické a hydraulické převody, STU, Bratislava, 1991.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 23.10.2008

L.S.

---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Práce poskytuje přehled základních bodů a informací ohledně hydrodynamických spojek, měničů, a jejich spojení v tzv. hydromechanické převody. Popisuje různé konstrukční řešení, jejich přednosti, nedostatky, a vzájemnou spolupráci s motorem. Jsou uvedeny možné prostředky vedoucí k optimalizování momentové charakteristiky dle požadavků provozu, a také prostředky vedoucí ke zvýšení účinnosti.

## **ABSTRACT**

This work presents basic points and informations as to fluid couplings, torque convertors and the means of connection in hydromechanical transmissions. Work describes various structural design, it's perfection, disavantages, and cooperation with engine. There are described the possible means of torque characteristics optimalization according to the needs of operation as well as the means to achieve better efficiency.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Hydrodynamická spojka, hydrodynamický měnič, hydromechanický převod, skluz, ztráty, zvýšení účinnosti.

## **KEYWORDS**

Fluid coupling, torque convertor, hydromechanical transmission, slip, power dissipation, increasing effectivity.

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

DANČÁK, Zdeněk. Hydraulické spojky a měniče. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Hydraulické spojky a měniče vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

28. května 2009

.....  
Zdeněk Dančák

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.



# OBSAH

|                                                                                     |           |
|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1. ÚVOD.....</b>                                                                 | <b>11</b> |
| 1.1. Historie .....                                                                 | 11        |
| 1.2. Základní rozdělení .....                                                       | 13        |
| <b>2. HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY .....</b>                                               | <b>14</b> |
| 2.1. Základní popis konstrukce.....                                                 | 14        |
| 2.2. Popis funkce .....                                                             | 14        |
| 2.3. Spolupráce spojky s motorem .....                                              | 19        |
| 2.4. Prostředky vedoucí ke zvýšení hospodárnosti provozu.....                       | 20        |
| 2.5. Prostředky k zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky při velkých skluzech ..... | 21        |
| 2.5.1 Systém se zásobníkem .....                                                    | 21        |
| 2.5.2 Systém s odrazovou deskou.....                                                | 22        |
| 2.5.3. Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny .....                  | 23        |
| 2.5.4. Nekonenční tvar profilu oběžných kol.....                                    | 23        |
| 2.5.5. Systém s velkým počtem lopatek.....                                          | 24        |
| 2.5.7. Systém se zpoždovací komorou .....                                           | 24        |
| 2.5.8. Systém se zpoždovací komorou doplněný o vnější prstencovou komoru.....       | 25        |
| 2.6. Konstrukce umožňující aktivní řízení tuhosti spojky .....                      | 26        |
| 2.6.1. Hydrodynamická spojka s regulovatelným plněním .....                         | 26        |
| 2.6.2. Systém se zasouvateľnými lopatkami .....                                     | 27        |
| 2.6.3. Systém se škrcením clonou Iris .....                                         | 28        |
| 2.6.4. Systém s natáčivými lopatkami .....                                          | 29        |
| 2.7. Prostředky pro dosažení přímého přenosu celého výkonu beze ztrát.....          | 29        |
| 2.7.1. Systém s přemostovací třecí spojkou .....                                    | 30        |
| 2.5.2. Systém s odstředivou spojkou – TurboSyn .....                                | 31        |
| 2.8. Zhodnocení vlastností hydrodynamických spojek .....                            | 32        |
| 2.9. Hydrodynamické retardéry .....                                                 | 32        |
| <b>3. HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE KROUTÍCÍHO MOMENTU .....</b>                            | <b>33</b> |
| 3.1. Základní popis konstrukce.....                                                 | 33        |
| 3.2. Popis funkce .....                                                             | 33        |

|                                                                                                              |           |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.3. Prostředky vedoucí ke zlepšení účinnosti a k rozšíření provozního rozsahu hydrodynamického měniče ..... | 36        |
| 3.3.1. Systém s reaktorem na volnoběžce (Trilok).....                                                        | 36        |
| 3.3.2. Systém s natáčivými lopatkami.....                                                                    | 37        |
| 3.3.3. Zvýšení počtu vložených členů .....                                                                   | 37        |
| 3.3.4. Přemostovací spojka .....                                                                             | 39        |
| <b>4. HYDROMECHANICKÉ PŘEVODY.....</b>                                                                       | <b>40</b> |
| 4.1. Základní členění.....                                                                                   | 40        |
| 4.2. Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM u Hd spojek .....                                            | 40        |
| 4.3. Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM u Hd měničů.....                                             | 42        |
| 4.3.1. Varianta C .....                                                                                      | 43        |
| 4.3.2. Varianta D .....                                                                                      | 44        |
| 4.4 Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM, s možností odstavení hydraulické větve .....                 | 45        |
| 4.4.1. Praktická aplikace Voith - Diwabus.....                                                               | 46        |
| <b>5. HYDROSTATICKÁ SPOJKA S OZUBENÝM KOLEM A SATELITY .....</b>                                             | <b>48</b> |
| 5.1. Podstata technického řešení .....                                                                       | 48        |
| 5.2. Popis funkce.....                                                                                       | 48        |
| 5.3. Zhodnocení vlastností zubové hydrostatické spojky .....                                                 | 50        |
| <b>6. ZÁVĚR.....</b>                                                                                         | <b>51</b> |
| <b>7. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>                                                                      | <b>53</b> |
| <b>8. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>                                                           | <b>55</b> |

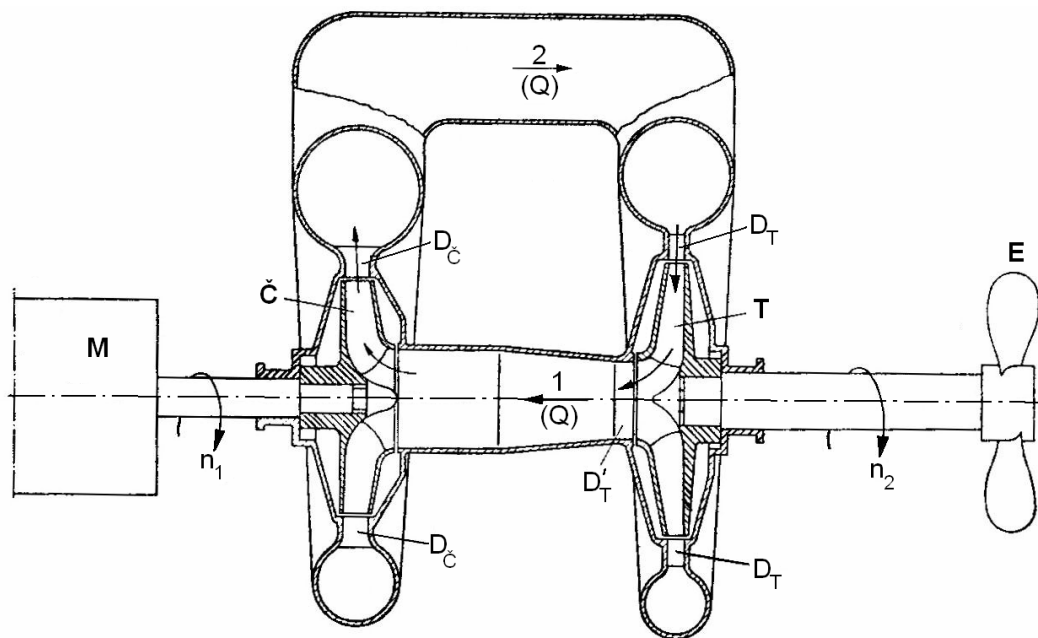
# 1. ÚVOD

## 1.1. Historie

První úvahy o využití hydraulické energie k přenosu mechanické síly pochází někdy z konce 19. století. V té době se zdála tato myšlenka snadno realizovatelná, ale při praktických pokusech se vyskytly tak velké překážky, že nakonec byla zavržena jako nemožná. [4]

Hydraulická energie, která přicházela v úvahu pro toto využití, měla dvě formy: statickou a dynamickou. U první se využívalo statického tlakového rozdílu, u druhé rozdílu hybností prostředí, přenášejícího energii. Počáteční potíže, které se zdály nepřekonatelné, byly u obou případů v malé dosahované účinnosti, zvláště však při využívání dynamické energie. [4] Nadále budeme hovořit pouze o hydrodynamických systémech přenosu síly.

Základní konstrukce využívající hydrodynamickou energii, o které se uvažovalo, byla složena z odstředivého čerpadla, radiální turbíny a potrubí obr. 1. Motor pohání odstředivé čerpadlo (Č), které nasává kapalinu z potrubí (1) a tlačí ji do potrubí (2). Ve větší nebo menší vzdálenosti od čerpadla je umístěna radiální turbína (T), do které vstupuje potrubím (2) proud kapaliny, který se po opuštění turbíny znovu přivádí do čerpadla. Tato kombinace měla však velmi špatnou účinnost, hlavně kvůli ztrátám způsobeným vířením kapaliny v difuzorech a ztrátám způsobeným třením kapaliny o stěny potrubí. I přes všechny snahy omezit tyto ztráty a zkrátit celé potrubí na minimum, dosahovaná účinnost byla stále velmi neuspokojivá. [4]

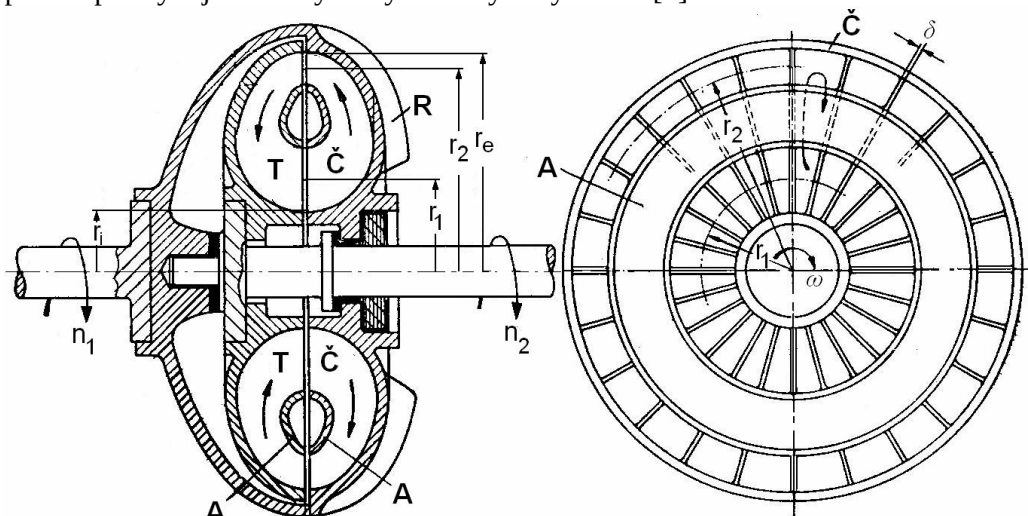


Obr. 1. Schéma agregátu pro hydrodynamický přenos kroutícího momentu podle původní představy o realizaci: [4]

M – hnací motor; Č – odstředivé čerpadlo; T – Turbína; 1, 2 – spojovací potrubí;  $D_Č$  – difuzor čerpadla;  $D_T$  – difuzor turbíny; E – lodní šroub;  $n_1$  – otáčky čerpadla (hnací část);  $n_2$  – otáčky turbíny (hnaná část)

Velkou zásluhu na zdokonalení má Hermann Föttinger (1877–1945), který na začátku 20. století naznačil jak omezit ztráty a jako první uskutečnil příslušné konstrukční zásahy. Föttinger navrhl takovou konstrukci hlavních elementů tj. čerpadla a turbíny, že mezi nimi nebylo potřeba žádné spojovací potrubí a hlavně nepotřeboval žádný difusor. Kapalina

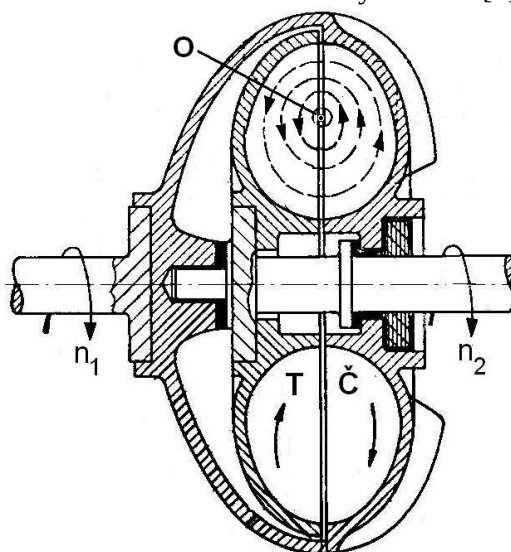
vystupující z čerpadla pak přímo vstupuje do turbíny, čímž se podařil konečně přímo využít rychlostní energie kapaliny a zásadně se tak vyloučila hlavní příčina do té doby nevyhnutelných ztrát vířením. *Následné Föttingerovy praktické zkoušky potvrdily nárůst účinnosti na hodnoty, které byly do té doby považovány za nemyslitelné.* Tím byl vytvořen předpoklad pro vývoj těchto hydrodynamických systémů. [4]



Obr. 2. Poloschématické zobrazení Föttingerovy spojky: [4]

Č – odstředivé čerpadlo; T – Turbína; A – vodící polokroužek; R – ventilační žebra na vnější skříni;  $n_1$  – otáčky čerpadla (hnací část);  $n_2$  – otáčky turbíny (hnaná část);  $r_1$ ,  $r_2$  – průměry ke středním proudovým vláknům na vstupu a výstupu kanálů;  $r_e$  – vnější poloměr kanálů v meridiánovém řezu;  $r_i$  – vnitřní poloměr kanálů v meridiánovém řezu;  $\delta$  – tloušťka lopatky

*Prstenec A vytváří spolu s jednotlivými lopatkami kanály, které jsou shodné s radiálními kanály obvyklého tvaru jako u odstředivých čerpadel. Později se ukázalo, že proudová spojka může stejně dobře pracovat, vynechá-li se tento vnitřní prstenec. Toto zjednodušení, uskutečněné poprvé anglickou firmou Sinclair, vytváří úsporu na váze a usnadňuje velmi podstatně výrobu. Zavedením tohoto zjednodušení tvořilo důležitý krok v dalším rozvoji. Pracovní hmota kapaliny, která již není vedena prstencem A, nyní cirkuluje okolo neutrálního bodu O, který se sám vytvoří v určité vzdálenosti od osy otáčení.* [4]



Obr. 3. Poloschématické zobrazení Föttingerovy spojky bez vodícího prstence: [4]

O – neutrální bod, kolem kterého cirkuluje kapalina

## 1.2. Základní rozdělení

Hydraulické systémy, kterým je věnována tato práce, rozdělujeme podle poměru velikostí vstupního a výstupního momentu na **hydrodynamické** a **hydrostatické spojky**, u kterých nemůže dojít k navýšení momentu, a na **hydrodynamické měniče**, které umožňují navýšení výstupního momentu.

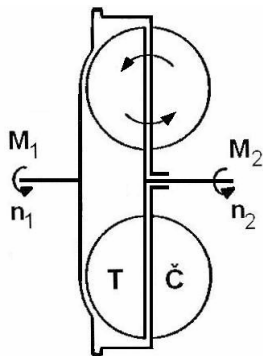
Hydrodynamické spojky, dříve označované jako „proudové spojky“, jsou nejjednodušším provedením Föttingerových proudových strojů. Velikosti momentů na vstupní i výstupní hřídeli se při zanedbání vnějších odporů sobě rovnají. Protože přenos momentu při rozdílných otáčkách není obstaráván pomocí třecích elementů, ale pomocí dynamických účinků kapaliny, nedochází přitom téměř k žádnému opotřebení. Právě díky této vlastnosti jsou spojky nejčastěji používány pro roztáčení velkých setrvačných hmot. Další výhodou je schopnost tlumit torzní kmity, což snižuje namáhání stroje. Mezi nevýhody patří nižší účinnost např. v porovnání s třecími spojkami ve stavu, kdy je zařízení již v pracovním provozu.

Hydrodynamické měniče („proudové měniče“) vyšly z Föttingerových návrhů, kdy chtěl nahradit hydrodynamickým strojem těžké ozubené převody, které byly nutné pro pohon lodních šroubů poháněných parní turbínou s velkým počtem otáček. Jelikož lodní šroub má poměrně malý počet otáček, musel by hnací hřídel hydraulického stroje mít přiměřeně menší počet otáček, než jaký má jeho hnáný hřídel. Přenášený výkon přitom musí přirozeně zůstat stejný. Byla tedy nutná odpovídající přeměna momentu. [4] Této změny bylo dosaženo vložením reakčního elementu, který usměřňuje proud kapaliny před vstupem do oběžného kola čerpadla, čímž přenáší setrvačné účinky kapaliny na rám stroje a tím umožňuje změnu krouticího momentu. Výhodou tohoto systému byla schopnost odevzdávání výkonu v širokém provozním rozsahu o nekonečném počtu plynule navzájem navazujících poměrů otáček, které se i při plném zatížení automaticky nastavují změnou provozního zatížení na výstupním hřídeli. Díky této vlastnosti se začaly uplatňovat také v konstrukci vozidel, kde nahrazují činnost spojky a zároveň umožňují změnu momentu. [4]

## 2. HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY

### 2.1. Základní popis konstrukce

Tato spojka je složena ze dvou základních částí, z čerpadlového kola a turbínového kola. Čerpadlové kolo bývá většinou pevně spojeno se vstupní hřídelí a turbínové s výstupní. Obě kola jsou uzavřené ve spojkové skříni, která je naplněná pracovní kapalinou, nejčastěji olejem. Množstvím pracovní kapaliny lze upravit tuhost spojky.

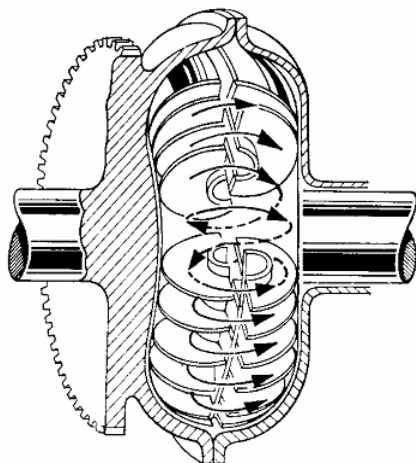


Obr. 4. Schematické znázornění hydrodynamické spojky: [3]

T – turbínové kolo, Č – čerpadlové kolo,  $M_1$  – vstupní kroutící moment,  $M_2$  – výstupní kroutící moment,  $n_1$  – vstupní otáčky (čerpadlového kola),  $n_2$  – výstupní otáčky (turbínového kola)

### 2.2. Popis funkce

Při funkci spojky vzniká v mezilopatkovém prostoru cirkulace oleje vlivem rozdílu otáček, a tím i rozdílu odstředivých sil v čerpadlovém a turbínovém kole. *K přenosu výkonu se převážně využívá těchto dynamických účinků proudění kapaliny. Přenos výkonu třením v kapalině je zanedbatelný.* [1] Při běžném provozu jsou tedy otáčky čerpadlového kola vždy vyšší než turbínového. Tomuto stavu odpovídá proudění kapaliny dle obr. 5.



Obr. 5. Proudění kapaliny v hydrodynamické spojnici: [1]

Rozdíl otáček lze vyjádřit skluzem **e**, nebo kinematickým převodovým poměrem **i**.  
(Pozn.: kinematický převodový poměr, zkráceně jen převodový poměr, je definován obráceně, než u mechanických převodů.)

$$e = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 \quad (1)$$

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

kde  $n_1$ .....otáčky čerpadlového kola (motoru)  
 $n_2$ .....otáčky turbínového kola

Mezi skluzem **e** a převodovým poměrem **i** pak platí vztah:

$$e = (1 - i) \cdot 100 \quad (3)$$

Při provozu spojky se skluz pohybuje v rozmezí od 100 % (při rozběhu, kdy turbínové kolo stojí) až po hodnoty blížíící se 0%. Zmíněnému skluzu 0% odpovídá stav, kdy se otáčky čerpadlového kola i turbínového vyrovnají, pak ovšem zanikají dynamické účinky kapaliny, které doposud působily na lopatky. Přenos kroutícího momentu zaniká, a tudíž nepřenášíme žádný výkon. Pro přenos kroutícího momentu je tedy nutný nenulový skluz.

Pokud zanedbáme vliv vnějších odporů prostředí, např. chladících žebër, ložisek pevné skříně, můžeme říci, že kroutící moment na výstupním členu je u hydrodynamické spojky vždy stejně veliký jako na členu vstupním, což nám vyplývá z rovnováhy momentů. Účinnost pak vyjádříme přímo jako převodový poměr.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{M_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i \quad (4)$$

kde  $P_1$ .....výkon dodávaný na vstupní člen (čerpadlové kolo)  
 $P_2$ .....odevzdaný výkon výstupním členem spojky (turbínovým kolem)

Hydrodynamické spojky se běžně navrhují tak, aby za provozu při jmenovitých otáčkách hnacího motoru přenášely jmenovitý moment a přitom pracovaly se skluzu okolo 2 až 3%, popř. méně, jeho velikost totiž ovlivňuje ztráty, tedy účinnost. Zbylá část mechanické energie (ztráty) se nevratně přeměňuje na teplo. Pro odvod tepla postačují u menších zařízení chladící žebra po obvodu pláště spojky. Část tepla se stále odvádí do okolního vzduchu, zbytek se akumuluje v hmotě spojky a pracovní kapalině (olej, voda). U zařízení přenášejících velké výkony, které pracují dlouhodoběji s velkými skluzu je někdy nutné pro dostatečný odvod tepla použít pomocné chladící okruhy. Chladící okruh však spojku komplikuje a zvětšuje konstrukci, ale zároveň jej lze využít k regulaci množství pracovní kapaliny v pracovní části spojky, čímž lze ovlivnit tuhost spojky, jak bude později popsáno.

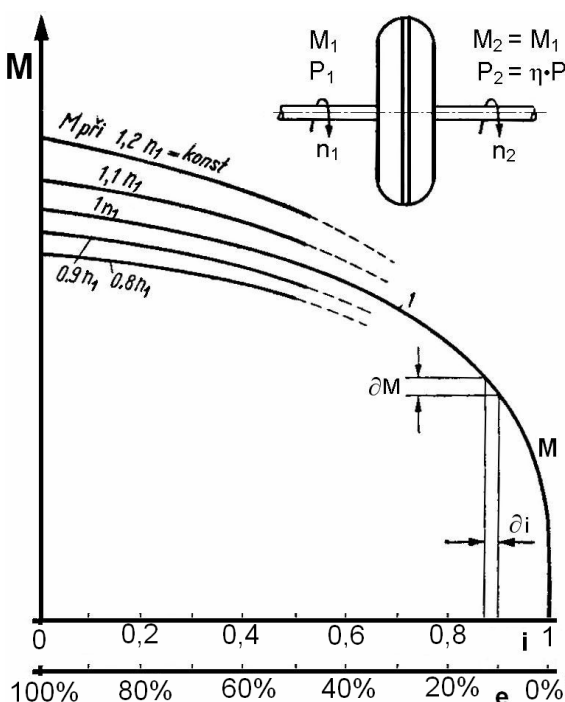
Krouticí moment **M**, který je spojka schopna přenést lze vypočítat ze vztahu:

$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_1^2 \quad (5)$$

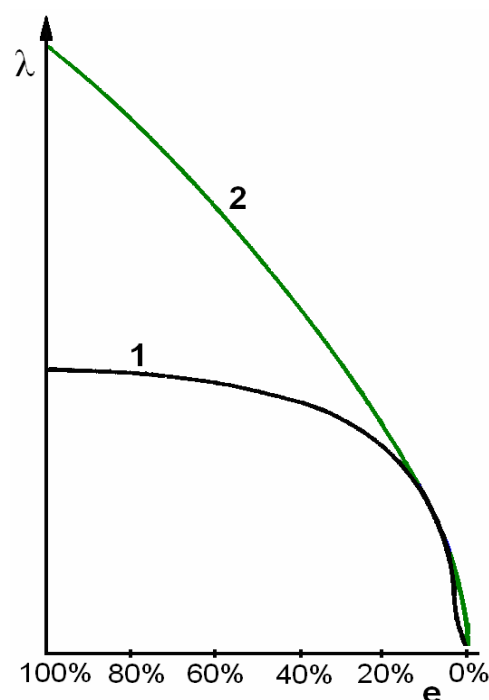
kde  $\lambda = f(e)$  .. charakteristika  $\lambda$   
 $\rho$ ..... hustota pracovní kapaliny  
 $d_e$  .....efektivní průměr Hd spojky  
 $n_1$ .....otáčky čerpadlového kola

Charakteristika  $\lambda$  je funkce závislá na skluzu a slovně ji můžeme formulovat jako „tuhost spojky“, nebo „měrný moment“, tedy veličinu, na jejíž hodnotě závisí lineárně velikost přeneseného krouticího momentu. Průběh charakteristiky  $\lambda$  je dán geometrií spojky, vlastnosti a chováním pracovní kapaliny. Pokud známe průběh této charakteristiky, pak umíme určit velikost přeneseného momentu pro libovolné otáčky čerpadlového kola a libovolný skluz. Pro danou spojku získáme charakteristiku  $\lambda$  nejpřesněji přepočtem z experimentálního měření momentové charakteristiky na vyrobené spojce, která může vypadat například podle obr. 6. Měření stačí provést pouze při jedné otáčkách čerpadlového kola. Pro přepočet použijeme rovnici (5), kterou upravíme do tvaru:

$$\lambda(e) = \frac{M(e)}{\rho \cdot d_e^5 \cdot n_1^2} \quad (6)$$



Obr. 6. Momentová charakteristika spojky [4]  
 Závislost mezi kroutícím momentem a skluzem. Jednotlivé křivky jsou změřeny při konstantních otáčkách čerpadlového kola.



Obr. 7. Křivky charakteristiky HdS [4]  
 1 – křivka charakteristiky, z experimentálního měření; 2 – křivka charakteristiky vypočtená ze vztahů podle knihy „Hydraulické spojky a měniče – Mauricio WOLF“, cit.[4].

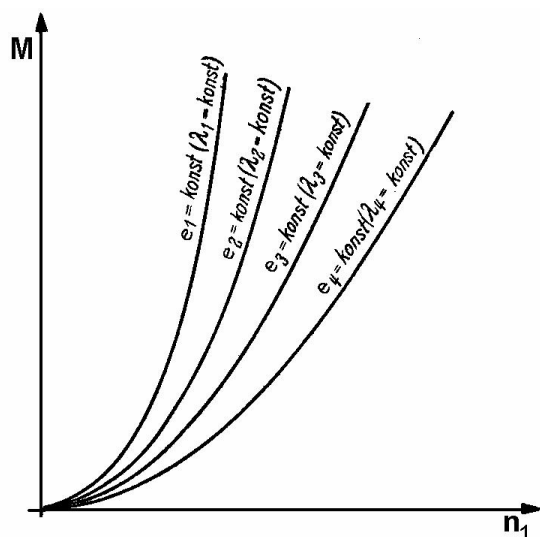


Při novém návrhu můžeme použít zákony podobnosti, pokud známe charakteristiku podobné spojky tzv. „z jedné rodiny“. Popřípadě existují i výpočtové vztahy, tyto výsledky se ovšem mohou lišit od reálných hodnot. Více např. v knize „Hydraulické spojky a měniče – Mauricio Wolf“, viz seznam použitých zdrojů.

U spojky, kde je geometrie i pracovní kapalina daná, závisí charakteristika pouze na skluzu. Jestliže je konstantní skluz, musí pak být konstantní převodový poměr, účinnost a především charakteristika. Potom můžeme rovnici (5) pro výpočet momentu při konstantním skluzu přepsat do tvaru:

$$M = k \cdot n_1^2 \quad \text{kde} \quad k = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 = \text{konst} \Big|_{e=\text{konst}} \quad (7)$$

ze které je patrné, že velikost přeneseného kroutícího momentu dané neměnné spojky je pro konstantní skluz závislý pouze na konstantě „k“ a otáčkách čerpadlového kola v druhé mocnině. Jednotlivé křivky (konstantních skluzů) pak tvoří paraboly, viz obr. 8, kde  $\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3 > \lambda_4$ . Pokud se jednalo o spojku, jejíž hodnota charakteristiky s rostoucím skluzem také roste (např. obr. 7), pak platí také  $e_1 > e_2 > e_3 > e_4$ .



Obr. 8. Závislost kroutících momentu  $H_d$  spojky na počtu otáček čerpadlového kola, při konstantních skluzech:[4]  
 $n_1$  – otáčky čerpadlového kola (motoru);  $M$  – kroutící moment;  $e$  – skluz spojky;  $\lambda$  – charakteristika spojky.

Podle průběhu charakteristiky  $\lambda$  lze Hd spojky i měniče, obecně hydrodynamické převody (HdP), rozdělit do čtyř typových kategorií, viz obr. 9. Pro posuzování charakteristiky  $\lambda$  používáme tzv. stupeň tuhosti spojky  $\Phi'$ . Pokud je  $\Phi' > 0$ , tak se zmenšujícím se skluzem hodnota  $\lambda$  klesá. V opačném případě je tomu naopak.

$$\Phi' = \left( \frac{\partial \lambda}{\partial i} \right)_{n_1 = \text{konst.}} = \left( \frac{\partial M}{\partial i} \cdot \text{konst.} \right)_{n_1 = \text{konst.}} \quad (8)$$

Dalším parametrem pro posuzování chování Hd spojek je tzv. otáčková prostupnost, což je poměr změny otáček vstupu podělený změnou otáček výstupu při konstantním hnacím kroutícím momentu, definován: [7]

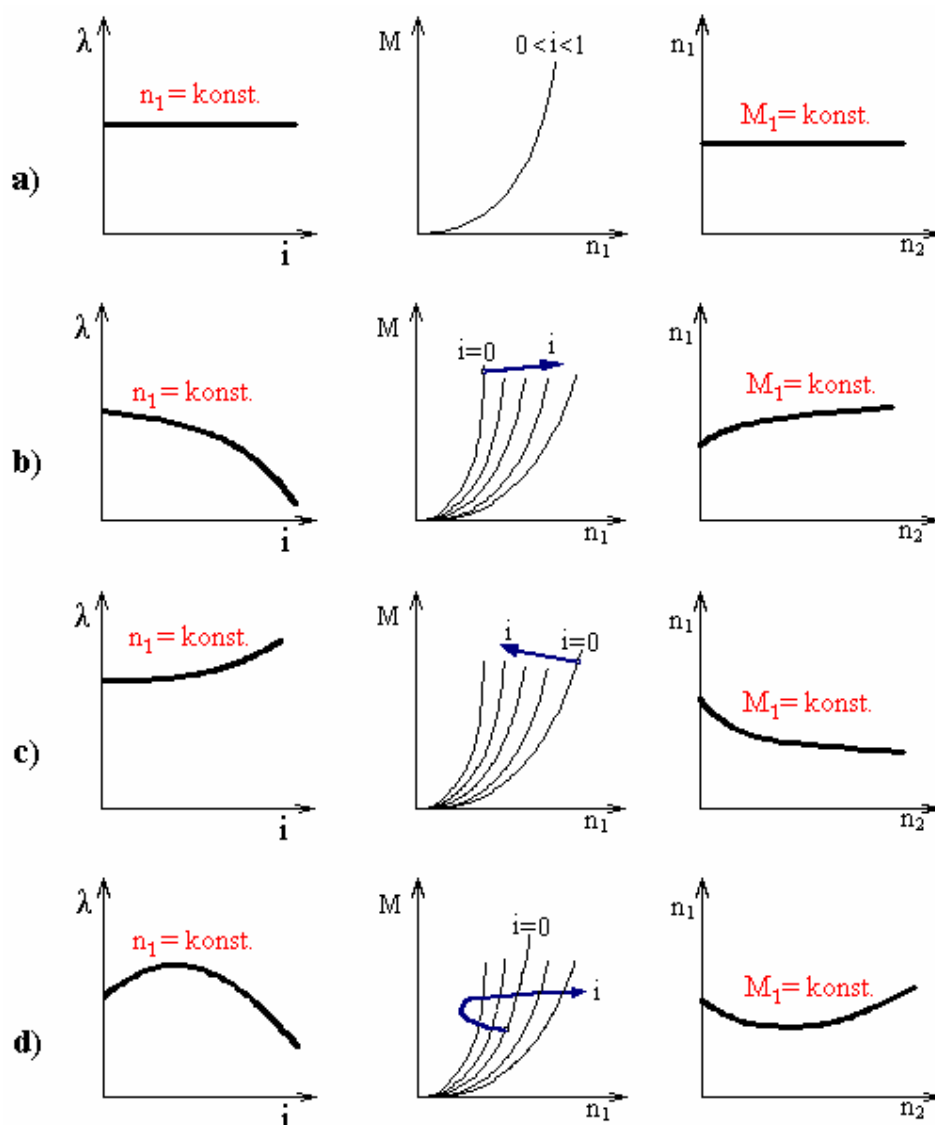
$$\vartheta_{21} = \left( \frac{\Delta n_2}{\Delta n_1} \right)_{M_1 = \text{konst.}} \quad (9)$$

K daným hodnotám stupně tuhosti odpovídají tyto otáčkové prostupnosti:

- a)  $\Phi' = 0 \Rightarrow \vartheta_{21} = 0$  - říkáme, že HdP je neprostupný.
- b)  $\Phi' > 0 \Rightarrow \vartheta_{21} > 0$  - říkáme, že HdP je kladně prostupný.
- c)  $\Phi' < 0 \Rightarrow \vartheta_{21} < 0$  - říkáme, že HdP je záporně prostupný.

*U neprostupného HdP není režim vstupu ovlivněn režimem výstupu. Takto pracují ideální Hd měniče. U kladně prostupného HdP při poklesu otáček na výstupu musí poklesnout otáčky vstupu, aby zůstala zachována stejná velikost momentu. Záporně prostupný HdP, pak znamená opak, pro přenos stejného kroutícího momentu je nezbytné, aby při poklesu otáček výstupu vzrostly otáčky vstupu. [7]*

Obyčejné Hd spojky pracují už ze svého principu jako kladně prostupné. To má za následek značný nárůst momentu při zvyšování skluzu. Při zachování stejných otáček čerpadlového kola, může být moment při zastavené turbíně až dvacetkrát větší než moment při jmenovitém skluzu.[4] Což jak si ukážeme později, není úplně výhodné. S vhodnými konstrukčními zásahy však mohou pracovat v části režimu jako záporně prostupné, především v oblasti velkých skluzů, a ve zbylé části jako kladně prostupné. Pak je nazýváme poloprostupné.



Obr. 9a, b, c, d. Průběhy vybraných charakteristik Hd převodů: [7]

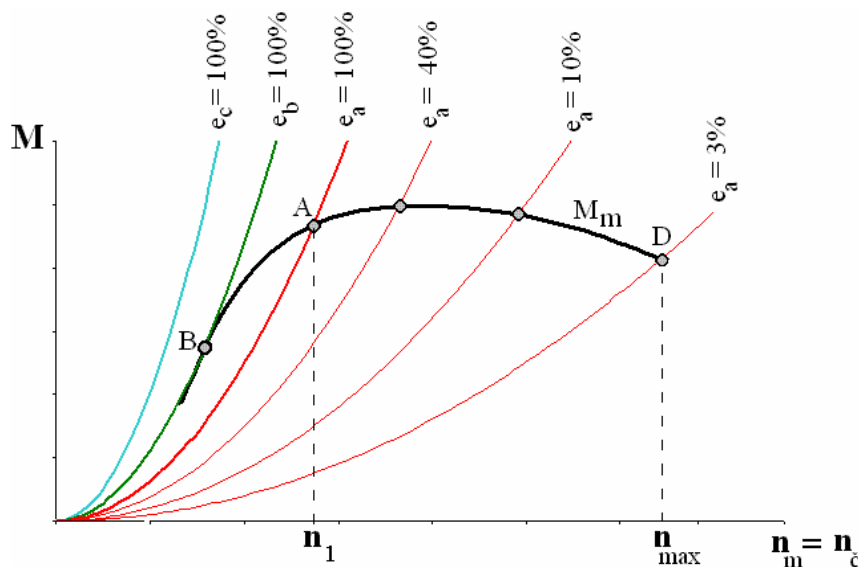
a – neprostupný HdP,  $\Phi' = 0$ ; b – kladně prostupný HdP,  $\Phi' > 0$ ; c – záporně prostupný HdP,  $\Phi' < 0$ ;  
d – poloprostupný HdP

### 2.3. Spolupráce spojky s motorem

Jestliže známe charakteristiku spojky  $\lambda$  a momentovou charakteristiku motoru při plném zatížení, pak můžeme vyšetřit jejich vzájemnou spolupráci při různých provozních stavech.

Pokud potřebujeme uvést do chodu stojící hmotu (skluz=100%) je nezbytné, aby spojka měla s motorem společný bod. Tento bod je nutno volit tak, aby ležel v oblasti, kdy už je motor schopen vyvinout dostatečně veliký kroutící moment, pro případné překonání zvýšených odporů (např. rozjezd automobilu v kopci). Spojka „c“ v našem případě nevyhovuje, nemá žádný společný bod – motor by se nedokázal rozběhnout, popř. po připojení by se zastavil. Říkáme, že spojka je příliš velká. Spojka „b“ má sice společný bod „B“, ale leží v oblasti, kdy motor nemá dostatečný kroutící moment, a při drobné kvantitativní změně průběhů momentů by mohl stejně jako u spojky „c“ ležet mimo – spolupráce není jistá.

Jediná v našem případě vyhovující, je spojka „a“. Při rozjezdu a plném plynu nabudou otáčky v prvním okamžiku hodnoty  $n_1$ . Postupně se začne zařízení pohybovat, důsledkem čehož klesá skluz. Otáčky motoru by se navyšovaly až po jeho maximální, kterým v našem případě odpovídá skluz 3% (při plném výkonu). Jestliže bychom použili ještě menší spojku, než je uvedená spojka „a“, pracovala by méně hospodárně s většími skluzy v celém rozsahu – větší ztráty, menší účinnost.



Obr. 10. Spolupráce spojky s motorem:[3]

$M_m$  – průběh kroutícího momentu motoru v závislosti na otáčkách při plném zatížení; Jednotlivé paraboly jsou křivky kroutících momentů tří různých spojek **a**, **b**, **c** pro daný skluz  $e$ .

## 2.4. Prostředky vedoucí ke zvýšení hospodárnosti provozu

Z hlediska účinnosti je nejvýhodnější zvolit takovou spojku, která v co nejširším pracovním režimu pracuje s velkou účinností, čemuž odpovídají malé skluzy. Zvolit tedy co největší spojku, ale zase z hlediska spolupráce s motorem při rozběhu nesmí být příliš velká. Někdy je žádoucí, aby spojka při zastavené výstupní hřídeli nepřenášela žádný moment a umožnila ekonomický běh motoru v chodu naprázdno. Popř. při rozběhu přenášela pouze velmi omezený kroutící moment i za cenu prodloužení doby, kdy pracuje spojka v poli velkých skluzů se značnými ztrátami. Jakmile však zařízení dosáhne určitých pracovních otáček, je účelné ztráty co nejvíce eliminovat a umožnit přenos plného nominálního kroutícího momentu při co nejvyšší účinnosti.

Metod jak docílit požadovaného efektu existuje několik. Ale obecně je lze rozdělit do dvou kategorií. Buď použít tzv. velkou spojku, ale upravit nebo řídit její charakteristiku (tuhost) tak, aby při velkých skluzech přenášela menší kroutící moment a tím splnila požadavky na rozběh zařízení. Nebo použít takovou spojku, která dostatečně splňuje požadavky na rozběh, avšak je spíše menší. Není schopna přenést nominální kroutící moment s uspokojivou účinností. Její tuhost v oblasti malých skluzů však navýšíme pomocí přídatného zařízení. Nejčastěji se využívá mechanického přemostění s využitím třecí spojky. Pomocí této spojky jsme schopni synchronizovat otáčky vstupní hřídele s výstupním a přenést celý výkon mechanickou cestou beze ztrát.

## 2.5. Prostředky k zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky při velkých skluzech

Tato první kategorie, si zachovává všechny vlastnosti hydrodynamické spojky, pouze se ovlivňuje charakteristika spojky, bez možnosti jejího řízení během provozu. S žádným ze zmíněných prostředků nelze dosáhnout nulového skluzu a zároveň přenášet kroutící moment. Vždy pracuje s účinností menší než 100%, běžně do 97 – 98%. Spíše se zde klade zvýšený důraz na dostatečně vhodnou spolupráci s motorem během rozběhu při zachování uspokojivých provozních parametrů.

### 2.5.1. Systém se zásobníkem

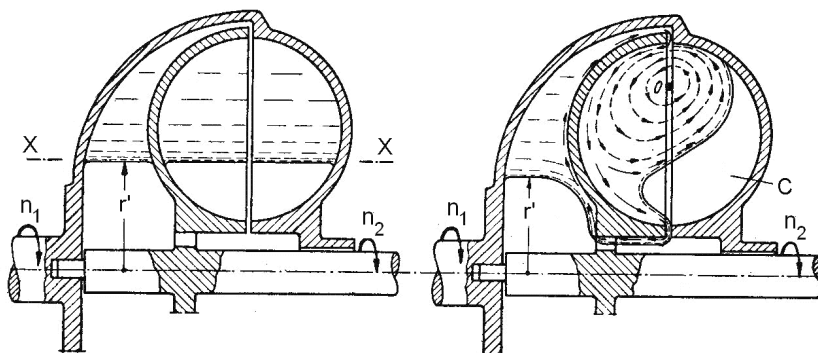
Nejprve je třeba definovat a vysvětlit:

Stupeň plnění  $\Phi$ , což je poměr skutečného množství kapaliny v celém objemu spojky  $Q_F$  podělený maximálním objemem kapaliny zcela zaplněného objemu spojky  $Q_{Fmax}$ .

$$\Phi = \frac{Q_F}{Q_{Fmax}} \quad (11)$$

Efektivní stupeň plnění pracovního torusu  $\Phi_{Tor,eff}$ , což je poměr objemu kapaliny v pracovním prostoru podělený objemem celého pracovního prostoru. Je závislý na více okolnostech a to především na jevech dynamického charakteru, které se projevují nesymetrií hladin mezi oběma oběžnými koly. Na tvaru a velikosti vlastního zásobního prostoru vně pracovního oběhu, kam proudí část hmoty kapaliny z vnitřního torusu.[4] Tento prostor umožňuje větší či menší vyprázdnění vnitřního pracovního prostoru.

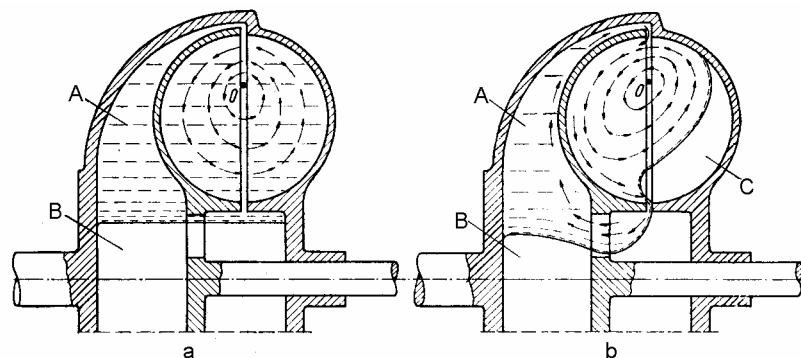
Velikost skluzu má zásadní vliv na deformaci vnitřní hladiny pracovní kapaliny. Čím je skluz větší tím více se hladina deformuje, popřípadě více kapaliny je vypuzeno mimo pracovní prostor. To má za následek, že  $\Phi_{Tor,eff}$  a tuhost spojky klesá (oproti zcela zaplněnému stavu). Pro přenos kroutícího momentu je navíc vždy rozhodující objem kapaliny v čerpadlovém kole, který bývá menší než v turbínovém kole. V extrémním případě, kdy by se všechna kapalina z čerpadlového kola vypudila mimo, by nemohl nastat přenos žádného kroutícího momentu. Tento mezní stav však nebývá žádaný, protože by neumožňoval rozběh zařízení. [4]



Obr. 11. Hydrodynamická spojka, pouze z části naplněná (stupeň plnění  $\Phi < 1$ ):

a) v provozním stavu s nulovým skluzem, b) v provozním stavu se skluzem – rozložení kapaliny je nerovnoměrné, přičemž polovina čerpadlového torusu se vyprázdní více a polovina turbínového torusu se naplní více. Poměr prázdného prostoru C je v obou případech přibližně stejný, avšak pro přenos kroutícího momentu je rozhodující menší z objemů kapaliny hnacího čerpadla.

Systém se zásobníkem využívá výše zmíněného principu. Kapalina se při větších skluzech vypuzuje přes střední dutinu spojky mimo pracovní prostor do zásobní komory, která je vytvořená pouze osovým rozšířením skříně. Tímto se automaticky s většími skluzy zmenšuje efektivní stupeň zaplnění torusu během provozu. Na zobrazeném příkladu spojky, obr. 12, s uvedeným stupněm plnění  $\Phi=0.9$  je patrné, jak se mění efektivní zaplnění torusu. Obrázek „a“ odpovídá skluzům cca od 0 po 3%, přičemž  $\Phi_{\text{Tor,eff}} = 1$ , obrázek „b“ odpovídá větším skluzům a hodnota efektivního zaplnění se důsledkem toho zmenšila odhadem na  $\Phi_{\text{Tor,eff}} = 0.8$ .



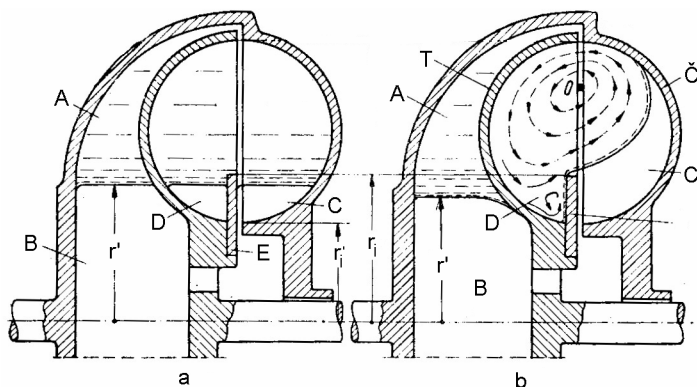
Obr. 12. Hydrodynamická spojka se zásobníkem (stupeň plnění  $\Phi \sim 0.9$ ) [4]:

a – provoz při nulovém a malém skluzu,  $\Phi = 0.9$ ,  $\Phi_{\text{Tor,eff}} = 1$ ,  
b – provoz s velkým skluzem,  $\Phi=0.9$ ,  $\Phi_{\text{Tor,eff}} = 0.8$

Za vhodných podmínek, a při odpovídajících velikostech skluzu, by se mohlo podařit prostor C čerpadlové poloviny torusu úplně vyprázdnit. Což ovšem může být nežádoucí.

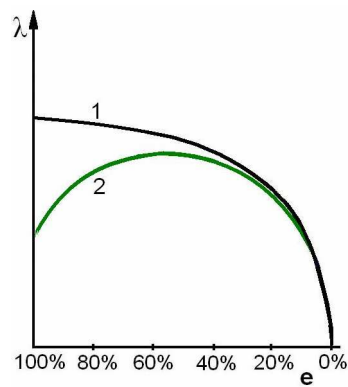
## 2.5.2. Systém s odrazovou deskou

Změny efektivního stupně plnění ve vnitřku pracovního torusu je v tomto konstrukčním řešení dosaženo vloženým mezikruhovým prstencem nazvaným odrazová deska. Prstenec lze snadno vyrobit s jinými rozměry a tím změnit vnitřní poloměr oběžných kol  $r_i$ , který je nyní určen právě vloženým prstencem. Tento systém je velmi jednoduchý a snadno modifikovatelný, při minimálních nákladech.



Obr. 13. Hd spojka s odrazovou deskou [4]:

a – při provozu s malým skluzem; b – při provozu s velkým skluzem. Prostor D se zaplňuje, prostor C se zvětšuje. Část kapaliny je vypuzena do zásobníku B; A – pracovní kapalina

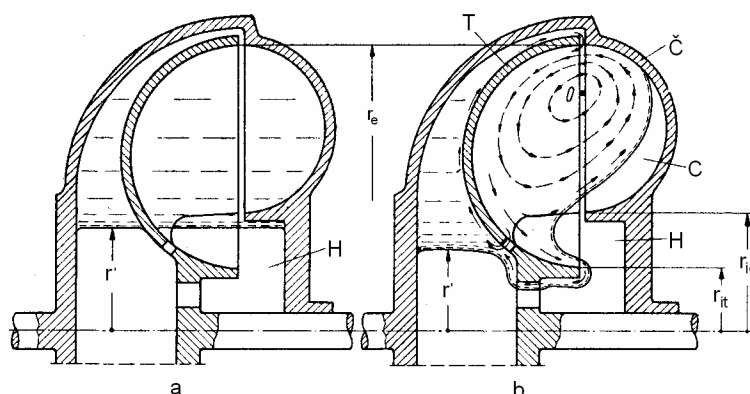


Obr. 14. Charakteristiky HdS: [7]

1 – HdS bez clony; 2 – HdS se clonou

### 2.5.3. Rozdílné rozměry vnitřních průměrů čerpadla a turbíny

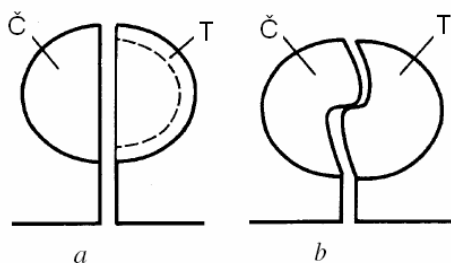
Při návrhu spojky se vychází z malých poloměrů spojky  $r_{ip}$ , které jsou nutné pro přenesení požadovaného jmenovitého kroutícího momentu. Vnitřní poloměr turbíny  $r_{it}$  se navrhne dodatečně, a to o tolik menší než poloměr čerpadla, aby bylo dosaženo požadovaného účinku. [4] Vzniklý prstencový prostor mezi poloměry  $r_{ic}$  a  $r_{it}$  umožňuje shromažďování kapaliny při větších skluzech, a navíc čelní plochou může přetékat kapalina z pracovního prostoru do zásobního, čímž se ještě více sníží efektivní stupeň plnění a také tuhost spojky.



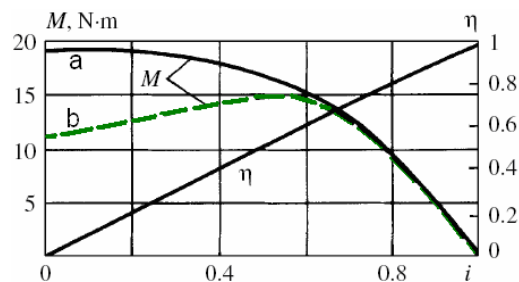
Obr. 15. Hydrodynamická spojka s rozdílnými vnitřními průměry: [4]  
a – při provozu s malým skluzem. Pracovní torus zůstává stále naplněn,  $\Phi_{\text{Tor,eff}} = 1$ ;  
b – při provozu s velkým skluzem. Polovice čerpadlového torusu se vyprázdní,  $\Phi_{\text{Tor,eff}} < 1$

### 2.5.4. Nekonvenční tvar profilu oběžných kol

Na obr. 16 je schématicky znázorněn konvenční a nekonvenční tvar profilu oběžných kol. Při porovnání momentových charakteristik daných spojek (obr. 17), můžeme konstatovat, že velikost přeneseného momentu je v pásmu menších skluzů srovnatelná. V pevném bodě spojky je moment s použitím nekonvenčního tvaru profilu přibližně poloviční oproti klasickému půlkulatému profilu. Máme tedy k dispozici další konstrukčně nenáročnou úpravu, se kterou lze pozměnit průběh momentů a snížit tuhost spojky při velkých skluzech.



Obr. 16. Schématický náčrt profilu oběžných kol Hd spojky:[8]  
a – konvenční tvar profilu; b – nekonvenční tvar profilu



Obr. 17. Momentová charakteristika:[8]  
a – při použití konvenčního profilu oběžných kol, viz obr. 16a; b – při použití nekonvenčního profilu oběžných kol, viz obr. 16b.

### 2.5.5. Systém s velkým počtem lopatek

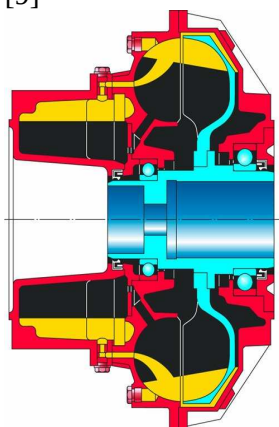
Změny tuhosti, při velkých skluzech, je dosahováno velmi narušeným nestacionárním prouděním kapaliny. To je způsobeno vlivem nepravidelného pulzačního proudění a četným tvořením vírů v místech přetékaní kapaliny z jednoho kola do druhého. Takového stavu lze snadno dosáhnout, zvětší-li se počet lopatek oběžného kola. Velká frekvence, se kterou se mívají lopatky oběžných kol, způsobuje nestacionární tok při přechodu kapaliny mezi koly s tak velkou periodickou změnou formy vláken, že převahou vzniklých dynamických setrvačných sil se potlačuje vytvoření cirkulace kapaliny se střední rychlostí proudu, která by jinak byla normální při daném skluzu. Tím zmenšené oběhové množství kapaliny způsobuje příslušné zmenšení přenášeného kroutícího momentu.[4]

### 2.5.6. Systém se zpožďovací komorou

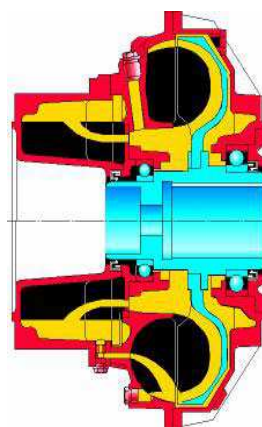
Na vnějším kole, je vytvořena vedlejší zpožďovací komora, která se v klidovém stavu částečně zaplní provozní kapalinou. Vzhledem k takto redukovanému množství pracovní kapaliny v pracovním prostoru spojka přenáší během rozběhu pouze omezený kroutící moment. Pracovní stroj se tak rozbíhá s odpovídajícím odlehčením. Objem zpožďovací komory se vyprázdní do oblasti pracovního prostoru v časové závislosti po rozběhu motoru, takže je pak využita celá přenosová schopnost. Rychlost vyprazdňování lze ovlivnit seřízením vypouštěcích ventilů, popř. použitím ventilů ovlivňovaných odstředivou silou.

Funkce zpožďovací komory může být v určitých případech ovlivněna hydrodynamickým zpětným plněním viz obr. 19. Během rozběhu pracuje spojka s velkými skluzy, což vede ke vzniku velkých dynamických sil působících na kapalinu, která je následně vypuzena z pracovní komory zpět do zpožďovací komory.[10] Tím je redukováno množství kapaliny v pracovním prostoru a také přenos kroutícího momentu. Postupně se zvyšováním otáček výstupní hřídele, přestane docházet ke zpětnému plnění.

Zmíněné systémy jsou vhodné pro rozběh zařízení s velkými setrvačnými hmotami (např. ventilátory, drtiče, centrifugy), s použitím běžných asynchronních motorů, výkonů v řádech stovek kW. [9]



Obr. 18. Spojka se zpožďovací komorou (Voith – TV/TVV): [9]



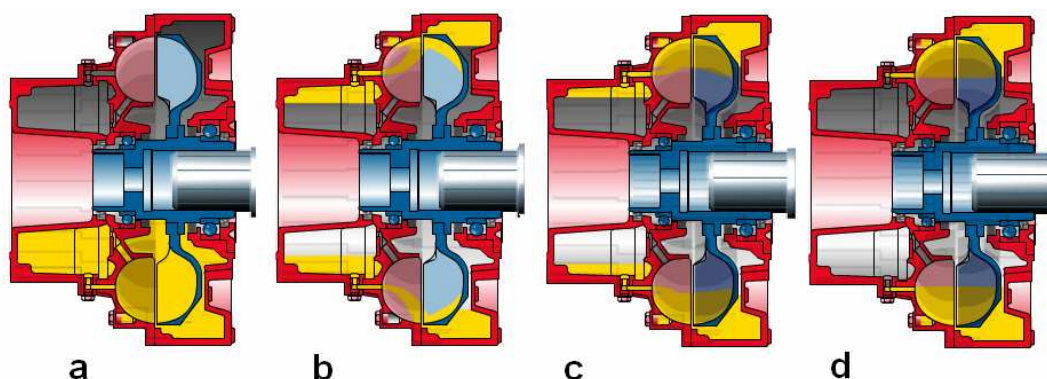
Obr. 19. Spojka se zpožďovací komorou a zpětným hydrodynamickým plněním (Voith – TVY): [10]



### 2.5.7. Systém se zpoždovací komorou doplněný o vnější prstencovou komoru

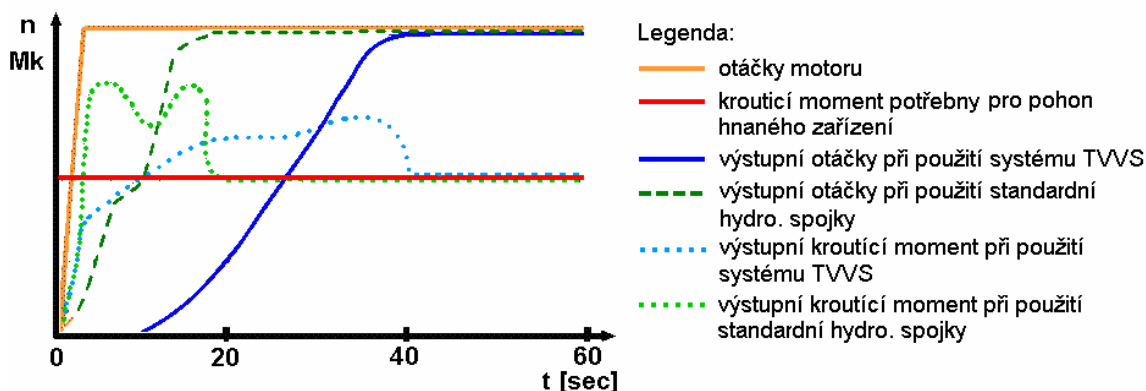
K vnitřní zpoždovací komoře je vytvořena ještě vnější prstencová komora, která při rozběhu vlivem odstředivých sil zachytává první množství pracovní kapaliny z pracovního prostoru, a tím prodlužuje odlehčený rozběh. Při vhodném navržení lze vytvořit takovou spojku, která po určitou dobu pracuje se zcela vyprázdněným pracovním prostorem a tím je dosaženo jen velmi malého přenosu moment, který lze považovat za nulový. Vzrůst momentu pak závisí na rychlosti vyprazdňování zpoždovací komory a rychlosti plnění vnější prstencové komory. Pomocí změny trysek může být rozběh přizpůsoben zcela požadavkům rozběhového zařízení.

Oblasti použití: pásové dopravníky, drtiče v důlním průmyslu. Výkony v řádech stovek kW. [11]



Obr. 20. Spojka se zpoždovací komorou doplněná o vnější prstencovou komoru (Voith – TVVS): [11]

a) klidový stav; b) okamžik spuštění motoru – kapalina je vlivem odstředivých sil rozprostřena po vnějším průměru. Efektivní stupeň plnění je minimální.; c) vyprazdňování zpoždovací komory – množství kapaliny v pracovním prostoru vrůstá; d) pracovní stav – veškerá kapalina se nachází ve vnější prstencové komoře a pracovním prostoru. Efektivní stupeň plnění je maximální.



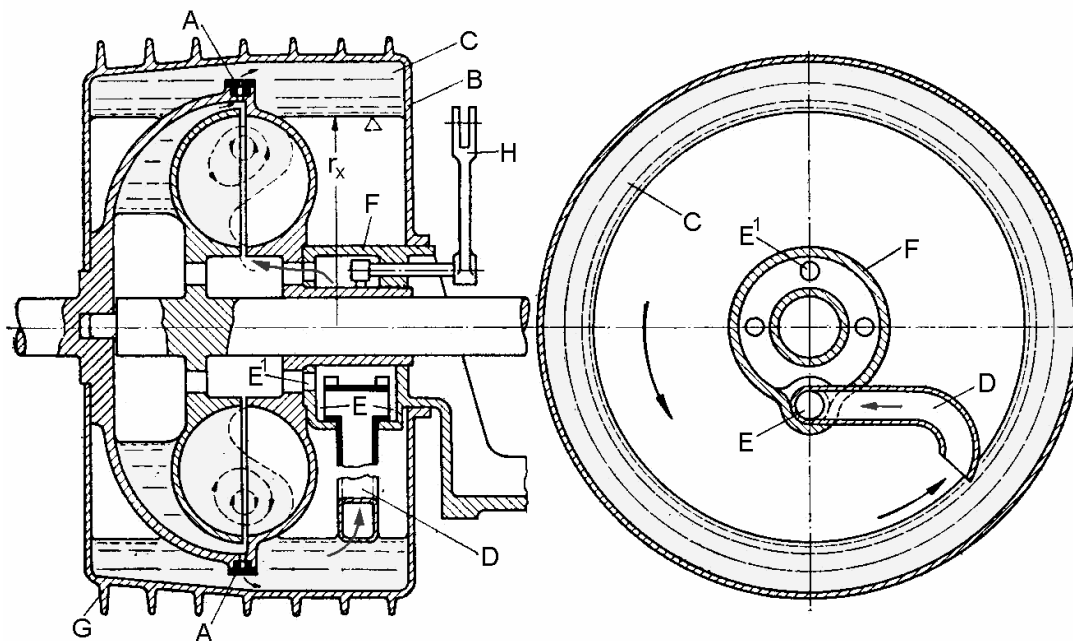
Obr. 21. Grafické porovnání spojky Voith - TVVS se standardní Hd spojkou: [11]

## 2.6. Konstrukce umožňující aktivní řízení tuhosti spojky

Tyto systémy umožňují oproti doposud uvedeným konstrukcím Hd spojek (viz kapitola 2.5), aktivní regulování tuhosti spojky během provozu, v rozsahu, který je dán druhem použité konstrukce a velikostí spojky. Možnost regulace je však vždy na úkor složitosti konstrukce.

### 2.6.1. Hydrodynamická spojka s regulovatelným plněním

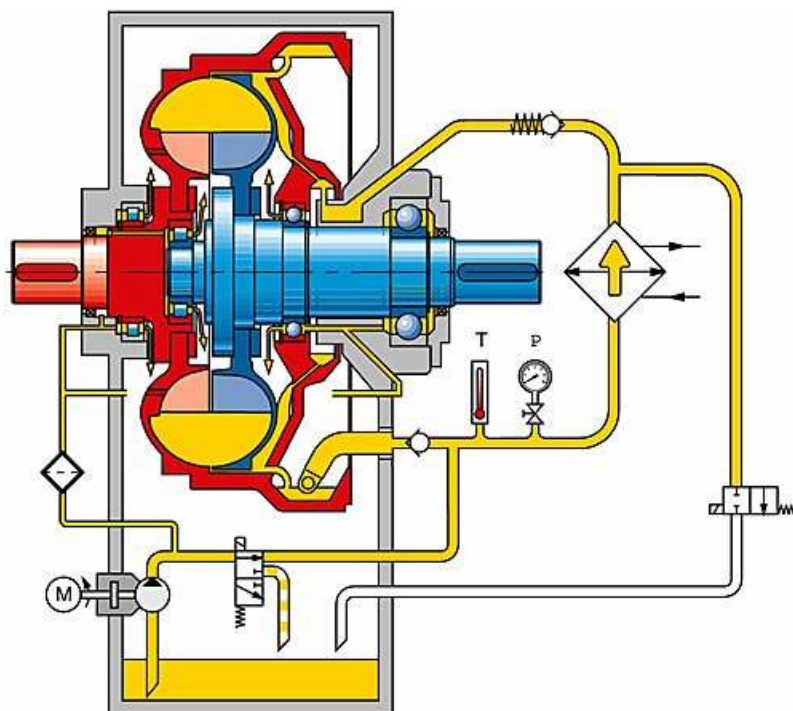
Jedná se o Föttingerovy řešení. To spočívá ve vypouštění a opětném plnění pracovního prostoru spojky kapalinou. Tímto způsobem lze dobře regulovat požadovanou tuhost spojky dle požadavků provozu. Schématický náčrtek této koncepce je na obr. 22. Dýzami „A“ uniká kapalina vlivem odstředivých sil mimo pracovní prostor do přídatné zásobní skříně. Množství může být stálé, nebo proměnné podle použitých dýz. Zásobní skříně se otáčí společně se skříní spojky stejným počtem otáček. Čerpací trubka je otočně uložena v pevném rámu. Může se tedy natáčet, a tím regulovat výšku hladiny. Druhý konec se noří v kapalině, která proudí kolem ní velkou relativní rychlostí. Tímto se kapalina čerpá zpět do pracovního prostoru spojky mezi turbínové kola.



Obr. 22. Föttingerova spojka s přídatnou vnější skříní:[4]

A – dýzy (regulovatelné nebo neměnné), jimiž se odstředivou silou vypuzuje kapalina do vnější skříně; B – vnější přídatná skříň (otáčí se společně s čerpadlovým kolem); C – prstenec kapaliny s volnou hladinou ve vzdálenosti  $r_x$  od osy otáčení; D – čerpací trubka, která je spojena kloubem E s pevným nábojem stojanu F. Kapalina je trubkou čerpána do tohoto náboje a z něj kanálky  $E^1$  do vnitřku spojky; H – vnější ovládací páka sloužící k sklápění čerpací trubky, na jejíž poloze závisí vzdálenost  $r_x$  volné hladiny a tím tedy množství kapaliny obsažené ve vnitřním prostoru spojky

Tento způsob odběru kapaliny z vnitřního prostoru lze využít i pro přídatné externí chlazení viz obr. 23, avšak tato konstrukce už svou větší plochou žebrované přídatné zásobní skříně poskytuje dostatečný odvod tepla.[4]



Obr. 23. Spojka s regulovatelným plněním (Voith – TPKL): [12]

Znázorněná konstrukce spojky Voith – TPKL vychází principiálně z původního Föttingerova návrhu. Liší se pouze v detailech, které jsou patrné z porovnání obou schématických obrázků.

Zmíněný systém s regulovatelným plněním umožňuje měnit tuhost spojky z maximálních hodnot až k nule, z čehož plyne mnoho výhod. Pro úplné momentové odpojení motoru a hnaného ustrojí, není potřeba přídavné třecí spojky.[4] Máme možnost aktivního řízení velikosti přenášeného momentu ve všech režimech. Při rozběhu můžeme také využít maximální kroutilcí moment motoru při jeho optimálních otáčkách a tím zkrátit dobu rozběhu zařízení. Nevýhodou tohoto provedení jsou větší zástavbové rozměry, a proto je vhodné spíše pro větší přenášené výkony ve stacionárních aplikacích. Rovněž jednotlivé změny množství kapaliny v pracovním prostorů neprobíhají okamžitě, což může být pro mnoho aplikací nevyhovující.

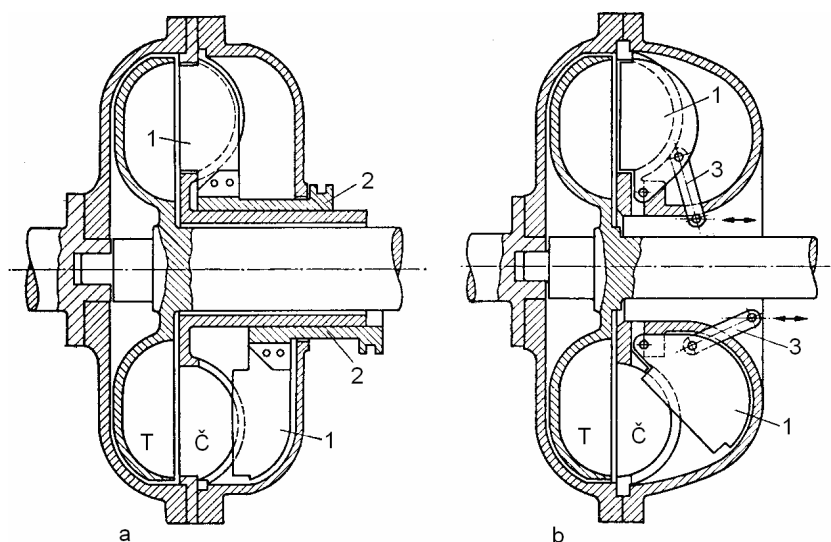
Oblasti použití: pásové dopravníky, odstředivá čerpadla, ventilátory a centrifugy, drtiče, řezačky, štěpkovače, odkorňovací bubny,... [12]

## 2.6.2. Systém se zasouvateľnými lopatkami

Změny tuhosti je zde dosahováno vysouvají lopatek z pracovního prostoru. Tím zmenšují jak aktivní plochu lopatkových stěn, tak současně i velikost poloměrů  $r_i$  a  $r_e$ , což ovlivňuje rychlost proudění kapaliny v pracovním torusu a velikost dynamických účinků, které následně působí na turbínové kolo. Jestliže lopatky zcela vysuneme z pracovního prostoru, pak je i při maximálních skluzech velikost přenášeného momentu zanedbatelná. [4]

Výhodou tohoto systému je možnost regulace tuhosti ve velmi krátké době při všech provozních stavech. Je to však na úkor složitosti konstrukce.

Zvláštní prostor, za oběžným kolem čerpadla, který je potřeba pro vysunutí lopatek, je využit současně jako zásobník pracovní kapaliny zvyšující tepelnou kapacitu.

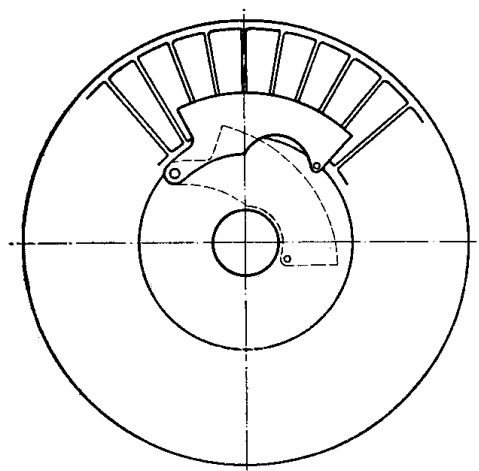


Obr. 24. Spojka s vysouvateľnými / vyklápěcími lopatkami: [4]

a – s axiálním vysunutím lopatek z pracovního prostoru; b – s vyklopením lopatek z pracovního prostoru; 1 – lopatky čerpadlového kola; 2 – výsuvné pouzdro, jimž se nastavuje poloha lopatek; 3 – táhla. Jednou stranou připevněna k lopatkám, druhou jsou otočně uložena ke společné axiálně posuvné objímce (není na obrázku zakreslena).

### 2.6.3. Systém se škrcením clonou Iris

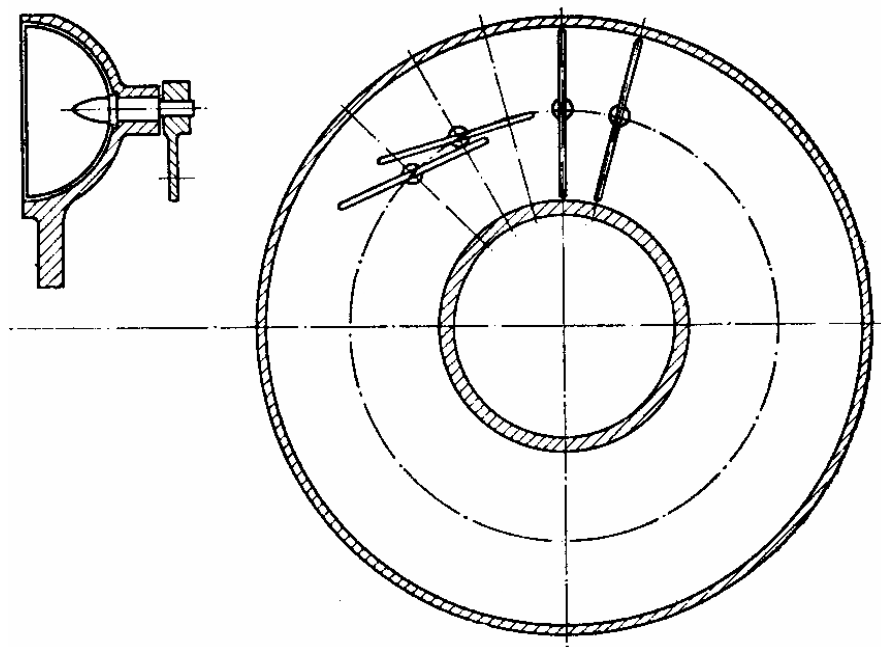
Řízené změny tuhosti je zde dosaženo škrcením průtoku pracovní kapaliny. Do pracovního oběhu se podle potřeb vysouvají clony, které brání tomuto proudění a tím výrazně snižují tuhost spojky.[4]



Obr. 25. Hd Spojka s regulační clonou Iris. [4]

#### 2.6.4. Systém s natáčivými lopatkami

U této konstrukce jsou lopatky oběžného kola, nejčastěji čerpadlového, upevněny na čepech uložených v pracovním torusu. Čepy jsou rovnoběžné s osou otáčení spojky. Lopatky se mohou pootáčet v určitých mezích okolo osy čepu. *Jestliže jsou lopatky v normální pracovní poloze, tj. stojí radiálně vzhledem k oběžnému kolu, mohou přenášet výkon, protože vytváří normální kanály, takže kapalina může cirkulovat. Budou-li se však lopatky naklánět, bude se měnit také tvar kanálů, a tím se bude zmenšovat přenos krouticího momentu. V mezním případě, kdy lopatky na obou stranách přilehnou jedna k druhé, se vytvoří zvrstvený prstenec v torusu, znemožňující jakoukoliv cirkulaci pracovní kapaliny, a tedy nepřípouštějící žádný přenos krouticího momentu.* [4]



Obr. 26. Hd spojka s natáčivými lopatkami. [4]

#### 2.7. Prostředky pro dosažení přímého přenosu celého výkonu beze ztrát

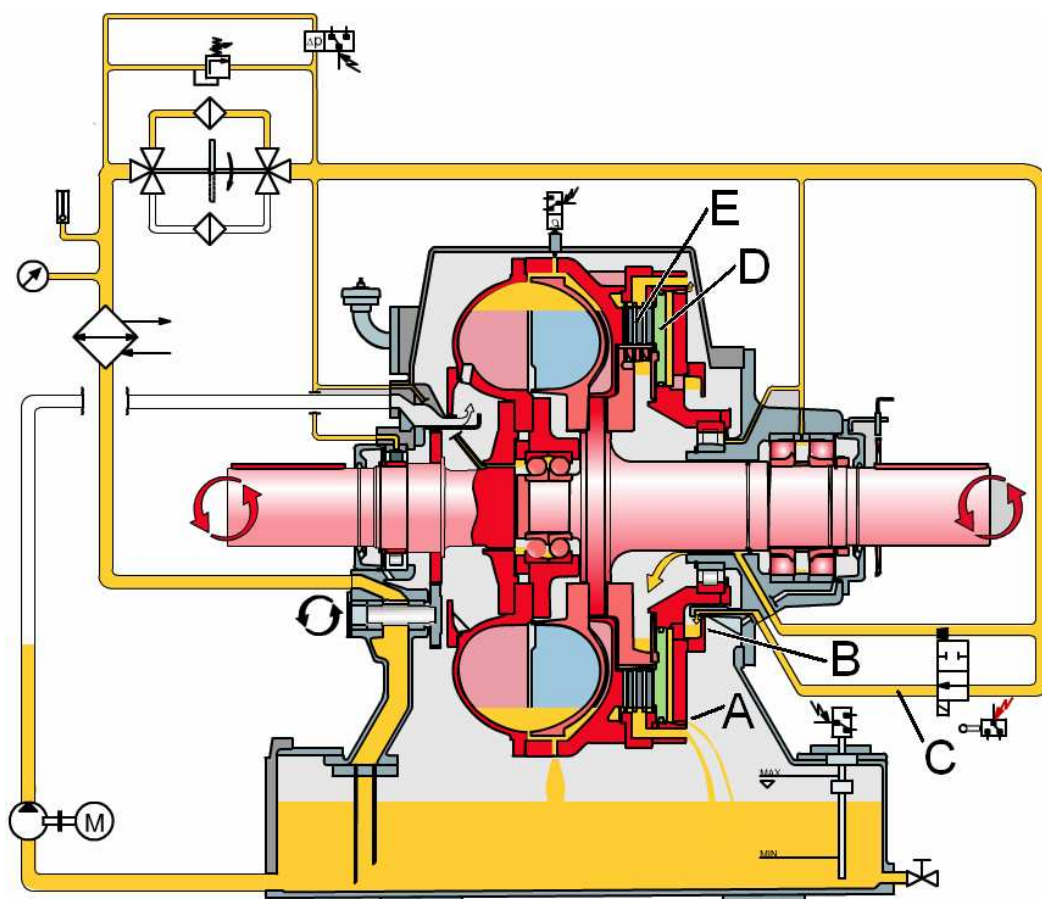
Jedná se o další z metod vedoucí ke zvýšení účinnosti. Jak bylo již zmíněné v kapitole 2.2, skluz je podmínkou funkce Hd spojky, což ovšem způsobuje ztráty v přenosu výkonu a zařízení pracuje méně hospodárně. Hlavní myšlenka je tedy eliminovat skluz. Zde pomocí přemostění vhodnou třecí spojkou, čímž dosáhneme srovnání otáček hnané hřídele s hnací. Kroutící moment je pak přenášen mechanickou cestou beze ztrát s účinností 100% (pozn. u některých konstrukčních provedení nemusí být dosaženo účinnosti 100% i při synchronizování otáček. Je to vlivem ztrát v uložení, vnější odpor vzduchu, popř. energie spotřebovaná na pohon čerpadel v pomocných hydraulických obvodech). Jako nevýhodu bychom mohli obecně považovat jistou konstrukční komplikovanost a ono přímé mechanické propojení, které může přenášet rázy z jednoho zařízení na druhé.

### 2.7.1. Systém s přemostňovací třecí spojkou

Během rozběhu se využívá pouze hydrodynamických vlastností spojky. Rozběh je tedy plynulý bez nutnosti řízení. Jakmile otáčky výstupní hřídele dosáhnou určité požadované hodnoty s malým skluzem, tak se pomocí sepnutí třecí spojky dorovná zbývající rozdíl otáček a navýší se účinnost na 100%. Přenos momentu pak přenáší pouze třecí spojka, protože veškeré dynamické účinky kapaliny zanikají.

Standardní provedení využívá lamelových spojek, počet lamel je volen podle velikosti přenášeného momentu a podle umístění spojky lze použít suchou i mokrou spojku. Jedna skupina lamel je unášena společně se vstupní hřídelí, druhá s výstupní. Ovládání může být mechanické nebo hydraulické.

Použití tohoto systému v kombinaci s Hd spojkou je důsledkem větší komplikovanosti výhodné spíše pro přenos velkých výkonů v řádech 100 až 1000kW ve stacionárních aplikacích. Tento systém lze zkombinovat s jinými. Např. na obr. 27 je vyobrazena spojky řady TPL-SYN firmy Voith s regulací množství pracovní kapaliny v pracovním prostoru doplněná o třecí spojku. Tato kombinace umožňuje úplné aktivní řízení velikosti přenášeného kroutícího momentu během rozběhu s následnou synchronizací otáček. Firma Voith uvádí oblasti použití válcovací stolice a ventilátory poháněné synchronními motory výkonu 4 až 12 MW. [13]

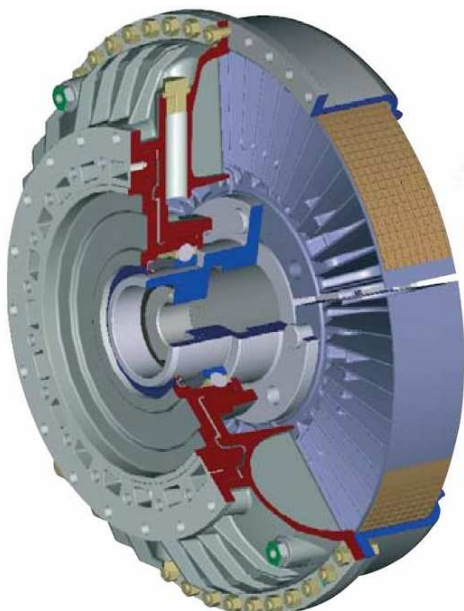


Obr. 27. Regulovatelná spojka s přemostněním (Voith – TPL-SYN): [13]

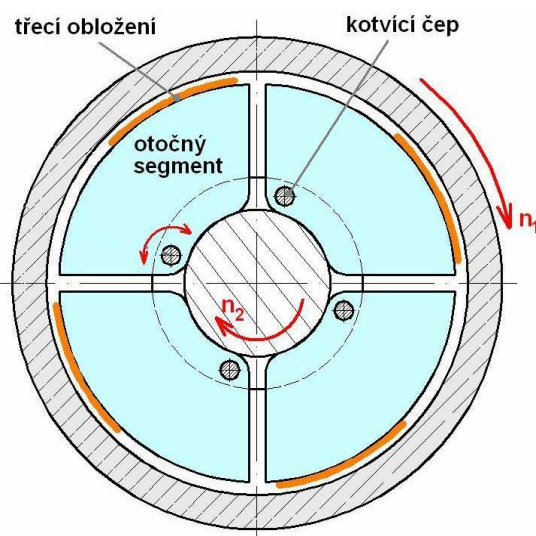
Potrubím C přitéká ovládací kapalina do kanálku B. Odtud je odstředivými silami vytlačována na vnější obvod a vytéká dýzou A. Přičemž tlak kapaliny (vyvolaný odstředivými silami) působí také na ovládací píst D. Výsledná síla se pak přenáší na lamely spojky E.

## 2.7.2 Systém s odstředivou spojkou – TurboSyn

TurboSyn je označení celosvětově patentované hydrodynamické spojky, která byla uvedena na trh v roce 2004 firmou Voith. Tak jako ostatní konstrukce obsahuje čerpadlové a turbínové kolo, avšak turbínové kolo je rozděleno na několik segmentů s třecím obložením po svém obvodu.

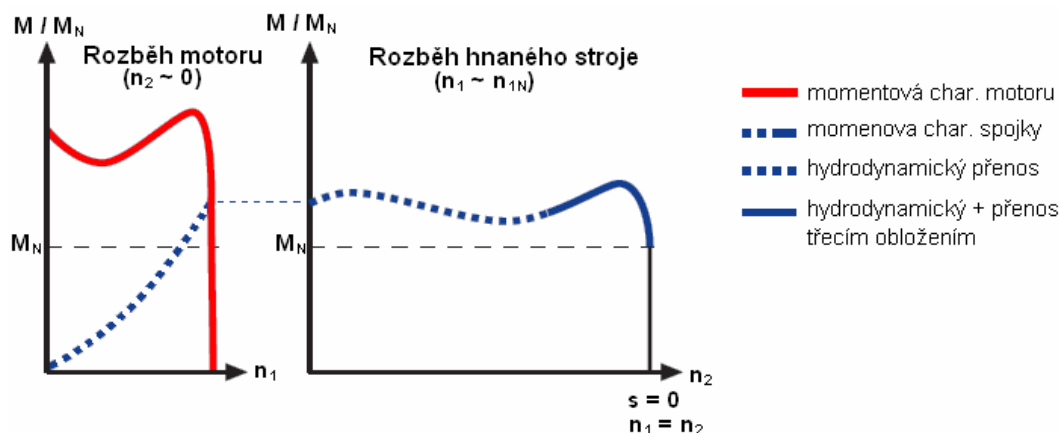


Obr. 28. TurboSyn – 3D pohled: [14]



Obr. 29. Schématický řez spojkou TurboSyn:

Každý segment (třmen) je zvlášť uložen na výstupní hřídeli jedním kotvícím čepem, který umožňuje jeho vyklonění. S postupným roztáčením turbínového kola, začnou působit odstředivé síly na jednotlivé segmenty. Tím jsou přitlačovány přes třecí obložení na obvod skříně za vzniku třecí síly. Se vzrůstajícími otáčkami výstupní hřídele vzrůstá i podíl kroutícího momentu přenášený touto mechanickou cestou a naopak podíl momentu přenášený hydrodynamickým působením kapaliny klesá. Při vyrovnání výstupních otáček se vstupními, poměru  $i = 1$ , zanikají veškeré dynamické účinky kapaliny a přenos obstarává pouze třecí obložení příamou mechanickou cestou beze ztrát.



Obr. 30. Rozběhové charakteristiky s použitím spojky TurboSyn: [14]

$M$  – kroutící moment;  $M_N$  – nominální kroutící moment;  $n_1$  – otáčky motoru (čerpadlového kola);  $n_{1N}$  – nominální otáčky motoru;  $n_2$  – otáčky hnaného zařízení (turbínového kola)



## 2.8. Zhodnocení vlastností hydrodynamické spojky

### výhody:

- plynulý rozběh stojící hmoty
- *snížení dynamických zatížení a tlumení torzních kmitů oběma směry* [3]
- *omezení proudového rázu a odlehčení rozběhu při roztáčení těžkých hmot při použití obyčejného asynchronního motoru s kotvou nakrátko* [3]
- možnost využití plného kroutícího momentu motoru při rozjezdu aniž by byl motor přetěžován, bez potřeby zasahování do činnosti spojky
- Hd spojka se téměř neopotřebovává a v případě vhodně vyřešeného chlazení snese velmi dlouhé rozběhy s velkými skluzy při velkých kroutících momentech

### nevýhody:

- vlivem ztrát snížení celkové účinnosti a nárůst spotřeby energie (paliva) o přibližně 3%, podle provozních podmínek a skluzu
- obyčejná hydrodynamická spojka vždy přenáší určitý kroutící moment a nelze ji nikdy zcela odpojit bez dalšího pomocného zařízení. Jestliže je potřeba umožnit úplné odpojení, pak se doplňuje spojkou třecí, nebo je potřeba volit takovou konstrukci spojky, která umožňuje úplné odpojení avšak je na úkor složitosti
- nedostatečná schopnost brzdění motorem v případě malých otáček turbínového kola
- *nelze použít jednoduchou převodovku se zasouvacími ozubenými koly do záběru, tak jako při použití klasické třecí spojky* [3]

## 2.9. Hydrodynamické retardéry

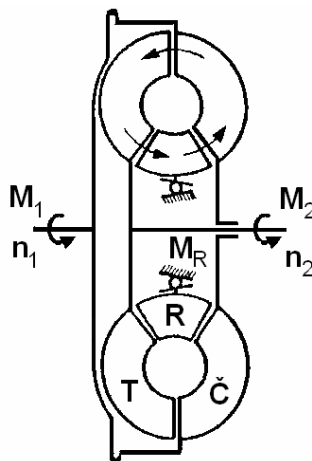
Retardéry jsou zařízení sloužící pro brzdění vozidel, především těžkých užitkových (nákladní automobily, autobusy,...). U těchto vozidel nejsou klasické třecí brzdy schopny vydržet dlouhé přibrzďování (např. jízda z táhlého kopce) a brzdění motorem často bývá nedostatečné. Zde se efektivně uplatňují hydrodynamické retardéry. Principiálně se jedná o hydrodynamickou spojkou, která je používána za účelem mařit energii. Turbínové kolo je vždy pevně spojeno s rámem a neotáčí se, čerpadlové kolo pak bývá nejčastěji připojeno ke kardanovému hřídeli od hnané nápravy. Retardér tedy pracuje vždy se skluzem  $e = 100\%$ , tedy mechanickou účinností  $\eta = 0\%$ . Veškerá přivedená mechanická energie se mění vlivem ztrát v teplo. Proto se u toho zařízení musí brát velký důraz na dostatečné dimenzování chladících okruhů.



### 3. HYDRODYNAMICKÉ MĚNIČE KROUTICÍHO MOMENTU

#### 3.1. Základní popis konstrukce

Hydrodynamické měniče jsou konstrukčně velmi podobné Hd spojce, ale kromě čerpadlového a turbínového kola jsou doplněné ještě o tzv. „reakční element“ („rozvaděč“), který bývá nejčastěji uložen na volnoběžce a v praxi nemusí být jen jeden. Tento třetí člen umožňuje přenášet na rám stroje kroučící moment. V případě uložení na volnoběžce pouze v jednom smyslu, který je opačný, jak smysl otáčení turbínového kola. Důvod proč tomu tak je, bude vysvětlen v dalším textu.



Obr. 31. Schéma Hd měniče kroučícího momentu.[3]  
Č – čerpadlové kolo; T – turbínové kolo; R – rozvaděč.

#### 3.2. Popis funkce

Základní mechanismus přenosu kroučícího momentu je zde stejný, jako u Hd spojek, a to dynamickými účinky proudící kapaliny, tedy změnou hybnosti kapaliny. *Vložený reakční člen, který bývá spojený s rámem, může však usměrňovat proud kapaliny (např. vystupující z turbíny) do zvoleného směru, tak aby vyhovoval rychlostním poměrům na dalším oběžném kole (např. čerpadlovém), přičemž na něj působí setrvačné účinky kapaliny.*[4] Tyto účinky jsou přenášeny v podobě kroučícího momentu na rám stroje. Díky tomu může dojít ke změně momentu na výstupním členu, vzhledem k vstupnímu. Výstupní moment je pak ze statické rovnováhy roven součtu všech zbylých momentů se zřetelem na jejich smysl působení. V případě zanedbání vnějších odporů a odporů uložení pak můžeme napsat:

$$M_2 = M_1 \pm M_R \quad (12)$$

přičemž znaménko + u reakčního momentu bude tehdy, působí-li na něj moment v opačném smyslu, než je smysl výsledného momentu turbínového kola.

U Hd měniče můžeme navrhnout libovolné tvary lopatek s ohledem na jejich rychlostní poměry. Tvary lopatek navrhujeme pro námi zvolený tzv. jmenovitý poměr  $i^*$ , což je převodový poměr, při kterém může proud kapaliny proudit bez překážek v oběhu Č-T-R, a také přesně vyhovuje podmínkám rovnováhy předepsanými příslušnými rychlostními trojúhelníky. Při takovém proudění je dosahovaná účinnost nejvyšší.[4] Jmenovitý poměr můžeme volit tedy libovolně, avšak běžně bývá menší než 1.

Pro popis základní činnosti měniče, používáme následující vztahy:  
Kinematický převodový poměr, zkráceně pouze převodový poměr, definován stejně jako u Hd spojky viz vztah (2):

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

Poměr momentů  $\mu$ , vyjadřující kolikrát se navýší kroutící moment na výstupu oproti vstupu:

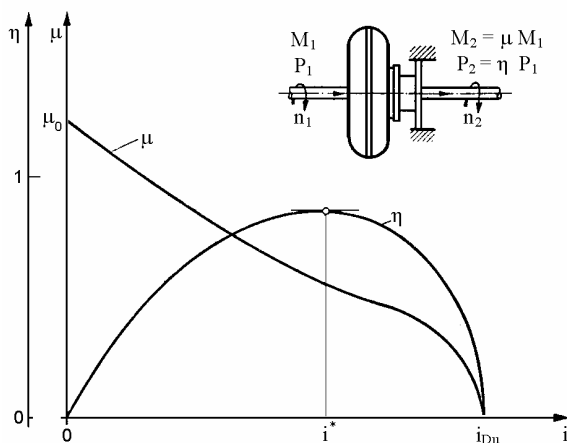
$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \quad (13)$$

Účinnost Hd měniče, a vyjádřený poměr momentu pomocí účinnosti:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{M_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{n_2}{n_1} = \mu \cdot i \quad (14)$$

$$\mu = \frac{\eta}{i} \quad (15)$$

Jak už bylo zmíněno, účinnost měniče je nejvyšší při jmenovitém poměru. V praxi to pak bývá maximálně 85 až 90%. Při každé výchylce provozního stavu od tohoto jmenovitého poměru účinnost klesá, protože se porušuje rovnováha rychlostních trojúhelníků. Kapalina pak nemůže proudit bez překážek, ale musí při přechodu z jednoho kola do druhého překonávat odpory, které vznikají hlavně náhlými změnami směru proudu, tzv. vstupním rázem.[4]

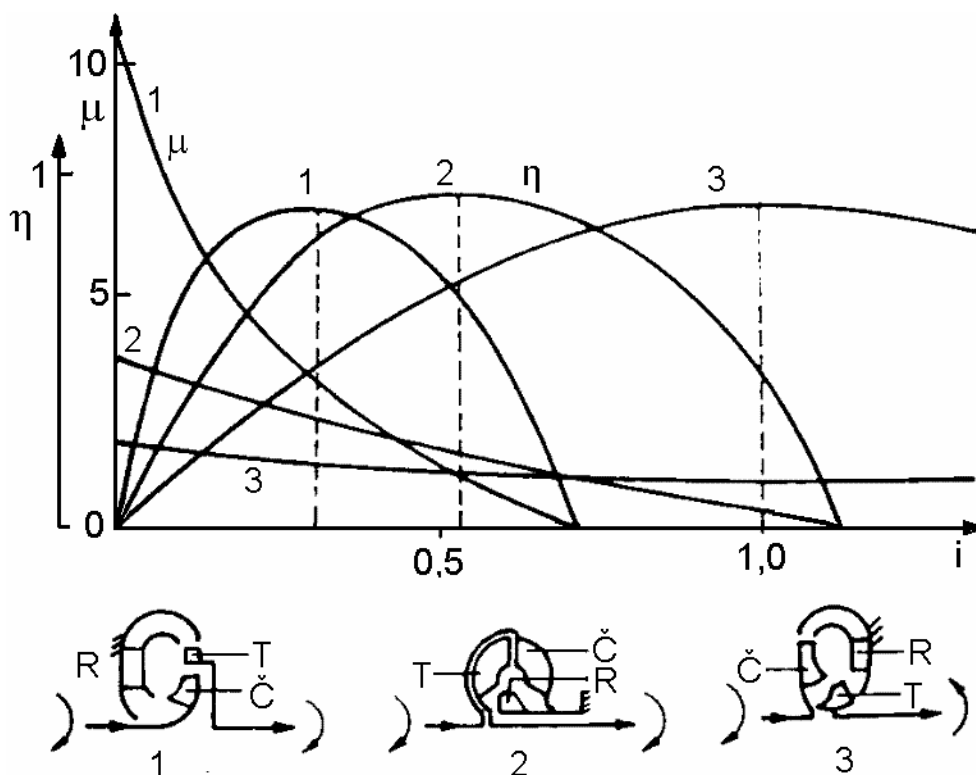


Obr. 32. Průběh účinnosti a poměru momentu Hd měniče:[4]

Změřeno při konstantních otáčkách čerpadlového kola (motoru),  $n_1 = \text{konst}$ ;  
 $i_{Du}$  – poměr průběžných otáček turbínového kola;  $i^*$  – jmenovitý poměr;  $\mu_0$  – poměrný moment při zastavené turbíně.

Ze vztahu (15) je zřejmé, že průběh poměru momentů závisí na převodovém poměru a účinnosti. Vznik změny momentu pro uspořádání lopatkových mříží Č-T-R (obr. 31) si můžeme představit názorně. Uvážíme-li že při značněji zabrzděné turbinové hřídeli nastává též větší ohýbání proudu kapaliny, vytékající z čerpadla, lopatkami turbíny. Lze také snadno dokázat, že reakční síly působící na lopatky turbíny musí být tím větší, čím je toto ohnutí větší, a že tyto síly musí vzrůstat současně s ubýváním počtu otáček turbíny. Do rozvaděče pak proudí hmota kapaliny vytékající z turbíny v proměnlivých směrech závislých na otáčkách turbíny.[4] Lopatkami rozvaděče se potom kapalina znovu uvádí do konstantního směru. Proud kapaliny tedy při opuštění rozvaděče směřuje stále s konstantním vstupním úhlem do vstupu čerpadla, bez ohledu na provoz turbíny. Tímto způsobem jsou udržovány zásadně konstantní proudové podmínky pro vstup do čerpadla.[4] Čerpadlo pak také pracuje při stále stejných provozních podmínkách a přijímaný výkon, který je veden následně na turbínu, je konstantní.

Neuvažujeme-li ztráty, pak by turbína musela odevzdat stejný výkon, jaký ji byl dodán a podle poměru otáček také s příslušnou velikostí kroutícího momentu. Při zastavené turbíně, by velikost kroutícího momentu musela být teoretický nekonečná. Avšak vlivem nižší účinnost, způsobené především rázovou ztrátou, je poměr momentu pouze skromným násobkem.[4] Podle upořádání lopatkových mříží a volby tvaru lopatek (volby jmenovitého poměru), je při zastavené turbíně běžně dosahováno poměru momentu  $\mu_0 = 2$  až 7, výjimečně až 10.[5] Na obr. 33 jsou uvedené typické výstupní charakteristiky pro tři vybrané varianty uspořádání lopatkových mříží.



Obr. 33. Typické výstupní charakteristiky vybraných konstrukčních variant: [5]

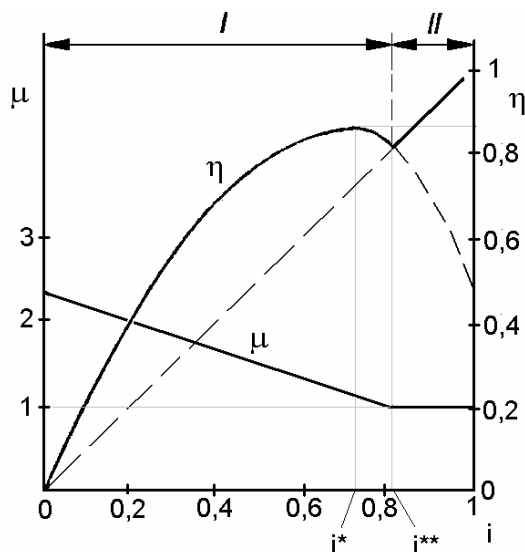
1 – měnič s radiálním odstředivým čerpadlem s radiální odstředivou turbínou; 2 – konvenční měnič s radiálním odstředivým čerpadlem a radiální dostředivou turbínou; 3 – měnič s radiálním dostředivým čerpadlem a axiální turbínou.

### 3.3. Prostředky ke zlepšení účinnosti a k rozšíření hospodárnosti provozního rozsahu hydrodynamického měniče

#### 3.3.1. Systém s reaktorem na volnoběžce (Trilok)

Nejvyšší účinnost, které může měnič dosáhnout je cca 85 až 90% a to při jmenovitém poměru. Se vzdalováním se od tohoto poměru účinnost klesá. Naproti tomu účinnost Hd spojky je dána jejich převodovým poměrem (4), přičemž může dosahovat maximální hodnoty cca 97%. V určitém rozsahu je rozhodně vyšší než maximum měniče. Proto je snaha činnost měniče rozdělit na fázi, kdy pracuje „jako měnič“, a fázi kdy pracuje „jako spojka“. Pokud možno tak, aby byl v provozu ten režim s lepší účinností.

Zaměříme-li se na vztah pro výpočet účinnosti měniče (14), pak zjistíme, že v případě kdy poměr momentů  $\mu = 1$  ( $M_2 = M_1$ , z rovnice (12) plyne  $M_R = 0$ ), pak účinnost je rovna přímo převodovému poměru, tak jako u Hd spojky. Převodový poměr, při kterém  $\mu = 1$  označme  $i^{**}$ . Připomeňme, že při přechodu přes tento převodový poměr  $i^{**}$  („spojkový bod“) dochází ke změně směru působení setrvačných sil kapaliny na rozvaděč. V případě zvyšování převodového poměru a současném pevném uložení rozvaděče v rámu, by se na rám začal přenášet opačný moment, než tomu bylo doposud. Poměr momentů by se snižoval a byl by menší než 1. Účinnost měniče v tomto provozním poli bude určitě menší než spojky, která v celém rozsahu pracuje s  $\mu = 1$ . Jestliže však uložíme rozvaděč na volnoběžku (Trilok), a tím mu umožníme, aby se v případě změny směru působení reakčního momentu mohl volně otáčet, nebude přenášet na rám žádný moment. Měnič pro hodnotu převodového poměru větší jak  $i^{**}$  začne pracovat jako spojka. Takový měnič se někdy označuje jako „komplexní hydrodynamický měnič“. Aby bylo možno využít tohoto systému, je nutné volit jmenovitý poměr měniče tak, aby křivka jeho účinnosti ležela co nejvíce nad křivkou účinnosti spojky. Proto se nikdy nevolí větší než 1.



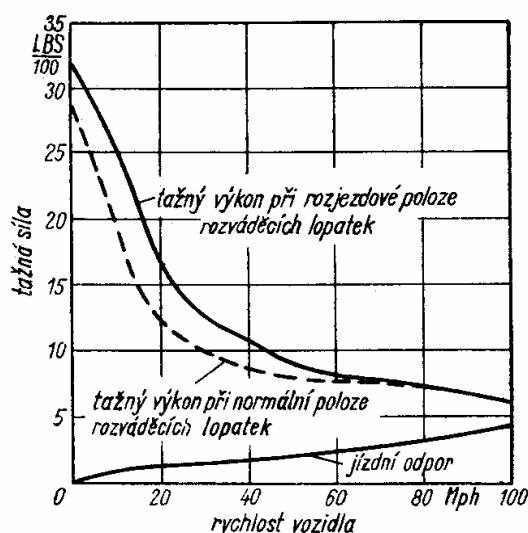
Obr. 34. Bezrozměrné charakteristiky Hd měniče s reaktorem na volnoběžce (Trilok): [3]

I – provozní pásmo Hd měniče; II – provozní pásmo spojky.  
Kolo reaktoru se volně otáčí na volnoběžce

### 3.3.2. Systém s natáčivými lopatkami

Záměrem této konstrukce je eliminovat rázové ztráty, které vznikají při přestupování kapaliny z jednoho oběžného kola do druhého za podmínek, kdy není splněna rovnováha rychlostních trojúhelníků. Toho je docíleno natáčením lopatek, popř. jen jejich částí, přesně ve směru proudění. Konstrukční řešení je však u tohoto systému vždy značně složité, což ho značně znevýhodňuje.[4]

Prakticky byl tento systém využit u převodovek Turboglide firmy Chevrolet. U této převodovky je měnič tvořen pěti elementy. Jedním čerpadlovým kolem, třemi turbínovými koly a jedním rozváděčem (reaktorem). Natáčivými lopatkami je vybaveno pouze rozváděcí kolo, přičemž lopatky nelze kontinuálně natáčet se změnou provozních poměrů. Lze je pouze nastavit do dvou krajních poloh, a to axiálním posouváním centrálního pístku. Přizpůsobením úhlů lopatek k daným provozním poměrům je možno příslušně zmenšit jinak nevyhnutelné rázové ztráty. Jedna z poloh je optimálním nastavením pro provoz měniče v pevném bodě, druhá pro normální provoz. V pevném bodě se potom dosahuje v první poloze značného navýšení momentu.[4]



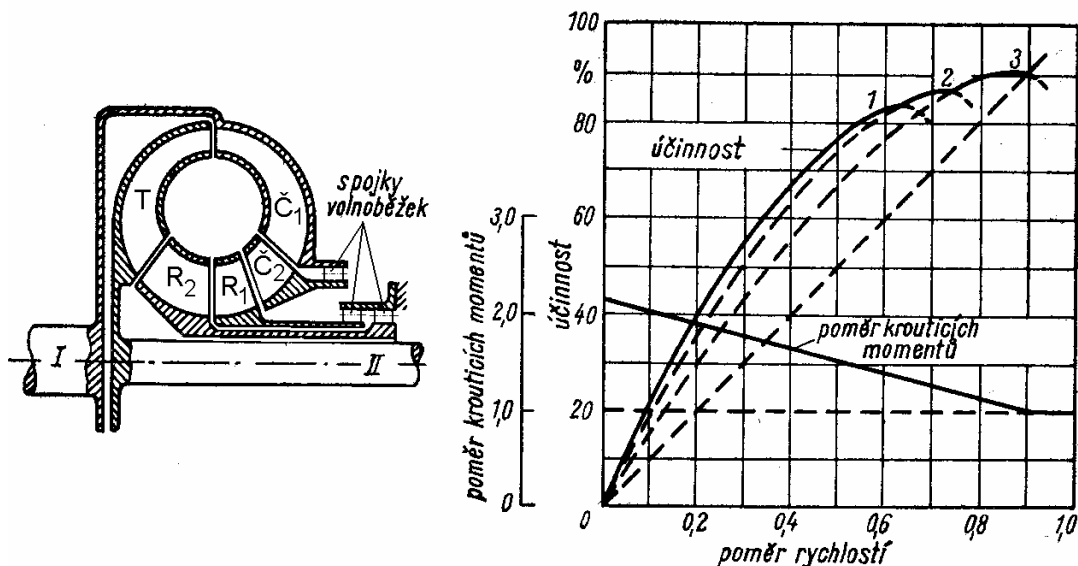
Obr. 35. Momentové křivky převodovky Turboglide (1957):[4]

### 3.3.3. Zvýšení počtu vložených členů

Pro ztráty způsobené nestejnou tangenciální obvodovou složkou rychlosti prodění kapaliny, mezi jednotlivými koly lze odvodit tuto zákonitost. Ztráta tlakové výšky je přímoúměrná kvadrátu rozdílu tangenciální obvodové složky rychlosti. Z toho je patrné, že je vždy vhodnější udělat dva přestupy mezi koly, kde jednotlivé rozdíly těchto rychlostí jsou poloviční než jeden přestup se stejným výsledným rozdílem. Následně lze odvodit, že rázové ztráty musí být tím menší, čím je větší počet vložených elementů, jimiž se daná rázová rychlost rozděluje na rychlosti dílčí. Teoreticky by se pro nekonečně vložených členů musela rázová ztráta snížit na nulu.[4]

Konstrukce využívající více vložených členů lze rozdělit na ty, kde vložený člen je uložen na volnoběžce, která umožňuje pouze jeden smysl otáčení, a na konstrukce, kde vložený člen je propojený s jiným členem pomocí mechanického převodu. Mnoho takových variant i navzájem zkombinovaných bylo zavedeno do praxe. Například konstrukce Hd měniče

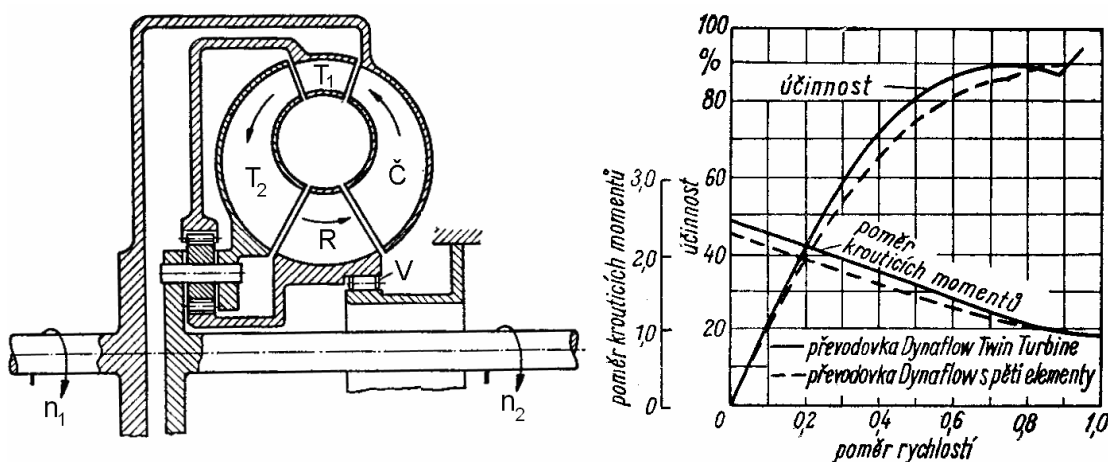
automatických převodovek „Dynaflow-polyphase-converter“ od firmy General Motors z roku 1948, která využívala rozdělení čerpadlového kola i rozváděcího členu na dva elementy. Druhý člen čerpadlového kola je spojen s prvním (hnaným kolem) pomocí volnoběžky. Stejně tak i reakční členy jsou spojeny s rámem pomocí volnoběžek. Při překročení určitého poměru otáček mezi turbínou a čerpadlem, dojde ke změně směru působení momentu na pomocných kolech, které se začnou volně otáčet. *Volně unášená kola nabývají středního počtu otáček a rozdělují rázovou rychlost na dvě menší složky, které jsou příznivější.*[4]



Obr. 36. Hd měnič Dynaflow s pěti elementy (1948): [4]

Č<sub>1</sub> – primární čerpadlo; Č<sub>2</sub> – sekundární čerpadlo, uložené na volnoběžce; T – turbína;  
R<sub>1</sub> – primární rozváděč; R<sub>2</sub> – sekundární rozváděč

Dalším řešením je Hd měnič automatických převodovek „Dynaflow-Twin-Turbine-converter“ z roku 1953, se dvěma turbínami spřaženými pomocí planetového převodu, viz obr. 37. Turbínová kola (T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>) se otáčejí vůči sobě stále v určitém poměru, T<sub>1</sub> s větší úhlovou rychlostí než T<sub>2</sub>. *Jednotlivé rázové rychlosti se pak rozdělují v poměru tak, že na turbíny připadají dvě části a na rozváděcí kolo část jedna.*[4]

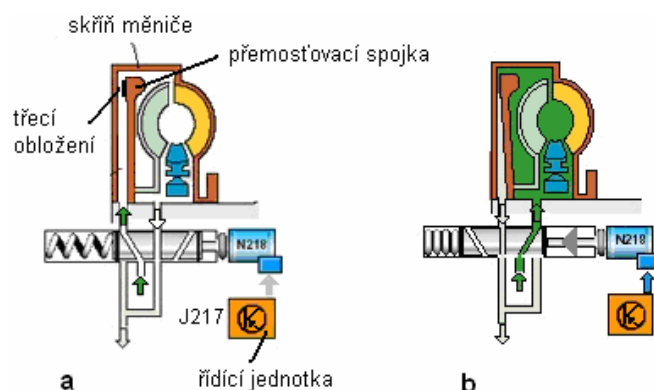


Obr. 37. Hd měnič se dvěma turbínami, spřažených planetovým převodem (1953):[4]

T<sub>1</sub> – primární turbína (s větším počtem otáček); T<sub>2</sub> – sekundární turbína (s menším počtem otáček); Č – čerpadlo; R – rozváděč; V – volnoběžka.

### 3.3.4. Přemost'ovací spojka

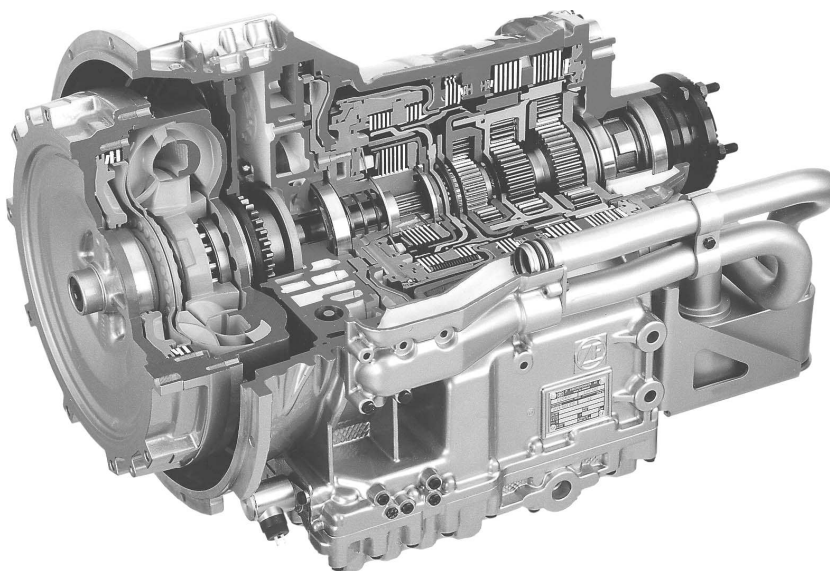
Práce hydrodynamické spojky i měniče je vždy podmíněna určitým skluzem, který přímo souvisí se ztrátami a tím také navýšením spotřeby. *Např. hydrodynamický měnič použitý u Škody Superb v převodovkách Tiptronic pracuje při vysokých otáčkách neekonomicky, přenáší pouze 85% celkového momentu.* [6] Přemost'ovací spojka ale umožňuje přímo propojit vstupní člen s výstupním a přenést celý krouticí moment mechanickou cestou beze ztrát v celém otáčkovém rozsahu motoru. Jako přemost'ovací spojka bývá použita obyčejná třecí spojka, která je umístěna přímo ve skříni měniče. Ovládaná může být hydraulicky viz obr. 38. V sepnutém stavu je přitlačná síla vyvozena jednostranným tlakem oleje na disk třecího kotouče přemost'ovací spojky.



Obr. 38. Hd měnič s přemost'ovací spojkou: [15]

a – rozepnutá přemost'ovací spojka; b – sepnutá přemost'ovací spojka

Tato konstrukční varianta nám umožňuje využívat vlastností Hd měniče, například při rozjezdech automobilu, kdy nahrazuje činnost spojky a navíc navyšuje krouticí moment. Nebo po zařazení vyššího převodového stupně, kdy opět navyšuje krouticí moment. Při tomto režimu pracuje ale s nižší účinností oproti čistě mechanickému převodu. Po přemostění třecí spojkou se dorovná zbylý otáčkový rozdíl mezi vstupní a výstupní hřídelí, přičemž výkon je přenášen bez hydraulických ztrát.



Obr. 39. Hd měnič s přemost'ovací spojkou – převodovka ZF HP x02C: [17]

## 4. HYDROMECHANICKÉ PŘEVODY

### 4.1. Základní členění

Hydromechanické převody jsou kombinací hydrodynamického a mechanického převodu. Můžeme je vzájemně propojit dvěma způsoby: sériově, paralelně.

U sériového řazení výkon prochází postupně přes všechny převody. Používá se k rozšíření převodového rozsahu, popř. pro stálou změnu převodového poměru. Celkový převod je součinem dílčích převodů. Výsledná účinnost je však také dána součinem dílčích účinností, ztráty se zvyšují. Sériové propojení převodů je typické pro většinu automatických převodovek u automobilu.

$$i_{\text{ser.celk.}} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (16)$$

$$\eta_{\text{ser.celk.}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (17)$$

Při paralelním řazení hydromechanického převodu se výkon větví na dvě části. Jedna část prochází přes hydrodynamický převod, obecně s horší účinností, ale svým specifickým charakterem. Druhá část prochází mechanickou cestou s lepší účinností. *Výsledný charakter převodu je určitou kombinací charakteru obou použitých převodů. Celková účinnost pro dvě větve se vypočítá následovně:*[3]

$$\eta^{\Delta} = \frac{P_H \cdot \eta_H + P_M \cdot \eta_M}{P_H + P_M} \quad (18)$$

kde  $P_H$  ..... výkon vstupující do hydraulické větve  
 $P_M$  ..... výkon vstupující do mechanické větve  
 $\eta_H$  ..... účinnost hydraulické větve  
 $\eta_M$  ..... účinnost mechanické větve

Pro určování celkového převodového poměru je potřeba znát kinematické vazby jednotlivých převodů, které závisí na zvolené konstrukci. Pro další výklad však postačuje tato definice celkového (vnějšího) převodu:

$$i^{\Delta} = \frac{n_{\text{výstup}}}{n_{\text{vstup}}} \quad (19)$$

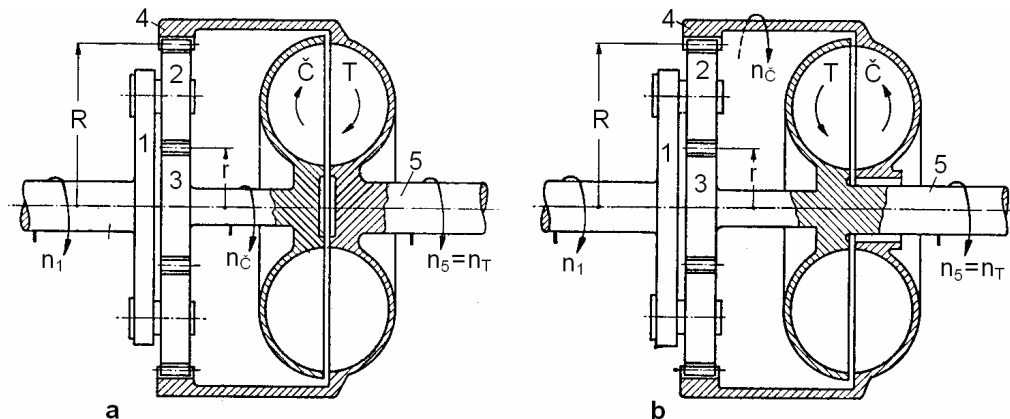
Z hlediska popisu vlastností jsou tyto paralelně řazené převody mnohem rozmanitější, protože poskytují možnost kombinovat vlastnosti jednotlivých převodů. Dále se budeme věnovat pouze těmto paralelním převodům.

### 4.2. Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM u Hd spojek

Již v roce 1938 navrhl Föttinger tuto novou cestu konstrukčního řešení. Základ celého systému tvoří přidaný planetový převod, který může být v mnoha provedeních, ale hlavní činnost je vždy paralelní větvení výkonu přes hydrodynamickou a mechanickou část.



Föttinger nazval tento převod „Turbomechanický“, odtud zkratka TM.[4] Pro ilustraci uveďme nejdříve nejzákladnější provedení systému TM, v kombinaci s Hd spojkou.

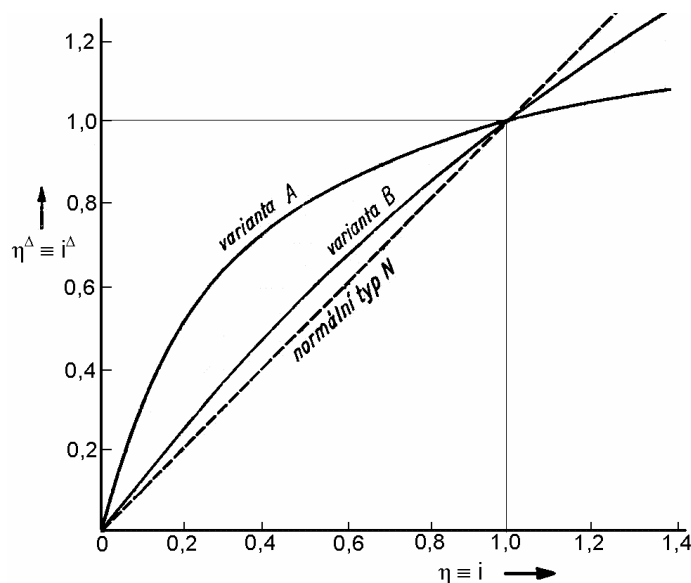


Obr. 40. Hd spojka systému TM s větvením výkonu: [4]

a – „varianta A“ – čerpadlo je poháněné vnitřním kolem (3) planetového soukolí; b – „varianta B“ – čerpadlo je poháněno ozubeným vřencem (4)

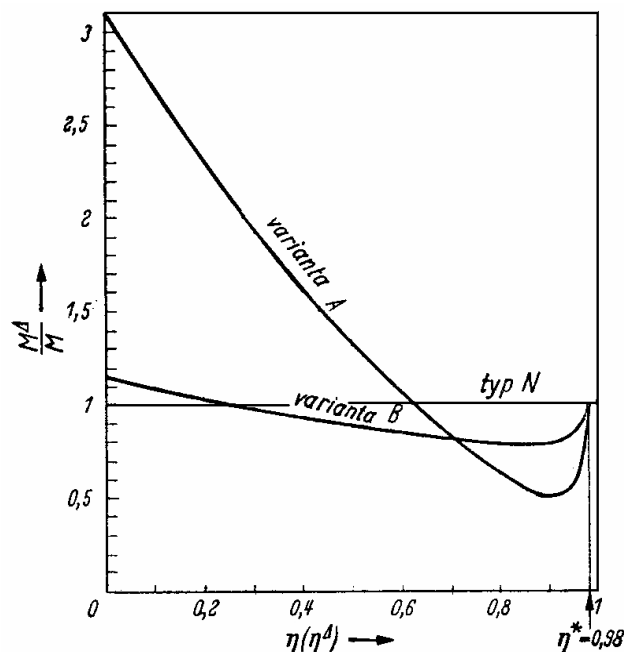
U obou zobrazených systému TM (obr. 40) má lopátkové kolo čerpadla vlivem činnosti planetového soukolí stále větší otáčky než hřídel od motoru a zároveň přenášený výkon přes hydrodynamický člen je díky větvení výkonu menší. To vede k podstatnému zmenšení velikosti hydrodynamického systému oproti normálnímu provedení bez větvení výkonu.

Zaměříme-li se na provozní charakteristiky spojek, pak při použití systému TM můžeme konstatovat, že celková vnější účinnost závisí opět na celkovém vnějším převodovém poměru, protože u tohoto zařízení nemůže proběhnout vnější změna momentů ani změna převodového poměru. Pouze průběh vnitřní změny převodového poměru je odlišný od vnější změny. Jinými slovy vnitřní účinnosti odpovídá vnější účinnost, která je obecně vyšší (obr. 41). Teoreticky jsme schopni dosáhnout vyšší účinnosti, než je maximum pro samotnou Hd spojku.



Obr. 41. Závislost změny vnějšího poměru na vnitřním: [4]

Průběh je znázorněn pro obyčejnou Hd spojku označenou typ N a Hd spojku s větvením výkonu TM varianty A, B. Znázorněný příklad platí pro  $R/r=3$ .  $i$  – vnitřní převodový poměr spojky,  $\eta$  – vnitřní účinnost spojky;  $i^{\Delta}$  – vnější převodový poměr;  $\eta^{\Delta}$  – vnější (celková) účinnost



Obr. 42. Srovnání průběhu vnějších momentu tří provedení spojek, patřící do stejné rodiny: [4]

Srovnávané TM systémy A, B přenášejí při jmenovitém bodě  $\eta = \eta^{\Delta} = 0,98$  stejný jmenovitý moment i výkon jako normální spojka označená N.

M – přenášený krouticí moment normální spojky N, při vnějším poměru počtu otáček  $i = i^{\Delta}$ ;

$M^{\Delta}$  – přenášený krouticí moment uvažované varianty A, B nebo N, při stejném vnějším poměru otáček  $i^{\Delta}$ .

Jak už bylo zmíněno, při stejném vnějším skluzu pracuje obyčejná Hd spojka i spojka se systémem TM se stejnou vnější účinností. Vlivem navyšování otáček dochází u větších skluzů zároveň k většímu nárůstu tuhosti (obr. 42), což většinou není žádoucí a může ohrozit spolupráci s motorem. Připočteme-li fakt, že systém TM vyžaduje přídatný planetový převod, jenž může být zdrojem hluku a také navyšuje výrobní náklady, pak celkové praktické využití spolu s Hd spojkou není nikterak zajímavé.

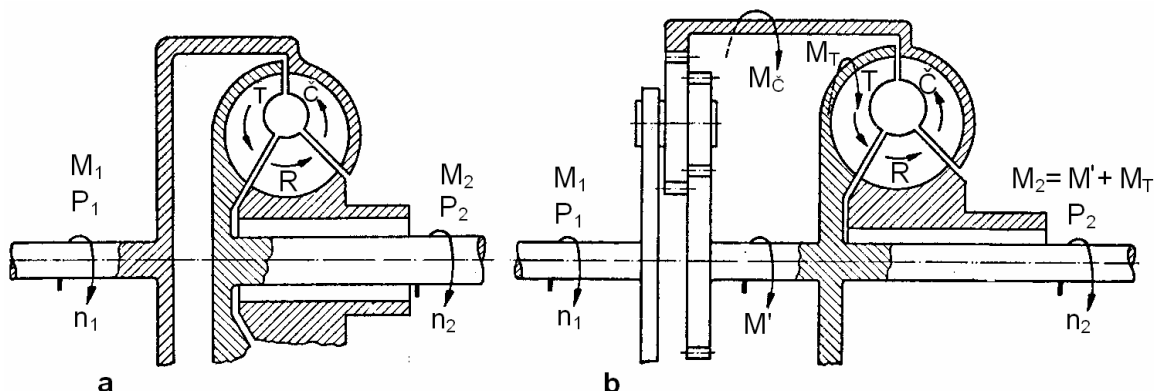
### 4.3. Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM u Hd měničů

Princip větvení výkonu je zde stejný jako u Hd spojek, využívá se planetového převodu, jenž umožňuje paralelně rozvádět výkon zvláště do mechanické a hydraulické části. Avšak s použitím Hd měničem získává tento systém již svá opodstatnění.

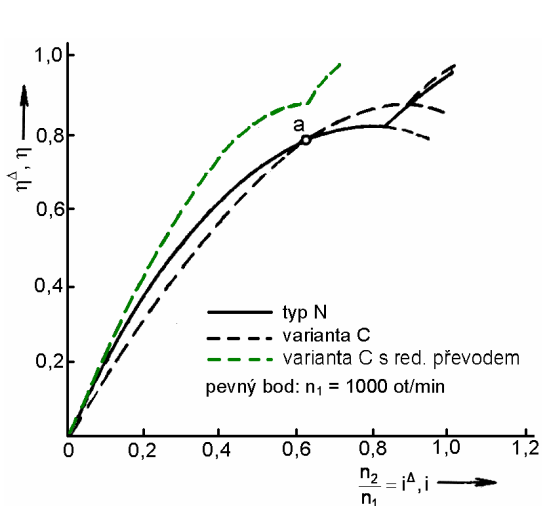
Možnost volby různých uspořádání planetových převodů a stejně tak rozsáhlého výběru různých uspořádání měničů, dává dohromady velkého množství kombinací konstrukčních řešení. Uvedeme však jen dvě nejzákladnější, na kterých si popíšeme jejich vlastnosti. Jednotlivé řešení budeme označovat jako variantu C, variantu D.

### 4.3.1. Varianta C

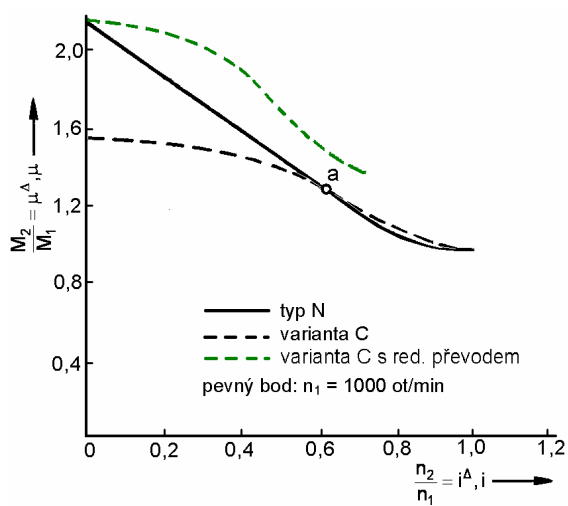
Na obr. 43a, je zobrazen běžný měnič, složený ze tří základních prvků. Reaktor může být uložen na volnoběžce, měnič pak získává vlastnosti, které byly popsány v kapitole 3.3.1. Na obr. 43b, je tentýž měnič, ovšem doplněný planetovým převodem. Část výkonu se přenáší přímo na výstupní hřídel, část výkonu na čerpadlové kolo měniče.



Obr. 43. Schéma Hd měniče normálního typu N, a s větvením výkonu TM: [4]  
a – Hd měnič normálního typu N (bez větvení výkonu); b – Hd měnič se větvením výkonu TM, uspořádání podle varianty C



Obr. 44. Diagram účinnosti měniče: [4]  
Porovnání účinnosti měniče normálního typu N a celkové účinnosti měniče systému TM varianty C (obr. 43), varianty C s redukčním převodem, v závislosti na vnějším převodovém poměru.



Obr. 45. Diagram momentového poměru: [4]  
Porovnání momentových poměrů měniče normálního typu N a vnějšího momentového poměru měniče systému TM varianty C (obr. 43), varianty C s redukčním převodem, v závislosti na vnějším převodovém poměru.

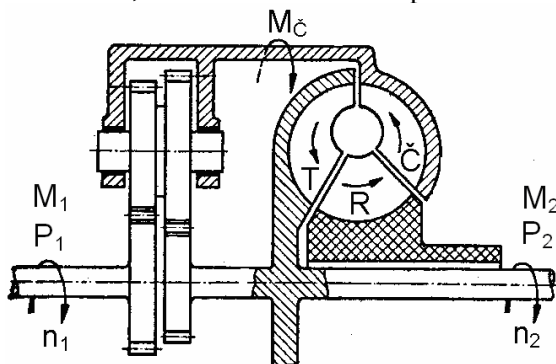
Nyní se zaměříme na porovnání účinnosti jednotlivých provedení tj. typu N a varianty C viz obr. 44, přičemž o variantě C s redukčním převodem budeme hovořit až na závěr. Jak je patrné z diagramu, obě účinnosti se protínají v jednom bodě (bod a). Napravo pak systém TM pracuje s vyššími účinnostmi, nalevo s nižšími účinnostmi než normální měnič. Tyto hodnoty jsou ale vztažené k převodovému poměru, tedy kinematické veličině. Při provozu se tento převodový poměr ovšem nastavuje podle zatížení výstupní hřídele. Abychom mohli srovnávat provozní vlastnosti daných provedení, musíme znát i průběhy jejich momentových poměrů.

Na dalším diagramu (obr. 45) máme zobrazenou tuto závislost. Napravo od bodu „a“ lze pozorovat nepatrné navýšení poměrů momentů systém TM oproti normálnímu provedení, nalevo je tento momentový poměr menší. V pevném bodě je pak rozdíl největší. *Příčina je vtom, že u systému TM dochází ke změně krouticího momentu pouze v části přenášené hydraulicky, kdežto mechanicky přenášená část se přenáší na výstupní hřídel beze změny.*[4]

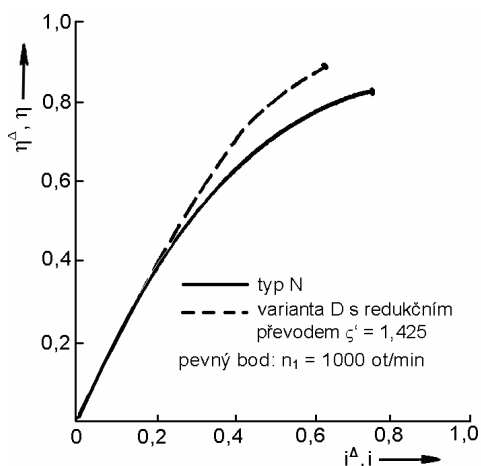
Pro dosažení stejného momentového účinku v pevném bodě bychom museli systém TM doplnit redukčním převodem, který by kompenzoval tento rozdíl. Tím ovšem klesne maximální vnější převod, tedy maximální dosažitelná rychlost. Diagramy účinností a momentových poměrů je pak třeba překreslit v daném měřítku, které odpovídá zvolenému převodovému poměru. Pak budou hodnoty účinnosti systému TM s redukčním převodem vyšší než u samostatného měniče normálního provedení. Poměry momentů budou také vyšší, avšak jak už bylo zmíněno, maximální dosahovaná rychlost bude nižší.

#### 4.3.2. Varianta D

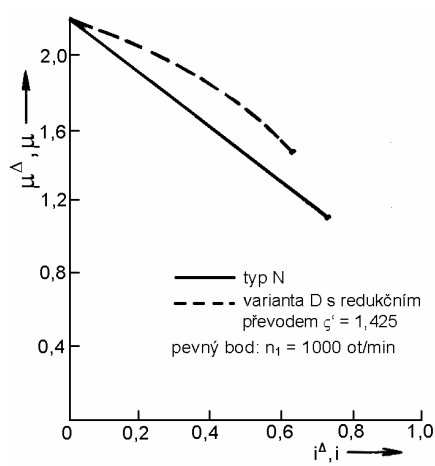
Na obr. 41a je schématicky vyobrazeno další možné konstrukční řešení. Diferenciální planetový převod, je v tomto provedení tvořen čtyřmi ozubenými koly s čelním ozubením, které jsou výrobně méně nákladné, než vnitřní ozubení u předchozí konstrukce (obr. 43b).



Obr. 46. Schéma Hd měniče s větvením výkonu TM typu D: [4]



Obr. 47. Diagram účinnosti měniče: [4]  
Porovnání účinnosti měniče normálního typu N a měniče systému TM – varianta D (obr. 46).



Obr. 48. Diagram momentového poměru: [4]  
Porovnání účinnosti měniče normálního typu N a měniče systému TM – varianta D (obr. 46)

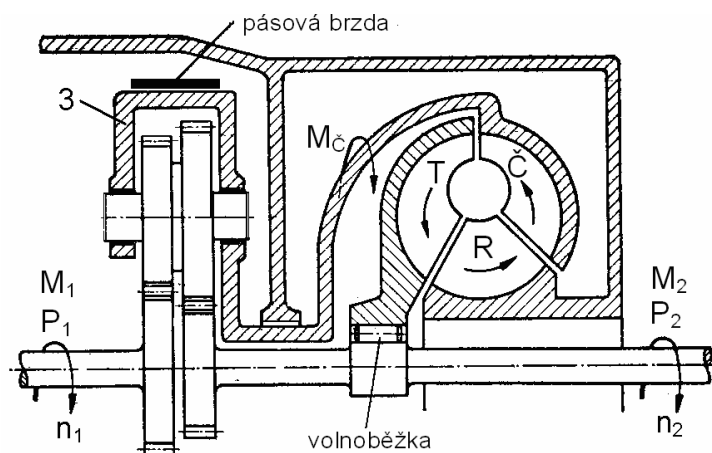
Z diagramu viz obr. 47 lze opět pozorovat vyšší účinnosti varianty D oproti normálnímu typu N. Avšak stejně jako u varianty C i zde je nutné použít redukční převod, abychom dosáhli stejného navýšení momentu v pevném bodě. *Maximální dosažitelná rychlost pak bude vlivem redukčního převodu nižší, v uvedeném příkladě o 21%.*[4]

Se zřetelem na komplikovanost systému TM, není praktické využití zmíněných variant C, D zcela jednoznačné. Dosáhneme v určitém provozním rozsahu vyšší účinnosti než je maximum pro normální typ N, avšak rozsah momentového poměru se sníží. Pro jednoznačnější závěr je třeba porovnat jednotlivé varianty ve spolupráci s daným motorem pro dané zařízení.

#### 4.4. Paralelní větvení výkonu pomocí systému TM, s možností odstavení hydraulické větve

Uvažujme konstrukci viz obr. 49. Je totožná s konstrukcí viz obr. 46 (varianta D), obsahuje však navíc pásovou brzdou, a navíc turbínové kolo není s výstupní hřídelí pevně spojeno, je uloženo na volnoběžce. Důvod proč tomu tak je, si osvětlíme později.

Pokud není člen 3 zablokován pásovou brzdou, přenos výkonu probíhá stejným hydromechanickým způsobem jako u varianty D, se stejnými výstupními parametry. Pásová brzda ani volnoběžka nemají na přenos žádný vliv. Jestliže člen 3 planetového převodu, který je spojen s čerpadlovým kolem zablokuje brzdou, vyřadíme hydraulickou větev z činnosti. Všechny výkon je nadále přenášén pouze mechanickou částí s vyšší účinností. Planetové soukolí pak slouží jako obyčejný převod, přičemž poměr otáček mezi vstupní a výstupní hřídelí je dán jeho kinematickými poměry, při zablokování členu 3. Tento poměr může být navržen zcela libovolně. Turbínové kolo musí být uloženo na volnoběžce, aby v případě kdy by otáčky hřídele byly vyšší než otáčky turbíny, došlo k přerušení momentového spojení. Tento stav nastává vždy, když je čerpadlové kolo zablokováno. V případě pevného propojení turbíny s výstupní hřídelí by došlo ke značnému odběru výkonu. Toho lze ale využít pro brzdění této sekundární hřídele. Volnoběžka je pak doplněná pomocným zařízením, jenž umožňuje její zablokování, resp. od volnoběžky může být zcela upuštěno a turbínové kolo se spojuje s výstupní hřídelí prostřednictvím lamelové spojky.



Obr. 49. Schématický Hd měniče systému TM varianty D, s možností přímého přenosu výkonu mechanickou cestou: [4]

Zmíněný systém umožňuje pracovat hydromechanicky, přičemž si zachovává základní rysy Hd měniče krouťícího momentu, což je výhodné především pro rozběh zařízení. Pokud bychom srovnávali s konvenční třecí spojkou, pak můžeme vyzdvihnout hned několik výhod. Rozdíl otáček je kompenzován skluzem měniče, záběr je plynulejší. Umožňuje při rozběhu využít plný výkon motoru, aniž by hrozilo nebezpečí poškození „spojky“. Při rozjezdu pracuje s vyšší účinností než jakákoliv spojka, protože poskytuje navýšení krouťícího momentu.

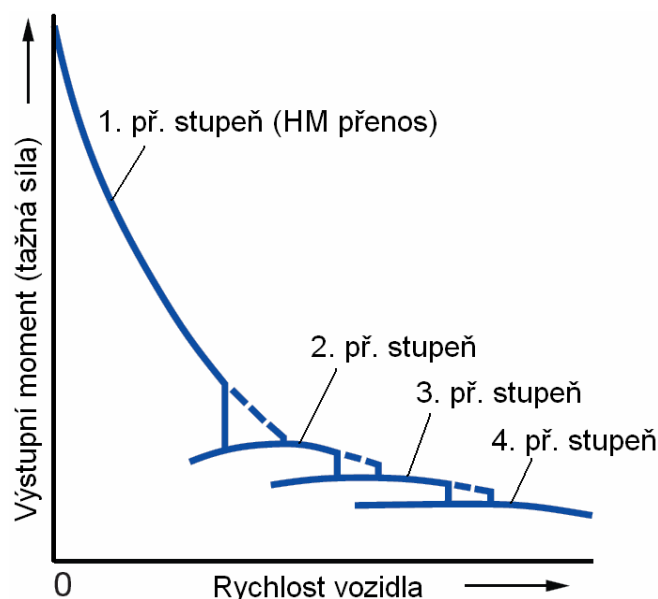
Po zablokování členu 3 brzdou je výkon přenášen s účinností mechanického převodu. Většinou se převodové poměry planetového převodu volí tak, aby po zablokování brzdy došlo ke změně vnějšího převodu, a tím byl jakoby zařazen další navazující převodový stupeň.

#### 4.4.1. Praktická aplikace Voith-Diwabus

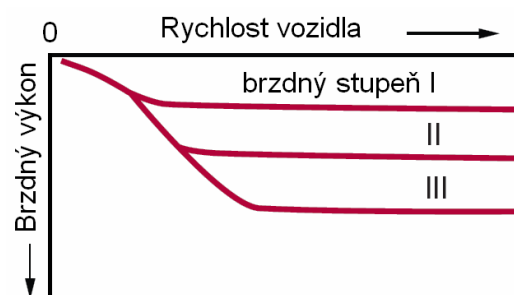
Zmíněná koncepce (viz kapitola 4.4) tvoří základ automatických převodovek od firmy Voith s označením DIWA (Diwabus). První konstrukce tohoto typu pochází již z roku 1949. Principiálně stejná koncepce dnes patří k nejpoužívanějším převodovkám v autobusech městské hromadné dopravy.

Hydromechanický přenos se využívá při zařazeném 1. převodovém stupni nebo zpětném chodu, tedy pro rozjezd vozidla. Jakmile dosáhne vozidlo určité rychlosti, hydraulický člen je zablokován, přičemž zároveň dojde k snížení převodového poměru. Výkon je nadále přenášen prostřednictvím mechanických převodů s vyšší účinností. Podle provozních podmínek jsou postupně voleny další převodové stupně, přičemž hydraulický člen se přenosu neúčastní. Řazení je realizováno pouze spínáním příslušných spojek (brzd), rozdílné otáčky jednotlivých členů jsou vyrovnány skluzem těchto spojek. Řazení lze provádět při plném zatížení.

Hydraulického členu se ještě využívá v brzdícím režimu. V tomto režimu je část energie větvena mechanicky do motoru a část do hydraulického měniče. Protože je čerpadlové kolo zablokováno, Hd měnič pracuje jako retardér. Brzdící účinky jsou znázorněny na obr. 51.

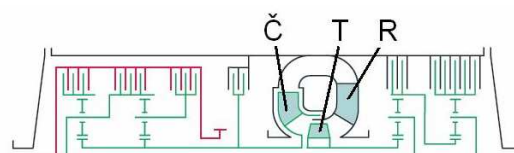


Obr. 50. Průběh tahné síly převodovky Diwabus: [16]

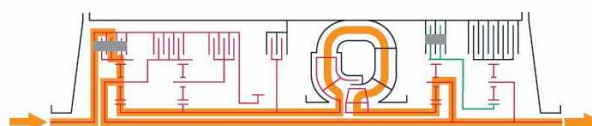


Obr. 51. Průběh brzdňého výkonu převodovky Diwabus: [16]

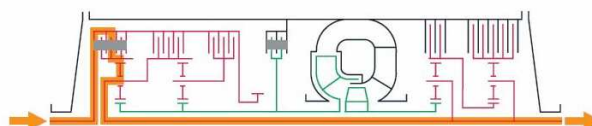
Schéma:



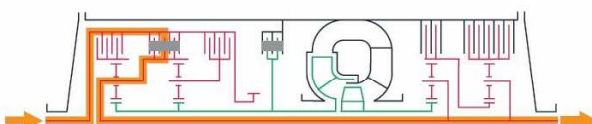
1. př. stupeň  
- hydromech. přenos



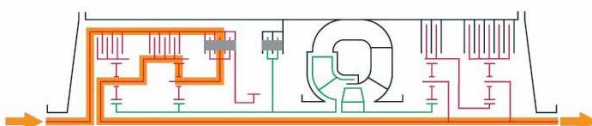
2. př. stupeň  
- mech. přenos



3. př. stupeň  
- mech. přenos



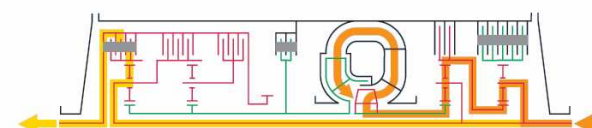
4. př. stupeň  
- mech. přenos



Zpěťný chod  
- hydromech. přenos



Brzdící režim

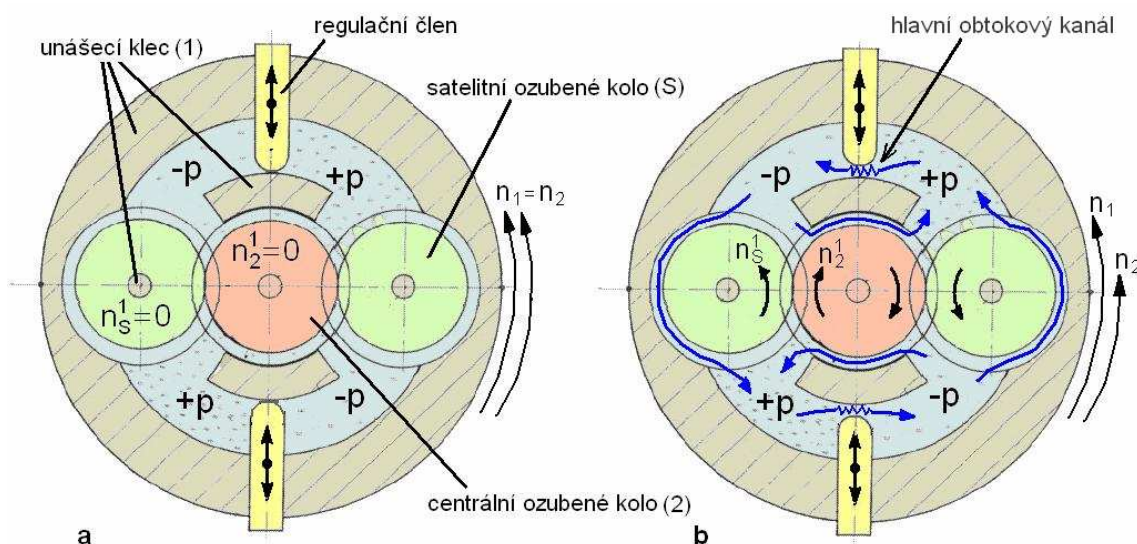


Obr. 52. Schématické znázornění přenosu výkonu u převodovky Voith – Diwabus: [16]

## 5. HYDROSTATICKÁ SPOJKA S OZUBENÝM KOLEM A SATELITY

### 5.1. Podstata technického řešení

Hydrostatická spojka s ozubeným kolem a satelity, někdy označována také jako hydrodynamická, je tvořena jedním středovým ozubeným kolem uloženým pevně na hřídeli (nejčastěji výstupní člen), satelitními koly, které jsou v záběru se středovým ozubeným kolem a jsou unášeny uzavřenou klecí (vstupní člen). Prostor klece je zaplněn olejem. Mezi každou dvojicí satelitů se nachází pohyblivé segmenty, což je v našem případě regulační člen, který rozděluje prostor mezi satelity na dvě oddělené komory. Jeho úlohou je otvírat nebo zavírat hlavní průtokový kanál a tím umožnit nebo zabránit proudění kapaliny z jedné komory do druhé.



Obr. 53. Hydrostatická spojka s ozubeným kolem a satelity: [2]

a – hlavní obtokový kanál plně uzavřen regulačními členy; b – hlavní obtokový kanál je pootevřený. Kapalina může proudit, přičemž musí překonávat odpor způsobený škrcením;  $n_1$  – otáčky vstupního členu (unášecí klece);  $n_2$  – otáčky výstupního členu (centrálního kola);  $n_2^1$  – relativní otáčky centrálního kola vzhledem k unášecí kleci;  $n_s^1$  – relativní otáčky satelitního kola vzhledem k unášecí kleci.

### 5.2. Popis funkce

Kroutící moment motoru je pevným spojením přenášen na unášecí klec spojky. Spolu s klecí jsou unášena satelitní kola, kterých může být libovolný počet, tak aby vyhovovaly pevnostním výpočtům. Běžně se však používá alespoň dvou satelitů, pak je konstrukce symetrická a odpadá starost s vyvážením. Tyto satelitní kola jsou v záběru s centrálním kolem, které je již přímo spojeno s výstupní hřídelí.



Pro další výklad budeme používat stejné veličiny jako u Hd spojky:  
Skluz **e**:

$$e = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100 \quad (1)$$

Kinematický převodový poměr, zkráceně jen převodový poměr **i**:

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (2)$$

kde  $n_1$ .....otáčky vstupního členu (motoru)

$n_2$ .....otáčky výstupního členu

Mezi skluzem **e** a převodovým poměrem **i** pak platí vztah:

$$e = (1 - i) \cdot 100 \quad (3)$$

Relativní otáčky výstupní hřídele vzhledem k vstupní hřídeli (relativní otáčky centrálního kola vzhledem k unášecí kleci):

$$\bar{n}_2^1 = \bar{n}_2 - \bar{n}_1 \quad (20)$$

Jestliže jsou otáčky vstupního členu (motoru) rozdílné otáčkám výstupního hřídele, pak začnou satelitní kola obíhat okolo středového kola a principiálně spolu fungují jako zubové čerpadlo. Objemový průtok závisí na relativních otáčkách ozubených kol. Do komory za čerpadlem proudí kapalina, která je čerpána mezi satelitem a skříní spojky, a také mezi centrálním kolem a segmentem skříně spojky. Následně stejný objem kapaliny musí přetéct obtokovým kanálem do vedlejší komory, přičemž překonává odpor způsobený škrcením průtoku v tomto obtokovém kanále. V komoře „za čerpadlem“ dojde k nárůstu tlaku, v komoře „před čerpadlem“ naopak k poklesu (obr. 53b). Velikost přenášeného krouťícího momentu, je úměrná právě tomu tlakovému rozdílu.

Pomocí regulačního členu můžeme více či méně bránit tomuto proudění a tím ovlivnit velikost přetlaku v komorách, což přímo ovlivňuje tuhost spojky. Jestliže jsou obtokové kanály zcela otevřené, kapalina proudí bez výrazných odporů a přenášený moment bude minimální i při větším rozdílu otáček (větším průtoku). S postupným přivíráním regulačního členu, narůstá odpor, který musí kapalina překonávat. Tuhost spojky se zvětšuje. Skluz může nabýt v obou zmíněných případech libovolných hodnot od  $e = 100\%$  včetně (zastavená výstupní hřídel) až po malé hodnoty skluzu, které se však hodnotě  $e = 0\%$  nemohou přiblížit. Tomuto stavu by musel odpovídat nulový objemový průtok. Ovšem při současně nulovém průtoku a otevřených obtokových kanálech nemůže nastat tlakový rozdíl, který je nutný pro přenos krouťícího momentu. Naopak v krajním případě, kdy budou obtokové kanály zcela uzavřeny, nebude moci proudit žádná kapalina, tomu odpovídají vzájemně stojící satelitní kola vůči středovému, což se navenek projeví vyrovnaním otáček vstupu a výstupu a zároveň je umožněn vznik rozdílných statických tlaků v jednotlivých komorách. Pokud zanedbáme objemové ztráty způsobené nedokonalou těsností, pak převodový poměr bude roven právě 1, bez ohledu na velikost přenášeného krouťícího momentu.

Z momentové rovnováhy odvodíme, že velikost krouťícího momentu na vstupu  $M_1$  se musí rovnat velikosti výstupního momentu  $M_2$ . To platí pro celé provozní pásmo,

zanedbáme-li vnější odpory např. odpor vzduchu, které jsou však minimální. Rovnice vyjadřující účinnost, pak může být zapsána ve stejném tvaru jako u HD spojky:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2}{M_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i \quad (4)$$

kde  $P_1$ ..... výkon dodávaný na vstupní člen (unášecí klec)

$P_2$ ..... odevzdaný výkon výstupním členem spojky (hřídel centrálního ozub. kola)

Z první rovnice jasně vyplívá závislost účinnosti pouze na převodovém poměru. Jelikož tato spojka umožňuje vyrovnání otáček vstupu s výstupem, čemuž odpovídá převodový poměr  $i=1$ , můžeme konstatovat, že spojka v tomto režimu pracuje s účinností 1 a přenášíme veškerý výkon beze ztrát, což je její velká výhoda oproti běžným hydrodynamickým spojkám, které pracují vždy s určitým skluzem (ztrátami) min. 2 až 3%.

Jestliže provozujeme spojku s pootvřenými obtokovými kanály, tzn. v režimech, kdy nejsou skluzy  $e = 0\%$ , pak účinnost odpovídá převodovému poměru a zbytek energie se přeměňuje nevratně v teplo. Podle uvažovaných provozních podmínek musíme správně dimenzovat chlazení spojky. Systémy pracující jen krátkodobě s většími skluzy není potřeba doplňovat zvláštními chladícími okruhy. Vzniklé teplo se akumuluje do pracovní kapaliny a hmoty spojky, které se později odvede vnějším povrchem do okolního vzduchu. Vnější povrch spojky může být případně opatřen žebrovaním pro intenzivnější odvod tepla.

### 5.3. Zhodnocení vlastností zubové hydrostatické spojky

Jak už bylo zmíněno, zubová hydrostatická spojka umožňuje propojení vstupu s výstupem bez skluzu a tím dosáhnout přímého přenosu celého výkonu beze ztrát, stejně jako konvenční třecí spojka. Jestliže otevřeme regulační obtokový kanál, spojka přenáší velmi malý kroutící moment, dojde téměř k odpojení hnaného zařízení od motoru. V tomto ohledu třecí spojka umožňuje dokonalejší a jednoznačnější odpojení. Případným škrcením, můžeme navýšit přenášený moment a tím vhodně nastavit pevný bod spojky pro určité dané otáčky motoru. Při rozběhu zařízení tedy není potřeba žádným způsobem zasahovat do nastavení spojky, avšak pro efektivnější využití energie, je vhodnější pracovat s menšími skluzy, takže je účelné spojku opatřit vhodnými regulačními prvky, které lze snadno řídit s možností jejich úplného uzavření.

## 6. ZÁVĚR

V práci jsou shrnuty základní poznatky ohledně hydraulických spojek a měničů. Zaměříme-li se nejprve na hydrodynamické spojky musíme konstatovat, že při rozběhu stejně jako celá řada konvenčních spojek nenavýšují na výstupní hřídeli kroutící moment. Rozdíl otáček tedy kompenzují pouze svým skluzem, což je vždy na úkor účinnosti. Velká část přivedené energie se mění na teplo, což platí i pro konvenční spojky jiných konstrukcí. Tyto hydrodynamické spojky ale umožňují plynulý rozběh zařízení o výkonech i v řádech MW, aniž by hrozilo (vlivem disipace energie na teplo) jejich poškození, přičemž oproti třecím spojkám nedochází k žádnému opotřebení. Další kladnou vlastností je výborná schopnost tlumit torzní kmity, což snižuje namáhání. Obecně můžeme říci, že hydrodynamické spojky jsou vhodné pro náročné rozběhy velkých setrvačných hmot, nebo pro zařízení u kterých je nezbytný pozvolný náběh výstupní rychlosti. (centrifugy, dopravní pásy, ventilátory, drtiče, turbokompresory...). Nedostatky základního provedení hydrodynamických spojek pak spočívají v jejich omezené účinnosti, což lze kompenzovat přemosťovací spojkou. Dále neumožňují úplné momentové odpojení, v případě potřeby se musí doplnit „rozpojovací“ třecí spojkou.

Při návrhu spojek vycházíme především z těchto provozních parametrů: velikost kroutícího momentu při jmenovitých otáčkách a jmenovitém skluzu, maximální dosažitelná účinnost. Nesmíme ovšem zapomenout na dostatečnou vhodnou spolupráci s motorem, především v pevném bodě spojek, popř. možnost regulace tuhosti.

Ukázali jsme si systémy, s jejichž pomocí lze upravit nebo řídit vlastnosti spojek. Lze tedy navrhnout spojky zcela podle požadavků na provoz, ale je to vždy na úkor složitosti, rozměrů, hmotnosti a ceny. Je tedy nutné zvážit všechny klady a zápory uvažovaného řešení a porovnat je s jinými konstrukcemi spojek. Popř. spojku zcela nahradit například elektronickou regulací otáček motoru, se kterou by bylo možno docílit stejného nebo i lepšího efektu s dalšími výhodami.

Další část práce byla věnována problematice hydrodynamických měničů. Jak bylo naznačeno v textu, hlavní oblast použití je především v automatických převodovkách vozidel. Hd měniče však vlivem nižší účinnosti, oproti klasickým mechanickým převodovkám, navyšují spotřebu. Tento nedostatek lze odstranit přemosťovací spojkou. Musíme ale doplnit, že hydrodynamický měnič neumožňuje úplné momentové odpojení, proto se musí použít převodovka, která umožňuje řazení tzv. pod zatížením. Tyto převodovky jsou obecně těžší, náročnější na výrobu a tím také dražší. U osobních automobilů, lze spíše předpokládat trend snižování výrobních nákladů a redukování hmotnosti těch dílů, které nepřispívají k pasivní bezpečnosti. Do budoucna lze proto takové využití Hd měničů spíše zavrhnout.

V oblasti nákladních vozidel pak současné trendy směřují k automatickým víceštruhovým mechanickým převodovkám, například s využitím dvou spojek a dvou nezávislých převodových skupin pro liché a sudé převody. Taková konstrukce pak poskytuje dostatečné množství převodových stupňů, přičemž účinnost je vždy vyšší jak u převodovky s Hd měničem. Klasické využití Hd měniče k pohonu vozidel bude spadat vlivem nižší účinnosti spíše pro speciální použití.

Zajímavé řešení přichází v úvahu, pokud Hd měničem nahradíme spojku, myšleno ve fázi při rozjezdu vozidel z nulové rychlosti. Hd měnič totiž umožňuje navýšit výstupní kroutící moment a při stejném skluzu pracuje v jisté oblasti s lepší účinností než jakákoliv spojka (při rozjezdu). Navíc vlivem navýšení momentu se stává rozjezd dynamičtější. U měniče také nedochází k téměř žádnému opotřebení, a to ani při velkém zatížení. V různých provedeních se

těchto výhod využívá např. u autobusů MHD, což je typický představitel vozidla, které se musí velmi často rozjíždět z nulové rychlosti. Zde by měl být i v budoucnu prostor pro využití těchto měničů.

Hydrostatické spojky se satelity a centrálním kolem jsou zatím spíše novinkou, ale zcela jistě je lze považovat za další alternativu v oblasti spojek. Poskytují možnost propojení výstupní hřídele se vstupní bez skluzu, čímž je přenášen plný výkon beze ztrát. Mezi nevýhody bychom mohli zařadit přítomnost ozubených kol, jenž se mohou stát zdrojem hluku. Nutno však doplnit, že ke vzájemnému pohybu těchto kol dochází pouze při nenulovém skluzu. Což lze u spojek umožňujících přenos kroutícího momentu při nulovém skluzu považovat za přechodný stav.

Při volbě spojky a stejně tak návrhu koncepce převodu je vždy nutno zvážit všechny přednosti a nedostatky uvažovaných řešení. Problém lze vyřešit více způsoby, avšak optimálním řešením bude jen to, které zohledňuje všechny aspekty. Proto srovnávání jednotlivých variant nemůžeme provádět pouze na základě jednoho kritéria, i když může působit zdánlivě jednoznačně.

## 7. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ČECH, Jiří. Převodná ústrojí. SKODA Techweb [online]. 2004 [cit. 2009-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=435>>.
- [2] DOBRODENKA, Pavel. Hydrodynamická spojka. Strojárstvo [online]. 2006, č. 2 [cit. 2008-12-15], s. 78. Dostupný z WWW: <<http://www.strojarkstvo.sk/inc/casopis/022006/78.pdf>>.
- [3] IKRINSKÝ, Alexander. Mechanické a hydraulické prevody. Bratislava : STU, 1991. 172 s.
- [4] MAURICIO, Wolf. Hydraulické spojky a měniče. Přeložili: Alois HEBSKÝ a Josef FENCL. 1. vyd. Praha : SNTL, 1965. 328 s.
- [5] MELICHAR, Jan, BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel. Hydraulické stroje : Konstrukce a provoz. 1. vyd. Praha : ČVUT, 2002. 378 s. ISBN 80-01-02657-4.
- [6] SCHWARZ, Jiří, WOHLMUTH, Jiří. Automobily Škoda Superb. Praha : Grada, 2005. 188 s. ISBN 80-247-0879-5.
- [7] SVOBODA, Jiří. Hydraulické převody pro vozidla. 2. vyd. Praha : ČVUT, 2004. 81 s. ISBN 80-01-03006-7.
- [8] ZOTOV, B. N. Basic difference between hydraulic clutches and hydraulic torque converters. Chemical and Petroleum Engineering [online]. 2007, vol. 43, no. 3-4 [cit. 2009-05-21], s. 164-167. Dostupný z WWW: <<http://www.springerlink.com/content/m88972828t70685h/fulltext.pdf>>. ISSN 1573-8329.
- [9] [online]. [cit. 2009-04-12]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/sat\\_fluid-couplings\\_products.php?id=3](http://www.voithturbo.com/sat_fluid-couplings_products.php?id=3)>.
- [10] [online]. [cit. 2009-04-12]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/sat\\_fluid-couplings\\_products.php?id=18](http://www.voithturbo.com/sat_fluid-couplings_products.php?id=18)>.
- [11] [online]. [cit. 2009-05-5]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/sat\\_vt\\_de\\_pua\\_ca\\_ani\\_start.php3](http://www.voithturbo.com/sat_vt_de_pua_ca_ani_start.php3)>.
- [12] [online]. [cit. 2009-05-21]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/sat\\_fluid-couplings\\_products.php?id=11](http://www.voithturbo.com/sat_fluid-couplings_products.php?id=11)>.
- [13] [online]. [cit. 2009-05-21]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/sat\\_fluid-couplings\\_products.php?id=20](http://www.voithturbo.com/sat_fluid-couplings_products.php?id=20)>.
- [14] [online]. [cit. 2009-05-18]. Dostupný z WWW: <[http://www.voithturbo.com/applications/documents/document\\_files/984\\_e\\_cr354\\_en\\_turbosyn-fluid-coupling.pdf](http://www.voithturbo.com/applications/documents/document_files/984_e_cr354_en_turbosyn-fluid-coupling.pdf)>.

- [15] [online]. [cit. 2009-02-03]. Dostupný z WWW:  
<[http://www.hydromenice.cz/data/stranky/images/27\\_1.jpg](http://www.hydromenice.cz/data/stranky/images/27_1.jpg)>,  
<[http://www.hydromenice.cz/data/stranky/images/28\\_1.jpg](http://www.hydromenice.cz/data/stranky/images/28_1.jpg)>.
- [16] [online]. [cit. 2009-01-17]. Dostupný z WWW:  
<[http://www.voithturbo.de/media/vt\\_g1748\\_diwa3\\_e.pdf](http://www.voithturbo.de/media/vt_g1748_diwa3_e.pdf)>.
- [17] [online]. [cit. 2009-05-26]. Dostupný z WWW:  
<[http://apps01.zf.com/zf.productDataBase/service/mediaFiles?levelTypeName=Products  
&levelID=17974&mediaFileName=Ecomat2\\_Bus\\_EN.pdf](http://apps01.zf.com/zf.productDataBase/service/mediaFiles?levelTypeName=Products&levelID=17974&mediaFileName=Ecomat2_Bus_EN.pdf)>.

## 8. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

| Označení         | Legenda                                                          | Jednotka                             |
|------------------|------------------------------------------------------------------|--------------------------------------|
| $d_e$            | Efektivní průměr Hd spojky                                       | [m]                                  |
| $e$              | Skluz                                                            | [%]                                  |
| $i$              | Kinematický převodový poměr Hd převodu (převodový poměr)         | [1]                                  |
| $i^*$            | Jmenovitý poměr Hd měniče                                        | [1]                                  |
| $i^{**}$         | Převodový poměr spojkového bodu                                  | [1]                                  |
| $i^\Delta$       | Celkový převodový poměr hydromechanického převodu                | [1]                                  |
| $i_{ser.celk}$   | Celkový převodový poměr sériového převodu                        | [1]                                  |
| $M$              | Kroutící moment                                                  | [N·m]                                |
| $\mu$            | Poměr momentů                                                    | [1]                                  |
| $M_1$            | Kroutící moment na vstupním členu                                | [N·m]                                |
| $M_2$            | Kroutící moment na výstupním členu                               | [N·m]                                |
| $M_m$            | Kroutící moment motoru                                           | [N·m]                                |
| $M_R$            | Kroutící moment přenášený reakčním členem                        | [N·m]                                |
| $n_1$            | Otáčky vstupního členu (hnacího zařízení)                        | [ot·sec <sup>-1</sup> ]              |
| $n_2$            | Otáčky výstupního členu (hnaného zařízení)                       | [ot·sec <sup>-1</sup> ]              |
| $n_2^1$          | Relativní otáčky výstupního členu 2 vzhledem k vstupnímu členu 1 | [ot·sec <sup>-1</sup> ]              |
| $P_1$            | Výkon dodaný na vstupní člen                                     | [W]                                  |
| $P_2$            | Výkon odevzdaný na výstupním členu                               | [W]                                  |
| $t$              | Čas                                                              | [s]                                  |
| $\eta$           | Účinnost                                                         | [%]                                  |
| $\eta$           | Účinnost                                                         | [%]                                  |
| $\eta^\Delta$    | Celková účinnost HM převodu                                      | [%]                                  |
| $\lambda$        | Charakteristika $\lambda$                                        | [N·m <sup>4</sup> ·s <sup>-2</sup> ] |
| $\rho$           | Hustota                                                          | [kg·m <sup>-3</sup> ]                |
| $\Phi$           | Stupeň plnění                                                    | [1]                                  |
| $\Phi_{Tor.eff}$ | Efektivní stupeň plnění                                          | [1]                                  |
| $\Phi'$          | Stupeň tuhosti                                                   | [-]                                  |
| $\vartheta_{21}$ | Otáčková prostupnost                                             | [-]                                  |

| Zkratka | Vysvětlení            |
|---------|-----------------------|
| Hd      | Hydrodynamický        |
| HdS     | Hydrodynamická spojka |
| HdP     | Hydrodynamický převod |
| Č       | Čerpadlové kolo       |
| T       | Turbínové kolo        |
| R       | Reaktor               |