



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

JAN SKOKAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Skokan

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 converters

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

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 z oblasti tekutinových strojů na příkladu široce využívaných mechanismů z oblasti automobilového průmyslu a dopravní techniky.

Cíle bakalářské práce:

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.

Seznam odborné literatury:

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

Kopáček, J.: Hydrostatické mechanismy, VŠB,

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 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce je věnována problematice hydraulických spojek a měničů a jejich kombinaci s mechanickými převody. Hlavní část stručně nastiňuje vývoj a konstrukční řešení hydrodynamických spojek a měničů. Jsou zde také zmíněny prostředky pro zlepšení jejich provozních vlastností. Dále jsou zmíněny kombinace hydraulického a mechanického převodu.

Abstract

This bachelor thesis is devoted to the issue of fluid couplings and torque convertors and their combination with mechanical gears. The main section outlines development and design of fluid couplings and torque convertors. Resources to improve their performance are also mentioned. Furthermore, there are mentioned combinations of fluid and mechanical transmission.

Klíčová slova

Hydraulická spojka, hydrodynamická spojka, měnič krouticího momentu, hydromechanický převod, skluz, účinnost.

Keywords

Fluid coupling, hydrodynamic coupling, torque convertor, hydro-mechanical transmission, slip, efficiency.

Bibliografická citace

SKOKAN, J. *Hydraulické spojky a měniče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 57 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.

24. května 2013

.....
Jan Skokan

Poděkování

Děkuji panu Ing. Romanu Klasovi, PhD. za věcné připomínky a rady při vypracovávání této práce a za ochotu, s kterou mě celou prací provedl.

Obsah

Obsah.....	13
1. Úvod.....	15
2. Hydrodynamická spojka	18
2.1 Základní popis konstrukce	18
2.2 Popis funkce	19
2.3 Spolupráce s motorem.....	22
2.3.1 Hydrodynamická brzda.....	23
2.4 Ztráty v hydrodynamické spojce	24
2.4.1 Ztráty vnitřním kapalným třením	24
2.4.2 Ztráty vstupním rázem.....	24
2.5 Prostředky ke zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky.....	24
2.5.1 Hydrodynamická spojka se prstencovou zásobní nádrží.....	25
2.5.2 Hydrodynamická spojka se zásobníkem	26
2.5.3 Hydrodynamická spojka s odrazovou deskou	27
2.5.4 Hydrodynamická spojka s rozdílnými vnitřními průměry oběžných kol..	28
2.5.5 Hydrodynamická spojka s velkým počtem lopatek	29
2.5.6 Hydrodynamická spojka se zasouvateľnými lopatkami.....	29
2.5.7 Hydrodynamická spojka se škracením clonou Iris.....	30
2.5.8 Hydrodynamická spojka s natáčivými lopatkami	31
2.5.9 Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou	31
2.5.10 Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou a s vnější prstencovou nádrží	32
2.5.11 Hydrodynamická spojka s atypickými tvary oběžných kol	33
2.6 Prostředky pro omezení ztrát v hydrodynamické spojce.....	33
2.6.1 Systém s přemostovací spojkou	33
2.6.2 Systém s odstředivou spojkou.....	34
3. Hydrodynamické měniče krouticího momentu.....	35
3.1 Základní popis konstrukce	35
3.2 Popis funkce	35
3.3 Prostředky vedoucí k zlepšení účinnosti a k rozšíření hospodárného provozního rozsahu proudového měniče.	39
3.3.1 Uložení kola reaktoru na volnoběžce Trilok.....	39
3.3.2 Systém s více elementy pracovního torusu.....	39
3.3.3 Hydrodynamický měnič s natáčivými lopatkami	41
3.3.4 Hydrodynamický měnič s přemostovací spojkou	41
4. Hydraulické kapaliny	43
5. Hydromechanické převodovky	46

5.1	Větvení výkonu pomocí systému TM.....	48
5.1.1	Systém TM u hydrodynamické spojky	49
5.1.2	Systém TM u hydrodynamického měniče krouticího momentu.....	49
5.1.3	Systém TM s možností odstavení hydrodynamické větve	51
6.	Závěr	53
7.	Seznam použité literatury	55
8.	Seznam použitých zkratek a symbolů.....	57

1. Úvod

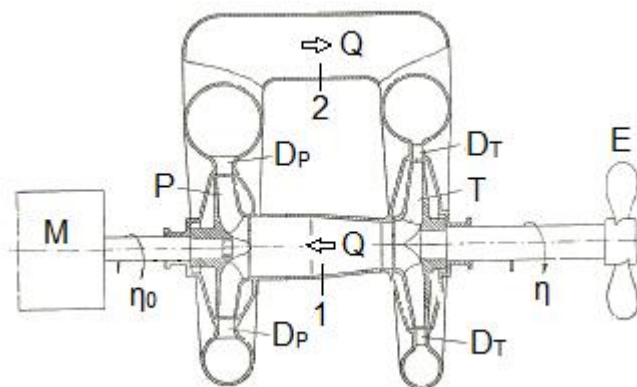
Hydraulické spojky a měniče jsou hojně využívány v dopravních strojích. Patří do skupiny zařízení nazývané *hydraulické převody*. Hydraulické spojky a měniče mají společnou konstrukci: dvě oběžná kola, která jsou rozdělena lopatkami tvořícími kanály a energie mezi hnací a hnanou hřídelí je přenášena pomocí kapaliny cirkulující v kanálech. Samozřejmě, jako dvě odlišná zařízení, mají i rozdíly. Hlavní rozdíl je v přenosu krouticího momentu, který se u spojky nezvyšuje, u měniče je však jeho zvýšení možné.

Přenos mechanické síly využitím hydraulické energie se zdál na konci 19. století jako snadný úkol. Při pokusech se však objevily takové překážky, že tato myšlenka byla nakonec zavržena jako nemožná.

V úvahu připadaly dva druhy hydraulické energie, a to statická a dynamická. Rozdílem bylo využití hydraulické kapaliny, která energii přenášela. U hydrostatické formy se přenos uskutečňoval pomocí tlakového rozdílu naproti hydrodynamické, která pracovala s rozdílem rychlostí. Základní schéma konstrukce hydrostatického stroje bylo tvořeno objemovým čerpadlem a motorem, kde čerpadlo přijímalo energii a motor odváděl výkon. Oba členy byly pístové stroje nebo tehdejší pouzdrové převody. U dynamické formy nedocházelo k objemové změně, ale k rychlostní, tedy ke změně hybnosti kapaliny. Členy tohoto systému byly odstředivé čerpadlo a radiální turbína.

V počátcích výzkumu hydraulických mechanismů se jako nepřekonatelný problém zdála malá účinnost, obzvláště v hydrodynamickém systému byla naprosto nepřijatelná. Její zvýšení, a tím i možnost dalšího rozvoje, se dosáhlo až díky pokroku techniky a zdokonalování výrobních metod. Hydrostatický systém se vyvinul tak, že se stal v jednotlivých odvětvích strojírenství nepostradatelným. Významné uplatnění našel v obráběcích strojích jako hnací převod s možností plynulé změny převodového poměru. Měl však stále nevýhody, které jeho užitnost jako přenosu energie pro motorová vozidla znemožňovaly. Byly to hlavně vyšší váha a rozměry při vyšších výkonech, vysoké pořizovací náklady a velké ztráty způsobené třením při vyšších otáčkách.

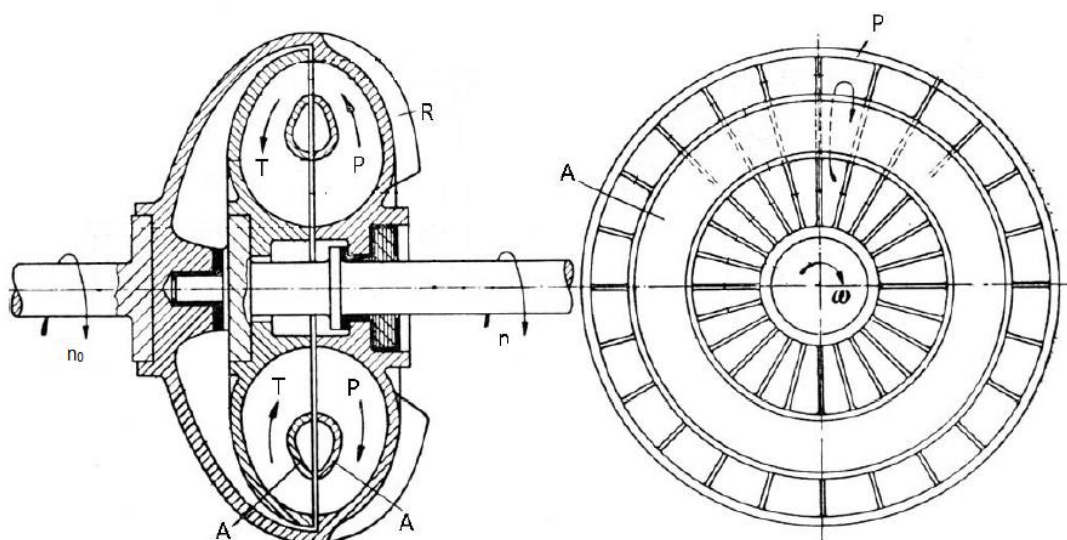
Zejména jednoduchost částí hydrodynamického systému vedla k jeho rozvoji. Původní představa agregátu nebyla kvůli nízké účinnosti použitelná v praxi. Odstředivé čerpadlo, které bylo poháněno motorem, tlačilo kapalinu potrubím k radiální turbíně, kde byl vytvořený tlak přeměněn v difuzoru na rychlost. Z turbíny se odváděla převedená energie a kapalina se vracela zpět do čerpadla. Otáčky turbíny šlo regulovat pomocí úpravy tlaků ve spojovacích potrubích. Vysoké ztráty způsobovalo tření a víření v potrubí, kolenech a difuzorech. Snaha o zvýšení celkové účinnosti agregátu byla složitá, přírodní potrubí bylo zkráceno na minimum, ale zůstaly vysoké ztráty v kolenech, byl vynechán difuzor čerpadla, ale zvýšením průtočné rychlosti došlo ke zvýšení tření v potrubí.



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

M - hnací motor; *P* – odstředivé čerpadlo; *T* – turbína; 1,2 – spojovací potrubí; *D_p* – difuzor čerpadla; *D_t* – difuzor turbíny; *E* – lodní šroub; n_0 – vstupní otáčky; n – výstupní otáčky, *Q* – směr průtoku kapaliny

Na počátku 20. století přišel Herman Föttinger s konstrukčním řešením (obr.2), které eliminovalo problémové elementy, potrubí, kolena a difuzory. Kapalina z čerpadla vstupovala přímo do turbíny, tím došlo k přímému využití rychlosti proudění kapaliny a odstranění ztrát vířením. Lopatky spolu s vodícím polokroužkem *A* vytvářely kanály pro proudění kapaliny. Později byla koncepce zjednodušena odstraněním vodícího polokroužku. Proud kapaliny v kanálech vytvořil neutrální bod, kolem kterého kapalina cirkulovala namísto vodícího kroužku. Tím došlo ke zjednodušení konstrukce a snížení hmotnosti. Föttingerova koncepce dosáhla účinnosti, která byla odborníky pokládána za nedosažitelnou. *Proudová spojka* je nejjednodušší z tzv. *proudových strojů*.



Obr.2. Poloschématické zobrazení Föttingerovy spojky[1]:

P – čerpadlo; *T* – turbína; *A* – vodící polokroužek; *R* – ventilační žebra na vnější skříni; n_0 – vstupní otáčky; n – výstupní otáčky

Původní návrhy vycházely ze snahy nahradit velké a těžké ozubené převody, používané pro pohon lodních šroubů. Díky potřebě snížit otáčky přenášené na lodní šroub z parní turbíny při zachování přenášeného výkonu, vznikla nutnost zvláštního rozvádění kapaliny před vstupem do oběžného kola. Mezi kola čerpadla a turbíny se zařadil reakční element. Ten usměrňoval proud kapaliny tak, aby vyhovoval provoznímu stavu na vstupu do čerpadlového kola.

Nový systém umožňoval odevzdávání výkonu při předem stanovených otáčkách, ale i v širokém provozním rozsahu, kdy poměry otáček na sebe navzájem navazovaly. Tím vznikla možnost plynulé změny poměru otáček. Otáčky se při plném zatížení automaticky nastavovaly v závislosti na provozním zatížení výstupní hřídele. Toto řešení se dnes označuje jako *hydrodynamický měnič momentů*.

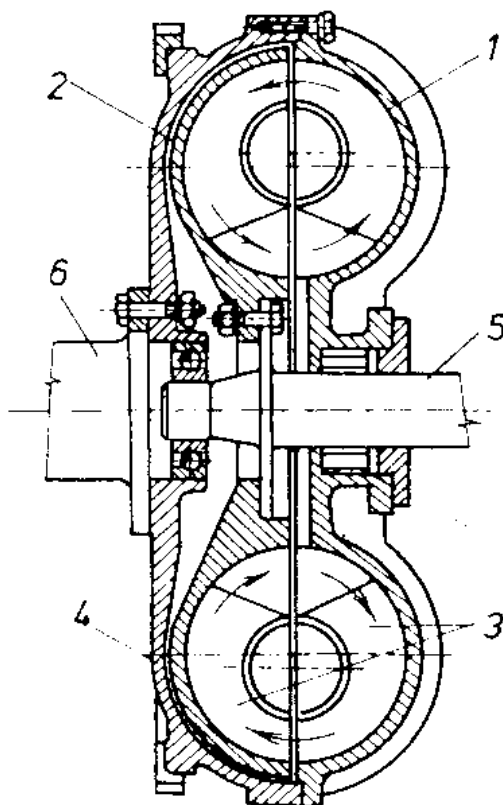
V dnešní době nalezly oba systémy významné uplatnění v dopravních prostředcích, proto bude tato problematika v následujícím textu vysvětlena právě na nich.

2. Hydrodynamická spojka

2.1 Základní popis konstrukce

Hydrodynamická spojka se skládá ze dvou částí, z čerpadlového a turbínového kola. Obě kola jsou pevně spojena s dalšími elementy pohonu, čerpadlové s motorem a turbínové s převodovkou. Obě kola jsou pomocí radiálních lopatek rozdělena do několika komor. Kola jsou uzavřena ve spojkové skříni, která zabraňuje úniku pracovní kapaliny, vnikání nečistot do mechanismu a případné poškození vnější silou. Médium pro přenos energie je olej, který z 85% vyplňuje vnitřní prostor skříně. Jelikož nedochází ke kontaktu částí a přenos energie zprostředkovává hydraulická kapalina, nedochází k opotřebení spojky. Je nutné měnit pouze kapalinu, která vlivem zahřívání při provozu a stárnutí může měnit své vlastnosti.

Pro odstranění vibrací vznikajících při provozu se liší počet lopatek čerpadlového a turbínového kola o 2 – 4 nebo, při použití stejného počtu lopatek, jsou rozdílné rozestupy mezi lopatkami.

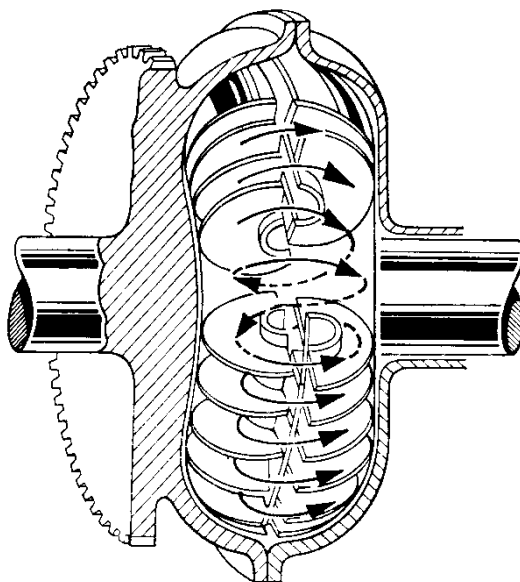


Obr.3. Poloschématické zobrazení hydrodynamické spojky [3]:

1 - čerpadlové kolo, 2 - turbínové kolo, 3 - radiální lopatky, 4 - setrvačnický hřídel, 5 - hnací hřídel, 6 - hnací hřídel

2.2 Popis funkce

Čerpadlové kolo hydrodynamické spojky je činností motoru uvedeno do rotace. Otáčky čerpadlového kola jsou vždy nižší, než otáčky kola turbínového, za předpokladu, že stroj pracuje jako spojka, výjimkou je „brzdění motorem“. Rozdíl otáček mezi koly vybudí v mezilopatkovém prostoru proudění kapaliny ve směru naznačeném v obr.4. Po výstupu z čerpadlového kola dochází k silovému působení částic oleje na lopatky turbínového kola, tím dochází k přenosu krouticího momentu.



Obr.4. Schematické znázornění hydrodynamické spojky s naznačeným směrem proudění hydraulické kapaliny [3]

Mezi základní charakteristiky popisující funkci spojky jsou převodový poměr i a skluz e .

Převodový poměr i je definován jako poměr otáček turbínového a čerpadlového kola:

$$i = \frac{n}{n_0} \quad (1)$$

kde: n ... otáčky turbínového kola (výstupní otáčky)
 n_0 ... otáčky čerpadlového kola (vstupní otáčky)

Skluz e je způsoben zaostáváním turbínového kola za čerpadlovým a je podmínkou funkce hydrodynamické spojky. Je definován rovnicí (2).

$$e = \frac{n_0 - n}{n_0} \cdot 100 \quad (2)$$

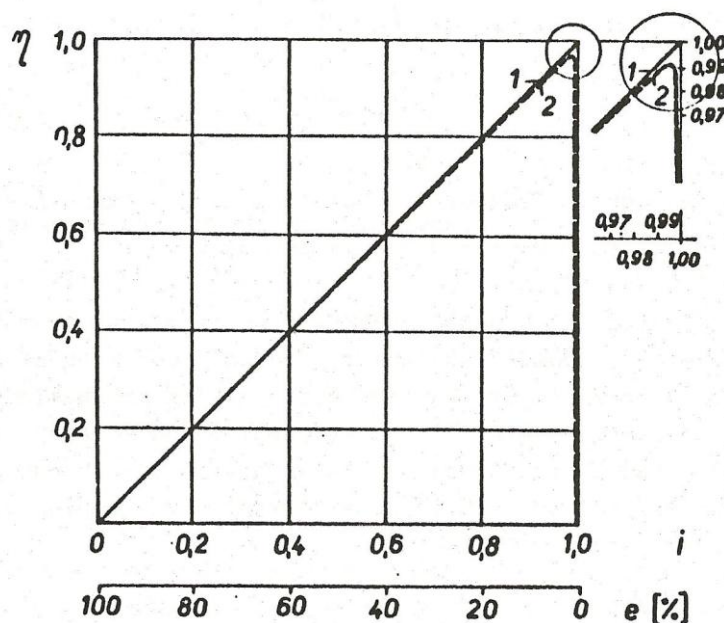
Při provozu má spojka pracovní skluz, který nabývá hodnoty od 100% po 2-3%. Pro rozjezd automobilu, kdy turbínové kolo stojí, je skluz maximální. Minimálního skluzu dosáhneme při maximální rychlosti automobilu na rovině. Při skluzu 0% se otáčky obou kol vyrovnají a tím zanikají dynamické účinky kapaliny, přenášený krouticí moment je nulový. Kvůli nemožnosti odstranění skluzu dochází k

mechanickým ztrátám a navýšení spotřeby paliva ve srovnání s běžnou třecí spojkou, proto se dnes celý mechanismus doplňuje o zajišťovací člen, který po rozjezdu, kdy již není potřeba regulace přenášeného momentu, znemožní vzájemný pohyb spojkových kol.

Mezi skluzem e a převodovým poměrem i je závislost dle vztahu:

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

V následujícím diagramu (obr.5) je znázorněna závislost účinnosti hydrodynamické spojky na převodovém poměru. Přímka 1 znázorňuje teoretický (ideální) průběh, který neuvažuje vnější třecí ztráty. Skutečný průběh je znázorněn křivkou 2. Je patrné, že reálná účinnost je nižší, než teoretická při stejném skluzu, tento rozdíl se zvětšuje se snižujícím se skluzem. Pro hodnotu skluzu od 100% do 2-3% je však tento rozdíl tak malý, že můžeme uvažovat průběh teoretický, aniž by vznikla nějaká výraznější chyba.



Obr.5. Diagram závislosti účinnosti η hydrodynamické spojky na převodovém poměru i [2]

Pro výpočet účinnosti η pro skluz od 100% až po 3-4% platí rovnice (4)

$$\eta = i = \frac{n}{n_0} \quad (4)$$

kde: η ... účinnost hydrodynamické spojky

Síla se z motoru na převodovku přenáší ve formě krouticího momentu M . Hodnota přeneseného momentu lze spočítat vztahem (5).

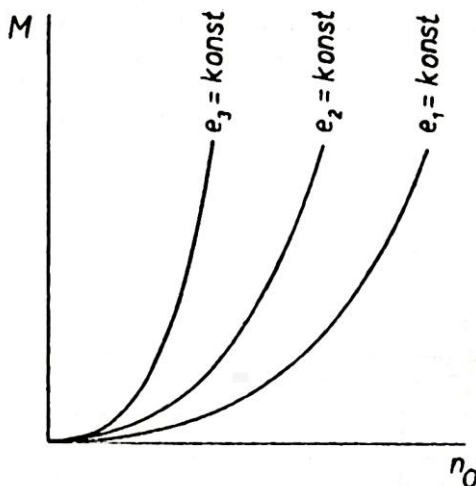
$$M = \lambda \cdot \rho \cdot d_e^5 \cdot n_0^2 \quad (5)$$

kde: λ ... charakteristika hydrodynamické spojky
 ρ ... hustota kapaliny v hydrodynamické spojce

n_0 ... vstupní otáčky
 d_e ... efektivní průměr hydrodynamické spojky

V běžně používané hydrodynamické spojce nedochází ke ztrátám krouticího momentu při přenosu z čerpadlového na turbínové kolo. Pro skluz od 100% do 3-4% (pracovní skluz) je na turbínovém kole stejný, jako na čerpadlovém. Pro nižší skluz než 3-4% však krouticí moment na turbínovém kole klesá a při skluzu 0%, kdy zaniká dynamické působení kapaliny, se nepřenáší vůbec.

Diagram na obr.6 zkoumá závislost přenášeného krouticího momentu na vstupních otáčkách n_0 za konstantního skluzu. Vynesení této závislosti do diagramu získáme křivky konstantního skluzu. Z rovnice (3) vyplývá, že při neměnném skluzu zůstává i účinnost neměnná a tím zůstává neměnná i charakteristika hydrodynamické spojky. Při zohlednění těchto skutečností je z rovnice (5) patrné, že přenášený krouticí moment se mění s druhou mocninou vstupních otáček, tedy mění se podle parabolické závislosti.



Obr.6 Křivky konstantního skluzu [2]

Charakteristika hydrodynamické spojky λ (dále jen *charakteristika*) je základní charakteristickou veličinou proudové spojky. Zjistíme ji na základě zkoušek skutečné, již vyrobené spojky. Jelikož charakteristika nové spojky není dopředu známa, je problém určit, jaký krouticí moment bude spojka schopna přenášet. Pro předběžné určení její charakteristiky se využívá např. zákonů podobnosti, kdy nám jako vzor poslouží známá charakteristika podobné spojky, tzv. „z jedné rodiny“.

Ze vztahu (5) je patrné, že přenášený výkon nejvíce ovlivňuje efektivní průměr spojky. Při jeho návrhu se jako vstupní otáčky uvažují maximální otáčky motoru a maximální krouticí moment motoru.

Tuhost hydrodynamické spojky Φ' vyjadřuje změnu momentu M , v závislosti na změně převodového poměru i , přičemž se nemění vstupní otáčky. Tuhost spojky vyjadřuje, jak se bude chovat spojková charakteristika při změně skluzu. Pokud je $\Phi' > 0$, bude charakteristika se zmenšujícím se skluzem klesat a naopak.

$$\Phi' = \left(\frac{dM}{di} \right)_{n_0 = konst.} \quad (6)$$

kde: Φ' ... tuhost hydrodynamické spojky
 dM ... změna momentu

d_i ... změna převodového poměru
 n_0 ... vstupní otáčky

Při vykreslování tuhosti spojky do grafu se vynášejí křivky pro jednotlivé průměry oběžných kol, každá spojka tedy musí mít vlastní křivku. Pro zobecnění se vztah (6) upravuje na:

$$\Phi' = \frac{d\lambda}{d\eta} \quad (7)$$

kde: d_λ ... změna charakteristiky hydrodynamické spojky
 d_η ... změna účinnosti spojky

Poměr $\Delta n_0/\Delta n$ určuje propustnost spojky, jde o odezvu vstupních otáček při změně otáček výstupních při nezměněném momentu.

$$\left(\frac{\Delta n_0}{\Delta n}\right)_{M_0 = konst.}$$

kde: M_0 ... vstupní krouticí moment

Existují tři případy propustnosti:

a) $\Phi' = konst. \Rightarrow \frac{\Delta n_0}{\Delta n} = 0$

b) $\Phi' < 0 \Rightarrow \frac{\Delta n_0}{\Delta n} > 0$

c) $\Phi' > 0 \Rightarrow \frac{\Delta n_0}{\Delta n} < 0$

a) *Nepropustný*, tzn., změna otáček výstupní hřídele se na vstupu neprojeví.

b) *Kladně propustný*, tzn., kladná změna otáček výstupní hřídele vyvolá kladnou změnu otáček vstupní hřídele. Řadí se sem klasické hydrodynamické spojky.

c) *Záporně propustný*, tzn., kladná změna otáček výstupní hřídele vyvolá zápornou změnu otáček vstupní hřídele.

2.3 Spolupráce s motorem

Z porovnání tří hydrodynamických spojek s totožnou charakteristikou a různou velikostí při spolupráci s motorem získáme digramy na obr.7. Spojka *a* má největší průměr, nejmenší spojka *c*. Velikost přenášeného krouticího momentu je výrazně ovlivňována efektivním průměrem spojky, proto spojka *a* přenáší největší krouticí moment. Průběh krouticího momentu motoru při plném zatížení je znázorněn křivkou M_m . Motor pracuje mezi otáčkami n_{min} a n_{max} , jimž připadají body *B* a *E*.

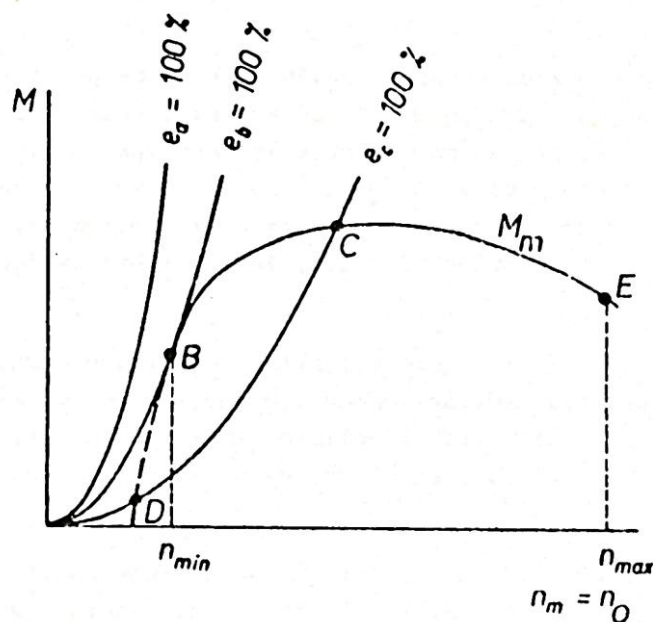
Aby se vozidlo rozjelo z klidu, ze skluzu 100%, je nutné, aby křivka 100% skluzu *e* měla společný bod s křivkou krouticího momentu M_m v oblasti, kdy motor vyvine dostatečný výkon, aby nedošlo k jeho zastavení.

Pro správnou spolupráci je nutné, aby spojka měla pro daný výkon motoru ideální rozměry. Spojka *a* je příliš velká, křivka M_m nemá s křivkou 100% skluzu *e_a* žádný společný bod, tzn. motor není schopen vyvinout dostatečný krouticí moment, který je nutný pro funkci spojky.

V případě spojky *b* je již výkon motoru postačující, společný bod však leží v místě nejnižších otáček motoru, proto je provoz značně nejistý, neboť při mírném poklesu otáček by se motor zastavil.

Pro daný motor je nevýhodnější použít spojku c. Místo průniku křivek e_c a M_m leží v místě C, kde je dostatečná rezerva otáček (až po n_{min}). Krouticí moment motoru má v tomto místě nejvyšší hodnotu, která je dostačující pro překonání případných zvýšených jízdních odporů vozidla, např. při rozjezdu do kopce.

Spojka, jejíž křivka 100% skluzu by protínala křivku M_m mezi body C a E, by nutila, kvůli svým malým rozměrům, motor často pracovat ve vysokých otáčkách. Pro přenos dostatečného momentu by musela pracovat s velkým skluzem a tím malou účinností, což by vedlo ke zvýšení spotřeby paliva a malé maximální rychlosti.



Obr.7. Spolupráce motoru s hydrodynamickými spojkami tří velikostí [2]

V běžném provozu může dojít k situaci, kdy vozidlo při cestě ze svahu zvyšuje svoji rychlost vlivem gravitačního zrychlení. Při tom motor funguje jako brzda, tzn. je poháněn koly a turbínové kolo má vyšší otáčky než čerpadlové. Funkce spojkových kol se obrací, tedy turbínové kolo pohání čerpadlové. Aby se dalo využít brzdného efektu motoru, musí čerpadlové kolo přijmout funkci turbíny. Při výpočtu skluzu a účinnosti hydraulické spojky při brzdění zjistíme, že skluz $e < 0$ a účinnost $\eta > 1$. U spojky s dokonale symetrickými prstencovými dutinami oběžných kol je hodnota účinnosti při brzdění reciprokou hodnotou účinnosti při pohonu motorem.

2.3.1 Hydrodynamická brzda

Spojka může také fungovat jako *hydrodynamická brzda*. Turbínové kolo je zastaveno, hydraulická energie se nemění na mechanickou. Dochází však k víření kapaliny a hydraulická energie se tím mění v tepelnou. Je nutné je chladit.

Hydrodynamické brzdy se využívají při testování motorů, kde nesou název Froudeho brzdy. Spojka je postupně zaplňována hydraulickou kapalinou ze zásobní nádrže, jedná se tedy o spojku s proměnlivým plněním.

Při statickém použití se jako pracovní médium využívá voda, aby nedocházelo ke vzniku „kotelního kamene“, je nutné udržet její teplotu pod 65°C. Voda se proto využívá díky možnosti kontinuálního výměny bez nutnosti zásobní nádrže a tím

udržování stálé pracovní teploty. Při použití ve vozidlech již není možné kapalinu takto chladit, je nutné použití chladiče a hydraulické kapaliny s vhodnými vlastnostmi.

2.4 Ztráty v hydrodynamické spojce

2.4.1 Ztráty vnitřním kapalným třením

Ztráty vnitřním kapalným třením vznikají v důsledku konečného počtu lopatek, tzn., lopatky mají svoji tloušťku, nejsou nekonečně husté a není jich nekonečně mnoho. Kapalina musí lopatky obtékat, proto nejsou proudová vlákna rovnoběžná vzájemně ani s lopatkami, takže na vstupu a výstupu z lopatkových kanálů dochází k rozdílu mezi směrem proudu a konstrukčními úhly konců lopatek.

2.4.2 Ztráty vstupním rázem

Je-li v proudu kapaliny překážka, která nutí změnit směr nebo rychlost proudu bez plynulého přechodu, dochází ke ztrátě energie rázem. Překážku tvoří nejenom pevná stěna, ale i víry, které ovlivňují proud.

Energie zmařená rázem je nevratná, mění se na teplo, které ohřívá kapalinu i ostatní části stroje.

Ve spojce dochází k rázu při přechodu kapaliny mezi oběžnými koly. Oproti teoreticky vypočtené ztrátě rázem je reálná ztráta nižší, protože proudová vlákna nejsou vlivem obtékání lopatek rovnoběžná a při přechodu mezi oběžnými koly tvoří spojitě a hladké křivky, nedochází k ostrým zlomům a ráz je tím menší.

2.5 Prostředky ke zmenšení tuhosti hydrodynamické spojky

Hydrodynamická spojka má mít vysokou tuhost v rozmezí skluzu 1 – 10%, poté má s nárůstem skluzu pomalu ubývat a v pevném bodě, provozní stav se zastavenou turbínou, dosahovat nejnižší, i záporné, hodnoty. Při splnění těchto podmínek bude mít spojka hospodárny provoz. V praxi je správný výběr hydrodynamické spojky složitý. Spojka menších rozměrů bude mít uspokojivé vlastnosti při rozjezdu, ale při pracovních otáčkách bude mít malou účinnost. Použitím spojky větších rozměrů by došlo k výhodnějšímu rozložení větší účinnosti v rozmezí pracovního režimu, avšak při rozběhu nebude schopna přenášet dostatečný moment.

Existují dvě základní metody, jak docílit požadovaných provozních vlastností spojky. První je použití velké spojky s možností upravení či řízení její charakteristiky čímž se upraví i její tuhost. Druhou možností je použití mechanických spojek, které zajistí stejně otáčky obou oběžných kol.

Možnost „nastavení“ spojky je také důležitá pro odstranění případných nedostatků, které vznikají při teoretickém řešení, nebo které se objevují v průběhu provozu motoru a jeho opotřebení. U nenastavitelných spojek se při návrhu a zkouškách prototypu většinou upravuje množství hydraulické kapaliny ve spojce, v sériové výrobě a následném provozu již není možnost této úpravy. Proto bylo podáno mnoho návrhů pro zmenšení tuhosti spojky a možnost její regulace. Při tom se klade důraz na jednoduchost a neporuchovost mechanismu, protože hydrodynamické stroje jsou téměř bezúdržbové a celý mechanismus je neprodyšně uzavřen ve spojkové skříni.

2.5.1 Hydrodynamická spojka s prstencovou zásobní nádrží

Jedná se o nejzákladnější provedení regulace, které navrhl Herman Föttinger. Jde o vyprazdňování a opětovné naplňování pracovního objemu hydraulickou kapalinou v závislosti na otáčkách. Tím se nastavuje potřebná tuhost a spojkové číslo.

Dýzami na největším průměru čerpadlového kola může kapalina vlivem odstředivé síly unikat. Množství odchozí kapaliny je dáno nastavením dýz, ty jsou buď libovolně stavitelné, nebo mají pevně daný průtok. Kapalina, která unikne z pracovního objemu, se shromažďuje v zásobní nádrži, která je pevně spojena se skříní, tím si udržuje stejné otáčky, jako má spojka a kapalina se díky odstředivé síle tlačí na stěny skříně a vytváří tak kapalinový prstenec. Výška vnitřní hladiny prstence se reguluje pomocí čerpací trubky. Jedná se o trubici, která je kloubově spojena s nehybným stojanem, čímž je umožněna její pohyblivost. Druhý konec trubice je zahnut a noří se do proudu kapaliny tak, aby do něho byla kapalina vtlačována. Vlivem rotace spojky se kapalinový prstenec roztáčí relativně vysokou rychlostí. Kapalina zachycená trubicí se vede do nehybného stojanu, odkud je kanály rozváděna do pracovní oblasti stroje.

Tento mechanismus odběru kapaliny se dá využít k chlazení, jak přímému tak i nepřímému. Přímé chlazení je zajišťováno povrchem skříně, která se může opatřit vnějším žebrováním, čímž se zvýší styčná plocha se vzduchem a chlazení je tím účinnější. Nepřímé chlazení probíhá v chladiči, který se zařadí do mechanismu.

Výhodou systému s prstencovou vnější zásobní nádrží je, že umožňuje nastavit spojkový stupeň ve velkém rozmezí. Je možné jej nastavit až k nule, kdy se nepřenáší žádný krouticí moment, což je výhodné u běhu naprázdno. Nevýhodou jsou dlouhé časy, které jsou potřebné ke změně naplnění spojky.

S proměnným plněním spojky souvisí *stupeň plnění Φ* . *Přísně vzato, měl by se pojmem „stupeň plnění Φ “ rozumět poměr objemu zčásti naplněného pracovního torusu a objemu zcela naplněného torusu, při čemž pracovním torusem je míněn prstencovitý pracovní objem, vytvořený společně všemi lopatkovými kanály pro kapalinový oběh, [1].*

$$\Phi = \frac{Q_F}{Q_{Fmax}} = y\Phi^* \quad (8)$$

kde: Φ ... stupeň plnění

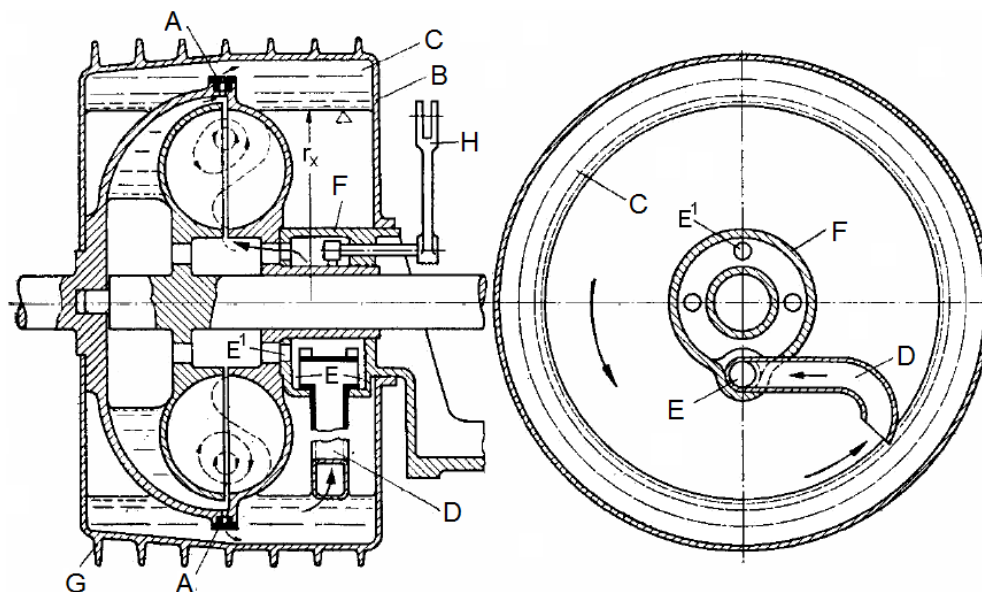
Φ^* ... optimální stupeň plnění (nevhodnější pro hydrodynamickou spojku při určitých provozních podmínkách, zjištěno pokusem)

Q_F ... množství kapaliny ve spojce skutečně obsažené

Q_{Fmax} ... maximální množství kapaliny, kterým je možno spojku naplnit

$y = \Phi / \Phi^*$... poměr skutečného a optimálního množství kapaliny

V praxi se proudová spojka seřizuje pokusně, zkusným určením optimálního množství kapaliny, kterým se skříň musí naplnit, aby v pevném bodě a při malém počtu otáček motoru byly zajištěny nejlepší pracovní podmínky. Optimální množství se měří v [kg], [1].



Obr.8. Föttingerova spojka s prstencovou zásobní skříní [1]

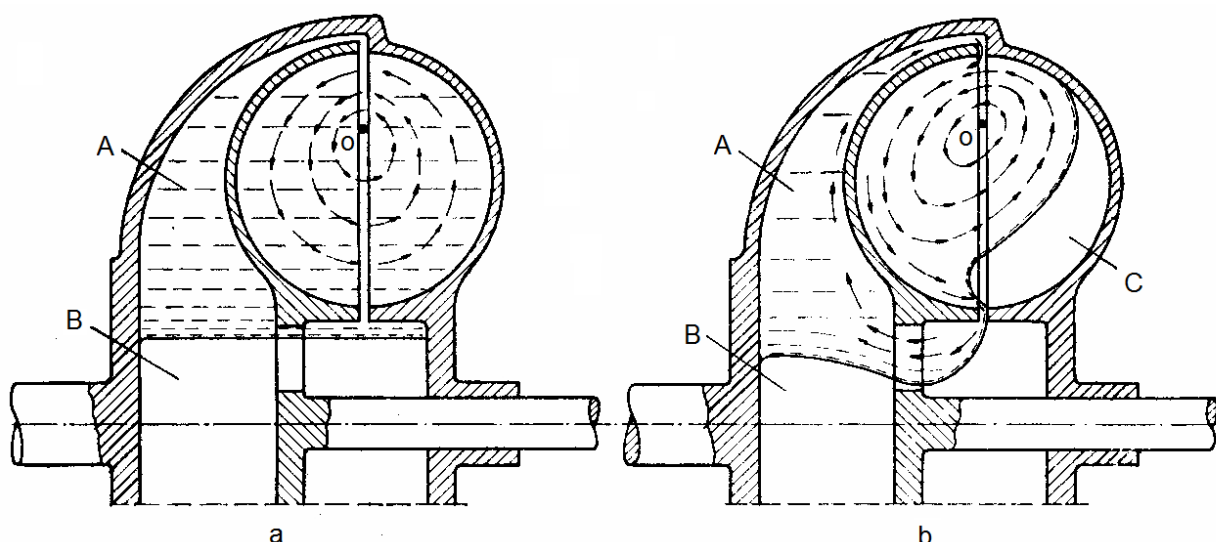
A – dýzy na obvodě skříně, jimiž se vypuzuje kapalina; B – vnější přídavná skříň; C – prstenec kapaliny s volnou hladinou ve vzdálenosti r_x od osy otáčení; D – čerpací trubka; E – kloub čerpací trubky; E₁ – kanály vedoucí kapalinu dovnitř spojky; H – vnější ovládací páka sloužící ke sklápění čerpací trubky

2.5.2 Hydrodynamická spojka se zásobníkem

Vlivem osového rozšiřování spojkové skříně směrem ke středu se vytváří volný prostor mezi skříní a zadní stěnou turbíny. Kapalina, která unikne z pracovního oběhu, se v tomto prostoru hromadí a vlivem rotace spojky vytváří kapalinový prstenec, který je spojen s kapalinou uvnitř pracovního torusu a umožňuje vytvoření střední dutiny spojky.

Střední dutina spojky musí umožnit ty jevy, které automaticky způsobují změnu (zmenšení) efektivního stupně plnění pracovního torusu během provozu, [1]. Tzn., musí být schopna pojmout objem kapaliny, který je z pracovního torusu vytlačen.

Kvůli potřebě dostatečně velkého volného prostoru uvnitř spojkové skříně, kde budou odstředivé síly dostatečně velké pro vznik kapalinového prstence, musí mít průřezový profil skříně speciální tvar.



Obr.9. Hydrodynamická spojka se zásobníkem, jehož prostor je při malém skluzu zcela naplněn[1]

a) Provoz při malém až nulovém skluzu; b) Provoz s velkým skluzem

A – zásobní hydraulické kapaliny; B – prostor pro kapalinu vytlačenou z pracovního torusu; C – pracovní torus

Obr.9 znázorňuje rozložení kapaliny v hydrodynamické spojkce při provozu se stupněm plnění $\Phi=0,9$. V levé části je spojka se skluzem $e=0$ až $e=2-3\%$, pro něž je daný stupeň plnění postačující, efektivní stupeň plnění $\Phi_{\text{Tor.eff}}=1$. Pravá část zachycuje spojku, která pracuje s většími skluzy, efektivní stupeň plnění je nižší, dosahuje hodnoty přibližně $\Phi_{\text{Tor.eff}}=0,8$. Při vhodných podmínkách a skluzu by se čerpadlová část torusu C mohla úplně vyprázdnit. Tím by se dosáhlo obzvláště v pevném bodě nevyhovujících parametrů, spojkové číslo by bylo nulové a dosáhlo by se značně negativní tuhosti. Vozidlo opatřené takovouto spojkou by se nebylo schopné samo rozjet.

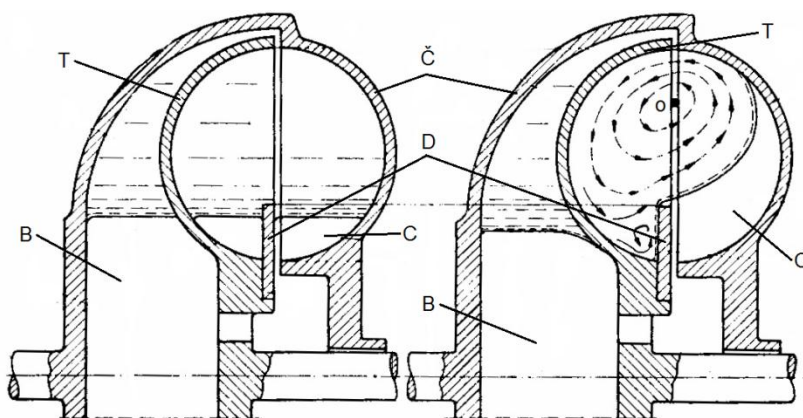
2.5.3 Hydrodynamická spojka s odrazovou deskou

Jako odrazová deska se označuje mezikruhový kotouč upevněný ve střední části spojky mezi oběžnými koly. Upevnění může být na obou kolech nebo pouze na turbíně. Kapalina je nucena desku obtékat, tím se upravuje tvar prázdného prostoru v čerpadlovém kole. Zvětšováním prázdného prostoru se snižuje efektivní stupeň plnění $\Phi_{\text{Tor.eff}}$.

Vnější průměr mezikruhové desky je nutné uvažovat jako vnitřní průměr čerpadlových kol.

Jednoduchost a možnosti využití systému se zásobníkem a systému s odrazovou deskou dávají maximum možností pro konečné seřízení spojky. Jednoduchou změnou průměru odrazové desky nebo stupně plnění dosáhneme změny tuhosti spojky a jejího spojkového čísla.

Díky jednoduchosti systému, možnostem přizpůsobení a nízké finanční náročnosti přizpůsobení se proudová spojka rozšířila jako přenos síly v silničních a motorových vozidlech. Uplatnění našla také v ostatních oborech strojírenství.



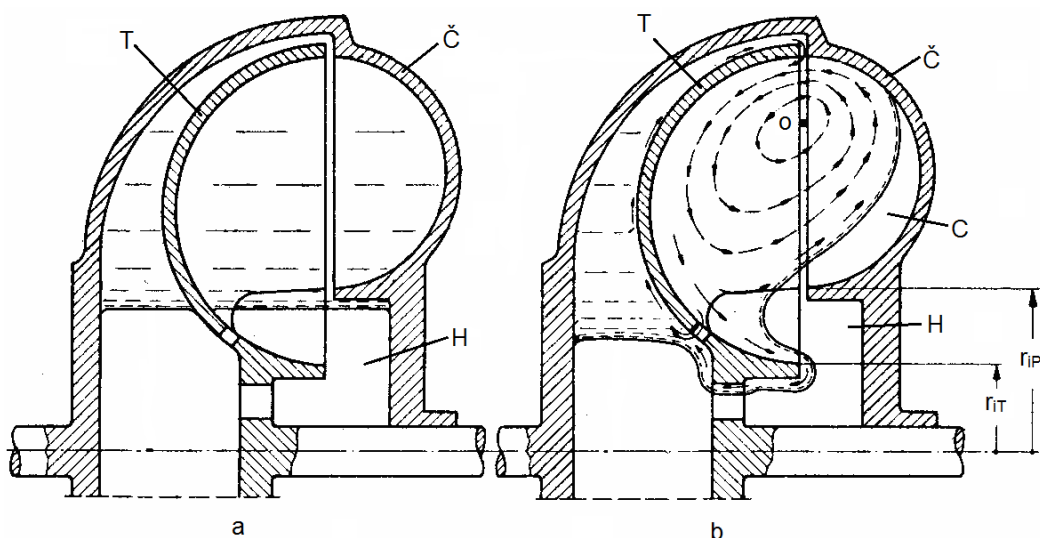
Obr. 10. Hydrodynamická spojka s odrazovou deskou[1]

a) Provoz při malém až nulovém skluzu; b) Provoz s velkým skluzem

B – zásobní prostor; T – turbínové kolo; Č – čerpadlové kolo; D – odrazová deska; C – prázdný prostor v pracovním torusu

2.5.4 Hydrodynamická spojka s rozdílnými vnitřními průměry oběžných kol

Tento systém se ve své podstatě podobá systému s odrazovou deskou. Místo odrazové desky, jejíž úlohou bylo zvětšit efektivní vnitřní poloměr r_i turbíny a vytvořit oddělený zásobní prostor, dosahuje se v tomto případě stejného výsledku tím, že čerpadlo má vnitřní poloměr r_{iP} větší než je vnitřní poloměr turbíny r_{iT} , který odpovídá poloměru r_i na obr.11,[1].



Obr. 11. Hydrodynamická spojka s nesterjně velkými vnitřními poloměry r_{iT} a r_{iP} turbínového a čerpadlového oběžného kola[1]

a) Provoz při malém až nulovém skluzu; b) Provoz s velkým skluzem

T – turbínové kolo; Č – čerpadlové kolo; H – zásobní prostor; C – volný prostor v pracovním torusu; r_{iT} – vnitřní průměr turbínového kola; r_{iP} – vnitřní průměr čerpadlového kola

Při vysokých skluzech se část kapaliny vypuzuje z pracovního objemu do zásobního prostoru H. Kapalina uniká prostorem mezi poloměry r_{iT} a r_{iP} .

Výhodou tohoto systému je jednoduchost a úspora materiálu, s čímž souvisí váhová i cenová úspornost. Oproti systému s odrazovou deskou však již není tak snadná úprava parametrů spojky, nestačí pouze změnit průměr mezikružové desky, ale musí se přepracovat celé oběžné kolo.

2.5.5 Hydrodynamická spojka s velkým počtem lopatek

Úpravou proudění kapaliny mezi oběžnými koly lze také ovlivnit tuhost a spojkové číslo hydrodynamické spojky. *Dosahuje se toho vytvořením nepravidelného „pulsacího“ proudění s vyšší frekvencí a větším tvořením vírů v kapalném proudě v místech přetékání kapaliny z jednoho kola do druhého, takže převahou vzniklých dynamických setrvačných sil se pak potlačuje vytvoření cirkulace se střední rychlostí proudě, která by jinak byla normální při tomto skluzu a tlakovém rozdílu se zřetelem na poměry rotace obou oběžných kol,[1].*

Toho lze dosáhnout změnou počtu lopatek oběžného kola, konkrétně jeho navýšením. Tím se dosáhne navýšení frekvence, se kterou se lopatky oběžných kol míjejí, čímž vznikne nestacionární tok při přechodu kapaliny z jednoho oběžného kola do druhého. Nestacionární tok způsobuje takové změny v proudových vláknech, že v kapalině vznikají setrvačné síly, které působí proti vlastním odstředivým silám. Díky tomu se zamezí ustálení střední rychlosti, která odpovídá frekvenci způsobené malým počtem lopatek. Důsledkem je zmenšení množství kapaliny v oběhu a tím i zmenšení přenášeného krouticího momentu, což je žádaný stav.

Tento systém se kombinuje se systémy zmíněnými dříve. Vybavit oběžná kola většími počty lopatek bude výhodné tehdy, pokud se má dosáhnout charakteristické křivky $\lambda-\eta$ s velkou tuhostí při malém skluzu a malým spojkovým číslem při skluzu velkém.

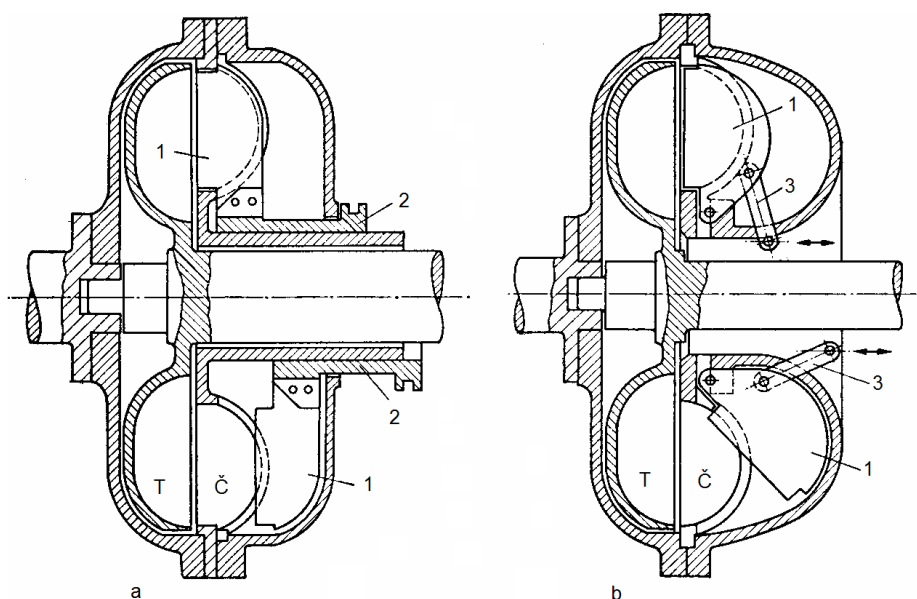
2.5.6 Hydrodynamická spojka se zasouvateľnými lopatkami

Další možností přizpůsobení tuhosti a spojkového čísla je konstrukce se zasouvateľnými lopatkami. Tento systém umožňuje rychlou změnu těchto parametrů, avšak má mnohem složitější konstrukci oproti předchozím metodám regulace. Nejvýraznější výhodou systému je možnost regulace v jakoukoliv dobu pomocí servořízení nebo ručně a systém tolik nepodléhá nahodilým vlivům, jako systémy, které se regulují již při návrhu. Jedná se o systém s aktivním řízením.

Samotná změna tuhosti a spojkového čísla se provádí změnou poloměrů r_i a r_e a zároveň se mění i velikost lopatkových stěn. Tím je ovlivněno i množství kapaliny, protože díky zmenšení odpovídajících rychlostí je do oběhu přivedeno menší vteřinové množství kapaliny.

Změny velikosti lopatkových stěn a změn průměrů se dosahuje vysunováním lopatek drážkami v tělese oběžného kola. Mezi oběžným kolem a skříní je prostor, kam se lopatky vysunují a zároveň slouží jako zásobní prostor pro kapalinu, čímž se zvýší tepelná kapacita.

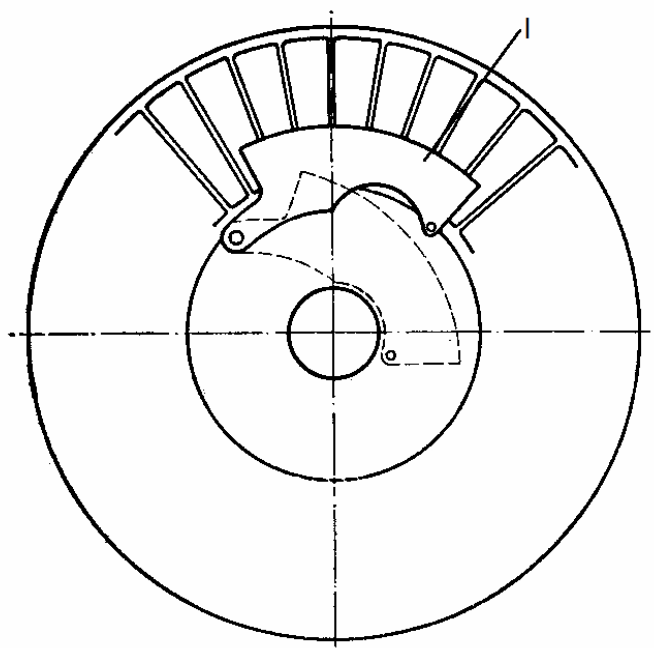
Lopatky se do oběžného kola zasunují nebo jsou do pracovního prostoru naklápěny. Při konstrukci s nasouváním (obr.12.a) jsou lopatky uchyceny na náboji, který je axiálně posuvný na náboji čerpadla a vsunují se podle potřeby do pracovního prostoru. Regulace se provádí z vnějšku. Naklápěcí lopatky (obr.12.b) jsou uchyceny otočně na náboji čerpadla. K odklápění slouží táhla, která jsou na jedné straně připojena k lopatce a na druhé k centrální posuvné objímce.



Obr.12. Proudová spojka s lopatkami a) vysouvateľnými a b) vyklápěnými[1]
 T – turbínové kolo; Č – čerpadlové kolo; 1 – lopatky; 2 – posuvné pouzdro s táhlem; 3 – táhla

2.5.7 Hydrodynamická spojka se škrcením clonou Iris

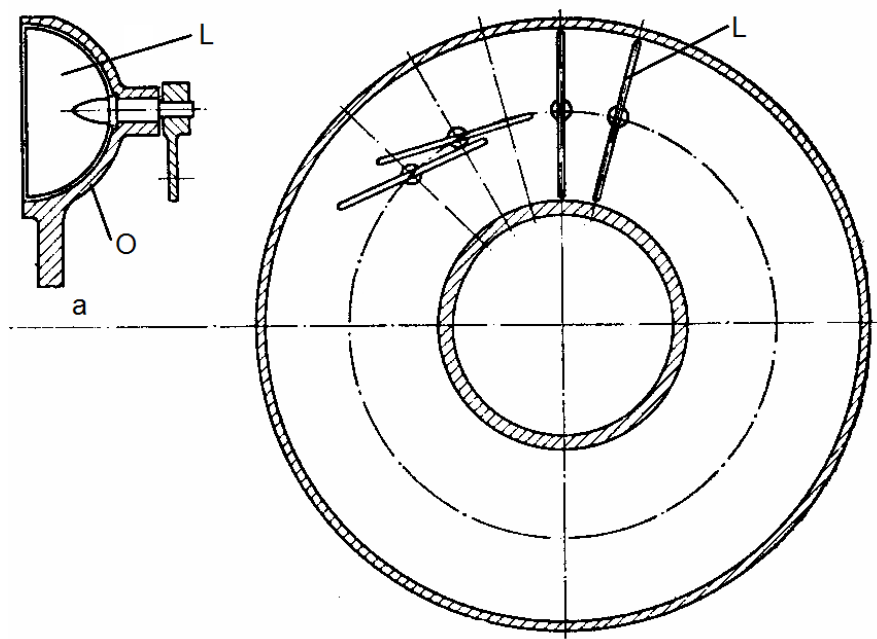
Nejsnazší způsob ovlivnění je úpravou proudu nějakou překážkou. Výše byl zmíněn systém s odrazovou deskou, u něhož je nevýhoda v nemožnosti úpravy tuhosti a spojkového čísla během provozu. Aby bylo možné regulovat proud při běhu spojky, musel se vytvořit systém, který by měl možnost měnit průměry mezikruhové desky. K tomu se využívá clona Iris nebo šoupátka, která se vsunují do mezery mezi oběžná kola. Změnou poloměru překážky změníme velikost průtočné plochy, tzn., ovlivníme množství kapaliny, které proteče z jednoho oběžného kola do druhého. Systém se řídí aktivně.



Obr.13. Proudová spojka s regulační spojkou Iris[1]
 I – clona Iris

2.5.8 Hydrodynamická spojka s natáčivými lopatkami

Nastavení tuhosti a spojkového čísla je možné také ovlivněním proudu změnou úhlu lopatek. Lopatky jsou v oběžném kole uloženy pohyblivě a je možné je pomocí ovládací páky natáčet. Tím se mění tvar kanálů a tím se bude snižovat přenos krouticího momentu. Ve chvíli, kdy lopatky na obou stranách k sobě přilehnou, vytvoří bariéru ve tvaru prstence a tím znemožní cirkulaci kapaliny a přenos krouticího momentu není možný. Tento systém také umožňuje aktivní řízení.



Obr.14. Hydrodynamická spojka s natáčivými lopatkami [1]

a) schéma uložení lopatky

L – natáčivé lopatky; O – oběžné kolo

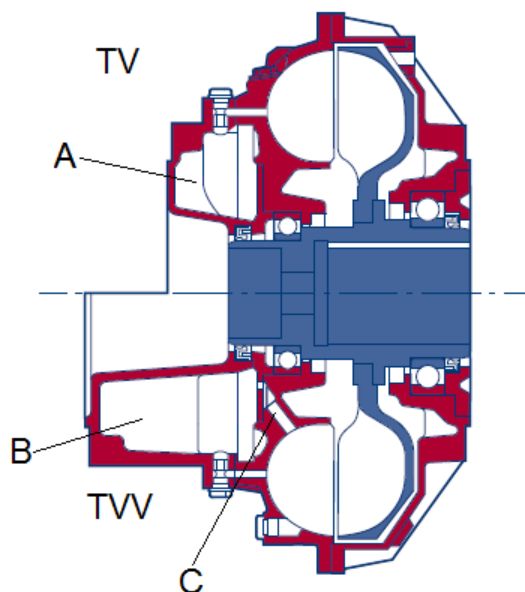
2.5.9 Hydrodynamická spojka se zpožďovací komorou

Tento systém obsahuje komoru připojenou k vnějšímu kolu. V klidovém stavu, kdy na kapalinu nepůsobí odstředivé síly, dochází k přetečení hydraulické kapaliny do zpožďovací komory, tím se omezí množství kapaliny v pracovním torusu. Díky takto omezenému množství pracovní kapaliny spojka při rozběhu přenáší pouze omezený krouticí moment. Ve chvíli, kdy se spojka rozběhne, dojde k přepouštění kapaliny ze zpožďovací komory do pracovního oběhu. Tím se dosáhne plynulého rozběhu stroje, (obr.15/TV).

Kapalina je přepouštěna přes ventily, jejichž nastavením lze ovlivnit rychlost převedení kapaliny ze zpožďovací komory do pracovního prostoru. Ventily mohou být nastaveny mechanicky nebo odstředivou silou.

Tento systém může být doplněn o hydraulické zpětné plnění, díky němuž se dosáhne ještě plynulejšího a jemnějšího rozběhu. Kapalina se vrací zpět do zpožďovací komory. Toto zpětné plnění se snižuje s rostoucími otáčkami výstupní hřídele, (obr.15/TVV).

Systém našel velké uplatnění u strojů s velkými setrvačnými hmotami. Je možné se s ním setkat v pásových dopravnících, drtičích, odstředivkách, válcovnách, atd.

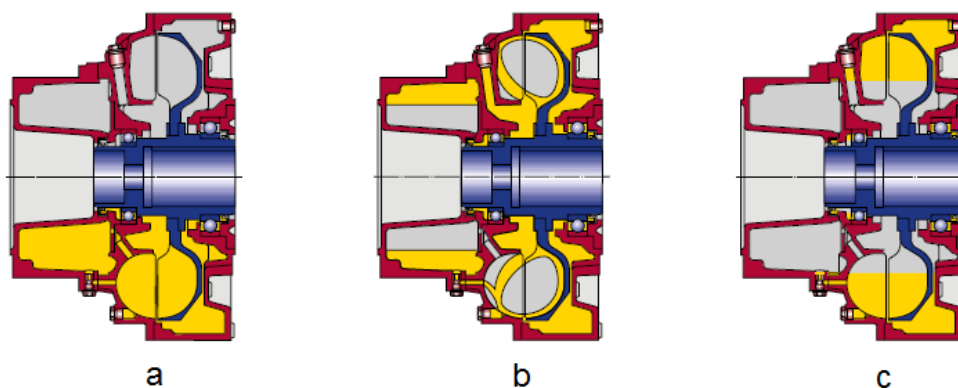


Obr.15. Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou [11]
 TV – se zpoždovací komorou; TVV – se zvětšenou zpoždovací komorou a se zpětným plněním; A - zpoždovací komora; B – zvětšená zpoždovací komora; C – kanály pro zpětné plnění

2.5.10 Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou a s vnější prstencovou nádrží

Tento systém vychází ze systému se zpoždovací komorou, kromě ní však obsahuje i prstencovou zásobní nádrž. Když je motor v klidu, část kapaliny se hromadí ve zpoždovací komoře, část ji však zůstává v pracovním torusu. Při rozběhu se vlivem odstředivé síly se zbytek kapaliny v pracovním torusu vytlačí do prstencové nádrže, která má takovou velikost, aby společně se zpoždovací komorou pojala celé množství pracovní kapaliny, čímž se dosáhne vyprázdnění pracovního torusu. Spojka tak při rozběhu přenáší tak malý moment, že je možné jej považovat za nulový.

Tento systém nalezl uplatnění u strojů s velkými odstředivými silami, pásových dopravníků a drtičů.

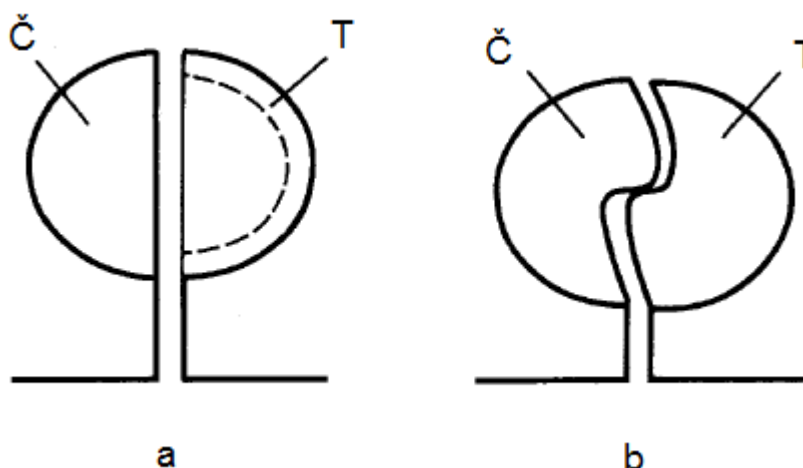


Obr.16. Hydrodynamická spojka se zpoždovací komorou doplněná o prstencovou zásobní nádrž (Voith TVVS)[12]

a) Klidový stav; b) rozběh – kapalina se přečerpává ze zpoždovací komory do pracovního torusu, odkud se přesune do prstencového zásobníku; c) pracovní stav

2.5.11 Hydrodynamická spojka s atypickými tvary oběžných kol

Systém, který využívá atypického tvaru oběžných kol, snadno ovlivňuje průběh krouticího momentu, je však náročnější na návrh a výrobu součástí. Úpravou tvaru oběžných kol nedojde k ovlivnění přenášeného krouticího momentu v oblasti nízkých skluzů. Avšak v oblasti skluzů vysokých, tzn. při rozběhu spojky, je krouticí moment mnohem nižší, než u spojky s obvyklým tvarem kol. V pevném bodě může být až dvojnásobně nižší.



Obr.17. Hydrodynamická spojka s atypickými tvary oběžných kol[4]

a) obvyklý tvar oběžných kol; b) atypický tvar oběžných kol; Č – čerpadlové kolo; T – turbínové kolo

2.6 Prostředky pro omezení ztrát v hydrodynamické spojkě

Bude-li mít hydrodynamická spojka skluz, vždy bude docházet i ke ztrátám. Jak bylo zmíněno výše, pracovní skluz je od 100% do 3-4%, tzn. i při jízdě maximální rychlostí se nepřenese celý výkon z motoru do převodovky. Proto je účelné využití dalších součástí, které zajistí nulový skluz a při tom spojka nepřijde o schopnost přenášet krouticí moment. K tomu se nejčastěji využívá mechanických třecích spojek. Dojde k odstranění skluzu a odstranění ztrát skluzem.

Dosáhnout účinnosti 100% je téměř nemožné, i když se povede odstranit ztráty v přenosu krouticího momentu, vždy dojde ke ztrátám díky odporu ložisek, ve kterých jsou uloženy hřídele, odporem vzduchu, který obtéká chladicí žebra a také v přidavných ovládacích obvodech, které spotřebovávají energii motoru.

2.6.1 Systém s přemostovací spojkou

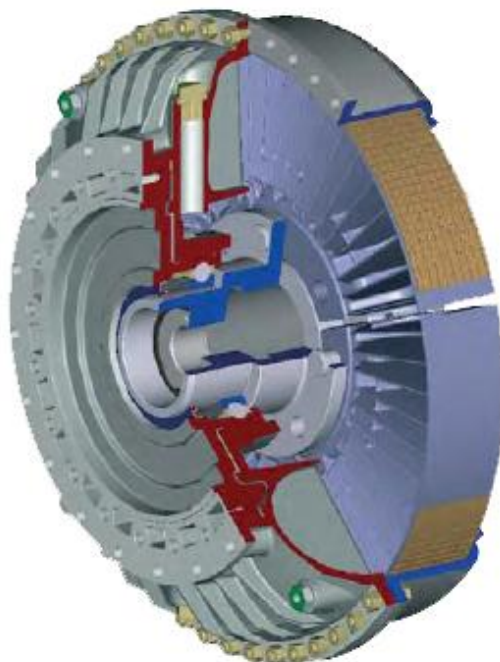
První systém využívá třecí lamelu uvnitř skříně měniče, která se ovládá elektromagnetickou cívkou z automatické převodovky. Při rozběhu se využívá hydrodynamické spojky, při dosažení pracovních otáček sepne třecí spojka, která dorovná otáčky turbínového a čerpadlového kola.

Třecí lamela je spojena s hřídelí převodovky pomocí drážkovaného spoje, při sepnutí přemostovací spojky je lamela přitlačena na stěnu skříně spojky, která je sešroubována s unášecím kotoučem motoru. Při jejím využití se mění mechanismus přenosu krouticího momentu z hydrodynamického na mechanický, tím se omezí ztráty. V provozu se využívá hlavně při zařazených vyšších převodových stupních.

2.6.2 Systém s odstředivou spojkou

Tento systém nese označení TurboSyn a patentován je firmou Voith. I zde se využívá třecí lamely k odstranění skluzu.

Čerpadlové kolo má obvyklou konstrukci, avšak turbínové prodělalo jisté změny. Celé kolo bylo rozděleno do několika segmentů, ty jsou k výstupní hřídeli přichyceny tak, že se mohou vlivem odstředivé síly radiálně vyklápět. Po obvodu turbínového kola je na každém segmentu umístěn třecí element. Se zvyšujícími se otáčkami kola se segmenty postupně vyklápějí, až dojde ke kontaktu třecího obložení se skříní spojky. V této chvíli dochází ke změně přenosu energie z hydrodynamické na mechanickou, jinými slovy, se zvyšujícími se otáčkami turbínového kola se zvyšuje podíl krouticího momentu přenášený třecí spojkou a podíl přenášený prouděním kapaliny klesá. Při převodovém poměru $i=1$ dochází k zániku hydrodynamických účinků kapaliny. Při poklesu otáček se třecí segmenty uzavřou a spojka opět pracuje v hydrodynamickém režimu.

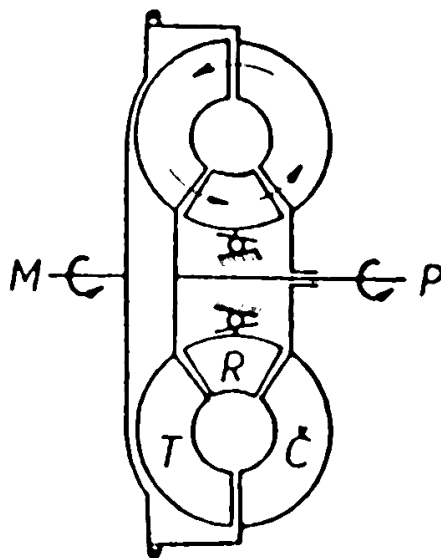


Obr.17. Hydrodynamická spojka TurboSyn [10]

3. Hydrodynamické měniče krouticího momentu

3.1 Základní popis konstrukce

Základní konstrukce hydrodynamického měniče krouticího momentu se výrazně neliší od konstrukce hydrodynamické spojky. Měnič je složen také z čerpadlového a turbínového kola, mezi ně je však vložen další člen, a to reaktor. Kolo reaktoru má za úkol měnit průběh proudových vláken tak, aby došlo k navýšení přenášeného krouticího momentu.



Obr. 18 Schéma hydrodynamického měniče [2]

T – turbínové kolo, Č – čerpadlové kolo, R – volnoběžně uložený reaktor, M – hřídel spojená s motorem, P – hřídel spojená s převodovkou

3.2 Popis funkce

Hydrodynamický měnič při provozu pracuje jako spojka i jako měnič krouticího momentu. O jeho činnosti rozhoduje pohyb reaktoru, který je ovlivňován proudem kapaliny.

Pokud kapalina proudí v měniči ve směru otáčení, reaktor se otáčí s čerpadlovým a turbínovým kolem společně. V této fázi funguje měnič jako hydrodynamická spojka, nedochází tedy ke změně krouticího momentu při přenosu.

V případě, že kapalina proudí reaktorem v opačném směru, než je směr otáčení, dojde k jeho zablokování na volnoběžce. K tomu dochází, pokud se turbínové kolo točí rychleji než čerpadlové. Proudová vlákna kapaliny při průchodu reaktorem mění směr tak, aby byl co nejpříznivější pro přenos krouticího momentu při vstupu do čerpadlového kola. Touto úpravou směru proudu dojde k navýšení krouticího momentu na čerpadlovém kole o moment, který zachytává reaktor.

$$M = M_0 \pm M_R \quad (9)$$

kde: M ... Výstupní moment
 M_0 ... Vstupní moment
 M_R ... reakční moment působící na reaktor

Reakční moment je moment, který působí na reaktor a je zachycován pevným rámem stroje. Znaménko $\pm$ u M_R se určuje podle smyslu působení momentu, pokud působí proti momentu turbínového kola, bude znaménko kladné, tzn., dojde k navýšení výsledného momentu.

Převodový poměr měniče se automaticky nastavuje v závislosti na zatížení výstupní hřídele turbínového kola. Přechod mezi jednotlivými převodovými poměry je plynulý, díky tomu je možné považovat hydrodynamický měnič za automatickou hydraulickou převodovku s neomezeným počtem převodových stupňů.

Převodový poměr i a skluz e jsou stejně jako u hydrodynamické spojky definovány pomocí rovnic (1) a (2).

Účinnost je vyjádřena poměrem výstupního ke vstupnímu výkonu.

$$\eta = \frac{P}{P_0} = \frac{M \cdot n}{M_0 \cdot n_0} \quad (10)$$

kde: P ... výstupní výkon (výkon na turbínovém kole)
 P_0 ... vstupní výkon (výkon na čerpadlovém kole)
 M ... výstupní krouticí moment (krouticí moment na turbínovém kole)
 M_0 ... vstupní krouticí moment (moment na čerpadlovém kole)

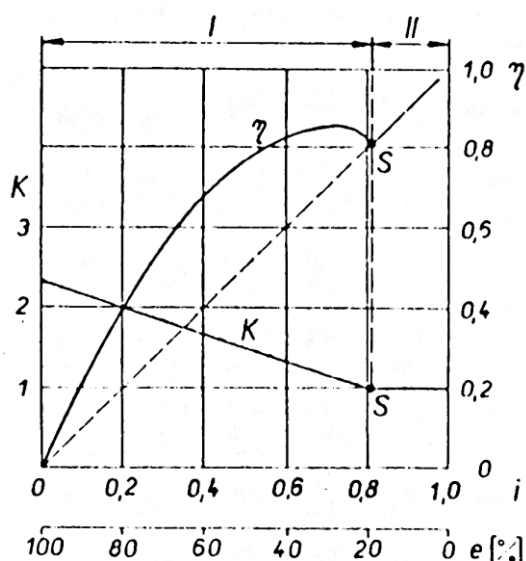
U proudového měniče rozeznáváme 4 význačné provozní stavy:

1. *Provozní stav $i=1$; $M=M_0$; $M_R=0$.
Na rozvaděč nepůsobí akční moment. Poměr krouticích momentů $M/M_0=1$*
2. *Provozní stav $i<1$; $M>M_0$; $M_R=\text{negativní}$.
Na rozvaděč působí negativní akční moment, rozvaděč má snahu se roztočit v opačném smyslu, než se otáčí turbína; tomu je však zabráněno pevným spojením se základem stroje. Proudový měnič přenáší krouticí moment v poměru $M/M_0>1$.*
3. *Provozní stav $i>1$; $M<M_0$; $M_R=\text{pozitivní}$.
Na rozvaděč působí pozitivní akční moment, rozvaděč má snahu se otáčet ve smyslu otáčení turbínového kola. Rotace je zabráněno pevným spojením se základem stroje. Proudový měnič přenáší moment v poměru $M/M_0<1$.*
4. *Provozní stav $i>1$; $M=M_0$; $M_R=0$.
Rozvaděč je uložen na volnoběžce Trilok (tento systém bude vysvětlen dále). Na rozvaděč působí pozitivní akční moment, který jej uvádí do rotace ve stejném smyslu, jakým se otáčí turbínové kolo. Rozvaděč s turbínou se pak otáčeji stejně přibližně se stejným počtem otáček. Proudový měnič pracuje jako proudová spojka, krouticí moment se přenáší v poměru $M/M_0=1$. [1]*

Převodem hydrodynamického měniče krouticího momentu K je nazýván poměr výstupního a vstupního krouticího momentu (11). Vyjadřuje míru zvýšení momentu na turbínovém kole vůči momentu na kole čerpadlovém.

$$K = \frac{M}{M_0} \quad (11)$$

Skutečnost, že měnič pracuje jako spojka i jako měnič krouticího momentu je zachycena na obr.19, který znázorňuje závislost převodu K na účinnosti η , případně na skluzu e .



Obr.19. Závislost převodu K a účinnosti η hydrodynamického měniče [2]
 I – pracovní oblast měniče; II – pracovní oblast spojky; S – bod roztočení reaktoru

Při provozu vozidla, které se pohybuje maximální rychlostí, je skluz nejmenší, měnič pracuje ve fázi spojky a v diagramu se tento stav nachází u pravého okraje. V případě zvýšení jízdních odporů začne vozidlo zpomalovat, turbínové kolo se začne zpomalovat a skluz se zvýší, měnič se však stále chová jako spojka, dokud skluz nedosáhne určité hodnoty, která je v diagramu vyznačena bodem S, který se nazývá *spojkový bod*, kdy proud kapaliny je již tak ovlivněn rozdílnými otáčkami turbínového a čerpadlového kola, že se reaktor přestane otáčet spolu s oběžnými koly a zastaví se. Měnič začíná pracovat jako měnič krouticího momentu a moment na turbínovém kole se zvyšuje. Plynule se zvyšuje i převod. Účinnost se nejprve zvyšuje a po dosažení maxima mírně klesá. Pokud dojde ke zvýšení skluzu na 100%, při zastavení vlivem jízdních odporů, dosáhne převod i krouticí moment na turbínovém kole své maximální hodnoty, cirkulace kapaliny bude maximální a veškerý výkon motoru se přemění na teplo.

Stejně jako u hydrodynamické spojky je výkon měniče nejvíce ovlivňován efektivním průměrem d_e , ten je možné spočítat podle vztahu (12).

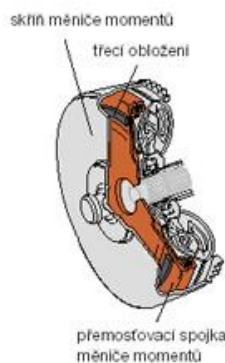
$$d_e = \sqrt[5]{\frac{M}{\rho \cdot \omega_0^2 \lambda_1}} \quad (12)$$

kde: M ... přenášený moment
 ρ ... hustota pracovní kapaliny
 ω_0 ... úhlová rychlost čerpadlového kola
 λ_1 ... charakteristika hydrodynamického měniče krouticího momentu

Efektivní průměr by bylo výhodné počítat při hodnotě $\lambda_1 \cdot \rho$, která odpovídá maximální účinnosti měniče před spojkovým bodem. Při tomto postupu však nemusí být měnič schopen pracovat ve fázi spojky, proto je účelné pro výpočet využít hodnot

z oblasti spojky. Obecně platí, že se měnič navrhuje pro provozní oblast vozidlem nejvíce využívanou.

Celková účinnost měniče krouticího momentu se pohybuje okolo hodnoty 85%-92%, což znamená značné ztráty a zvýšení spotřeby paliva. Proto jsou moderní měniče vybaveny přemosťovací spojkou. Funkce je stejná jako u hydrodynamické spojky. Akcelerace vozidla s hydrodynamickým měničem s přemosťovací spojkou je v porovnání s použitím rozšířenější třecí mechanické spojky vyšší.



Obr.20. Hydrodynamický měnič krouticího momentu s přemosťovací spojkou [6]

V dnešní době se hydrodynamický měnič využívá hlavně v kombinaci s automatickou převodovkou. Při rozjezdu nabízí zvýšení krouticího momentu až v poměru 1:3, tzn. krouticí moment na výstupní hřídeli je 3krát větší než na vstupní. Běžně se doplňuje o přemosťovací spojku. K udržení komfortu jízdy, který měnič díky tlumení kmitů nabízí a díky přemosťovací spojce o tuto vlastnost přichází, se do systému řadí turbínový torzní tlumič nebo se přemosťovací spojka nesepe úplně.

Mezi hlavní výhody hydraulického měniče patří automatická a plynulá změna přenášeného krouticího momentu a výstupních otáček v závislosti na jízdních odporech. Díky tomu je možná pozvolná a plynulá změna velikosti krouticího momentu přeneseného na kola a rychlosti pod zatížením bez výrazné změny zatížení motoru. Další výhodou je měkké rozjíždění vozidla z klidu. Při použití měniče se zvyšuje životnost převodovky, protože měnič má schopnost tlumit nežádoucí rázy a vibrace od motoru.

Hydrodynamický měnič má samozřejmě také některé nevýhody, jako malou účinnost nebo nutnost chlazení pracovní kapaliny.



Obr.21. Řez skutečným hydrodynamickým měničem krouticího momentu [7]

3.3 Prostředky vedoucí k zlepšení účinnosti a k rozšíření hospodárního provozního rozsahu proudového měniče.

V hydrodynamickém měniči je hlavní příčinou ztrát hydraulický ráz. Pokud měnič funguje skutečně jako měnič, tedy dochází k navyšování krouticího momentu, je ráz větší, protože se oběžná kola a kolo reaktoru netočí synchronně.

Ke snížení rázu dochází úpravou proudu, např. využitím natočení lopatek, nebo aspoň jejich částí, do proudu kapaliny, umožněním rotace reaktoru, pokud jsou k tomu vhodné podmínky, atd.

3.3.1 Uložení kola reaktoru na volnoběžce Trilok

Účinnost, které dosahuje hydrodynamický měnič, se pohybuje v rozmezí 85-90%. Maximum hydrodynamické spojky je až 97%, což je pro provoz značně výhodnější. Proto je účelné rozdělit pracovní oblast měniče na oblast „spojky“ a „měniče“. Zvýšení efektivity přenosu krouticího momentu spočívá ve vhodné úpravě reaktoru. Nejohodnocenější a nejpřirozenější prostředek je uložení kola reaktoru na volnoběžku Trilok.

Volnoběžka Trilok umožňuje volnou rotaci reaktoru společně s kapalinou, v případě, že se změní moment, který na reaktor působí. Měnič potom funguje jako hydrodynamická spojka.

3.3.2 Systém s více elementy pracovního torusu

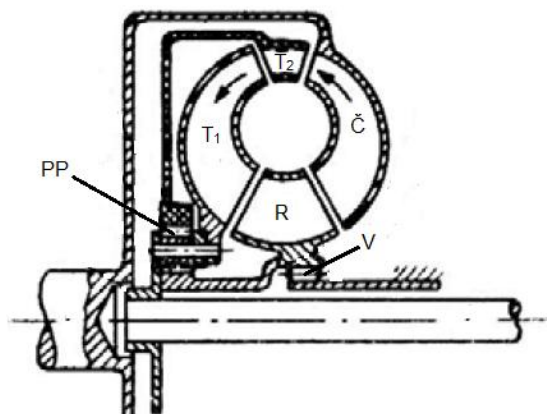
Při průtoku kapaliny pracovním torusem dochází při přechodu mezi oběžnými koly k hydraulickým rázům, ty způsobují největší ztráty v měniči. Ztráty jsou nejnižší, pokud jsou si úhly lopatek oběžných kol co nejpodobnější. Pro odstranění ztrát rázem by bylo nutné, aby se úhel lopatek stále a automaticky přizpůsoboval provozním poměrům tak, aby kapalina přestupovala z jednoho kola do druhého bez rázu.

Omezení rázu je možné za předpokladu zvýšení mechanické složitosti systému, avšak s rostoucí složitostí klesá stupeň spolehlivosti provozu. Nejsnazším řešením je vložení dalšího členu do systému, konkrétně vložení dalšího oběžného kola mezi čerpadlo a turbínu. Toto kolo je uloženo pomocí vazby ozubených kol, nebo je unášeno kapalinou. Mezi čerpadlovým, přidaným a turbínovým kolem vznikají rozdíly počtu otáček. Tím není rozdíl rychlostí rotací dvou sousedních kol tak velký. Celkový ráz je v porovnání se systémem bez středního kola stejný, avšak je rozdělen do dvou částí, čímž dochází ke snížení celkové ztráty.

Přidáním dalších přídatných kol dojde ještě k výraznějšímu omezení ztrát. *Tato skutečnost se stala východiskem pro různé návrhy řešení. Některá z nich byla vyzkoušena a měla v praxi použitelné výsledky. Navržené systémy se nejčastěji omezují na zařazení jednoho, nejvýše dvou obíhajících kol mezi původní oběžná kola měniče. Vložená kola a oběžná kola jsou navzájem spojena pevnou vazbou, anebo jsou vložená kola uložena volnoběžně na rozváděcí kolo, na turbínu nebo na čerpadlo jen s jedním smyslem otáčení, [1].*

První typ, tedy vložené kolo spojené pevnou vazbou, využíval měnič „Dynaflow“. Systém využívala automobilka Buick v roce 1953. Měnič měl dvě turbíny, které byly navzájem spojeny pevnou vazbou zprostředkovanou planetovým převodem. Ten zajišťoval, že se obě turbíny otáčely společně a v určitém poměru otáček. Turbína T_1 , ze které přecházel proud kapaliny do reaktoru, měla vždy nižší

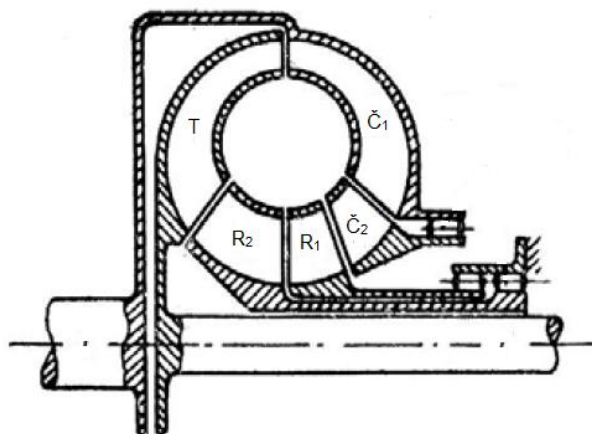
otáčky, než turbína T_2 . Rázové účinky se pak rozdělují mezi obě turbíny a reaktorové kolo. Celková ztráta rázem je tím snížena.



Obr.22. Hydrodynamický měnič s dvěma turbínami, které jsou spolu spřaženy s pevným převodovým poměrem prostřednictvím planetového soukolí [1]

R – reaktor; T_1 – primární turbína; T_2 – sekundární turbína; Č – čerpadlo; V – volnoběžka; PP – planetový převod

Automobilka General Motors v roce 1948 využila uložení přídavných kol bez pevné vazby s využitím volnoběžek. Čerpadlo i rozváděcí kolo bylo každé rozděleno do dvou elementů. Sekundární element čerpadlového kola byl s primárním spojen přes volnoběžku a také sekundární element reaktoru byl spojen pomocí volnoběžky s rámem stroje. *Překročí-li poměr počtu otáček mezi turbínou a čerpadlem určitou mez a směr proudu kapaliny mezi těmito uvažovanými elementy se obrátí, jsou tyto elementy unášeny kapalinným proudem a mohou se přitom volně otáčet*, [1]. Jejich otáčky se ustálí na středních otáčkách a díky tomu dojde k rozdělení rázových účinků.



Obr.23. Hydrodynamický měnič s dvoustupňovým čerpadlem a dvoustupňovým reaktorem[1]

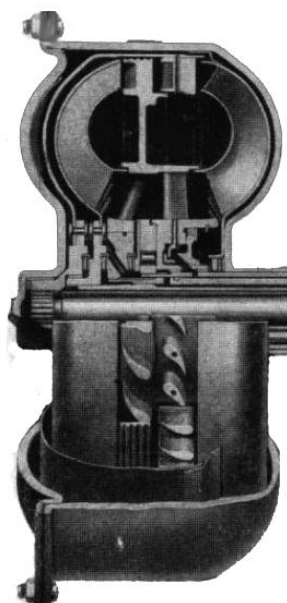
T – turbína; Č₁ – primární čerpadlo; Č₂ – sekundární čerpadlo; R₁ – primární reaktor; R₂ – sekundární reaktor

3.3.3 Hydrodynamický měnič s natáčivými lopatkami

Omezení rázu a jím způsobených ztrát lze dosáhnout vhodným natočením lopatek. Při návrhu měniče s pevně uloženými lopatkami by bylo vhodné uvažovat úhel lopatek pro pracovní stav, který je pro aplikaci měniče nejběžnější. Tento stav ale nemusí být vhodný pro ostatní pracovní rozsahy měniče. Např. měnič, který bude mít lopatky nastaveny pro provoz při minimálním skluzu, bude při něm mít malé ztráty a dobrou účinnost, ale při rozběhu se ztráty navýší tak, že by rozběh nemusel být možný. Z tohoto důvodu se vždy hledá nějaký kompromis a měnič tak pracuje s vyššími ztrátami.

Tento problém je možné vyřešit možností změny úhlu lopatek při provozu. Lopatky nejsou uloženy pevně, ale jsou opatřeny čepem, díky kterému se mohou v pracovním torusu natáčet. Všechny lopatky se musí natáčet se stejným úhlem a současně, k tomu je nutné vytvořit složitý seřizovací systém. Nevýhodou systému je jeho značná složitost a tedy i větší možnost havárie stroje.

Prakticky byl systém využit u převodovek Turboglide montovaných firmou Chevrolet. Hydrodynamický měnič v převodovce disponoval pěti hydraulickými elementy: jeden reaktor, jedno čerpadlové kolo a tři turbínová kola. Natáčivé lopatky byly v kole reaktoru. Jejich natáčení však nebylo kontinuální, jejich přestavení bylo pouze ve dvou pevných extrémních polohách. Úhly nastavení byly optimální jednou pro provoz v pevném bodě, kdy docházelo ke značnému navýšení krouticího momentu, a podruhé při běžných provozních podmínkách.



Obr.23. Hydrodynamický měnič převodovky Turboglide koncernu General Motors s natáčivými lopatkami reaktoru [1]

3.3.4 Hydrodynamický měnič s přemostovací spojkou

V dnešní době se často využívá systému, kdy je hydrodynamický měnič doplněn o třecí spojkou, která se nazývá přemostovací. Jedná se o suchou nebo

mokrou třecí spojku, která sepne ve chvíli, kdy hydrodynamický měnič dosáhne svého minimálního skluzu, tím dojde k synchronizaci rotací oběžných kol a skluz je odstraněn, tím dojde k odstranění ztrát, které byly způsobeny prouděním kapaliny.

Systém je založen na přemosťovací spojce používané u hydrodynamické spojky. Řídící jednotka automatické převodovky dá měniči signál pro sepnutí mechanické třecí lamely. K tomu dochází pomocí změny polohy ventilu hydraulického čerpadla měniče, které poté načerpá kapalinu do ovládacího prostoru třecí lamely, vzniklý tlak způsobí přitlačení třecího obložení na skříň měniče. Tím se změní mechanismus přenosu krouticího momentu z hydraulického na mechanický.

Obliba tohoto systému spočívá v jeho jednoduchosti. Do vozidel je montován spolu s automatickou převodovkou. Jeho výhoda je v zachování plynulosti rozjezdu z klidu i při řazení převodových stupňů. Hydrodynamický měnič dokáže zvýšit krouticí moment, díky přemosťovací spojce dochází k výraznému omezení ztrát a tím i snížení provozních nákladů.

4. Hydraulické kapaliny

Pracovní látkou, která zprostředkovává přenos energie v hydrodynamických spojkách a měničích je *hydraulická kapalina* (hydraulický olej). U některých pohyblivých částí strojů zastává i funkci maziva. Správný výběr kapalin je velice důležitý pro bezproblémovou funkci stroje, proto se klade velký důraz na její vlastnosti, např. čistota, agresivnost, jedovatost, výbušnost a také fyzikální vlastnosti kapaliny.

Kapalina by měla mít co nejmenší *stlačitelnost*, protože při jejím stlačování dochází ke zvýšení vnitřní energie, což se projevuje zvýšením teploty. Teplota kapaliny se při činnosti stroje zvyšuje vlivem tření kapaliny o části stroje i třením mezi částicemi kapaliny samotné, proto není žádoucí, aby docházelo k dalšímu zvyšování teploty vlivem stlačování. Stlačitelnost kapaliny závisí hlavně na tlaku a teplotě. Také je ovlivněna množstvím plynu rozptýleného v kapalině ve formě bublinek, plyny mají totiž z tekutin nejvyšší stlačitelnost. Stlačitelnost se vyjadřuje *součinitelem objemové stlačitelnosti* β . Změnu objemu v závislosti na změně tlaku vyjádříme rovnicí (13):

$$\frac{dV}{dp} = -\beta \cdot V \quad (13)$$

kde: dV ... změna objemu
 dp ... změna tlaku
 V ... původní objem
 β ... součinitel objemové roztažnosti

Dalším důležitým parametrem je *hustota* kapaliny. Příliš „hustá“ nebo naopak příliš „řidká“ kapalina by nedokázala správně přenést energii, docházelo by ke zvyšování ztrát. Hustota se výrazně nemění vlivem stlačitelnosti, avšak vlivem zahřívání dochází ke zvýšení objemu a tím snížení hustoty. Z tohoto důvodu je důležité při výběru kapaliny volit takovou, která bude mít potřebné vlastnosti při provozní teplotě stroje. Při rozběhu stroje, kdy je kapalina chladná, není dobré stroj plně zatěžovat, aby nedošlo k jeho poškození např. nedostatečným mazáním způsobeným příliš hustou kapalinou.

Při návrhu stroje je nutné počítat se zvýšením objemu kapaliny, tedy ponechat dostatečný prostor pro kapalinu nebo navrhnout stroj dostatečně robustní, aby byl schopen vydržet zvýšení tlaku při zvětšeném objemu v uzavřeném prostoru. Objem kapaliny při konkrétní teplotě zjistíme podle vztahu (14):

$$V = V_0[1 + \alpha(t - t_0)] \quad (14)$$

kde: V ... objem kapaliny při teplotě t
 V_0 ... objem téže kapaliny při teplotě t_0
 α ... teplotní součinitel objemové roztažnosti kapaliny
 t ... teplota, pro niž zjišťujeme objem V
 t_0 ... teplota, při níž je známa velikost objemu V_0

Odpor při tečení kapaliny je dán její *viskozitou*. Je způsoben posuvem vrstev kapaliny vůči sobě z důvodu jejich rozdílných rychlostí. Rozlišujeme viskozitu

dynamickou μ a kinematickou ν . Kinematická viskozita je podílem dynamické viskozity a hustoty kapaliny:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (15)$$

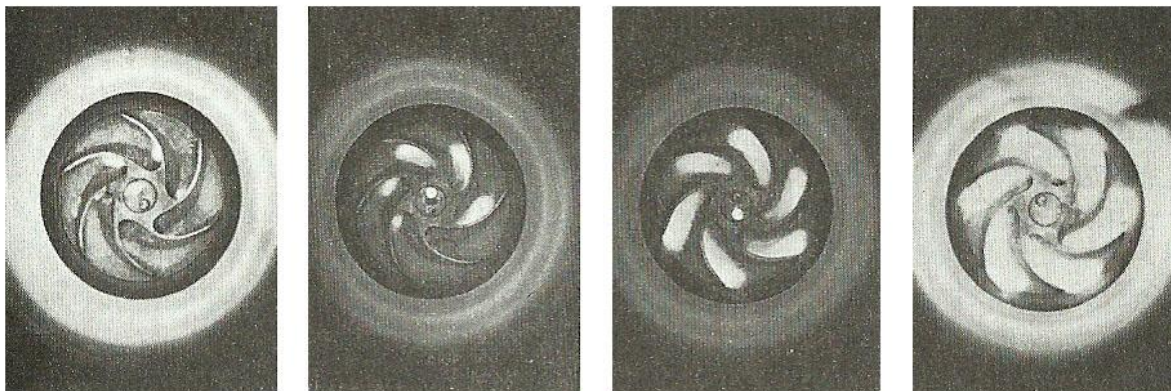
kde: ν ... kinematická viskozita
 μ ... dynamická viskozita
 ρ ... hustota kapaliny

Viskozita je závislá na teplotě a tlaku, při zvýšení teploty nebo snížení tlaku klesá. U strojů pracujících s oleji je důležitý vliv teploty na viskozitu, protože při nízkých teplotách, např. při rozběhu stroje, je provoz energeticky náročnější, naopak při vysokých teplotách může dojít ke snížení mazací schopnosti oleje nebo k prosakování oleje ze stroje. Vhodnými aditivami je možné ovlivnit závislost viskozity na teplotě. Viskozita se projevuje hlavně při obtékání těles a je příčinou hydraulických ztrát při proudění kapaliny potrubím a průtočnými prostory, proto ovlivňuje více účinnost strojů hydrodynamických než hydrostatických.

Se zvyšováním teploty kapaliny při provozu stroje souvisí *tepelná kapacita kapaliny*. Jde o schopnost přijímat nebo vydávat teplo kapalinou. Největší význam má, pokud dochází ke zvýšení teploty kapaliny vlivem disipace energie. K největšímu zvýšení teploty dochází, pracuje-li stroj jako hydraulická brzda.

Každá molekula je v kapalině obklopena stejnými molekulami, jejich přitažlivé síly se tím vyrovnávají. Na rozhraní látek, např. na hladině, se přitažlivé síly vyrovnávají pouze ze strany směrem do kapaliny, z druhé strany není silové působení vyrušeno. Přitažlivé síly však působí pouze na velmi krátkou vzdálenost, proto se projeví pouze v tenké vrstvě na povrchu kapaliny, tato vrstva se nazývá *povrchové napětí kapaliny*. Díky němu se kapalina snaží mít co nejmenší povrch, proto se tvoří kapky ve tvaru koule, tvoří se paprsek kapaliny při výtoku z trysky a plyn v kapalině tvoří bubliny opět ve tvaru koule.

Se zvyšujícími se nároky na hydraulické stroje se zvyšují i rychlosti pohybu jejich součástí v kapalině, současně se však zvyšuje i *kavitace*. Jedná se o vznik, růst a rychlý zánik bublin v kapalině. Kavítace se projevuje mechanicky, chemicky, tepelně, elektrochemicky, termoelektricky a piezoelektricky. Na stroj má největší vliv účinek mechanický. Bubliny se nejčastěji tvoří místním snížením tlaku v kapalině na hodnotu nižší, než je hodnota tlaku nasycených par kapaliny. Výskyt takovýchto bublin je nestabilní a při zvýšení tlaku implodují za vzniku rázové vlny s destruktivními účinky pro své okolí. Na obr.24 je zachycen vývoj kavitační oblasti v oběžném kole odstředivého čerpadla, zleva doprava se zvyšuje rychlost otáčení kola.



*Obr.24. Stroboskopické fotografie kavitační oblasti v oběžném kole
odstředivého čerpadla [8]
Vrůst intenzity kavitace zleva doprava*

U hydrodynamických strojů se nejčastěji vyskytuje *hydrodynamická kavitace*, která vzniká při proudění kapaliny kanály nebo při obtékání lopatkových profilů. Projevuje se zvýšenou hlučností a vibracemi stroje, snížením parametrů čerpadel a turbín a hlavně poškozováním povrchů součástí. Aby mohla vzniknout kavitační bublina, je nutné překročit poměrně velké mezimolekulární přitažlivé síly kapaliny. Pokud se však v kapalině vyskytují nečistoty nebo rozpuštěné plyny, je její vznik snazší, proto je důležité dbát na čistotu pracovního média.

Hydraulické kapaliny určené pro užití v hydrodynamických spojkách a měničích mají určené vlastnosti. Jejich viskozita při 40°C se pohybuje kolem hodnoty $32\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$. Hustota je nižší než u vody a nabývá hodnot kolem $850\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Bod tuhnutí se nachází přibližně v -30°C a zápalná teplota je kolem 200°C, tím je zaručen dostatečný teplotní rozsah pro provoz.

Oleje použitelné do hydrodynamických spojek a měničů je možné využít v průmyslové aplikaci jako hydraulickou kapalinu výkonnostní třídy HM. Jejich výrobou se zabývá mnoho firem pracujících v oboru tribologie, např. Total, Mogul, atd. Každý výrobce spojek a měničů má jiné nároky na hydraulickou kapalinu, má pro ni vlastní specifikaci, např. Total Azolla VTR 32 nese specifikaci firmy Voith pro použití v jejich spojkách a převodových soukolích.

5. Hydromechanické převodovky

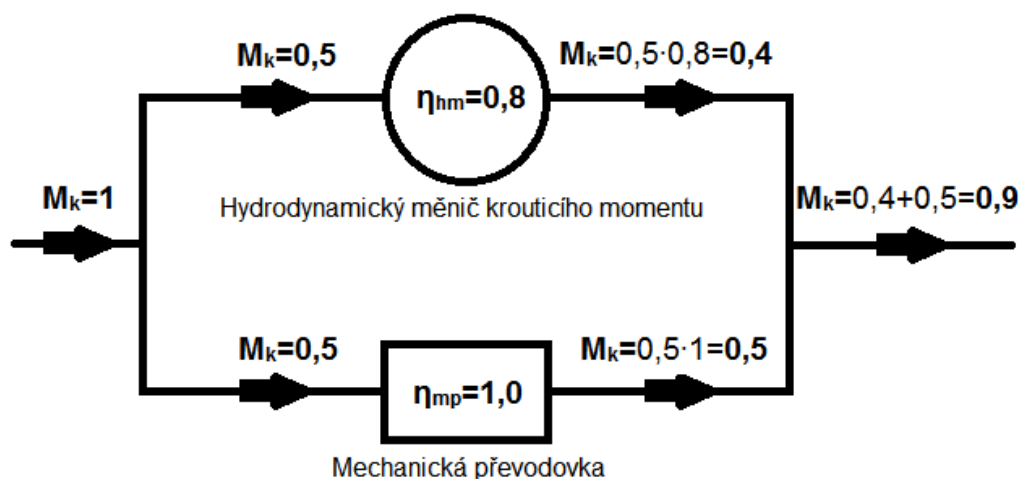
Při provozu vozidla dochází k nejrůznějším druhům zatížení motoru. Od rozjezdu z klidu, přes jízdu stálou rychlostí až po zdolávání nejrůznějších překážek. Hydrodynamická spojka ani měnič však není schopna nabídnout takové rozmezí převodových stupňů, aby pokryly celé spektrum provozních situací, proto se kombinují s mechanickou převodovkou. Kombinace těchto převodových systémů se nazývá *hydromechanická převodovka*.

Existují dvě možnosti montáže celého systému, sériová a paralelní. Při sériové montáži jsou hydrodynamický převod a mechanická převodovka za sebou. Výkon prochází postupně přes mechanickou a hydraulickou část převodovky na výstupní hřídel. Při tomto řazení se ztráty celého systému postupně zvětšují.

Při paralelní montáži jsou oba převody vedle sebe. Výkon se může rozdělovat do dvou větví nebo vzniknou dva samostatné toky výkonů, skutečný a jalový (cirkulující).

Rozlišujeme dvě skupiny převodovek s dělením výkonu motoru: s vnějším a s vnitřním rozdělením toku výkonu. Při vnějším rozdělení toku se výkon dělí mimo hydrodynamický měnič, prochází oběma větvemi převodovky a sčítají se na výstupní hřídeli. Při vnitřním rozdělení toku se výkon dělí v hydrodynamickém měniči, a to buď pomocí turbínového a reaktorového kola nebo pomocí dvou oddělených turbínových kol, kdy se výkon na výstupní hřídeli skládá pomocí planetových převodů.

Větší uplatnění našly převodovky s vnějším rozdělením výkonu.



Obr.25. Schéma rozdělení toku výkonu v hydromechanické převodovce

η_{mp} – účinnost mechanické převodovky, η_{hm} – účinnost hydrodynamického měniče kroutcího momentu,
 M_k – kroutcí moment

Na obr.25. je schematické znázornění hydromechanické převodovky s paralelním řazením komponentů a znázorněním dělení kroutcího momentu M_k v převodovce. Kroutcí moment vstupující do převodovky je rovnoměrně rozdělen mezi větev s hydrodynamickým měničem a větev s mechanickým převodem. Průchodem oběma dílčími převody dojde ke ztrátě kroutcího momentu v důsledku

vnitřních ztrát. Účinnost hydrodynamického měniče je menší než účinnost mechanického převodu, která se blíží 100%. Na výstupní hřídeli dochází ke sčítání obou krouticích momentů. K tomu se využívá planetových převodů.

Celková účinnost hydromechanické převodovky η_{hp} se určí podle vztahu (16). S přihlédnutím k obr.25 je patrné, že celkovou účinnost je možné zvýšit pouze zvýšením účinnosti hydrodynamického měniče, na kterém dochází k největším ztrátám, a protože účinnost mechanického převodu se blíží 100%.

$$\eta_{hp} = \frac{W_{hm} + W_{mp}}{W_0} \quad (16)$$

kde: η_{hp} ... celková účinnost hydromechanické převodovky
 W_{hm} ... výkon na výstupu z hydrodynamického měniče
 W_{mp} ... výkon na výstupu z mechanického převodu
 W_0 ... vstupní výkon

Krouticí moment přenesený hydrodynamickým měničem M_{hm} určíme:

$$M_{hm} = \alpha_1 \cdot K_{hm,max} \cdot M_0 \quad (17)$$

kde: M_{hm} ... krouticí moment přenášený hydrodynamický měničem
 α_1 ... část celkového krouticího momentu, která prochází měničem
 K_{hm} ... maximální převod hydrodynamického měniče
 M_0 ... vstupní krouticí moment

Krouticí moment přenesený mechanickým převodem M_{mp} se určí:

$$M_{mp} = (1 - \alpha_1) \cdot M_0 \quad (18)$$

kde: M_{mp} ... krouticí moment přenášený mechanickým převodem

Krouticí moment z obou větví se na výstupní hřídeli sčítá:

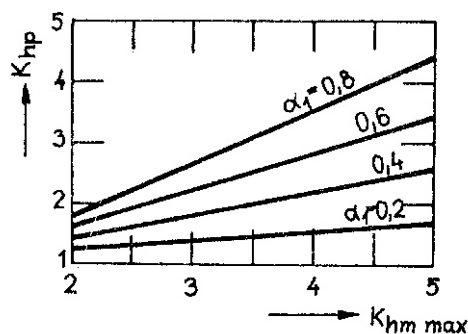
$$M = M_{hm} + M_{mp} = M_0 \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (K_{hm,max} - 1)] \quad (19)$$

Převod hydromechanické převodovky K_{hp} určíme jako poměr výstupního a vstupního krouticího momentu:

$$K_{hp} = \frac{M}{M_0} = \alpha_1 \cdot (K_{hm,max} - 1) + 1 \quad (20)$$

kde: K_{hp} ... převod hydromechanické převodovky

Obr.26 znázorňuje závislost převodu hydromechanické převodovky na maximálním převodu hydrodynamického měniče a na části krouticího momentu, která měničem prochází.



Obr.26. Závislost převodu hydromechanické převodovky na maximálním převodu hydrodynamického měniče a na části krouticího momentu měničem procházející [2]

Převod hydromechanické převodovky se zvětšuje s rostoucím maximálním převodem hydrodynamického měniče a s rostoucí částí krouticího momentu měničem procházející, jak vyplývá z obr.26. Čím méně krouticího momentu je přivedeno na hydrodynamický měnič, tím je celkový převod převodovky menší. Avšak s rostoucím využitím měniče klesá celková účinnost soustavy.

Pro rozdělení krouticího momentu do dvou větví nebo naopak jeho sloučení do jedné se používají diferenciály. Rozlišujeme slučovací a rozdělovací diferenciály a obvykle bývají konstruovány jako jednoduché planetové převody.

Mezi výhody hydromechanických převodovek s rozdělením toku krouticího momentu oproti převodovkám s jedním tokem patří: vyšší účinnost, menší rozměry měniče krouticího momentu, větší zatížitelnost převodovky při použití měniče stejného průměru. Mezi hlavní nevýhody patří: složitější konstrukce, snížená schopnost tlumení rázů, doplňkové ztráty v mechanické části převodovky (diferenciály).

5.1 Větvení výkonu pomocí systému TM

V roce 1938 navrhl Föttinger novou cestu k přenosu výkonu prostřednictvím proudových spojek a měničů, jejíž hlavní předností měli být menší stavební rozměry zařízení, a tím úspora místa a váhy. U proudových měničů mělo být s tím spojeno i zlepšení účinnosti a příznivé zplošťování průběhů křivek účinnosti.

U tohoto nového systému s planetovým soukolím se výkon rozvětňuje tak, že jeho část se přenáší na výstupní hřídel přímo, tj. mechanickou cestou planetovým soukolím (s větší účinností), kdežto zbývající část výkonu se přenáší hydrodynamicky proudovým měničem (s hydraulickou účinností) na též hřídel. Se zřetelem k této turbo-mechanické kombinaci byla soustava Föttingerem pojmenována „systém TM“, [1].

Výkon jdoucí z motoru se tedy dělí v planetovém převodu, díky němuž má čerpadlové kolo (platí pro spojku i měnič) vyšší otáčky než jsou otáčky motoru a díky dělení přenáší menší výkon než u systému přímého. Z této skutečnosti a s přihlédnutím ke vztahu (5), z něhož je patrné, že přenášený výkon závisí pátou mocninou na efektivním průměru oběžných kol, vyplývá, že je možné použít mnohem menší oběžná kola a tím celý systém zmenšit a odlehčit.

Použitelnost systému TM však není výrazná. Vlivem planetového soukolí dochází ke zvýšení hlučnosti stroje. Je zapotřebí větší množství částí, čímž se zvyšuje nebezpečí poruchy. Samozřejmě s rostoucí složitostí roste i výrobní náročnost a cena. Je-li v praxi možné použít stroj větších rozměrů s vyšší vahou, je

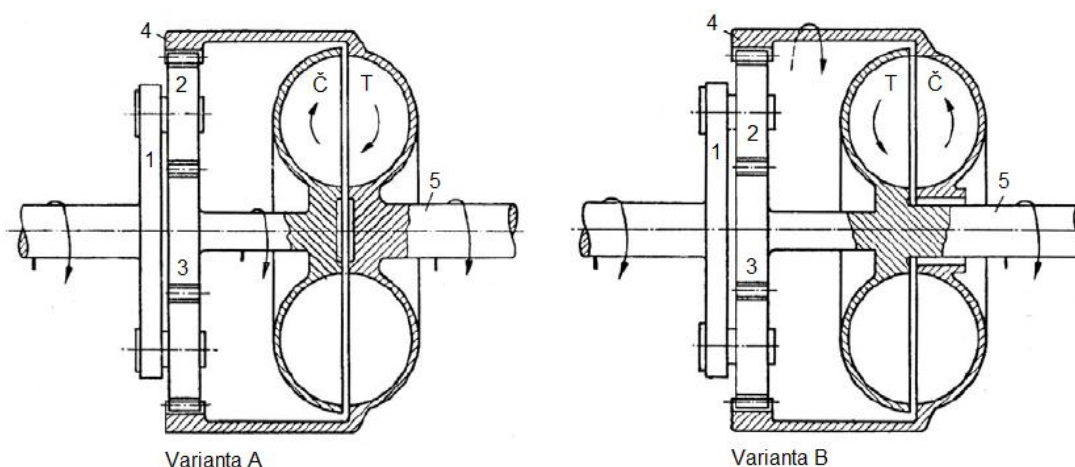
vždy volen systém bez dělení výkonu. Systém TM se využívá pouze ve zvláštních případech.

5.1.1 Systém TM u hydrodynamické spojky

Pro hydrodynamické spojky se systémem TM existují dvě varianty označované jako *varianta A* a *varianta B*.

Varianta A zastupuje původní, Föttingerem navrženou, spojku se systémem TM. Základní rozdíl mezi oběma variantami je v konstrukci: *U varianty A je čerpadlo Č poháněno od vnitřního kola 3 a mechanická část výkonu je převáděna přes vnější ozubený věnec 4 na hřídel 5, kdežto u varianty B je poháněno čerpadlo Č od vnějšího ozubeného věnce 4 a mechanická část výkonu se převádí přes vnitřní kolo 3 soukolí.* Dochází tedy k pouhé změně kinematických poměrů v pohonu a ostatní konstrukční řešení systému zůstalo beze změny, [1]. Na obr.27 jsou obě varianty znázorněny.

V porovnání spojek systému TM s běžnými hydrodynamickými spojkami téže rodiny má TM systém vyšší účinnost. Není však možné dosáhnout účinnosti 100%, protože i zde musí spojka pracovat se 2-3% skluzem.

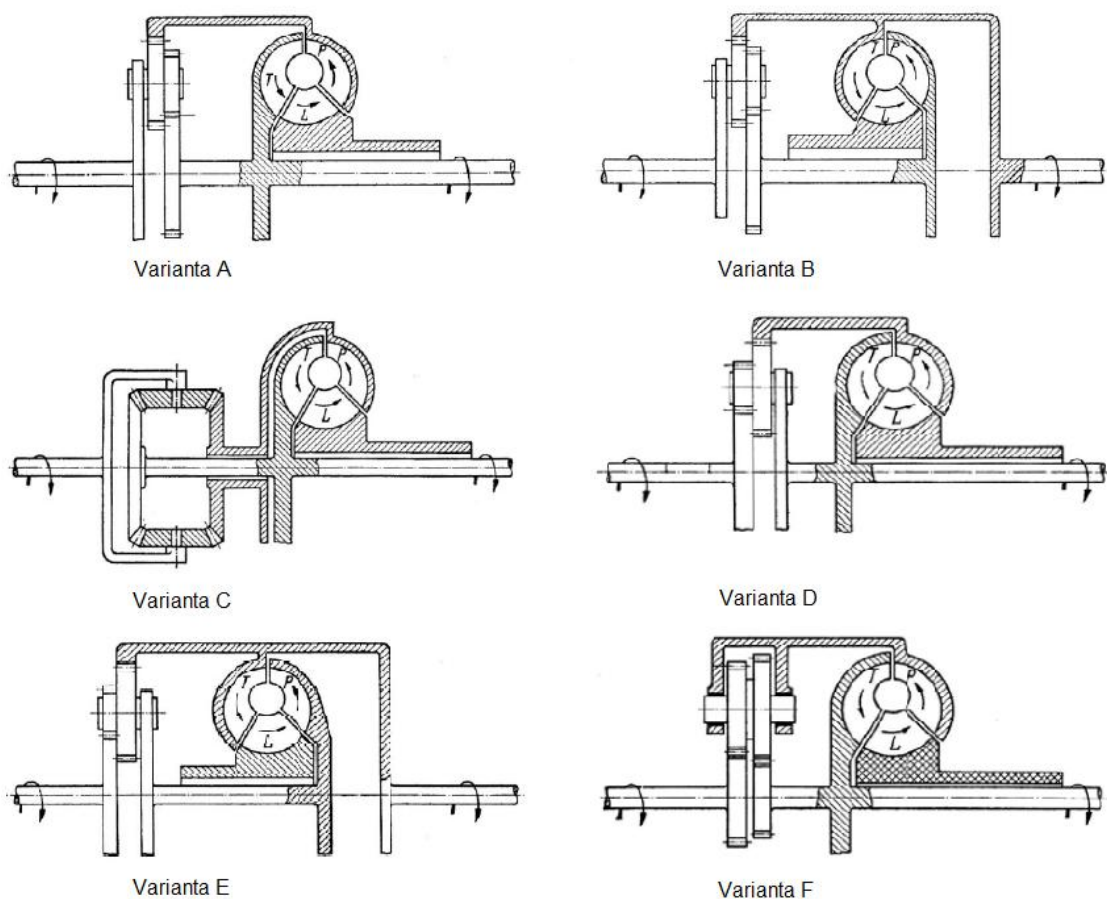


Obr.27. Hydrodynamická spojka systému TM s větvením výkonu [1]

5.1.2 Systém TM u hydrodynamického měniče krouticího momentu

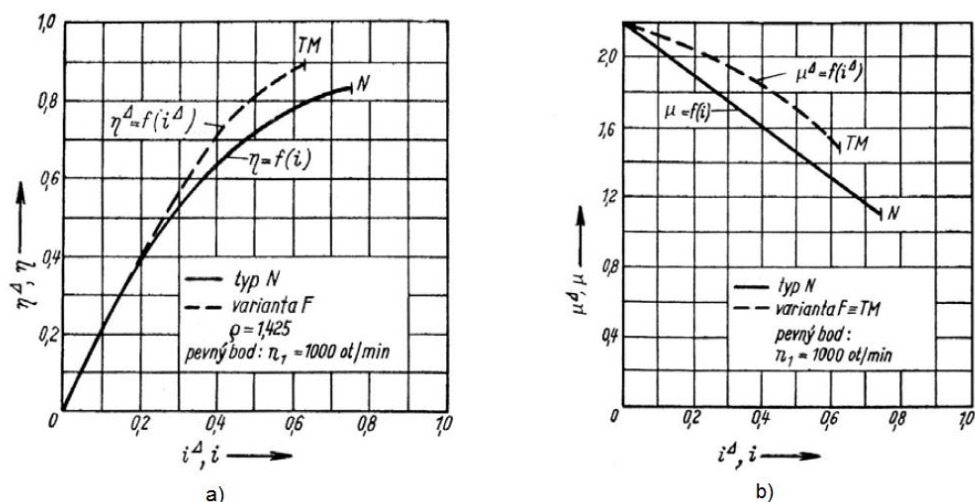
Větvení výkonu pomocí systému TM se využívá i u hydrodynamických měničů. Konstrukčně je systém podobný tomu u hydrodynamických spojek, jeho užití zde však má větší opodstatnění.

Díky možnosti uspořádat planetový převod podle potřeby a díky velké škále hydrodynamických měničů existuje obrovské množství různých konstrukčních řešení, které se označují jako *varianta A, B, C, D, E a F*. Normální měnič bez dělení výkonu se označuje jako *varianta N*.



Obr.28. Porovnání konstrukčních variant hydrodynamického měniče se systémem TM [1]

Použití hydrodynamického měniče se systémem TM obecně změní průběh účinnosti v porovnání s měničem typu N. Systém TM neovlivní průběh účinnosti v celém jejím průběhu stejně, a u každé varianty je míra ovlivnění jiná. Tím lze dosáhnout nejrozličnějších průběhů momentů, např. u varianty A je při nízkém převodovém poměru měniče dosaženo nižších hodnot krouticího momentu a u vyššího momentu je dosaženo pouze malého navýšení momentu. U varianty F je situace obdobná, avšak má jiný průběh účinnosti i přenášeného momentu. Každá varianta má tedy jinou závislost průběhu krouticího momentu na převodu měniče. Na obr.29 a) je znázorněno porovnání průběhu účinnosti na celkovém převodovém poměru mezi variantou A a měničem typu N. Obr.29 b) porovnává poměr krouticích momentů M_T/M_C v závislosti na celkovém převodu u varianty A a typu N. V případě a) i b) je maximální rychlost vozidla se systémem TM nižší o 21% nižší než u typu N. Aby bylo možné dosáhnout stejné rychlosti se systémem TM jako u typu N, bylo by nutné jej vybavit zvláštním přídatným převodem do rychla. Výhodou systému TM je navýšení účinnosti v celém rozsahu měniče, jak je patrné z diagramů obr.29.



Obr.29 a) srovnání účinnosti η podle i (u normálního měniče N) s účinnostmi η^{Δ} podle i^{Δ} u měniče TM varianty F; b) Srovnání poměrů krouticích momentů M_T/M_C normálního měniče N v závislosti na i s poměry krouticích momentů M^{Δ}/M_0 varianty F v závislosti na i^{Δ} [1]

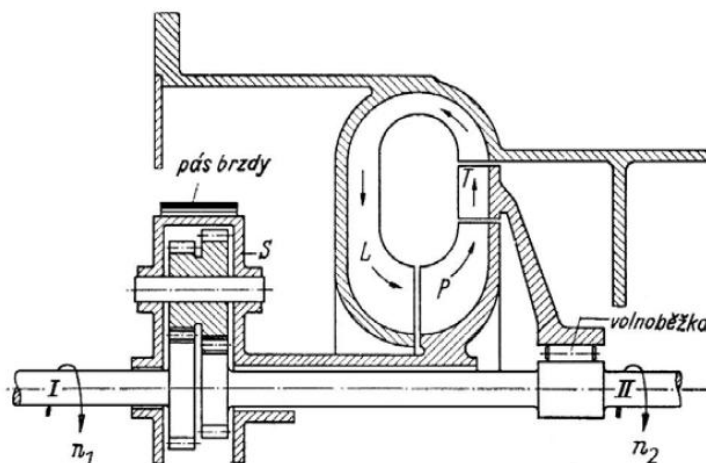
a) i^{Δ} v tomto případě značí celkový převodový poměr s přídavným převodem ρ ; b) i^{Δ} v tomto případě značí celkový převodový poměr s přídavným soukolím (ρ)

Komplikovanost celého systému nutí konstruktéry využívat systémů méně náchylných na poruchu. Užití systému v praxi je nutné zvážit. Jen vzájemným porovnáním křivek různých variant a podle diagramu jízdních vlastností lze učinit definitivní rozhodnutí. Varianty uvedené na obr.28 přirozeně nevyčerpávají všechny možnosti realizace systému TM. Jako ve všech jiných oblastech rozvoje a technického pokroku má konstruktér i zde otevřenou cestu, aby novými kombinacemi dospěl k novým možnostem, [1].

5.1.3 Systém TM s možností odstavení hydrodynamické větve

Tento systém je totožný se systémem TM u hydrodynamických měničů, je však ještě doplněn o další člen, který umožňuje odstavení hydrodynamického měniče a tím přenáší krouticí moment pouze mechanickou cestou. Tím se zvyšuje účinnost měniče při provozu.

Odstavení měniče se provádí zařazením pásové brzdy, která blokuje jeho rotaci. Jelikož je turbínové kolo obvykle pevně spojeno s výstupní hřídelí, při odpojení měniče by ji brzdilo. Tomu se předchází uložením turbínového kola na volnoběžku, díky níž se může při zablokovaném měniči výstupní hřídel volně otáčet.



Obr.30. Schématické znázornění převodovky Voith-Diwabus. Rozváděcí kolo L je ve skříni uloženo nehybně; turbína T pohání výstupní hřídel II přes volnoběžku; čerpadlo P je pevně spojeno s unášečem planet S. Zabrzděním planetové skříň S se zastaví čerpadlo P a hřídel I pohání hřídel II přes ozubená kola s převodem do rychla, přičemž turbína T se zřetelem na volnoběžku má rovněž možnost zůstat nehybná. Zvláštní zařízení (v nákrese není vyznačeno) dovoluje zablokování volnoběžky, čímž se turbína stává čerpadlem a při dlouhých sjezdech se dá využívat motoru k brzdění.

[1]

Celý systém je možné ještě doplnit o zařízení blokující volnoběžku turbíny. Díky tomu lze připojit turbínové kolo k hřídeli, zatímco čerpadlové kolo je blokováno. Turbínové kolo se tím začne chovat jako kolo čerpadlové a jelikož jsou ostatní členy měniče zablokované, funguje měnič jako hydrodynamický retardér. Využívá se v případech, kdy běžné mechanické brzdy nejsou schopny přeměnit dostatek kinetické energie na teplo, aby zpomalily vozidlo, např. při dlouhých sjezdech.

Tento systém našel praktické využití u firmy Voith, která vytvořila převodovku Diwabus. Hydrodynamický měnič se využíval pouze k rozjezdu, poté byl zabrzděn a dále se využívalo jen převodu mechanického.

6. Závěr

Tato práce se zabývala problematikou hydrodynamických spojek a měničů krouticího momentu, byla zmíněna i jejich kombinace s mechanickým převodem u hydromechanických převodovek. V úvodu byl nastíněn historický vývoj a základní rozdělení těchto strojů. Hlavní část práce popisovala hydrodynamické spojky.

Hydrodynamické spojky jsou určeny pro přenos krouticího momentu bez možnosti jeho zvýšení, což mají společné s celou řadou konvenčních spojek. Médium pro přenos síly je hydraulická kapalina, její volba je důležitou fází konstrukčního návrhu nejen spojek, ale i měničů. Oproti běžným třecím spojkám mají hydrodynamické několik výhod: možnost přenosu mnohem vyšších krouticích momentů (řádově až MW), díky hydraulickému přenosu síly nedochází k výraznému opotřebení částí spojky, mají schopnost tlumení torzních kmitů. Nevýhodou oproti třecím spojkám je skluz, bez kterého spojka nemůže pracovat, a který je zdrojem ztrát a účinnosti dosahující 97-98%.

Vzniklo mnoho konstrukčních řešení, které měly za úkol zlepšit provozní vlastnosti spojky. Některé upravovaly tuhost spojky, další umožňovaly přenesení krouticího momentu mechanickou cestou nebo se využívalo aktivního řízení spojky. Obecně platí, že úpravou plnění a proudění kapaliny ve spojce se upravuje tuhost spojky a při přenosu krouticího momentu mechanickou cestou dochází k odstranění skluzu. Díky tomu je možné navrhnout spojku přesně pro danou aplikaci. Tato konstrukční řešení ale zvyšují složitost zařízení, jeho rozměry, hmotnost a cenu.

Hydrodynamické spojky se obecně používají ve strojích zatížených náročnými rozběhy velkých setrvačných hmot nebo u strojů, kde je zapotřebí pozvolného nástupu výstupních otáček. V praxi se využívají při pohonu centrifug, dopravních pásů, ve ventilátorech, drtičích, turbokompresorech, válcovnách, atd. Speciální aplikací jsou hydrodynamické spojky fungující jako hydrodynamické retardéry, tehdy je čerpadlové kolo zastaveno a jeho funkci přebírá turbína, tím má spojka skluz 100% a kinetická energie se mění v tepelnou.

Další část práce popisuje hydrodynamické měniče. Je to stroj, který je konstrukčně podobný spojce, má však schopnost navyšovat přenášený krouticí moment. Díky tomu našel větší uplatnění v praxi. Nejčastější použití je u vozidel s automatickou převodovkou. Jelikož má hydrodynamický měnič nižší účinnost než hydrodynamická spojka, jeho užití ve vozidle navyšuje jeho spotřebu, a protože skluz je nutný při jeho provozu i při maximální rychlosti vozidla, jsou i ztráty přítomné v celém provozním rozsahu měniče.

Tuto skutečnost se snažili konstruktéři obejít, vzniklo tedy mnoho konstrukčních řešení jak snížit ztráty a skluz. Mezi ně patří systémy využívající uložení reaktoru na volnoběžku, navyšování počtu oběžných kol a jejich různé řazení, natáčení lopatek oběžných kol atd. Každé z těchto řešení ale neodstraní skluz zcela, proto se kombinuje s třecí, tzv. přemostovací, spojkou. Tato kombinace je značně výhodná, protože vozidlo využívá vlastností hydrodynamického měniče při rozjezdu a poté jej pomocí třecí spojky přemostí a tím odstraní ztráty. Tato koncepce je nejpoužívanější u moderních vozidel s automatickou převodovkou.

Hydrodynamický měnič se velmi často řadí do pohonu autobusů MHD, ty mají mnoho zastávek, aby umožnily nástup a výstup cestujících. Poté je nutné celou hmotu autobusu uvést do pohybu z nulové rychlosti.

Zvýšení účinnosti hydrodynamických měničů se dosáhlo také jejich kombinací s mechanickou převodovkou, tento soubor je označován jako hydromechanická převodovka. Ta kombinuje téměř nulové ztráty mechanického převodu s možností

navýšení krouticího momentu měničem. Rozlišují se sériově a paralelně řazené převodovky. U paralelních je nutné výkon jdoucí z motoru rozdělit mezi jednotlivé větve, k tomu se využívá diferenciálů, které se opětovně starají o sloučení přenášených výkonů na výstupní hřídeli.

Při volbě zařazení hydrodynamické spojky nebo měniče krouticího momentu do stroje je nutné zvážit několik aspektů. Oba stroje pracují se stálou ztrátou, pro její omezení nebo odstranění je nutné použití složitějších konstrukcí a větší prostor pro jejich umístění, který nemusí být vždy dostupný. Důležitý je druh pohonu, se kterým budou stroje pracovat, jestli je nutný běh naprázdno, což je důležité v pevném bodě spojky. U některých systémů je nutné použití externího chladiče hydraulické kapaliny. Výhodou je tlumení torzních kmitů, jednoduchá údržba (stroje jsou téměř bezúdržbové, je pouze nutné kontrolovat jejich těsnost a životnost pracovní kapaliny), pozvolný náběh do pracovních otáček.

Hydraulické spojky a měniče si našly své uplatnění ve velkém množství strojírenských odvětví, od pohonu obráběcích strojů, přes těžké válcovací stroje až k automatickým převodovkám užívaných v každodenně užívaných vozidlech. Stále mají spoustu nedostatků, ale i přes ně jsou stále výhodnou volbou konstruktérů. U pohonu pomocí elektromotorů je již nahradila možnost elektronické regulace otáček, ale u mnoha dalších konstrukcí se za ně bude jen těžko hledat náhrada.

7. Seznam použité literatury

- [1] WOLF, Mauricio. *Hydraulické spojky a měniče*. Přeložil: Alois HEBKÝ a Josef FENCL. 1.vyd. Praha: SNTL, 1965. 328 s.
- [2] IKRINSKÝ, Alexander. *Mechanické a hydraulické převody*. 2.vyd. Bratislava: STU, 1994. 172 s. ISBN 80-227-0700-7
- [3] ČECH, Jiří. *Převodná ústrojí I*. Škoda TechWeb [online] , 20.6.2004.
<<http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=435>>
- [4] Zotov B.N.. *Basic difference between hydraulic clutches and hydraulic torque converters*. [online], 1.3.2007.
<<http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs10556-007-0031-y>>
- [5] Autor neznámý. *Základní funkce hydrodynamického měniče*. [online].
<<http://hydromenice.cz/cze/zakladni-funkce-hydrodynamickych-menicu.php>>
- [6] Autor neznámý. *Spojka přemostění měniče momentů*. [online].
<<http://hydromenice.cz/cze/spojka-premosteni-hydrodynamickych-menicu.php>>
- [7] Pjacobí. *Föttinger-Kupplung*. [online], 4.4.2008
<<http://de.academic.ru/dic.nsf/dewiki/485623>>
- [8] MELICHAR, Jan, Jaroslav BLÁHA a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 378 s. ISBN 80-01-02657-4.
- [9] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Vyd. 1. Ostrava, Ediční středisko VŠB - TUO, Rok. 257 s. ISBN 978-80-248-1508-4
- [10] Autor neznámý. *TurboSyn – The Turbo Coupling with Synchronization*. [online]
<<http://www.infomine.com/suppliers/PublicDoc/Voith/turbosyn.pdf>>
- [11] Autor neznámý. *Voith – Fluid Couplings with Constant Fill*. [online]
<http://www.voithturbo.com/applications/vt-publications/downloads/374_e_cr128_en_voith-fluid-couplings-with-constant-fill.pdf>
- [12] Autor neznámý. *Voith -Hydrodynamic Couplings – Principles, Features, Benefits*. [online]
<http://www.voithturbo.com/applications/vt-publications/downloads/1614_e_cr394_en_hydrodynamic-fluid-couplings_principles-features-benefits.pdf>

- [13] DANČÁK, Zdeněk. *Hydraulické spojky a měniče*. Brno, 2009. 55 s. Bakalářská práce na fakultě Strojního inženýrství na VUT Brno. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas Ph.D.
- [14] POSPÍŠIL, Dan. *Hydraulické spojky a měniče*. Brno, 2011. 52 s. Bakalářská práce na fakultě Strojního inženýrství na VUT Brno. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas Ph.D.

8. Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
d_e	Efektivní průměr	[m]
e	Skluz	[%]
i	Převodový poměr	[-]
K	Převod hydrodynamického měniče	[-]
K_{hm}	Maximální převod hydrodynamického měniče	[-]
n	Otáčky turbínového kola (výstupní otáčky)	[s ⁻¹]
n_0	Otáčky čerpadlového kola (vstupní otáčky)	[s ⁻¹]
n_{min}	Minimální otáčky motoru	[s ⁻¹]
n_{max}	Maximální otáčky motoru	[s ⁻¹]
M	Přenášený krouticí moment	[N.m]
M_0	Vstupní krouticí moment	[N.m]
M_{hm}	Krouticí moment přenášený hydrodynamickým měničem	[N.m]
M_{mp}	Krouticí moment přenášený mechanickým převodem	[N.m]
M_R	Krouticí moment působící na reaktoru	[N.m]
p	Tlak	[Pa]
P	Vstupní výkon	[W]
P_0	Výstupní výkon	[W]
Q_F	Množství kapaliny ve spojce skutečně obsažené	[m ³]
Q_{Fmax}	Maximální množství kapaliny	[m ³]
r_i	Vnitřní poloměr oběžného kola	[m]
r_{iP}	Vnitřní poloměr čerpadlového kola	[m]
r_{iT}	Vnitřní poloměr turbínového kola	[m]
t	Teplota, při níž zjišťujeme objem V	[K]
t_0	Teplota, při níž známe velikost objemu V_0	[K]
V	Objem kapaliny	[m ³]
V_0	Objem při teplotě t_0	[m ³]
W_{hm}	Výkon na výstupu z hydrodynamického měniče	[W]
W_{mp}	Výkon na výstupu z mechanického převodu	[W]
y	Poměr skutečného a optimálního množství kapaliny	[-]
α	Teplotní součinitel objemové roztažnosti kapaliny	[K ⁻¹]
α_1	Část celkového kr. momentu procházející měničem	[N.m]
β	Součinitel objemové stlačitelnosti	[Pa ⁻¹]
η	Účinnost	[%]
η_{hm}	Účinnost hydrodynamického měniče	[%]
η_{mp}	Účinnost mechanické převodovky	[%]
η_{hp}	Účinnost hydromechanické převodovky	[%]
λ	Charakteristika hydrodynamické spojky	[N.m ⁴ .s ⁻²]
λ_1	Charakteristika hydrodynamického měniče	[N.m ⁴ .s ⁻²]
ρ	Hustota kapaliny	[kg.m ⁻³]
Φ	Stupeň plnění	[-]
Φ^*	Optimální stupeň plnění	[-]
$\Phi_{Tor,eff}$	Efektivní stupeň plnění	[-]
Φ'	Tuhost hydrodynamické spojky	[-]
ω_0	Úhlová rychlost čerpadla	[rad.s ⁻¹]
μ	Dynamická viskozita	[Pa.s]
ν	Kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]