

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Studie možností rekuperace energie v dopravních prostředcích

Autor: **Pavel FLORIAN**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jaromír HORÁK, CSc.**

Akademický rok 2012/2013

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Pavel FLORIAN**
Osobní číslo: **S10B0049P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Studie možností rekuperace energie v dopravních prostředcích**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Provést rešerši současného stavu techniky, zpracovat vlastní aplikační návrh.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše zadané problematiky
2. Propracování návrhu včetně výpočtů
3. Ekonomická rozvaha úspor energie
4. Závěrečné zhodnocení



Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. 1, Spoje, otočná uložení, hřídelové spojky, akumulátory mechanické energie. Praha: Computer Press, 1999

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jaromír Horák, CSc.**

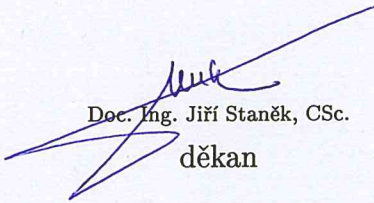
Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jaromír Horák, CSc.**

Katedra konstruování strojů

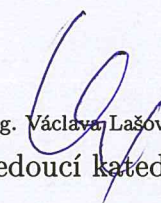
Datum zadání bakalářské práce: **24. září 2012**

Termín odevzdání bakalářské práce: **28. června 2013**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.

vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Jaromíru Horákovi, CSc. za poskytnuté materiály a mnoho cenných rad při tvorbě této práce.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Florian	Jméno Pavel		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Horák, CSc.	Jméno Jaromír		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Studie možností rekuperace energie v dopravních prostředcích			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	44	TEXTOVÁ ČÁST	28	GRAFICKÁ ČÁST	16
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>V této práci jsou popsány některé principy, jimiž lze realizovat rekuperaci kinetické energie. Na základě jejich charakteristických vlastností je jeden z nich aplikován při návrhu systému rekuperace energie pro vozidlo městské hromadné dopravy. Jsou provedeny základní výpočty vzhledem k délce a charakteru životního cyklu vozidla. Dále je sestaven matematický model systému s využitím softwaru MATLAB/Simulink, díky němuž jsou navrženy a optimalizovány dílčí prvky systému. Na závěr je uvedena ekonomická rozvaha nad úsporami energie.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Rekuperace energie, KERS, MATLAB/Simulink, matematický model, mhd,brzdění, úspory energie</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEER

AUTHOR	Surname Florian	Name Pavel	
FIELD OF STUDY	B2301 „Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (inclusive degrees) Doc. Ing. Horák, CSc.	Name Jaromír	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Energy recovery systems in vehicles		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2013
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	-------------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	44	TEXT PART	28	GRAPHICAL PART	16
----------------	----	------------------	----	---------------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This thesis describes some principles of kinetic energy recovery. Due to their key properties one of them is applied on a design of a kinetic energy recovery system for a public transport vehicle. Basic calculations are conducted with respect to the vehicle life cycle. Furthermore a mathematical model of the system is created using MATLAB/Simulink in order to design and optimize components of the system. To conclude this work, some thoughts on economic aspect of energy recovery systems are mentioned.</p>
KEY WORDS	<p>Energy recovery, KERS, MATLAB/Simulink, mathematical model, public transport, braking, energy savings</p>

Obsah

1	Úvod.....	2
2	Hydraulické hybridní systémy rekuperace energie.....	3
2.1	Obecný úvod.....	3
2.2	Charakteristika, varianty konstrukčního uspořádání	4
2.3	Charakteristika jednotlivých částí hydraulického hybridního systému	7
2.4	Hydraulická hybridní vozidla v reálném světě	8
2.5	Vyhlídky do budoucnosti	10
3	Mechanické a elektromechanické hybridní systémy rekuperace energie	11
3.1	Pohled do historie	11
3.3	Varianty konstrukčního uspořádání.....	12
4	Elektrické systémy rekuperace energie.....	17
5	Vlastní konstrukční návrh	18
5.1	Identifikace problému.....	18
5.2	Požadavky na systém.....	18
5.3	Tvorba konceptuálních řešení.....	19
5.3.1	První varianta	20
5.3.2	Druhá varianta.....	21
5.4	Hodnocení konceptuálních řešení.....	21
5.4.1	SWOT analýza první varianty	22
5.4.2	SWOT analýza druhé varianty	23
5.5	Architektura systému	24
5.5.1	Princip činnosti	24
5.6	Stanovení maximální brzdné síly	25
5.7	Matematický model hydraulického systému rekuperace energie.....	27
5.8	Sekundární převodovka	32
5.8.1	Návrh sekundární převodovky.....	32
5.9	Ostatní komponenty hydraulického systému rekuperace energie	38
6	Ekonomická rozvaha úspor energie	39
7	Závěr	41
	Seznam obrázků	42
	Seznam použité literatury	43

1 Úvod

Přeprava osob zaznamenala v poslední dekádě značný pokrok. Posadíte-li se do automobilu vyrobeného před 20 lety, zažijete pořádný šok. Těžko byste hledali tlačítko klimatizace nebo ESP. Výrobci dopravních prostředků jsou v současnosti pod velkým tlakem jak ze strany zákazníku, kteří chtějí co nejekonomičtější provoz, tak ze strany ekologů, jenž požadují co nejmenší dopad na životní prostředí. Zvyšující se požadavky mají velkou výhodu v tom, že podněcují vznik nových technologií, mezi něž patří například systémy rekuperace energie. Tyto systémy jsou schopné snížit spotřebu paliva i produkované emise, a tak napomáhají splnění obou výše uvedených požadavků. Existují tři hlavní přístupy k rekuperaci energie v dopravní technice - elektrický, mechanický a hydraulický. Každý má své charakteristické rysy, které mohou být výhodné pro různé aplikace. Základní princip mají však společný – přeměna kinetické energie zpomalujícího vozidla na jiný druh energie, který je možno použít pro opětovnou akceleraci. Využití pokročilých technologií většinou přináší i nárůst pořizovacích nákladů. Proto je nutné při výběru pečlivě zvážit všechny aspekty. V této bakalářské práci jsou popsány klíčové prvky systémů rekuperace energie. Dále je vypracován koncepční návrh hydraulického systému rekuperace energie. Díky matematickému modelu jsou navrženy jednotlivé komponenty a získána výkonnostní data.

2 Hydraulické hybridní systémy rekuperace energie

2.1 Obecný úvod

Hydraulické technologie jsou velmi známým a hojně využívaným prvkem strojírenství po mnoho desítek let. Mají své nesporné klady a charakteristické rysy. Leckterý laik by o nich mohl tvrdit, že jsou přímo archaické a že se nemohou dále vyvíjet. Ovšem málokoho by napadlo, že se tento pojem může skloňovat v kontextu hybridních vozidel, které se svojí aktuálností jeví jako určitý protiklad tak vyzrálé technologii, jako je hydraulika. Přestože některé její pozitivní vlastnosti, jako je schopnost generování a přenosu značně vysokých sil a právě určitá „probádanost“, s níž jde ruku v ruce spolehlivost a nízké výrobní náklady, přímo vybízejí k jejímu využití.

První pokusy o využití hydrauliky ve smyslu hybridního pohonu se datují do přelomu 70. a 80. let minulého století, kdy byl zhotoven první prototyp hydrobusu. Jeho výsledky byly vskutku zajímavé. Ve srovnání se soudobým autobusem dosáhl v linkovém provozu 27% úspory paliva při stejné průměrné rychlosti, což by byla nezanedbatelná finanční úleva. Obecně funkce těchto systémů není nijak složitá na pochopení. Pohybující se vozidlo disponuje kinetickou energií E_k . Při zpomalení vozidla o Δv klesne kinetická energie o hodnotu ΔE_k . V klasických dopravních prostředcích je tato energie nevratně ztracena, neboť je přeměněna na teplo. V hydraulických hybridních vozidlech lze značnou část ΔE_k přeměnit na potenciální energii a uložit ji v hydraulických akumulátorech. Tento proces, kdy se kinetická energie vozidla transformuje na jiný typ energie, který je opětovně využitelný, se nazývá regenerativní brzdění. V případě akcelerace systém pracuje v obráceném směru a transformuje uloženou potenciální energii na kinetickou. Jednou z hlavních předností hydraulických pohonů je vysoká hodnota tzv. měrného výkonu [$W \cdot kg^{-1}$]. Pro lepší ilustraci slouží obr. 1. Na levé straně je elektromotor o výkonu 90 kW a hmotnosti 41,5 kg, na druhé straně je speciální hydraulický převodník vyvinutý společností Innas, jehož parametry jsou z úplně jiné kategorie. Poměr měrných výkonů je roven 30:1 ve prospěch hydraulického zařízení.

Dalším nesporným kladem např. ve srovnání s elektrickými hybridy je velká účinnost regenerativního brzdění, která dosahuje přibližně 70%. Pro představu elektromobily dosahují při deceleraci účinnosti asi 25%. Tato čísla nelze považovat za dogma, protože především u elektromobilů účinnost regenerativního brzdění značně závisí na dosaženém záporném zrychlení. Při velkých hodnotách (v absolutní hodnotě) vznikají velké elektrické proudy, které způsobují ohřev vodičů i baterií a tedy i ztráty.

K záporům této technologie patří nízká hodnota měrné využitelné energie ve srovnání s elektromobily, která je dána především nižší kapacitou hydraulických akumulátorů. Dále také hluk a náročnost na prostorové uspořádání. Prvně uvedené negativum je dáno povahou hydraulické techniky a je nepravděpodobné, že by se v budoucnosti dalo řádově zlepšit, ostatní nevýhody jsou již hledáčku pracovníků výzkumných ústavů a lze je považovat za řešitelné.



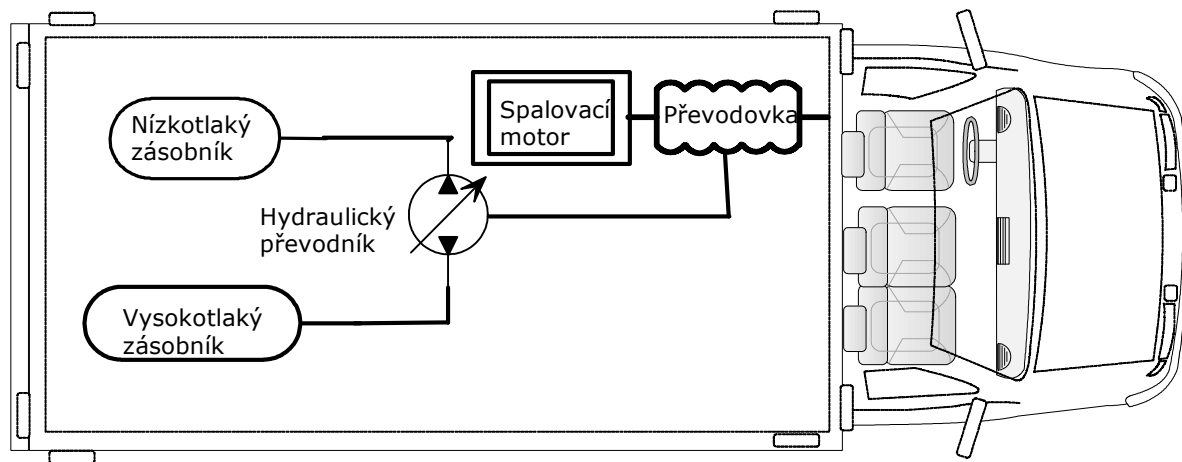
Obr. 1- Porovnání motorů [2]

2.2 Charakteristika, varianty konstrukčního uspořádání

V zásadě se rozlišují dva přístupy ke konstrukci pohonného ústrojí hydraulických hybridů. První z nich se nazývá paralelní hybrid (nebo také mild hybrid), druhým je sériový hybrid (nebo také full hybrid). Následující sekce stručně pojednává o obou variantách.

2.2.1 Paralelní hydraulický hybridní systém

Tento typ si zachovává klasické pohonné ústrojí, tedy spalovací motor a převodovku, ať už manuální, nebo automatickou. A navíc je vybaven systémem pro rekuperaci energie. Je tedy poměrně konstrukčně jednoduchý. Základními prvky tohoto systému jsou dva zásobníky na hydraulickou tekutinu a hydraulický převodník. Následující obrázek zobrazuje schéma paralelního hydraulického hybridu. Z obrázku lze zjistit, jak systém funguje. Při jízdě ustálenou rychlostí se systém chová jako konvenční vozidlo. Spalovací motor produkuje točivý moment, který je přenášen přes převodovku do diferenciálu a následně na hnaná kola. Když řidič sešlápne brzdový pedál, hydrostatický převodník připojený k pohonnému ústrojí čerpá hydraulickou tekutinu z nízkotlakého zásobníku do vysokotlakého a přeměňuje tak kinetickou energii vozidla na potenciální energii v akumulátorech. Při akceleraci tekutina proudí z vysokotlakého akumulátoru do nízkotlakého přes hydrostatický převodník, který poskytuje přídatný točivý moment potřebný ke zrychlení vozidla.

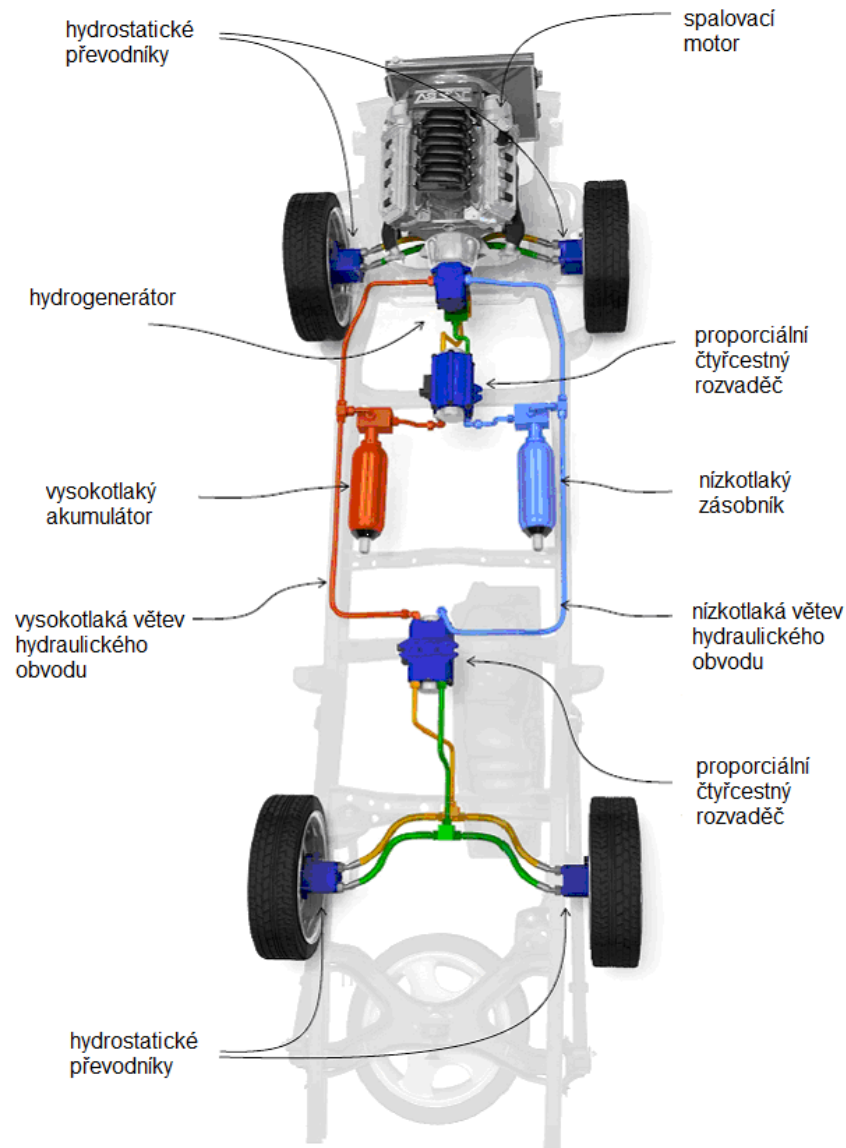


Obr. 2 - Schéma paralelního hybridu

Zde se již objevují základní rysy, plusy i mínusy tohoto uspořádání. Velkou výhodou je relativní konstrukční jednoduchost a fakt, že klasické pohonné ústrojí je v podstatě zachováno a není zásadním způsobem narušeno. Některé firmy jsou dokonce schopny realizovat dodatečnou instalaci hybridního systému. Další výhody plynou z povahy hydraulických hybridních systémů a neliší se od ostatních konstrukčních variant. Jednou z nevýhod je vyšší hmotnost oproti sériovému uspořádání, která je dána tím, že je zachována klasická převodovka. Další nevýhodou je vyšší cena ve srovnání se sériovými hybridy, která je opět způsobena přítomností klasické převodovky.

2.2.2 Sériový hydraulický hybridní systém

Sériový hybrid představuje druhou fázi vývoje hydraulických hybridů. Zatímco u paralelních hybridů je celé hydraulické ústrojí v podstatě jen „přimontováno“ ke klasickému, zde je již od začátku celý systém navržen tak, aby maximálně využil pozitiv spojených s hydraulickou technologií. Základní principy a komponenty jsou v zásadě velmi podobné paralelnímu uspořádání, nicméně se zde objevují nové výzvy pro inženýry v podobě návrhu celého systému, možnosti častějšího vypínání a provozu spalovacího motoru jen v takových podmínkách, kdy má nejvyšší účinnost. Na následujícím schématu je zobrazeno jedno z možných uspořádání sériových hybridů. Způsob fungování systému při brzdění není v zásadě odlišný od paralelního systému a při akceleraci je energie z akumulátorů využita stejným způsobem jako u paralelního hybridu. Při jízdě ustálenou rychlostí existují dva přístupy k využívání spalovacího motoru. První z možností, kterou využívá např. koncept společnosti Artemis Intelligent Power, je založena na tom, že spalovací motor roztáčí hydrogenerátor a energie dále proudí přes blok ventilů k hydrostatickým převodníkům pohánějícím kola vozu. Tento způsob má jednu nevýhodu a to, že spalovací motor běží po celou dobu jízdy. Jede-li automobil rovnoměrně po vodorovné silnici rychlostí v mezích pravidel silničního provozu, je



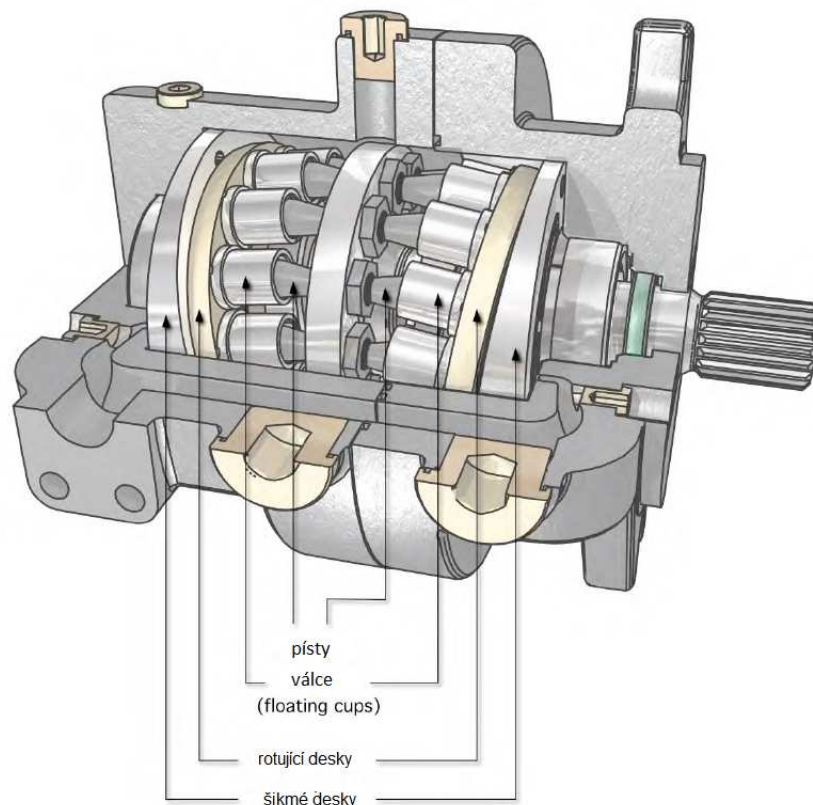
Obr. 3 - Sériové uspořádání[4]

využita jen malá část výkonu motoru. Při tomto jízdním režimu je dosaženo nízké spotřeby, avšak účinnost motoru je relativně malá. Druhý princip odstraňuje tento nedostatek tím, že spalovací motor ukládá energii přes hydraulickou soustavu do akumulátorů a pracuje při vyšší zátěži, kdy má vyšší účinnost a zadruhé po kratší časový interval, protože v momentě, kdy je v akumulátorech dostatečná zásoba energie, je motor vypnutý. Na první pohled se může zdát, že tento způsob je méně výhodný, neboť energie generovaná spalovacím motorem je nejprve uložena v akumulátorech a až poté se dostává na kola. Ale není tomu tak, protože hydraulické akumulátory jsou velmi efektivní a ve výsledku je druhý princip výhodnější.

2.3 Charakteristika jednotlivých částí hydraulického hybridního systému

2.3.1 Hydrostatický převodník

Hlavní funkcí hydrostatického převodníku je přeměna energie. Ve fázi, kdy pracuje jako hydrogenerátor, převádí kinetickou energii brzdícího vozidla na potenciální energii, která je uložena v akumulátorech. V druhé fázi, kdy pracuje jako hydromotor, přeměňuje energii z akumulátorů na kinetickou energii a umožňuje tak akceleraci vozidla. Existuje několik variant převodníků např. radiální, axiální s nakloněnou deskou (swashplate), axiální s nakloněným blokem (bent-axis) nebo axiální fungující na principu “floating cup”.



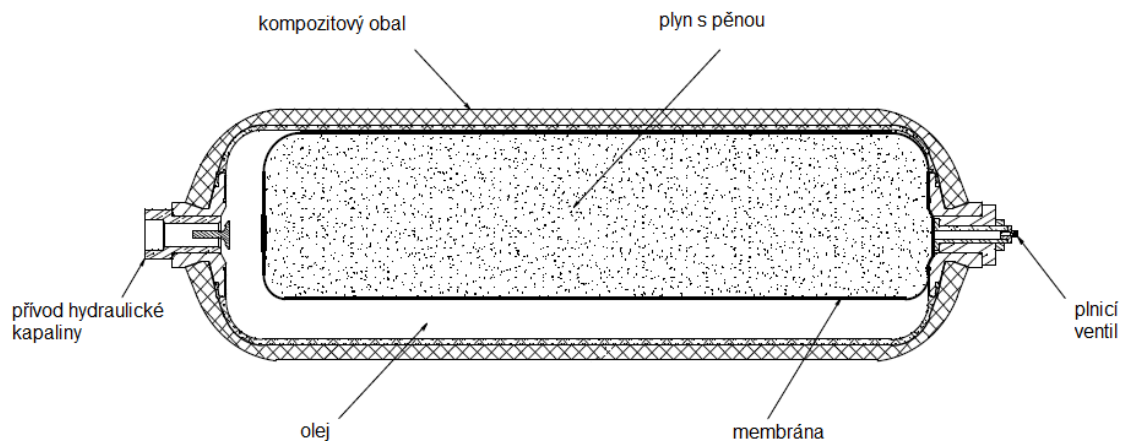
Obr. 4 - Hydrostatický převodník Innas [4]

U převodníku společnosti Innas je hydraulická kapalina přiváděna pod nízkým tlakem přes rozšířenou část šikmé desky do válců (floating cups). S otáčením hřídele a sklonem desky se mění objem kapaliny v pístech. Kapalina dosahuje největšího tlaku v nejužší části šikmé desky, kde také opouští převodník. Tímto způsobem funguje hydrostatický převodník jako hydrogenerátor. Je zřejmé, že v módu hydromotoru systém pracuje opačně. Hydraulická kapalina je pod vysokým tlakem přiváděna přes nejužší místo šikmé desky do pístů, na které působí silou F . Vzhledem k tomu, že šikmá deska má určitý sklon β , síla F má dvě složky – normálovou a radiální. Radiální složka F_r vyvolává točivý moment M , který roztáčí hřídel. Díky tomuto pohybu se zvětšuje objem kapaliny v pístech a klesá její tlak. V nejširší části šikmé desky je odváděna do nízkotlakého zásobníku.

2.3.2 Akumulátory energie

Akumulátory tvoří nedílnou součást hydraulických hybridů, bez níž by rekuperace energie nebyla proveditelná. Měrná uložená energie, jež je ve většině případů realizována

stlačeným dusíkem, se pohybuje v rozmezí $4 - 11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, což je ve srovnání s bateriemi mnohem méně. Na druhou stranu měrný výkon je řádově vyšší $500 - 1000 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1}$ (baterie elektromobilů $30 - 100 \text{ W} \cdot \text{kg}^{-1}$) Z toho plyne, že se tato technologie hodí spíše pro rychlou akceleraci vozidla, ale ne pro dlouhodobé dodávání energie. Akumulátory mohou být nabity hydraulickými převodníky při brzdění nebo také přímo spalovacím motorem. Hydraulické hybridní ústrojí obsahuje zpravidla dva akumulátory. Vysokotlaký, v němž je uložena energie, a nízkotlaký sloužící jako nádrž na hydraulickou kapalinu. Oba jsou vyrobeny z uhlíkových vláken a laminátu, který je zde většinou jen kvůli nižší ceně. Vysokotlaký akumulátor je navrhován na provozní tlak kolem 35 MPa, přičemž maximální jednorázový tlak je až 105 MPa. I nízkotlaká nádrž musí mít určité parametry a provozní tlak, aby nedocházelo k jevu zvanému kavitace, kdy kvůli nízkému vstupnímu tlaku se v kapalině formují bubliny, které implodují a způsobují tak poškození částí systému. Dusík by samozřejmě neměl přijít do kontaktu s hydraulickým olejem, a tak je v praxi oddělen pístem, či membránou, nebo uložen ve vaku. Vzhledem k tomu, že akumulátor z pohledu termodynamiky není rovnovážná soustava, dochází k výměně tepla mezi plynem a hydraulickou kapalinou a tím klesá účinnost akumulátoru. Aby se zabránilo tomuto jevu, lze do vaku s dusíkem vstříkovat polyuretanovou pěnu, která tento jev zmírní. Na obr. 5 je vidět příklad vysokotlakého akumulátoru.



Obr. 5 - Hydraulický akumulátor [5]

2.3.3 Prvky pro řízení průtoku a tlaku

Různé typy ventilů a rozvaděčů jsou nedílnou částí každého hydraulického zařízení. Jejich role spočívá v regulaci tlaku a průtoku v oběhu tak, aby ostatní prvky mohly plnit svoji funkci. Je nutno podotknout, že škrťací ventily, jejichž účelem je snižování tlaku, způsobují ztráty v systému. Tento jev je z hlediska hybridních technologií samozřejmě nevíтанý. Lze jej eliminovat použitím tzv. proporciálního čtyřcestného rozvaděče vyvinutého společností Innas, který má více vstupů a je schopen regulovat hodnoty tlaku i průtoku vhodným způsobem, aby ztráty byly co nejmenší. Také svojí funkcí, především u sériových hydraulických hybridů, tento typ rozvaděče nahrazuje klasické převodové ústrojí.

2.4 Hydraulická hybridní vozidla v reálném světě

Ač tento typ hybridního pohonu není příliš v povědomí společnosti, již několik firem vyrobilo funkční prototypy. Některé z nich jezdí každodenně v běžném provozu a tvoří plnohodnotnou alternativu konvenčním vozidlům.

2.4.1 Paralelní hybridní systém společnosti Eaton

Eaton HLA paralelní hybridní systém je celý název pro pohonné ústrojí vyvinuté touto společností. Písmena HLA zastupují sousloví hydraulický asistent rozjezdu. Jak už plyne z názvu, tento systém je paralelního typu a byl aplikován především na vozy pro svoz odpadu.

Zajímavostí je že tento pohonný systém má dva různé jízdní režimy – Economy Mode a Performance Mode. Data z testování ukázala, že v prvně jmenovaném režimu lze uspořit až 28% a ve druhém okolo 17% paliva. Mód Performance navíc vykazuje o 26% lepší akceleraci než klasické vozidlo, což zlepšuje celkovou produktivitu o 11%. Tato společnost rovněž spolupracovala na vývoji donáškového vozidla pro firmu UPS, které již jezdí po silnicích ve Spojených státech a slibuje návratnost vyšší investice při koupi do 3 let a celkovou finanční úsporu 50 000 dolarů během doby životnosti vozidla.



Obr. 6 - UPS vozidlo [8]

2.4.2 Sériový systém společnosti Parker

Toto hydraulické pohonné ústrojí obsahuje neobvyklé konstrukční řešení. V nižších rychlostech do 65 km/h je potřebný točivý moment zprostředkován hydraulicky. Ve vyšších rychlostech je hydraulika odpojena a o pohon se stará spalovací motor. Důvodem k tomuto řešení je to, že ve vysokých rychlostech je dle poznatků inženýrů efektivnější klasický pohon. Nevýhodou ovšem je neschopnost rekuperace v rychlostech, kdy je hydraulika odpojena, čímž se systém okrádá o značnou část využitelné energie.

2.4.3 Hydraulické systémy společnosti Bosch-Rexroth

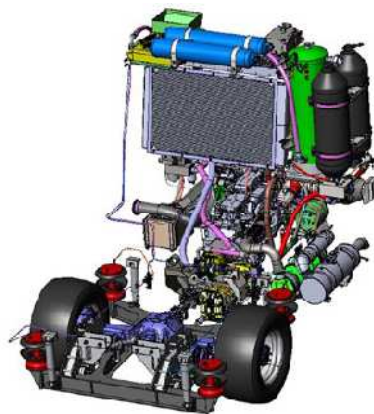
Společnost Bosch-Rexroth vyvinula oba typy hydraulických ústrojí. Jejich paralelně pracující systém má tu výhodu, že může být dodatečně nainstalován na vozidla, která jsou již v provozu na klasický pohon. Tato firma spolupracuje s VUT Brno, kde v roce 2011 zkonstruovali hydromobil na dálkové ovládání.

2.4.4 Digital displacement hydraulic hybrid společnosti Artemis

Zatímco všechny předešlé případy se týkaly výhradně užitkových vozidel, společnost Artemis se jako první pokusila o vývoj sériového hydraulického pohonu pro osobní automobil. Jejich prototyp vychází z vozu BMW 530i. Jistou výjimkou je také použití radiálního hydrogenerátoru. V letech 2006 a 2008 byly provedeny testy na dráze v Millbrook. Automobil dosáhl spotřeby paliva 5,5 l/100 km v městském a 5,8 l/100 km v kombinovaném provozu. Inženýrům se podařilo vyřešit problémy s hlučností a zástavbou, ovšem na úkor kapacity akumulátoru, která stačí jen na krátkodobou akceleraci.

2.4.5 Autobus Altair LCO-140H

První hybridní autobus využívající hydraulického pohonu představila společnost Altair v roce 2011. Výsledky testů spotřeby méně než poloviční hodnoty ve srovnání s klasickým dieselovým autobusem a o 30% lepší hodnoty ve srovnání s elektrickým hybridním autobusem. Zároveň slibují o 120 000 dolarů nižší nákupní cenu než srovnatelné elektrické autobusy. Pohonné ústrojí autobusu je na obr. 7.



Obr. 7 - Pohonné ústrojí autobusu Altair

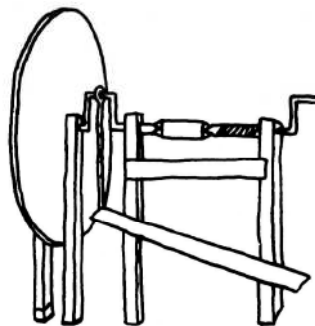
2.5 Vyhledky do budoucnosti

Většina významných automobilek zaměřuje svůj vývoj především na elektrická vozidla. Jedinou výjimkou je společnost Chrysler, která plánuje představení konceptu hydraulického rodinného vozidla na rok 2013.

3 Mechanické a elektromechanické hybridní systémy rekuperace energie

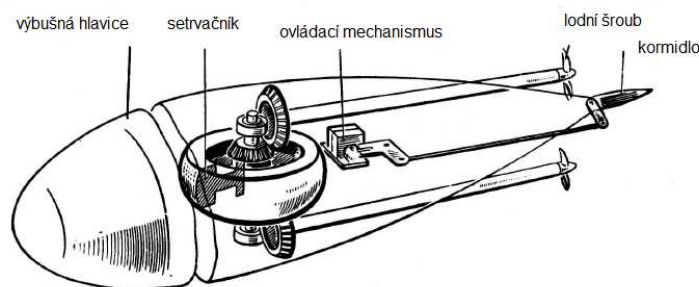
3.1 Pohled do historie

Setrvačníky pomáhají lidem mnohem déle, než si většina z nás uvědomuje. Již obyvatelé starověké Mezopotámie znali hrnčířský kruh, který využívá principu setrvačníku. Do pohybu se uváděl prudkým trhnutím pákou. Kolo muselo rotovat dostatečně dlouho, dokud se nedokončilo tvarování výrobku. Tato doba se odhaduje na 5 až 7 minut při počáteční rychlosti 100 ot/ min. I samotný Leonardo da Vinci později využil setrvačníku k pohonu primitivního soustruhu.



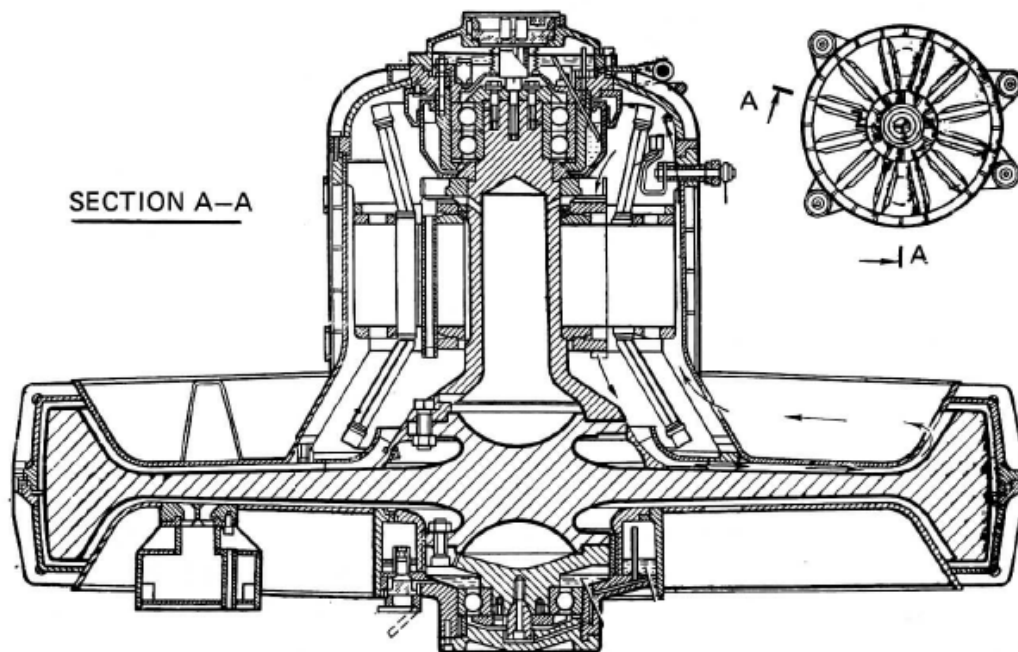
Obr. 8 - Soustruh Leonarda da Vinci [10]

Další významnou etapou vývoje setrvačnicků se stala průmyslová revoluce. Za zmínku stojí využití setrvačníku k pohonu torpéda, které bylo představeno roku 1888. Viz obr. 9. Torpédo obsahovalo setrvačnick o hmotnosti 160 kg a s maximálními otáčkami $21\,000\text{ min}^{-1}$, což postačovalo k dostřelu 1500 m při rychlosti 55 km/h.



Obr. 9 - Torpédo poháněné setrvačnickem [10]

Využití setrvačnicků jako hybridního pohonného systému není rovněž žádnou novinkou ve světě dopravní techniky. V 60. letech minulého století švýcarská společnost Oerlikon Engineering vyvinula první dopravní prostředek poháněný pouze setrvačnickem nesoucí název Gyrobus. Tento setrvačnick vážil 1500 kg, v průměru měřil 1626 mm a operoval v maximálních otáčkách 3000 min^{-1} . Gyrobus nebyl vybaven systémem pro rekuperaci energie, a tak kinetická energie setrvačnicku postačovala k dojezdu asi 2,4 km. Na každé zastávce se proto musela nacházet dobíjecí stanice, která setrvačnick roztáčela.



Obr. 10 - Pohonné ústrojí Gyrobusu [10]

S postupem času se prokázalo, že navyšování hmotnosti setrvačníku, přesněji řečeno momentu setrvačnosti, je slepou uličkou vývoje. V současnosti disponují moderní setrvačnickové systémy hmotností v řádech desítek kilogramů a rychlostí několika desítek tisíc otáček za minutu.

3.2 Základní rovnice

Každé rotující těleso má kinetickou energii, kterou lze popsat vztahem:

$$E_k = \frac{1}{2} I \omega^2, \quad (1)$$

kde I [$\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] představuje moment setrvačnosti k ose otáčení a ω úhlovou rychlost v rad^{-1} . Z této rovnice (1) plyne, proč se předmětem vývoje stalo zvyšování rychlosti rotace. Výkon, který lze poskytnout, je možno popsat s využitím rovnice (1) následujícím způsobem:

$$P = \frac{dE_k}{dt} = I \omega \frac{d\omega}{dt} = M \omega, \quad (2)$$

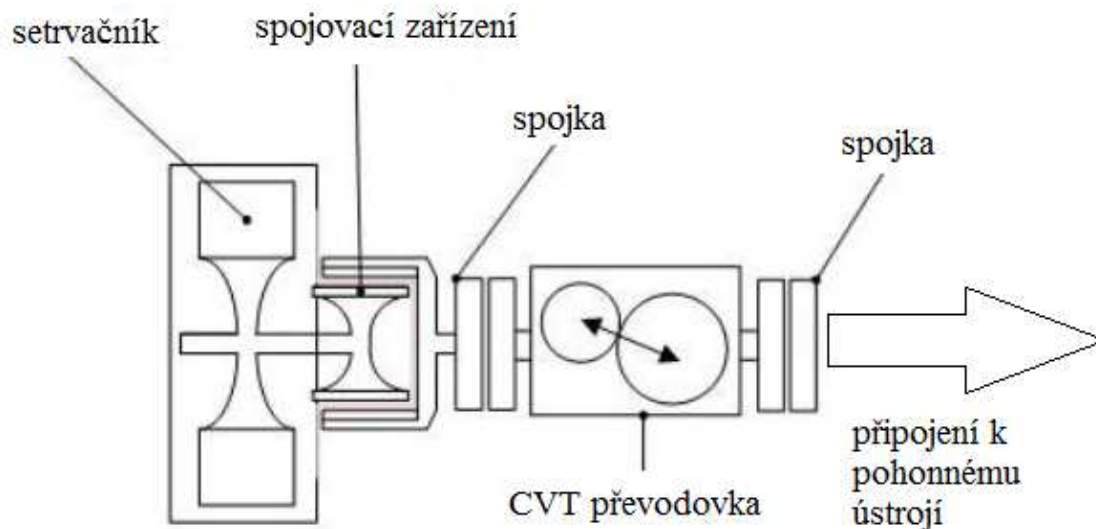
kde M [$\text{N} \cdot \text{m}$] je točivý moment

3.3 Varianty konstrukčního uspořádání

Zde si představíme dvě ideové koncepce, jež jsou v dnešní době používány. První z nich zastává čistě mechanický princip, druhý způsob lze pojmenovat jako elektromechanický.

3.3.1 Mechanický hybridní pohonný systém

Jak název napovídá, tento systém pracuje pouze s mechanickou energií. Při brzdění je kinetická energie vozidla transformována na kinetickou energii setrvačnicku pomocí převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem (CVT). Jedno z možných řešení zobrazuje obrázek 11.



Obr. 11 - Schéma mechanického systému[11]

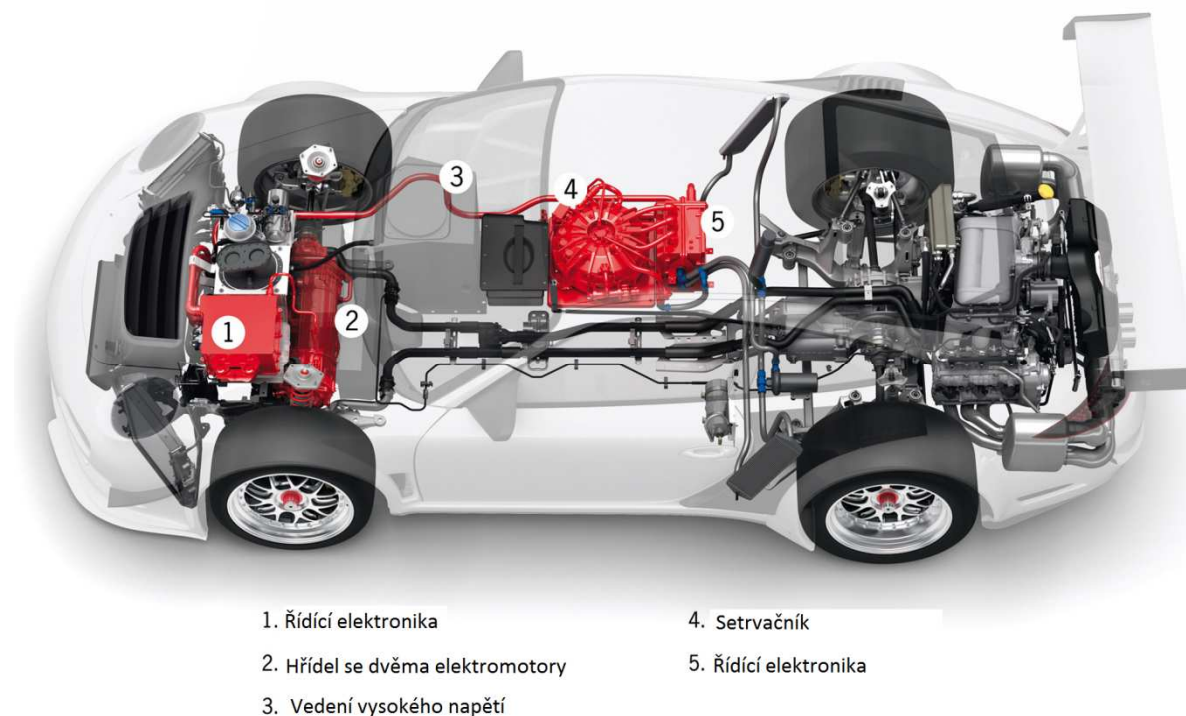
Klíčovým parametrem pro hodnocení tohoto uspořádání je účinnost CVT převodovky. Tuto koncepci zastává prototyp automobilky Jaguar nebo firma Ricardo, která tyto systémy vyvíjí.

3.3.1.1 Princip činnosti

Předpokládejme, že CVT má v daný časový okamžik převodový poměr i , úhlová rychlost setrvačnicku je ω_1 a rychlost výstupního členu CVT ω_2 . Platí, že $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$. Sešlápně-li řidič brzdový pedál, dojde k navýšení převodového poměru CVT převodovky takovým způsobem, že setrvačnick bude mít tendenci zrychlovat s úhlovým zrychlením α . Díky tomu vzniká setrvačný moment $M_D = I_{red} \cdot \alpha$, kde I_{red} je redukovaný moment setrvačnosti všech pohybujících se částí systému. Tento setrvačný moment působí proti směru úhlového zrychlení α a má za následek zpomalení vozidla. Při akceleraci se převodový poměr sníží, což bude mít za následek zpomalování setrvačnicku. Úhlové zrychlení α i setrvačný moment M_D mají opačný směr než v prvním případě a dochází tedy k urychlování vozidla.

3.3.1.2 Elektromechanický hybridní pohonný systém

Charakteristickým rysem této koncepce je uložení kinetické energie v setrvačnicku, avšak pohon vozidla je zajištěn elektrickou energií. Dochází zde tedy k přeměně kinetické energie na elektrickou a obráceně.



Obr. 12 - Schéma pohonu Porsche 911 GT3 R hybrid [12]

Na obrázku 12 je znázorněno schéma pohonu závodního speciálu značky Porsche, který využívá setrvačnickové technologie již ve své druhé generaci. Dva elektromotory pohánějí přední kola a jsou spojeny se setrvačnickem, do kterého je zároveň implementován generátor. Při brzdění elektromotory zastupují funkci generátoru a produkují elektrickou energii. Ta je využita na roztočení setrvačnicku. Při akceleraci systém pracuje opačným způsobem podobně jako u ostatních hybridních pohonů s funkcí rekuperace energie. Setrvačnick dosahuje maximálních otáček $36\,000\text{ min}^{-1}$, přičemž pokud otáčky nedosahují alespoň $28\,000\text{ min}^{-1}$, nelze využít energii setrvačnicku k akceleraci. Takto úzké spektrum pracovních otáček má za následek to, že hybridní systém nemůže poskytovat plný výkon po dobu delší než 6 – 8 vteřin. Samotný setrvačnick váží 14 kg a hmotnost celého systému je 150 kg. Zajímavostí je, že řídicí jednotku lze naprogramovat na míru každého závodního okruhu. Při samotném závodu počítač pozná, v jaké části okruhu se automobil nachází, a je schopen limitovat maximální výkon dodávaný soustavou tak, aby např. při výjezdu z pomalejších zatáček nedocházelo k problémům s trakcí hnaných kol.

3.3.2 Systém KERS ve Formuli 1

Pro sezónu 2009 FIA (Mezinárodní automobilová federace) schválila použití hybridních pohonných systémů v závodech s jasným cílem – využít technologických možností Formule 1 k vývoji hybridních pohonů nejen v motosportu, ale přiblížit je běžné dopravě. S ohledem na bezpečnost stanovila FIA maximální výkon systému na 60 kW a množství rekuperované energie na 400 kJ na kolo. Vzhledem k tomu, že princip, jakým pohon může být realizován, nebyl blíže specifikován, inženýři uvažovali nespočet různých variant. Nejvýhodnější se z hlediska požadavků motosportu jevil mechanický systém využívající setrvačnick a elektrický systém s ultrakapacitory. Parametry mechanického systému se setrvačnickem jsou uvedeny tabulce 1 níže:

Výkon [kW]	60
Maximální rekuperovaná energie na kolo [kJ]	400
Hmotnost celého systému [kg]	25
Hmotnost setrvačnicku [kg]	5
Hmotnost CVT převodovky [kg]	5
Průměr setrvačnicku [mm]	200
Šířka setrvačnicku [mm]	100
Účinnost systému [%]	>70
Dynamická odezva: [ms]	50
Maximální otáčky setrvačnicku [ot/min]	64 500

Tab. 1- Parametry systému KERS [15]

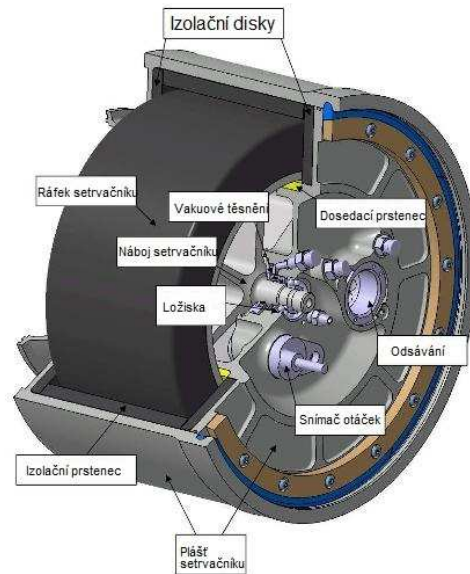
3.3.2.1 Klíčové prvky systému KERS

Setrvačnick

V důsledku vysoké rychlosti otáčení vznikají značné odstředivé síly namáhající setrvačnick. Proto je nutné použít materiál z uhlíkových vláken, který má vysokou pevnost v tahu. Profil setrvačnicku má vliv na moment setrvačnosti I . Cílem konstruktérů je navrhnout takový tvar, který bude mít při dané hmotnosti maximální moment setrvačnosti s ohledem na to, aby setrvačnick vyhověl po pevnostní stránce.

Plášť setrvačnicku

Při takto vysokých rychlostech rotace mohou mít škody způsobené selháním systému nedozírné následky. Proto je bezpečnost klíčovým faktorem a je brána v potaz v každé fázi vývoje tohoto hybridního systému. Plášť musí být dostatečně předimenzován, aby obstál při jakékoliv nehodě. Zajímavostí je, že systém je schopen podstoupit crash test s přetížením 24 g bez sebemenší ztráty rychlosti setrvačnicku. Další funkcí pláště je poskytovat setrvačnicku hermeticky uzavřený prostor. Rotuje-li setrvačnick vysokou rychlostí, přítomnost vzduchu může způsobovat značné ztráty. Z tohoto důvodu se tlak uvnitř soustavy pohybuje okolo 0,01 Pa. Pro představu, to je tak nízký tlak, že každá molekula vzduchu musí v průměru urazit 45 km, než se srazí s jinou.



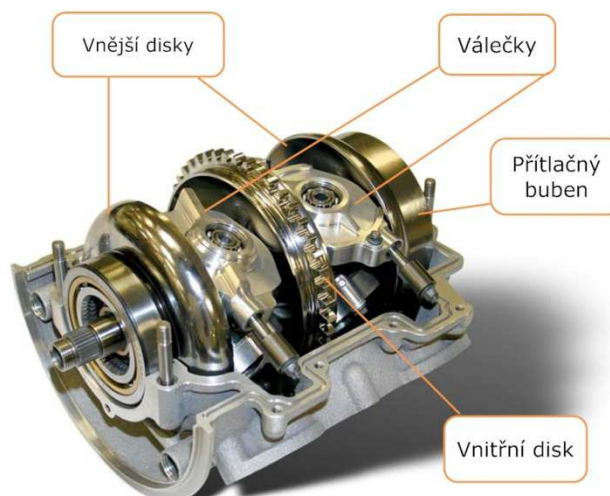
Obr. 13 - Sestava setrvačnicku [14]

Ložiska

V těchto systémech se s úspěchem využívá aktivních magnetických ložisek, protože jsou schopny provozu ve velmi vysokých otáčkách, tlumí vibrace, není nutné je mazat a způsobují minimální ztráty.

CVT převodovka

Zkratka CVT zastupuje anglická slova continuously variable transmission, což lze přeložit jako převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem neboli variátory. Tento typ převodovek je využíván automobily poměrně dlouhou dobu, ale přesto je jeho procentuální zastoupení malé. Společnost Torotrak vyvinula pro systém KERS unikátní koncepci CVT převodovky. Její kouzlo tkví v tom, že točivý moment je přenášen pomocí speciální tzv. trakční kapaliny.



Obr. 14 - CVT převodovka Torotrak [15]

Funkci převodovky z obr. 14 lze popsat takto. Vstupní hřídel je pevně spojena s vnějšími disky. Uprostřed hřídele je rotačně uložen vnitřní disk, který je zároveň výstupním členem převodovky. Mezi disky se nacházejí čtyři válečky, které lze naklápět. Změnou úhlu sklonu válečku se mění poloměr, na kterém se váleček stýká s diskem, a tím i obvodová rychlost. Tímto způsobem dochází k úpravě převodového poměru. Je nutno zdůraznit, že mezi válečky a disky nedochází k fyzickému kontaktu. Spojovací prvek zastupuje již zmíněná trakční kapalina. Tato speciální kapalina je schopná přenést síly díky své viskozitě, pokud je vystavena vnějšímu zatížení. To je zajištěno přítlačným bubnem. S rostoucím zatížením roste viskozita trakční kapaliny a převodovka je schopna přenést vyšší točivý moment.

Před nedávnem byla vyvinuta druhá generace systému KERS, jež se uplatňuje v jiné kategorii motosportu. Tento systém poskytuje výkon 100 kW a je schopen uložit energii 540 kJ. Není zde již využito CVT převodovky, ale klasické převodovky s lamelovou spojkou.

3.4 Výhody a nevýhody

Významnou výhodou moderních setrvačnickových systémů je dlouhá životnost nezávislejší na počtu cyklů. Dalším pozitivem je to, že tyto systémy nejsou citlivé na vnější podmínky na rozdíl od baterií, u nichž se s klesající teplotou vzduchu snižuje kapacita. Setrvačnické systémy mají v porovnání s hydraulickými hybridními ústrojími výrazně jemnější chod a jejich ekologická náročnost při likvidaci je nízká.

Jisté komplikace mohou znamenat vysoké nároky na přesnost výroby a potenciální následky v případě selhání systému. Je nutno zmínit, že tato koncepce není vhodná pro běžný provoz jako jediný zdroj hnací síly dopravních prostředků, protože hodnota akumulovatelné energie je poměrně nízká.

4 Elektrické systémy rekuperace energie

Tato skupina je bezpochyby nejrozšířenější ze všech uvedených principů. Základní myšlenka je společná – přeměna energie zpomalujícího vozidla na energii, kterou lze uchovat v bateriích či ultrakapacitorech. Jejich hlavní výhodou je vysoká kapacita akumulátorů energie, která vystačí na výrazně delší dojezd, než mohou poskytnout výše uvedené koncepce. Ovšem samotný proces rekuperace už nemá takovou účinnost jako hydraulické a mechanické systémy. Poměr výkonu ke hmotnosti rovněž není tolik příznivý. Objektivně sdělit konkrétní hodnoty je velmi obtížné z důvodu rychlého pokroku těchto systémů. Společností, které elektrické systémy rekuperace energie vyvinuly, je mnoho. Na toto téma je k dostání velké množství odborné literatury, a z tohoto důvodu se tato práce nebude elektrickými systémy rekuperace energie detailně zabývat.

5 Vlastní konstrukční návrh

5.1 Identifikace problému



V dnešní době bychom jen těžko hledali odvětví, kde nedochází ke ztrátám energie. Některé ztrátové procesy jsou nevyhnutelné, u jiných lze negativní vlivy potlačit nebo alespoň zmírnit. Pokud svou pozornost zaměříme na dopravu, zjistíme, že k největším ztrátám dochází u objektů, které během svého provozního cyklu často mění rychlost pohybu. Zde mají systémy pro rekuperaci energie největší potenciál, protože mají příležitost zachránit velké množství energie. Typickým příkladem, kde mohou tyto systémy značně zefektivnit provoz, jsou autobusy městské hromadné dopravy.

5.2 Požadavky na systém

Autobusy MHD během svého životního cyklu urazí řádově statisíce kilometrů, kdy často zrychlují a zpomalují. Rovněž je pro ně charakteristická proměnlivá hmotnost, která závisí na počtu přepravovaných osob. Z těchto vět vyplývají základní požadavky, které by měl kvalitní systém pro rekuperaci energie splňovat. Vzhledem k vysokému kilometrovému nájezdu je důležitým parametrem spolehlivost a nízké náklady na údržbu. Dalším významným hlediskem je účinnost a celkový výkon systému a jeho přenesení na vozovku bez ohledu na počet přepravovaných osob. Pokud by bylo možné systém dodatečně implementovat do již jezdících vozidel, bylo by to rovněž velkou výhodou. Parametrizace konstrukce znamená navrhnout systém tak, aby byl použitelný pro různé aplikace s co nejmenšími zásahy do předlohy. V případě, že by toto bylo dosaženo, bude mít finální produkt širší uplatnění. Pořizovací náklady na systém jsou až sekundárním parametrem, protože se předpokládá, že se vzhledem k dlouhému životnímu cyklu vrátí. Ovšem pouze za předpokladu dostatečného naplnění výše uvedených vlastností. Pokud by měly být požadované parametry seřazeny sestupně podle důležitosti, dostaneme následující pořadí:

- **Účinnost systému**
- **Dostatečný výkon**
- **Spolehlivost**
- **Náklady na údržbu**
- **Pořizovací cena**
- **Parametrizace**

Jako referenční vozidlo byl zvolen Irisbus Citelis 12m, který je součástí systému městské hromadné dopravy v Plzni. Některé údaje o tomto vozidle udává tabulka 2.

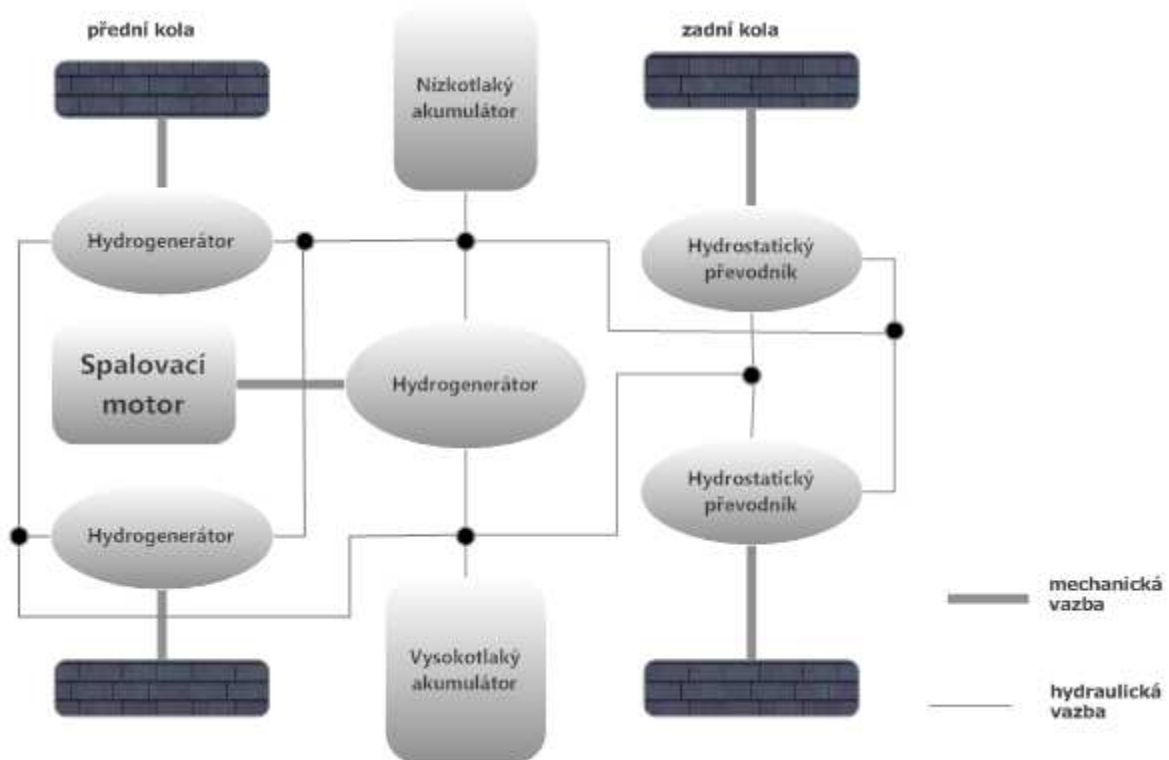
OBECNÉ VLASTNOSTI	
Délka	11 990 mm
Šířka	2 500 mm
Výška s klimatizací/bez klimatizace	3040/2 924 mm
Rozvor	6 120 mm
Převis karoserie přední/zadní	2 710 / 3 160 mm
Rozchod vpředu/vzadu	2 087 / 1 869 mm
Vnitřní výška vpředu/vzadu (2 dveře)	2 344 / 2 115 mm
Vnitřní výška vpředu/vzadu (3 dveře)	2 344 / 2 309 mm
Nástupní výška před./prostř./zad. dveří	320 / 330 / 330 mm
Šířka před./prostředních/zadních dveří	1 200 mm
Vnější obrysový poloměr zatažení	10 785 mm
Vnější stopový poloměr zatažení	9 000 mm
Úhel nájezdu vpředu/vzadu	7°/7°
Celková hmotnost vozidla*	18 000 kg
Celková maximální hmotnost na přední nápravu	7 245 kg
Celková maximální hmotnost na zadní nápravu	11 500 kg
	180 kW (245 k) 213 kW (290 k)
	Euro 5 EEV

Tab. 2 – Irisbus Citelis 12m[24]

5.3 Tvorba konceptuálních řešení

V této části dojde na základě znalostí získaných v předchozích fázích k hledání možných řešení s ohledem charakter aplikace a požadované parametry. Autobusy MHD jsou poměrně těžké a při provozu často mění rychlost. Z těchto důvodů se nabízí využití hydraulické technologie, která je schopna generovat velké síly a hodí se spíše pro krátkodobou dodávku výkonu než pro stálý pohon. Byly navrženy dvě koncepční varianty, jež jsou zobrazeny na obr. 15 a obr. 16.

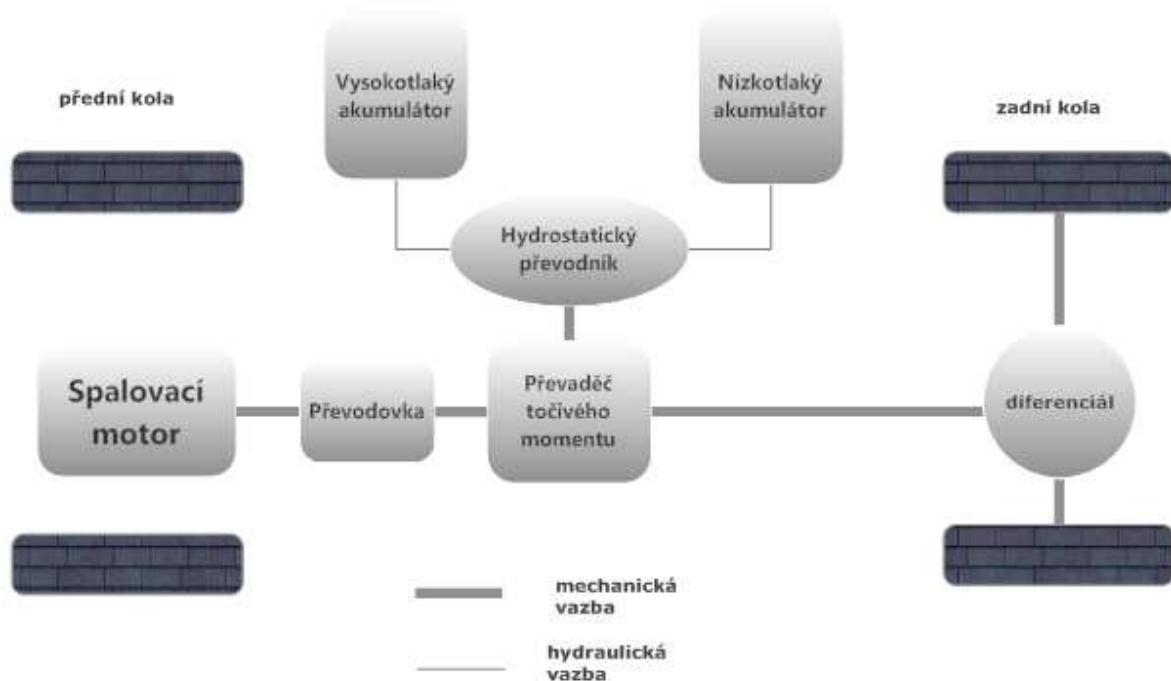
5.3.1 První varianta



Obr. 15 – První varianta

První varianta, jejíž schéma je na obr. 15, vyznává sériovou konfiguraci. Při jízdě rovnoměrným pohybem spalovací motor roztáčí hydrogenerátor, který dodává energii hydrostatickým převodníkům. Tyto převodníky se starají o pohon zadních kol. Při zpomalování hydrogenerátory na přední nápravě i hydrostatické převodníky na zadní přečerpávají kapalinu z nízkotlakého akumulátoru do vysokotlakého. Tímto dochází k brzdění obou náprav současně a může být zachyceno větší množství energie. Při akceleraci proudí kapalina z vysokotlakého akumulátoru do nízkotlakého pouze přes hydrostatické převodníky na zadní nápravě. Hnaná jsou tedy jen zadní kola.

5.3.2 Druhá varianta



Obr 16. – Druhá varianta

Druhá varianta z obr. 16 má paralelní konfiguraci. Při jízdě konstantní rychlostí pohon realizuje spalovací motor klasickým způsobem. Při brzdění se přes převaděč točivého momentu připojí do systému hydrostatický převodník, který přečerpává kapalinu z nízkotlakého akumulátoru do vysokotlakého. Odporu vaku s dusíkem ve vysokotlakém akumulátoru vzniká na převodníku točivý moment, který působí proti směru rotačnímu pohybu. Moment se dále přenáší přes převaděč do diferenciálu a tím jsou brzděna zadní kola. Při akceleraci systém pracuje opačně, jak už bylo mnohokrát vysvětleno na analogických případech.

5.4 Hodnocení konceptuálních řešení

V této fázi vývoje dojde k porovnání obou koncepcí pomocí SWOT analýzy a vyhodnocení na základě parametrů získaných v části Identifikace problému. Při SWOT analýze se snažíme zjistit silné a slabé stránky systému a také příležitosti a hrozby, které mohou systém ovlivnit. Výsledky této analýzy slouží jako podklad pro rozhodování při výběru vhodnější varianty.

5.4.1 SWOT analýza první varianty



Obr. 17 - SWOT analýza první varianty

I přes větší množství negativ je potřeba vzít tuto varianty v potaz, neboť některé firmy už dokázaly dovést toto řešení k funkčnímu prototypu, jehož výsledky byly konkurenceschopné. Velkou výhodou je rekuperace energie z obou náprav. Komplikovaný systém ovšem rovněž znamená komplikovaný vývojový proces. Zpracování této koncepce na odpovídající úroveň je pravděpodobně mimo rozsah bakalářské práce.

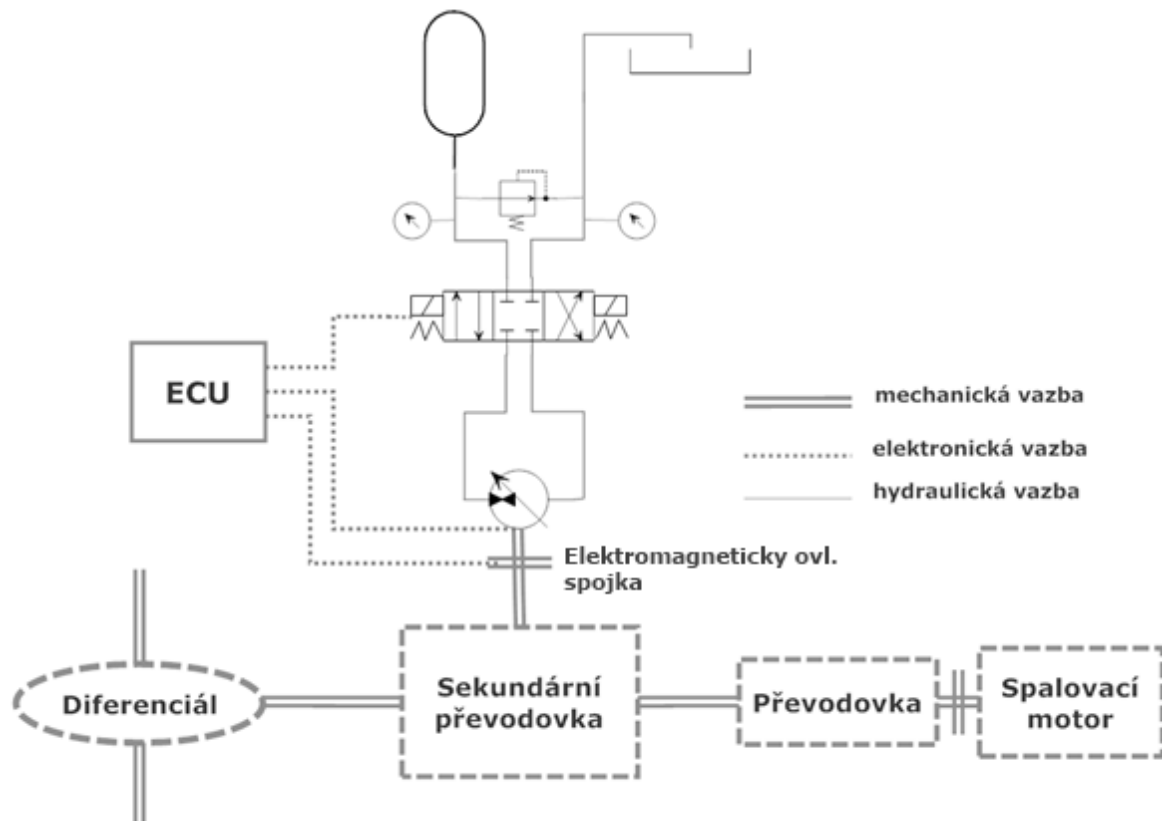
5.4.2 SWOT analýza druhé varianty



Obr. 18 - SWOT analýza druhé varianty

Přestože se tento koncept jeví jako jednodušší, neznamená to, že by měl plnit svoji funkci nedostatečně. Jeho hlavní nevýhodou je brzdění jen zadní nápravy. System bude muset být natolik inteligentní, aby dokázal spolupracovat s klasickým brzdovým systémem bez ztráty stability vozidla, ale zároveň s maximálním využitím rekuperace energie. Ostatní parametry hovoří převážně v jeho prospěch. Proto bude tato koncepce dále rozvinuta v následujících fázích vývoje.

5.5 Architektura systému



Obr. 19 - Schéma pohonného systému

Na obr. 19 je schéma hydraulického systému rekuperace energie. Klíčovými prvky jsou: hydraulický akumulátor, ve kterém dochází ukládání energie; hydrostatický převodník, který generuje hnací i brzdový točivý moment, a sekundární převodovka, jež přenáší točivý moment do diferenciálu. Elektromagnetická spojka spojuje převodník se sekundární převodovkou. Pojistný ventil je zde v případě překročení tlaku ve vysokotlaké větvi. Elektronická řídicí jednotka ovládá všechny funkce systému.

5.5.1 Princip činnosti

Při jízdě konstantní rychlostí se celý systém chová jako konvenční vozidlo. Elektromagnetická spojka je rozpojená a rozvaděč je v prostřední poloze, takže hydraulickým obvodem neproudí žádná kapalina a ani nedochází k přenosu točivého momentu mezi sekundární převodovkou a hydrostatickým převodníkem. O pohon se stará pouze spalovací motor.

Pokud řidič sešlápne brzdový pedál, elektromagnetická spojka sepne a rozvaděč se nastaví do levé polohy. Sekundární převodovka roztáčí hydrostatický převodník, který přečerpává kapalinu z nádrže do hydraulického akumulátoru, kde dochází k nárůstu tlaku. Se zvětšujícím se rozdílem v tlaku narůstá točivý moment produkovaný převodníkem, který je přenášen sekundární převodovkou do diferenciálu a má za následek zpomalení vozidla.

Při akceleraci se rozvaděč přepne do pravé polohy a kapalina proudí ven z vysokotlakého akumulátoru. Směr proudění kapaliny přes hydrostatický převodník je stále stejný, ale tentokrát je vyšší tlak na opačné straně než při brzdění. Důsledkem toho má vzniklý točivý moment opačný směr oproti předchozímu případu, a tudíž je vozidlo urychlováno. Díky konstrukci sekundární převodovky je možné, aby spalovací motor pracoval zároveň s hydraulickým systémem. Tím lze dosáhnout lepší akcelerace.

Pro točivý moment produkovaný hydrostatickým převodníkem v obou případech platí:

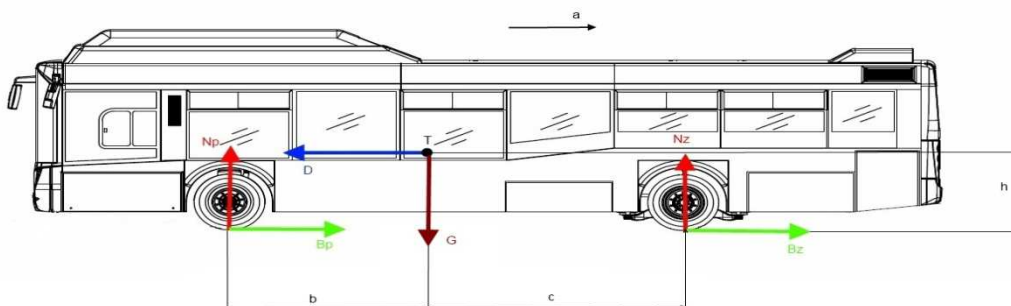
$$M_t = \frac{\Delta p \cdot V_g}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}}, \quad (3)$$

kde Δp je rozdíl v tlaku mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví a V_g objem kapaliny přenesený za jednu otáčku převodníku.

Pro další fázi vývoje je nutné stanovit rychlostní rozsah systému. Snahou je maximální využití kinetické energie autobusu k dosažení minimální spotřeby paliva. Omezení klade především hydrostatický převodník, jenž má určité spektrum otáček, ve kterém může pracovat. Autobusy MHD se při městském provozu pohybují poměrně nízkými rychlostmi. Jako vhodná horní hranice se jeví rychlost 45 km/h. Od této hodnoty se odvíjí převodový poměr sekundární převodovky, který s ohledem na stálý převodový poměr musí odpovídat rychlostnímu rozsahu převodníku. Na převodovém poměru závisí také síly přenášené na vozovku, které určují dynamiku vozidla. Zde je patrné, že navrhnout parametry systému tak, aby umožňovaly maximální využití kinetické energie během jízdního cyklu, zaručovaly dostatečnou dynamiku vozidla a respektovaly pracovní pásmo hydrostatického převodníku, není jednoduchý úkol. Od tohoto momentu nelze explicitně popsat, jak probíhal konstrukční proces, protože finální parametry jsou výsledkem několika iterací. K dosažení výše uvedených požadavků je nutný obecnější postup. Proto byl vytvořen matematický model hydraulického systému rekuperace energie, díky němuž bylo možné navrhnout hydraulický obvod a také získat výkonnostní data systému.

5.6 Stanovení maximální brzdné síly

Při brzdění dochází ke zmenšování normálové reakce na zadní nápravě. Jelikož je systém rekuperace energie spojen pouze s touto nápravou, je nutné zjistit, jak velkou brzdnu sílu lze vyvinout, aniž by došlo ke smyku zadních kol. Při výpočtu nejsou uvažovány jízdní odpory.



Obr. 12 - Síly působící na autobus [17]

$$\begin{aligned}
 Np + Nz - G &= 0 \\
 Bp + Bz - D &= 0 \\
 -Np \cdot b + Bp \cdot h + Bz \cdot h + Nz \cdot c &= 0 \\
 -(G - Nz) \cdot b + D \cdot h + Nz \cdot c &= 0 \\
 Nz &= \frac{G \cdot b - m \cdot a \cdot h}{b + c} \quad (4) \\
 Bz &= f \cdot Nz
 \end{aligned}$$

Při výpočtu brzdné síly je uvažován koeficient tření roven 0,5. Celý systém je navrhován na míru autobusu Irisbus Citelis 12 m. Parametry $b = 3,91m$; $c = 2,21m$ byly získány z produktové dokumentace. Výška těžiště $h = 1m$ byla odhadnuta. Závislost maximální brzdné síly zadní nápravy na zrychlení a hmotnosti autobusu je znázorněna v tabulce 3.

Bz [N]	Zrychlení [ms ⁻²]				
	5	4	3	2	1
Hmotnost [kg]					
18000	48975	50443	51911	53379	54847
17000	46254	47640	49027	50414	51800
16000	43533	44838	46143	47448	48753
15000	40812	42036	43259	44483	45706

Tab. 3 - Brzdná síla

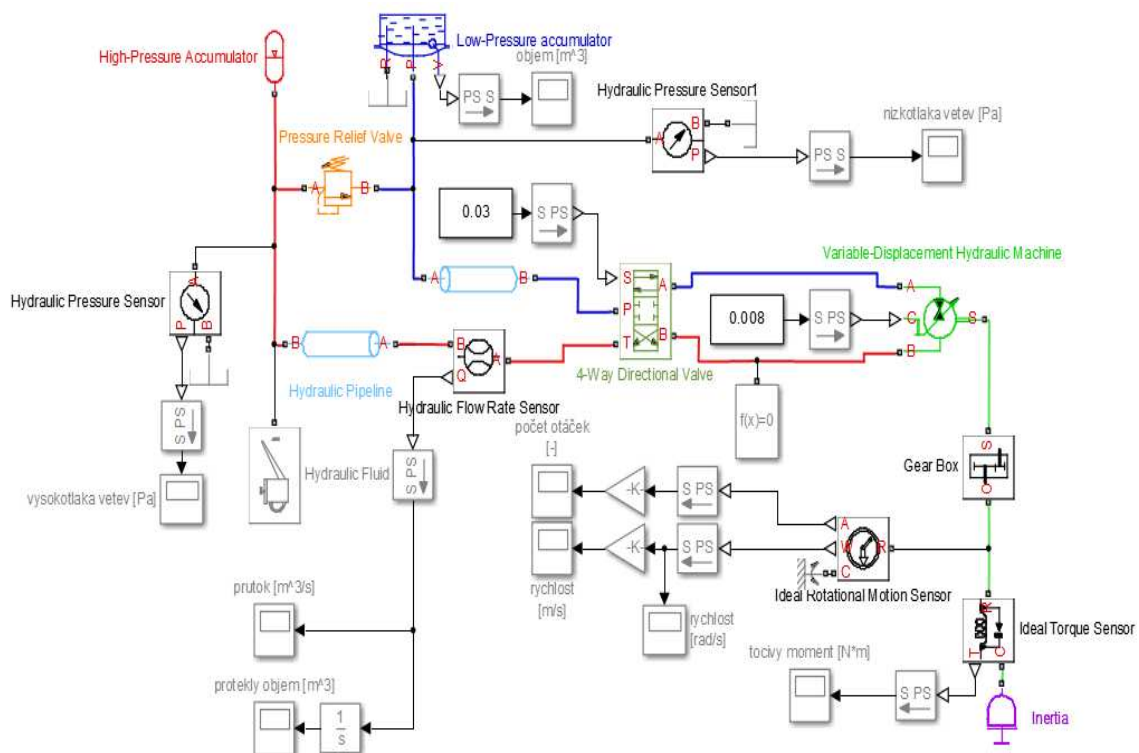
Z tab. 3 plyne, že pokud bude systém navžen tak, aby při brzdění generoval podobně velké síly, klasické brzdy budou využity pouze minimálně, což je z hlediska energetické bilance velmi pozitivní, protože systém rekuperace energie bude maximálně využit. Vše platí pouze za předpokladu, že nedojde ke ztrátě stability vozidla, proto musí existovat určitá rezerva mezi maximální a skutečnou brzdou silou. Hodnota zrychlení 5 ms^{-2} přibližně odpovídá brzdě dráze 12 m při počáteční rychlosti 40 km/h. Tato hodnota je dostatečná i při krizovém brzdění. Při akceleraci dojde v rovnici (4) k záměně záporného znaménka za kladné. To znamená, že normálová reakce při akceleraci narůstá a s ní i maximální přenesitelná hnací síla.

5.7 Matematický model hydraulického systému rekuperace energie

Aby bylo možné správně navrhnout ostatní prvky systému, je nutné sestavit matematický model a provést jeho simulaci. K tomuto účelu byl použit software Simulink, konkrétně modul SimHydraulics, který pracuje v prostředí MATLAB. Hydraulický obvod je popsán soustavou diferenciálních rovnic, která je následně numericky řešena. Cílem simulace je:

- navrhnout a optimalizovat velikost akumulátorů
- navrhnout velikost hydrostatického převodníku
- navrhnout velikost rozvaděče
- určit světlost potrubí
- zjistit výkonové parametry systému

V modulu SimHydraulics je sestaven model hydraulického obvodu, který obsahuje bloky reprezentující hydraulické prvky, bloky nutné ke konfiguraci simulace, a také bloky, díky nimž lze zobrazit výsledky. Během návrhu byly sestaveny dvě varianty matematického modelu lišící se ve stupni zjednodušení, protože bylo nutné provádět mnoho simulací v co nejkratším čase. Složitější varianta, která do jisté míry zohledňuje i tlakové ztráty je na obr. 21.

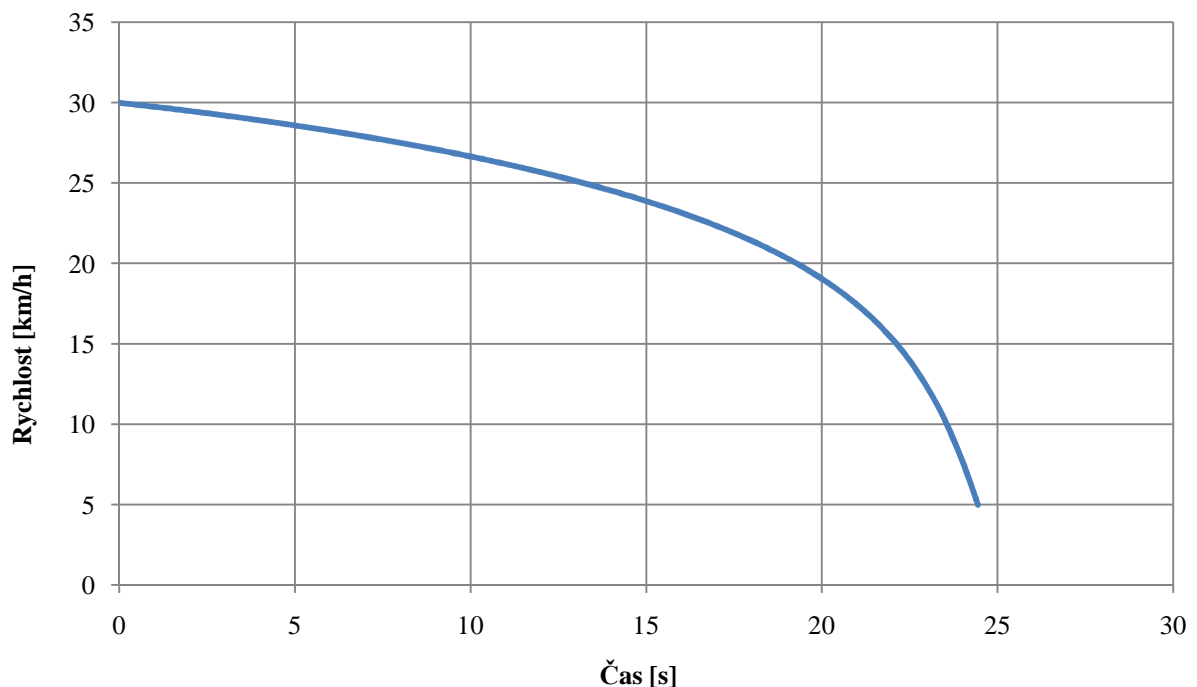


Obr. 21 - Matematický model

Na obr. 21 je modře zobrazen nízkotlaký akumulátor a nízkotlaká větev obvodu, červeně vysokotlaký akumulátor a vysokotlaká větev. Hydrostatický převodník je zeleně stejně jako mechanická vazba. Oranžovou barvou je zvýrazněn pojistný ventil a fialově je na

obrázku setrvačná hmota, která zastupuje kinetickou energii autobusu. Ostatní bloky nemají fyzikální význam, ale jsou nezbytné k běhu simulace a zobrazení výsledků.

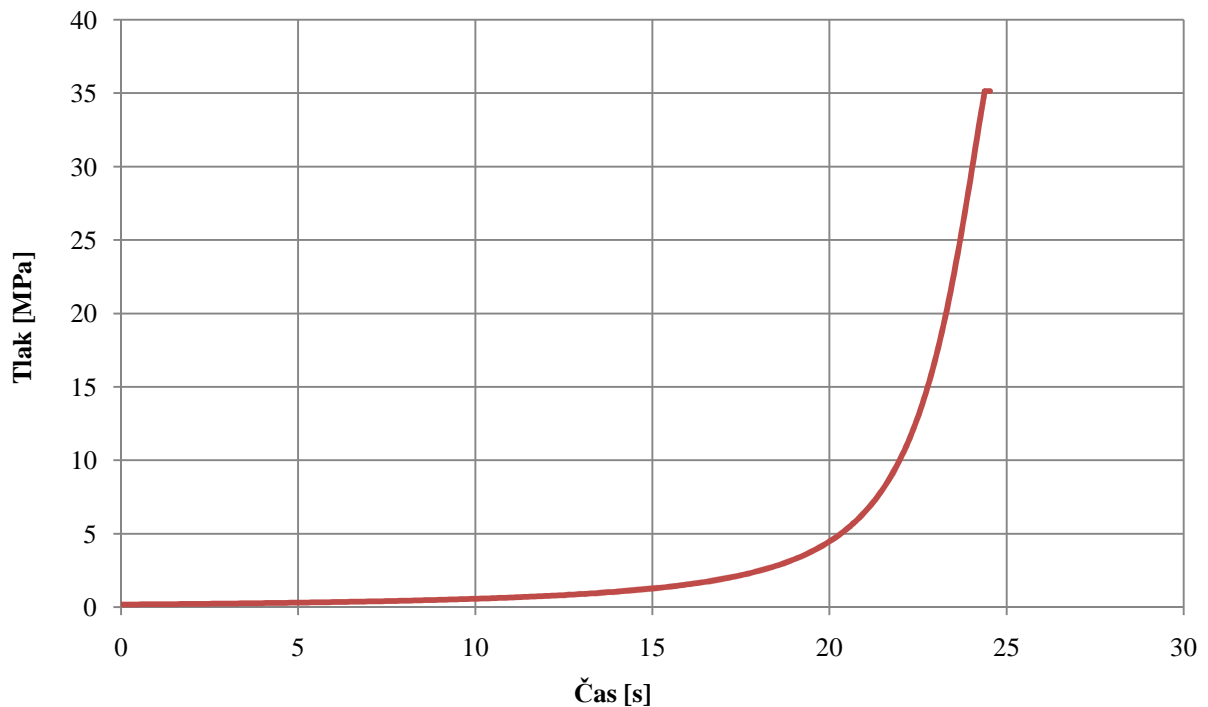
Prvním krokem řešení je simulace procesu regenerativního brzdění. Díky tomu lze dimenzovat velikost vysokotlakého akumulátoru a hydrostatického převodníku. K řešení jsou nutné počáteční podmínky, jež se týkají výchozího množství kapaliny v akumulátoru, úhlové rychlosti a momentu setrvačnosti hmoty zastupující autobus. Při výpočtu je uvažována počáteční rychlost autobusu 30 km/h, hmotnost 18 000 kg a všechna kapalina v nízkotlaké nádrži. Byl proveden velký počet simulací, kde se sledoval průběh různých veličin v závislosti na velikosti hydraulického převodníku a kapacity akumulátorů. Při analýze výsledků je nutné brát v potaz rychlostní rozsah převodníku, protože může pracovat jen v určitém spektru otáček. Dále je velmi důležitá celková brzdná doba a maximální tlak ve vysokotlakém akumulátoru. Výsledná kapacita vysokotlakého akumulátoru je 125 litrů a velikost převodníku 280 cm³. Obrázek 22 znázorňuje průběh rychlosti a obrázek 23 průběh tlaku ve vysokotlakém akumulátoru při regenerativním brzdění.



Obr. 22 - Průběh rychlosti při brzdění

Intenzita zpomalování závisí na točivém momentu, který je generovaný hydrostatickým převodníkem podle rov. 3. Točivý moment je přímo úměrný tlakovému spádu, tj. rozdílu tlaku mezi vysokotlakou a nízkotlakou větví a objemu kapaliny, která je přenesena za jednu otáčku převodníku. Tlakový spád narůstá rychleji se zmenšující se kapacitou vysokotlakého akumulátoru. Velikost vysokotlakého akumulátoru je optimalizovaná takovým způsobem, že při deceleraci ze 30 km/h dosáhne tlak 35 MPa (obr. 23) při 5 km/h což je minimální provozní rychlost daná hydrostatickým převodníkem. Tlak 35 MPa je maximální provozní tlak, na který jsou akumulátory dimenzovány. Dosáhnout tohoto výsledku trvalo velmi dlouho, avšak v praxi je nepřijatelné, aby autobus brzdil 24 sekund. Proto je nutné, aby s brzděním pomáhaly klasické brzdy. Ty ovšem snižují účinnost celého procesu, protože zmaří část kinetické energie. Matematický model lze snadno rozšířit

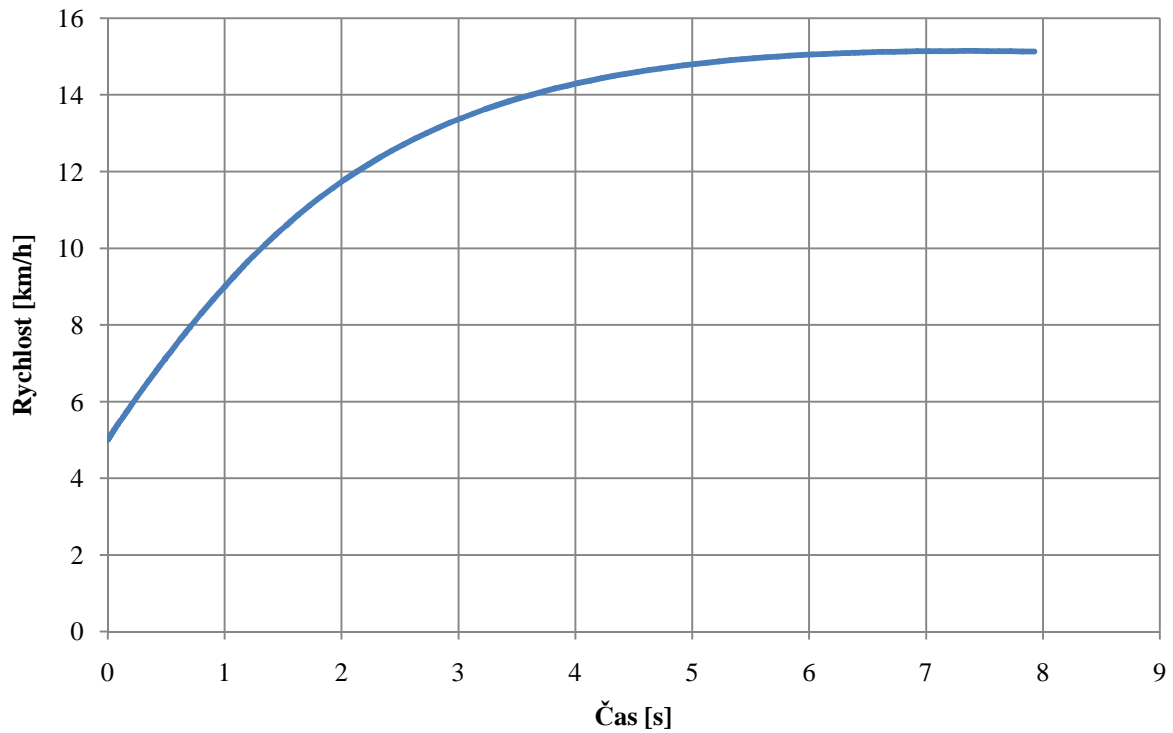
tak, aby simuloval součinnost hydraulického systému s klasickými brzdami. Následná optimalizace, tak aby byl maximálně využit vysokotlaký akumulátor a čas brzdění měl reálnou hodnotu, je řádově složitější. Na závěr této kapitoly jsou uvedeny myšlenky, jak lze problém s dlouhou dobou zpomalování vyřešit.



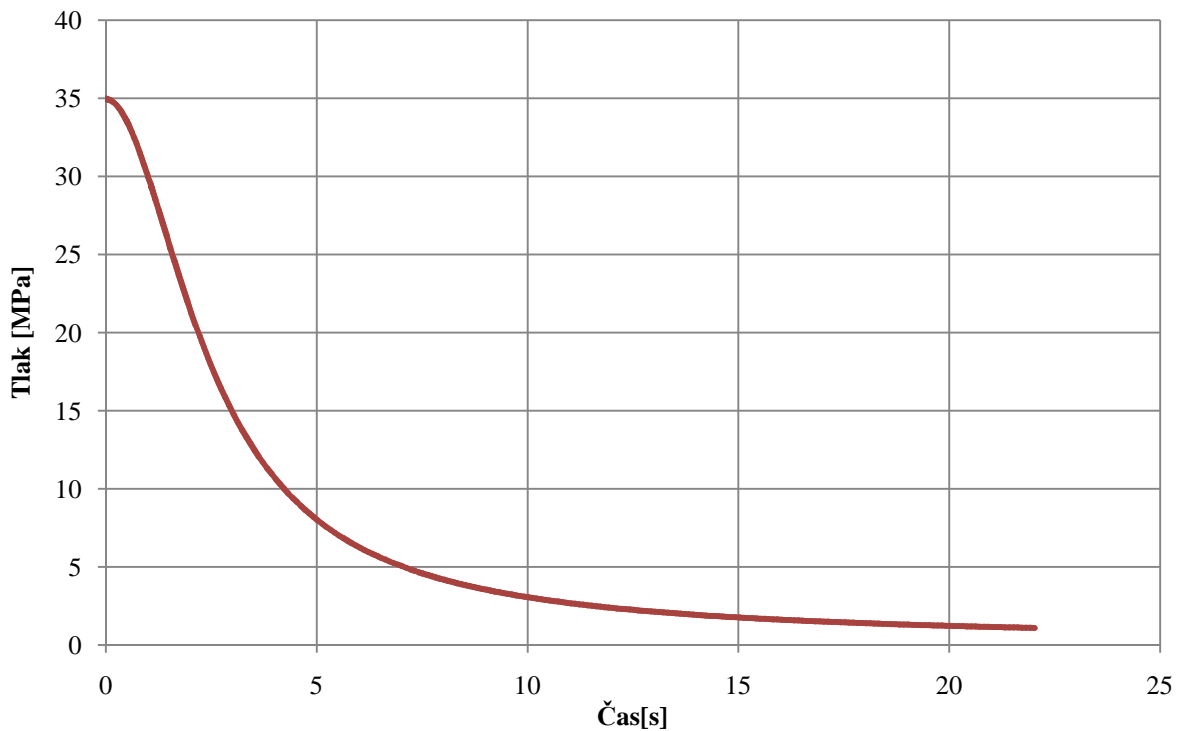
Obr. 23 - Průběh tlaku při brzdění

Energie získaná při regenerativním brzdění je použita na opětovnou akceleraci vozidla, což je druhým krokem řešení. Počáteční podmínky pro tento jízdní stav jsou: plný vysokotlaký akumulátor (35 MPa) a počáteční rychlost 5 km/h. Průběh rychlosti při akceleraci je na obrázku 23, kde lze zpozorovat, že akumulovaná energie vystačí na opětovnou akceleraci vozidla na přibližně 15 km/h bez pomoci spalovacího motoru. Využití tohoto rychlostního pásma je velmi výhodné, protože při nízkých rychlostech má autobus vysokou spotřebu paliva.

V hydraulickém systému rekuperace energie je použitý variabilní hydrostatický převodník, který umožňuje změnu objemu svého pracovního prostoru. To znamená, že lze plynule regulovat objem V_g v rovnici 3 a tím pádem i změnu rychlosti vozidla. Výsledky na obrázcích jsou ale získány vždy při práci na plný výkon. Ve vysokotlakém akumulátoru je komprese i expanze adiabatická.



Obr. 24 – Průběh rychlosti při akceleraci



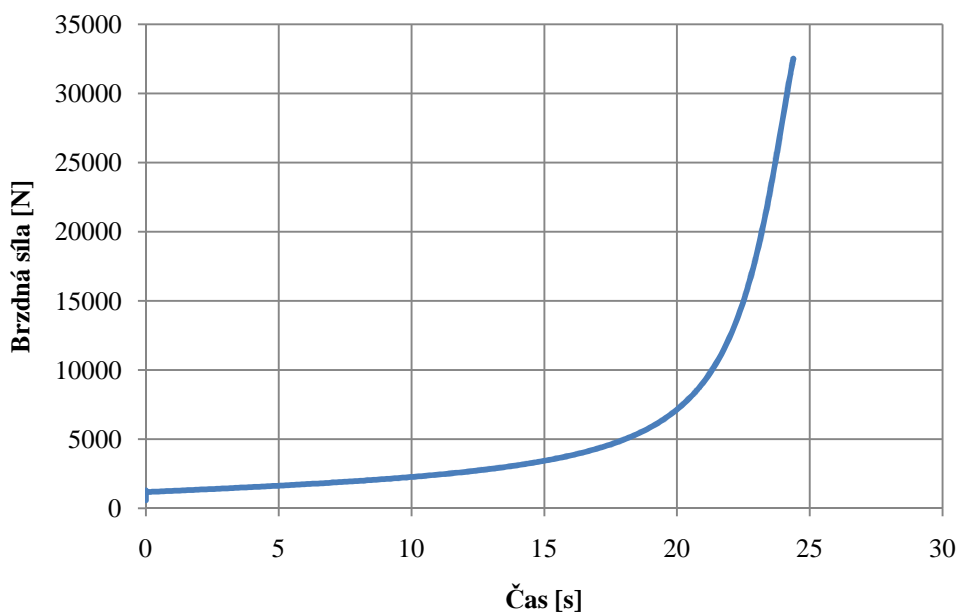
Obr. 25 – Průběh tlaku při akceleraci

Pro výběr rozvaděče je nutné znát hodnoty průtoku v hydraulickém obvodu. Zároveň jsou tyto hodnoty nezbytné při výpočtu světlosti potrubí. Maximální hodnota objemového průtoku Q je $0,67 \text{ m}^3/\text{min}$ při 45 km/h. Pro světlost potrubí podle [25] platí:

$$d = 1,13\sqrt{Q/v}, \quad (4)$$

kde v je průtoková rychlost, ta je pro tlaky větší než 30 MPa dle [25] doporučena 7 – 8 ms⁻¹. Výsledná světlost potrubí je 40 mm.

Časovou derivací průběhu rychlosti při brzdění z obr. 22 a následným vynásobením hmotností vozidla obdržíme průběh brzdné síly (obr. 26). Maximální hodnota brzdné síly dosahuje 32 500 N, což je méně než hodnoty z tabulky 3. Z toho plyne, že by nemělo dojít ke ztrátě stability vozidla vlivem brzdění zadních kol ani při zhoršených adhezních podmínkách.



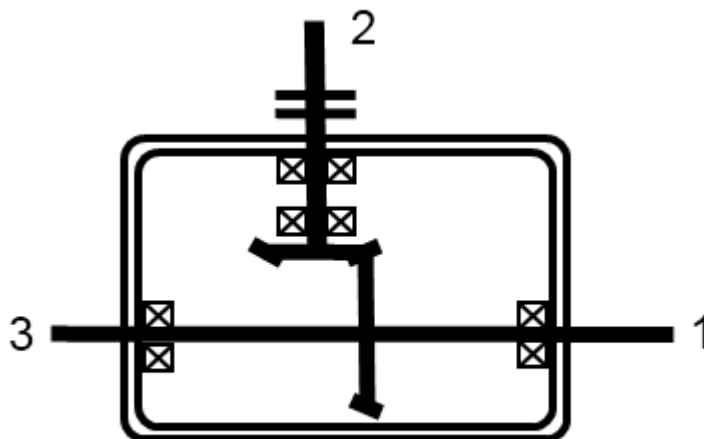
Obr. 26 - Průběh brzdné síly

Při pohledu na obrázky 24 a 25 je patrné, že pokud tlakový spád klesne na hodnotu 7 – 8 MPa, další akcelerace je zanedbatelná. Z obrázků 22 a 23 plyne, že intenzita zpomalování je rovněž výraznější až při překročení určité hodnoty tlakového spádu. Pro lepší chování při jízdě by tedy bylo vhodné, aby se tlak ve vysokotlakém akumulátoru pohyboval pouze v rozmezí cca 8 až 35 MPa. Při současné konfiguraci systému by 125litrový akumulátor omezoval rychlostní rozsah, protože by rychle dosáhl maximální dovolené hodnoty tlaku, a proto by bylo výhodnější použít větší akumulátor.

Jak již bylo zmíněno, během simulace se předpokládá, že ve vysokotlakém akumulátoru probíhá adiabatická komprese. Ta je poměrně energeticky náročná. Výhodnější by bylo chlazení akumulátoru při brzdění a tím pádem snaha o přiblížení se izotermické kompresi. Na izotermickou kompresi mezi stejnými hodnotami tlaku je potřeba méně práce, což znamená, že akumulátor dosáhne maximálního tlaku dříve než při adiabatické kompresi. Tím pádem by bylo možné použít větší akumulátor, který je schopen uložit více energie.

5.8 Sekundární převodovka

Tento prvek má v systému rekuperace energie klíčovou roli. Jeho funkcí je přenést točivý moment ze spalovacího motoru a z hydrostatického převodníku do diferenciálu a naopak. Důležitým parametrem je účinnost, proto bude využito ozubených převodů, které ji mají obecně dobrou. Schéma převodovky je na obr. 27.

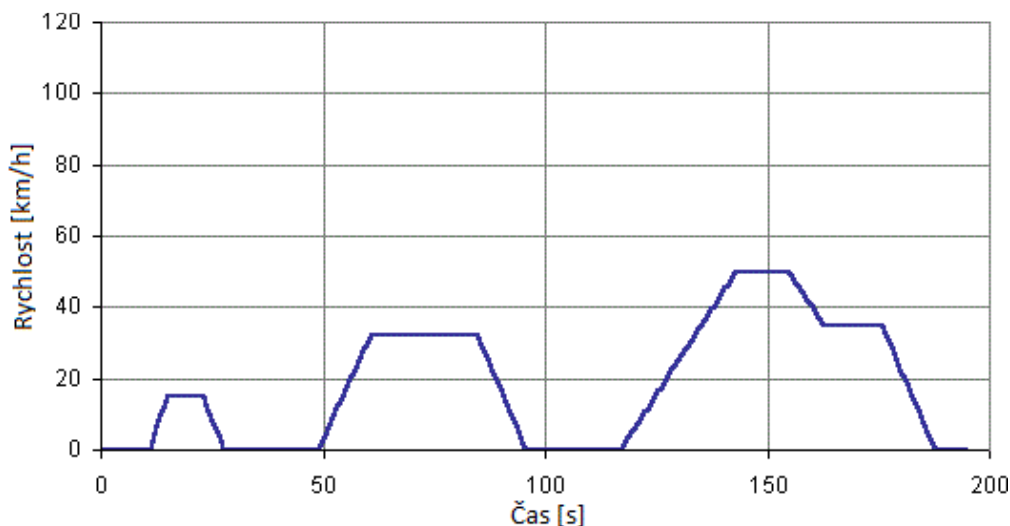


Obr. 27 - Schéma sekundární převodovky

Vstup 1 je spojen s převodovkou autobusu. Hřídel 2 je připojena k hydrostatickému převodníku. Výstup 3 směřuje do diferenciálu. O přenos točivého momentu se stará kuželové soukolí se šikmými zuby. Při jízdě rovnoměrnou rychlostí, kdy se pohon stará pouze spalovací motor, je spojka na hřídeli 2 rozpojena. Točivý moment na výstupu 3 je stejný jako na vstupu 1. Při akceleraci pomáhá hřídel 2 spalovacímu motoru roztáčet hlavní hřídel. Výsledný točivý moment na výstupu 3 lze popsat vztahem: $M_{t3} = M_{t1} + i \cdot M_{t2}$. Při brzdění je spojka na vstupu 1 rozpojena a točivý moment je přenesen pouze na hřídel 2. Platí, že $M_{t3} = i \cdot M_{t2}$.

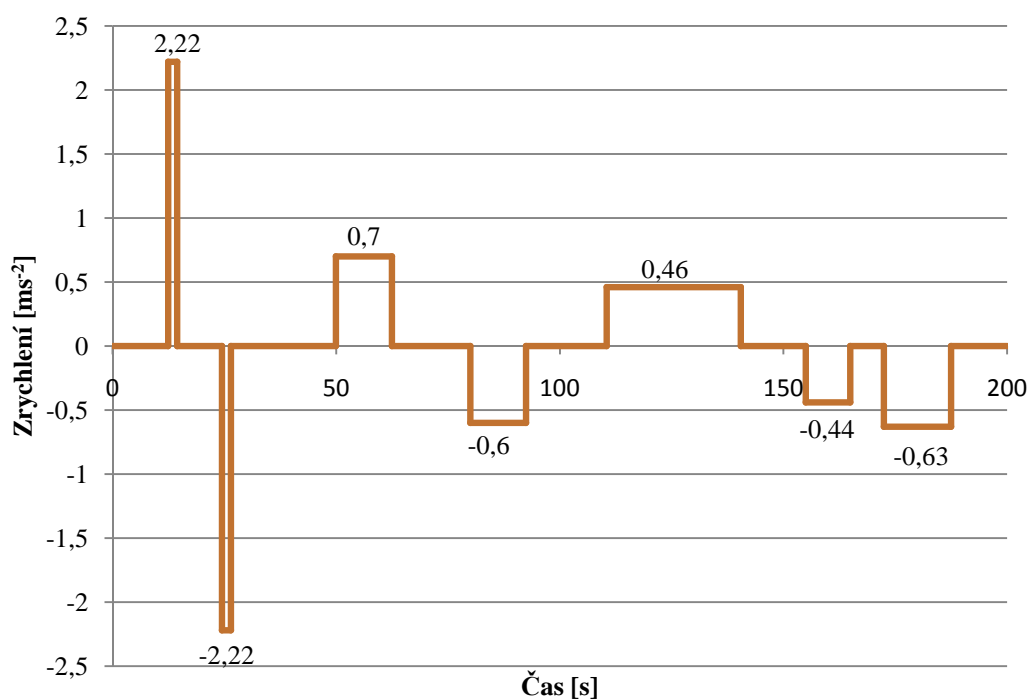
5.8.1 Návrh sekundární převodovky

Během provozního cyklu je převodovka zatěžována proměnlivě. K výpočtu je nutné sestavit zatěžovací spektrum, jehož výstupem bude ekvivalentní zatížení po celou dobu provozu. Při sestavení zatěžovacího spektra je využito tzv. jízdního cyklu, tj. grafu zobrazujícího závislost rychlosti na času po určitou časovou jednotku. Tato jednotka je pak periodicky opakuje po celou dobu provozu. V tomto případě je využit městský jízdní cyklus ECE, který dobře vystihuje jízdu autobusu MHD. Cyklus je zobrazen na obr. 28. Matematickými úpravami funkce, která popisuje jízdní cyklus, lze získat funkční závislost potřebné hnací síly na čase. Z této závislosti je poté možné sestavit zatěžovací spektrum.



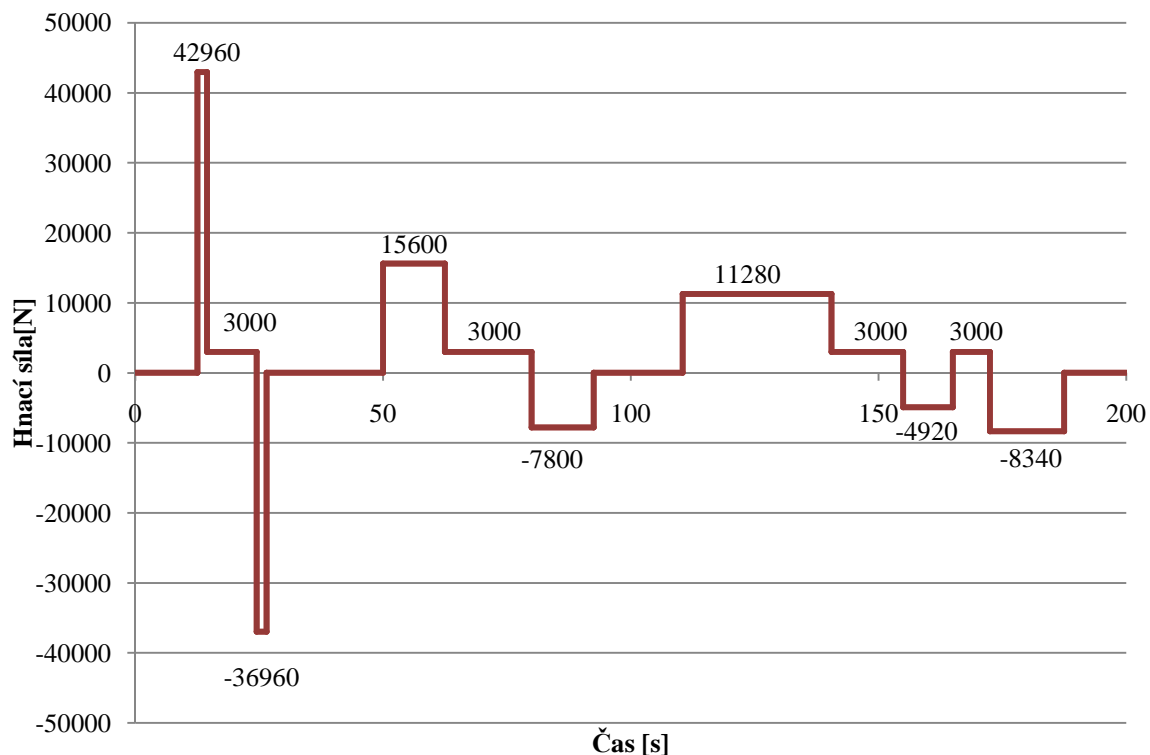
Obr. 28 - Jízdní cyklus ECE [1_18]

Derivací funkce z obr. 28 podle času obdržíme závislost zrychlení na čase.



Obr. 29 – Derivace cyklu ECE podle času

Obr. 29 znázorňuje závislost zrychlení na čase během jízdního cyklu ECE. Pokud hodnoty zrychlení vynásobíme hmotností autobusu (18 000 kg), obdržíme časovou závislost potřebné hnací síly. Zde už je uvažován vliv jízdních odporů, který byl odhadnut roven 3000 N bez ohledu na rychlost vozidla. Je-li hodnota síly záporná, jedná se o brzdnou sílu. Závislost hnací síly na čase je na obr. 30.



Obr. 30 – Průběh hnací síly během cyklu ECE

Jestliže se hodnoty hnací síly vynásobí poloměrem zadní pneumatiky a vydělí stálým převodovým poměrem diferenciálu, obdržíme hodnoty točivého momentu na výstupu 3 sekundární převodovky. Dále předpokládáme, že z dlouhodobého hlediska 75% hnací síly poskytuje spalovací motor, ale 100% brzděné síly je zprostředkováno hydraulicky, tedy přes hřídel 2. Poměr i je roven 1,615.

Při akceleraci platí:

$$M_{t3} = M_{t1} + i \cdot M_{t2}$$

Při brzdění platí:

$$M_{t3} = i \cdot M_{t2}$$

Autobusy MHD mají dlouhý životní cyklus, během něhož urazí několik set tisíc kilometrů. Převaděč točivého momentu je navrhován tak, aby vydržel 500 000 kilometrů. Tabulka 4 udává některé důležité hodnoty pro návrh převaděče.

Ujetá vzdálenost [km]	Průměrná rychlost během 1 cyklu [km/h]	Celková doba [h]	Počet cyklů [-]
500 000	19	26 316	473 684

Tab. 4 – Některé provozní parametry během cyklu ECE

Hnací síla [N]	Doba působení síly během 1 cyklu [s]	Celková doba působení [h]	Točivý moment na výstupu 3 [Nm]	Točivý moment na vstupu 1 [Nm]	Točivý moment na hřídeli 2 [Nm]	Průměrné otáčky hl. hřídele [min ⁻¹]	Průměrné otáčky hřídele 2 [min ⁻¹]
42960	2	263	3291	2468	510	277	447
3000	49,5	6513	230	230	0	1183	1910
-36920	2	263	-2832	0	1753	277	447
15600	12,5	1645	1195	896	185	545	881
-7800	12,5	1645	-598	0	370	467	755
11280	30	3947	864	648	134	860	1389
-4920	10	1316	-377	0	233	1420	2293
-8340	15	1974	-639	0	396	589	951
převodový poměr i [-]			1,615				
stálý převodový poměr [-]			6,2				
poloměr kola [m]			0,475				

Tab. 5 – Zatěžovací spektrum převaděče točivého momentu

Z hodnot v tab. 5 je nutné vypočítat ekvivalentní zatížení. Pro výpočet ekvivalentního točivého momentu a ekvivalentních otáček jsou použity následující vztahy:

$$M_{te} = \sqrt[3]{\frac{\sum M_{ti}^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}}{\sum n_i \cdot L_{hi}}} \quad (5)$$

$$n_e = \frac{\sum n_i \cdot L_{hi}}{\sum L_{hi}} \quad (6)$$

Otáčky n_i z rovnic 5 a 6 byly určeny pomocí cyklu ECE a stálého převodového poměru. Jedná se o průměrnou hodnotu otáček během intervalu působení momentu M_{ti} .

Ekvivalentní točivý moment na vstupu 1 M_{te1} [Nm]	Ekvivalentní točivý moment na hřídeli 2 M_{te2} [Nm]	Ekvivalentní točivý moment na výstupu 3 M_{te3} [Nm]	Ekvivalentní otáčky hl. hřídele [min ⁻¹]	Ekvivalentní otáčky hřídele 2 [min ⁻¹]
657	406	815	907	1203

Tab. 6 – Ekvivalentní zatížení převaděče

V sekundární převodovce je použito nekorigované kuželové soukolí se šikmými zuby, jehož parametry udává tabulka 7.

	kolo 1	kolo 2	
počet zubů kola z	21	13	[-]
úhel roztečného kužele δ	31,759	58,241	[°]
průměr roztečné kružnice d_e	126	100	[mm]
průměr hlavové kružnice d_{ae}	132,316	110,203	[mm]
průměr patní kružnice d_{fe}	118,420	87,757	[mm]
modul v tečné rovině m_{te}	6,25		[mm]
modul v normálové rovině m_{ne}	6		[mm]
úhel sklonu zubu β_m	30		[°]
úhel profilu α	20		[°]

Tab. 7 – Parametry ozubení

Materiál ozubení je ČSN 16 520 cement. kal.

Pro obvodovou sílu platí:

$$F_o = \frac{2M_{te2}}{d_{e2}} = 8120 \text{ N}$$

Pro dovolenou sílu podle ČSN 01 4686 platí:

$$F_D = c_{min} \cdot \pi \cdot b \cdot m_{ne} \cdot \mu = 8165 \text{ N},$$

z čehož plyne, že ozubení by mělo vydržet požadovanou dobu.

Pro radiální sílu platí:

$$F_{r1,2} = \frac{F_o}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_{1,2} + \sin\beta_m \cdot \sin\delta_{1,2})$$

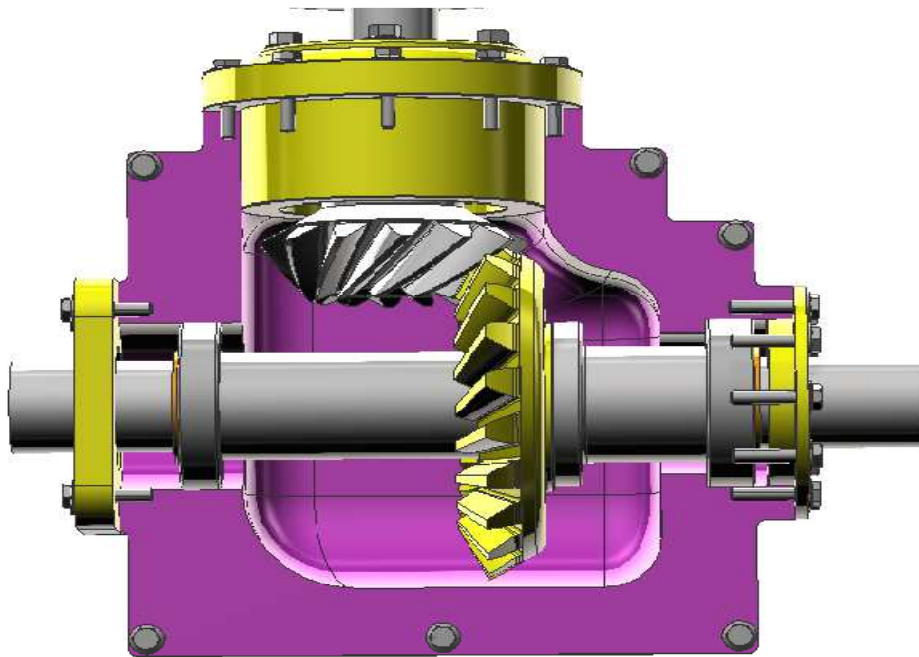
$$F_{r1} = 6888 \text{ N}; F_{r2} = 4264 \text{ N}$$

Pro axiální sílu platí:

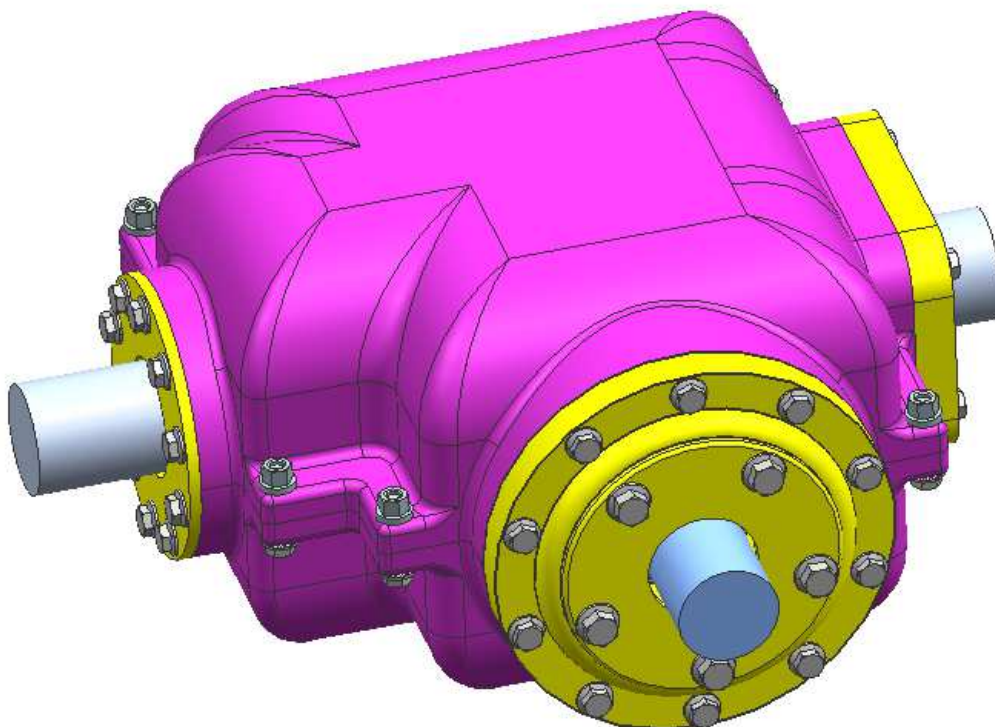
$$F_{a1,2} = \frac{F_o}{\cos\beta_m} (\operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\delta_{1,2} + \sin\beta_m \cdot \cos\delta_{1,2})$$

$$F_{a1} = 9300 \text{ N}; F_{a2} = 10\,015 \text{ N}$$

Z těchto hodnot a z vnitřních rozměrů převodovky lze vypočítat reakce v ložiskách. S využitím internetového SKF Bearing Calculator [20] byla vybrána vhodná ložiska, která vydrží 500 000 km. U ozubeného kola 1 byla použita ložiska SKF 4211 ATN9 (kuličkové dvouřadé) a 6211 (kuličkové jednořadé). U kola 2 4311 ATN9 (kuličkové dvouřadé) a 6210 (kuličkové jednořadé). Životnost použitých ložisek se v tomto případě pohybuje kolem 30 000 hodin.



Obr. 31 - Koncept sekundární převodovky



Obr. 32 - Koncept sekundární převodovky

Na sekundární převodovku je nutné nahlížet spíše jako na koncept, jak lze zajistit požadovanou funkci, než jako na finální produkt. Obtížným úkolem při vývoji hydraulického systému rekuperace energie by bylo řešení prostorového uspořádání a začlenění celého systému do pohonného ústrojí. Tímto se ale tato práce nezabývá, a proto by ve skutečnosti měla převodovka jiný vnější tvar.

5.9 Ostatní komponenty hydraulického systému rekuperace energie

Hydrostatický převaděč Bosch Rexroth A4VG 280cc

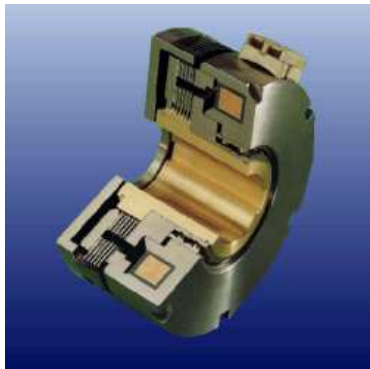


Obr. 33 - Hydrostatický převodník [21]

Objem V_{gmax}	280,3	cm^3
Maximální otáčky n	2550	min^{-1}
Maximální objemový průtok Q	673	l/min
maximální výkon P	482	kW
Maximální točivý moment M_t při $\Delta p = 430$ b	1918	Nm
Hmotnost m	160	kg

Tab. 8 - Hydrostatický převodník Bosch Rexroth

Elektromagneticky ovládaná spojka Ortlinghaus 00013-0.0-43-004100



Obr. 34 - Elektromagnetická spojka[22]

Maximální točivý moment M_t	1600	Nm
Maximální otáčky n	3000	Nm
Hmotnost m	14	kg

Tab. 9 - Spojka Ortlinghaus

Rozvaděč Bosch Rexroth 4WEH-25

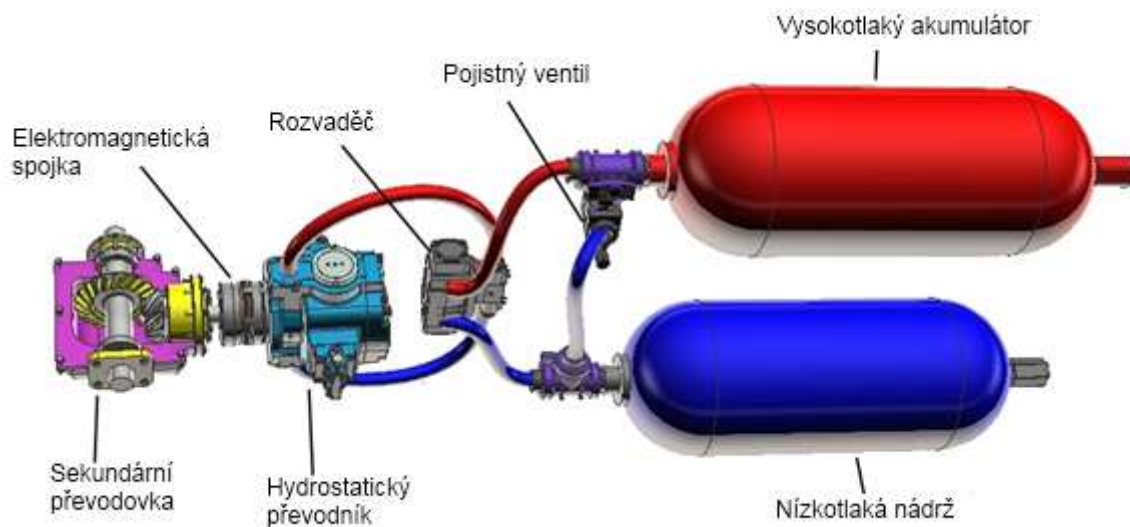


Obr. 35 - Hydraulický rozvaděč [21]

Maximální provozní tlak p	35	MPa
Maximální objemový průtok Q	1100	l/min
Hmotnost m	19	kg

Tab. 10 - Rozvaděč Bosch Rexroth

Dalším nezbytným prvkem je vysokotlaký akumulátor. V katalogích výrobců se takto objemné akumulátory nevyskytují, proto by musel být vyroben individuálně. V neposlední řadě je nutné použít různé senzory (např. na měření tlaku), jejichž výběru se tato práce nevěnuje. Na obr. 36 je zobrazen kompletní hydraulický systém rekuperace energie.



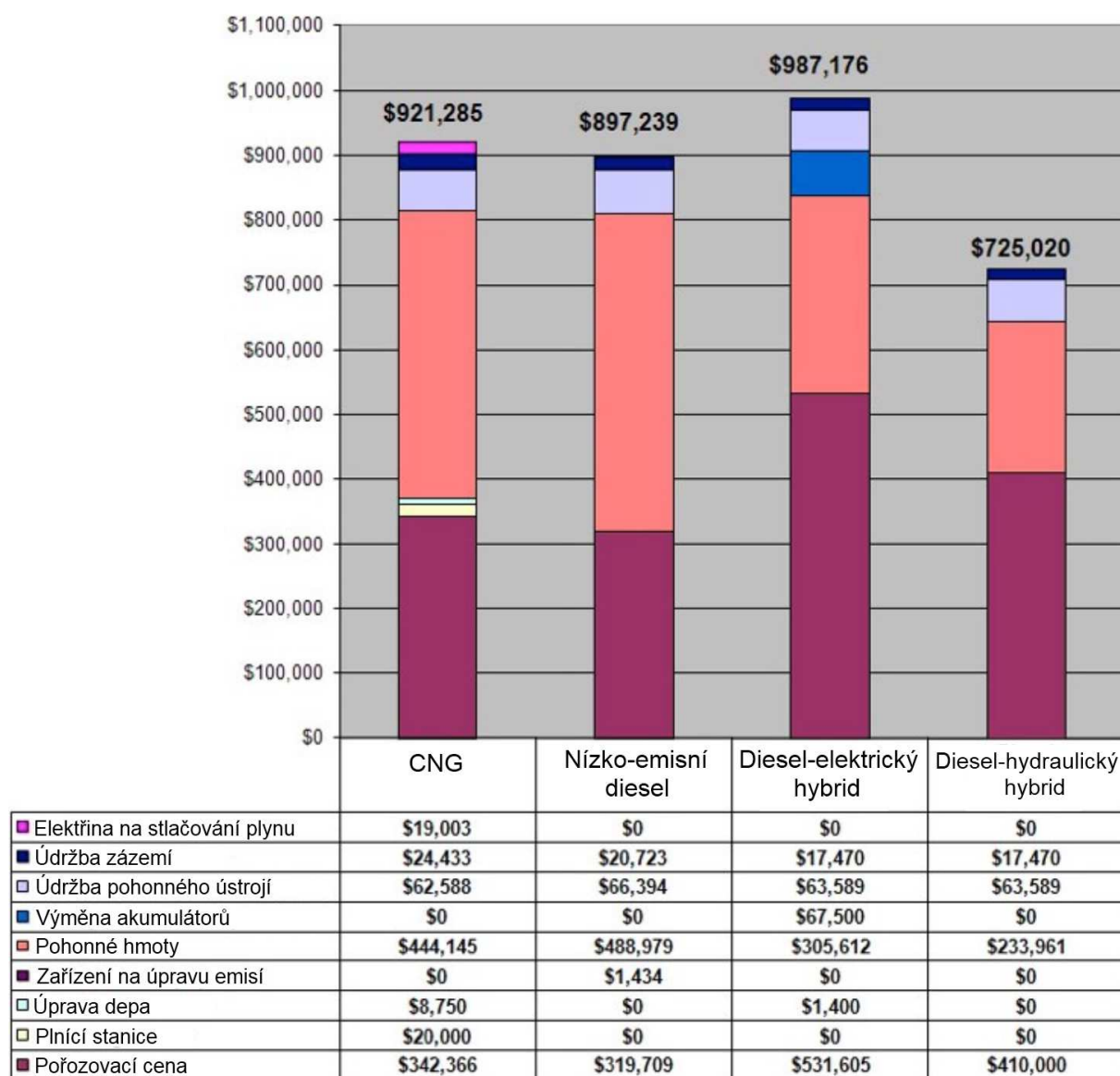
Obr. 36 - Hydraulický systém rekuperace energie

6 Ekonomická rozvaha úspor energie

Asi není nutné zdůrazňovat, jak často se mluví o úsporách energie ve všech možných souvislostech. V dopravě se především skloňuje spotřeba paliva, jejíž snižování je v hledáčku společností pracujících v tomto odvětví již velmi dlouho. Donesla zastávaly především přímou taktiku, která spočívala ve zlepšování účinnosti pohonných jednotek a snižování jízdních odporů. Až v poslední dekádě se automobilky začaly zaměřovat na nižší hmotnost, jež hraje klíčovou roli při snaze o úspory energie. Tento trend je ovšem podmíněn rozvojem materiálů a výrobních procesů. Žádný z uvedených principů nelze vylepšovat do nekonečna a vždy existuje určitá hranice, kterou nelze překročit. Proto je při snaze o další rozvoj nutné podívat se jiným směrem. Analýzou jízdního cyklu ECE (obr. 28), který se používá pro popis chování dopravy ve velkých městech, lze zjistit, že téměř 30% času, kdy je vozidlo v pohybu, se doslova plýtvá energií. Toto je způsobeno brzděním a metodám, jak lze tento nepříznivý jev zmírnit, je věnována značná část předchozích stránek.

Systémy rekuperace energie mohou značně zlepšit energetickou bilanci, ale jejich úspěchu či neúspěchu na trhu rozhodují především ekonomické aspekty. Důležité je nahlížet na náklady spojené se zaváděním moderních hybridních technologií komplexně s ohledem na celý životní cyklus. Bohužel je často hlavním kritériem pouze pořizovací cena a je zřejmé, že přítomnost systému rekuperace energie ji značně navyšuje. Pořizovací cena je ale jen částí celkových nákladů a rozhodně neplatí, že nejlevnější varianta při nákupu musí být nejvýhodnější v součtu na konci životního cyklu. Náklady na pohonné hmoty resp. spotřeba paliva je neoddiskutovatelně velmi důležitá. Její role se zvyšuje s délkou životního cyklu. U konvenčních autobusů městské hromadné dopravy mohou náklady na pohonné hmoty tvořit více než 50% celkových nákladů. Další velmi důležitou položkou jsou náklady na údržbu, jež lze obtížně předpovídat, protože nové, časem neprověřené technologie mohou být nevyzpytatelné. Náklady na infrastrukturu, do nichž se promítá stavba dobíjecích stanic nebo výcvik zaměstnanců, je také nutné zvážit, pokud chceme provádět souhrnné hodnocení. V neposlední řadě jsou to také náklady na likvidaci, které jsou ovšem často opomíjeny.

Komplexně srovnávat jednotlivé koncepce systémů rekuperace energie a získat objektivní výsledky je náročný úkol. Každá koncepce má své charakteristické vlastnosti, které nemusí být vhodné pro všechny aplikace. A proto nelze obecně určit, jaký princip je nejvýhodnější po ekonomické stránce. Obrázek 37 ukazuje výsledky studie americké Federal Transit Administration, která se zabývala náklady během životního cyklu různých pohonných koncepcí pro autobus městské hromadné dopravy. Diesel-elektrický a diesel-hydraulický hybrid jsou vybaveny systémem pro rekuperaci energie, CNG a nízko-emisní diesel nikoliv. Studie se podrobně zabývá náklady na infrastrukturu, ale na druhou stranu úplně zanedbává náklady na likvidaci. Ze srovnání nejlépe vychází diesel-hydraulický hybrid, který dosáhl nejnižších celkových nákladů. Je ovšem nutné zmínit, že na této studii pracovala společnost, které se podílela na vývoji hydraulického hybridu, jenž figuruje ve srovnání.



Obr. 37 - Ekonomické srovnání různých koncepcí pohonu [23]

7 Závěr

V této práci byly představeny nové technologie, jež jsou schopné snižovat primární provozní náklady dopravních prostředků ve formě spotřeby paliva, ale i sekundární např. údržba brzdové soustavy. S nižší spotřebou paliva jde ruku v ruce nižší produkce emisí zatěžujících životní prostředí. Byl vypracován vlastní koncept hydraulického systému rekuperace energie pro autobus městské hromadné dopravy, který přestože poskytuje mnoho informací, je spíše uvedením do široké problematiky rekuperace energie.

Myšlenky uvedené v této práci lze dále rozvíjet. Je možné detailně řešit prostorové uspořádání v autobuse. Použití vícestupňové sekundární převodovky může zlepšit průběh sil přenášených na vozovku a zvětšit rychlostní rozsah. Již zmiňovaným chlazením vysokotlakého akumulátoru lze zlepšit účinnost regenerativního brzdění. Matematický model dokazuje, že moderní technologie vyžadují interdisciplinární znalosti. Ale v tomto případě model poskytuje pouze základní údaje a jeho potenciál není zcela využit. Pomocí matematického modelu lze simulovat součinnost systému rekuperace energie s brzdami, zkoumat přechodové stavy, nebo řešit řízení celého systému. Optimalizace systému pro zpomalování z určité rychlosti není úplně nejlepším řešením, protože v praxi dochází ke zpomalování z různých rychlostí. Lepší variantou je provádět optimalizaci s ohledem na konkrétní jízdní cyklus, což vede k největší úspoře paliva. K tomu je samozřejmě zapotřebí více vstupních informací, ale pokud je máme, lze systém navrhnout na míru každé autobusové linky.

Seznam obrázků

- Obr. 1- Porovnání motorů
- Obr. 2 - Schéma paralelního hybridu
- Obr. 3 - Sériové uspořádání
- Obr. 4 - Hydrostatický převodník Innas
- Obr. 5 - Hydraulický akumulátor
- Obr. 6 - UPS vozidlo
- Obr. 7 – Pohonné ústrojí autobusu Altair
- Obr. 8 - Soustruh Leonarda da Vinci
- Obr. 9 - Torpédo poháněné setrvačnickem
- Obr. 10 - Pohonné ústrojí Gyrobusu
- Obr. 11 - Schéma mechanického systému
- Obr. 12 - Schéma pohonu Porsche 911 GT3 R hybrid
- Obr. 13 - Sestava setrvačnicku
- Obr. 14 - CVT převodovka Torotrak
- Obr. 15 – První varianta
- Obr. 16 – Druhá varianta
- Obr. 17 - SWOT analýza první varianty
- Obr. 18 - SWOT analýza druhé varianty
- Obr. 19 - Schéma pohonného systému
- Obr. 20 - Síly působící na autobus
- Obr. 21 - Matematický model
- Obr. 22 - Průběh rychlosti při brzdění
- Obr. 23 - Průběh tlaku při brzdění
- Obr. 24 – Průběh rychlosti při akceleraci
- Obr. 25 – Průběh tlaku při akceleraci
- Obr. 26 - Průběh brzdné síly
- Obr. 27 - Schéma sekundární převodovky
- Obr. 28 - Jízdní cyklus ECE
- Obr. 29 – Derivace cyklu ECE podle času
- Obr. 30 – Průběh hnací síly během cyklu ECE
- Obr. 31 - Koncept sekundární převodovky
- Obr. 32 - Koncept sekundární převodovky
- Obr. 33 - Hydrostatický převodník
- Obr. 34 - Elektromagnetická spojka
- Obr. 35 - Hydraulický rozvaděč
- Obr. 36 - Hydraulický systém rekuperace energie
- Obr. 37 - Ekonomické srovnání různých koncepcí pohonu

Seznam použité literatury

- [1] STODOLÁK, M. *Hydromobil – návrh mechanicko-hydraulické rekuperace kinetické energie automobilu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 70 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [2] INNAS. *e-Hybrid*. www.innas.com. Breda:INNAS, 2008.
- [3] EPA. *Hydraulics Hybrids*. www.epa.gov/otaq/technology. Houston: HARC, 2006
- [4] ACHTEN, P. The Hybrid, a series hydraulic hybrid transmission, *IFPE Technical Conference*, Las Vegas: 2008
- [5] EPA. *Progress Report on Clean and Efficient Automotive Technologies Under Development at EPA*. www.epa.gov/otaq/technology. Houston: HARC, 2004
- [6] RYDBERG, K. E., Energy efficient hydraulic hybrid drives, *The 11:th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Linköping: SICFP'09, 2009
- [7] John J. Kargul; Hydraulic Hybrid Yard Hostlers Clean - Fuel Efficient Clean Fuel Efficient - Cost—Effective 2008 FFCA – East Coast
- [8] http://image.automobilemag.com/f/26431687+w750+st0/0909_02_z+uPS_hydraulic_hybrid+delivery_truck.jpg
- [9] www.artemisip.com
- [10] GENTA, G. *Kinetic energy storage: theory and practice of advanced flywheel systems*, Butterworths: University Press, 1985, ISBN 0-408-01396-6
- [11] <http://www.lcv2011.co.uk/PRESENTATIONS/TSB-DOME/PDFs/Thurs-am-HGV/08Sept11-Atkins.pdf>
- [12] <http://www.gizmag.com/porsche-911-gt3r-hybrid-version-20/19038/>
- [13] <http://www.roadandtrack.com/racing/motorsports/going-flybrid-porsche-911-gt3-r-hybrid-2.0>
- [14] <http://www.racecar-engineering.com/articles/f1/flywheel-hybrid-systems-kers/>
- [15] CROSS, D., BROCKBANK, C. *Mechanical Hybrid system comprising a flywheel and CVT for Motorsport & mainstream Automotive applications*. SAE paper 09PFL-0922, 2008
- [16] http://www.apcmedia.com/salestools/DBOY-77FNCT_R2_EN.pdf
- [17] <http://bus.tedom.eu/download/2/97/bokorys-L12G.jpg>
- [18] http://www.dieselnets.com/standards/cycles/ece_eudc.php
- [19] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra – obecné strojní části 2*, Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-7726-202-5

- [20] <http://www.skf.com/group/knowledge-centre/engineering-tools/skfbearingcalculator.html>
- [21] www.boschrexroth.com/
- [22] http://www.ortlinghaus.co.uk/p_electroclutches.html
- [23] FTA Research. *Design & Development of the LCO-140H Series Hydraulic Hybrid Low Floor Transit Bus: BUSolutions Final Technical Report*, FTA Report No. 0018, <http://www.fta.dot.gov/research>, 2012
- [24] <http://web.iveco.com/czech/produkty/pages/irisbus-citelis.aspx>
- [25] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P. *Strojírenská příručka 4. svazek*. Praha: Scientia, 1994.