



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONCEPTY POHONU KOLEJOVÝCH VOZIDEL NEZÁVISLÉ TRAKCE

DIESEL RAILROAD VEHICLES DRIVE CONCEPTS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Pavel Polcer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Zubík

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Pavel Polcer
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Martin Zubík
Akademický rok:	2015/16

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:

Koncepty pohonu kolejových vozidel nezávislé trakce

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obecná rešerše zabývající se konstrukčním uspořádáním pohonu soudobých kolejových vozidel, jejímž cílem je popsat různé varianty pohonu a provést jejich srovnání. Ze sledovaných parametrů je vhodné se zaměřit především na celkovou účinnost a provozní spolehlivost.

Cíle bakalářské práce:

- Přehled používaných konstrukčních uspořádání pohonu kolejových vozidel
- Nalezení a popis hlavních limitujících prvků z hlediska spolehlivosti
- Srovnání jednotlivých uspořádání a určení varianty s nejlepší provozní spolehlivostí a paralelně s nevyšší účinností

Seznam literatury:

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA, J.: Automobily. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009, 155 s. ISBN 978-80-87143-12-4.

KONOPIK, J.: Přenosy výkonů I-V. Dráha. Praha: Nadatur, 2007-2011. ISSN 1211-1260.

GILLESPIE, T. D.: Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495 s. ISBN 15-609-1199-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Práce se zabývá koncepty pohonu kolejových vozidel nezávislé trakce, tedy přenosem výkonu mezi spalovacím motorem a hnanými nápravami. V současnosti používané přenosy výkonu jsou popsány z hlediska funkce, jejich limitujících prvků a účinnosti. Pomocí vytvořeného numerického modelu, simulujícího jízdu kolejového vozidla, je porovnána účinnost přenosů výkonu, nebo přesněji energetická náročnost jejich činnosti. Na základě modelu jsou doporučena vhodná řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolejová vozidla, přenosy výkonu, účinnost, numerický model

ABSTRACT

Thesis deals with diesel railroad vehicle drive concepts, in other words transmission of power from diesel engine to driven wheels. Currently used drives are described in terms of functionality, limitations and efficiency. Numerical model, which simulates rail vehicle journey, is used to compare efficiency of drives, or more accurately, energy needs for their operation. Based on the numerical model, suitable drives are recommended.

KEYWORDS

rail vehicles, drives, efficiency, numerical model



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLCER, P. *Koncepty pohonu kolejových vozidel nezávislé trakce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Zubík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Zubíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2016

.....

Pavel Polcer



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Martinu Zubíkovi za cenné rady a komentáře k práci.



OBSAH

Úvod	10
1 Mechanický přenos výkonu	11
1.1 Popis přenosu výkonu	11
1.1.1 Hlavní spojka	11
1.1.2 Hlavní převodovka	11
1.1.3 Reverzační ústrojí	12
1.1.4 Rozvod výkonu	13
1.2 Účinnost	14
1.2.1 Převodovky, rozvod výkonu	14
1.2.2 Výpočet účinnosti a tepelné zátěže spojky	15
2 Hydrodynamický přenos výkonu	17
2.1 Popis přenosu výkonu	17
2.1.1 Hydrodynamická spojka	17
2.1.2 Hydrodynamický měnič	18
2.1.3 Hydrodynamická převodovka	18
2.1.4 Hydromechanická převodovka	19
2.2 Účinnost	20
2.2.1 Hydrodynamická spojka	21
2.2.2 Hydrodynamický měnič	22
2.2.3 Hydrodynamická převodovka	22
2.2.4 Hydromechanická převodovka	23
3 Hydrostatický přenos výkonu	24
3.1 Popis přenosu výkonu	24
3.1.1 Hydrogenerátor	24
3.1.2 Hydromotor	25
3.1.3 Regulace přenosu výkonu	25
3.1.4 Limity spolehlivosti	26
3.2 Účinnost	26
3.2.1 Teoretický model	26
3.2.2 Účinnost vypočítaná pomocí modelu	28
4 Elektrický přenos výkonu	29
4.1 Popis přenosu výkonu	29
4.1.1 Generátor, alternátor	29
4.1.2 Trakční elektromotory	30
4.1.3 Kritická místa	30



4.2	Účinnost.....	31
4.2.1	Faktory ovlivňující účinnost.....	31
4.2.2	Celková účinnost	31
5	Srovnání přenosů výkonu	33
5.1	Numerický model	33
5.1.1	Pohonné jednotky	34
5.1.2	Pracovní cykly	34
5.2	Výsledky.....	35
5.2.1	Komentář výsledků, vhodnost pohonů	35
	Závěr.....	37
	Seznam použitých zkratk a symbolů	40
	Seznam příloh.....	43



ÚVOD

Železniční doprava jako taková je, zejména z pohledu energetické náročnosti, jedním z nejefektivnějších způsobů přepravy osob i zboží. To však neznamená, že není možné dále snižovat energetickou náročnost přepravy. Navíc je to žádoucí z pohledu ekologického, kvůli snižování emisí, ale i z pohledu ekonomického, protože snižování spotřeby energií znamená snižování provozních nákladů.

Následující text se bude zabývat různými přenosy výkonu, které budou nejprve popsány z hlediska funkce, následně účinnosti a nakonec navzájem porovnány. Prvním přenosem výkonu bude v současnosti zřídka využívaný přenos mechanický. Následovat budou přenosy výkonu hydrodynamický, hydromechanický a hydrostatický. Posledním přenosem výkonu pak bude přenos elektrický, který je v současnosti nejpoužívanější.



1 MECHANICKÝ PŘENOS VÝKONU

1.1 POPIS PŘENOSU VÝKONU

Mechanický přenos výkonu využívá pouze mechanických prvků k tomu, aby byl výkon přenesen ze spalovacího motoru na hnané nápravy [19, 12]. Skládá se z několika základních součástí a to hlavní spojky, hlavní převodovky, reverzačního ústrojí a rozvodu výkonu [19, 12]. Každá z těchto částí a jejich funkce bude popsána v následujícím textu podrobněji.

1.1.1 HLAVNÍ SPOJKA

Hřídelová spojka je strojní součást sloužící pro přenos kinetické energie za rotace [18]. Sepnutím spojky dochází k vyrovnání úhlových rychlostí vstupní a výstupní hřídele [18]. U mechanického přenosu výkonu se jedná o spojku třecí, kde je u kotoučové spojky přenos krouticího momentu realizován přitlačením páru a v případě lamelové spojky více párů třecích ploch k sobě (např. u motorových vozů M 131).

Přenášený krouticí moment M_k je přímo úměrný přitlačné síle F , součiniteli tření f , počtu párů třecích ploch n a dále závisí na rozměrech třecích ploch tvaru mezikruží (vnější průměr D , vnitřní průměr d) [8, 18]. Díky této závislosti (1) lze regulovat krouticí moment přenášený z motoru do dalších částí přenosu výkonu a motor případně zcela oddělit. Schopnost spojky přenášet proměnný krouticí moment, respektive nepřenášet žádný, umožňuje chod motoru za stání vozidla a jeho následný rozjezd [19, 18].

$$M_k = \frac{n f F}{4} (D + d). \quad (1)$$

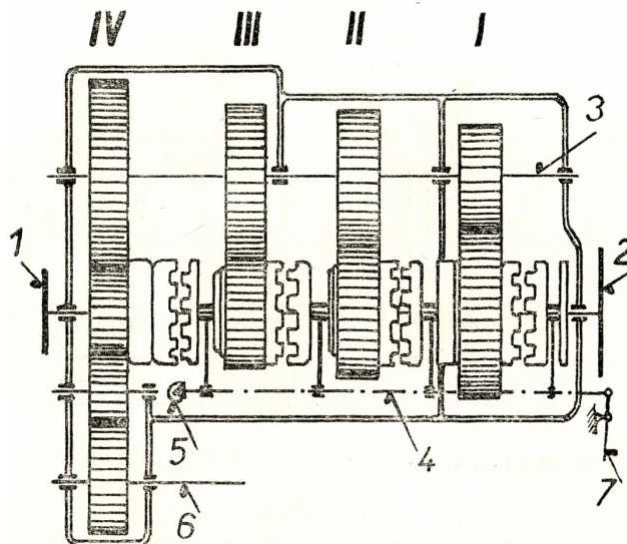
1.1.2 HLAVNÍ PŘEVODOVKA

Spalovací motor může pracovat pouze v omezeném rozsahu otáček. Pokud by byl převodový poměr mezi motorem a hnanými nápravami konstantní, tak by rozsah provozních rychlostí byl stejně omezený jako otáčky motoru (např. u motorů EMD 710 je rozsah pouze 200–904 min⁻¹ [6]). Přenos výkonu proto musí umožnit změnu převodového poměru. V případě mechanického přenosu výkonu k tomuto účelu slouží hlavní převodovka [12, 19]. Převodovka obsahuje páry spoluzabírajících ozubených kol, s různými převodovými poměry. Z těchto párů ozubených kol je zvolen pro přenos výkonu jeden a to takový, který zajistí v dané chvíli nejvhodnější převodový poměr, přičemž ostatní páry ozubených kol jsou vyřazeny pomocí zubových spojek, případně vysunutím ze záběru [1]. Například u prvních 25 motorových vozů M 131 byla použita posuvná kola, pozdější vozy měly převodovku robustnější, využívající zubových spojek (viz obr. 1) [1].

U hlavní převodovky je podstatné zmínit způsob řazení rychlostních stupňů. První možností je přesouvání ozubených kol do záběru. Tato varianta má zásadní nevýhody oproti použití zubové spojky při řazení rychlostních stupňů. Při zařazení rychlostního stupně musí dojít k vyrovnání obvodových rychlostí ozubených kol, resp. zubové spojky a ozubeného kola.



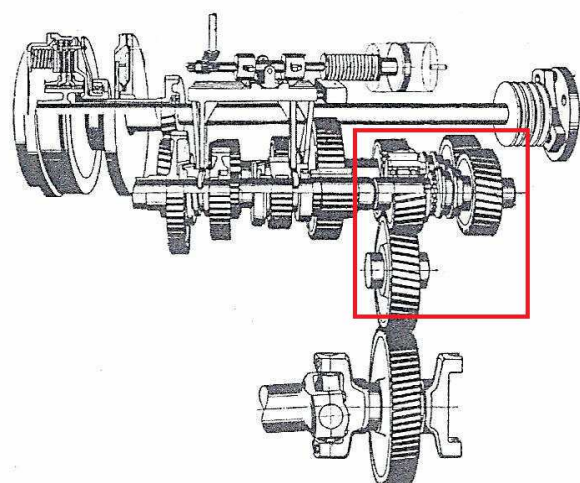
Pokud je ozubené kolo zasouváno do záběru, tak je zde při zasouvání značné riziko poškození ozubení (síly jsou přenášeny velmi malým počtem zubů a navíc pouze jejich částí v záběru). Použití zubové spojky snižuje toto riziko, navíc bývají tyto převodovky zpravidla vybaveny synchronizací, tedy pomocnou třecí spojkou, která úhlové rychlosti vyrovná.



Obr. 1 Hlavní převodovka motorových vozů M 131, 1 vstupní hřídel, 2 výstupní hřídel, 3 předlokový hřídel, 4 řadicí tyč, 5 zajišťovací hřídel, 6 hřídel náhonu kompresoru, 7 řadicí páka, I - IV převodové stupně [1]

1.1.3 REVERZAČNÍ ÚSTROJÍ

Spojka a převodovka umožňují rozjezd a jízdu různými rychlostmi, ale neřeší jízdu opačným směrem, tedy změnu smyslu otáčení náprav, aniž by byl změněn smysl otáčení motoru, proto je součástí přenosu výkonu reverzační ústrojí. U lokomotiv a motorových vozů s více hnanými nápravami bývá reverzační ústrojí součástí převodovky, v případech kdy je hnaná pouze jedna náprava pak reverzační ústrojí nalezneme v nápravové převodovce [19]. Poloha není pevně dána, ale vždy musí být reverzační ústrojí k dispozici, a to buď jako součást hlavní převodovky, nápravové převodovky nebo umístěné samostatně [19]. Příklady reverzačních ústrojí jsou na obr. 2 a obr. 3.



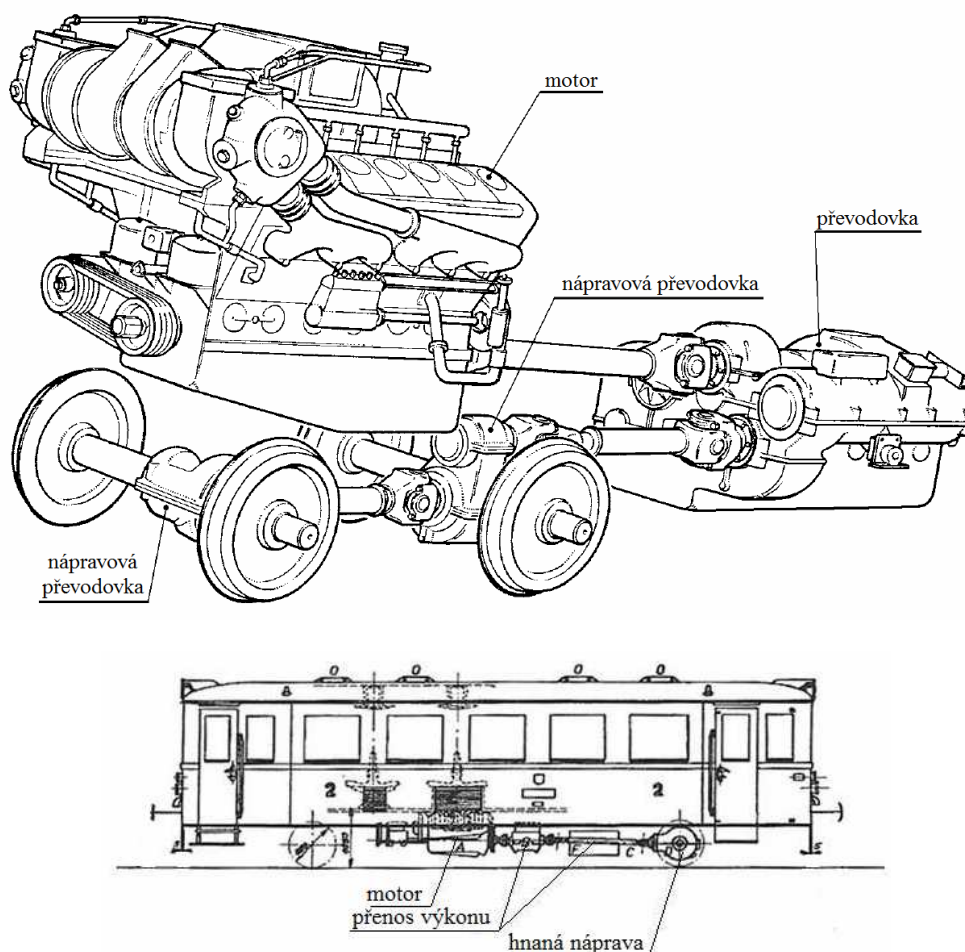
Obr. 2 Převodovka ČKD M 150 s reverzačním ústrojím (označeno) [12].
Pomocí spojek jsou zařazena/vyřazena vložená kola [12]



Obr. 3 Nápravová převodovka s reverzací firmy Gmeinder [7]. Výkon je přenášen pravým nebo levým kuželovým kolem, přičemž druhé je odděleno od hřídele pomocí spojky [7]

1.1.4 ROZVOD VÝKONU

Poslední součástí přenosu výkonu je rozvod, tedy součásti, které řeší přenos výkonu mezi převodovkou a hnanými nápravami. Již zastaralé je použití spojnic, podobných spojnicím parních lokomotiv, proto se s ním setkáváme výjimečně [19]. V současnosti se mnohem častěji využívají kloubové, teleskopické apod. hřídele, které umožňují pohyb náprav vůči skříni vozidla, tedy odpružení, spolu s nápravovými převodovkami vybavenými kuželovými soukolími, které pak přenesou výkon na hnané nápravy [7, 19].



Obr. 4 Příklady uspořádání přenosu výkonu [11, 24]

1.2 ÚČINNOST

Účinnost přenosu výkonu je možné určit na základě ztrát, ke kterým dochází v jeho jednotlivých částech [8, 18]. Z hlediska určení ztrát, a tedy účinnosti, je při rozjezdu důležitá spojka, protože zde se ztráty mění podle prokluzu spojky, jak bude dále popsáno (podkapitola 1.2.2). Tyto ztráty jsou podstatné zejména při rozjezdu vozidla a navenek se projevují ohřevem spojky [18], proto je výkon, který lze přenášet, omezen [12, 19]. Ohřev spojky je závislý také na účinnosti převodovek a rozvodu výkonu, proto budou tyto prvky uvedeny první.

1.2.1 PŘEVODOVKY, ROZVOD VÝKONU

V převodovkách a rozvodu výkonu, přičemž reverzační ústrojí můžeme brát jako převodovku, dochází ke ztrátám v důsledku styku ozubených kol, odporu ložisek a pohybu maziva [8, 18, 19]. V případě ozubených kol se jedná o tření vzniklé při vzájemném pohybu spoluzabírajících zubů [18]. Mechanismus, který způsobuje ztráty u ložisek, závisí na typu ložiska a jeho mazání (a tedy i teplotě) [18]. Jako příklad je možno uvést hydrodynamické



mazání kluzných ložisek, nebo elastohydrodynamické mazání ložisek kuličkových [18]. Pohybem maziva je míněno mazání převodovky, ke kterému je třeba dodat energii, ať už se jedná o mazání broděním, rozstříkem, nebo nuceným oběhem maziva [18]. Jako celkovou účinnost přenosu výkonu pak uvádějí různé zdroje rozsah 90 až 95 % [12, 19], více než 95 % [2], případně 92 až 96 % pro samotnou převodovku [14].

1.2.2 VÝPOČET ÚČINNOSTI A TEPelnÉ ZÁTĚŽE SPOJKY

Ztráty jsou v případě spojky spojené se třením, respektive prokluzem spojky při spínání. Tření je žádoucí, aby docházelo k přenosu výkonu, ale prokluz spojky zároveň způsobuje její ohřev a vznik ztrát ve formě tepla [18].

V následujícím výpočtu bude určen průběh účinnosti a vzniklé teplo a to nejprve obecně a poté pro konkrétní hodnoty. Bude uvažován rozjezd vozidla ze stání, za konstantních otáček motoru a při konstantním krouticím momentu přenášeném spojkou, tedy konstantní zrychlení vozidla (odpovídající rozjezdu, který je omezován mezí adheze, tzn. třením mezi kolem a kolejnici) až do takové rychlosti, kdy spojka přestane prokluzovat (první převodový stupeň).

Pro okamžitý užitečný výkon P_u platí vzorec (2), kde ω_{vyst} je úhlová rychlost výstupního hřídele a M_k krouticí moment přenášený třením [8, 18]. Obdobný výraz (3) platí i pro ztrátový výkon P_z , kde je rozhodující rozdíl úhlové rychlosti výstupního hřídele vůči vstupním otáčkám spojky $\omega_{vst} - \omega_{vyst}$, a pro výkon dodaný do spojky motorem P_m (4) [8, 18].

$$P_u = \omega_{vyst} M_k, \quad (2)$$

$$P_z = (\omega_{vst} - \omega_{vyst}) M_k, \quad (3)$$

$$P_m = \omega_{vst} M_k. \quad (4)$$

Účinnost η je poměr (5) výkonu užitečného a výkonu dodaného [8].

$$\eta = \frac{P_u}{P_m} = \frac{\omega_{vyst}}{\omega_{vst}}. \quad (5)$$

Mezi výstupním hřídelem a kolejnici existuje kinematická vazba, tzn. ozubené převody a valení kol, proto z této rovnice (5) plyne, že až do ukončení prokluzu spojky je účinnost lineárně závislá na rychlosti vozidla.

Dále lze určit množství ztrátového tepla. Je-li uvažováno konstantní zrychlení, tak pro okamžitou úhlovou rychlost (v čase t) výstupního hřídele platí výraz (6), přičemž úhlové zrychlení výstupního hřídele α_{vyst} reprezentuje zrychlení vozidla [8].

$$\omega_{vyst} = \alpha_{vyst} t. \quad (6)$$



Vykonaná práce (dodaná W_m , užitečná W_u , ztrátová W_z) je integrál (7, 8) výkonu podle času [8], přičemž koncový čas t_k je okamžik, kdy přestane spojka prokluzovat, tedy $\omega_{vst} = \omega_{vyst}$.

$$W_m = \int_0^{t_k} M_k \omega_{vst} dt = M_k \omega_{vst} t_k, \quad (7)$$

$$W_u = \int_0^{t_k} M_k \alpha_{vyst} t dt = \frac{M_k \alpha_{vyst} t_k^2}{2} = \frac{M_k \omega_{vst} t_k}{2}. \quad (8)$$

Po dosažení hodnoty práce dodané spalovacím motorem, při platnosti zákona zachování energie ($W_u + W_z = W_m$) [8], platí následující rovnost (9).

$$W_u = W_z = \frac{W_m}{2}. \quad (9)$$

Užitečná práce je využita k uvedení vozidla do pohybu a je možné ji aproximovat, při započítání účinnosti převodovek η a zanedbání jízdního odporu během rozjezdu, kinetickou energií vozidla v okamžiku sepnutí spojky [8].

$$W_z = \frac{m v^2}{2\eta}. \quad (10)$$

Uvažujeme-li tedy soupravu o hmotnosti 1 000 t a konec prokluzu spojky při rychlosti $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ($7,2 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$), při účinnosti zbytku přenosu výkonu 95 %, tak vzniklé teplo je přibližně 2,1 MJ. Pokud dovolíme při sepnutí nárůst teploty $\Delta t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, tak při použití oceli (měrná tepelná kapacita $c \approx 500 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) by dle vzorce (11) [18] byla potřeba spojka o hmotnosti $m_s = 84 \text{ kg}$. Spojka této hmotnosti a odpovídajících rozměrů by byla nepraktická, proto je tento přenos výkonu zcela nevhodný už i pro uvažovanou soupravu a v praxi by nebyl použit.

$$m_s = \frac{W_z}{c \Delta t}. \quad (11)$$

Ačkoliv je v literatuře [19] uvedena hodnota ztrátové práce výrazně vyšší, tak zde není uveden výpočet a není tedy možné ověřit správnost. Jelikož je však v literatuře [18] uveden podobný vzorec k získání ztrátové práce, který se sice zabývá pouze spojkou jako takovou, tedy energií za rotace, tak je provedený výpočet považován za správný.



2 HYDRODYNAMICKÝ PŘENOS VÝKONU

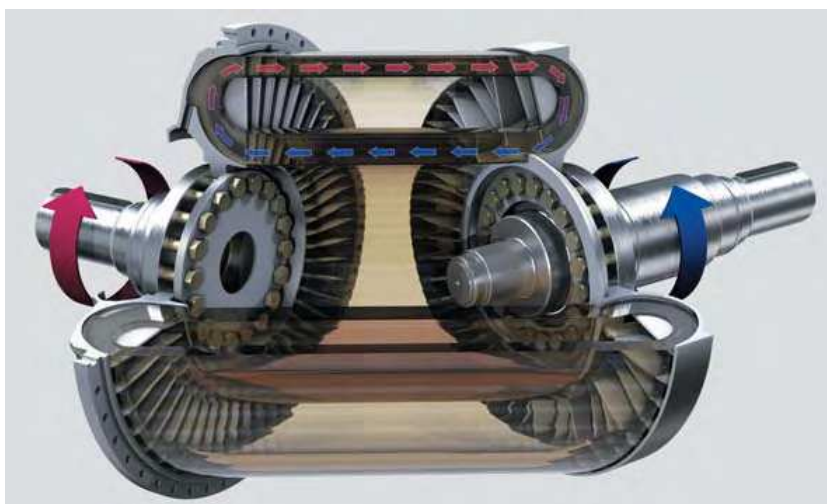
2.1 POPIS PŘENOSU VÝKONU

Hydrodynamický přenos výkonu využívá dynamických účinků kapaliny v hydrodynamických prvcích, tedy hydrodynamických spojkách a měničích [4, 5, 19]. Základní myšlenkou je nahrazení mechanických prvků, které jsou příčinou hlavních nedostatků mechanického přenosu výkonu, tedy zejména hlavní spojky, hydrodynamickými prvky [5, 19]. V případě hydrodynamických převodovek je hydrodynamických prvků využito zároveň i k řazení rychlostních stupňů [5]. Podrobnější popis funkce těchto převodovek je v podkapitole 2.1.3.

2.1.1 HYDRODYNAMICKÁ SPOJKA

Hydrodynamická spojka se skládá z čerpadlového a turbínového kola, uzavřených ve společné skříni, spolu s pracovní kapalinou [4, 5]. K přenosu výkonu se využívají dynamické účinky kapaliny. Čerpadlové kolo uvede kapalinu do pohybu, předá jí tedy kinetickou energii, a kapalina následně působí na turbínové kolo, které je touto kapalinou roztáčeno. Při tomto ději dochází ke skluzu turbínového kola, tedy rozdílným otáčkám tohoto kola proti kolu čerpadlovému, bez skluzu by totiž nemohl být přenášen výkon [4, 5]. Tato spojka má kromě výhod souvisejících s opotřebením také nevýhody, které v důsledku vedou k použití komplikovanější konstrukce [4].

První nevýhodou hydrodynamické spojky je nemožnost úplného odpojení, které lze řešit přidáním pomocné mechanické spojky, nebo možností měnit množství pracovní kapaliny ve spojce [4]. Druhou nevýhodou představuje skluz spojky, který má za následek ztráty výkonu, a je řešen přidáním přemostňovací spojky (může být zvana i blokovací) - třecí spojky, která spojí vstup a výstup hydrodynamické spojky bez skluzu [4, 11, 21].



Obr. 5 Hydrodynamická spojka, vlevo čerpadlové kolo, vpravo turbínové kolo, šipky znázorňují směr pohybu hřídelů a pracovní kapaliny [10]



2.1.2 HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ

Stejně jako hydrodynamická spojka, tak i hydrodynamický měnič obsahuje čerpadlové a turbínové kolo uzavřené s pracovní kapalinou ve společné skříni, ale navíc také obsahuje reakční člen [4]. Tento reakční člen může usměrňovat proudění pracovní kapaliny tak, aby vyhovovalo rychlostním poměrům na dalším oběžném kole a působí na něj při tom setrvačné účinky kapaliny, tedy moment síly [23]. Reakční člen bývá pevně spojen s rámem, případně je umístěn na volnoběžce. Protože však musí být zachována momentová rovnováha v kapalině [18], tak je moment působící na čerpadlové a turbínové kolo rozdílný a dochází ke změně krouticího momentu [4, 5].

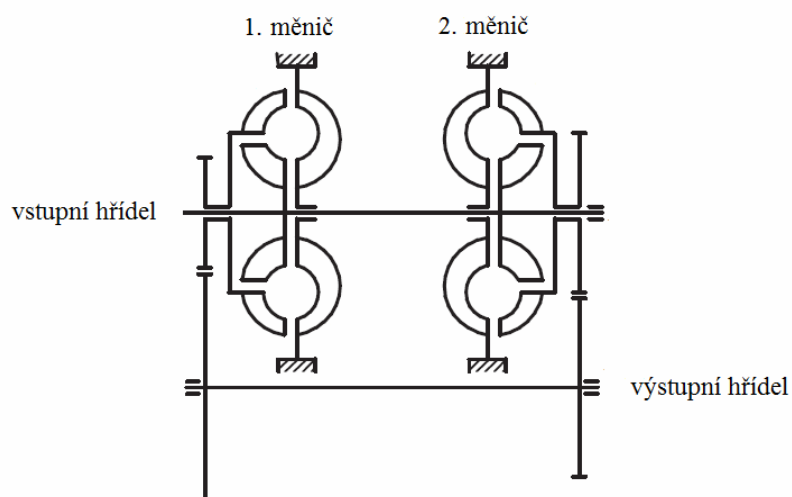


Obr. 6 Hydrodynamický měnič, červeně čerpadlové kolo, modře turbínové kolo, zeleně reakční člen, žlutě proudění pracovní kapaliny [10]

2.1.3 HYDRODYNAMICKÁ PŘEVODOVKA

Hydrodynamická převodovka využívá pro všechny převodové stupně hydrodynamické prvky, tedy měniče nebo spojky, přičemž pro 1. převodový stupeň je vždy použit měnič [5, 19]. Výkon je u těchto převodovek přenášěn ze vstupu na výstup přes hydrodynamické měniče, případně spojky, přičemž jednotlivé měniče fungují jako rychlostní stupně tím, že jsou použity měniče různé konstrukce, nebo rozměrů, a navíc je obvykle využito ozubených kol. Pracovní kapalina je vždy právě v jednom měniči, tedy jeden měnič vždy přenáší výkon [5]. Řazení se provádí přesouváním pracovní kapaliny mezi jednotlivými měniči [5].

Limity spolehlivosti souvisí úzce s pracovní kapalinou. Rizikem je netěsnost a únik pracovní kapaliny. Jelikož jsou používány zpravidla minerální oleje, tak kromě ztráty schopnosti přenášet výkon, hrozí kontaminace okolí vozidla.

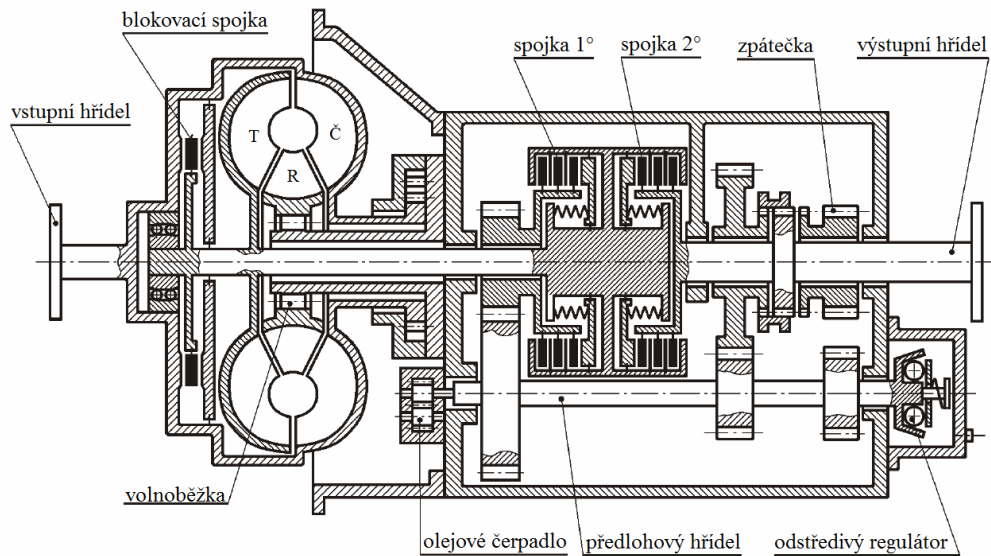


Obr. 7 Schéma hydrodynamické převodovky se dvěma shodnými měniči a různým převodovým poměrem zajištěným ozubenými koly [5]

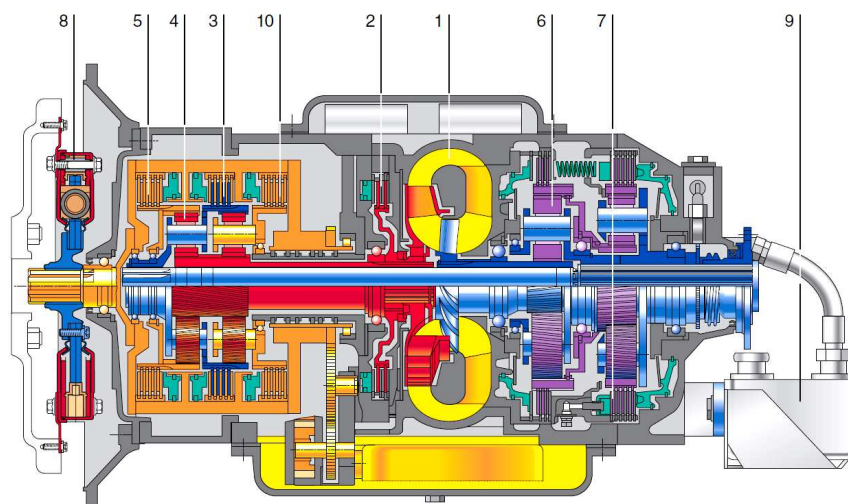
2.1.4 HYDROMECHANICKÁ PŘEVODOVKA

Hydromechanická převodovka je kombinací hydrodynamické a mechanické převodovky. Využívá hydrodynamický měnič výhradně pro nižší převodové stupně, které jsou využívány při rozjezdu, zatímco vyšší převodové stupně jsou mechanické [5, 21]. Při rozjezdu je tedy využito hydraulického měniče, díky kterému dojde ke zvýšení krouticího momentu, a při vyšších rychlostních stupních je využito pouze mechanických prvků, takže není účinnost omezena hydrodynamickým měničem [5]. Příkladem těchto převodovek je převodovka Praga 2 M 70 využívaná v motorových vozech řady 810 [5], nebo převodovky Voith DIWA, používané v motorových vozech řad 812, 814 [5]. V obou případech se jedná o původně autobusové převodovky, které byly dostatečné pro tyto relativně lehké motorové vozy (hmotnost kolem 20 t, srovnatelná s autobusy) [21].

I v tomto případě představuje největší riziko pracovní kapalina, vzhledem k menšímu počtu hydraulických prvků je však menší pravděpodobnost úniku. Hydromechanické převodovky dále obsahují prvky zajišťující řazení rychlostních stupňů. Například u převodovek Voith DIWA se jedná o lamelové spojky. Podobně jako u mechanického přenosu výkonu podléhají tyto spojky opotřebení. Jelikož však dlouhodobě neprokluzují, což je největším problémem při rozjezdu s mechanickým přenosem výkonu, tak je zde opotřebení mnohem menší.



Obr. 8 Hydromechanická převodovka Praga 2 M 70 (zpětný chod u vozů ř. 810 nevyužit, použita reverzační nápravová převodovka) [11]



Obr. 9 Hydromechanická převodovka Voith DIWA, 1 hydrodynamický měnič, 2 blokování měniče, 3 spojka pro přímý chod (3. stupeň), 4 diferenciální převod, 5 spojka pro 1. a 2. převodový stupeň, 6 planetové převody, 7 planetový převod pro zpětný chod (u kolejových vozidel nevyužit), 8 tlumič torzních kmitů, 9 tepelný výměník, 10 spojka pro 4. převodový stupeň [21]

2.2 ÚČINNOST

Účinnost tohoto přenosu výkonu můžeme určit na základě účinnosti jednotlivých součástí, tedy hydrodynamické spojky, hydrodynamického měniče a mechanických součástí tohoto přenosu výkonu [8, 18].

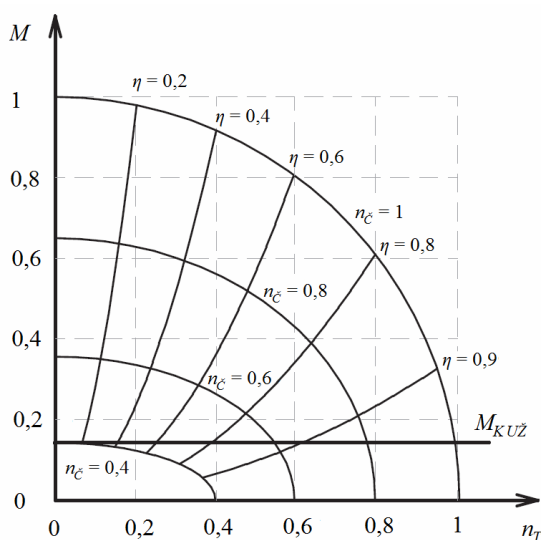


2.2.1 HYDRODYNAMICKÁ SPOJKA

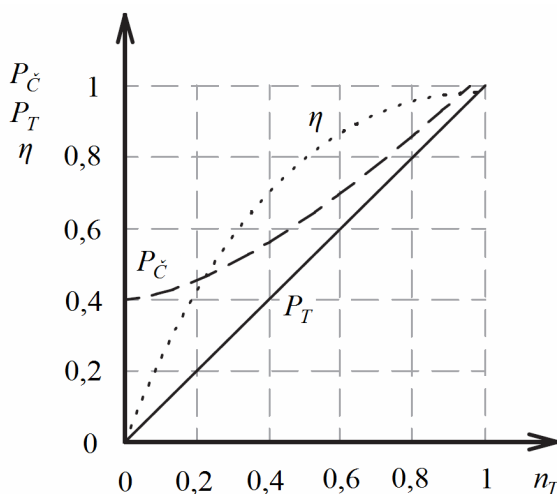
Účinnost této spojky závisí na poměru otáček turbínového kola proti kolu čerpadlovému, dodávaný výkon je totiž $P_m = \omega_{vst} M_k$, výkon užitečný $P_u = \omega_{vyst} M_k$, přičemž kroučící moment se nemění (silová rovnováha), proto pro účinnost platí [5, 8, 18]:

$$\eta = \frac{P_u}{P_m} = \frac{\omega_{vyst}}{\omega_{vst}}. \quad (12)$$

Jak již bylo řečeno, otáčky čerpadlového a turbínového kola nemohou být shodné, jinak by nemohl být přenášen kroučící moment a tedy výkon, proto nelze dosáhnout účinnosti 100 % [4, 5]. Tyto závislosti graficky znázorňuje charakteristika hydrodynamické spojky [5].



Obr. 10 Charakteristika hydrodynamické spojky, M přenášený moment, n_T otáčky turbínového kola, n_c otáčky čerpadlového kola, η účinnost, $M_{KUŽ}$ příklad přenášeného kroučícího momentu [5]

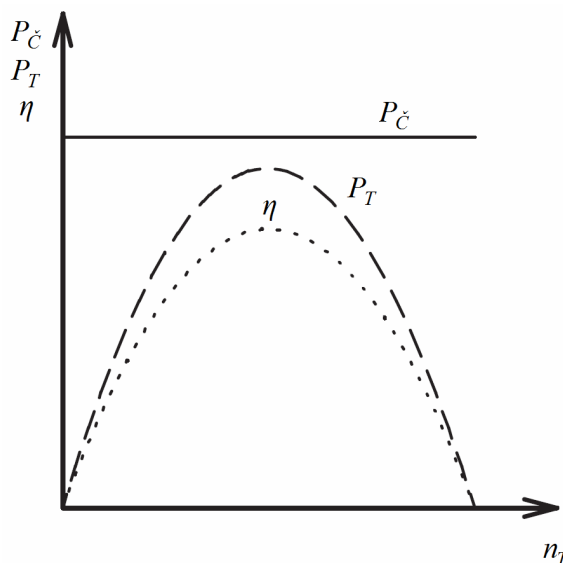


Obr. 11 Průběh účinnosti η , výkonu na čerpadlovém kole P_c a výkonu na turbínovém kole P_T v závislosti na výstupních otáčkách n_T hydrodynamické spojky [5]



2.2.2 HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ

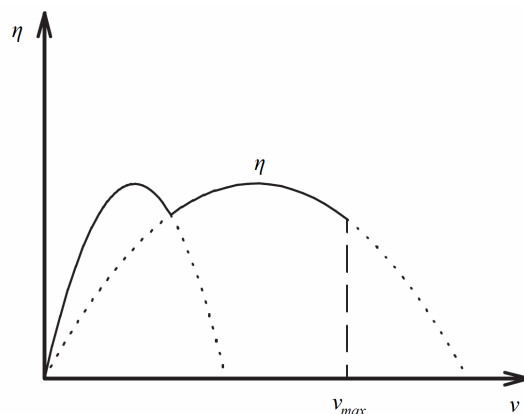
Průběh účinnosti je u hydrodynamického měniče odlišný oproti spojce, je nižší díky větším hydrodynamickým odporům (reakční člen) a dále klesá při vysokých otáčkách výstupu, tedy nevhodném převodovém poměru (reakční člen již neovlivňuje proudění žádoucím způsobem) [4, 5]. Na obr. 12 je ukázka průběhu účinnosti, osy však nejsou popsány a je tedy ukázán pouze průběh, nikoliv hodnoty účinnosti. Při jmenovitém převodovém poměru je účinnost měniče nejvyšší. Maximálně to v praxi bývá 85 až 90 % [4]. Podobné hodnoty jsou i v další literatuře až 90 % [5], až 98 % [15].



Obr. 12 Průběh účinnosti η , výkonu na čerpadlovém kole P_C a výkonu na turbínovém kole P_T v závislosti na výstupních otáčkách n_T hydrodynamického měniče [5]

2.2.3 HYDRODYNAMICKÁ PŘEVODOVKA

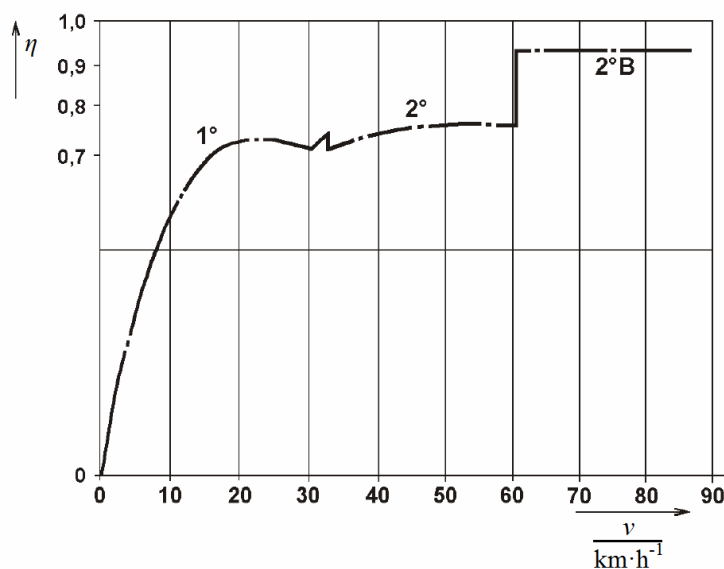
Hydrodynamická převodovka se skládá z několika měničů a případně spojek (zpravidla alespoň jeden měnič a celkem 2 až 3 hydrodynamické prvky) s tím, že je právě jeden hydrodynamický prvek v chodu, a to takový prvek, který zajišťuje maximální účinnost [5]. Účinnost převodovky je tedy dána účinností toho prvku a dalších částí převodovky, které jsou v chodu [5, 8].



Obr. 13 Účinnost η hydrodynamické převodovky se dvěma měniči v závislosti na rychlosti vozidla V do maximální konstrukční rychlosti vozidla V_{max} [5]

2.2.4 HYDROMECHANICKÁ PŘEVODOVKA

Podobně jako u hydrodynamické převodovky je účinnost dána hydrodynamickým prvkem (zpravidla bývá jeden), který je v chodu [4, 5]. Jak již bylo řečeno v kapitole 2.1.4, hydrodynamického prvku je využito zejména při rozjezdu a jízdě nízkou rychlostí. Při vyšších rychlostech není tento prvek využit, takže se převodovka z hlediska funkce i účinnosti chová jako převodovka mechanická [4, 5, 21].



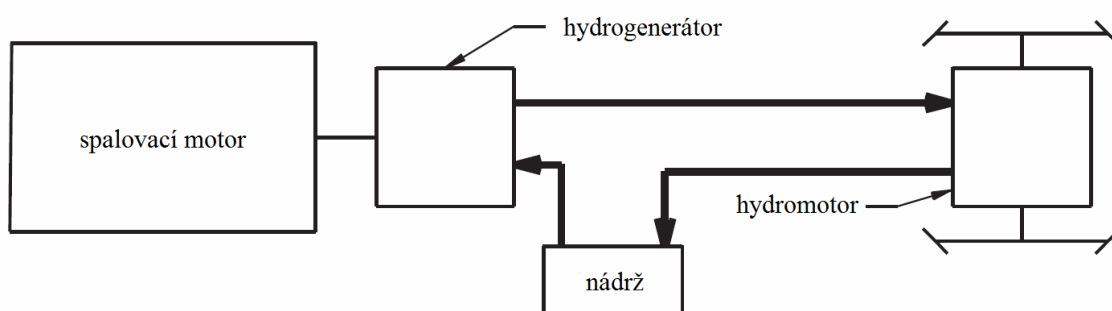
Obr. 14 Účinnost hydromechanické převodovky Praga 2 M 70 motorového vozu ř. 810. 1° první převodový stupeň, 2° druhý převodový stupeň, 2°B druhý převodový stupeň se sepnutou blokovací spojkou (vyřazení měniče z chodu) [11]



3 HYDROSTATICKÝ PŘENOS VÝKONU

3.1 POPIS PŘENOSU VÝKONU

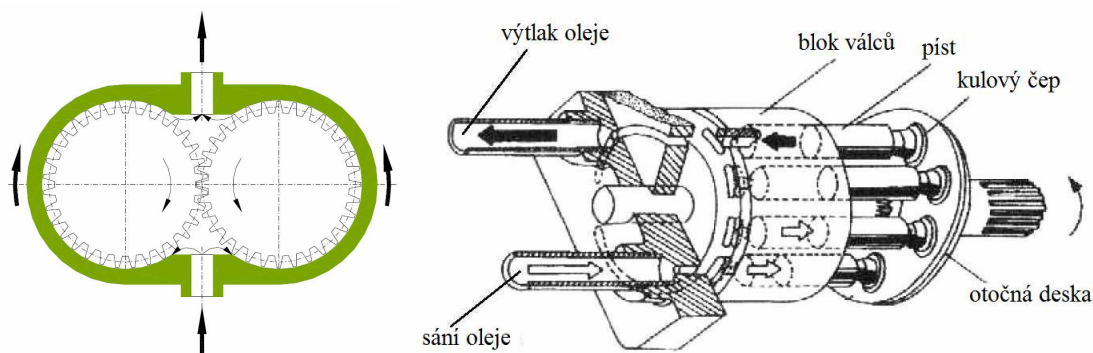
Hydrostatický přenos výkonu využívá tlakové potenciální energie kapaliny, n rozdíl od hydrodynamického přenosu výkonu se tedy využívají statické a nikoli dynamické účinky kapaliny [5, 12, 19]. Práce spalovacího motoru je nejprve přeměněna na tlakovou potenciální energii pracovní kapaliny v hydrogenerátoru, de facto čerpadlu [5, 12, 19]. Pracovní kapalina pak přenáší energii prostřednictvím tlaku na hydromotor, který ji opět přemění na mechanickou práci, a ta je využita k pohonu dvojkolí [5, 19]. Hydraulické zařízení, ze kterých se hydrostatický přenos výkonu skládá, slouží k přenosu i regulaci výkonu [5, 12, 19].



Obr. 15 Schéma hydrostatického přenosu výkonu [13]

3.1.1 HYDROGENERÁTOR

Hydrogenerátor mění mechanickou práci motoru na tlakovou potenciální energii, tlak kapaliny za hydrogenerátorem je proto výrazně vyšší než tlak před hydrogenerátorem [16]. Existuje celá řada hydrogenerátorů, ale jen některé se u kolejových vozidel používají. Pro aplikaci v přenosu výkonu se nejčastěji používá axiální pístový hydrogenerátor, protože umožňuje regulaci (viz podkapitola 3.1.3 Regulace přenosu výkonu) [5, 19]. Dalším běžným typem hydrogenerátoru je zubový hydrogenerátor, který se používá pro pomocné pohony a zařízení, jako je třeba čerpání maziva, nebo pohon ventilátorů [5, 19].



Obr. 16 Příklady hydrogenerátorů - zubový, kde šipky znázorňují směr pohybu kapaliny a ozubených kol [16], axiální pístový [19]



3.1.2 HYDROMOTOR

Hydromotor mění tlakovou energii kapaliny zpět na mechanickou práci, je to vlastně hydrogenerátor, který pracuje v opačném smyslu [16]. Pro účely pohonu vozidel se používá axiální pístový hydromotor, který je konstrukčně shodný s axiálním pístovým hydrogenerátorem, přičemž mohou být zcela stejné [19]. Je však také možné pohánět každou nápravu samostatným hydromotorem při použití jednoho hydrogenerátoru [3, 19].

3.1.3 REGULACE PŘENOSU VÝKONU

Vzhledem k platnosti zákona zachování hmotnosti [8] platí pro nestlačitelné (ve skutečnosti téměř nestlačitelné) kapaliny zákon zachování objemu a tedy následující rovnice (13) [4, 8], kde Q je průtok kapaliny, V_G geometrický objem hydrogenerátoru (průtok kapaliny za jednu otáčku), n_G otáčky hydrogenerátoru, V_M geometrický objem hydromotoru a n_M otáčky hydromotoru. Rovnice (13) sice neuvažuje tok kapaliny jinudy než přes hydromotor, ale takové řešení by bylo pro účely trakce stejně nevhodné [5].

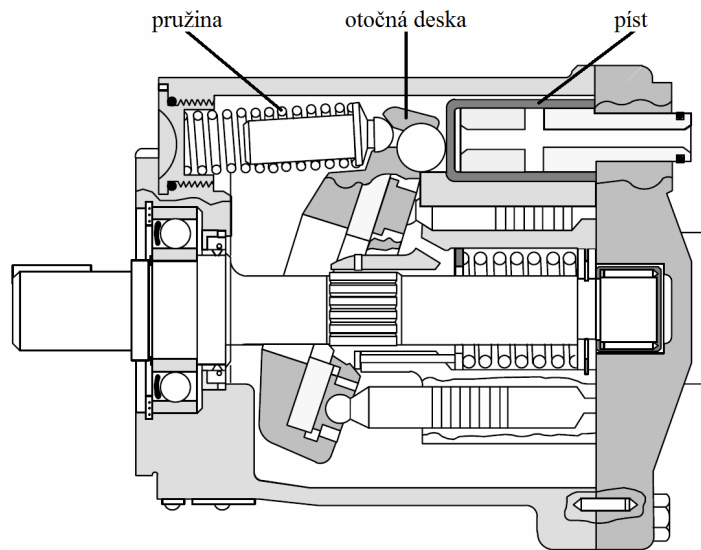
$$Q = V_G n_G = V_M n_M. \quad (13)$$

Pro převodový poměr i mezi otáčkami hydromotoru n_M a hydrogenerátoru n_G proto platí vztah (14).

$$i = \frac{n_M}{n_G} = \frac{V_G}{V_M}. \quad (14)$$

Aby tedy bylo možné změnit převodový poměr mezi spalovacím motorem a hnanými nápravami prostřednictvím hydrostatického systému, přičemž otáčky hydromotoru mohou být i nulové (stání) a žádný z objemů nemůže být nekonečný, je nutné, aby bylo možné měnit geometrický objem hydrogenerátoru (primární regulace). Dosažitelný převodový poměr je tedy od nuly (stojící hydromotor, $V_G = 0$) až do maximální hodnoty (pokud je hydromotor a hydrogenerátor stejný, tak je maximum $i_{\max} = 1$). Je možné měnit i geometrický objem hydromotoru (sekundární regulace), přičemž potom je teoreticky možný převodový poměr libovolný.

Jak je vidět na obr. 17, zdvih pístů axiálního pístového hydrogenerátoru (resp. hydromotoru) je dán sklonem otočné desky [5, 19, 20]. Pro regulaci zdvihu pístů (a tím geometrického objemu) je tedy postačující změna sklonu této otočné desky [5, 19, 20].



Obr. 17 Regulační axiální pístový hydrogenerátor v řezu, regulace sklonu otočné desky řešena hydraulicky pístem působícím proti pružině [20]

3.1.4 LIMITY SPOLEHLIVOSTI

Omezení spolehlivosti tohoto přenosu výkonu jsou dána především axiálními pístovými hydromotory a hydrogenerátory. Při posuvném pohybu pístů dochází k opotřebení pístních kroužků. Následkem bývají netěsnosti, respektive únik pracovní kapaliny právě přes opotřebované pístní kroužky, přičemž tlak v systému, potřebný pro přenos výkonu, únik pouze usnadňuje.

3.2 ÚČINNOST

3.2.1 TEORETICKÝ MODEL

Pro hodnocení účinnosti bude použit teoretický model, který navrhl Karl-Erik Rydberg [17]. Bude využito dat dostupných v této literatuře [17]. Model hydrogenerátoru a hydromotoru je dán následujícími rovnicemi (15–18) pro průtok a krouticí moment. Popis veličin je v tab. 1.

$$Q_p = \varepsilon D n - a_0 \varepsilon D n - (a_1 + a_2 \varepsilon) D n \frac{\Delta p}{\beta_e} - a_3 \frac{D \Delta p}{2 \pi \mu} - a_4 D \Delta p^2, \quad (15)$$

$$T_p = \varepsilon \frac{D \Delta p}{2 \pi} + (b_0 + b_1 \varepsilon) \frac{D}{2 \pi} \Delta p + (b_2 + b_3 \varepsilon) \frac{D}{2 \pi} p_L + b_4 \frac{|p_H + \delta p_L|}{1 + \left(\frac{n}{n_0}\right)^\gamma} \frac{D}{2 \pi} + b_5 \mu D n + b_6 \varepsilon^3 \frac{D}{2 \pi} n^2, \quad (16)$$



$$Q_M = \varepsilon D n + a_0 \varepsilon D n + (a_1 + a_2 \varepsilon) D n \frac{\Delta p}{\beta_e} + a_3 \frac{D \Delta p}{2 \pi \mu} + a_4 D \Delta p^2, \quad (17)$$

$$T_M = \varepsilon \frac{D \Delta p}{2 \pi} - (b_0 + b_1 \varepsilon) \frac{D}{2 \pi} \Delta p - (b_2 + b_3 \varepsilon) \frac{D}{2 \pi} p_L - b_4 \frac{|p_H + \delta p_L|}{1 + \left(\frac{n}{n_0}\right)^\gamma} \frac{D}{2 \pi} - b_5 \mu D n - b_6 \varepsilon^3 \frac{D}{2 \pi} n^2. \quad (18)$$

Tab. 1 Použité veličiny

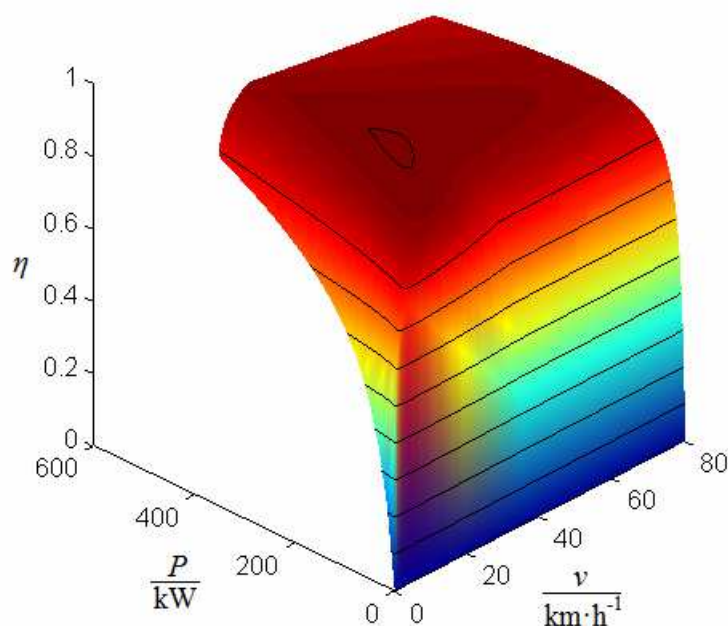
Veličina	Význam	Jednotka
a_0, a_1, a_2, a_3	ztrátové koeficienty	-
a_4	ztrátový koeficient	$\text{MPa}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$	ztrátové koeficienty	-
b_6	ztrátový koeficient	$\text{MPa} \cdot \text{s}^2$
Q_P, Q_M	průtok	$\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
T_P, T_M	kroučící moment	$\text{N} \cdot \text{m}$
ε	nastavení geometrického objemu	-
n, n_0	otáčky	s^{-1}
D	maximální geometrický objem	cm^3
μ	dynamická viskozita	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
$p_H, p_L, \Delta p$	tlak horní, dolní a jejich rozdíl	MPa
β_e	objemová stlačitelnost	MPa
γ, δ	koeficienty	-

Je předpokládáno, že ztráty kapaliny jsou zanedbatelné, tedy $Q_P = Q_M$ a tlakové ztráty v potrubí jsou také zanedbatelné.



3.2.2 ÚČINNOST VYPOČÍTANÁ POMOCÍ MODELU

Vlastní výpočet byl proveden numericky v MATLABu, přičemž vždy uvažují konstantní otáčky hydrogenerátoru. Ve výpočtu byly využity stejné parametry přenosu výkonu jako ve zdroji [17], přičemž byla upravena měřítka výkonu a rychlosti tak, aby byla získána charakteristika účinnosti hypotetické lokomotivy s hydrostatickým přenosem výkonu, tedy závislost okamžité účinnosti na okamžité rychlosti a přenášeném výkonu. Tento hypotetický přenos výkonu pak byl použit při srovnání účinnosti přenosů výkonu.



Obr. 18 Účinnost η přenosu výkonu v závislosti na rychlosti v a přeneseném výkonu P , maximum je přibližně 90 %

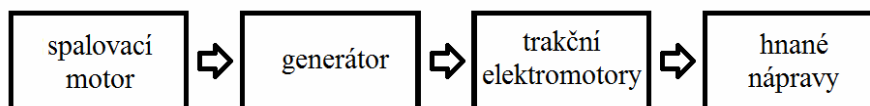


4 ELEKTRICKÝ PŘENOS VÝKONU

4.1 POPIS PŘENOSU VÝKONU

U elektrického přenosu výkonu je mechanická práce dodaná spalovacím motorem přeměněna na elektrickou energii. Tato energie je poté přeměněna v trakčních elektromotorech zpět na mechanickou práci.

Podle použitého zdroje elektrické energie a motorů můžeme rozlišit několik variant, a to systém stejnosměrný, kde je použit generátor produkující stejnosměrný proud a stejnosměrné trakční elektromotory. Dále systém střídavě stejnosměrný, kde je místo generátoru alternátor, který produkuje střídavý proud, ale motory jsou opět stejnosměrné. Poslední je systém střídavý, kdy je použita kombinace alternátoru a zpravidla asynchronních elektromotorů.



Obr. 19 Schéma přenosu výkonu

4.1.1 GENERÁTOR, ALTERNÁTOR

Ke spalovacímu motoru je připojen vždy zdroj elektrické energie. Jedná se buď o generátor, který produkuje stejnosměrný proud, nebo alternátor, který produkuje proud střídavý. Hlavním rozdílem mezi těmito stroji je způsob usměrnění proudu. Generátor proud usměrňuje prostřednictvím komutátoru. Alternátor sice produkuje proud střídavý, ten je ale usměrněn prostřednictvím polovodičových součástek.



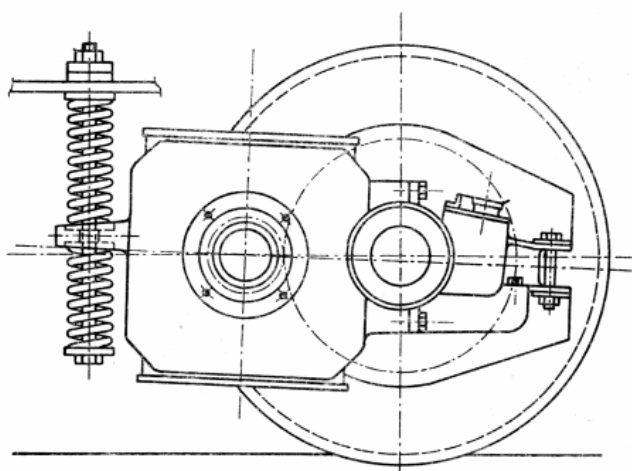
Obr. 20 Spalovací motor s alternátorem z hnacích vozů britského HST [25]



4.1.2 TRAKČNÍ ELEKTROMOTORY

Elektrická energie je měněna zpět na mechanickou práci prostřednictvím trakčních elektromotorů. Používají se dva druhy elektromotorů, a to stejnosměrné a asynchronní. V případě stejnosměrných elektromotorů se využívá proud získaného z generátoru nebo usměrněného proudy z alternátoru. Asynchronní elektromotory vyžadují pro svůj chod proud střídavý, který je získán se stejnosměrného proudy prostřednictvím frekvenčního měniče, který je pak použit i pro regulaci.

Regulace přenosu výkonu jako celku se prováděla pomocí elektromechanických zařízení, kde byl zároveň regulován výkon spalovacího motoru i trakčních elektromotorů. Vzhledem k dostupnosti elektroniky se v současnosti setkáváme také s digitálním řízením, přičemž opět je regulován jak výkon spalovacího motoru, tak i trakčních elektromotorů.



Obr. 21 Příklad umístění trakčního motoru ve vozidle [26]

4.1.3 KRITICKÁ MÍSTA

Největším problémem elektrického přenosu výkonu bývaly komutátory, a to jak generátoru, tak trakčních elektromotorů. Zpravidla byly z uhlíku (s přídavkem mědi), vzhledem k nízkému koeficientu tření a přitom dobré elektrické vodivosti. Při nedostatečné údržbě a čištění však tato volba vede k akumulaci elektricky vodivého prachu uhlíku v komutátorech, a to způsobuje vznik nežádoucích elektrických výbojů v komutátoru. Vzhledem k tomu, že jsou generátory nahrazovány alternátory a v současnosti také stejnosměrné elektromotory motory asynchronními, tak je použití komutátorů značně omezeno. Naopak výhodou z hlediska údržby představuje možnost dynamického brzdění, tedy použití trakčních elektromotorů ke zpomalení vozidla místo brzd, které tak nejsou opotřebovávány.



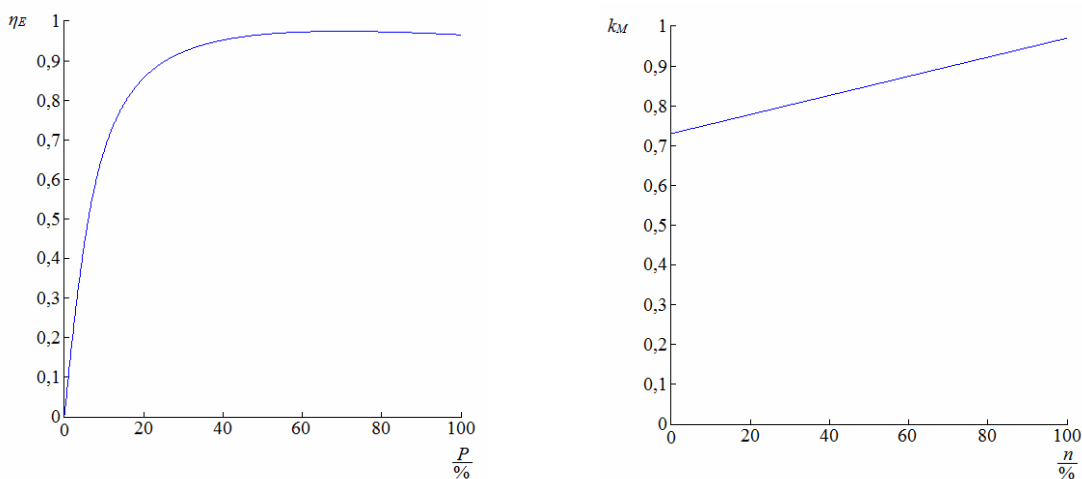
4.2 ÚČINNOST

4.2.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ ÚČINNOST

Bude uvažován střídavý elektrický přenos výkonu, který je nejmodernější. Ten má z hlediska účinnosti tři důležité součásti. Jedná se o trakční alternátor, trakční elektromotory a měnič frekvence. U alternátoru je účinnost závislá zejména na zátěži. U elektromotorů je účinnost závislá jak na zátěži, tak na otáčkách. Vliv změny otáček elektromotoru lze však zahrnout spolu s vlivy měniče do jednoho faktoru účinnosti [22]. Výsledná účinnost je pak závislá na účinnosti alternátoru η_A (závisí na okamžité potřebě energie elektromotorů) a účinnosti elektromotorů η_E (závisí na zátěži), vynásobené faktorem účinnosti k_M . Situaci lze popsat vztahy (19) a (20), kde P_M je aktuální výkon spalovacího motoru, P_P příkon trakčních elektromotorů a P_E výkon trakčních elektromotorů. Účinnosti prvků a faktor účinnosti jsou označeny jako funkce, jelikož jsou závislé na příslušných parametrech (výkony P_P a P_E , nebo frekvence, a tím rychlost v).

$$P_M = \frac{P_P}{\eta_A(P_P)}, \quad (19)$$

$$P_P = \frac{P_E}{\eta_E(P_E) \cdot k_M(v)}. \quad (20)$$



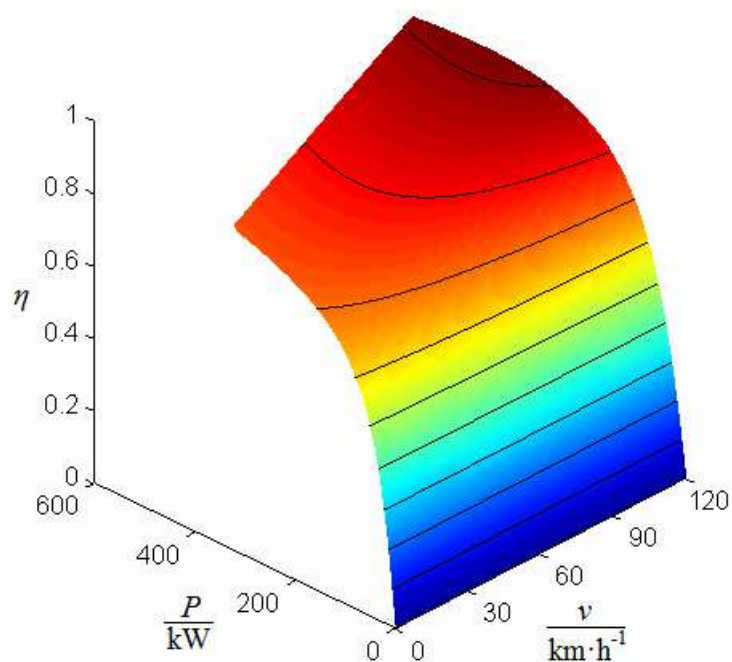
Obr. 22 Průběh η_A v závislosti na zatížení (část plného výkonu)
a průběh k_M v závislosti na otáčkách (část nominálních otáček)

4.2.2 CELKOVÁ ÚČINNOST

Celková účinnost a její závislost na rychlosti a přenášeném výkonu byla určena na základě známých charakteristik elektromotoru a generátoru při konstantní rychlosti, které jsou velmi podobné a pro zjednodušení byly uvažovány shodné. Při určování faktoru účinnosti byl zanedbán pohyb pracovního bodu motoru, vzhledem k tomu, že může být optimalizován



vhodným elektronickým řízením přenosu výkonu. Nepředpokládám však žádnou další optimalizaci přenosu výkonu (např. při použití více generátorů a elektromotorů jejich zapínání a vypínání dle aktuální potřeby výkonu). Na následujícím obr. 23 je charakteristika účinnosti hypotetické lokomotivy s elektrickým přenosem výkonu.



Obr. 23 Účinnost elektrického přenosu výkonu v závislosti na rychlosti a výkonu přeneseném na kolejnici



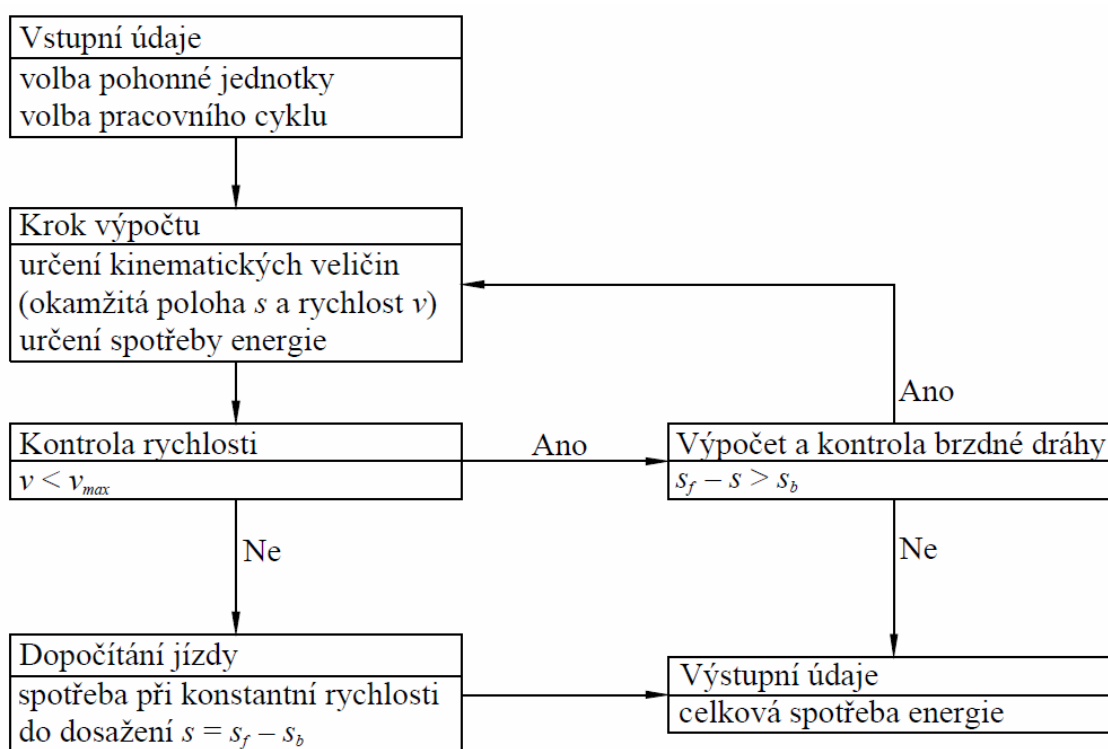
5 SROVNÁNÍ PŘENOSŮ VÝKONU

Přenosy výkonu budou porovnávány na základě spotřeby energie pro provedení pracovního cyklu. Bude vypočítána energie, kterou musí spalovací motor dodat přenosu výkonu. Spalovací motor jako takový a jeho účinnost nebude tedy ve srovnání přenosů výkonu zahrnuta.

5.1 NUMERICKÝ MODEL

Pro výpočet spotřeby energie byl vytvořen numerický model. V každém kroku je uvažováno zrychlování soupravy při použití maximálního dostupného výkonu, resp. maximální tažné síly dané pohonné jednotky. V případě dosažení maximální rychlosti pohonu nebo pracovního cyklu je uvažováno udržování této rychlosti. Brzdná dráha je počítána na základě brzdění soupravy s použitím konstantní brzdě síly (spolu s jízdním odporem) a zastavením na konci trasy. Ve všech případech je uvažována jízda po přímé vodorovné trati s jízdními odpory vypočítanými na základě Davisova vzorce [9], doplněného převodovými konstantami pro použití vhodných jednotek. Pro výpočet celkového jízdního odporu F_R (kN) byl tedy využit vzorec (21), kde m je hmotnost (t), n je počet náprav a v je rychlost ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$).

$$F_R = 0,004\,448\,m \left(0,6 + 20 \frac{n}{m} + 0,022\,37\,v + 0,350\,291\,83 \frac{v^2}{m} \right). \quad (21)$$



Obr. 24 Schéma výpočtu. Označení veličin je: s_f - celková dráha, s_b - brzdná dráha, s - okamžitá poloha (ujetá dráha), v_{max} - maximální dovolená rychlost a v - okamžitá rychlost



5.1.1 POHONNÉ JEDNOTKY

Prvním vstupním údajem jsou vlastnosti pohonné jednotky. Jedná se především o výkon dostupný pro zrychlování soupravy, tzn. výkon na kolejnici, a funkci účinnosti v závislosti na aktuální rychlosti a přenášeném výkonu. Jsou použity přenosy výkonu popsané v předcházejících kapitolách. Navíc byl použit ideální přenos výkonu, tedy hypotetický přenos výkonu beze ztrát, jako základ pro srovnávání reálných přenosů výkonu.

Tab. 2 Pohonné jednotky, resp. přenosy výkonu použité ve výpočtu

Číslo	Název	Výkon motoru (kW)	Max. rychlost (km·h ⁻¹)
1	ideální	500	120
2	mechanický	500	80
3	hydromechanický	530	120
4	hydrodynamický	588	120
5	hydrostatický	600	80
6	elektrický	600	120

5.1.2 PRACOVNÍ CYKLY

Pro porovnání přenosů výkonu bylo vytvořeno několik pracovních cyklů tak, aby byly zahrnuty běžné činnosti železničních vozidel. Jedná se o jízdu mezi dvěma místy, kdy je definována jejich vzdálenost, hmotnost soupravy a maximální cestovní rychlost.

Tab. 3 Pracovní cykly použité ve výpočtu

Označení	Název	Vzdálenost (m)	Hmotnost (t)	Rychlost (km·h ⁻¹)
A	osobní vlak, místní	2 000	70	80
B	osobní vlak, dálkový	25 000	140	120
C	posun	500	160	20
D	nákladní vlak	20 000	400	80



5.2 VÝSLEDKY

Tab. 4 Vypočítaná spotřeba energie a relativní nárůst oproti ideálnímu přenosu výkonu

Pohonná jednotka Přenos výkonu	Spotřeba energie pro vykonání pracovního cyklu (MJ) a relativní zvýšení potřeby energie proti ideálnímu přenosu výkonu			
	A Místní	B Dálkový	C Posun	D Náklad
1 ideální	20,1	170	3,03	183
2 mechanický	21,4 (+ 6,5 %)	pohon nevhodný	3,85 (+ 27 %)	194 (+ 6 %)
3 hydromechanický	22,3 (+ 11 %)	182 (+ 7,1 %)	5,52 (+ 82 %)	200 (+ 9 %)
4 hydrodynamický	25,0 (+ 24 %)	216 (+ 27 %)	4,86 (+ 60 %)	225 (+ 23 %)
5 hydrostatický	23,9 (+ 19 %)	pohon nevhodný	4,25 (+ 40 %)	215 (+ 17 %)
6 elektrický	28,2 (+ 40 %)	211 (+ 24 %)	10,3 (+ 240 %)	250 (+ 37 %)

5.2.1 KOMENTÁŘ VÝSLEDKŮ, VHODNOST POHONŮ

Nejlepších výsledků, z hlediska množství energie dodané spalovacím motorem, dosahoval přenos výkonu mechanický. Tento přenos výkonu je kvůli spojnici omezen z hlediska výkonu i náročnosti údržby. V praxi se s tímto přenosem výkonu setkáváme výhradně u starších vozidel nižších výkonů, typickým zástupcem v ČR je řada 700 (dvounápravová posunovací lokomotiva, 121 kW).

Druhým v pořadí je s výjimkou posunu přenos výkonu hydromechanický (dáno nízkou rychlostí a nezablokováním hydrodynamické spojky). Narozdíl od mechanického přenosu výkonu zde odpadají problémy s hlavní (třecí) spojkou. Vzhledem k získaným výsledkům je překvapující, že není tento přenos výkonu více rozšířen. Důvodem může být omezený přenášený výkon dostupných převodovek, vzhledem k tomu, že se v některých případech používají autobusové. V současnosti je tento přenos výkonu používán zejména u motorových vozů, v ČR se jedná např. o řadu 810 (a řady odvozené).

Hydrostatický přenos výkonu poskytoval také relativně dobré výsledky. Zásadním problémem tohoto přenosu výkonu je údržba, a proto se používá pro trakci výjimečně. Výjimku představují speciální drážní vozidla, která stejně vyžadují značný hydraulický výkon pro netrakové účely, např. provádění prací a údržby na trati.

Výsledky hydrodynamického jsou lepší, než u elektrického přenosu výkonu, ve všech případech kromě dálkového vlaku. Je to dáno tím, že při maximální rychlosti není dosahováno maximální účinnosti. Při vyšších rychlostech je zároveň potřeba dodávat nemalý výkon, a proto je v této situaci dosahováno u elektrického přenosu výkonu vysoké účinnosti.

Elektrický přenos výkonu se ukázal z pohledu energetické náročnosti jako nejhorší. Je to dáno malou potřebou výkonu při jízdě konstantní rychlostí po vodorovné trati a s tím související nízkou účinností. Z hlediska údržby je však výhodný, jelikož je zde méně pohyblivých



součástí. Další výhodou tohoto přenosu výkonu je podobnost s elektrickými lokomotivami. Například platforma Bombardier TRAXX je základem pro elektrické i diesel-elektrické lokomotivy. Existují také železniční vozidla umožňující provoz v závislé (elektrické) i nezávislé (diesel-elektrické) trakci (např. GE Genesis, Hitachi Super Express).



ZÁVĚR

Cílem práce bylo podat přehled používaných pohonů kolejových vozidel nezávislé trakce, přičemž měly být nalezeny hlavní limitující prvky z hlediska spolehlivosti. Není však možné, ani smysluplné podat přehled o všech použitých pohonech. Je však možné popsat základní typy, které jsou využívány, a ze kterých vycházejí konkrétní konstrukční řešení reálných lokomotiv a motorových vozů, což bylo také provedeno.

Dalším cílem bylo srovnání jednotlivých typů přenosů výkonu, chcete-li pohonů, na základě účinnosti a spolehlivosti. Spolehlivost je do velké míry závislá na konkrétním konstrukčním řešení kolejového vozidla a kvalitě jeho údržby, proto není vhodným parametrem pro objektivní srovnání. Mnohem vhodnějším parametrem pro objektivní srovnání je však účinnost. Každý přenos výkonu používá známé fyzikální principy, proto je možné určit účinnost těchto přenosů výkonu. Ukázalo se však, že je účinnost značně závislá na rychlosti a přenášeném výkonu, a proto byl vytvořen numerický model, který umožnil simulovat běžnou činnost kolejových vozidel a podat objektivní srovnání.

Na základě výsledků, poskytnutých numerickým modelem, lze tvrdit následující. Mechanický přenos výkonu je z pohledu účinnosti nejvýhodnější, přičemž důvodem proč není používán, je pravděpodobně opotřebení spojky a s tím související náklady na údržbu. Druhým nejvýhodnějším řešením se ukázal být přenos výkonu hydromechanický. Je proto překvapivé, že není více využíván. Hydrostatický přenos výkonu sice také dosahoval dobrých výsledků, kvůli vysoké náročnosti údržby je však jeho použití omezené. Hydrodynamický přenos výkonu sice byl z hlediska účinnosti horší, ale i tak je používán. Elektrický přenos výkonu dosahoval výsledků nejhorších. Tento přenos výkonu je však nejméně náročný na údržbu a je také nejstarším přenosem výkonu, který umožňoval přenos vysokých výkonů, proto je nejvíce rozšířen.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BEK, J. *Atlas lokomotiv 2*. Praha: NADAS, 1971.
- [2] BUCHWALD, P. Mechanical transmission, energy saving potential - Experience with modern mechanical transmissions in DMUs. In: *2nd UIC Railway Energy Efficiency Conference*. Paris: 2004. Dostupné z: <http://old.uic.org/spip.php?article1809>.
- [3] CZ LOKO. *Motorový univerzální vozík MUV 74*. [online]. [cit. 2015-07-14]. Dostupné z: <http://www.czloko.cz/cz/lokomotivy/supermuv-74.html>.
- [4] DANČÁK, Z. *Hydraulické spojky a měniče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.
- [5] DRASKÝ, T. *Přehled problematiky hydraulického přenosu výkonu*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2011. 40 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michael Lata, Ph.D.
- [6] ELECTRO-MOTIVE DIESEL, Inc. *New 710ECO Repower products provide high performance for low and medium horsepower applications*. [online]. 2011, [cit. 2016-04-06]. Dostupné z: http://www.emdiesels.com/emdweb/products/pdf/EMD_OEM_710ECO_Repower_0811.pdf.
- [7] GMEINDER GETRIEBE GRUPPE. *GGT280EH/1873*. [online]. 2015. [cit. 2015-07-09]. Dostupné z: <http://www.gmeinder.de/en/products/gearboxes/bevel-gear-with-shiftable-reverse>.
- [8] HALLIDAY, D., R. RESNICK a J. WALKER. *Fyzika*. 1. české vydání. Brno: VUTIUM, 2006. Edice Překlady vysokoškolských učebnic, svazek 1. ISBN 80-214-1868-0.
- [9] HAY, W. W. *Railroad engineering*. Second edition. John Wiley & Sons, 1982. ISBN: 978-0-471-36400-9.
- [10] HÖLLER, H. *Hydrodynamics in Drive Technology*. [online]. Crailsheim: Voith Turbo GmbH & co. KG. [cit. 2015-07-12]. Dostupné z: http://voith.com/en/1462_e_cr604_en_hydrodynamics-in-drive-technology.pdf.
- [11] KALINČÁK, D. [online]. Žilina: Žilinská Univerzita, Strojnícka fakulta, Katedra dopravnej a manipulačnej techniky. [cit. 2015-07-14] Dostupné z: kdmt.uniza.sk/files/podklady/KV1/F_131.pdf.
- [12] KONOPÍK, J. Přenosy výkonů I-V. *Dráha*. Praha: Nadatur, 2007-2011. ISSN 1211-1260.
- [13] LATA, M. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [14] MOAWAD, A., A. ROUSSEAU. *Effect of Transmission Technologies on Fuel Efficiency - Dinal Report*. [online]. Argonne, IL: Argonne National Laboratory, 2012.



- [cit 2015-07-19]. Report No. DOT HS 811 667. Dostupné z: www.nhtsa.gov/staticfiles/rulemaking/pdf/cafe/Effect_of_Transmission_Technologies-8116667.pdf.
- [15] NĚMEC, V. *Hydrodynamický měnič točivého momentu*. [online]. Ostrava: Střední průmyslová škola, Ostrava - Vítkovice, příspěvková organizace, 2015. [cit. 2015-08-08]. Dostupné z: <http://www.sps-vitkovice.cz/texty/texty/SIV/hydrodynamick%C3%BD%20m%C4%9Bni%C4%8D-UT.pdf>.
- [16] PALÁT, H. *Hydromotory a hydrogenerátory*. [online]. Opava: Střední škola průmyslová a umělecká, 2011. [cit. 2015-08-02] Dostupné z: www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-19.pdf.
- [17] RYDBERG, K.-E. *Efficiencies for variable hydraulic pumps and motors: Mathematical models and operation conditions*. Linköping: IEI/FluMeS, 2009. Technical report.
- [18] SHIGLEY, J. E., C. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS,. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Edice Překlady vysokoškolských učebnic, svazek 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [19] SVOBODA, P. *Přenosy výkonů lokomotiv*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 48 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Zubík.
- [20] VICKERS. *Axial piston pumps: Fixed and variable displacement*. [online]. [cit 2015-07-30]. Dostupné z: http://www.devcocorp.com/american/vickers_b.pdf.
- [21] VOITH GmbH. *Diwa®.3*. [online]. Heidenheim: Voith Turbo, 2009 [cit. 2015-07-06]. Dostupné z: <http://www.vlaky.net/upload/images/reports/002894//DIWA%20VOITH%20po%20nemecky.pdf>.
- [22] WALLBOM-CARLSON, A. Energy comparison VFD vs. on-off controlled pumping stations. *Scientific impeller*. 1998. s. 29-32. [cit. 2015-12-25]. Dostupné z: <http://www.flygtus.com/25973.pdf>.
- [23] WOLF, M. *Hydraulické spojky a měniče*. Přeložil Alois HEBKÝ a Josef FENCL. 1. vyd. Praha: SNTL, 1965.
- [24] ZLINSKÝ, Z. *Motorové vozy na našich kolejích: řada M 131.1* [online]. 2007. [cit. 2016-04-18]. Dostupný z: <http://www.vlaky.net/zeleznice/spravy/001940-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-M-1311/>.
- [25] Paxman Valenta. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 30. 6. 2015. [cit. 2016-04-01]. Dostupné z: en.wikipedia.org/wiki/Paxman_Valenta.
- [26] Sériový elektromotor. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 6. 4. 2016. [cit. 2016-04-07]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/Sériový_elektromotor.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	-	ztrátový koeficient
a_1	-	ztrátový koeficient
a_2	-	ztrátový koeficient
a_3	-	ztrátový koeficient
a_4	$\text{MPa}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	ztrátový koeficient
b_0	-	ztrátový koeficient
b_1	-	ztrátový koeficient
b_2	-	ztrátový koeficient
b_3	-	ztrátový koeficient
b_4	-	ztrátový koeficient
b_5	-	ztrátový koeficient
b_6	$\text{MPa} \cdot \text{s}^2$	ztrátový koeficient
c	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	měrná tepelná kapacita
D	cm^3	maximální geometrický objem hydromotoru nebo hydrogenerátoru
D	m	vnější průměr lamel
d	m	vnitřní průměr lamel
f	-	součinitel tření
F	N	přítláčná síla
F_R	kN	jízdní odpor
i	-	převodový poměr
i_{max}	-	maximální převodový poměr
k_M	-	faktor účinnosti
M	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment
m	t	hmotnost
M_k	$\text{N} \cdot \text{m}$	krouticí moment
$M_{KU\check{Z}}$	$\text{N} \cdot \text{m}$	příklad přenášeného krouticího momentu
m_s	kg	hmotnost spojky
n	-	počet náprav
n	-	počet párů třecích ploch
n_0	s^{-1}	otáčky
$n_{\check{C}}$	s^{-1}	otáčky čerpadlového kola
n_G	s^{-1}	otáčky hydrogenerátoru



n_M	s^{-1}	otáčky hydromotoru
n_T	s^{-1}	otáčky turbínového kola
P	kW	výkon
$P_{\dot{C}}$	W	výkon čerpadlového kola
P_E	W	výkon elektromotoru
p_H	MPa	horní (maximální) tlak
p_L	MPa	dolní (minimální) tlak
P_m	W	výkon dodaný motorem
P_M	W	výkon dodaný spalovacím motorem
P_P	W	výkon přenášený (mezi alternátorem a elektromotorem)
P_T	W	výkon turbínového kola
P_u	W	užitečný výkon
P_z	W	ztrátový výkon
Q	$m^3 \cdot s^{-1}$	průtok
Q_M	$cm^3 \cdot s^{-1}$	průtok hydromotorem
Q_P	$cm^3 \cdot s^{-1}$	průtok hydrogenerátorem
s	m	dráha (poloha)
s_b	m	brzdná dráha
s_f	m	celková dráha
t_k	s	koncový čas
T_M	N·m	krouticí moment hydromotoru
T_P	N·m	krouticí moment hydrogenerátoru
v	$km \cdot h^{-1}$	rychlost
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
V_G	m^3	geometrický objem hydrogenerátoru
V_M	m^3	geometrický objem hydromotoru
v_{max}	$m \cdot s^{-1}$	maximální rychlost
W_m	J	práce dodaná motorem
W_u	J	práce užitečná
W_z	J	práce ztrátová
α_{vyst}	s^{-2}	úhlové zrychlení výstupu
β_ε	MPa	objemová stlačitelnost
γ	-	koeficient



δ	-	koeficient
Δp	MPa	rozdíl tlaků
Δt	°C	změna teploty
ε	-	nastavení geom. objemu hydromotoru nebo hydrogenerátoru
η	-	účinnost
η_A	-	účinnost alternátoru
η_E	-	účinnost elektromotoru
μ	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	dynamická viskozita
ω_{vst}	s^{-1}	vstupní otáčky
ω_{vyst}	s^{-1}	výstupní otáčky



SEZNAM PŘÍLOH

1	Hlavní soubory	P1
1.1	spousteč.m	P1
1.2	spotreba.m	P2
2	Pomocné soubory	P3
2.1	pohon.m	P3
2.2	trasa.m	P3
2.3	Fres.m	P3
2.4	Puz.m	P4
2.5	Sb.m.....	P4
2.6	ucin.m	P4
3	Definice pohonů	P5
3.1	idealny.m	P5
3.2	mechan.m.....	P5
3.3	hydmech.m	P6
3.4	hydyna.m	P6
3.5	hystat.m	P6
3.6	elektr.m.....	P9
4	Definice pracovních cyklů.....	P10
4.1	dalkovy.m	P10
4.2	osobni.m	P10
4.3	naklad.m	P10
4.4	posun.m	P11