

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2011

Tomáš DRASKÝ

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Přehled problematiky hydraulického přenosu výkonu

Tomáš Draský

Bakalářská práce

2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš DRASKÝ**
Osobní číslo: **D08308**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Kolejová vozidla**
Název tématu: **Přehled problematiky hydraulického přenosu výkonu**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Provést rešerši v oblasti hydraulického přenosu výkonu se zaměřením na využití u kolejových vozidel. Vypracovat:

1. Hlavní principy hydrostatického přenosu výkonu.
2. Hlavní principy hydrodynamického přenosu výkonu.
3. Přehled vozidel s hydraulickým přenosem výkonu používaných v současnosti.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího BP
Rozsah pracovní zprávy: 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

- [1] NOVÁK, František; NOUZA, Jozef; VALTER, Pavel. Trakční vozidla nezávislá a železniční vozy II. Praha: NADAS, 1978. 345 s.
- [2] PAVOL, Hegedúš. Hydrodynamické převodovky. Žilina: ČSVTS, 1985. 142 s.
- [3] LATA, Michael. Konstrukce kolejových vozidel II. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. 206 s.
- [4] Katalog firmy VOITH
- [5] Technické popisy k lokomotivám a motorovým vozům

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce: 25. února 2011
Termín odevzdání bakalářské práce: 31. května 2011



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 25. února 2011

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 31. 5. 2011

Tomáš Draský

Anotace

V této práci se budeme zabývat základními principy fungování hydrostatického a hydrodynamického přenosu výkonu u železničních vozidel, základním uspořádáním, vlastnostmi, charakteristikami a určením základních parametrů těchto přenosů výkonu. V závěru práce je pak uveden přehled některých v současné době provozovaných vozidel s hydrodynamickým přenosem výkonu s jejich základními parametry.

Klíčová slova: hydraulika, přenos výkonu, hydraulická převodovka, hydraulická spojka, hnací vozidlo

Annotation

In this thesis we will deal with basic principles of hydrostatic and hydrodynamic power transfer of rolling stock, the basic organization, characteristics and identifying the basic parameters of the power transfer. The conclusion is then given an overview of some currently operating vehicles with hydrodynamic power transmission with their basic parameters.

Keywords: hydraulics, power transmission, hydraulic transmission, hydraulic clutch, traction unit

Obsah

Úvod	9
1. Hydrostatický přenos výkonu	11
1.1. Hydrogenerátor.....	12
1.1.1. Základní výpočtové vztahy k HG.....	13
1.1.2. Konstrukce hydrogenerátorů	13
1.2. Hydromotor	16
1.2.1. Základní výpočtové vztahy k hydromotorům	17
1.2.2. Konstrukce hydromotorů.....	17
1.3. Regulace hydrostatických systémů.....	18
1.4. Výkon hydrostatického pohonu.....	19
2. Hydrodynamický přenos výkonu	21
2.1. Teorie hydrodynamického pohonu.....	21
2.1.1. Dynamický účinek proudu kapaliny	21
2.1.2. Točivý moment a výkon HD strojů	23
2.2. Hydrodynamická spojka	25
2.2.1. Vlastnosti hydrodynamické spojky	26
2.2.2. Charakteristika hydrodynamické spojky.....	27
2.3. Hydrodynamický měnič.....	29
2.3.1. Vlastnosti hydrodynamického měniče.....	30
2.4. Hydrodynamické převodovky.....	32
2.4.1. Převodovky měničové	32
2.4.2. Převodovky s hydrodynamickou spojkou.....	35
2.4.3. Pomocné okruhy hydrodynamických převodovek.....	36
2.4.4. Řízení hydrodynamických převodovek	37
2.4.5. Převodovka Voith LS 640 reU2	39
2.5. Hydromechanické převodovky	42
2.5.1. Převodovka Praga 2 M 70	42
2.5.2. Převodovka Voith DIWA D 864.3.....	44

3. Vozidla s hydraulickým přenosem výkonu	47
3.1. Lokomotiva G 1000 BB	48
3.2. Lokomotiva G 2000 BB	49
3.3. Lokomotiva Gravita 10 BB	50
3.4. Lokomotiva MAXIMA 40 CC	51
3.5. Lokomotiva řady 703	52
3.6. Motorový vůz Regio-Shuttle RS1	53
3.7. Motorový vůz řady 810	54
3.8. Motorový vůz řady 814	55
3.9. Motorový vůz řady 842	56
3.10. Motorový vůz řady 854	57
4. Závěr	58
Literatura	59

Úvod

Protože trakční charakteristika spalovacího motoru je nevhodná pro přímý pohon hnacího vozidla, bývá ve všech hnacích vozidel nezávislé trakce využíván tzv. přenos výkonu. Úkolem takového zařízení je převést momentovou charakteristiku spalovacího motoru na charakteristiku co možná nejbližší ideální trakční hyperbole (vyjádření tažné síly vozidla F v závislosti na rychlosti vozidla V). Musí též umožnit jízdu vpřed i vzad, neboli reverzaci (řešení se změnou smyslu otáčení spalovacího motoru se dnes již nevyužívá). Mezi základní požadavky na přenos výkonu patří též nízká hmotnost, malý zástavbový prostor, vysoká účinnost, spolehlivost a v neposlední řadě pořizovací cena. V současnosti existují pouze tři druhy přenosů výkonu. Je to přenos mechanický, hydraulický a elektrický.

Mechanický přenos netransformuje mechanickou energii spalovacího motoru na jinou mechanickou energii. Byl oblíben pro svoji jednoduchost a vysokou účinnost, která dosahuje až 95 %, může však přenášet pouze omezený výkon (do 200-300 kW), navíc nedokáže dokonale transformovat trakční charakteristiku spalovacího motoru na potřebnou trakční charakteristiku vozidla. V současnosti se u nových vozidel čistě mechanický přenos výkonu většinou již nepoužívá, v provozu jsou však ještě některé starší řady posunovacích lokomotiv s tímto přenosem.

V minulosti i dnes se u nás v hojnosti využívá elektrického přenosu výkonu, který převádí mechanickou energii spalovacího motoru v generátoru na energii elektrickou, ta se v trakčních motorech mění opět na energii mechanickou, která pohání dvojkolí. Existuje několik variant provedení využívající buď dynamo, nebo alternátor a pro pohon dvojkolí motory buď stejnosměrné sériové, nebo asynchronní. Nejmodernějším řešením je kombinace alternátoru a asynchronních motorů s využitím stejnosměrného meziobvodu, ve kterém dochází k regulaci výkonu.

Regulace je u elektrického přenosu výkonu velmi důležitá, sestává se z regulací spalovacího motoru, generátoru a trakčních motorů, přičemž jsou všechny ve vzájemné vazbě. Dříve se k regulaci používala složitá elektromechanická zařízení, která jsou však dnes nahrazována elektronickými systémy. Výhodou elektrického přenosu výkonu je právě jeho sofistikovaná regulace, která dokáže vytvořit téměř ideální trakční charakteristiku hnacího vozidla, dokáže také přenášet vysoké výkony (přes 2000 kW). Nevýhodou je však velká hmotnost a rozměry elektrického přenosu, nižší účinnost a v neposlední řadě při konstrukci s využitím tlapově uložených trakčních motorů na

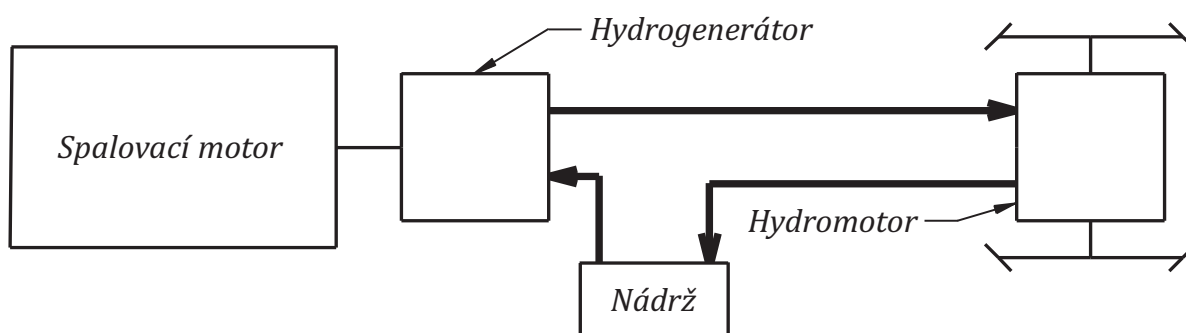
nápravě dostáváme velké neodpružené hmoty, které negativně působí při jízdě vozidla na trať a jsou tedy nežádoucí.

Nejen v cizině, ale i u nás má tradici hydraulický přenos výkonu. Byl hojně využíván u motorových vozů a u méně výkonných lokomotiv určených pro posun a lehčí traťovou službu. Jeho potenciál však není již dnes tak výkonnostně omezen. Důkazem může být například v současné době jedna z nejvýkonnějších lokomotiv nezávislé trakce od firmy Voith s označením MAXIMA 40 CC. Slabší verzi této lokomotivy vyrábí v licenci i česká firma LEGIOS pod označením LEGIOS General.

Hydraulický přenos výkonu lze rozdělit do dvou skupin - hydrostatický, který využívá tlaku tlakové energie kapaliny a hydrodynamický využívající pohybové energie kapaliny. My se budeme zabývat popisem a principem fungování obou těchto variant, ač hydrostatický přenos výkonu se u našich trakčních vozidel nepoužívá. Využívá se však hojně u speciálních vozidel a u mnoha typů lokomotiv se používá k pohonu pomocných pohonů. V minulosti využila hydrostatického pohonu pro své lokomotivy italská firma Badoni.

1. Hydrostatický přenos výkonu

Jak již bylo v úvodu zmíněno, hydrostatický přenos výkonu využívá přeměny mechanické energie v tlak kapaliny. Celá koncepce pohonu se skládá z hydrogenerátoru (HG), ve kterém dochází ke změně mechanické energie v tlakovou, vysokotlaká kapalina je pak hadicemi a trubkami přiváděna k hydromotoru (HM), který převádí tlakovou energii kapaliny zpět na energii mechanickou a pohání dvojkolí (znázorněno na Obr. 1).



Obr. 1: Uspořádání hydrostatického přenosu výkon [1]

Hydromotor může být součástí nápravové převodovky nebo centrální převodovky, pak je však krouticí moment přenášen na dvojkolí pomocí kardanových hřídelů.

K výhodám hydrostatického pohonu patří např. malé nároky na zástavbový prostor s ohledem na velikost přenášených výkonů. Důležitou výhodou je také jeho snadná regulace a ochrana systému proti přetížení (instalování pojistných ventilů). Nevýhodou ale zůstává častý únik pracovního media (nejčastěji minerální olej), který může způsobit ekologické problémy a konstrukce zařízení a celého vozidla musí toto brát v ohledu.

I když se hydrostatický pohon u našich hnacích vozidel nepoužívá k přenosu výkonu na dvojkolí, bývá často využíván k pohonu pomocných pohonů a nalezneme ho u mnoha speciálních železničních vozidel jako je např. stroj na výměnu pražců *SVP 74* nebo jeřáb *PTH 350*.



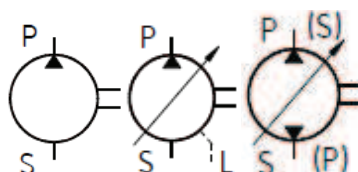
Obr. 2: SVP 74 [5]
autor: Ludovít Vanek



Obr. 3: PTH 350 [5]
autor: GJW Praha, s.r.o.

1.1. Hydrogenerátor

Hydrogenerátor je zařízení, které převádí mechanickou energii získávanou v našem případě spalovacím motorem na tlakovou energii. Schématické značky pro hydrogenerátor jsou uvedeny na Obr. 4.



Obr. 4: Schématické značky HG [2]
zleva: HG neregulační jednosměrný, HG regulační jednosměrný, HG regulační obousměrný

1.1.1. Základní výpočtové vztahy k HG

U hydrogenerátoru se určují veličiny, které specifikují vlastnosti toho daného hydrogenerátoru. Jsou jimi např.:

Teoretický průtok $Q_t = V_g \cdot n \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]}$ (1)

V_g je geometrický objem v $[\text{m}^3]$, objem vytlačený HG za jednu otáčku

n jsou otáčky hydrogenerátoru v $[\text{s}^{-1}]$

Skutečný průtok $Q = Q_t \cdot \eta_Q \text{ [m}^3\text{s}^{-1}\text{]}$ (2)

η_Q je objemová účinnost

Výkon $P_V = Q \cdot p \text{ [W]}$ (3)

p je tlak v $[\text{Pa}]$ tvořený HG

Příkon $P_p = \frac{P_V}{\eta} \text{ [W]}$ (4)

η je celková účinnost HG

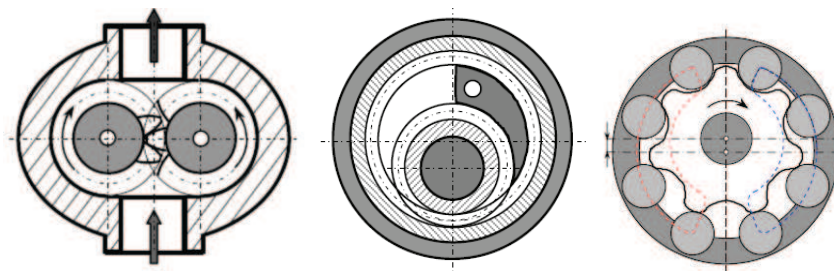
Točivý moment $M = \frac{V_g \cdot p}{2\pi \cdot \eta_p} \text{ [Nm]}$ (5)

η_p je tlaková účinnost

1.1.2. Konstrukce hydrogenerátorů

Zubové hydrogenerátory

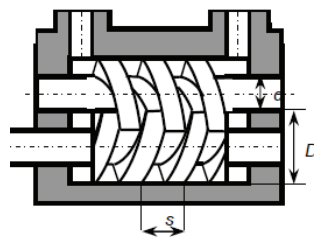
Zubový hydrogenerátor je konstrukčně velice jednoduchý a poměrně spolehlivý. Založen je na principu dvou ozubených kol zabírajících do sebe, přičemž k dopravě kapaliny ze strany sací na stranu výtlačnou dochází v zubových mezerách. Uspořádání kol může být buď s vnějším, nebo vnitřním ozubením, ozubení může být buď s přímými, či šikmými zuby nebo uspořádání GEROTOR, kde do sebe zabírají zuby věnce válcového profilu a cykloidní zuby pastorku. Zubové hydrogenerátory dokáží vyvinout tlak až 30 MPa. Některá konstrukční provedení jsou znázorněna na Obr. 5



Obr. 5: Konstruktivní uspořádání zubových HG [3]
zleva: s vnějším ozubením, s vnitřním ozubením, GEROTOR

Šroubové (vřetenové) hydrogenerátory

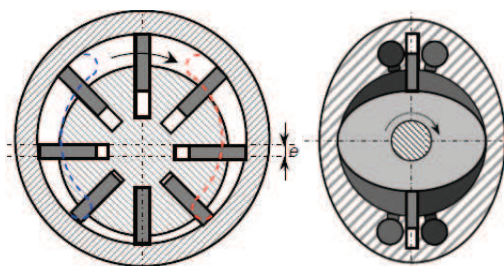
Vřetenové hydrogenerátory pracují na principu otáčení se několika vřeten uložených na těсно v pouzdře. K dopravě kapaliny dochází v mezerách mezi závitů, profil závitů je však speciální. Dosahují maximálních tlaků okolo 16 MPa. Konstruktivní uspořádání vřetenového hydrogenerátoru je znázorněno na Obr. 6.



Obr. 6: Vřetenový hydrogenerátor [3]

Lamelové hydrogenerátory

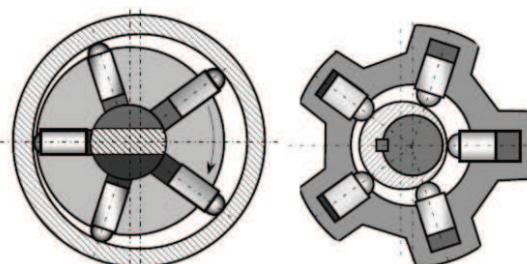
Lamelové hydrogenerátory jsou založené na jednoduchém principu, problematické je ovšem zajištění těsnosti lamel. Lamely se zasouvají buď do statoru, pak je rotor hydrogenerátoru uložen centricky, nebo se lamely zasouvají do rotoru, ten je pak uložen excentricky. Obě provedení dosahují maximálních tlaků kapaliny 17,5 MPa. Konstruktivní provedení lamelových hydrogenerátorů je naznačeno na Obr. 7.



Obr. 7: Konstrukční uspořádání lamelových HG [3]
zleva: s lamelami vedenými v rotoru, s lamelami vedenými ve statoru

Radiální pístový hydrogenerátor

U radiálního pístového hydrogenerátoru je stator opět vůči rotoru uložen excentricky, tuto excentricitu lze měnit posunutím statoru vůči rotoru. Písty hydrogenerátoru se pohybují po vnitřní válcové ploše statoru nebo rotoru a tvoří tak vratný pohyb, toho se využívá k tvorbě tlaku. Velkou výhodou této konstrukce je možnost regulace změnou excentricity a také produkovaný tlak, který činí až 63 MPa . Kvůli posuvnému pohybu pístů ale zařízení vyžaduje čistější kapalinu s pevnými částicemi jen v rozsahu $25 - 30 \mu\text{m}$. Konstrukční uspořádání je zachyceno na Obr. 8.



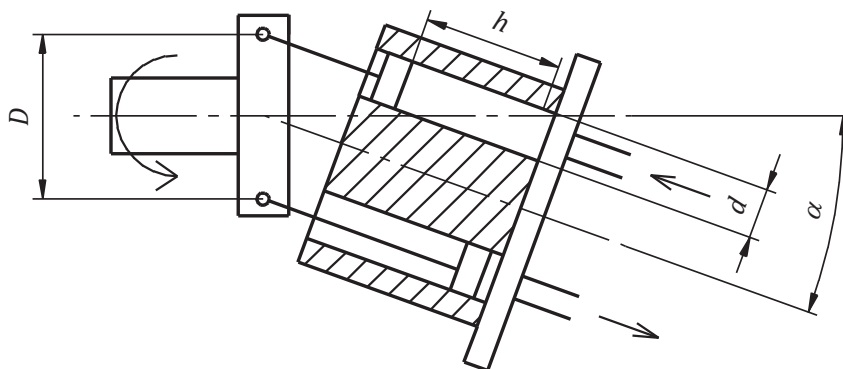
Obr. 8: Konstrukční uspořádání radiálních pístových HG [3]
zleva: s písty vedenými v rotoru, s písty vedenými ve statoru

Axiální pístové HG

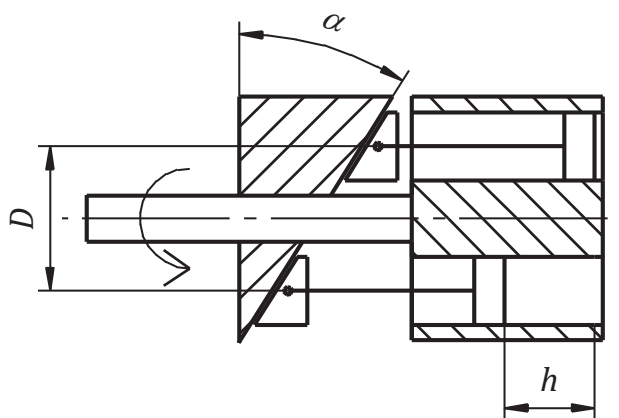
V současnosti jsou axiální pístové HG oproti předchozím případům nejrozšířenější. Lze je rozdělit na

- hydrogenerátory se skloněnou deskou
- hydrogenerátory se šikmou deskou

Písty konají stejně jako u HG radiálních posuvný pohyb, jsou však uloženy axiálně. Pohyb pístů zajišťuje šikmá deska, resp. sférické uložení bloku válců. Obě tyto konstrukce produkují shodný maximální tlak, jsou naznačeny na Obr. 9. a Obr. 10.



Obr. 9: Konstrukce axiálního HG se skloněnou deskou



Obr. 10 Konstrukce axiálního HG se šikmou deskou

Zdvih h pístů axiálního hydrostatického generátoru se určí z geometrie na Obr. 9 a Obr. 10 jako

$$h = D \cdot \sin \alpha. \quad (6)$$

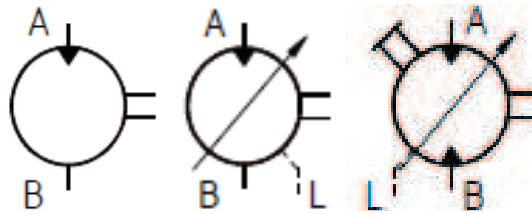
Objem kapaliny vyčerpaný za jednu otáčku se vypočítá jako

$$Q = z \cdot \frac{\pi d^4}{4} \cdot h. \quad (7)$$

z je počet pístů (bývá vždy liché číslo)

1.2. Hydromotor

Hydromotor je zařízení převádějící tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii, resp. převádí tlak kapaliny na pohyb buď rotační, popř. posuvný.



Obr. 11: Schématická značka rotačního HM [2]
zleva: HM neregulační jednosměrný, HM regulační jednosměrný, HM regulační obousměrný

1.2.1. Základní výpočtové vztahy k hydromotorům

Stejně jako u hydrogenerátorů tak i u hydromotorů lze určit několik základních veličin a parametrů, které nám specifikují vlastnosti pohonu. Jsou většinou analogií ke vztahům známým z kapitoly o hydrogenerátorech, označení veličin je totožné.

$$\text{Úhlová rychlost} \quad \omega = \frac{2\pi \cdot Q \cdot \eta_Q}{V_g} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad (8)$$

$$\text{Výstupní moment} \quad M = \frac{V_g \cdot p \cdot \eta_p}{2\pi} \text{ [Nm]} \quad (9)$$

$$\text{Příkon} \quad P_p = Q \cdot p \text{ [W]} \quad (10)$$

$$\text{Výkon} \quad P_v = Q \cdot p \cdot \eta \text{ [W]} \quad (11)$$

$$\text{Účinnost} \quad \eta = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (12)$$

1.2.2. Konstrukce hydromotorů

Konstrukce hydromotorů je v mnoha ohledech shodná s konstrukcí hydrogenerátorů, rozdíl je pouze v tom, že HM pracují opačně než HG a převádějí tlak kapaliny na mechanický pohyb. Hydromotory lze podle jejich konstrukce rozdělit do tří základních skupin:

- rotační hydromotory,
- lineární hydromotory,
- hydromotory s kyvným pohybem.

Nejčastěji jsou využívány hydromotory rotační, jejichž zástupci jsou stejně jako u HG hydromotory zubové, vřetenové, lamelové a pístové (viz kapitola 1.1.2).

1.3. Regulace hydrostatických systémů

Abychom mohli řídit množství přenášené energie resp. výkon P_V celého systému hydrostatického pohonu, je nutné ovládat alespoň jednu z veličin z rovnice (11), tedy průtok Q nebo tlak p .

Obecně lze řízení hydrostatického pohonu rozdělit na skupiny:

- s konstantním průtokem
- s konstantním tlakem
- s regulačním hydrogenerátorem
- s regulačním hydrogenerátorem a regulačním hydromotorem

Systém řízení s konstantním průtokem Q_{HG} využívá HG s konstantním geometrickým objemem V_g , konstantními otáčkami n a pevně nastaveným dodávaným tlakem p_{HG} . Výkon HG je daný součinem Q_{HG} a p_{HG} a je tedy také konstantní. Energie nevyužitá hydromotorem je pak ztrátová a mění se na teplo. Maximální účinnost hydrostatického obvodu s konstantním průtokem je 38 %, uplatňuje se v aplikacích, kde je používán pouze občasně, je tedy nevhodný pro trakční pohon.

Na rozdíl od předcházejícího využívá hydrostatický systém s konstantním tlakem hydrogenerátor s plynule měnitelným průtokem Q_{HG} resp. geometrickým objemem V_g , který lze měnit podle požadavků na odběr kapaliny v HM. Dosažitelná účinnost se tím zvýší na 67 %. Tlak je v systému opět konstantní.

Hydrostatický systém s regulačním HG nám umožňuje měnit podle potřeby jak průtok, tak i tlak v systému. Průtok můžeme měnit u axiálních pístových HG pomocí zdvihu pístů resp. změny úhlu α (viz Obr. 9 a Obr. 10). Účinnost u tohoto systému přesahuje 67 % a je tedy nejvýhodnější.

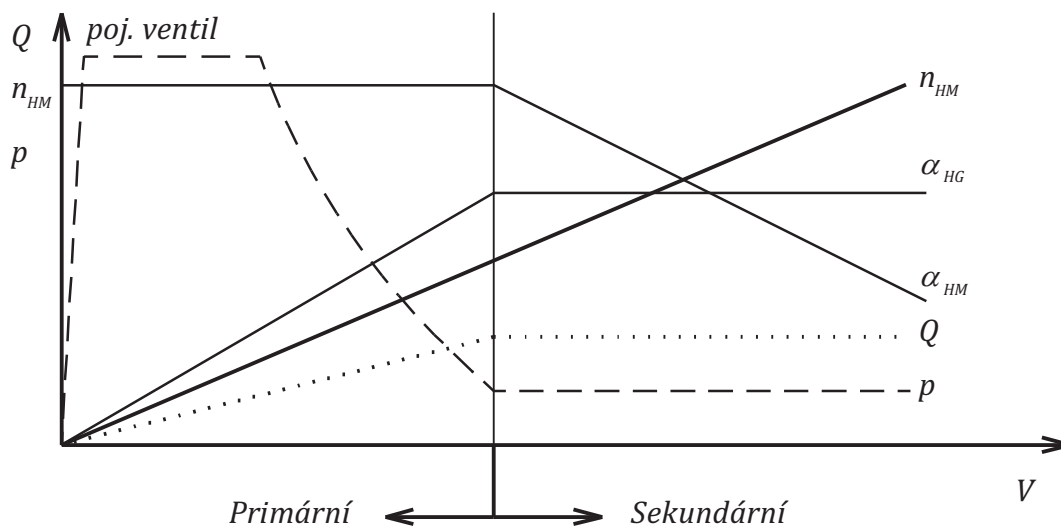
U hydrostatického pohonu s regulačním hydrogenerátorem i regulačním hydromotorem rozlišujeme dva stupně regulace:

- primární,
- sekundární.

Při primárnímu stupni regulace (např. při rozjezdu) jsou otáčky spalovacího motoru konstantní a my ovládáme průtok (resp. zdvih pístů) pouze u HG, na HM je v tomto okamžiku nastaven maximální průtok. V první fázi rozjezdu nedokáže HM pojmout veškerý objem dodávaného oleje, v důsledku toho v obvodu roste tlak, uvolní se pojišťovací ventil a část kapaliny protéká zkratem, aniž by působila na písty HM. Hydro-

motor v tomto okamžiku vyvozuje největší točivý moment. Po určité době se průtoky přes HG a HM vyrovnají a pojišťovací ventil se uzavře. Při dalším zvyšování u HG úhlu α (viz. Obr. 9 a Obr. 10) dochází ke zvyšování průtoku v systému a zvyšování rychlosti jízdy. Tlak v systému bude klesat.

Primární stupeň regulace lze použít pouze do okamžiku, kdy zdvih pístů hydrogenerátoru nedosáhne svého maxima. V tuto chvíli nastupuje regulace sekundární. Úhel vyklopení desky hydromotoru, který byl až dosud na maximum, se začne zmenšovat, čímž se sníží průtok hydromotorem během jedné otáčky. Pro zachování stálého průtoku celým systémem se začne hydromotor otáčet rychleji, čímž narůstá rychlost celého vozidla. Hydromotor má stanoven minimální úhel naklonění desky, při kterém může trvale pracovat. Na Obr. 12 je znázorněna změna základních veličin při primárním a sekundárním řízení v závislosti na rychlosti vozidla V .



Obr. 12: Změna základních veličin při primárním a sekundárním řízení

1.4. Výkon hydrostatického pohonu

Mimo okamžitého výkonu hydrostatického stroje, který je uveden ve vztahu (3) a (11) se u hydrogenerátorů a hydromotorů určuje ještě tzv. typový výkon

$$P_T = \Delta p_{max} \cdot Q_{t max} \quad (13)$$

Δp_{max} je maximální dovolený tlakový spád v okruhu.

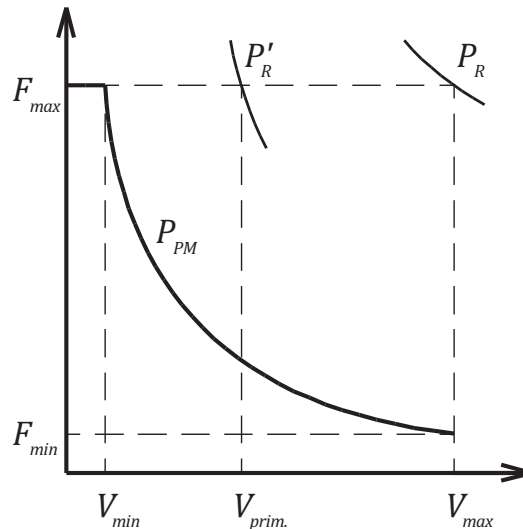
$Q_{t max}$ je maximální teoretický průtok (je dán maximálním geometrickým objemem a maximálními otáčkami hydrogenerátoru).

Dále se určuje také fiktivní neboli rohový výkon, který získáme podle Obr. 13 vztahem

$$P_R = \frac{F_{max} \cdot V_{max}}{3,6} [kW]. \quad (14)$$

F_{max} je maximální tažná síla [kN].

V_{max} je maximální rychlost [km/h].



Obr. 13: Rohový výkon a regulační rozsah přenosu výkonu

Pro primární regulaci je nutné, aby byla splněna podmínka

$$P_T \geq P_R. \quad (15)$$

Tento požadavek vychází ze skutečnosti, že pokud má být hydrogenerátor regulovatelný, nemůže pracovat najednou s maximálním tlakem a maximálním průtokem.

Z Obr. 13 lze také určit regulační rozsah přenosu výkonu

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{T_{max}}{T_{min}}. \quad (16)$$

Pokud již víme určit regulační rozsah přenosu výkonu r , můžeme rohový výkon určit též ze vztahu

$$P_R = P_{PM} \cdot r. \quad (17)$$

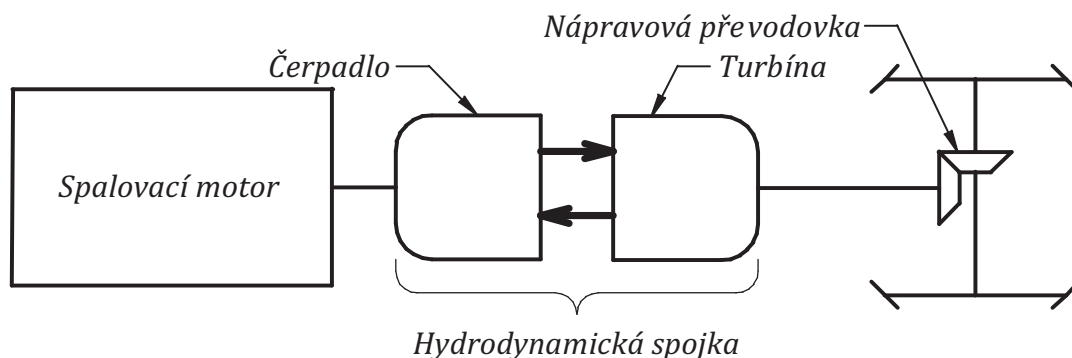
P_{PM} je přenášený výkon hydrostatickým systémem.

Pokud je regulovatelný i hydromotor (sekundární regulace), sníží se rohový výkon P_R na P'_R . To je výhodné, protože nám postačí k pohonu vozidla hydrogenerátor s nižším typovým výkonem.

2. Hydrodynamický přenos výkonu

Hydrodynamický přenos výkonu je znám již od počátku minulého století, kdy ho ve svých pracích popsal prof. Hermann Föttinger a má tedy již dlouholetou tradici. Byl využíván u tuzemských motorových vozů a lokomotiv nižších a středních výkonů. V zahraničí je však rozšířen i u lokomotiv vyšších výkonů (přes 2000 kW).

Jak bylo nastíněno v úvodu, využívá hydrodynamický pohon převod mechanické energie spalovacího motoru na kinetickou energii kapaliny. K tomuto převodu se používá hydrodynamické spojky a hydrodynamického měniče dohromady označovaných jako hydrodynamické stroje. Základní uspořádání hydrodynamického pohonu u hnacích vozidel je znázorněno na Obr. 14.



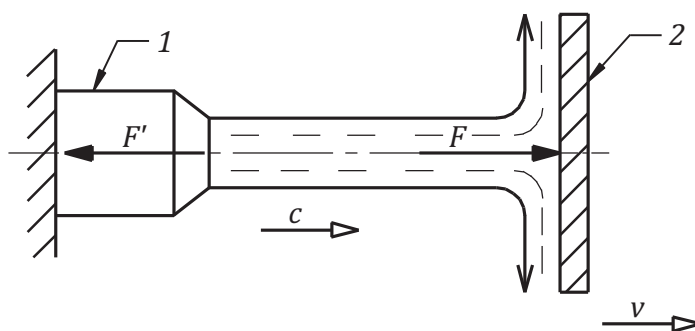
Obr. 14: Základní uspořádání hydrodynamického pohonu

Spalovací motor pohání čerpadlo hydrodynamické spojky, která dodává kapalině (nejčastěji oleji s nízkou viskozitou) kinetickou energii. Tato kapalina pak proudí na lopatky turbíny a roztáčí je. Přes kloubové hřídele a nápravové převody je pak poháněno dvojkolí. Skutečný provedení je však složitější, protože se mimo HD spojek používá i HD měničů a jejich kombinací.

2.1. Teorie hydrodynamického pohonu

2.1.1. Dynamický účinek proudu kapaliny

Pro snadné pochopení principu hydrodynamického pohonu si představme desku, na níž kolmo dopadá proud kapaliny (viz Obr. 15).



Obr. 15: Dynamický účinek proudu kapaliny na desku

Z pevně uchycené trysky (1) vytéká proud kapaliny o stálé rychlosti c a dopadá na desku (2), která se pohybuje obecně rychlostí v . Pro zjednodušení nyní předpokládejme, že rychlost desky (1) je nulová ($v = 0 [m \cdot s^{-1}]$). Proud kapaliny působí na desku (1) silou F podle druhého Newtonova zákona

$$F = m \cdot a. \quad (18)$$

Dosadíme-li za $a = \frac{c}{t}$, dostaneme vyjádření

$$F = \frac{m \cdot c}{t}, \quad (19)$$

kde výraz $\frac{m}{t}$ je hmotnost kapaliny dopadající na desku (1) za jednotku času a lze ji vyjádřit jako

$$\frac{m}{t} = Q \cdot \rho. \quad (20)$$

Q průtok neboli objem kapaliny dopadající na desku za jednotku času v [$m^3 \cdot s^{-1}$]
 ρ hustota nebo také měrná hmotnost kapaliny v [$kg \cdot m^{-3}$].

Výsledný vztah pro sílu, kterou působí proud kapaliny na stojící desku (1) bude pak vypadat

$$F = Q \cdot \rho \cdot c. \quad (21)$$

Bude-li se deska (1) pohybovat nenulovou rychlostí v ve směru proudění kapaliny, bude pak výsledná síla nižší

$$F = Q \cdot \rho \cdot (c - v) \quad (22)$$

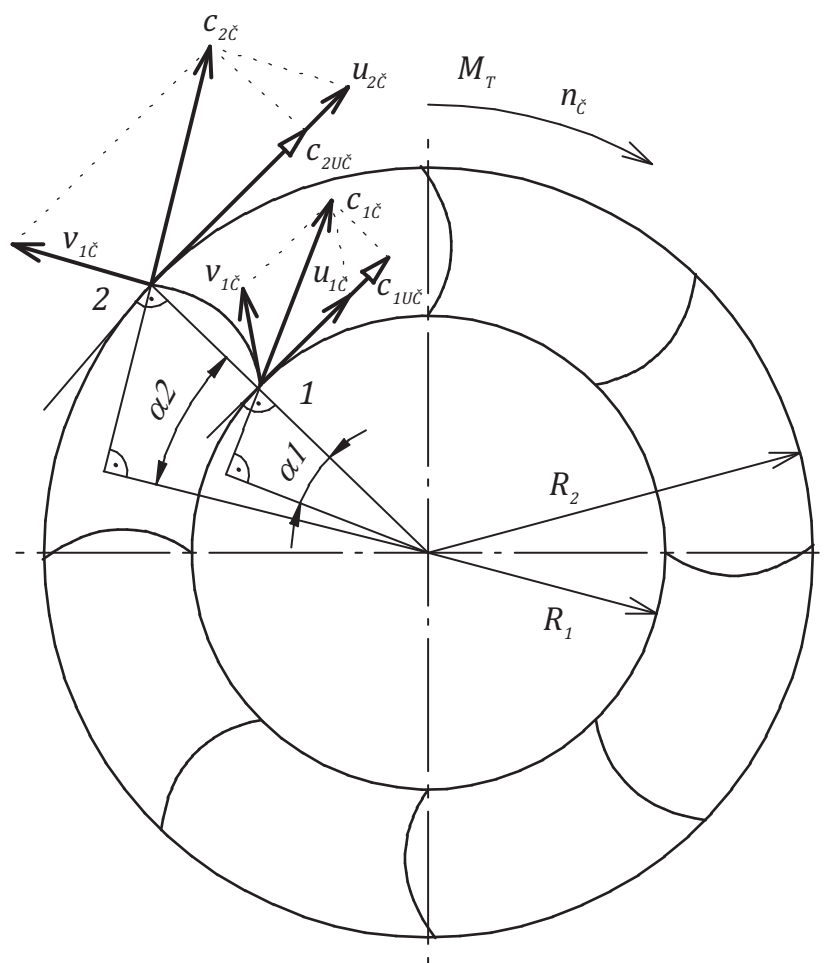
Naopak, pokud by se deska pohybovala proti směru proudění kapaliny, výsledná síla by byla větší

$$F = Q \cdot \rho \cdot (c + v) \quad (23)$$

Všechny tyto případy v praxi mohou u hydrodynamických strojů nastat.

2.1.2. Točivý moment a výkon HD strojů

Odvození točivého momentu hydrodynamických vychází z předpokladu, že kapalina je vlivem rozdílných poloměrů na vnitřní a vnější straně oběžného kola odstředivého čerpadla urychlována (viz. Obr. 16).



Obr. 16: Oběžné kolo odstředivého čerpadla

Poloměry R_1 a R_2 jsou dány koncovými body lopatek 1 a 2. Lopatky mohou mít obecně zakřivený tvar. Kolo čerpadla se otáčí otáčkami $n_{\check{c}}$ a působí na něj točivý moment M_K . Tento moment potřebujeme zjistit.

Kapalina vstupuje do čerpadla v bodě 1 absolutní rychlostí $c_{1\check{c}}$ a opouští ho v bodě 2 rychlostí $c_{2\check{c}}$. Rychlosti $v_{1\check{c}}$ a $v_{2\check{c}}$ jsou rychlostmi relativními, kterými se pohybuje kapalina vůči lopatkám čerpadla. Kapalina je dále při otáčení oběžného kola unášena

obvodovými rychlostmi $u_{1\check{c}}$ a $u_{2\check{c}}$. Je zřejmé, že rychlost $u_{2\check{c}}$ je větší než $u_{1\check{c}}$ a to má za následek i větší absolutní rychlost $c_{2\check{c}}$.

Pro stanovení točivého momentu M_K vycházíme z druhého Newtonova zákona

$$F = m \cdot a. \quad (24)$$

dosadíme-li za zrychlení výraz

$$a = \frac{v_2 - v_1}{t}, \quad (25)$$

obdržíme vztah

$$F = \frac{m \cdot v_2}{t} - \frac{m \cdot v_1}{t}. \quad (26)$$

Po vynásobení rovnice (26) ramenem síly a dosazení za rychlosti, obdržíme vzorec pro točivý moment

$$M_K = \frac{m}{t} \cdot c_{2\check{c}} \cdot R_2 \cdot \cos \alpha_2 - \frac{m}{t} \cdot c_{1\check{c}} \cdot R_1 \cdot \cos \alpha_1. \quad (27)$$

Z Obr. 16 je zřejmé, že $c_{2\check{c}} \cdot \cos \alpha_2$ a $c_{1\check{c}} \cdot \cos \alpha_1$ lze nahradit rychlostmi $c_{2U\check{c}}$ a $c_{1U\check{c}}$, hmotnost kapaliny za jednotku času můžeme nahradit součinem průtoku a hustoty kapaliny. Výsledný vztah pro točivý moment pak bude mít tvar

$$M_K = Q \cdot \rho \cdot (c_{2U\check{c}} \cdot R_2 - c_{1U\check{c}} \cdot R_1). \quad (28)$$

Rychlosti $c_{1U\check{c}}$ a $c_{2U\check{c}}$ jsou průměty absolutních rychlostí kapaliny v bodech (1) a (2) do tečen ke vnějšímu a vnitřnímu průměru procházející těmito body. Obdobným způsobem jako točivý moment čerpadla bychom odvodili i točivý moment na turbíně hydrodynamického stroje.

Při komplexnějším rozboru celé situace bychom zjistili, že průtok kapaliny Q závisí na třetí mocnině poloměru resp. průměru D a na otáčkách čerpadla $n_{\check{c}}$, stejně tak jako i rychlostech $c_{1U\check{c}}$ a $c_{2U\check{c}}$. Pokud ostatní složky zahrneme do konstanty k_M , kterou nazveme součinitel točivého momentu [$Nm \cdot s^2 \cdot m^{-5}$], dostaneme v praxi častěji používaný vzorec

$$M_K = k_M \cdot n_{\check{c}}^2 \cdot D^5. \quad (29)$$

Ze vztahu (29) vyplývá poznatek, že pokud chceme u hydrodynamického stroje navýšit jeho točivý moment, musíme buď zvětšit jeho rozměry, nebo navýšit jeho otáčky, proto je mezi spalovacím motorem a hydrodynamickou převodovkou vždy převod dorychla.

Pokud již známe točivý moment, není problém určit výkon hydrodynamického stroje jako

$$P = M_K \cdot 2\pi n. \quad (30)$$

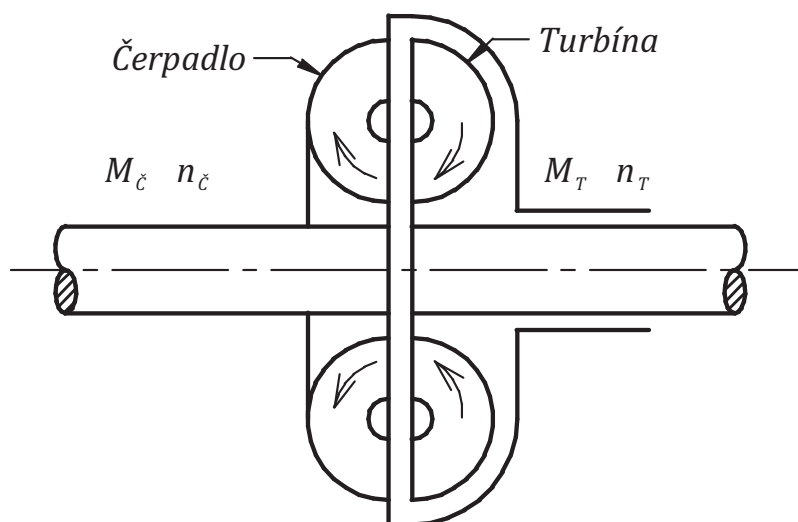
Obdobně jako točivý moment i výkon lze vyjádřit pomocí průměru D a otáček n .

$$P = k_p \cdot n^3 \cdot D^5, \quad (31)$$

kde k_p je tentokrát součinitel výkonu, který nabývá rozměr $[W \cdot s^3 \cdot m^{-5}]$.

2.2. Hydrodynamická spojka

Spojka má dvě kola opatřena lopatkami – čerpadlo a turbínu. Obě kola jsou shodného provedení, turbína však má o několik lopatek více, čímž se zabraňuje chvění stroje. Čerpadlo je poháněno od spalovacího motoru přes převod dorychla, na čerpadlo tak působí moment M_ζ a to dodává kinetickou energii oleji, jímž je spojka naplněna. Olej proudí od vnitřního průměru kola k vnějšímu, čímž se urychluje. Na vnějším poloměru kapalina lopatky čerpadla opouští a začíná působit na lopatky turbíny, kterou vlivem dynamických účinků roztáčí a vytváří točivý moment turbíny M_T . Kapalina se od turbíny vrací zpět k čerpadlu, je tak zajištěna stálá cirkulaci. Točivý moment M_T je pak přes stálé převody, kloubové hřídele a nápravové převodovky přenášen na jednotlivá dvojkolí.



Obr. 17: Hydrodynamická spojka

2.2.1. Vlastnosti hydrodynamické spojky

Základní vlastností hydrodynamické spojky je fakt, že nemění velikost točivého momentu, tedy, že

$$M_{\check{c}} = M_T. \quad (32)$$

Z této skutečnosti vyplývá i to, že samotná hydrodynamická spojka není pro použití v hnacích vozidlech výhodná, protože nám neposkytuje potřebnou trakční charakteristiku.

Tažná síla na obvodu kol u vozidla se spojkou se vypočítá jako

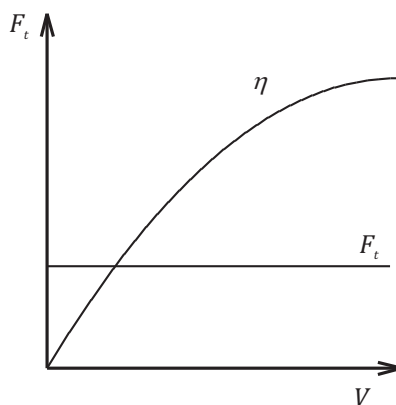
$$F_t = \frac{M_T \cdot i_{celk} \cdot \eta_{mech} \cdot 2}{D_D}. \quad (33)$$

i_{celk} celkový převodový poměr mezi turbínou a hnacím dvojkolím

η_{mech} celková mechanická účinnost mezi turbínou a hnacím dvojkolím

D_D průměr hnacího dvojkolí

Protože u daného typu vozidla jsou vždy i_{celk} , η_{mech} i D_D konstantami, je tahná síla úměrná pouze točivému momentu turbíny M_T . Tahná síla tak má podobný průběh, jako je točivý moment spalovacího motoru.



Obr. 18: Trakční charakteristika vozidla s hydrodynamickou spojkou

Pro odvození vztahu pro točivý moment čerpadla resp. turbíny využijeme vztah (28). V případě spojky s rovnými lopatkami můžeme psát, že

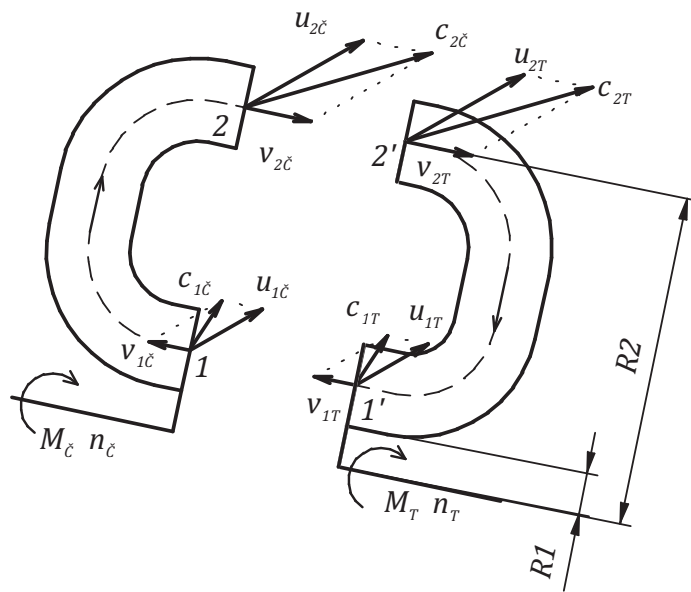
$$c_{2U\check{c}} = u_{2\check{c}} \text{ a } c_{1U\check{c}} = u_{1T}. \quad (34)$$

Rychlostní poměry ve spojce znázorňuje Obr. 19. Pokud si vyjádříme rychlosti $u_{2\check{c}}$ a u_{1T} jako

$$u_{2\check{c}} = 2\pi \cdot R_2 \cdot n_{\check{c}} \cdot \frac{1}{60} \text{ resp. } u_{1T} = 2\pi \cdot R_1 \cdot n_T \cdot \frac{1}{60}, \quad (35)$$

dostaneme po úpravě výsledný vztah pro točivý moment čerpadla a podle vzorce (32) i turbíny.

$$M_{\check{c}} = M_T = Q \cdot \sigma \cdot R_2 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \cdot \frac{n_T}{n_{\check{c}}} \right] \quad (36)$$



Obr. 19: Rychlostní poměry ve spojce

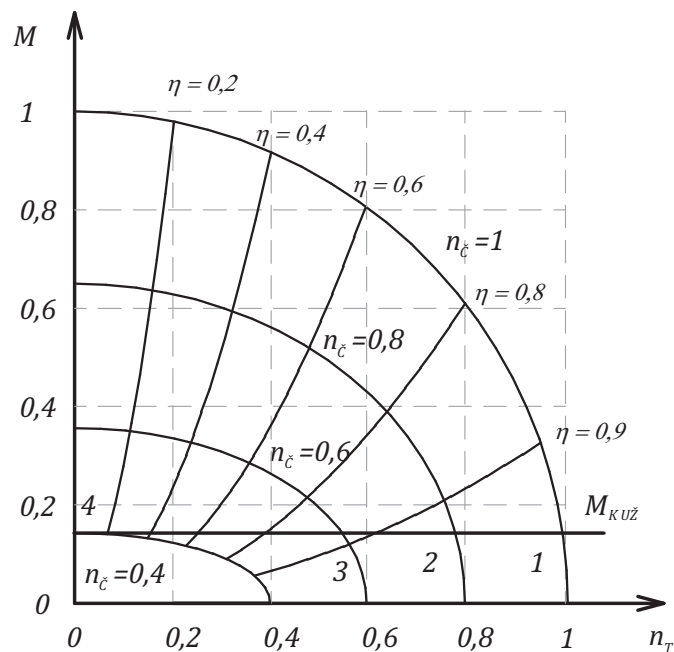
Hydrodynamická spojka pracuje s tzv. skluzem s , je to rozdíl mezi otáčkami čerpadla a turbíny.

$$s = n_{\check{c}} - n_T \quad (37)$$

Otáčky čerpadla jsou vždy o 2 – 4 % vyšší než otáčky turbíny. Tak je zajištěna cirkulace kapaliny a její dynamické působení na lopatky turbíny. Při shodných otáčkách čerpadla a turbíny by se ve spojce nepřenášel žádný točivý moment.

2.2.2. Charakteristika hydrodynamické spojky

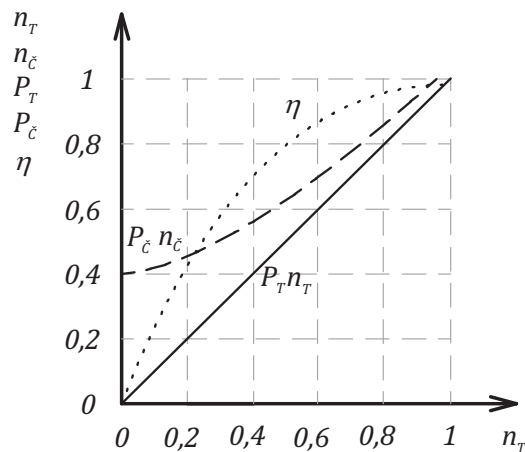
Jednotková charakteristika hydrodynamické spojky je zakreslena na Obr. 20.



Obr. 20: Charakteristika hydrodynamické spojky

Budou-li otáčky čerpadla konstantní, pak je z charakteristiky patrné, že největší moment bude spojkou přenesen, pokud budou otáčky turbíny nulové. Naopak nulový moment přenesou spojka, pokud se otáčky turbíny a čerpadla shodovat (skluz bude nulový). Pokud bychom snížili otáčky čerpadla na jinou konstantní hodnotu, snížil by se točivý moment kvadraticky podle rovnice (29).

Na Obr. 20 je též zakreslen točivý moment přiváděný na spojku od spalovacího motoru $M_{KU\dot{Z}}$, který je konstantní. Tento moment protíná charakteristiku spojky v bodech 1, 2, 3 a 4, které představují body spolupráce hydrodynamické spojky a spalovacího motoru. Tyto body nám pomohou vyřešit výkon hydrodynamické spojky, který je naznačen na Obr. 21.



Obr. 21: Výkon a účinnost hydrodynamické spojky

Na Obr. 21 jsou otáčky turbíny znázorněny přímkou se sklonem 45° . Křivku otáček čerpadla zjistíme z Obr. 20 tak, že odečteme jejich hodnoty v bodech spolupráce a zaneseme je do grafu na Obr. 21 při daných otáčkách turbíny.

Výkon čerpadla je závislý pouze na otáčkách čerpadla a vypočítá se jako

$$P_{\check{c}} = M_{\check{c}} \cdot 2\pi n_{\check{c}}. \quad (38)$$

Obdobně se vypočítá i výkon turbíny

$$P_T = M_T \cdot 2\pi n_T. \quad (39)$$

Protože je graf znázorněný na Obr. 21 jednotkový a výkon čerpadla a turbíny je závislý pouze na jejich otáčkách, můžeme jejich křivky ztotožnit.

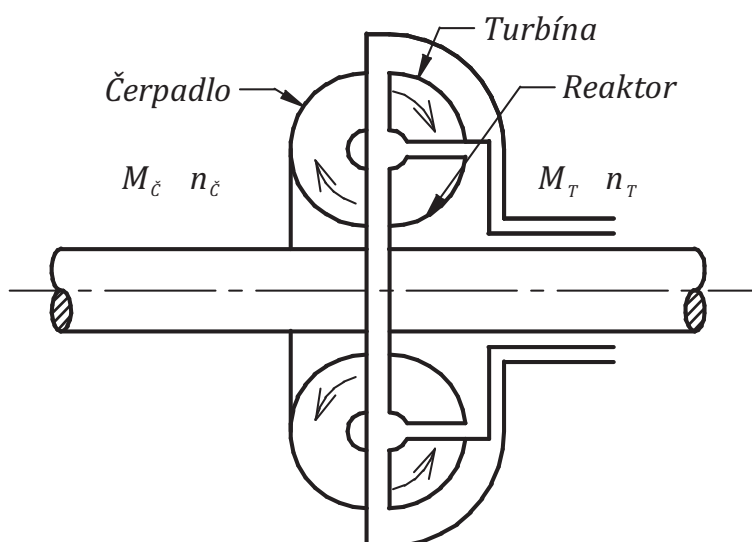
Podílem výkonů či otáček získáme účinnost hydrodynamické spojky

$$\eta = \frac{P_T}{P_{\check{c}}} = \frac{n_T}{n_{\check{c}}}. \quad (40)$$

Ze vztahu (40) je zřejmé, že největší účinnost je v oblastech, kdy se otáčky turbíny přibližují otáčkám čerpadla. Maximální účinnost hydrodynamické spojky dosahuje až 97 %. Nulová pak bývá účinnost, pokud jsou otáčky turbíny nulové.

2.3. Hydrodynamický měnič

Stejně jako spojka je i hydrodynamický měnič hydrodynamickým strojem. Od spalovacího motoru je opět poháněno čerpadlo hydrodynamického měniče, které dodává kinetickou energii kapalině, která ji předává turbíně. Kapalina však po opuštění lopatek turbíny působí na lopatky třetího kola, které se nazývá reaktor. Reakce síly, která působí na reaktor, působí zpět na turbínu a projevuje se jako přídavný moment na turbíně. Z reaktoru proudí kapalina zpět na lopatky čerpadla, kde je opět urychlena.



Obr. 22: Hydrodynamický měnič

2.3.1. Vlastnosti hydrodynamického měniče

Rozdíl mezi hydrodynamickou spojkou a měničem je tedy reaktor. Ten dává hydrodynamickému měniči možnost měnit točivý moment na turbíně M_T . Pro tento moment platí vztah

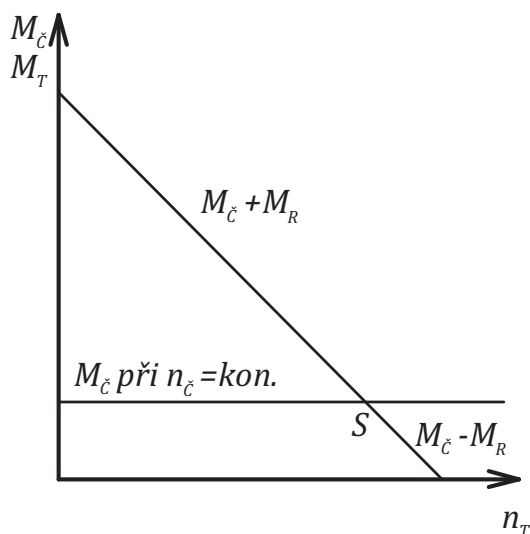
$$M_T = M_č \pm M_R. \quad (41)$$

M_R točivý moment vyvozený reaktorem

Reaktor se může otáčet proti směru otáčení turbíny, pak je jeho vliv na výsledný moment turbíny výraznější, než pokud by stál (tedy byl pevný), přesto se tato varianta u hydrodynamických převodovek pro hnací vozidla využívá častěji. V případě, že by byl reaktor uvolněn a otáčel se shodnými otáčkami jako turbína, nepůsobil by přídavný moment a hydrodynamický měnič by pak fungoval jako spojka.

Pro hydrodynamický měnič platí stejné vztahy pro výkon, tažnou sílu a momenty a skluz jako pro hydrodynamickou spojkou.

Charakteristika hydrodynamického měniče vyjadřuje závislost točivého momentu čerpadla $M_č$ a turbíny M_T v závislosti na měnicích se otáčkách turbíny n_T při konstantních otáčkách čerpadla $n_č$.



Obr. 23: Charakteristika hydrodynamického měniče

Od bodu, kterému se říká spojkový (moment čerpadla je shodný s momentem turbíny měniče, jak je tomu u spojky) na Obr. 23 bod S , je moment turbíny nižší než moment čerpadla. V praxi se měnič využívá maximálně do tohoto spojkového bodu.

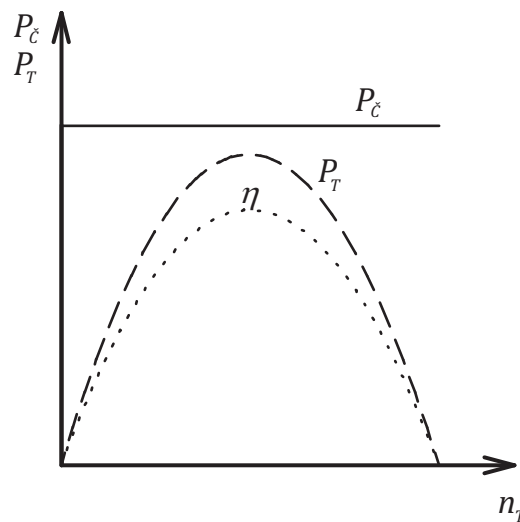
Pokud budeme uvažovat, že otáčky čerpadla $n_{\check{c}}$ budou konstantní, bude podle vztahu (38) konstantní i výkon čerpadla $P_{\check{c}}$. Výkon turbíny P_T je však závislý na momentu turbíny M_T , který podle Obr. 23 klesá s rostoucími otáčkami turbíny n_T , tuto závislost můžeme vyjádřit obecně rovnicí přímky

$$M_T = a - b \cdot n_T \quad (42)$$

pokud tento vztah dosadíme do rovnice (39), která platí i pro výkon turbíny hydrodynamického měniče, dostaneme závislost

$$P_T = (a - b \cdot n_T) \cdot 2\pi n_T, \quad (43)$$

která je vlastně rovnicí paraboly. Proto můžeme tvrdit, že při konstantním výkonu čerpadla $P_{\check{c}}$, má výkon turbíny hydrodynamického měniče parabolický průběh. Ze vztahu (40), který je platný opět i pro účinnost hydrodynamického měniče, je zřejmé, že i účinnost má průběh parabolický. Vrcholu dosáhne výkon turbíny i účinnost při otáčkách polovičních, než jsou maximální otáčky turbíny.



Obr. 24: Výkon a účinnost hydrodynamického měniče

2.4. Hydrodynamické převodovky

Využívat pro přenos výkonu samostatně hydrodynamickou spojku nebo měnič je nevhodné. Jak je patrné z předcházejících kapitol, neodpovídá průběh jejich točivých momentů ideální trakční charakteristice vozidla, navíc účinnost hydrodynamické spojky nebo měniče je výhodná pouze v úzkém pásmu otáček. Proto se spojky a měniče kombinují mnoha způsoby, kde se mimo hydrodynamických strojů využívá i mechanických převodů. Těmto zařízením se pak obecně říká hydrodynamické převodovky.

Hydrodynamické převodovky pak můžeme dělit na převodovky

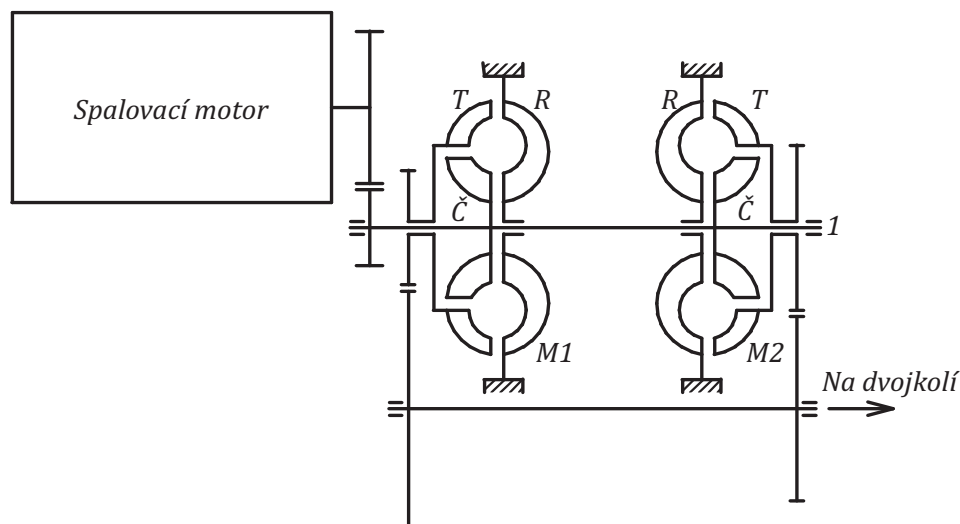
- čistě hydrodynamické, kde všechny převodové stupně jsou realizovány pomocí spojek nebo měničů a mechanické převody jsou jen pomocné a na převodovky
- hydromechanické, kde jeden nebo více převodů jsou realizovány pouze mechanicky.

Dále můžeme hydrodynamické převodovky dělit podle řazení stupňů měničových (M) a spojkových (S) nebo podle toho zda obsahují reverzaci či hydrodynamickou brzdu (retardér).

2.4.1. Převodovky měničové

Měničové převodovky jsou složeny ze dvou až tří měničů (uspořádání MM nebo MMM). Tyto měniče přitom mohou být stejné, abychom z nich získali průběh toči-

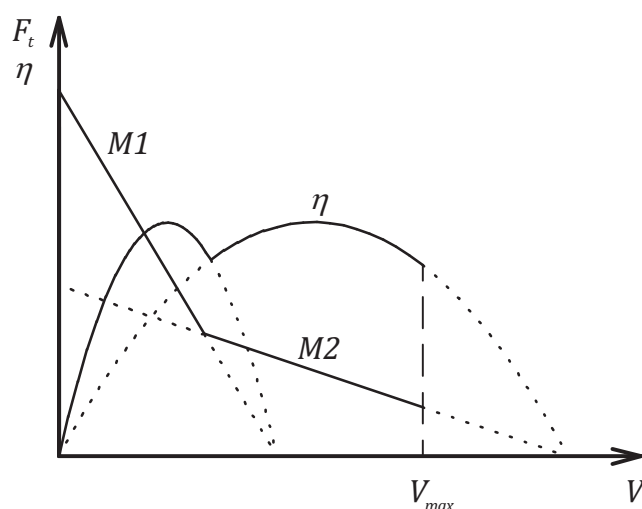
vých momentů různý, postačí nám každý měnič opatřit jiným stálým mechanickým převodem.



Obr. 25: Schéma převodovky typu MM

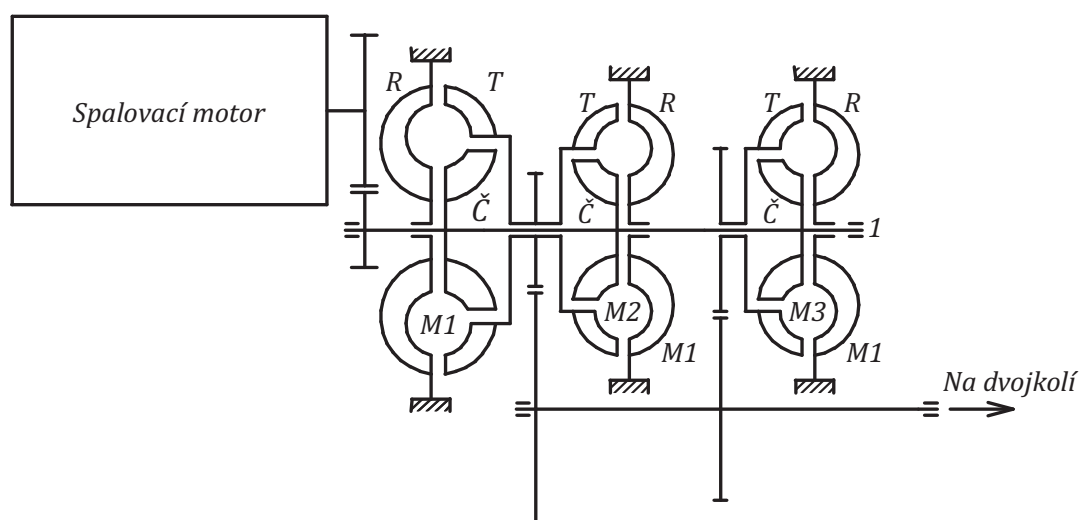
Točivý moment spalovacího motoru je přiváděn přes převod dorychla na hřídel (1) ze kterého pohání čerpadla všech měničů převodovky. Reaktory těchto měničů bývají pevné (neotáčejí se). Pokud je měnič naplněn olejem, roztáčí tento olej turbínu, která je přes převod dopomala spojena s dvojkolím. V případě, že je naplněn měnič $M1$, bývá měnič $M2$ bez náplně a jeho očerpadlo se otáčí naprázdno. Měnič $M1$ ovšem může pracovat efektivně pouze do svého spojkového bodu, pak dojde k přeřazení na měnič $M2$. Řazení probíhá pomocí přepouštění náplně z jednoho měniče do druhého. Měnič $M2$ je pak v záběru až do maximální konstrukční rychlosti vozidla.

Pokud bychom zjišťovali průběh točivého momentu resp. tažné síly F_t v závislosti na otáčkách výstupního hřídele převodovky resp. rychlosti vozidla V , získali bychom trakční charakteristiku znázorněnou na Obr. 26.



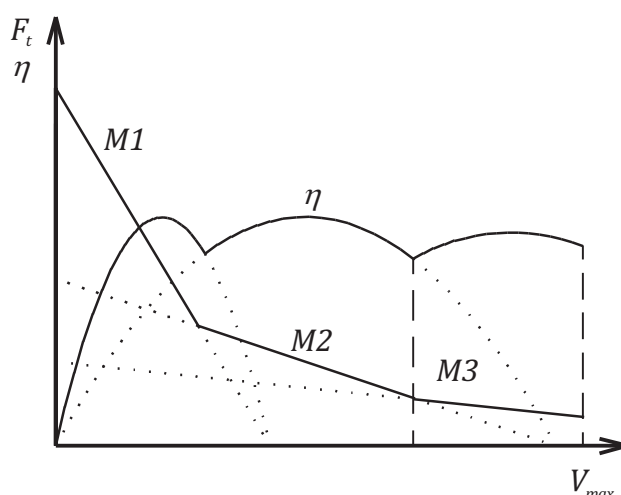
Obr. 26: Charakteristika převodovky typu MM

Jak je z Obr. 26 patrné průběh točivého momentu převodovky resp. tažné síly je mnohem blíže ideální trakční hyperbole, než je tomu u jednoho samotného měniče. Účinnost je také dobrá v poměrně velkém rozsahu.



Obr. 27: Schéma hydrodynamické převodovky typu MMM

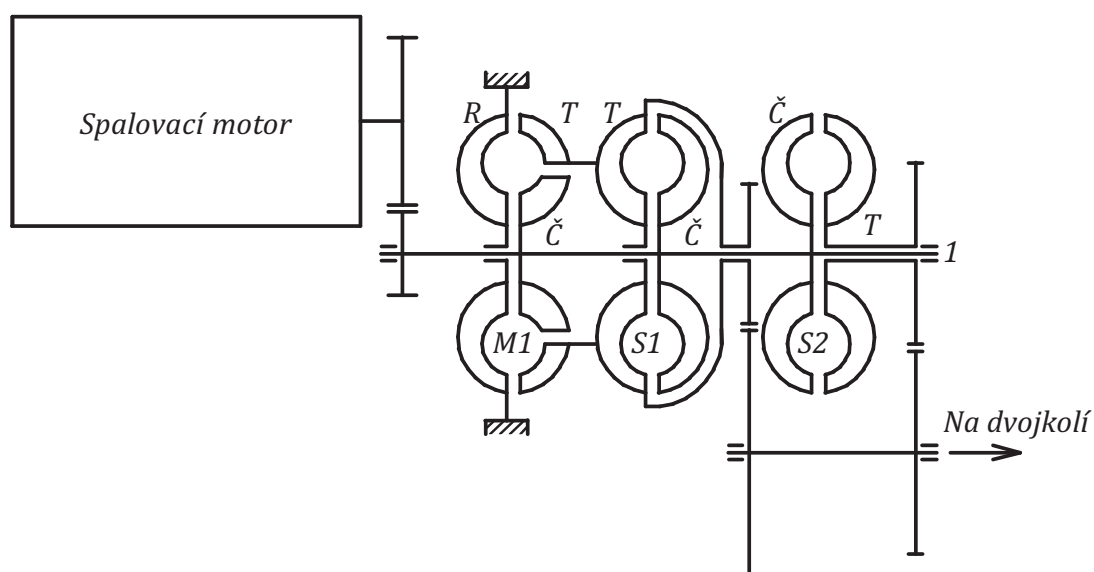
U převodovek typu MMM bývá často první měnič větší, dodává tak větší točivý moment, který se využije při rozjezdu vozidla. Čím více měniči je převodovka vybavena, tím je průběh tažné síly i účinnosti příznivější.



Obr. 28: Charakteristika převodovky typu MMM

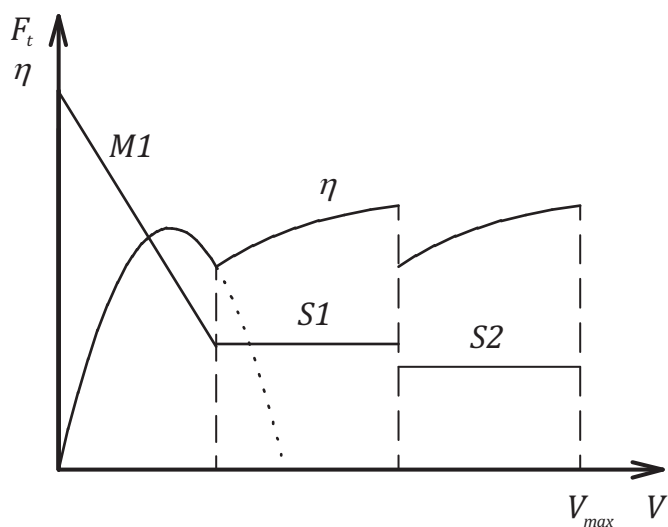
2.4.2. Převodovky s hydrodynamickou spojkou

V nejjednodušším případě je převodovka vybavena jedním měničem a jednou spojkou. V praxi se ale častěji uplatňují převodovky se dvěma měniči a jednou spojkou (MMS) nebo jedním měničem a dvěma spojkami (MSS).



Obr. 29: Schéma převodovky typu MSS

Při rozjezdu se nejprve plní olejem měnič $M1$ (čerpadla obou spojek se stále otáčejí), který je přes turbínu spojky $S2$ (otáčí se také na prázdnno) spojen s ozubeným mechanickým převodem a s dvojkolím. Při dosažení spojkového bodu u měniče $M1$ dojde k přeřazení na spojku $S1$, která má s měničem $M1$ stejný mechanický převod. Pro vysoké rychlosti se pak zařazuje spojka $S2$, která má vlastní mechanický převod na dvojkolí uzpůsobený více dorychla.



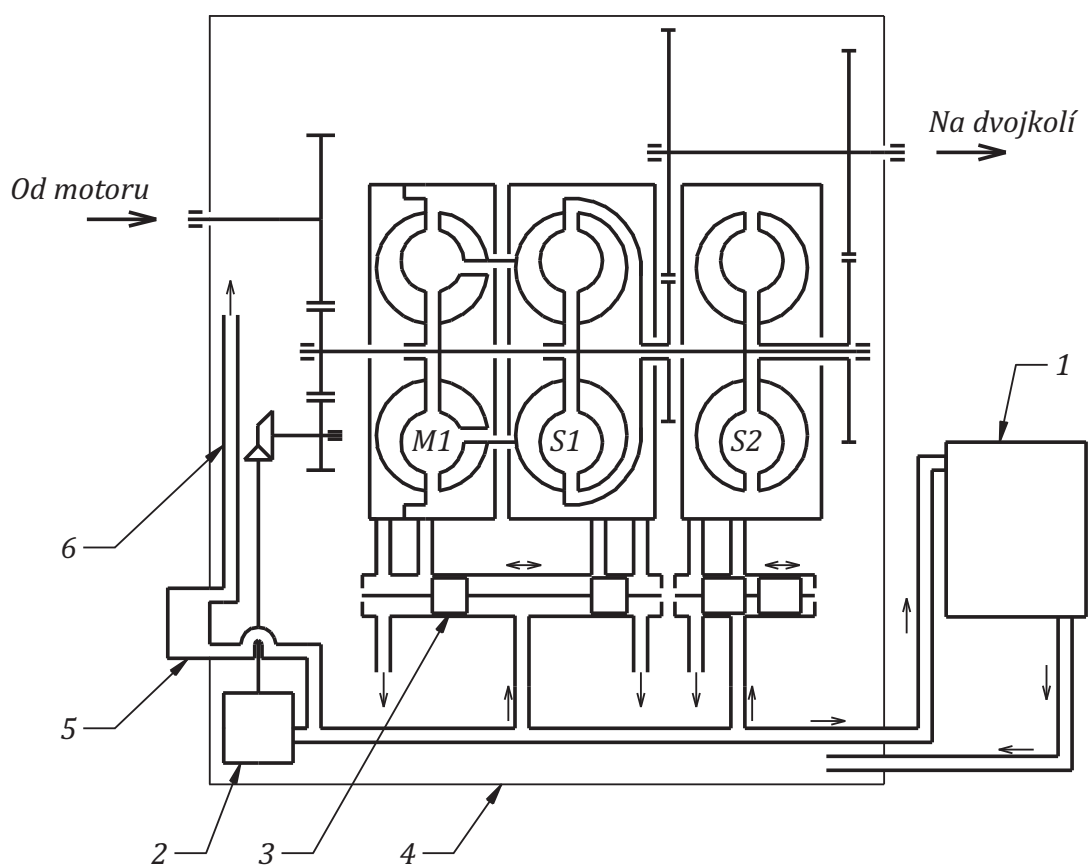
Obr. 30: Charakteristika převodovky typu MSS

I když není průběh tažné síly u převodovky typu MSS nejideálnější (při řazení za spojky $S1$ na $S2$ dochází ke skokové změně tažné síly), poskytuje nám tato převodovka oproti jiným typům větší účinnost.

2.4.3. Pomocné okruhy hydrodynamických převodovek

Pro hydrodynamické převodovky jsou mimo hlavních částí (měničů a spojek) nezbytné pomocné okruhy, které zajišťují správné fungování, mazání a ovládání a diagnostiku převodovky. Koncepce jednotlivých okruhů je u každého typu převodovky jiná nicméně každá hydrodynamická převodovka musí mít následující pomocné okruhy:

- plnicí okruh, který zajišťuje plnění a vyprazdňování měničů a spojek,
- chladicí okruh zajišťující chlazení oleje, který se v převodovce zahřívá
- mazací okruh, který musí zajistit mazání všech pohyblivých částí, jako jsou ložiska a ozubené převody,
- okruh ovládací, který umožňuje automatické řazení stupňů,
- signalizační a diagnostický, který informuje obsluhu o současném stavu převodovky a případných poruchách.



Obr. 31: Pomocné okruhy hydrodynamické převodovky

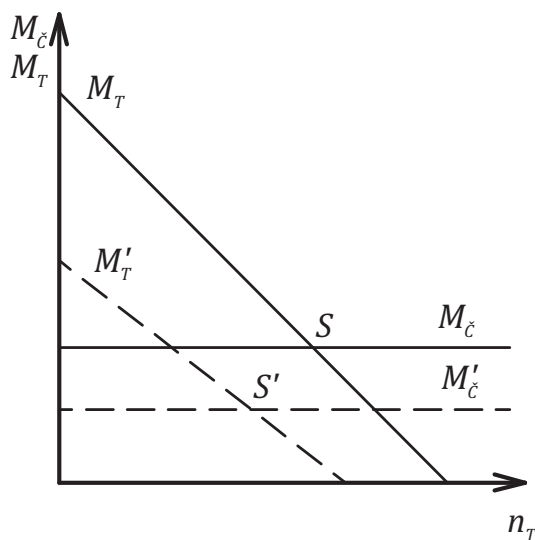
Na Obr. 31 je schematicky znázorněn plnicí, mazací a chladičí okruh hydrodynamické převodovky typu MSS. Tlak oleji dodává čerpadlo (2). Olej proudí jednak přes systém šoupátek (3), které zajišťují plnění a vyprazdňování měniče a spojek a jednak do chladiče (1). Ochlazený olej putuje zpět do nádrže (4), odkud je opět nasáván čerpadlem. Čerpadlo (2) pohání i mazací okruh znázorněn zjednodušeně pouze jako vedení (6). Mazací okruh je vybaven čističem oleje (5).

2.4.4. Řízení hydrodynamických převodovek

Jedněmi z požadavků na hnací vozidlo je efektivita a jeho snadná obsluha. Při ručním ovládání hydrodynamické převodovky by tyto požadavky splněny nebyly, proto je dnes řízení hydrodynamické převodovky automatické. Převodovku můžeme řídit:

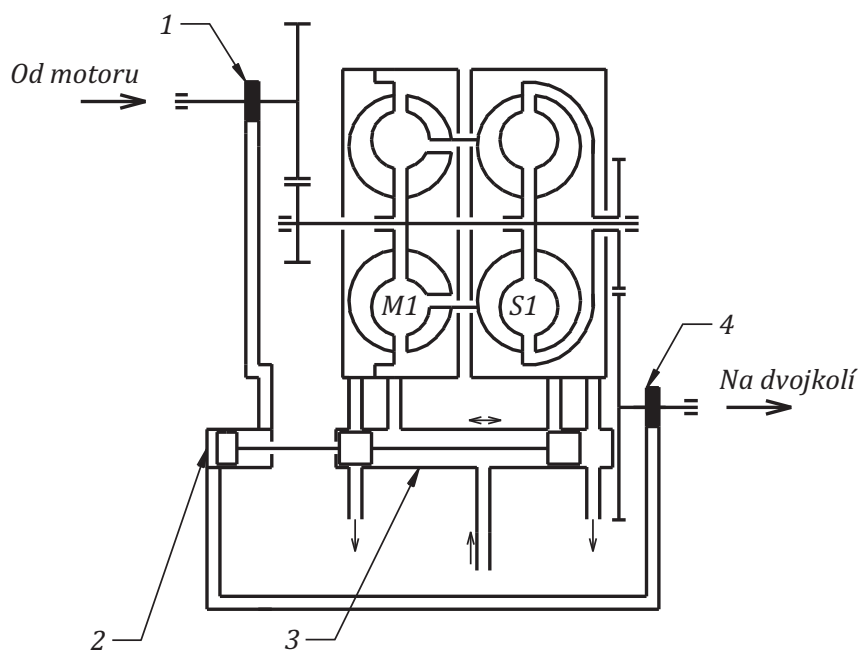
- hydraulicky,
- pneumaticky,
- elektricky,
- nebo kombinovaně.

Problémem je určit kdy má dojít k přerazení. Víme, že měnič lze využívat maximálně do jeho spojkového bodu. Tento bod se ale s měnicí se otáčkami čerpadla $n_{\check{c}}$ pohybuje, jak je patrné z Obr. 32.



Obr. 32: Posun spojkového bodu měniče

To znamená, že pro různé otáčky čerpadla resp. spalovacího motoru dojde měnič do svého spojkového bodu při různých otáčkách turbíny resp. různých rychlostech vozidla. Pro určení polohy spojkového bodu je tedy nutné otáčky motoru a rychlost vozidla sledovat. Princip řízení hydrodynamické převodovky je naznačen na Obr. 33.



Obr. 33: Princip automatického řízení hydrodynamické převodovky

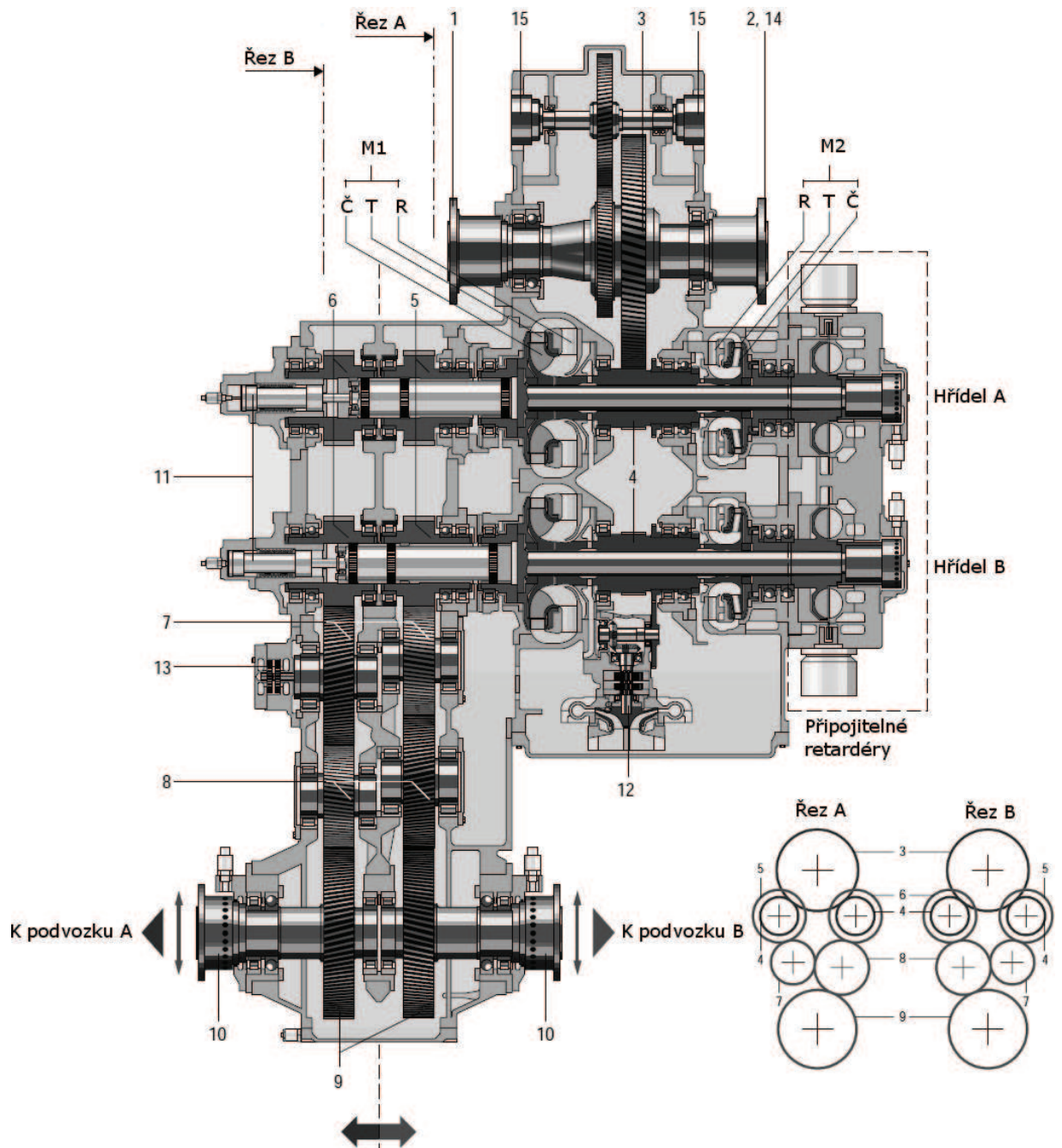
Otáčky motoru sleduje tzv. primární regulační čerpadlo (1), které vytváří tlak v oleji podle otáček motoru a zásobuje jím řadič (2). Na výstupním hřídeli převodovky je pak sekundární regulační čerpadlo (4), které vytváří tlak odvislý od otáček turbín a dodává ho rovněž řadiči. Při nastartovaném spalovacím motoru a stojícím vozidle vytváří tlak pouze primární regulační čerpadlo, řadič se přesune doleva a začne se plnit měnič *M1*, turbína měniče se začne otáčet a sekundární regulační čerpadlu začne vytvářet tlak. Při dosažení spojkového bodu měniče (za konstantních otáček motoru) bude tlak sekundárního regulačního čerpadla již vyšší než tlak primárního čerpadla, dojde tak k přesunutí pístu řadiče doprava, čímž se posunou šoupátka (3) do polohy, kdy se začne vypouštět měnič *M1* a zároveň napouštět spojka *S1*, tím dojde k přeřazení. Při snížení rychlosti vozidla resp. otáček turbíny se tlak vytvářený sekundárním regulačním čerpadlem sníží a dojde k přeřazení zpět na měnič *M1*.

Pokud by byly otáčky spalovacího motoru nižší, byl by nižší i tlak primárního regulačního čerpadla a k zařazení spojky *S1* by došlo dříve. Tento způsob řízení hydrodynamické převodovky tedy zohledňuje i posuv spojkového bodu měniče v závislosti na měnicích se otáčkách spalovacího motoru.

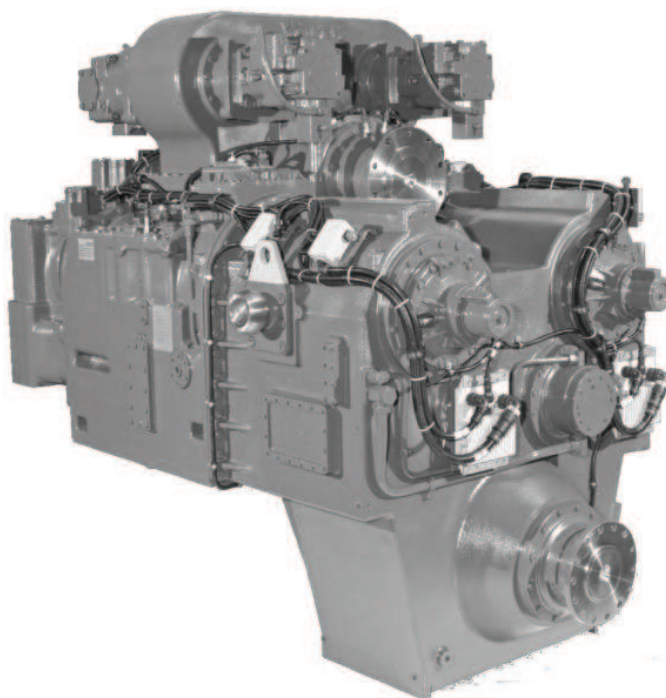
V současné době je u moderních hydrodynamických převodovek ovládání již složitější, nevyužívá se k přestavení šoupátek tlaku oleje, ale ovládání je pneumatické nebo elektrické. Ovládání převodovky pak může zajišťovat počítač.

2.4.5. Převodovka Voith LS 640 reU2

Převodovka Voith LS 640 reU2 je navržena především pro pohon šestinápravových lokomotiv. Je vybavena čtyřmi měniči (dva pro každý podvozek), díky patentované kombinaci měničů a mechanické reverzace jsou oba podvozky poháněny samostatně. Řízení převodovky je elektronické a plně automatické. Převodovka podporuje jízdu na poloviční výkon a konstantní rychlosti (např. při vykládce). Je k ní možno naistalovat i blok hydrodynamické brzdy (retardér).



Obr. 34: Lomený řez převodkou Voith LS 640 reU2 [10]



Obr. 35: Převodovka Voith LS 640 reU2

Spalovací motor pohání přes torzně pružnou spojku a kloubový hřídel přírubu (1), od ní je točivý moment veden přes převod dorychla (3) a pastorky (4) ke čtyřem hydrodynamickým měničům. Od hřídele s přírubou (1) jsou přes přírubu (2), která je na druhé straně hřídele, poháněny pomocné pohony. Přes převod a přírubu (15) je poháněno hydrostatické čerpadlo dalších pomocných pohonů.

Je nutné si uvědomit, že převodové kolo (3) zabírá do pastorků na obou hřídelích. Hřídele A a B jsou tedy v převodovce ve skutečnosti vedle sebe, nikoliv pod sebou (viz Obr. 34, řez A a B). Rozjezdový měnič M1 a provozní M2 jsou ve shodných provedeních instalovány na hřídeli A i B. Od měničů na hřídeli A je poháněn výstup pro podvozek A a od měničů na hřídeli B je poháněn výstup pro podvozek B.

Reverzace se provádí za při stojícím vozidél pomocí dvou reverzních válců (11) v mechanické části převodovky. Válce jsou ovládány tlakovým olejem a automaticky se vrátí do neutrální polohy, pokud je motor vypnutý. To umožňuje bezproblémové tažení vozidla bez nastartovaného spalovacího motoru.

Olejové čerpadlo (12) je jak plnicí, tak mazací. V případě tažení vozidla s vypnutým motorem, přejímá mazací funkci pomocné čerpadlo (13).

Převodovka je ovládána řídicím systémem VTDC vyvinutým firmou Voith speciálně pro potřeby drážních vozidel. VTDC přijímá příkazy od strojvedoucího přes řídicí

jednotku vozidla a současně čte provozní podmínky přenosu výkonu. Z této informace VTDC vypočítá nejvhodnější pracovní bod a kontroluje přenos odpovídajícím způsobem. Převodovka LS 640 reU2 je vybavena dvěma VTDC. Každý ovládá jeden podvozek. Výhodou je, že součástí VTDC je i protiskluzová ochrana. Samotné ovládání převodovky se pak děje pomocí elektromagnetických ventilů.

Součástí VTDC je i neustálá diagnostika převodovky pomocí mnoha čidel. Při zjištění problémů (např. vysoká teplota oleje) dokáže systém sám patřičně reagovat. Systém také ukládá diagnostikované údaje do paměti, je možné tak později údaje vyvolat a vyhodnotit.

Tab. 1: Základní technické údaje k převodovce Voith LS 640 reU2

Maximální příkon	4200 kW
Maximální trvalý brzdný výkon	3400 kW
Vstupní otáčky	1000 – 1950 ot/min
Maximální výstupní otáčky	2800 ot/min
Hmotnost (bez retardérů)	6000 kg
Olejová náplň	400 l

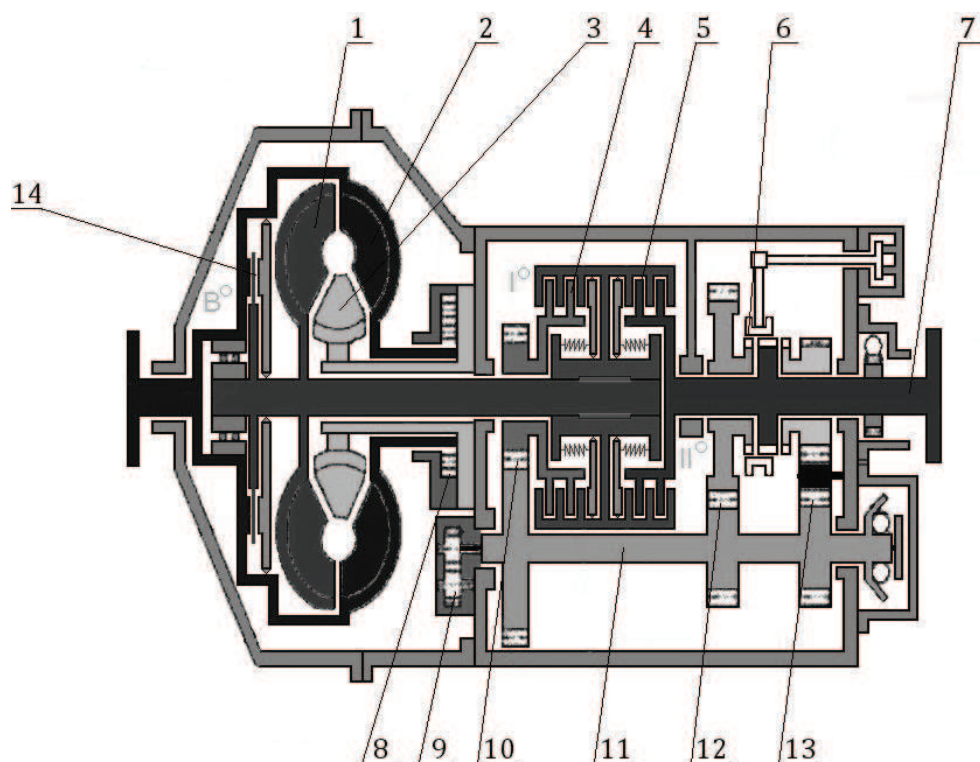
2.5. Hydromechanické převodovky

V praxi se velice často setkáváme s převodovkami hydromechanickými. Ty využívají výhod hydraulického přenosu výkonu (výhodná trakční charakteristiky a automatické ovládání) i mechanického přenosu výkonu (vysoká účinnost). Základní rozdělení hydromechanických převodovek je na

- nevětvené (sériové), kde jsou prvky hydrodynamické a mechanické řazeny sériově, tedy výkon je nejprve přiváděn na měnič či spojku a odtud pak na mechanickou část převodovky
- větvené (paralelní), kde jsou prvky hydrodynamické a mechanické řazeny vedle sebe a výkon se na ně rozděluje. Dělení a slučování výkonu zajišťují děliče a slučovače (nejčastěji planetová soukolí).

2.5.1. Převodovka Praga 2 M 70

Ač je tato třístupňová hydromechanická převodovka Praga 2 M 70 staršího provedení, přesto se s ní můžeme u vozidel ČD v hojnosti setkat, protože je využita pro motorové vozy řady 810 (M 152), kterých bylo vyrobeno přes 600 kusů.



Obr. 36: Schéma hydromechanické převodovky Praga 2 M 70 [11]

Točivý moment od spalovacího motoru je přiváděn na čerpadlo měniče (2), to roztáčí turbínu (1), která je spojena s hřídelem mechanické převodovky. Při zařazeném prvním rychlostním stupni je výkon veden od měniče přes třecí spojku (4) a soukolí (10) na předloňový hřídel mechanické převodovky (11) a odtud přes soukolí (12) na výstupní hřídel (7). Při dosažení stanovené rychlosti vozidla dojde k přeřazení na druhý rychlostní stupeň, rozepne třecí spojka (4) a sepne třecí spojka (5) (ovládání třecích spojek je realizováno tlakovým olejem), tím se vyřadí předloňový hřídel (11) a výkon je přenášen rovnou na výstupní hřídel (7). Při dosažení rychlosti pro zařazení třetího rychlostního stupně dojde k sepnutí blokovací spojky (14), čímž dojde k vyřazení hydrodynamického měniče a výkon od motoru je na výstupní hřídel převodovky veden pouze mechanickou cestou, což zajišťuje vysokou účinnost převodu. K řazení zpět na nižší rychlostní stupeň dochází při nižších rychlostech, než je tomu při řazení nahoru, aby nedocházelo k cyklickému řazení.

Převodovka je dále vybavena soukolím (13) a zubovou spojkou (6), které slouží k reverzaci. Převodovka byla původně konstruována pro využití v autobusech, u motorových vozů řady 810 je ovšem reverzace realizována v nápravové převodovce, proto je zubová spojka (6) natrvalo přesunuta do polohy pro záběr soukolí (12) prvního jízdního stupně.

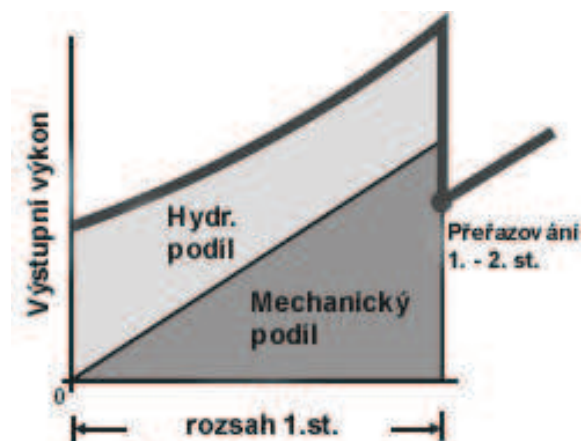
Tlak oleji v převodovce dodává velké zubové čerpadlo (8), které je poháněno od čerpadla hydrodynamického měniče. Od určité rychlosti automaticky přebírá mazání některých částí převodovky malé zubové čerpadlo (9).

Tab. 2: Základní technické údaje k převodovce Praga 2 M 70

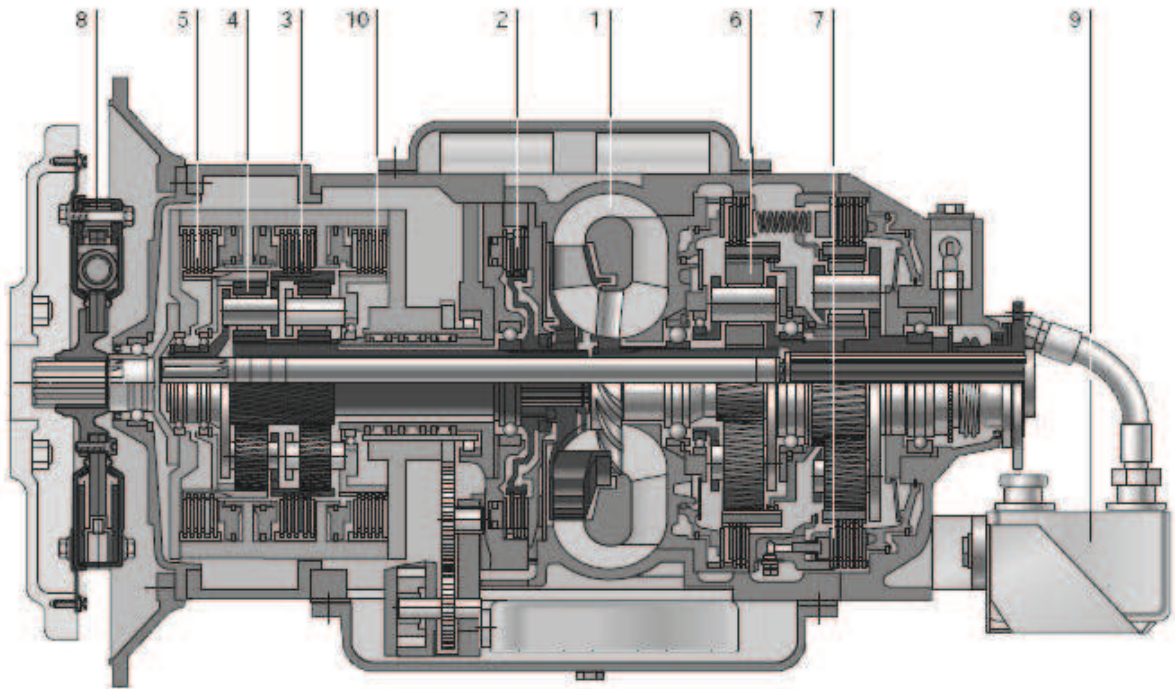
Maximální přenášený výkon	147 KW
Maximální přenášený točivý moment	750 Nm
Maximální vstupní otáčky	2500 min ⁻¹
Typ měniče	M 400.1A
Znásobení točivého momentu v měniči	3,2
Mechanický převod prvního stupně	2,21 : 1
Mechanický převod druhého stupně	1 : 1
Hmotnost včetně náplně provozních hmot	230 kg

2.5.2. Převodovka Voith DIWA D 864.3

Hydromechanická převodovka Voith DIWA D 864.3 se využívá v motorových vozech rady 814 a 812. Je konstruována pro výkony do 300 kW. Je to převodovka větvená vybavená čtyřmi převodovými stupni. K dělení výkonu dochází pouze na prvním jízdním stupni, druhý až čtvrtý stupeň jsou pouze mechanické. Měnič slouží zároveň jako retardér



Obr. 37: Dělení výkonu na prvním stupni



Obr. 38: Schéma hydromechanické převodovky Voith DIWA D 864.3 [10]

Při zařazeném prvním stupni je sepnutá vstupní spojka (5) a korunové kolo slučovacího soukolí (6) je zabrzděno. V planetovém soukolí (4) dochází k dělení výkonu. Unašeč je spojen se výstupním hřídelem převodovky a centrální kolo je na dutém hřídeli objímajícím výstupní hřídel. Přes dutý hřídel je poháněno čerpadlo hydrodynamického měniče (1). Turbína měniče pak otáčí centrálním kolem slučovacího planetového soukolí (6). Satelity tohoto soukolí se odvalují po zabrzděném korunovém kole a jsou unašeči spojeny s výstupní hřídelí, tím dochází k opětovnému sloučení výkonu.

Při zařazení druhého stupně se uvolní korunové kolo slučovacího soukolí, to se tak otáčí volně. Naopak se zabrzdí dutý hřídel a s ním i čerpadlo měniče a centrální kolo planetového soukolí (4). Výkon je teď přenášen od vstupního hřídel přes spojku (5) a planetové soukolí (4) přímo na výstupní hřídel převodovky.

Při zařazení třetího jízdního stupně dojde k rozpojení spojky (5) a sepnutí spojky (3). Výkon je nyní veden přes korunové kolo třetího stupně a unašeče soukolí (4) na výstupní hřídel.

Při zařazení čtvrtého stupně dojde k rozepnutí spojky třetího stupně (3) a k sepnutí spojky čtvrtého stupně (10). Unašeč planetového soukolí pro třetí stupeň je tak spojen přímo se vstupní hřídelí a otáčí satelity, které se odvalují po zabrzděném centrálním

ním kole na dutém hřídeli a tím otáčejí korunovým kolem. To je spojeno přes unašeč soukolí (4) s výstupní hřídelí.

Při použití retardéru se sepne spojka (7) a zablokuje tak korunové kolo brzdícího soukolí. Zablockovaná je i dutá hřídel a s ní i čerpadlo měniče. Část výkonu od dvojkolí je vedeno mechanickou cestou zpět do motoru, kde je mařen a část výkonu je vedena k turbíně měniče, která nyní funguje jako čerpadlo a čerpá olej proti zabrzděnému čerpadlu, mechanická energie se tak maží na teplo. Ohřátý olej se pak chladí v chladiči (9).

Řazení jednotlivých stupňů probíhá automaticky a je řízeno počítačem. Ten má paměť, která obsahuje spínací charakteristiky lamelových spojek a podle nich provádí řazení tak aby byly eliminovány rázy výkonu při přeřazování. Při provozu však dochází k mechanickému opotřebování lamel spojek a ty pak mají jiné charakteristiky. Počítač je schopen si tyto nové charakteristiky zaznamenávat a aktualizovat.

Tab. 3: Základní údaje převodovky DIWA D 864.3

Maximální přenášený výkon	290 kW
Maximální přenášený točivý moment	1600 Nm
Maximální vstupní otáčky	2500 ot/min

3. Vozidla s hydraulickým přenosem výkonu

V minulosti se na našich drahách objevovali lokomotivy s hydraulickým přenosem výkonu jen sporadicky, přesto bylo vyrobeno několik řad, které hydraulickým přenosem výkonu disponovali. Mezi ně patří například dodnes hojně se vyskytující (hlavně v průmyslových provozech) řada lokomotiv 703 nebo již nejezdící řady 710 (ex T 334.0) a 725 (ex T 444.0). Všechny tyto lokomotivy se vyráběly v Turčianských strojárnách v Martině, ovšem byly vybaveny převodovkami ČKD.

Ze zahraničních vozidel, která byla na našem území provozována, můžeme jmenovat řadu lokomotiv 748.5 (LDH 125) od firmy Faur. Tato lokomotiva byla vybavena převodovkou TH 2 (licence Voith L 28). Pro potřeby průmyslových vleček k nám byla dovážena lokomotiva řady 716 (V 60) vyráběná v Německu společností LEW (Lokomotivbau – Elektrotechnische Werke Hennigsdorf). Byla vybavena převodovkou GSR 12/5,1 v provedení MSS. Ze Sovětského svazu se k nám dovezlo například také přes 50 kusů lokomotivy TGK 2 (řada 706.5; ex T203.05) vyráběných v Kalužských mašinstrojitelňných závodech. Tyto stroje určené také pro posun jsou vybaveny hydromechanickou převodovkou GTK-2 s reverzem a redukcí.

Větší uplatnění měl v minulosti hydraulický přenos výkonu u motorových vozů. Bylo postaveno několik řad, z nichž většina je dodnes v pravidelném provozu. Můžeme uvést například řadu 820 (ex M240.0) vybavenou převodovkou H 250 M nebo řadu 850 (ex 286.0 a ex 2863.1) s převodovkou H750 M.

3.1. Lokomotiva G 1000 BB



Obr. 39: Lokomotiva G 1000 BB [13]

Výrobce	Vossloh Lokomotives
Uspořádání pojezdu	B'B'
Typ spalovacího motoru	MTU 8V 4000 R41L
Maximální výkon spalovacího motoru	1100 kW
Otáčky spalovacího motoru	1860 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydrodynamický
Typ převodovky	Voith L4r4
Maximální tažná síla	259 kN
Maximální rychlost	100 km/h
Služební hmotnost	80 t
Vyrobena kusů	42

3.2. Lokomotiva G 2000 BB



Obr. 40: Lokomotiva G 2000 BB [13]

Výrobce	Vossloh Lokomotives
Uspořádání pojezdu	B'B'
Typ spalovacího motoru	CAT 3516 BHD MTU 20V 4000 R42
Maximální výkon spalovacího motoru	2240 kW (CAT) 2700 kW (MTU)
Otáčky spalovacího motoru	1800 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydrodynamický
Typ převodovky	Voith L 620 re U2 (CAT) Voith L 620 re U2+ KB385 (MTU)
Maximální tažná síla	282 kN (CAT) 292 kN (MTU)
Maximální rychlost	120 km/h
Služební hmotnost	87,3 t (CAT) 90 T (MTU)
Vyrobena kusů	70

3.3. Lokomotiva Gravita 10 BB



Obr. 41: Lokomotiva GRAVITA 10 BB [10]

Výrobce	Voith Turbo
Uspořádání pojezdu	B'B'
Typ spalovacího motoru	MTU 8V 4000 R41
Maximální výkon spalovacího motoru	1000 kW
Otáčky spalovacího motoru	1800 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydrodynamický
Typ převodovky	L 4r4 zseU2
Maximální tažná síla	278 kN
Maximální rychlost	100 km/h
Služební hmotnost	86 t
Vyrobena kusů	47

3.4. Lokomotiva MAXIMA 40 CC



Obr. 42: Lokomotiva MAXIMA 40 CC [10]

Výrobce	Voith Turbo
Uspořádání pojezdu	C'C'
Typ spalovacího motoru	ABC 16VDZC
Maximální výkon spalovacího motoru	3600 kW
Otáčky spalovacího motoru	1000 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydrodynamický
Typ převodovky	Voith LS 640 reU2
Maximální tažná síla	408 kN
Maximální rychlost	120 km/h
Služební hmotnost	135 t
Vyrobena kusů	16 ks

3.5. Lokomotiva řady 703



*Obr. 43: Lokomotiva řady 703 [5]
autor: Miroslav Sýkora*

Výrobce	TS Martin
Uspořádání pojezdu	B
Typ spalovacího motoru	TATRA 930-54
Maximální výkon spalovacího motoru	169 kW
Otáčky spalovacího motoru volnoběžné	550 ot/min
Otáčky spalovacího motoru jmenovité	1800 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydromechanický
Typ převodovky	ČKD SRM LIHM 21r
Maximální tažná síla	80 kN
Maximální rychlost	40 km/h
Služební hmotnost	24 t
Vyrobeno kusů	224 ks

3.6. Motorový vůz Regio-Shuttle RS1



Obr. 44: Motorový vůz Regio-Shuttle RS1 [14]

Výrobce	Stadler Rail AG
Uspořádání pojezdu	B'B'
Typ spalovacího motoru	2 x MAN D 2866 LUH
Maximální výkon spalovacího motoru	2 x 257 kW
Otáčky spalovacího motoru	1500 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydromechanický
Typ převodovky	Voith DIWA D 863.3
Maximální tažná síla	cca 100 kN
Maximální rychlost	120 km/h
Služební hmotnost	43 t
Vyrobena kusů	-

3.7. Motorový vůz řady 810



Obr. 45: Motorový vůz řady 810 [5]
autor: Karel Furiš

Výrobce	Vagónka Studénka
Uspořádání pojezdu	1'A'
Typ spalovacího motoru	LIAZ ML 634
Maximální výkon spalovacího motoru	155 kW
Otáčky spalovacího motoru volnoběžné	600 ot/min
Otáčky spalovacího motoru jmenovité	2150 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydromechanický
Typ převodovky	Praga 2 M 70
Maximální tažná síla	29 kN
Maximální rychlost	80 km/h
Služební hmotnost	20 t
Vyrobeno kusů	678 ks

3.8. Motorový vůz řady 814



Obr. 46: Motorový vůz řady 814 [8]

Výrobce	Pars Nova Šumperk
Uspořádání pojezdu	1'A'+1'1'
Typ spalovacího motoru	LIAZ M 1.2C ML 640SE
Maximální výkon spalovacího motoru	242 kW
Otáčky spalovacího motoru volnoběžné	650 ot/min
Otáčky spalovacího motoru jmenovité	1950 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydromechanický
Typ převodovky	Voith DIWA D 864.3
Maximální tažná síla	54 kN
Maximální rychlost	90 km/h
Služební hmotnost	22 t
Vyrobena kusů	-

3.9. Motorový vůz řady 842



Obr. 47: Motorový vůz 842
autor: Jan Kubeš [5]

Výrobce	MSV Studénka
Uspořádání pojezdu	(1A)'(A1)'
Typ spalovacího motoru	2 x LIAZ M1.2B-ML 640F
Maximální výkon spalovacího motoru	425 kW
Otáčky spalovacího motoru volnoběžné	600 ot/min
Otáčky spalovacího motoru jmenovité	2000 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydromechanický
Typ převodovky	Allison HTB 741R
Maximální tažná síla	60 kN
Maximální rychlost	100 km/h
Služební hmotnost	46 t
Vyrobena kusů	35 ks

3.10. Motorový vůz řady 854



Obr. 48: Motorový vůz řady 854 [9]

Výrobce	Pars Nova
Uspořádání pojezdu	2'B'
Typ spalovacího motoru	Caterpillar 3412 E DI-TA
Maximální výkon spalovacího motoru	588 kW
Otáčky spalovacího motoru volnoběžné	600 ot/min
Otáčky spalovacího motoru jmenovité	1650 ot/min
Druh přenosu výkonu	Hydrodynamický
Typ převodovky	ČKD H 750 M
Maximální tažná síla	80 kN
Maximální rychlost	120 km/h
Služební hmotnost	51,5 t
Vyrobeno kusů	50 ks

4. Závěr

Cílem této práce byl přehled základní problematiky hydraulického přenosu výkonu pro hnací vozidla. Snažili jsme se vytvořit komplexní pohled na problematiku jak ze strany teoretické, tak i praktické. Nicméně rozsah této práce nepostačuje k postihnutí všech témat týkajících se hydraulického přenosu výkonu. Každá z kapitol v této práci by mohla být námětem pro celou další práci.

V první části jsme se zabývali hydrostatickým pohonem, který sice v trakci u hnacích vozidel není obvyklý (přesto existovali i lokomotivy s tímto přenosem výkonu), ale je hojně využíván u traťových strojů a u pomocných pohonů lokomotiv. Je oblíben pro svoji nízkou prostorovou náročnost a vysokou účinnost. Zvláštní pozornost byla v práci věnována jeho regulaci a řízení.

Nejrozsáhlejší část práce byla věnována hydrodynamickému přenosu výkonu. Uvedli jsme základní principy fungování tohoto pohonu u uvedli jsme několik výpočtových vztahů a odvození týkajících se teorie dynamických účinků kapaliny, dále jsme si představili základní hydrodynamické stroje a jejich vlastnosti a charakteristiky. Posléze jsme si ukázali využití těchto strojů v praxi v konstrukci hydrodynamických a hydromechanických převodovek. Ukázali jsme si základní typy konstrukce převodovek a srovnali jejich trakční charakteristiky a účinnosti. Opět byla věnována patřičná pozornost ovládání hydrodynamických převodovek. Na závěr této kapitoly jsme si uvedli několik konkrétních konstrukcí hydrodynamických a hydromechanických převodovek. Snažili jsme se zároveň zohlednit některé základní typy převodovek jako je hydromechanická převodovka větvená a nevětvená a ukázat zástupce konstrukcí jak starších (přesto však dosud hojně používaných), tak i převodovky moderní.

V závěrečné kapitole jsme vytvořili malý přehled vozidel s hydrodynamickým a hydromechanickým přenosem výkonu. Snažili jsme se postihnout většinu u nás provozovaných vozidel, i když mnohdy již staršího data výroby. Zároveň jsme však uvedli i několik nejmodernějších vozidel od zahraničních výrobců, které zatím na našich tratích bohužel nepotkáváme.

Z této práce vyplývá, že hydrodynamický a hydromechanický přenos výkonu má svou dlouholetou tradici a stále se rozvíjí, i když u nás byl v minulosti dosti opomíjen. Vývojem nových technologií hlavně v elektronice a řídicích systémech získává hydraulický přenos mnohem větší uplatnění. Dnes se využívá i pro pohon trakčních vozidel o výkonech přes 2000 kW, kde se v minulosti využíval pouze přenos elektrický. Naopak u regionálních vozidel nám kombinace hydraulického a mechanického přenosu dává výhody obojího.

Literatura

- [1] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2004. 206 s. ISBN 80-7194-696-6.
- [2] KLIMEŠ, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Brno : Učební text VOŠ Technické, 2009. 84 s.
- [3] KOREISOVÁ, Gabriela ; KOREIS, Josef. *Hydromechanika reálných kapalin : Hydro 2*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2007. 138 s.
- [4] NOSKIEVIČ, Petr. *Hydraulické pohony a jejich zařízení*. ATOMA. 2002, 1, s. 8-12. ISSN 1210-9592.
- [5] BADO, Peter. *Www.vlaky.net* [online]. 12.3.2009 [cit. 2011-05-12]. Přenosy výkonov traťových strojov.
- [6] NOVÁK, František; NOUZA, Josef; VALTER, Pavel. *Trakční vozidla nezávislá a železniční vozy II*. Praha : NADAS, 1978. 345 s.
- [7] *Malý atlas lokomotiv 2009*. 1. vydání. Praha : Gradis Bohemia, 2008. 368 s. ISBN 978-80-86-925-05-9.
- [8] *Provozní příručka – Motorová souprav RegioNova 814-914*. 144 s.
- [9] *Motorový vůz řady 854*. 2007. 368 s.
- [10] *Katalogy firmy Voith Turbo*
- [11] *Technický popis 810*
- [12] ADÁMEK, Walter, et al. *Speciální vozidla a stroje pro práci na železničních tratích*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 1998. 189 s. ISBN 80-7194-126-3.
- [13] *Katalogy firmy Vossloh Lokomotives*
- [14] *Katalogy firmy Stadler*