

**Univerzita Pardubice**  
**Dopravní fakulta Jana Pernera**

**Návrh elektrického rekuperačního pohonu vysokozdvížného  
vozíku**

**Bc. Tomáš LUKÁŠ**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2009**

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky  
Akademický rok: 2008/2009

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš LUKÁŠ**  
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**  
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**

Název tématu: **Návrh elektrického rekuperačního pohonu  
vysokozdvížného vozíku**

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

Rozbor současného stavu v oblasti vysokozdvížných vozíků. Návrh a výpočet pohonu pojezdu.  
Návrh a výpočet pohonu zdvihu. Návrh a uspořádání rekuperačního systému.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

**Technologie ložných a skladových operací, Cempírek Václav, Institut Jana  
Pernera 2007 Stroje a zařízení pro manipulaci, Jeřábek Karel, ČVUT  
1991 Regulace moderních elektrických pohonů, Javůrek Jiří, Grada Pu-  
blishing a.s. 2003**

Vedoucí diplomové práce:

**doc. Ing. Stanislav Gregora, Ph.D.**

Katedra elektrotechniky, elektroniky a zabezpečovací  
techniky v dopravě

Datum zadání diplomové práce: **20. února 2009**

Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2009**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

## **Abstrakt**

Cílem práce je návrh parametrů pohonu pojezdu a zdvihového zařízení elektrického vysokozdvizného vozíku včetně nejdůležitějších komponentů a jejich uspořádání podle určitých požadovaných vlastností. Důraz je však kladen zejména na schopnost rekuperace potenciální energie břemene při jeho spouštění a kinetické energie stroje při brzdění. Smyslem projektu je dále zhodnocení množství ušetřené energie, resp. odůvodnění použití rekuperačního pohonu v provozních podmínkách.

## **Klíčová slova**

rekuperace energie; vysokozdvizný vozík; pohon; hydromotor; elektromotor

## **Title**

Design of electric fork-lift truck regenerative drive

## **Abstract**

The aim of the project is the designing of electric fork-lift truck regenerative drive parameters for travel and mast/fork carriage including the most important components and their arrangement according to the certain characteristics. The emphasis is put on the ability to recover the potential energy of load during its lowering and the kinetic energy of machine during breaking. In addition, the purpose of this project is to assess the amount of saved energy, and the rationalization of regenerative drive use in the operating conditions.

## **Keywords**

energy recovery; forklift; drive, hydraulic motor, electric motor

## **Prohlášení**

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

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

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Sobotce dne 18. 5. 2009

Bc. Tomáš LUKÁŠ

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu diplomové práce, doc. Ing. Stanislavu Gregorovi, Ph.D. za odborné vedení a prof. Ing. Josefu Koreisovi, CSc. za odborné konzultace.

Bc. Tomáš LUKÁŠ

## Obsah

<b>Úvod</b> .....	<b>8</b>
<b>1 Rozbor současného stavu v oblasti vysokozdvizných vozíků</b> .....	<b>9</b>
1.1 Historie a vývoj vysokozdvizných vozíků .....	9
1.2 Nosnost vysokozdvizných vozíků .....	11
1.3 Pohon pojezdu .....	11
1.4 Pohon manipulační jednotky .....	14
1.5 Alternativní pohony .....	15
1.6 Současný stav vysokozdvizných vozíků .....	17
1.6.1 Jungheinrich .....	18
1.6.2 Toyota Material Handling .....	19
1.6.3 Still .....	21
1.6.4 Desta .....	21
1.6.5 Clark .....	22
<b>2 Návrh a výpočet pohonu zdvihu</b> .....	<b>25</b>
2.1 Návrh zdvihového zařízení .....	25
2.2 Pevnostní výpočet .....	25
2.3 Návrh uspořádání pohonu zdvihového zařízení .....	27
2.3.1 Výpočet hmotnosti zvedaných komponentů .....	27
2.3.2 Volba lineárního hydromotoru .....	28
2.3.3 Výpočet rozběhu pístu bez zatížení .....	29
2.3.4 Stanovení parametrů rotačního hydromotoru .....	32
2.4 Stanovení potřebného výkonu motoru .....	34
2.4.1 Stanovení extrémního zatěžovacího cyklu .....	34
2.4.2 Použití metody středních ztrát .....	35
2.4.3 Kontrolní výpočet .....	36
<b>3 Návrh a výpočet pohonu pojezdu</b> .....	<b>37</b>
3.1 Návrh základních parametrů pojezdového ústrojí .....	37
3.2 Výpočet potřebného hnacího momentu .....	37
3.3 Stanovení potřebného výkonu motoru .....	39
3.3.1 Stanovení extrémního zatěžovacího cyklu .....	39
3.3.2 Použití metody středních ztrát .....	40
3.3.3 Kontrolní výpočet .....	43
<b>4 Návrh a uspořádání rekuperačního systému</b> .....	<b>45</b>
4.1 Návrh uspořádání hydraulického obvodu .....	45
4.2 Návrh uspořádání elektrického obvodu .....	48
4.3 Stanovení parametrů superkapacitoru .....	50
4.4 Energetická bilance .....	53
4.4.1 Účinnost systému pojezdu .....	54
4.4.2 Účinnost systému zdvihového zařízení .....	55
<b>Závěr</b> .....	<b>57</b>
<b>Literatura</b> .....	<b>59</b>
<b>Seznam obrázků</b> .....	<b>60</b>
<b>Seznam tabulek</b> .....	<b>61</b>
<b>Seznam grafů</b> .....	<b>62</b>
<b>Seznam použitých symbolů</b> .....	<b>63</b>

## Úvod

Dopravní operace v hospodářství České republiky představují v dnešní době přemísťování několika miliard m<sup>3</sup> za rok, zaměstnávají přes milión pracovníků a spotřebují dle odvětví 30 až 70 % pracovní doby. Nepochybně tedy v tomto oboru existují možnosti úspor a zvýšení efektivity volbou vhodného dopravního systému, účinných technologií, organizace práce atd.. Dopravní operace tvoří zejména vnější podniková (mezipodniková) doprava, vnitřní podniková doprava (mezi budovami, pracovišti apod.), ale i skladové hospodářství. S výjimkou vnější dopravy je přemísťování materiálu zajišťováno především s využitím manipulační techniky. Zejména v této kategorii se tedy nabízí možnost úspory a zvýšení efektivity mimo jiné vhodným hospodařením s energií. Mezi hlavní parametry týkající se pohonu, na které se dnešní výrobci nejen manipulační techniky zaměřují, patří minimální potřebná energie na provoz zařízení, maximální doba provozu do nutnosti obnovení zásoby energie, snižování emisí apod.. [1]

Smyslem této práce je návrh rekuperačního pohonu elektrického vysokozdvížného vozíku, tedy volba nejdůležitějších komponentů odpovídajících parametrů a návrh jejich uspořádání. Výpočty bude dále zjištěna energetická bilance pracovních operací, která poslouží jako případný argument pro použití tohoto uspořádání, případně stanoví vhodné provozní režimy. Autor v práci dále popisuje vývoj vysokozdvížného vozíku, popisuje současné trendy některých výrobců a hodnotí některé druhy používaných pohonů a jiných konstrukčních částí tohoto zařízení.



# 1 Rozbor současného stavu v oblasti vysokozdvížných vozíků

## 1.1 Historie a vývoj vysokozdvížných vozíků

Základním manipulačním zařízením je samozřejmě vysokozdvížný vozík. Historie tohoto zařízení sahá do roku 1917, kdy Eugene Clark vyvinul tříkolový, zážehovým motorem poháněný vozík se zdvižnou nosnou vidlicí pro vnitrozávodovou dopravu (Obr. 1). Vzhledem k tomu, že tento „TrucTractor“ dostatečně přesvědčil návštěvníky závodu, byl vybudován vlastní závod na výrobu vysokozdvížných vozíků, dnes jeden z nejvýznamnějších výrobců dopravních vozíků. Následoval hydraulický valníkový nákladní automobil, dále první tahač s mechanickým zdvihacím zařízením, poháněný zážehovým motorem, v roce 1924. Dnešním vysokozdvížným vozíkům se velmi podobal stroj „Trucktier“ z roku 1928 s předním pohonem a hydraulickým zdvihacím zařízením (Obr. 2).

V roce 1942 na trh vstoupily první akumulátorové vysokozdvížné vozíky. Do roku 1947 se datuje vznik opravárenského servisu v Mülheimu závodu, který o 5 let později vyrobil první vozíky v Evropě, licencované vozíky Clark. Další vývoj vysokozdvížných vozíků následoval zejména před koncem století, kdy byl v roce 1993 vyvinut hydrostatický pohon, v roce 1996 následovalo elektronické ovládání vozíku. Od roku 1997 jsou v Mülheimu vyráběny akumulátorové vysokozdvížné vozíky s bezúdržbovým, v nápravě integrovaným pohonem na střídavý proud. [16]



Obr. 1 - Clark Tructractor 1917 [16]



Obr. 2 - Clark Trucktier 1928 [16]

Vysokozdvížné vozíky, manipulační prostředky se širokou použitelností především pro paletizaci a kontejnerizaci, se vyrábějí především jako motorové s pohonem elektrickým nebo spalovacím motorem. Bezmotorové s hydraulickým zdvihem

obsluhovaným ruční pákou se používají omezeně. Motorové vysokozdvizné vozíky s podobnou koncepcí těm dnešním se vyrábějí přes půlstoletí, jejich základní parametry se od 70. let stabilizovaly. Klasické provedení, tedy podepřené vozíky mají dvě pevná ramena s vidlicemi, obkročené mají pevná ramena po stranách zvedané palety. Nejpoužívanější jsou čelní s naklápěcím zdvihovým zařízením, které usnadňuje nabrání a zlepšuje stabilitu. [1]

V progresivních skladových systémech se používají automatizační prvky např. přenos informací mezi řídicím počítačem a řidičem prostřednictvím obrazových terminálů na řídicím pultu vozíku. Používají se i plně automatické vysokozdvizné vozíky, mobilní roboty. Běžně jsou vybaveny i snímači pro automatické čtení kódových informací na manipulačních jednotkách a představují technickou špičku v této oblasti manipulace.

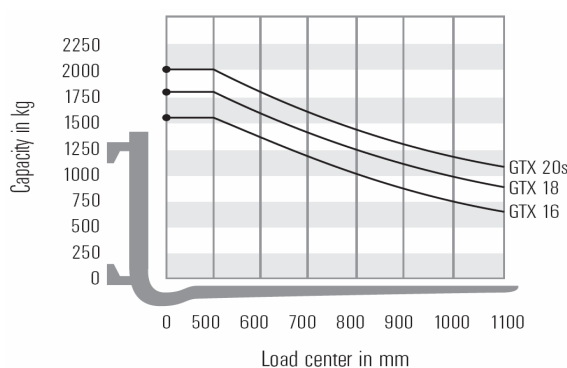


**Obr. 3 - Provedení "man-up" Still EK 11/12 [23]**

Rozsáhlou kategorií jsou systémové vozíky, tedy vychystávací a vozíky určené pro stohování palet ve velmi úzkých uličkách a do velmi vysokých výšek. Podle umístění pracoviště obsluhy se rozlišuje systém „man down“, kde je stanoviště řidiče nevýsuvné, pevně instalované v podvozku vozíku, kdy řidič manipuluje pouze s celými paletami. Nosnost těchto vozíků se pohybuje od 1 do 1,6 t, maximální zdvih od 5,5 do 12 m. Tím druhým je systém „man up“ (Obr. 3). Stanoviště řidiče je v tomto případě výsuvné, díky čemuž má řidič bezprostřední kontrolu nad manipulací s paletou a břemenem. Nosnost těchto vozíků je až 1,8 t, maximální zdvih dosahuje 13,8 m. [1][3]

## 1.2 Nosnost vysoko zdvižných vozíků

V praxi nejvíce využívané jsou vozíky o nosnosti 1 až 3 t, nejnižší jmenovitá nosnost je od 0,6 t. Využívají se i vozíky pro zvedání břemen o hmotnosti do 5 t, méně již do 10 t. Vozíky o vyšší nosnosti se používají výjimečně. Důležitým parametrem je dále vztah nosnosti k vyložení těžiště. Jedná se o vzdálenost těžiště břemene umístěného na vidlicích od jejich zadního svislého čela, která v podstatě určuje rozměr palety zajišťující stabilitu vozíku. U malých vozíků je tento rozměr 0,5 m, u středních 0,6 m až 0,9 m, u vozíků o nosnosti nad 10 t je 1,2 m. U vozíků se tyto hodnoty uvádějí jako poměr nosnosti k maximální vzdálenosti těžiště, tedy poloviny délky palety. Pro případ překročení této vzdálenosti je dokumentace ke stroji doplněna o graf (Graf 1), který určuje pokles nosnosti při překročení této vzdálenosti, případně při nahrazení vidlic jiným nástrojem. V praxi se využívají např. vidlice víceramenné, vyklápěcí, kleštinové, dále jde zejména o nosný čep, jeřábové rameno a čelisti různých provedení, radlice atd.. [1][3][7]



Graf 1 - Clark GTX - závislost nosnosti na vyložení těžiště [16]

## 1.3 Pohon pojezdu

Uživatel může pro pohon vozíku volit mezi elektromotorem a klasickým spalovacím motorem. Jako pohonné hmoty se kromě nafty a benzínu používá ve velkém měřítku plyn. Hlavním důvodem jeho použití je neomezená doba provozu oproti akumulátorovým vozíkům s omezenou kapacitou baterie, a nízké emise s částicemi sazí a rakovinotvornými látkami oproti naftovým motorům. Nejrozšířenější pohonnou hmotou je propan-butanový Liquid Petroleum Gas a Liquid Natural Gas, zkapalněný zemní plyn. Compressed Natural Gas, stlačený zemní plyn není pro velké technické nároky příliš perspektivní.

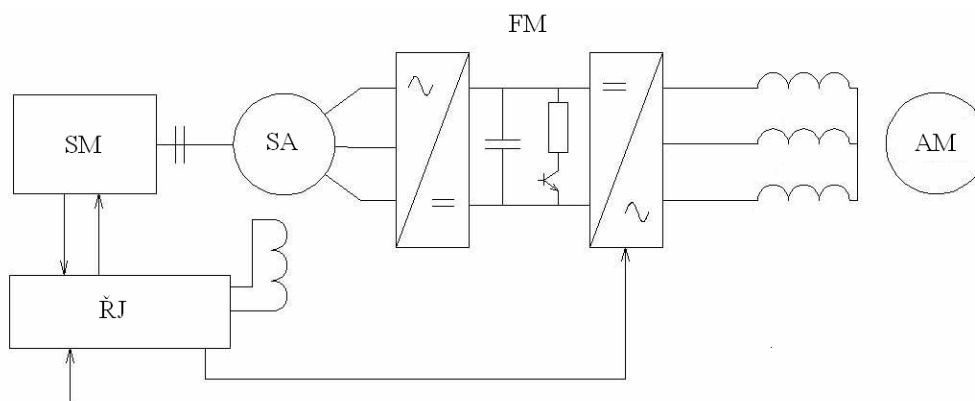
Pro přenos energie na hnací kola se nejvíce používá hydrodynamický pohon, tedy hydrodynamický měnič točivého momentu v automatické převodovce. Mezi jeho hlavní výhody patří velká účinnost při rychlé jízdě a na dlouhých trasách, plynulá jízda, změna rychlosti, provoz bez spojky a řadící páky, možnost rychlého zdvihu i při pomalé jízdě, odolnost proti nečistotám a pracovním teplotám až do 50 °C a jednoduchá údržba.

V západní Evropě je nejrozšířenější hydrostatický pohon. Je založen na elektronicky řízeném regulačním čerpadle s axiálními písty a na dvou motorech s radiálními písty a lamelovými brzdami na průchozí hřídeli. Nahrazuje spojku, brzdy, převodovku a mechanický diferenciál. Jejich výhodou u vozíků je právě vhodnost pro použití při krátkých jízdách, obecně pak okamžitý výkon při nízké hlučnosti, vysoká tažná síla a svahová dostupnost, rychlost zdvihu při pomalé jízdě, možnost nastavení parametrů jízdy a nízké provozní náklady na servis a údržbu. Na Obr. 4 je zobrazeno uspořádání tzv. systému „2plus2“. Soustavu tvoří dvě stavitelná pístová čerpadla umístěná na motoru a dva stavitelné pístové hydromotory zajišťující pohon pojezdu stroje. Toto uspořádání je používáno v kolovém nakladači Liebherr L 586 2plus2, což je samozřejmě výrazně robustnější stroj než vysokozdvizný vozík. Princip je ale stejný, pouze u vozíku je uspořádání řešeno s pohonem pouze jedné nápravy a použity jsou komponenty výrazně nižších výkonnostních parametrů. Oba stroje přesto mají jednu zásadní společnou vlastnost. S ohledem na vykonávanou činnost, tedy zvedání břemene je zejména spalovací motor využíván jako protizávaží a jeho vhodným umístěním lze dosáhnout snížení celkové hmotnosti stroje, od čehož se samozřejmě odvíjí úspora nákladů výrobních i provozních. V tomto konkrétním případě je motor uložen výstupní hřídelí dozadu, čímž dojde i k posunu těžiště stejným směrem. [1][7][9]



Obr. 4 - Hydrostatický pohon 2plus2 [9]

V případě pohonu stejnosměrným elektrickým motorem, je energie získávána buď z akumulátorů, nebo je vyráběna v generátoru, který je poháněn spalovacím motorem. Střídavý elektrický pohon byl u starších modelů řešen pohonem trakčního generátoru spalovacím motorem a stejnosměrný proud byl v trakčním měniči přeměněn na střídavý proud, který poháněl asynchronní trakční motory. U moderních systémů trakční motor pohání alternátor, jenž je zdrojem střídavého proudu, event. je proud dodáván rovněž z akumulátorových baterií.



**Obr. 5 - Schéma uspořádání střídavého el. pohonu**

Na Obr. 5 je schematicky znázorněn příklad uspořádání tohoto pohonu. Řídicí signál je přiváděn do řídicí jednotky, která ovládá jednotlivé členy systému. Spalovací motor je přes spojku propojen se synchronním alternátorem, jehož střídavou elektrickou energii zpracovává frekvenční měnič, který energií požadovaných parametrů pohání asynchronní motor. Mezi hlavní výhody střídavých motorů patří odbourání nákladné údržby, rizika poruch, neboť na rozdíl od stejnosměrných točivých strojů nejsou součástí jejich konstrukce komutátory a uhlíky. Absolutní spolehlivost zaručují termočidla na statorech a trvale mazaná ložiska. Ochranu před prachem a vodou zajišťuje dokonalé uzavření motoru. Asynchronní motory jsou výkonnější, účinnější, což se projevuje v podobnosti provozního chování stroje bez břemene a se zatížením, resp. na rovině a ve svahu. [1][7]

Jako systém budoucnosti je označován hybridní pohon, který je složen ze spalovacího motoru pohánějícího generátor, inteligentní řídicí jednotky a hnacího elektromotoru. Přenos hnací síly je řešen prostřednictvím přenosu elektrického proudu, tedy bez mechanických ztrát v této části. Tímto uspořádáním se snižuje spotřeba paliva a náklady na údržbu. Další důležitou výhodou je možnost rekuperace energie. [12]

## 1.4 Pohon manipulační jednotky

Pro zajištění pohybu zdvihového zařízení se používá pohon hydraulický nebo elektrický, teoreticky přichází v úvahu uplatnění pohonu spalovacím motorem a pneumatického.

Výhody při použití hydraulického pohonu spočívají zejména ve značném výkonu při relativně malých rozměrech hydraulických prvků, plynulé řízení rychlosti a libovolný počet pracovních mezípoloh. Pro provoz zařízení je však třeba náročný hydraulický agregát, zdroj tlakového pracovního média, tvořený obvykle elektromotorem a vysokotlakým čerpadlem, nádrží s hydraulickou kapalinou a chladičem. Systém je dále tvořen zdrojem tlakové kapaliny, systémem servoventilů, hydraulickým motorem a tlakovým rozvodem. Obecným problémem zdroje tlakového média je stabilizace tlaku v hydraulickém okruhu. Důvodem je změna vlastností pracovních kapalin, těsnění a konstrukčních materiálů elektricko-hydraulických pohonů v závislosti na prostředí, v němž stroj pracuje. Zásadní je také vliv značné proměnlivosti zatížení. Při navrhování pohonu nejen vysokozdvížného vozíku je tedy nezbytně nutné zvažovat rozsah těchto změn a brát v úvahu požadavky na přesnost manipulace s břemenem.

Mezi další problémy hydraulických pohonů patří vzájemné ovlivňování hydromotorů při práci s nesterjními rychlostmi, nutnost omezování proudu pracovní kapaliny a nestálost charakteristik pohonu. Tyto nedostatky se však odstraňují speciálními úpravami, které zajišťují stabilizaci rychlosti při změnách zatížení. Při použití hydraulického pohonu pouze pro zdvihací zařízení vysokozdvížného vozíku, je poháněn především samotný zdvih, podstatně menší výkon je nutný k naklánění zdvihacího zařízení, resp. ovládání alternativního nástroje. Použití hydraulického pohonu ve vysokozdvížném vozíku je tedy výhodné nejen z důvodu dosahovaných výkonů. Podstatné je současné použití tohoto pohonu zároveň jako převodu rotačního pohybu hnacího motoru na lineární pohyb, přičemž umožňuje hydraulickou aretaci. [1][7]

Využívány jsou i elektrické pohony, obecně ve velkém rozsahu číslicově řízené krokové motory, jejichž výhodou je vysoká přesnost polohování. Krokový motor umožňuje přímý převod číslicových vstupních impulsů na ekvivalentní krokové pohyby. Elektrické stroje jsou absolutně nezávislé na tlakových médiích, umožňují individuální pohon každého mechanismu, jednoduchou reverzaci, mají snadný přívod energie, jsou velmi dobře seřiditelné, atd.. Důležitou vlastností elektrických strojů je možnost vrácení energie do okruhu, tedy rekuperace kinetické a polohové energie. V případě střídavých

asynchronních motorů se tento režim označuje jako nadsynchronní brzdění. Motor běží ve smyslu spouštění, přičemž je jeho hřídel poháněn klesajícím břemenem vyššími otáčkami než jsou synchronní. Motor tedy pracuje v generátorickém režimu a vyrobenou elektřinu dodává do sítě, resp. „zásobníku energie“, může se jednat např. o uspořádání baterií a superkapacitorů. Spouštění probíhá při téměř konstantní rychlosti. Spíše teoretickou možností je použití lineárního elektromotoru, jehož předností je vysoká rychlost přímého pohybu, neboť přeměna rotačního pohybu na translační je technicky omezená. Nevýhodou je ale dynamika, přesnost polohování a spotřeba energie, což omezuje jejich použití u manipulátorů.

Pneumatické pohony jsou vhodné pro manipulátory s malou nosností a jejich výhodou je především jednoduchá údržba a nízké náklady. Odpadá totiž nutnost autonomního zdroje média, neboť pneumatické rozvody jsou instalovány v mnoha dílnách a průmyslových objektech. To však samozřejmě nelze využít u mobilního stroje. Zařízení je dále rozměrnější, méně přesné a má omezený počet stavitelných poloh. Pneumatické pohony jsou ale jedním z nejpoužívanějších prostředků automatizace a využívány jsou i v oblasti průmyslových robotů.

Pohon spalovacím motorem není závislý na přívodu elektřiny, což je v podstatě důvod jeho použití u mobilních strojů. Používají se motory zážehové a zejména nad 30 kW vznětové. Mezi nevýhody ale patří malá přetížitelnost, nesnadná reverzace a spouštění, méně výhodná charakteristika a splodiny vyžadující detoxikační zařízení v uzavřených prostorech. Pohon je ale v praxi výhodně kombinován s elektrickým nebo s hydraulickým zařízením. [1][2][7]

## **1.5 Alternativní pohony**

Při volbě druhu pohonu je nutno zohlednit všeobecné požadavky na snížení spotřeby klasických fosilních paliv, což v mnoha zemích znamená dodržení legislativních pravidel. Ropné deriváty tvoří naprostou většinu ze 40.000 litrů pohonných hmot, které se každou sekundu spálí v motorech vozidel na celém světě. To samozřejmě zapříčiňuje ztenčování celosvětových zásob ropy a především produkci tzv. skleníkových plynů (zejména CO<sub>2</sub>), které byly po tisíciletí ukládány v podzemních ložiscích. Nyní dochází k jejich masovému uvolňování do atmosféry v řádech miliard tun ročně v historicky extrémně krátkém období několika desetiletí viz. Tab. 1. V případě pracovních strojů

určených pro práci v uzavřených prostorech je dále třeba dbát na odstranění takto vzniklých produktů spalování za účelem vytvoření nezávadného prostředí.

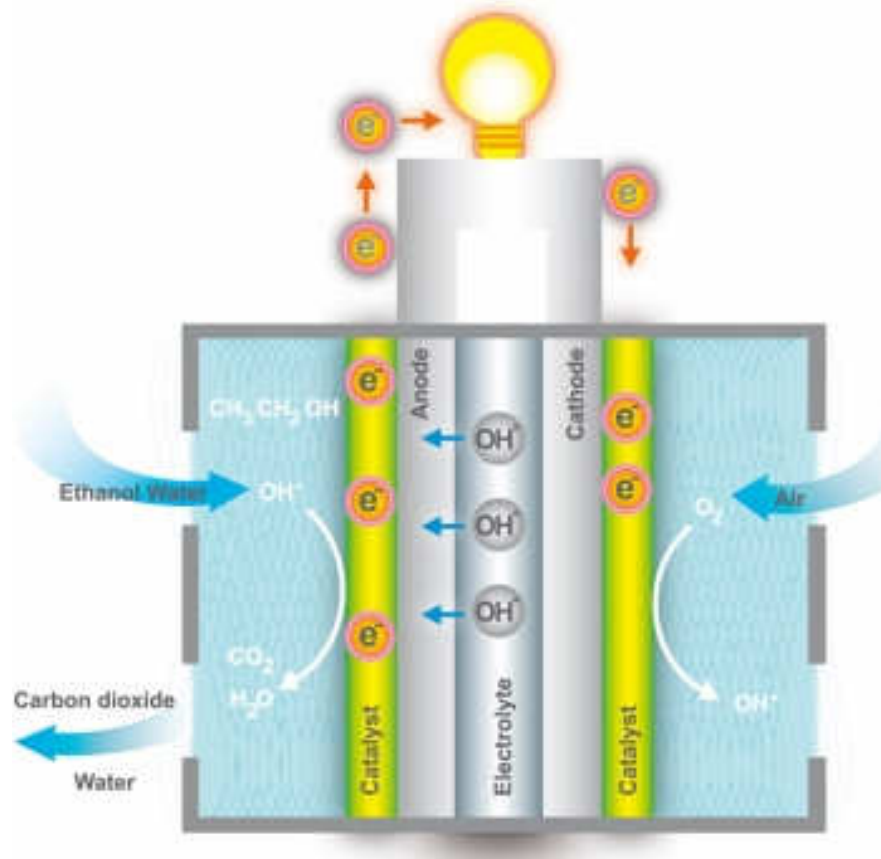
<b>Rok</b>	1860	1880	1900	1920	1940	1960	1980	1990
<b>CO<sub>2</sub> [mld.t]</b>	0,7	1,1	2,0	3,5	5,0	9,0	19,0	22,0

**Tab. 1 - Celosvětové emise CO<sub>2</sub> v období 1860 až 1990 [10]**

Mezi nejpoužívanější alternativní pohonné hmoty patří v současné době biopaliva (etanol, rostlinné oleje) a postupně se prosazuje také vodík. Ten je v popředí zájmu světové odborné veřejnosti jako přímá náhrada ropných produktů ve spalovacích motorech, ale i jako „palivo“ pro výrobu elektřiny v palivových článcích. První způsob využití je vzhledem k využívání stávajících technologií (spalovací motor) ve světě již poměrně rozšířený. Technologie palivových článků je však stále ve fázi zkušebního provozu jednotlivých vozidel, jejich problémem je vysoká cena, která výrazně převyšuje cenu běžného osobního automobilu, dále bude nutné provést investice okolo 100 miliard dolarů pro zajištění růstu obchodu s vodíkem tak, aby uživatelé mohli bez větších překážek provozovat tato silniční vozidla. V případě vysokozdvizných vozíků, které pracují lokálně by se dal vodík využívat ve větších skladovacích objektech, kde by se vyplatila instalace zařízení se zásobníkem této pohonné hmoty.

Další možnou překážkou je samotný způsob výroby vodíku. Elektrolytickou výrobou z vody je zapotřebí elektrické energie. Tato skutečnost vyvolává např. v USA obavy z podpory jaderné energetiky a v důsledku i z pozdržení výzkumu alternativních zdrojů energie. V případě EU však existuje závazek, že do roku 2010 bude 22 % její elektřiny a 12 % energie pocházet z obnovitelných zdrojů, což samozřejmě znamená, že i výroba vodíku by využívala do určité míry obnovitelné zdroje. Na Obr. 6 je schematicky znázorněna funkce tzv. DMFC palivového článku. Tento článek, jinak označovaný jako přímý metanolový, je využíván v mobilních zařízeních nejčastěji. Palivem je roztok metanolu a vody, který je přiváděn k elektrodám. [10][13]





Obr. 6 - DMFC palivový článek [13]

## 1.6 Současný stav vysokozdvihných vozíků

Téměř všichni výrobci vysokozdvihných vozíků se v dnešní době zaměřují na ergonomické uspořádání místa obsluhy usnadňující ovladatelnost s jednoduchými ovládacími prvky, různě zpracovanými přehlednými zobrazovacími jednotkami s potřebnými informacemi pro obsluhu, zaměřují se ale např. i na možnost jednoduchého provádění diagnostiky a servisu. V souvislosti s vývojem nových výrobních postupů jsou využívány i kvalitnější povrchy komponentů a zpracování obecně. Vývojáři se samozřejmě předbíhají ve zpracování zákaznický přizpůsobené konfigurace a designu. Dále jsou plněny různé legislativní a normami stanovené požadavky, zejména nízké emise spalovacích motorů, resp. nízká energetická náročnost, redukce hluku apod.. Vysoká provozní spolehlivost, zatížitelnost při dobré hospodárnosti stejně jako pracovní bezpečnost a komfort jsou považovány za samozřejmost.

Značná pozornost je v dnešní době věnována elektrickým pohonům, a to zejména ukládání elektrické energie. Obvyklý požadavek spočívá v zajištění nejméně

osmihodinového provozu, což vede k vývoji výkonných trakčních baterií s vysokou akumulační schopností a dlouhou životností, event. montáži a umístění umožňující snadnou výměnu v případě vybití. Dle požadavku na výšku zdvihu jsou modely prakticky všech značek vybavovány stožáry v provedení simplex, duplex a triplex. [16][17][18][23][24]

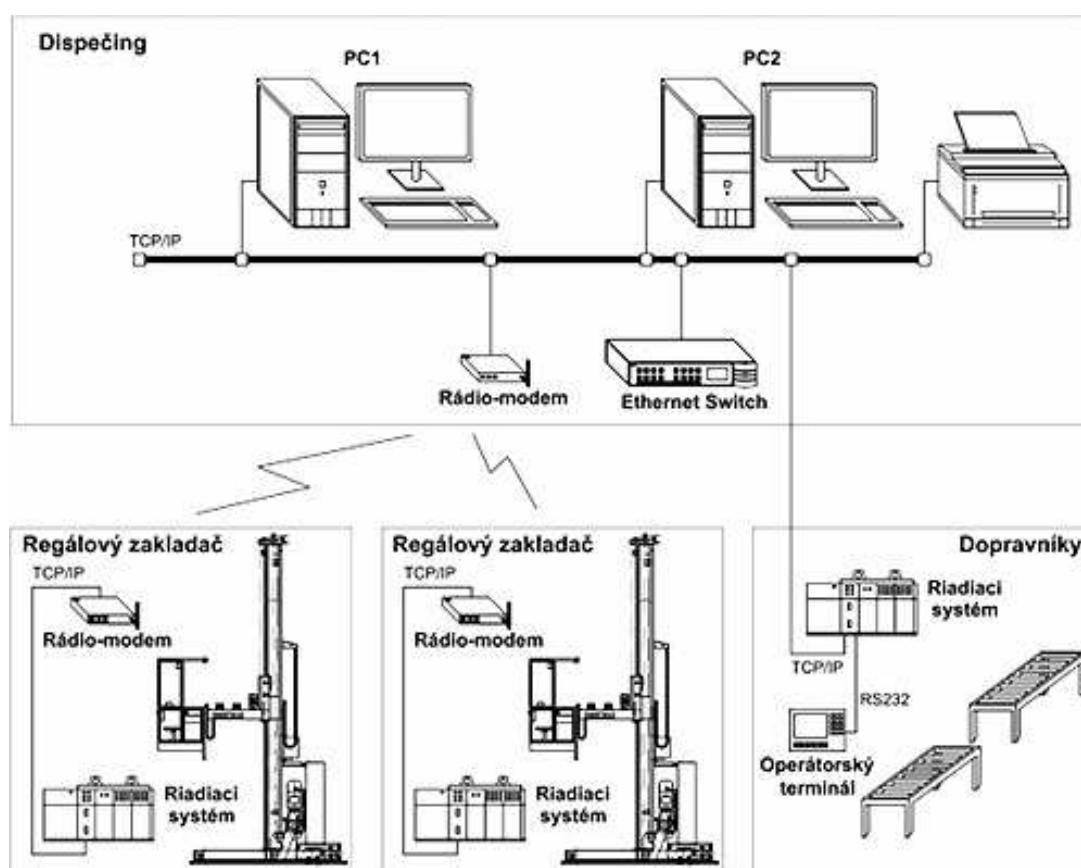
### **1.6.1 Jungheinrich**

Sortiment tohoto výrobce zahrnuje ručně vedené vozíky o nosnosti až 2,2 t, výšce zdvihu až 3 m, elektrické nízkozdvížené a vysokozdvížené vozíky o nosnosti až 3 t a výšce zdvihu do 5,35 m, tří a čtyřkolové čelní elektrické vysokozdvížené vozíky s nosností do 5 t a s výškou zdvihu do 3,1 m, vysokozdvížené vozíky s plynovým nebo dieslovým pohonem o nosnostech do 9 t se zdvihem do 3,6 m s hydrodynamickým nebo hydrostatickým pohonem, vysokozdvížené vozíky s výsuvným sloupem s výškou zdvihu do 12,02 m o nosnosti do 2,5 t, horizontální vychystávací vozíky s výškou zdvihu 10,39 m s třístranným zakládáním typu man-up i man-down, vozíky pro vysoké regály s výškou zdvihu do 14,57 m. Kromě kompletních vozíků se firma Jungheinrich zabývá výrobou příslušenství jako např. Drive-In-Systém, který umožňuje zakládání většího množství palet za sebe, dále dodává baterie a nabíjecí přístroje, a navrhuje komplexní skladová řešení.

Některé systémové vozíky této značky jsou vybavovány speciálními funkcemi, jedná se např. o systém rozpoznání uličky, synchronní otáčení nebo volitelný výsun vidlí, bezpečnostní omezení zdvihu a rychlosti, některé ze systémů pro aktivní ochranu osob, převodníky pro připojení počítačových médií se softwarovým vybavením pro organizaci a řízení skladu. Výhodou některých systémových vozíků Jungheinrich je rekuperace energie při spouštění břemene a brzdění, což v optimálním případě umožňuje až o 30% prodlouženou dobu použití na jedno nabití. Kvalitativní úroveň strojů zvyšuje spolehlivost technologií AC-3 POWER CONTROL, BDA a CAN-Bus.

Zajímavým produktem společnosti Jungheinrich jsou regálové zakladače. Jedná se o mechanicky složitější zařízení pro ruční nebo zcela automatickou obsluhu skladů až do výšek 35 m s možností dodatečné instalace provozních režimů. Konstrukce je zpravidla tvořena nosným sloupem, obslužnou kabinou a zakládacím mechanismem s teleskopickými vidlemi. Pojezd zakladače je zajištěn spodní kolejnicí, montovanou na podlahu, horní kolejnice, zpravidla součást regálové konstrukce, má vodící úlohu. Zařízení může zakládat dvě palety za sebou (tzv.double-deep), ale i rozměrnější předměty, např.

karosérie automobilů. Nevýhodou tohoto systému je déle trvajícím doladění řešení a zejména vyšší pořizovací cena. Výrobce ale slibuje vysoký výkon skladu, zejména rychlost manipulace při nízkých nákladech na provoz a údržbu, bezpečný přístup ke všem uličkám, možnost dodatečného zvýšení stupně provozního režimu zakladače až na plně automatický atd.. [18] Výrobou automatizovaných zakládacích systémů zakládajících se na podobném principu je společnost Procont Prešov. Princip činnosti tohoto zařízení je zřejmý z Obr. 7.. [21]



Obr. 7 - Automatizovaný skladový systém Procont [21]

### 1.6.2 Toyota Material Handling

Sortiment společnosti Toyota Material Handling (TMH) kromě klasických ručních paletových vozíků tvoří stroje pro speciální použití. Nerezový vozík je určen zejména pro provoz v prostoru s požadavky na odolnost proti korozi a na hygienu. Jeho komponenty jsou vyrobeny z nerezové oceli, případně z jiných nekorodujících materiálů. Dále jde o vozík s vestavěnou váhou, případně s integrovanou tiskárnou a certifikovanými váhami, univerzální ruční paletový vozík pro přepravu těžkých nákladů o nosnosti až 3 t, vozík

s hydraulikou umožňující rychlý zdvih, odhlučněný vozík pro tichou manipulaci s hlučností nepřekračující 60 decibelů.

Další kategorií jsou nízkozdvizné vozíky s obsluhou chodící nebo se spolujízdou sedící a stojící v některých případech vybavených systémem BT Powerdrive vhodné pro dlouhé přepravní vzdálenosti. Kromě vysokých výkonů je možnost stroje pro zvýšení bezpečnosti vybavit bočními kryty, v případě náročných provozů lze instalovat baterie o vyšších kapacitách při nepřekročení šířky vozíku, což při snadné výměně baterie z boku umožňuje provoz ve vícesměnných provozech.

Zakladače použitelné jako paletové i vychystávací vozíky, nebo jako nastavitelné pracovní stoly jsou další skupinou produktů TMH. Jsou opatřeny bezúdržbovou baterií s vestavěnou nabíječkou. Některé typy jsou vybaveny pomocnými kolečky, které však při otáčení nevybočují z půdorysu stroje a vedou k zajištění zvýšené ochrany obsluhy i nákladu. Maximální nosnosti zakladačů jsou do 2,1 t, výšky zdvihu do 4,75 m. Pro vyšší výkony jsou pohony provedeny AC motory pojezdu. Dostupnou výbavu vozíků tvoří ochranný rám nákladu, hydraulická kapalina pro nízké teploty vhodná pro mrazírenské aplikace, funkce pro pojezd nízkou rychlostí atd.. U některých typů je k dispozici dvoupaletová manipulace.

Jednou z dalších typových řad jsou čelní vysokozdvizné elektrické vozíky tří i čtyřkolové, jejichž zdrojem napětí jsou baterie dodávající jmenovité napětí 24, 48 nebo 80 V. Tříkolové modely jsou určeny pro lehké až střední hmotnosti nákladu do 1,5 t, rozměry stroje jsou vhodné pro skladové systémy s úzkými pracovními uličkami. 48-voltové vozíky nabízejí nosnost do 2 t. Nejvýkonnější čtyřkolová 80-voltová řada zahrnuje stroje o nosnosti až 5 t.

Aktuálně společnost TMH upravuje zpracování vozíků v souladu se systémem BT Totalview. Jde o zajištění lepšího výhledu na špičky vidlic, resp. náklad i při manipulaci ve výškách kombinací konstrukčních úprav karosérie a stožáru. Již byl zmíněn systém Powerdrive. Ten představuje integrovaný řídicí systém eliminující většinu komponentů tradičních elektrických vozíků. Systém monitoruje a řídí všechny výkonové aspekty vozíku a umožňuje použití CAN technologie nahrazující složitou elektrickou kabeláž prostým řídicím kabelem. Systém disponuje technologií cize buzeného motoru. [24]

### **1.6.3 Still**

Základní řadu tohoto výrobce tvoří rovněž nízkozdvíhací vozíky v podstatě obdobné konstrukce. Výrobce ve svých materiálech upozorňuje mimo jiné na stabilitu stroje při projíždění zatáčkami a při brzdění s ohledem na zatížení hnacího kola. Konstrukce některých vozíků je upravena pro přepravu na delší vzdálenosti instalací plošiny pro stojícího příp. sedícího řidiče.

V případě elektrických vysokozdvíhacích vozíků je kromě standardních parametrů umístění baterií provedeno s ohledem na snadnou výměnu z boku i v případě vozíků o nosnosti do 1,5 tuny. Výměna není prováděna s využitím jeřábu, což zvyšuje bezpečnost při manipulaci s baterií a zároveň se zvyšuje produktivita a flexibilita. Pohon je tvořen trojfázovými motory na předních kolech. Podle dostupných informací motory ukládají elektrickým rekuperačním brzděním až 15 % energie zpět do baterie a prodlužují tak dobu použití na jedno nabití baterie až o 1,5 hodiny. Některé vozíky lze díky stavebnicové konstrukci přizpůsobit konkrétním podmínkám použití, zejména s ohledem na přepravovaná břemena, potřebnou kapacitu baterie, apod.. V případě některých modelových řad je kladen důraz na optimalizovaný výhled ze stanoviště obsluhy úpravou zdvihového zařízení podobně jako u předchozího výrobce.

Další skupinou výrobků jsou vozíky poháněné spalovacími motory na naftu i LPG. Výrobce i zde dbá na nízkou spotřebu a hlučnost. Řídicí a pohonná technika je prakticky samozřejmostí. Výrazného snížení provozních nákladů je dosaženo instalací lamelové brzdy. Točivý moment je přenášen přes hydrostatickou převodovku. Za účelem dostatečného přístupu ke komponentům je kabina provedena jako sklopná. [23]

### **1.6.4 Desta**

Téměř synonymem pro vysokozdvíhací vozík se v České republice stal termín Desta. Stroje této značky jsou vyráběny od roku 1947, v roce 1999 se výroba přesunula do ČZ a.s. Strakonice. Nejen nové řady vysokozdvíhacích vozíků Desta vycházejí z tradiční robustnosti a jednoduché konstrukce. Důraz je samozřejmě kladen na splnění požadavků v oblasti ekologie a ekonomiky provozu.

V kategorii čelních akumulátorových vozíků jsou zastoupeny stroje o nosnostech od 1 t do 2 t v tří i čtyřkolovém provedení. Určeny jsou s ohledem na bezemisní provoz především k manipulaci s patetizovaným materiálem ve skladech, halách apod.. V případě tříkolových verzí je poháněno řídicí kolo zadní nápravy pevně uloženým elektromotorem,

což zajišťuje plný přenos trakční síly při libovolném natočení řídicího kola vzhledem k podélné ose vozíku, což umožňuje dosažení minimálního poloměru zatáčení, tedy práci ve velmi stísněných prostorech např. v kontejnerech apod.. Stroje jsou dodávány se základními zdvihovými zařízeními, event. v provedení stožáru duplex nebo triplex pro stohování ve větších výškách.



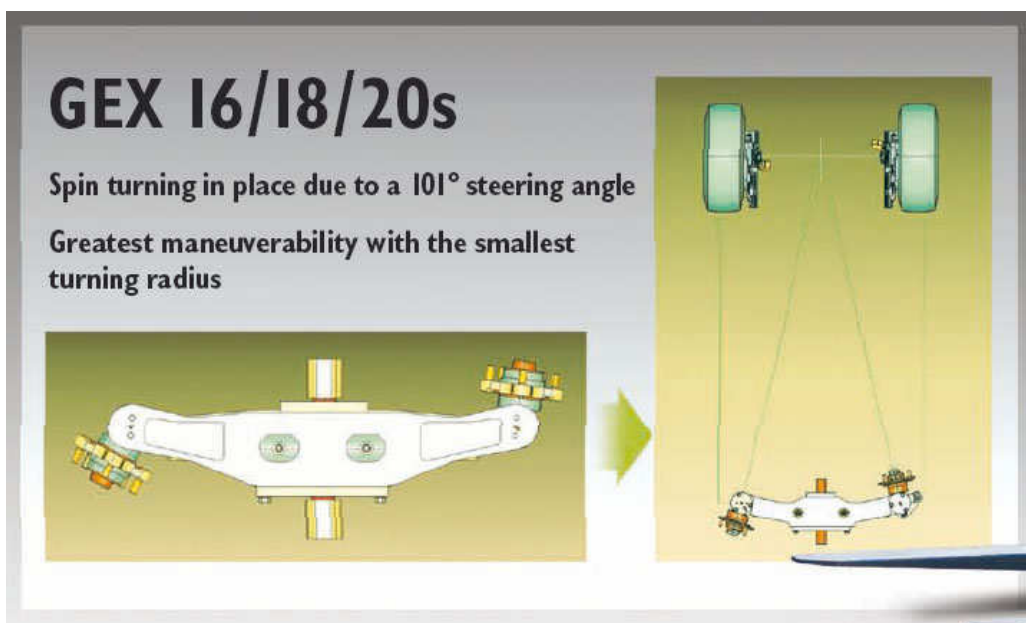
**Obr. 8 - Terénní vozík Deste DV 35 T4 [17]**

V případě vozíků se spalovacím motorem nižších nosností se koncepce stroje výrazně neliší kromě samotného pohonu na diesel nebo LPG. U strojů o nosnosti až 5 t se však projevuje zmíněná robustnost, která souvisí především s určením pro nasazení v terénních podmínkách. Stroje jsou vybaveny hydrodynamickým převodem s integrovaným mikropojedem. Pohon pojezdu i pracovní hydrauliky vozíků je realizován kompaktním hnacím blokem. Pracovní hydraulika umožňuje prostřednictvím vícesekčního proporcionálního hydraulického rozvaděče ovládat citlivě a úsporně více pracovních okruhů. Na Obr. 8 je zachycen terénní diesellový vozík DV 35 T4 o nosnosti 3,5 t. [17]

### **1.6.5 Clark**

Nabídku elektrických vysokozdvíhacích vozíků zn. Clark tvoří stroje o nosnosti 1,3 t až 3 t. Duální pohon je zajištěn střídavými elektromotory se zvýšenou trakční silou pro provoz na vlhkém nebo nerovném povrchu, jejich kompletní zapouzdření umožňuje provoz v prašném prostředí. Obdobně je tomu v případě brzd, které jsou rovněž uzavřené za účelem konstantního brzděného účinku i ve vlhkém nebo prašném prostředí. Pro optimalizaci spotřeby energie je využíván systém rekuperačního brzdění, který je

aktivován uvolněním plynového pedálu. Hydraulický systém je poháněn jedním zdrojem hydraulické kapaliny. Vozíky dosahují nejmenšího možného úhlu zatačení se středem ležícím ve středu osy předních kol. Kromě činnosti elektroniky a řady čidel k provedení tohoto manévru přispívá řízení pohonu kol v opačném směru, čímž se předchází většímu poškození pneumatik. Na Obr. 9 je vyobrazeno uspořádání podvozku modelů GEX 16/18/20s, které umožňují tento manévr.



**Obr. 9 - Zadní náprava modelu GEX 16/18/20s [16]**

Pro pohon vozíků se spalovacími motory jsou využívány jako u ostatních výrobců nafta i LPG a to o obsahu motoru od 2 l. Nosnost nejslabších strojů je 1,5 t, nejnovější modelové řady mají nosnost až 8 t. Stroje jsou konstruovány s ohledem na snadný přístup k jednotlivým komponentům, zejm. k motoru, převodovce, chladiči apod., vše dostupné pod zadní kapotou. [16]

V Tab. 2 jsou pro názornost uvedeny výkonnostní a rychlostní parametry elektrických vysokozdvížných vozíků shora popsaných výrobců pro nosnosti 2 t a 1,5, resp. 1,6 t. Jedná se o nejrozšířenější typy těchto strojů. Je patrné, že se až na výjimky výkony výrazně neliší, případné markantnější rozdíly výkonu se téměř ve všech případech projeví např. popsanou rychlostí zdvihu. Neplatí to však u všech strojů. Rozdíl výkonu může mít dále vliv např. na hodnotu maximální stoupavosti stroje apod.. Výkonové parametry souvisí i s celkovým uspořádáním komponentů pohonu a způsobem řízení systému i s ohledem na případnou rekuperaci elektřiny atd.. Hodnoty rychlostí jsou uvedeny pro stav bez zatížení / se zatížením. Za zmínku stojí i v dnešní době

nejrozšířenější jmenovité napětí 48 V. U slabších strojů někteří výrobci používají rozvod 24 V, třetí používanou hodnotou je 80 V, která je používána dle výrobce obvykle u nosností okolo 2 tun a více.

	Typové označení	Q [t]	Napětí baterie	Výkon pojezdu [kW]	Výkon zdvihu [kW]	Rychlost pojezdu [km/h]	Rychlost zdvihu [m/s]
Jungheinrich	EFG 220	2	48 V	2x 4,5	11,5	16 / 16	0,40/0,55
	EFG 115	1,5	24V	4	6	12 / 12,5	0,24/0,50
Toyota	8FBMT20	2	48 V	2x 6,6	11	20 / 20	0,38/0,54
	7FBEB15	1,5	48V	2x 4,9	9,2	15 / 16,5	0,43/0,61
Still	RX 20-20	2	48 V	2x 4,5	9	16 / 16	0,38/0,52
	RX 50-15	1,5	24V	4,5	7,8	12 / 12,5	0,3/0,52
Desta	E 12-20	2	48 V	2x 6	11	12 / 13	0,35/0,6
	3E 15	1,5	24V	4,2	4	8,14 / 10,5	0,19/0,38
Clark	GTX 20s	2	48 V	2x 4,4	15,2	15 / 16	0,35/0,5
	GTX 16	1,6	48V	2x 4,4	15,2	15 / 16	0,40/0,50

Tab. 2 - Parametry vybraných typů vozíků [16][17][18][23][24]



## 2 Návrh a výpočet pohonu zdvihu

### 2.1 Návrh zdvihového zařízení

Zdvihové zařízení, tzv. vidlice musí samozřejmě splňovat podmínku pevnosti, tedy především proti ohybu. Důležitou vlastností zdvihového mechanismu je dále případná schopnost samovolného spouštění lineárního hydromotoru (pístu) i v případě bez zatížení. Tato problematika bude řešena v dalších kapitolách. Zadání je dále nutno doplnit o níže uvedené parametry:

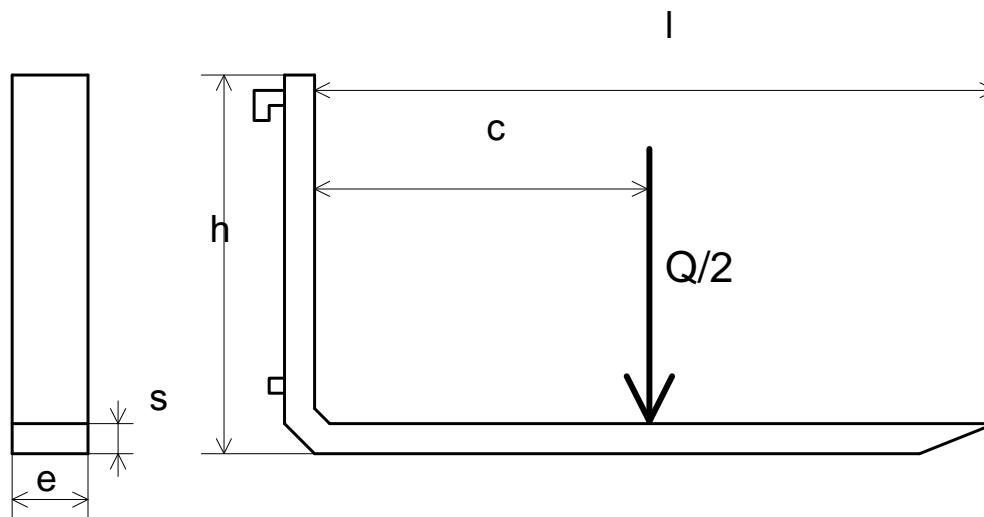
Zdvih  $h_z = 3 \text{ m}$

Nosnost stroje  $Q_{max} = 1\,000 \text{ kg}$

Délka vidlic  $l_v = 0,8 \text{ m}$

Výška svislé části  $h = 0,55 \text{ m}$  [16] [17] [23]

Délka vidlic vychází z rozměru EUR palet (1200/800), výška je limitována vzdáleností prvků pro uchycení na nosič vidlic, která činí  $500 \text{ mm}$ . [16] [17] [23] Vzhledem ke způsobu výroby kování bude použit materiál ocel 13 320, přičemž při výpočtu bude uvažováno dovolené napětí v ohybu:  $\sigma_{OD} = 440 \text{ MPa}$  [5]



Obr. 10 - Vidlice vysokozdvížného vozíku

### 2.2 Pevnostní výpočet

Na Obr. 10 je zakreslena jedna vidlice s vyznačeným působištem těžiště břemene. Výpočet bude proveden za předpokladu, že tíha bude působit v  $c=l_v/2$ . Pro kontrolu bude nutno zkontrolovat působení ve větší vzdálenosti. Z nákresu je zřejmé, že součást bude

namáhána na ohyb, přičemž největší ohybový moment působí v místě ohnutí vidlic. Naopak z důvodu malého ohybového momentu na konci vidlice bude zanedbáno její zúžení.

Vzhledem k tomu, že jeden z nejmenších, v praxi běžně používaných průřezů, je 35 x 80 mm, a v případě tohoto zadání se jedná o nízkou nosnost, bude při výpočtu zkontrolována konstrukce na tyto rozměry:

$$\begin{aligned} \text{Výška} & \quad s = 0,035 \text{ m} \\ \text{Šířka} & \quad e = 0,08 \text{ m} \quad [17] \end{aligned}$$

Průřezový modul v ohybu  $W_o$ :

$$W_o = \frac{e \cdot s^2}{6} = \frac{0,08 \cdot 0,035^2}{6} = 16,3 * 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (2-1)$$

Při výpočtu maximálního ohybového momentu  $M_o$  je uvažováno poloviční zatížení z důvodu rozložení na dvě vidlice:

$$M_o = \frac{Q_{\max}}{2} \cdot c = \frac{1000 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,4 = 1962 \text{ Nm} \quad (2-2)$$

Ohybové napětí  $\sigma_o$ :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{1962}{16,3 * 10^{-6}} = 120,37 \text{ MPa} \quad (2-3)$$

Z výpočtu je patrné, že:  $\sigma_o < \sigma_{od}$ , je tedy splněna podmínka při koeficientu bezpečnosti:

$$k = 3,65$$

Z tohoto výpočtu je zřejmé, že součást navrhnutých rozměrů při daném materiálu a při použití v prostorech s rovnou podlahou současně s ideálně rozloženou hmotností na vidlicích je v podstatě předdimenzována. V praxi ale může nastat případ, kdy bude na paletě přepravován nesouměrný předmět a vlivem nesprávné obsluhy by mohl být naložen těžištěm blízko konci vidlic. V takovém případě by se mohl téměř zdvojnásobit ohybový moment a tedy i ohybové napětí, přičemž by koeficient bezpečnosti dosahoval hodnoty cca  $k = 1,9$ . Dále může dojít k použití stroje na nerovném povrchu, kdy v důsledku střídavého namáhání dochází k poklesu dovoleného ohybového napětí, jehož hodnoty se mohou blížit až  $\sigma_{odIII} = 285 \text{ MPa}$  [5]. Obsluha stroje sice bude seznámena s jeho použitím za určitých podmínek, aby k tomuto přetěžování nedocházelo, přesto z důvodu převážení často hodnotných nákladů, ale i z důvodu bezpečnosti při práci, je dostatečně odůvodněno v případě tohoto konstrukčního prvku provedení dle shora uvedených parametrů.

## 2.3 Návrh uspořádání pohonu zdvihového zařízení

### 2.3.1 Výpočet hmotnosti zvedaných komponentů

Pohon zdvihového zařízení musí umožňovat rekuperaci energie dle zadání. Jednou z možností je jistě použití hydraulického okruhu, který bude poháněn hydrogenerátorem, schopným pracovat v motorickém režimu. Pro přesné stanovení všech parametrů je nutno spočítat sílu působící na píst. Ta je dána jednak nosností stroje, která je definována v zadání, a dále hmotností všech zvedaných komponentů. Jedná se především o vidlice a nosič vidlic.

Plocha průřezu  $S_V$ :

$$S_V = s \cdot e = 0,035 \cdot 0,08 = 0,0028 \text{ m}^2 \quad (2-4)$$

Celkový objem dvou vidlic  $V_V$ :

$$V_V = 2 \cdot (l_v + h) \cdot S_V = 2 \cdot (0,8 + 0,55) \cdot 0,0028 = 7,56 * 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (2-5)$$

Celková hmotnost vidlic  $m_V$ :

$$m_V = \rho_{Fe} \cdot V_V = 7850 \cdot 7,56 * 10^{-3} = 59 \text{ kg} \quad (2-6)$$

Nosič vidlic lze zjednodušeně navrhnout jako dvě vodorovně umístěné ploché tyče o rozměru průřezu  $e \times 1,5s$  délky  $b_n$ , dvě boční svisle uložené ploché tyče o průřezu  $s \times s$  délky  $v_1$ , a dvě svislé vnitřní ploché tyče průřezu  $s \times e$  délky  $v_2$ . Vnitřní tyče jsou dále opatřeny koly, která se pohybují ve vedení stožáru simplex, jejich hmotnost ale lze zanedbat stejně jako opracování materiálu (díry, drážky, atd.). Pro dokončení výpočtu je nutno znát dosud nezadané rozměry, které jsou limitovány celkovými rozměry vozíku a stožáru.

Šířka nosiče  $b_n = 0,9 \text{ m}$

Výška vnějších tyčí  $h_1 = 0,29 \text{ m}$

Výška vnitřních tyčí  $h_2 = 0,55 \text{ m}$  [17]

Celkový objem nosiče  $V_N$ :

$$\begin{aligned} V_N &= 2 \cdot (e \cdot 1,5 \cdot s \cdot b_n + s^2 \cdot h_1 + s \cdot e \cdot h_2) = \\ &= 2 \cdot (0,08 \cdot 1,5 \cdot 0,035 \cdot 0,9 + 0,035^2 \cdot 0,29 + 0,035 \cdot 0,08 \cdot 0,55) \\ V_N &= 11,35 * 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (2-7)$$

Celková hmotnost nosiče  $m_N$ :

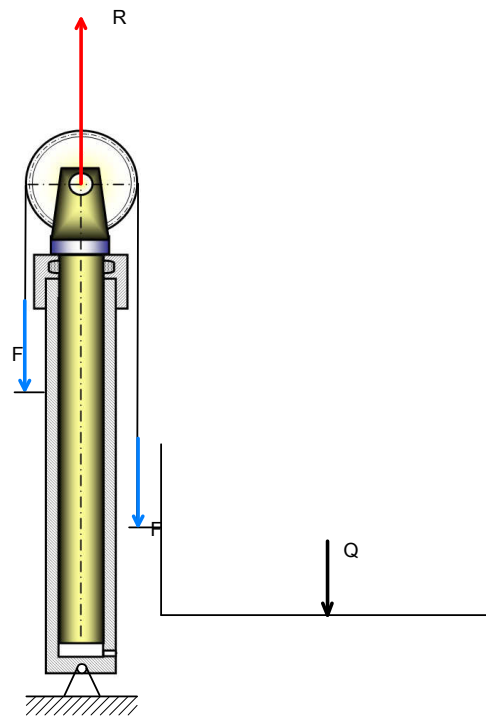
$$m_N = \rho_{Fe} \cdot V_N = 7850 \cdot 11,35 * 10^{-3} = 89 \text{ kg} \quad (2-8)$$

Hmotnost zvedaného zařízení  $m$ :

$$m = m_V + m_N = 59 + 89 = 148 \text{ kg} \quad (2-9)$$

### 2.3.2 Volba lineárního hydromotoru

Ze schéma na Obr. 11 je patrná vzájemná vazba mezi hydraulickým válcem a zvedaným zařízením. Vzhledem k tomu, že zvedané zařízení je spojeno s nepohyblivou částí konstrukce (válce) řetězem přes kladku, působí na samotný píst dvojnásobek zatěžující síly, a pro požadovaný zdvih břemene je nutno použít hydromotor polovičního zdvihu. Specifikum hydraulického pohonu zdvihového zařízení vysokozdvizného vozíku dále spočívá v délce překonávané vzdálenosti. S tím souvisí značné zatěžování na vzpěr při vysunutí. Vzhledem k tomu, že délka běžných pístů je obvykle maximálně 1,5 násobek jejich průměru, mohlo by hrozit zhroucení konstrukce. Výrobci těchto strojů proto používají válce s pístnicí bez pístu, resp. dlouhý píst bez pístní tyče, obvykle na zakázku zhotovené, příp. z vlastní výroby.



Obr. 11 - Silové účinky na válci a příslušenství

Velikost reakce na pístnici  $R$ :

$$R = 2 \cdot g \cdot (Q_V + m) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1000 + 148) = 22\,523,8 \text{ N} \quad (2-10)$$

Zdvih hydraulického válce ve výši **1,5 m** je základním parametrem pro volbu parametrů hydraulického válce. Píst musí být delší přibližně o pětinašobek svého průměru. Tato jeho část nebude vysouvána, jejím smyslem bude zajištění dostatečné stability. Pro zajištění odpovídajícího tlaku při maximálním zatížení bude průměr pístu **40 mm**.

Tlak ve válci ***p***:

$$p = \frac{R}{S_p} = \frac{4 \cdot R}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 22523,8}{\pi \cdot 0,04^2} = 17\,923\,870 \text{ Pa} \quad (2-11)$$

Vzhledem k tomu, že obvyklé pracovní tlaky hydraulických válců jsou **20 až 31,5 MPa**, bude maximální pracovní tlak  **$p_{max} = 18 \text{ MPa}$**  vyhovující a lze tedy použít válec uvedených parametrů. Rovněž pryžové hadice běžné kvality jsou dimenzovány na tlak **25 MPa**. Naopak při použití pístu většího průměru by se v důsledku poklesu pracovního tlaku nepříznivě projevovala pružnost kapaliny, neboť modul pružnosti reálné kapaliny roste s jejím tlakem [4].

### 2.3.3 Výpočet rozběhu pístu bez zatížení

V případě, že bude na píst působit i tíha břemene, nebude problém samovolně resp. rekuperačně spustit zdvihové zařízení. Jakým způsobem bude probíhat spouštění bez zátěže jen působením tíhy zdvihového zařízení, objasní následující výpočet. Obecně se při technických výpočtech tohoto typu zanedbávají hydraulické odpory potrubí resp. hadic vedoucích od válce k nádrži s hydraulickou kapalinou. V tomto případě budou rovněž zanedbány i z důvodu malých překonávaných vzdáleností. Rozběh hydraulického pístu je charakterizován diferenciální rovnicí [4]:

$$\Delta p = \frac{m}{S_p^2} \cdot \dot{Q}_V + \frac{b}{S_p^2} \cdot Q_V \quad (2-12)$$

Řešením diferenciální rovnice je požadovaná závislost objemového toku  **$Q_V$**  na čase ***t***:

$$Q_V = \Delta p \cdot \frac{S_p^2}{b} \cdot \left( 1 - e^{-t \frac{b}{m}} \right) \quad (2-13)$$

Pro zjištění náběhu objemového toku je nutno zjistit koeficient viskózního tření ***b***. Pro účely tohoto zadání lze vycházet ze vztahu, resp. z jeho úpravy:

$$b = \pi \cdot \rho \cdot \nu \cdot \frac{d \cdot l_m}{\delta} = \pi \cdot \rho \cdot \nu \cdot k_\delta \cdot k_l \cdot d, \quad (2-14)$$

Kde  $\delta$  je šířka mezikruhov $\acute{e}$  sp $\acute{a}$ ry mezi p $\acute{i}$ stem a v $\acute{a}$ lcem,  $l_m$  vzd $\acute{a}$ lenost t $\acute{e}$ sn $\acute{i}$ c $\acute{i}$ ch man $\acute{z}$ et. V upraven $\acute{e}$ m tvaru jsou pou $\acute{z}$ ity rozm $\acute{e}$ rov $\acute{e}$  konstanty, pro kter $\acute{e}$  lze p $\acute{r}$ ib $\acute{l}$ i $\acute{z}$ n $\acute{e}$  uva $\acute{z}$ ovat hodnoty:  $k_\delta = \frac{d}{\delta}$  (2 000 – 40 000)

$$k_l = \frac{l_m}{d}$$

Hodnota d $\acute{e}$ lkov $\acute{e}$  konstanty  $k_l$  p $\acute{r}$ i pou $\acute{z$ it $\acute{i}$  v $\acute{a}$ lce s dlouh $\acute{y}$ m p $\acute{i}$ stem z $\acute{a}$ vis $\acute{i}$  na t $\acute{r}$ ec $\acute{i}$  d $\acute{e}$ lce  $l_m$ , kter $\acute{e}$  kol $\acute{i}$ s $\acute{a}$  v rozmez $\acute{i}$  od  $l_{min}=5d$  do  $l_{max}=L=1500/40d=37,5d$ . Pro  $\acute{u}$ ch $\acute{y}$ l v $\acute{y}$ po $\acute{c}$ tu posta $\acute{c}$  $\acute{i}$  pou $\acute{z}$ it $\acute{i}$  st $\acute{r}$ edn $\acute{i}$  hodnoty, tedy  $k_l=21,25$ . V p $\acute{r}$ ipad $\acute{e}$  pou $\acute{z}$ it $\acute{i}$  hydraulick $\acute{e}$ ho oleje lze uva $\acute{z}$ ovat hodnotu kinematick $\acute{e}$  viskozity p $\acute{r}$ i teplot $\acute{e}$  40 $^\circ$ C  $\nu_{40}$  a lze po $\acute{c}$ itat s hodnotou hustoty  $\rho_o$ :

$$\begin{aligned} \nu_{40} &= 68 \text{ mm}^2\text{s}^{-1} \\ \rho_o &= 900 \text{ kgm}^{-3} \end{aligned} \quad [14]$$

Pro v $\acute{y}$ po $\acute{c}$ et koeficientu visk $\acute{o}$ zn $\acute{i}$ ho t $\acute{r}$ en $\acute{i}$   $b$  bude pou $\acute{z}$ ita krajn $\acute{i}$  hodnota rozm $\acute{e}$ rov $\acute{e}$  konstanty  $k_\delta$  z d $\acute{u}$ vodu ur $\acute{c}$ en $\acute{i}$  nejni $\acute{z$ š $\acute{i}$  teoretick $\acute{e}$  hodnoty objemov $\acute{e}$ ho toku:

$$b = \pi \cdot \rho_o \cdot \nu \cdot k_\delta \cdot k_l \cdot d = \pi \cdot 900 \cdot 68 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 10^4 \cdot 21,25 \cdot 0,04 = 6\,537 \text{ Nsm}^{-1} \quad (2-15)$$

D $\acute{a}$ le je t $\acute{r}$ eba ur $\acute{c}$ it hodnotu tlakov $\acute{e}$ ho rozd $\acute{i}$ lu  $\Delta p$ . Vzhledem k tomu,  $\acute{z}$ e je zanedb $\acute{a}$ n odpor potrub $\acute{i}$ , jak ji $\acute{z}$  bylo zd $\acute{u}$ vodn $\acute{e}$ no, a olej proud $\acute{i}$  do n $\acute{a}$ dr $\acute{z}$ e bez p $\acute{r}$ etlaku, bude se jednat pouze o hodnotu tlaku vyvolanou p $\acute{u}$ soben $\acute{i}$ m t $\acute{i}$ hy zdvihov $\acute{e}$ ho za $\acute{r}$ izen $\acute{i}$ . Proto je nutno zjistit hodnotu reakce na p $\acute{i}$ stu bez zat $\acute{i}$ en $\acute{i}$   $R_0$ :

$$R_0 = 2 \cdot m \cdot g = 2 \cdot 148 \cdot 9,81 = 2\,903,7 \text{ N} \quad (2-16)$$

$$\Delta p = \frac{R_0}{S_p} = \frac{4 \cdot R_0}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 2903,7}{\pi \cdot 0,04^2} = 2\,310\,739 \text{ Pa} \quad (2-17)$$

Nyn $\acute{i}$  lze sestavit rovnici n $\acute{a}$ b $\acute{e}$ hu objemov $\acute{e}$ ho toku  $Q_V$  v z $\acute{a}$ vislosti na  $\acute{c}$ ase  $t$  (2-13):

$$Q_V = \Delta p \cdot \frac{S_p^2}{b} \cdot \left(1 - e^{-\frac{b}{m}t}\right) = 2,311 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,04^4 \cdot \pi^2}{16 \cdot 6537} \cdot \left(1 - e^{-\frac{6537}{148}t}\right)$$

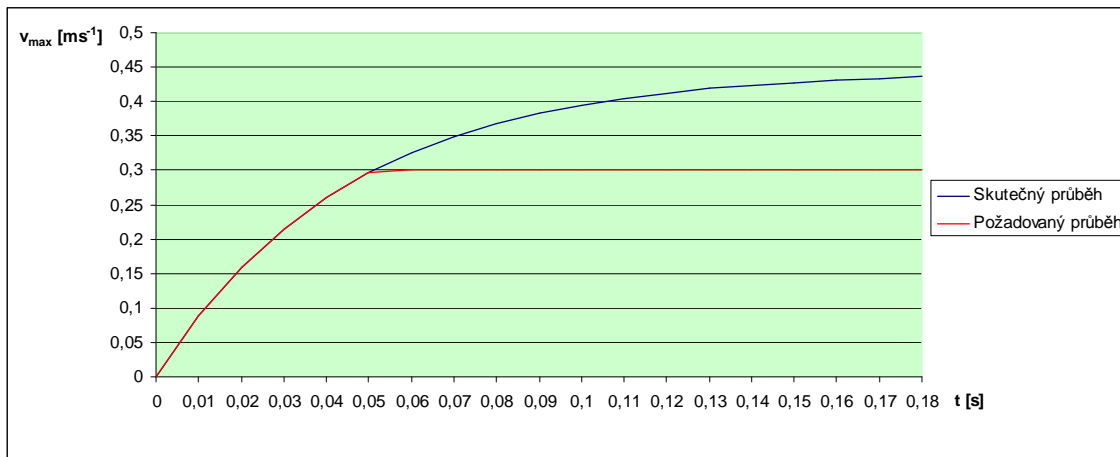
Ze z $\acute{a}$ vislosti je patrn $\acute{e}$ ,  $\acute{z}$ e hodnota  $Q_V$  se bude bl $\acute{i}$ žit podle  $\acute{c}$ asu hodnot $\acute{e}$   $Q_{Vmax}$ , kterou lze ur $\acute{c}$ it ze vztahu:

$$Q_{Vmax} = \Delta p \cdot \frac{S_p^2}{b} = 2,311 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,04^4 \cdot \pi^2}{16 \cdot 6537} = 0,000\,558 \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad (2-18)$$

T $\acute{e}$ to hodnot $\acute{e}$  odpov $\acute{i}$ d $\acute{a}$  maxim $\acute{a}$ ln $\acute{i}$  rychlost pohybu p $\acute{i}$ stu  $\nu_{Pmax}$ :

$$\nu_{Pmax} = \frac{Q_{Vmax}}{S_p} = \frac{0,000558 \cdot 4}{\pi \cdot 0,04^2} = 0,44 \text{ ms}^{-1} \quad (2-19)$$

Náběh rychlosti v závislosti na čase blíže popisuje Graf 2:



Graf 2 - Závislost rychlosti pístu na čase

Graf 2 znázorňuje skutečný průběh získaný uvedeným výpočtem. V případě dostatečně dlouhého pístu, tedy pouze teoreticky by se hodnota rychlosti degresivně blížila k hodnotě  $v_{Pmax}$ . Důležitějším poznatkem je však zjištění, že hodnoty obecně maximálně používané  $v_{Pmax} = 0,3 \text{ ms}^{-1}$  dosáhne píst při tomto uspořádání za několik setin sekundy, což naprosto odůvodňuje použití této konstrukce. Tento požadovaný průběh zobrazuje druhá křivka. Dosáhnout ho lze snadno např. zařazením vhodného hydraulického prvku. V souladu se zadáním se jako ideální možnost jeví rekuperace energie i při spouštění prázdných vidlic, tedy brzdění elektricky regulovaným elektrogenerátorem umístěným na společné hřídeli s poháněným hydrogenerátorem, resp. v tomto režimu hydromotorem.

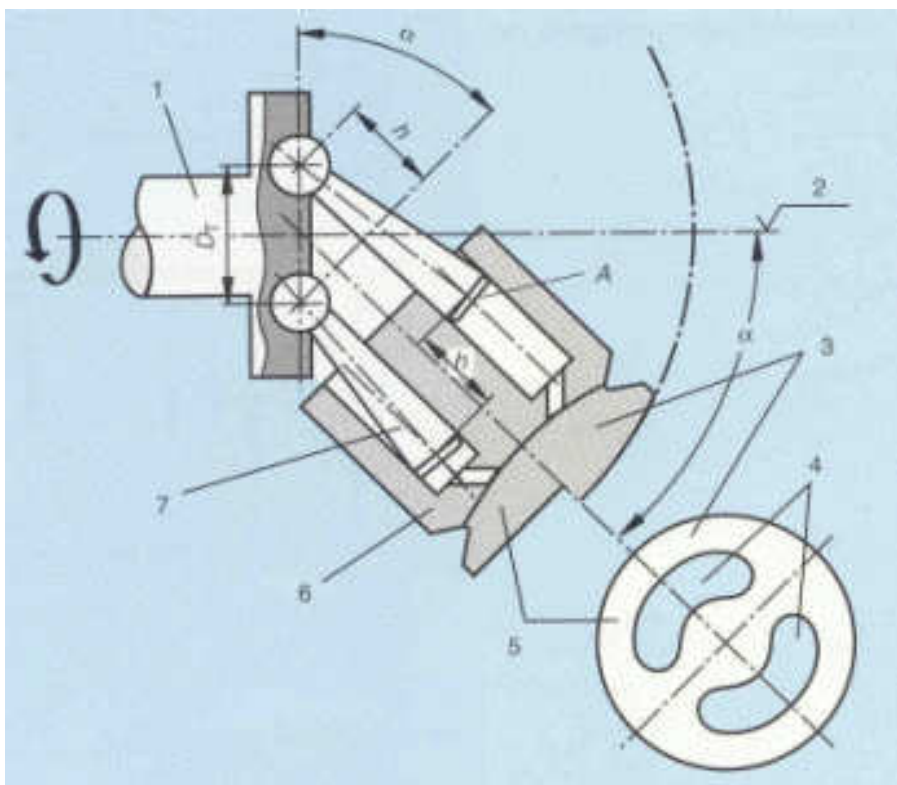
Teoreticky by přicházelo v úvahu provedení výpočtu s proměnnou hodnotou  $k_l$ . Jak již bylo zmíněno, její hodnota v horní poloze pístu je  $5d$  a při spouštění dochází k jejímu nárůstu na hodnotu  $37,5d$ . Vzhledem k tomu, že hodnota koeficientu viskózního tření, která z uvedené hodnoty vychází je ve vzorci kromě jmenovatele amplitudy dále umístěna v čitateli mocnitele, vliv její případné proměnlivosti na výslednou hodnotu se snižuje. Existuje ale celá řada dalších faktorů, např. kolísající hodnota kinematické viskozity závislé na teplotě, vliv tření těsnících prvků, odpory nosiče vidlic proti pohybu atd.. Vliv těchto veličin by však jen nepatrně změnil výsledné hodnoty rychlostí a lze se tedy naprosto spokojit s uvedeným řešením.

Důležité je rovněž upozornit na použití extrémní hodnoty konstanty  $k_s$  při výpočtu koeficientu viskózního tření a tedy i objemového toku, resp. rychlosti pístu. Ve skutečnosti by byl náběh rychlosti a hlavně její maximum vyšší. Snadno lze ověřit, že při použití

minimální hodnoty  $k_s = 2\ 000$  by bylo rychlosti pístu  $v_{Pmax} = 0,3\ ms^{-1}$  dosaženo přibližně v polovičním čase. Uvedený výpočet je tedy spíše se značnou rezervou a pro minimální opotřebení. V případě zařazení např. axiálního pístového čerpadla by byl výpočet upraven prostřednictvím  $\Delta p$ , jehož hodnota by byla tvořena rozdílem tlaku vzniklého na pístu působením tíhy zvedaného zařízení a tlaku potřebného k rozpořívování čerpadla, resp. generátoru.

### 2.3.4 Stanovení parametrů rotačního hydromotoru

Zcela zásadní v hydraulickém obvodu je společně s lineárním hydromotorem zejména správná volba rotačního hydromotoru/generátoru. Všechny ostatní prvky budou snadno voleny dle maximálního pracovního tlaku a ostatních hydraulických příp. elektrotechnických parametrů. Jak již bylo uvedeno, bude použit axiální pístový hydromotor/čerpadlo, který nachází praktické uplatnění v mobilních strojích. Princip jeho činnosti spočívá v rotaci bloku válců (uložené po obvodu) po nakloněné rovině, tedy polovinu otáčky stlačení, polovina expanze a tomu odpovídající rozvodný kotouč se dvěma vybráními, na které je připojeno výtlačné resp. sací hrdlo. [14] Princip čerpadla je vyobrazen na Obr. 12.



Obr. 12 - Axiální pístový HG s nakloněným blokem [14]



Jedním z dostupných řešení je např. axiální pístové čerpadlo zn. Bosch Rexroth A2F O [15], pro jehož nejmenší typy jsou parametry uvedeny v Tab. 3.

Size			5	10	12	16
Displacement	$V_g$	$\text{cm}^3$	4,93	10,3	12	16
Max. speed	$n_{\max}^{1)}$	rpm	5600	3150	3150	3150
	$n_{\max \text{ limit}}^{2)}$	rpm	8000	6000	6000	6000
Max. flow at $n_{\max}$	$q_{V \max}$	L/min	27,6	32,4	37,8	50
Power at	$\Delta p = 350 \text{ bar}$ $P_{\max}$	kW	14,5 <sup>3)</sup>	18,9	22	29,2
	$\Delta p = 400 \text{ bar}$ $P_{\max}$	kW	–	21,6	25	34
Torque at	$\Delta p = 350 \text{ bar}$ $T$	Nm	24,7 <sup>3)</sup>	57	67	88
	$\Delta p = 400 \text{ bar}$ $T$	Nm	–	65	76	101
Rotary stiffness	$c$	Nm/rad	625	922	1250	1590
Moment of inertia - for rotary group	$J_{TW}$	$\text{kgm}^2$	0,00006	0,0004	0,0004	0,0004
Angular acceleration max.	$\alpha$	$\text{rad/s}^2$	5000	5000	5000	5000
Filling capacity	$V$	L		0,17	0,17	0,17
Mass (approx.)	$m$	kg	2,5	6	6	6

Tab. 3 - Parametry axiálního pístového čerpadla Bosh Rexroth A2F 0 [15]

Již bylo uvedeno, že rychlost pohybu zdvihového zařízení nepřekročí  $0,6 \text{ ms}^{-1}$  při spouštění zdvihového zařízení, čemuž odpovídá maximální rychlost pohybu pístu  $v_{P_{\max}} = 0,3 \text{ ms}^{-1}$ . Z této hodnoty a z průměru pístu  $d = 0,04 \text{ m}$  se snadno určí hodnota maximálního objemového toku  $Q_{V_{\max}}$ :

$$Q_{V_{\max}} = S_P \cdot v_{P_{\max}} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot v_{\max} = \pi \frac{0,04^2}{4} \cdot 0,3 = 377 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 22,6 \text{ lmin}^{-1} \quad (2-20)$$

Pro generátorový režim lze tedy s využitím hodnot z Tab. 4 při volbě typu A2F 0/5 spočítat požadované otáčky elektromotoru  $n_{EM_{\max}}$ :

$$n_{EM_{\max}} = n_{HG_{\max}} \cdot \frac{Q_{V_{\max}}}{Q_{HG_{\max}}} = 5600 \cdot \frac{22,6}{27,6} = 4589,5 \text{ min}^{-1} \quad (2-21)$$

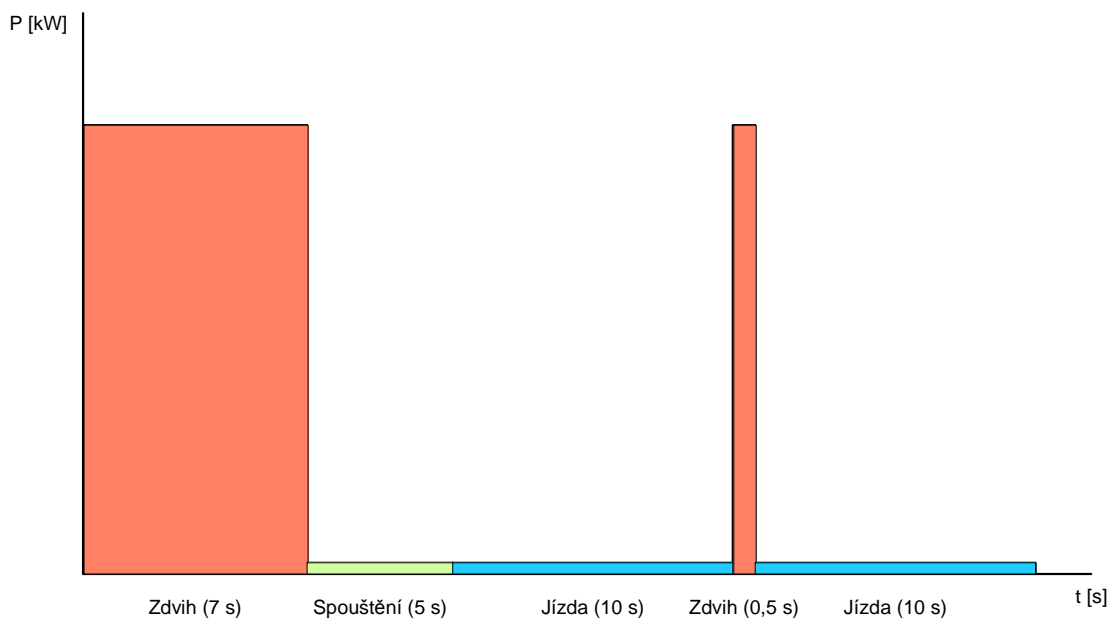
Další důležitou hodnotou je velikost zatěžovacího momentu  $M_Z$ , při jehož výpočtu bude uvažována hodnota účinnosti  $\eta_\xi = 0,93$  [14]:

$$M_Z = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta_\xi} = \frac{4,93 \cdot 17,92}{2 \cdot \pi \cdot 0,93} = 15,12 \text{ Nm} \quad (2-22)$$

## 2.4 Stanovení potřebného výkonu motoru

### 2.4.1 Stanovení extrémního zatěžovacího cyklu

Pro správný výběr elektromotoru bude použita metoda středních ztrát, pro kterou bude nutno provést rozbor režimu práce při pravděpodobném maximálním zatěžování pohonu zdvihového zařízení. Je zřejmé, že při tomto druhu zatěžování bude zvedáno břemeno odpovídající maximální nosnosti stroje do maximální možné výšky. Klidový režim elektromotoru bude v takové situaci krátký, jeho časový úsek bude tvořen dobou na spuštění prázdných vidlic, dobou na přejezd k místu naložení, zde bude provedeno zvednutí palety do přepravní výšky a opět přejezd k místu vyložení. Takový režim je zobrazen na Graf 3.



Graf 3 - Zatěžovací diagram

Doba zdvihu vychází z rychlosti zvedání plně zatíženého zdvihového zařízení, která činí  $0,4 \text{ ms}^{-1}$  (Tab. 2), spouštění nezatížených vidlic probíhá rychlostí  $0,6 \text{ ms}^{-1}$  (Tab. 2) z maximální výšky  $3 \text{ m}$ . Velikost výkonu elektromotoru mimo zvedání se zátěží nebude pro výpočet zásadní, důležitější je doba, po kterou tento klidný režim bude probíhat. Vzhledem k tomu, že elektromotor bude mimo dobu zdvihu pracovat téměř naprázdno, přičemž bude prováděn náklon stožáru, bude uvažována hodnota výkonu motoru ve výši  $5 \%$  maximálního provozního výkonu  $P_{max}$ , pro jehož výpočet je nutno znát otáčky při zdvihu se zátěží  $n_z$ :

$$Q_Z = S_p \cdot v_Z = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot v_Z = \pi \frac{0,04^2}{4} \cdot 0,2 = 251 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 15,1 \text{ lmin}^{-1} \quad (2-23)$$

$$n_Z = n_{HG \max} \cdot \frac{Q_Z}{Q_{HG \max}} = 5600 \cdot \frac{15,1}{27,6} = 3060 \text{ min}^{-1} \quad (2-24)$$

Potom maximální provozní výkon  $P_{max}$ :

$$P_{max} = M_Z \cdot \omega = M_Z \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_Z = 15,12 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{3060}{60} = 4845 \text{ W} \quad (2-25)$$

#### 2.4.2 Použití metody středních ztrát

Při použití metody středních ztrát je nutno na základě zatěžovacího diagramu na **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** určit střední výkon zatěžovacího diagramu  $P_{(AV)}$  a efektivní výkon zatěžovacího diagramu  $P_{ef}$  [6]:

$$P_{(AV)} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i \cdot t_i)}{T_C} = \frac{4,845 \cdot 7,5 + 4,845 \cdot 0,05 \cdot 25}{32,5} = 1,3 \text{ kW} \quad (2-26)$$

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i^2 \cdot t_i)}{T_C}} = \sqrt{\frac{4,845^2 \cdot 7,5 + 4,845^2 \cdot 0,05^2 \cdot 25}{32,5}} = 2,34 \text{ kW} \quad (2-27)$$

Pro volbu jmenovitého výkonu motoru  $P_N$  potom např. dle vztahu:

$$P_N = \frac{P_{(AV)} + P_{ef}}{2} = \frac{1,3 + 2,34}{2} = 1,82 \text{ kW} \quad (2-28)$$

Jmenovitý výkon	Jmenovité otáčky (50Hz)	Účinnost (100 %)	Účinnost (75 %)	Jmenovitý moment	Poměrný moment zvratu	Moment setrvačnosti
$P_n$ [kW]	$N$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\eta_m$ [%]	$\eta_m$ [%]	$M_n$ [Nm]	$M_{\max}/M_n$	$J$ [ $\text{kgm}^2$ ]
2,2	2880	82	82	7,3	3,1	0,002

Tab. 4 - Parametry elektromotoru 2,2 kW [22]

Vzhledem k tomu, že sériově vyráběné třífázové asynchronní elektromotory jsou běžně dostupné nejnižšího jmenovitého napětí  $U_n = 400 \text{ V}$  a s ohledem na stejnosměrný meziobvod, který bude popsán v kapitole 4.2, je nezbytné tuto hodnotu snížit, bude zvolena hodnota  $U_n = 48 \text{ V}$ . Při tomto jmenovitém napětí dosahuje amplituda hodnoty  $U_{\max} = \sqrt{2} \cdot U_n = 67,9 \text{ V}$ . Pro modulování se volí hodnota napětí meziobvodu a tedy i zdrojů napětí řádově dvojnásobná, což vede k použití hodnoty jmenovitého napětí akumulátoru  $110 \text{ V}$ . Jedním ze zakázkových výrobců třífázových asynchronních motorů

s kotvou nakrátko je spol. SEW-Eurodrive [22]. Uvedená firma je po konzultaci schopna vyrobit motor přibližných parametrů uvedených v Tab. 4.

### 2.4.3 Kontrolní výpočet

Pro kontrolu vhodnosti tohoto motoru je nutno provést následující výpočty. Pro zjednodušení nebudou uvažovány ztráty v klidovém režimu motoru, jak již bylo zdůvodněno, důležitější vliv má doba tohoto režimu. Střední hodnota ztrát potom bude:

$$\Delta P_{(AV)} = \frac{1}{T_C} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta P_i \cdot t_i = \frac{1}{T_C} \cdot P_{\max} \cdot \frac{1-\eta}{\eta} \cdot t_{\max} = \frac{1}{32,5} \cdot 4845 \cdot \frac{1-0,82}{0,82} \cdot 7,5 = 245,4 \text{ W} \quad (2-29)$$

S touto hodnotou je nutno porovnat jmenovité ztráty motoru  $\Delta P_N$ :

$$\Delta P_N = P_N \cdot \frac{1-\eta_m}{\eta_m} = 2200 \cdot \frac{1-0,82}{0,82} = 482,9 \text{ W} \quad (2-30)$$

Vzhledem k tomu, že  $\Delta P_{(AV)} < \Delta P_N$ , je splněna jedna z podmínek. Dále je nezbytné ověřit, zda je motor schopen vyvinout potřebný moment na zvednutí maximální zátěže. Hodnota nejvyššího zatěžovacího momentu činí  $M_Z = 15,12 \text{ Nm}$ . Hodnota momentu zvratu motoru je snadno zjistitelná jako násobek  $M_n$  a poměru  $M_{\max}/M_n$ , obě hodnoty uvedené v Tab. 4:

$$M_{\max} = M_n \cdot \frac{M_{\max}}{M_n} = 7,3 \cdot 3,1 = 22,63 \text{ Nm} \quad (2-31)$$

Vzhledem k tomu, že  $M_{\max} > M_Z$ , motor vyhovuje. [6] K vypočtené hodnotě je třeba poznamenat, že v praxi se pohybují hodnoty výkonů elektromotorů pro zdvih břemene o nosnosti do  $1,5 \text{ t}$  od  $4 \text{ kW}$  (viz Tab. 2). Pro  $1 \text{ t}$  by tedy měl být stanoven motor s vyšším výkonem než  $2,2 \text{ kW}$ . Výrobci však bezpochyby vycházejí z mnohaletých zkušeností a počítají s určitým koeficientem bezpečnosti. Pro účely tohoto projektu postačí zjištěná hodnota. Úprava v tomto údaji by musela vycházet až z experimentů se zkonstruovaným vozíkem.

### 3 Návrh a výpočet pohonu pojezdu

#### 3.1 Návrh základních parametrů pojezdového ústrojí

Za předpokladu použití stejného ovládacího obvodu a zdrojů energie pro zdvihové zařízení i pro pojezd, bude pro pohon hnacích kol sloužit rovněž třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko. Pro určení jmenovitého výkonu motoru je nutno zjistit potřebný výkon pro rozjezd. Při tomto úkonu má samozřejmě zásadní význam hmotnost stroje s maximálním zatížením. Pro účely tohoto řešení postačí odhad hmotnosti stroje. S ohledem na hmotnosti strojů stejné nosnosti většiny výrobců lze počítat s hodnotou **2 500 kg** plus **1 000 kg** maximální zatížení. Hnací kola budou rozměru 18 x 7 - 8 o vnějším průměru **462 mm**. [19] Pohon bude navržen pro zrychlení naloženého stroje  $a = 0,4 \text{ ms}^{-2}$ . [16][17]

#### 3.2 Výpočet potřebného hnacího momentu

S využitím obecného vztahu bude zjištěna hodnota požadované suvné síly, která působí ve styku kola s vozovkou  $F_{SUV}$  [8]:

$$F_{SUV} = m_c \cdot a = 3500 \cdot 0,4 = 1400 \text{ N} \quad (3-1)$$

Tato síla bude získána přivedením hnacího momentu  $M_k$ , který je však využit i na urychlení rotujících částí převodového ústrojí, moment  $M_{iR}$  a na urychlení hnacích kol, moment  $M_{ih}$ . Dále bude překonávat odpor valení, moment  $M_{fh}$ . Pro uvedené výpočty bude nutné znát moment setrvačnosti převodovky. Jedním z parametrů pro její výběr je samozřejmě převodový poměr. Pokud bude stanoven požadavek na maximální rychlost **15 kmh<sup>-1</sup>**, což je běžná rychlost pojezdu vysokozdvizných vozíků, lze snadno zjistit požadované otáčky hnacích kol  $n_K$ :

$$n_K = \frac{v_{\max}}{O_K} = \frac{v_{\max}}{\pi \cdot d} = \frac{15}{3,6 \cdot \pi \cdot 0,462} = 2,87 \text{ s}^{-1} = 172,2 \text{ min}^{-1} \quad (3-2)$$

Přestože byla stanovena uvedená maximální rychlost, jde o výpočet skutečně krajní hodnoty. Vozík by této rychlosti dosahoval jen výjimečně, nebo by bylo jejího dosažení zabráněno technicky, běžná používaná max. rychlost je rovněž **12 kmh<sup>-1</sup>** (Tab. 2). V případě použitého elektromotoru s ohledem na maximální frekvenci lze předběžně předpokládat vstupní otáčky převodovky **5 760 min<sup>-1</sup>** (Tab. 4). Výsledný požadovaný převod  $i_C$  již snadno dle poměru:

$$i_c = \frac{n_m}{n_k} = \frac{5760}{172,2} = 33,44 \quad (3-3)$$

Maximální akcelerační výstupní moment  $M_{out}$  je možno přibližně odhadnout podle surné síly  $F_{SUV}$  a poloměru kola  $r$ :

$$M_{out} = F_{SUV} \cdot r = 1400 \cdot \frac{0,462}{2} = 323,4 \text{ Nm} \quad (3-4)$$

Podle těchto základních parametrů a dalších údajů o režimu provozu apod. lze zvolit převodovku např. některého světového výrobce, příp. zadat výrobu na zakázku. K dosažení cíle tohoto projektu není výpočet a návrh převodovky nutný. Pro další výpočty postačí stanovení momentu setrvačnosti planetové převodovky  $I_p$ , který se zpravidla výrazně neliší od hodnoty  $I_p = 0,000 2 \text{ kgm}^2$  vztažené ke vstupní hřídeli a dále bude uvažována účinnost  $\eta_p = 0,93$  [20].

Pro výpočet momentu  $M_i$  na urychlení rotujících částí převodového ústrojí a hnacích kol bude použit součet obou vzorců [8]:

$$M_i = M_{iR} + M_{ih} = \frac{a}{r_d} \cdot (I_m + I_p) \cdot i_c^2 + k_h \cdot I_k \cdot \frac{a}{r_d} = \frac{a}{r_d} \cdot [(I_m + I_p) \cdot i_c^2 + k_h \cdot I_k] \quad (3-5)$$

Ze vzorce je zřejmé, že není známa hodnota momentu setrvačnosti hnacího kola. Logickou úvahou lze ale dojít k závěru, že jeho hodnota nebude mít zásadní vliv na celkovou hodnotu momentu na urychlení rotujících částí zejména z důvodu vysokého převodu. Aby nebyl zcela pomínut vliv momentu setrvačnosti kol, bude vzorec zjednodušen o  $M_{ih}$ , a  $M_{iR}$  bude zvýšen násobkem 1,2. Moment setrvačnosti elektromotoru bude předběžně určen dle Tab. 5. Vzorec potom získá následující podobu:

$$M_i = \frac{a}{r_d} \cdot (I_m + I_p) \cdot i_c^2 \cdot 1,2 = \frac{0,4 \cdot 2}{0,462} \cdot (0,002 + 0,0002) \cdot 33,44^2 \cdot 1,2 = 5,1 \text{ Nm} \quad (3-6)$$

Pro výpočet momentu potřebného na překonání odporu valení hnacích kol  $M_{fh}$  bude použit vztah [8]:

$$M_{fh} = b \cdot \sum_{j=1}^{k_h} Z_{k(j)} \quad (3-7)$$

Hodnota předsunutí radiální reakce  $b_{RR}$  je složitě zjistitelná, proto je nutné využít jiných empirických konstant. Za předpokladu zanedbání valivého odporu vlivem deformace povrchu vychází obecně hodnota valivého odporu celého vozidla ze vztahu:

$$F_f = G_a \cdot f, \text{ kde } f = \frac{b_{RR}}{r} \text{ je součinitel odporu valení pneumatik [8]}$$

Z dostupné literatury lze dále hodnotu součinitele zvolit  $f = 0,01$ . [8] Tuto volbu odůvodňuje značná tuhost používaných pneumatik, které jsou buď plnopryžové nebo huštěné na vysoké tlaky (zejména z důvodu požadavku na vysokou stabilitu při zvednutém břemeni) a provoz stroje v tomto konkrétním případě je dimenzován pro skladové prostory, tedy betonový nebo obdobný povrch. [8] Do uvedeného vzorce lze tedy za  $b_{RR}$  dosadit hodnotu  $0,01 \cdot r$ . Výpočet  $M_{fh}$  dále vychází pouze z radiální reakce na hnacích kolech. Je samozřejmé, že v případě maximálního zatížení stroje se těžiště břemene nachází výrazně před přední nápravou a celkové těžiště stroje se směrem k ní výrazně posune. Běžný je přenos okolo 80 % celkové hmotnosti přední nápravou, v případě strojů s vyšší nosností jde až o 90 %. [23][24] Předpokládejme tedy pohon přední nápravou a velikost radiální reakce předních kol  $Z_k$  80 % celkové hmotnosti. Vzorec po úpravě:

$$M_{fh} = 0,01 \cdot r \cdot 0,8 \cdot m_c \cdot g = 0,01 \cdot \frac{0,462}{2} \cdot 0,8 \cdot 3500 \cdot 9,81 = 63,5 \text{ Nm} \quad (3-8)$$

Následuje výpočet potřebného kroutícího momentu přivedeného na hnací kola  $M_k$ :

$$M_k = F_{SUV} \cdot r + M_{fh} + M_i = 1400 \cdot \frac{0,462}{2} + 63,5 + 5,1 = 392 \text{ Nm} \quad (3-9)$$

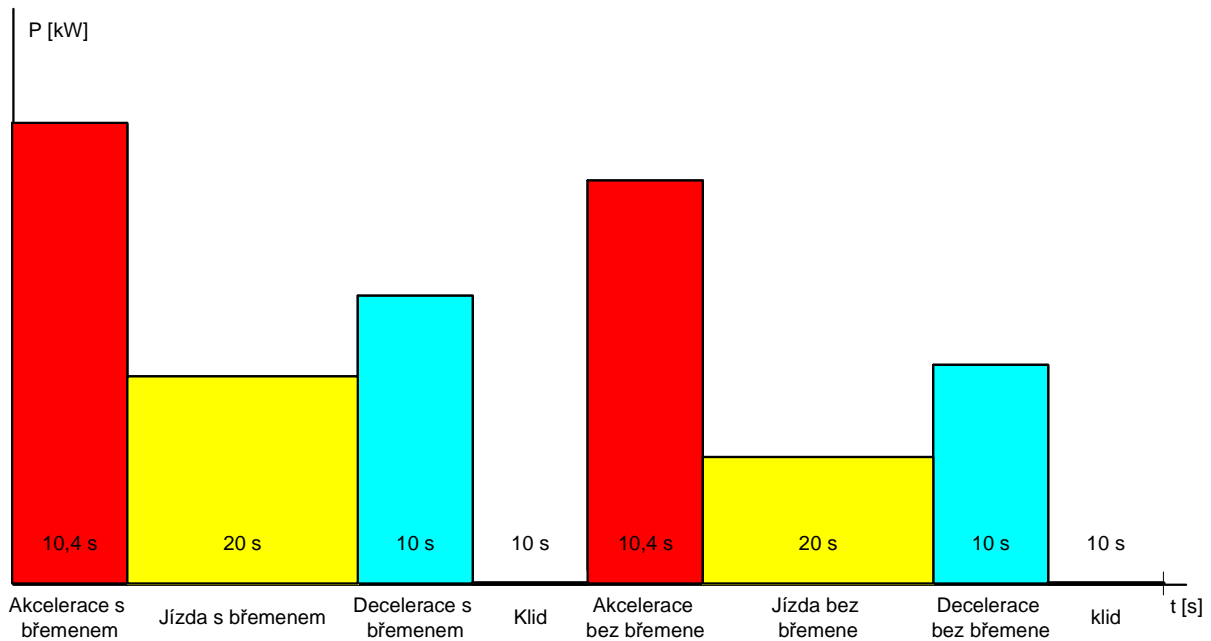
Požadovaný moment motoru  $M_m$  pro rozjezd zrychlením  $a = 0,4 \text{ ms}^{-2}$  bude:

$$M_m = \frac{M_k}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{392}{0,93 \cdot 33,44} = 12,6 \text{ Nm} \quad (3-10)$$

### 3.3 Stanovení potřebného výkonu motoru

#### 3.3.1 Stanovení extrémního zatěžovacího cyklu

Při výběru elektromotoru bude opět použita metoda středních ztrát, pro kterou bude proveden rozbor režimu práce při pravděpodobném maximálním zatěžování pohonu pojezdu. Součástí takového pracovního cyklu bude akcelerace na maximální rychlost  $15 \text{ kmh}^{-1}$  s maximálním zatížením, jízda na nepříliš vzdálenou pozici do svahu  $\alpha = 2,25^\circ$ , brzdění na rovině, klidový režim za účelem manévru s břemenem a jízda zpět, tedy v podstatě časově shodná, ale z hlediska výkonu méně náročná druhá část jízdy bez břemene. Tento pracovní digram zobrazuje Graf 4.



Graf 4 - Zatěžovací diagram

### 3.3.2 Použití metody středních ztrát

Pro účely výpočtu bude následovat výpočet výkonů pro jednotlivé části periody [6].

Výkon  $P_1$  pro akceleraci se zatížením:

$$P_1 = M_{m1} \cdot \omega_{stř} = M_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{stř} = 12,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{2 \cdot 60} = 3\,800\,W \quad (3-11)$$

Při jízdě ustálenou rychlostí bude překonáván odpor valení  $F_f$ . Odpor vzduchu závislý mimo jiné na kvadrátu rychlosti nebude uvažován pro nízkou rychlost, výpočet bude proveden pro jízdu do svahu  $\alpha = 2,25^\circ$ , z čehož plyne odpor svahu  $F_s$ . Odpor převodu bude zanedbán z důvodu jízdy rovnoměrnou rychlostí. Pro výpočet odporu valení bude použit vzorec  $F_f = m_c \cdot g \cdot f$ . Hodnota součinitele odporu valení pneumatik již byla zvolena  $f = 0,01$  (3.2). Výpočet momentu motoru  $M_{m2}$ :

$$M_{m2} = \frac{M_{k2}}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{(F_f + F_s) \cdot r}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{(f + \sin \alpha) \cdot m_c \cdot g \cdot r}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{(0,01 + \sin 2,25) \cdot 3500 \cdot 9,81 \cdot 0,462}{0,93 \cdot 33,44 \cdot 2}$$

$$M_{m2} = 12,6\,Nm \quad (3-12)$$

Pomocí tohoto momentu a maximálních otáček motoru bude zjištěna hodnota  $P_2$ :

$$P_2 = M_{m2} \cdot \omega = M_{m2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 12,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{60} = 7\,578\,W \quad (3-13)$$

Při výpočtu zatížení elektromotoru během rekuperačního brzdění postačí spočítat hodnotu výkonu přivedeného na hřídel motoru. Celkový brzdný účinek vozidla tvoří jízdní



odpory a brzdná síla  $F_B$ , resp. brzdny moment  $M_B$  způsobeny vhodným zatěžováním asynchronního stroje. Pokud bude uvažováno přibližné brzdne zpomalení  $-0,4 \text{ ms}^{-2}$ , tedy stejné absolutní hodnoty jako maximální zrychlení, dojde k zastavení stroje za stejně dlouhou dobu, přičemž hodnota brzdne síly  $F_{BC}$  bude přibližně odpovídat hodnotě suvné síly  $F_{SUV}$  (3-1). Je tedy nutno zjistit hodnotu momentu  $M_B$ , který je přiváděn na převodovku.

$$M_{B3} = F_{BC} \cdot r - M_{fh} - M_i = 1400 \cdot \frac{0,462}{2} - 63,5 - 5,1 = 254,8 \text{ Nm} \quad (3-14)$$

Hodnota momentu přivedeného na hřídel asynchronního stroje  $M_{m3}$ :

$$M_{m3} = \frac{M_B}{i_c} = \frac{254,8}{33,44} = 7,62 \text{ Nm} \quad (3-15)$$

Výkon  $P_3$ :

$$P_3 = M_{m3} \cdot \omega_{stř} = M_{m3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{stř} = 7,62 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{2 \cdot 60} = 2 \text{ 298 W} \quad (3-16)$$

V 4. a 8. časovém úseku zátěžového diagramu bude motor v klidu. Výkon  $P_5$  bude zjištěn obdobně jako  $P_1$ , s využitím vztahu (3-11), je však nutno přepočítat odpor valení a následně požadovaný moment motoru na hmotnost  $m_5 = 2 \text{ 500 kg}$ :

$$F_{SUV5} = m_5 \cdot a = 2500 \cdot 0,4 = 1 \text{ 000 N} \quad (3-17)$$

$$M_{fh5} = 0,01 \cdot r \cdot 0,8 \cdot m \cdot g = 0,01 \cdot \frac{0,462}{2} \cdot 0,8 \cdot 2500 \cdot 9,81 = 45,3 \text{ Nm} \quad (3-18)$$

$$M_{k5} = F_{SUV} \cdot r + M_{fh5} + M_i = 1000 \cdot \frac{0,462}{2} + 45,3 + 5,1 = 281,4 \text{ Nm} \quad (3-19)$$

$$M_{m5} = \frac{M_{k5}}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{281,4}{0,93 \cdot 33,44} = 9 \text{ Nm} \quad (3-20)$$

$$P_5 = M_{m5} \cdot \omega_{stř} = M_{m5} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{stř} = 9 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{2 \cdot 60} = 2 \text{ 729 W} \quad (3-21)$$

Při výpočtu výkonu  $P_6$  při jízdě rovnoměrnou maximální rychlostí ze svahu bude použit obdobný vzorec jako u  $P_2$ , (3-12), (3-13), ale opět je nutný přepočet na hmotnost bez břemene. Vzhledem k tomu, že je však použit vzorec pro konstantní rychlost, kdy elektrický stroj pracoval v motorickém režimu a zde z důvodu  $\sin \alpha > f$  bude pracovat v generátorovém režimu, je nutné hodnotu účinnosti převést do čitatele zlomku:

$$M_{m6} = \eta_p \cdot \frac{M_{k6}}{i_c} = \eta_p \cdot \frac{(F_s - F_{f6}) \cdot r}{i_c} = \eta_p \cdot \frac{(\sin \alpha - f) \cdot m \cdot g \cdot r}{i_c} =$$

$$= 0,93 \cdot \frac{(\sin 2,25 - 0,01) \cdot 2500 \cdot 9,81 \cdot 0,462}{33,44 \cdot 2} = \mathbf{4,6 Nm} \quad (3-22)$$

$$P_6 = M_{m6} \cdot \omega = M_{m6} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 4,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{60} = \mathbf{2\,775 W} \quad (3-23)$$

Výpočet výkonu  $P_7$  bude proveden stejným postupem jako  $P_3$ , (3-14), (3-15), (3-16) s přepočtem na **2 500 kg**:

$$M_{B7} = F_{BC7} \cdot r - M_{fh5} - M_i = 1000 \cdot \frac{0,462}{2} - 45,3 - 5,1 = \mathbf{180,6 Nm} \quad (3-24)$$

$$M_{m7} = \frac{M_{B7}}{i_c} = \frac{180,6}{33,44} = \mathbf{5,4 Nm} \quad (3-25)$$

Výkon  $P_7$ :

$$P_7 = M_{m7} \cdot \omega_{stř} = M_{m7} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{stř} = 5,4 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{2 \cdot 60} = \mathbf{1\,629 W} \quad (3-26)$$

Následuje výpočet středního výkonu zatěžovacího diagramu  $P_{(AV)}$  a efektivního výkonu zatěžovacího diagramu  $P_{ef}$  použitím metody středních ztrát na základě zatěžovacího diagramu:

$$P_{(AV)} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i \cdot t_i)}{T_C} =$$

$$= \frac{3,8 \cdot 10,4 + 7,578 \cdot 20 + 2,298 \cdot 10 + 2,729 \cdot 10,4 + 2,775 \cdot 20 + 1,629 \cdot 10}{100,8}$$

$$\mathbf{P_{(AV)} = 3,12 kW} \quad (3-27)$$

$$P_{ef} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_i^2 \cdot t_i)}{T_C}} =$$

$$= \sqrt{\frac{3,8^2 \cdot 10,4 + 7,578^2 \cdot 20 + 2,298^2 \cdot 10 + 2,729^2 \cdot 10,4 + 2,775^2 \cdot 20 + 1,629^2 \cdot 10}{100,8}}$$

$$\mathbf{P_{ef} = 4 kW} \quad (3-28)$$

Jmenovitý výkon motoru  $P_N$ :

$$P_N = \frac{P_{(AV)} + P_{ef}}{2} = \frac{3,12 + 4}{2} = \mathbf{3,56 kW} \quad (3-29)$$

Přibližné parametry třífázového asynchronního motoru s kotvou nakrátko výrobce SEW-Eurodrive jsou uvedeny v Tab. 5.

Jmenovitý výkon	Jmenovité otáčky (50Hz)	Účinnost (100 %)	Účinnost (75 %)	Jmenovitý moment	Poměrný moment zvratu	Moment setrvačnosti
$P_n$ [kW]	$N$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$\eta$ [%]	$\eta$ [%]	$M_n$ [Nm]	$M_{\text{max}}/M_n$	$J$ [ $\text{kgm}^2$ ]
4	2905	86	86	13,1	2,9	0,005

Tab. 5 - Parametry elektromotoru 4 kW [22]

### 3.3.3 Kontrolní výpočet

Kontrola vhodnosti motoru, výpočet střední hodnoty ztrát  $\Delta P_{(AV)}$ :

$$\Delta P_{(AV)} = \frac{1}{T_C} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta P_i \cdot t_i = \frac{1}{T_C} \cdot \sum_{i=1}^n P_i \cdot \frac{1-\eta}{\eta} \cdot t_i =$$

$$= \frac{1}{100,8} \cdot \frac{1-0,86}{0,86} \cdot (3800 \cdot 10,4 + 7578 \cdot 20 + 2298 \cdot 10 + 2729 \cdot 10,4 + 2775 \cdot 20 + 1629 \cdot 10)$$

$$\Delta P_{(AV)} = 507,5 \text{ W} \quad (3-30)$$

S touto hodnotou je nutno porovnat jmenovité ztráty motoru  $\Delta P_N$ :

$$\Delta P_N = P_N \cdot \frac{1-\eta_N}{\eta_N} = 4000 \cdot \frac{1-0,86}{0,86} = 651,2 \text{ W} \quad (3-31)$$

Vzhledem k tomu, že  $\Delta P_{(AV)} < \Delta P_N$ , vybraný motor vyhovuje. [6] Při výpočtu momentu na urychlení rotujících částí pohonu byla zjištěna hodnota výrazně nižší než potřebný moment na překonání valivého odporu, lze pominout kontrolní výpočet s momentem setrvačnosti zvoleného motoru. Snadným výpočtem by bylo možné dojít k požadovanému momentu motoru  $M_m = 12,8 \text{ Nm}$  místo původně zjištěných  $12,6 \text{ Nm}$ . Vzhledem k tomu, že návrh motoru byl proveden na poměrně náročný zatěžovací cyklus, lze samozřejmě v jiném pracovním režimu využít rezervu elektromotoru např. pro vyšší akceleraci při absenci svahu, resp. sjízdnost strmějšího svahu při jinak nenáročném pracovním režimu. Zejména sjíždění z delšího svahu s břemenem bude rozhodující pro návrh superkondenzátoru. Následuje postup výpočtu maximální stoupavosti stroje a:

Maximální moment elektromotoru  $M_{\text{max}}$ :

$$M_{\text{max}} = 2,9 \cdot M_n = 2,9 \cdot 13,1 = 38 \text{ Nm} \quad (3-32)$$

Kroutící moment přiváděný na kola  $M_k$ :

$$M_k = M_{\text{max}} \cdot \eta_p \cdot i_c = 38 \cdot 0,93 \cdot 33,44 = 1182 \text{ Nm} \quad (3-33)$$

Maximální svahová dostupnost  $\alpha_{max}$  odvozením ze vztahu (3-12):

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{(M_k - M_{fh} - M_i) - F_{SUV} \cdot r}{r \cdot m_a \cdot g} = \frac{(1182 - 63,5 - 5,1) - 1400 \cdot 0,462/2}{0,462/2 \cdot 3500 \cdot 9,81} = 5,7^\circ$$

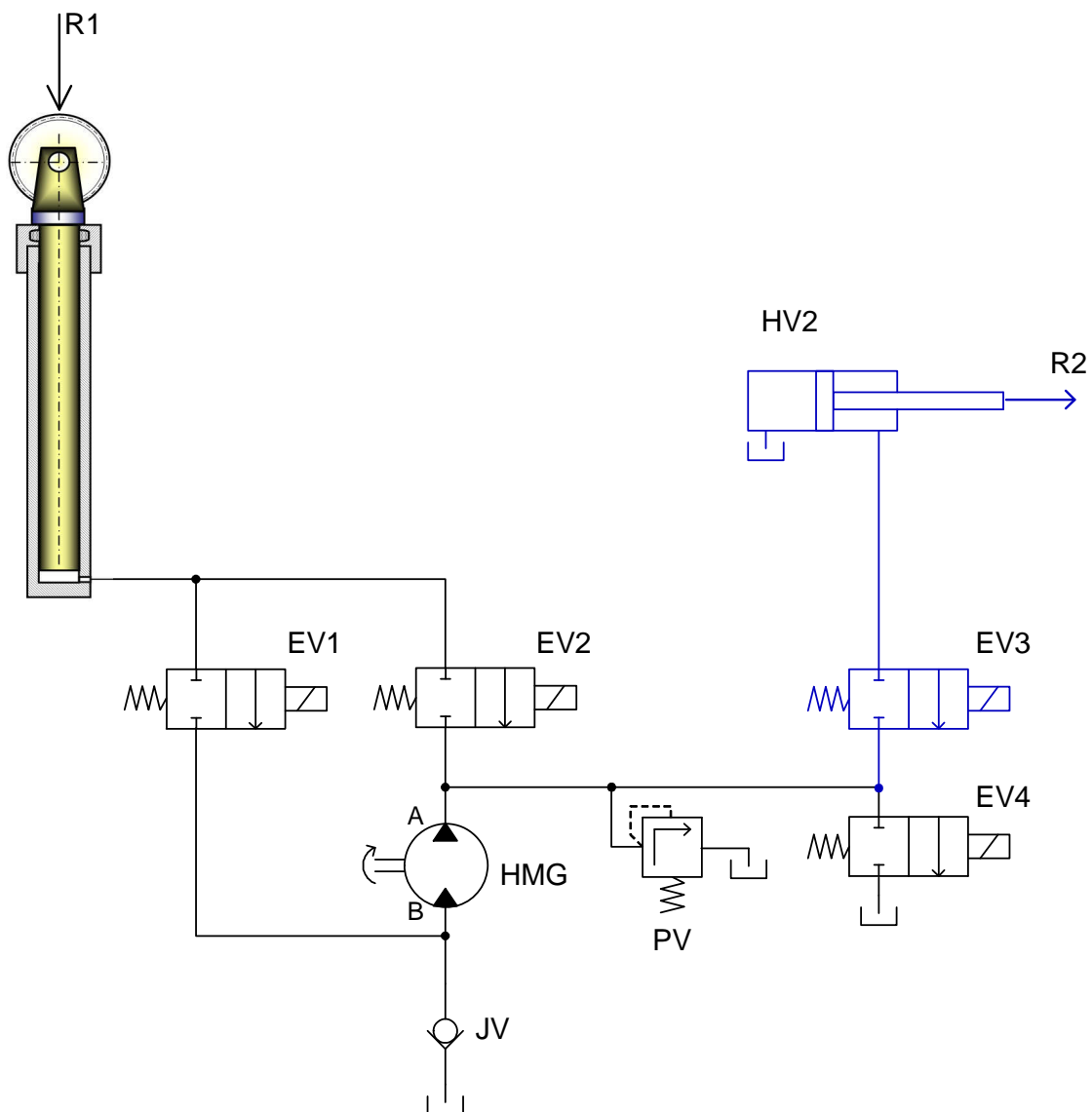
(3-34)

## 4 Návrh a uspořádání rekuperačního systému

### 4.1 Návrh uspořádání hydraulického obvodu

Vysokozdvížený vozík s ohledem na cíl práce bude vybaven elektrickým pohonem pojezdu a hydrogenerátorem hydraulického obvodu poháněným rovněž elektromotorem. Při zvedání břemene bude hydrostatický převodník poháněný elektromotorem pracovat v generátorovém režimu, přičemž bude čerpat energii akumulovanou v baterii. Při spouštění břemene je možné určité množství energie využít pro dobíjení superkapacitoru. Z něj při následujícím odběru bude přednostně čerpána energie pro provedení pracovní operace. Hydraulický obvod s rekuperací energie tedy vyžaduje, aby při spouštění břemene hydrostatický převodník pracoval v motorovém režimu a poháněl elektromotor pracující v generátorovém režimu.

V předchozích kapitolách bylo uvedeno, že úlohu hydrostatického převodníku bude plnit axiální pístový hydromotor, který obecně umožňuje provoz v generátorovém režimu. Jeho parametry již byly vyřešeny, následuje návrh jeho zapojení s dalšími komponenty. Při tomto návrhu je nezbytné respektovat již stanovené vlastnosti systému. Z důvodu vysokých rozběhových proudů elektromotoru, ale i pro urychlení spouštění nezatíženého zdvihového zařízení je nezbytné, aby elektro-hydraulický převodník tvořený elektrickým a hydraulickým strojem na společném hřídeli, měl pro všechny pracovní režimy otáčky orientované jedním směrem. Pro spouštění je tedy nezbytné např. vhodným uspořádáním ventilů přivést hydraulický olej na sací větev hydromotoru, který bude neustále poháněn elektromotorem a v případě dostatečného tlaku začne soustrojí pohánět, tedy prostřednictvím elektrogenerátoru vyrábět elektřinu. Hydraulický obvod potom bude pracovat dle schématu na Obr. 13, jednotlivé pracovní režimy jsou popsány v Tab. 6.



Obr. 13 - Schéma uspořádání hydraulického obvodu

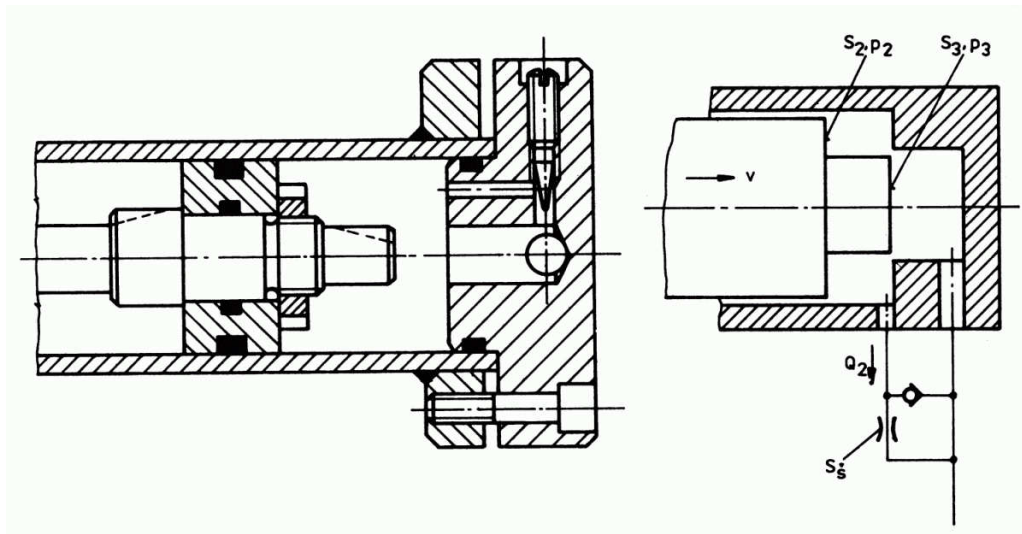
Poloha	Funkce	EV1	EV2	EV3	EV4	JV
1	Zvedání	0	1	0	0	1
2	Zastavení zvedání	0	0	0	1	1
3	Spouštění	1	0	0	1	0
4	Zastavení spouštění	0	0	0	1	1
5	Příklon	0	0	1	0	1
6	Zastavení příklonu	0	0	0	1	1
7	Odklon	0	0	1	1	1
8	Zastavení odklonu	0	0	0	1	1

Tab. 6 - Pracovní režimy hydraulického obvodu

K údajům uvedeným v Tab. 6 je třeba doplnit, že elektromotor uložený na společném hřídeli s hydromotorem bude v klidovém režimu při zapnutí stroje udržovat nejnižší otáčky, což vyřeší problémy s vysokými rozběhovými proudy. Systém bude kromě toho pružněji reagovat na požadavky obsluhy. Další důležitá schopnost bude využívána při spouštění nezatížených vidlic, kdy při přepnutí do polohy „3“ při aktivaci elektromagnetického ventilu EV1 bude urychlen přechodový jev – rozběh hydromotoru. Schéma je přizpůsobené uvedené stálé rotaci soustrojí, a tlaková kapalina je při spouštění přiváděna na sací větev B hydromotoru HMG.

Ve schématu na Obr. 13 je obvod doplněn o část ovládání naklánění stožáru (zakreslena modrou barvou), čímž se zlepšuje stabilita při naložení břemene. Pro účely všech dalších výpočtů a návrhů však tato část nebude brána v úvahu, neboť energie vynaložená na tento manévr je zcela zřejmě výrazně nižší než na zvednutí břemene a nepřichází zde v úvahu její zpětné využití. Za možné úskalí by zdánlivě mohla být považována poloha č. 7, uvolnění tlaku z hydraulického válce HV2. Přes EV4 bude vypouštěna kapalina z tohoto válce současně s nepotřebnou kapalinou dodávanou stále pracujícím čerpadlem do nádrže. Problém by mohlo vyřešit použití hadice většího průměru před a za EV4 a tomu odpovídající ventil EV4. Úloha přetlakového ventilu PV samozřejmě spočívá v jištění proti přetížení, např. při pokusu o zvednutí těžšího břemene než je stanovená nosnost.

Obecně jsou hydraulické válce při rychlosti pohybu  $v_p > 0,1 \text{ ms}^{-1}$  vybavovány jednostranným, příp. oboustranným tlumením v krajních polohách, aby nedocházelo k nárazům pístů do vík válců a tím tedy ke snižování jejich životnosti. Vzhledem k tomu, že maximální rychlost pístu bude  $v_p = 0,3 \text{ ms}^{-1}$ , bude nutno tlumení zajistit. Tento problém je obvykle řešen zvyšováním odporu proti pohybu na výstupu kapaliny z válce. [14] Jedno z možných konstrukčních řešení je zřejmé z Obr. 14.



Obr. 14 - Tlumení pístu v krajní poloze [14]

Konstrukční provedení pístu zajišťujícího pohon zdvihového zařízení samozřejmě neumožní toto provedení v horní poloze. V kapitole 2.3.2 bylo vysvětleno použití dlouhého pístu bez pístnice. Proto bude nezbytné zabránit vysunutí pístu z válce mechanicky, např. dorazy, které však budou plnit svou funkci pouze v případě, kdy selže např. koncový vypínač zapojený v elektrickém obvodu do série s ovládním elektromagnetického ventilu EV2. V tomto okamžiku bude tlaková kapalina odváděna přes pojistný ventil PV do nádrže. Řídící jednotka zároveň obdrží signál koncového vypínače, sníží otáčky elektromotoru a otevře elektromagnetický ventil EV4. Předpokládá se, že k této situaci bude docházet výjimečně v případě práce v nejvyšších polohách zdvihového zařízení, kdy lze dále předpokládat, že zareaguje obsluha stroje.

Co se týče hadic, příp. potrubí, jednosměrného, přetlakového a elektromagnetických ventilů je možno vybrat z rozsáhlé nabídky tuzemských i světových výrobců. Jejich parametry ale nemají zásadní vliv na uspořádání a výpočty tohoto projektu, proto jejich výběr není součástí řešení.

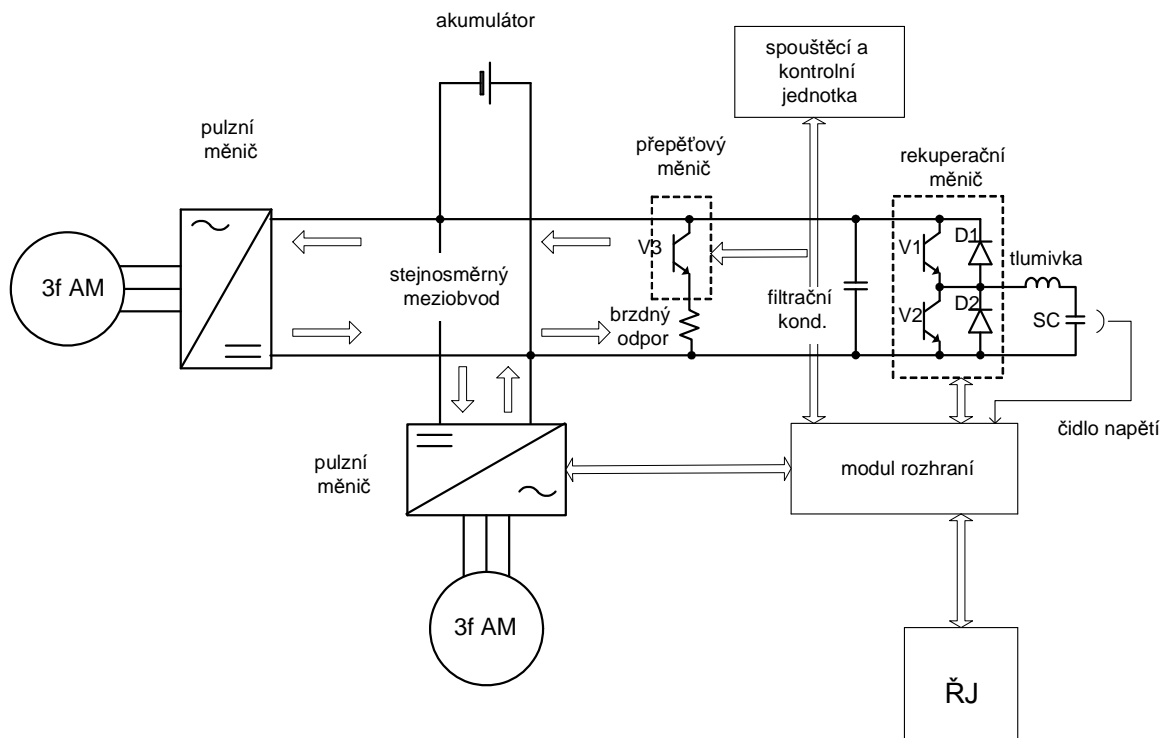
#### 4.2 Návrh uspořádání elektrického obvodu

Návrh jednotlivých komponentů elektrického obvodu a jejich parametrů stejně jako softwarové vybavení řídicí jednotky rovněž nemají z hlediska výkonnosti a účinnosti vysokozdvižného vozíku zásadní vliv. Pro účely diplomové práce postačí předpoklad splnění základních podmínek:



- napájení pohonu pojezdu i zdvihu bude realizováno ze společného meziobvodu, přičemž systém neumožní současnou činnost obou pohonů;
- stejnosměrný meziobvod bude napájen z akumulátoru a současně prostřednictvím rekuperačního měniče ze superkapacitoru, přičemž z něho bude elektřina čerpána do snížení jeho napětí na polovinu  $U_{max}$ ;
- systém musí umožnit ukládání energie do superkapacitoru při rekuperačním brzdění a při rekuperačním spouštění břemene;
- systém bude koordinovat ovládání elektromotoru hydraulického pohonu a spínání jednotlivých elektromagnetických ventilů dle Tab. 7 za účelem provedení požadovaného úkonu

Základní schéma uspořádání elektrického obvodu je zakresleno na Obr. 15. Součástí schéma jsou dva třífázové asynchronní motory pro oba pohony a jim odpovídající pulzní měniče pro jejich ovládání. Zdroj napětí, akumulátor je přes rekuperační měnič, který bude zajišťovat požadovanou velikost nabíjecího a vybíjecího proudu, čímž bude řídit brzdový moment, zapojen paralelně se superkapacitorem SC. Rekuperační měnič je tvořen dvěma spínacími prvky, ovládan bude vektorovým řízením metodou šířkové pulzní modulace. Řídicí jednotka v koordinaci s modulem rozhraní, spouštěcí a kontrolní jednotkou a se systémem čidel zajišťuje provoz zařízení dle shora popsaných podmínek.



Obr. 15 - Schéma uspořádání elektrického obvodu

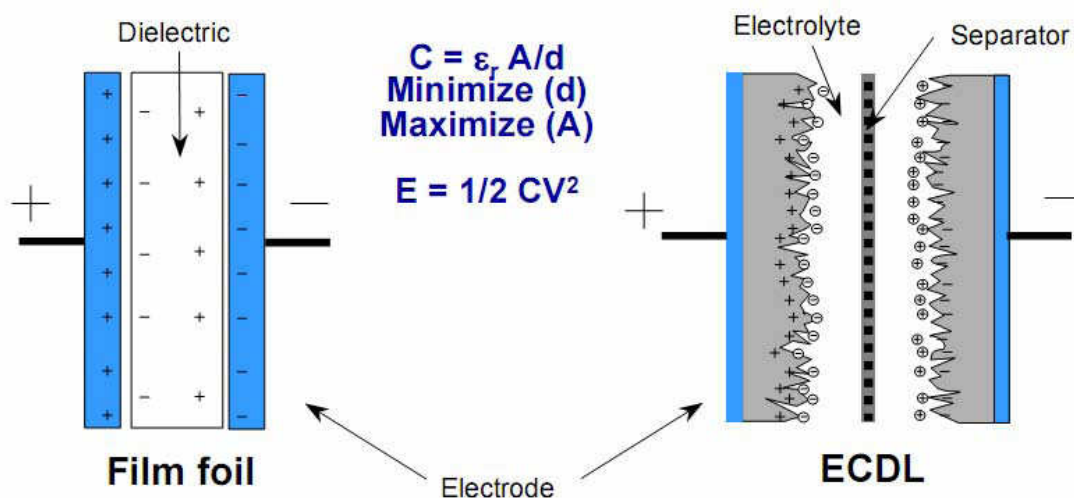
Provozní režimy, častá akcelerace a brzdění, neustálý přechod z generátorového režimu do motorického a naopak, a zejména požadavky na přesné řízení rychlosti otáček především motoru pojezdu, jinými slovy dynamicky velmi náročný pohon vyžaduje použití zmíněného vektorového řízení. Základním požadavkem vektorového řízení je dosažení podobných regulačních vlastností jako v případě stejnosměrného stroje s cizím buzením, u kterého je poloha vektoru magnetického toku vázána na stator a jeho velikost určuje velikost budícího proudu. Proud motoru potažmo moment na hřídeli je další regulovanou veličinou. [2]

### 4.3 Stanovení parametrů superkapacitoru

Superkapacitor je v principu elektrolytický kondenzátor vyrobený speciální technologií umožňující dosažení vysoké kapacity řádově stovek až tisíců Faradů. Technologie je založena na tzv. elektrochemické dvouvrstvě, což vysvětluje časté označení superkapacitorů zkratkou EDLC (Electrochemic Double Layer Capacitor). Vrstva aktivního uhlíku představuje jednu z nejdůležitějších komponent superkapacitoru. Ve formě prášku je nanasena na vnitřní stranu hliníkových elektrod (hliníková fólie). Vzhledem k tomu, že aktivní uhlík ve formě prášku je tvořen velmi malými částicemi, vytvářejí v celém objemu velice pórovitý povrch o značné ploše, dle některých výrobců až 2000 m<sup>2</sup> na gram. Elektrody kondenzátoru jsou odděleny separátorem (polypropylenová fólie) a jsou obklopeny elektrolytem tekutým nebo ve formě gelu. Tloušťka dielektrika je velmi malá, řádově 10<sup>-10</sup> m. Tato kombinace velké plochy a velmi tenké dvouvrstvy umožňuje dosažení vysoké schopnosti vázat náboj, resp. vysoké kapacity při malém sériovém odporu. V praxi je však nutno superkapacity řadit do série pro dosažení určitého napětí, neboť s ohledem na možný průraz elektrické dvouvrstvy, jsou konstruovány pro nízké provozní napětí obvykle v rozmezí 2,3 – 2,7 V.

Vzhledem k tomu, že superkapacitor ukládá energii na základě elektrostatického principu, je schopný tuto energii uložit i vydat podstatně rychleji než akumulátor, v němž probíhá elektrochemická přeměna. Další výhodou superkapacitoru ve srovnání s akumulátorem je nižší vnitřní odpor. Právě tyto vlastnosti, zejména schopnost rychlého uložení velkého množství energie umožňují použití superkapacitoru k akumulaci elektrické energie transformací kinetické energie při rekuperačním brzdění, příp. potenciální energie při rekuperačním spouštění břemene. Superkapacitor samozřejmě umožňuje zpětné využití

této uložené energie. Na Obr. 16 je zobrazena struktura běžného kondenzátoru (vlevo) a superkapacitoru. [11][12]



Obr. 16 - Struktura běžného kondenzátoru (vlevo) a superkapacitoru [11]

Při stanovení potřebné kapacity superkondenzátoru je nutno vycházet z maximální možné dodané energie. Proto bude následovat výpočet množství energie získaného elektrogenerátory při spuštění břemene a při zastavení z nejvyšší rychlosti. Potenciální energie získaná spuštěním břemene maximální hmotnosti  $W_{S1}$ ,  $R$  dle (2-10):

$$W_{S1} = R \cdot h_{zP} = 22523,8 \cdot 1,5 = 33\,785,7\,J \quad (4-1)$$

Na hřídel asynchronního stroje bude dodána energie  $W_S$  snížená o účinnost hydromotoru:

$$W_S = W_{S1} \cdot \eta_\epsilon = 33785,7 \cdot 0,93 = 31\,420,7\,J \quad (4-2)$$

Pro výpočet kinetické energie přivedené na hřídel elektromotoru budou využity postupy z kapitoly 3. Pro skutečně maximální dodanou energii je nutno počítat s možným sjížděním ze svahu. Pro tento výpočet bude uvažován maximální svah o úhlu sklonu  $\alpha = 5,7^\circ$ . Rovněž bude uvažováno brzdné zpomalení  $a_B = 0,1\,ms^{-2}$ . Pro tuto hodnotu budou upraveny předmětné vzorce. Pro výpočet brzdné síly, obdobně jako  $F_{SUV}$  při zmíněném zpomalení:

$$F_B = m_c \cdot a = 3500 \cdot 0,1 = 350\,N \quad (4-3)$$

Výpočet momentu  $M_{iB}$  na zpomalení rotujících částí převodového ústrojí a hnacích kol obdobně jako (3-6):

$$M_{iB} = \frac{a}{r_d} \cdot (I_m + I_p) \cdot i_c^2 \cdot 1,2 = \frac{0,1 \cdot 2}{0,462} \cdot (0,002 + 0,0002) \cdot 33,44^2 \cdot 1,2 = 1,3\,Nm \quad (4-4)$$

Hodnota momentu potřebného na překonání odporu valení hnacích kol  $M_{fh} = 63,5 \text{ Nm}$  (3-8).

Velikost momentu přivedeného na převodovku při brzděném manévru ze svahu  $M_{BS}$ :

$$M_{BS} = (F_B + F_S) \cdot r - M_{fh} - M_i = (350 + 3500 \cdot 9,81 \cdot \sin 5,7) \cdot \frac{0,462}{2} - 63,5 - 1,3$$

$$M_{BS} = 803,8 \text{ Nm} \quad (4-5)$$

Moment přivedený na elektromotor (generátor)  $M_{mB}$ :

$$M_{mB} = \frac{M_{BS}}{\eta_p \cdot i_c} = \frac{803,8}{0,93 \cdot 33,44} = 25,8 \text{ Nm} \quad (4-6)$$

Výkon dodávaný na hřídel elektromotoru  $P_{BS}$ :

$$P_{BS} = M_{mB} \cdot \omega_{stř} = M_{mB} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{stř} = 25,8 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{5760}{2 \cdot 60} = 7\,795 \text{ W} \quad (4-7)$$

Doba  $t_B$  do zastavení z počáteční rychlosti  $v_1 = 15 \text{ kmh}^{-1}$ :

$$t_B = \frac{v_1}{a} = \frac{15}{3,6 \cdot 0,1} = 42 \text{ s} \quad (4-8)$$

Energie dodaná při brzdění  $W_B$ :

$$W_B = P_{BS} \cdot t_B = 7795 \cdot 42 = 327\,390 \text{ J} \quad (4-9)$$

Superkapacitor samozřejmě bude dimenzován na energii, kterou lze získat vypočítaným brzděným manévrem  $W_B$ , která bude snížena přeměnou mechanické energie na elektrickou v elektrogenerátoru. Maximální dodaná energie do superkapacitoru  $W_{SC}$ :

$$W_{SC} = W_S \cdot \eta_m = 327390 \cdot 0,86 = 281\,555 \text{ J} \quad (4-10)$$

V praxi je využitelná pouze část energie uložené v superkapacitoru z důvodu nemožnosti jejího čerpání do úplného vybití. Zejména s ohledem na klesající účinnost přečerpávání energie při klesajícím napětí bude tento komponent navržen k vybíjení na 50 % jmenovitého napětí superkapacitoru. Vzhledem k tomu, že energie superkapacitoru je obecně dána vztahem  $W_{SC} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot U^2$  a při počáteční hodnotě napětí  $U$  bude tedy dodržena podmínka vybíjení na  $U/2$ . Energii superkapacitoru  $W_{SC}$  lze potom odvodit:

$$W_{SC} = \frac{1}{2} \cdot C \cdot \left[ U^2 - \left( \frac{U}{2} \right)^2 \right] = \frac{3}{8} \cdot C \cdot U^2 \quad (4-11)$$

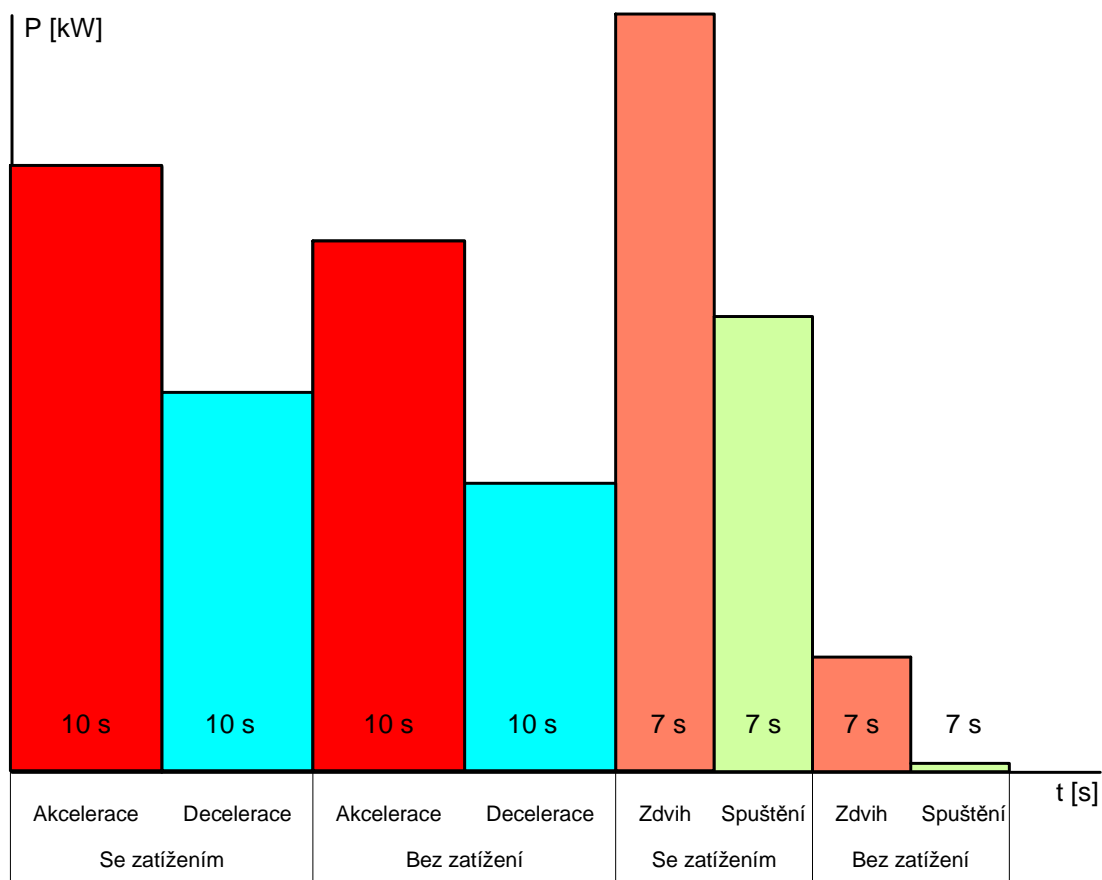
Z toho kapacita  $C$  pro napětí  $U = 110 \text{ V}$ :

$$C = \frac{8 \cdot W_{SC}}{3 \cdot U^2} = \frac{8 \cdot 281555}{3 \cdot 110^2} = 62,05 \text{ F} \quad (4-12)$$

Podle této hodnoty již lze snadno zvolit a v souladu s požadovaným napětím uspořádat superkapacitory dostupné na trhu.

#### 4.4 Energetická bilance

Při stanovení poměrného množství energie, které je možné vrátit zpět do superkapacitoru a následně tedy zužít k rozjezdu stroje nebo zvednutí břemene, je nutno vycházet z rozboru pracovního režimu vysokozdvížného vozíku. Ten nebude tak náročný jako cyklus pro návrh elektromotoru a bude symetrický v tom smyslu, že všechny operace, budou provedeny s břemenem i bez břemene, resp. bude vzato v úvahu, že vozík bude určité předměty převážet a zvedat a zároveň bez ohledu na časový odstup provede stejné operace v opačném sledu. Vysokozdvížný vozík samozřejmě nemůže pracovat ve stejném sledu jako úkony zakreslené v diagramu Graf 5, ale jsou to základní činnosti, které bude stroj konat. Pro vyhodnocení energetické účinnosti nebude brán v úvahu svah, jízda rovnoměrnou rychlostí bude vysvětlena v závěru.



Graf 5 - Zatěžovací diagram

Z důvodu odlišného uspořádání systémů lze předpokládat různou účinnost pojezdu a manipulace s břemenem. Pro přibližné řešení budou vzata v úvahu extrémní zatížení, tedy maximální a minimální, uvedené časové intervaly provádění manévru přibližně odpovídají hodnotám použitým při návrhu pohonů.

#### 4.4.1 Účinnost systému pojezdu

Při výpočtu energií pojezdu bude uvažováno zrychlení, resp. zpomalení  $a = 0,4 \text{ ms}^{-2}$ . Využity budou hodnoty určené v kapitole 3. Výkon elektromotoru na rozjezd je  $P_1 = 3,8 \text{ kW}$  (3-11). Od této hodnoty lze odvodit energii  $W_1$ :

$$W_1 = P_1 \cdot t = 3,8 \cdot 10 = 38 \text{ kJ} \quad (4-13)$$

Energie získaná ze superkapacitoru, nebo akumulátoru je větší o ztráty v elektromotoru. Energie na akceleraci se zátěží  $W_{AZ}$ :

$$W_{AZ} = \frac{W_1}{\eta_m} = \frac{38}{0,86} = 44,19 \text{ kJ} \quad (4-14)$$

Energie  $W_3$  přivedená na hřídel při brzdění se zátěží s využitím  $P_3 = 2,298 \text{ kW}$  (3-16):

$$W_3 = P_3 \cdot t = 2,298 \cdot 10 = 22,98 \text{ kJ} \quad (4-15)$$

Energie  $W_{DZ}$  rekuperovaná do superkapacitoru při deceleraci se sníží o účinnost elektrogenerátoru a superkapacitoru, která nabývá hodnot v intervalu  $\eta_{SC} = 95 \div 98 \%$  [12]:

$$W_{DZ} = W_3 \cdot \eta_m \cdot \eta_{SC} = 22,98 \cdot 0,86 \cdot 0,965 = 19,07 \text{ kJ} \quad (4-16)$$

Účinnost rekuperace pojezdu  $\eta_{Pmax}$  při akceleraci, resp. deceleraci s maximální zátěží, tedy poměrné množství energie vrácené zpět do systému:

$$\eta_{Pmax} = \frac{W_{DZ}}{W_{AZ}} = \frac{19,07}{44,19} = 0,432 = 43,2 \% \quad (4-17)$$

Akcelerace bez zátěže obdobně dle  $P_5 = 2,729 \text{ kW}$  (3-21).

$$W_5 = P_5 \cdot t = 2,729 \cdot 10 = 27,29 \text{ kJ} \quad (4-18)$$

Snížení o ztráty v elektromotoru:

$$W_{A0} = \frac{W_5}{\eta_m} = \frac{27,29}{0,86} = 31,73 \text{ kJ} \quad (4-19)$$

Energie  $W_7$  přivedená na hřídel při brzdění bez zátěže s využitím  $P_7 = 1,629 \text{ kW}$  (3-26):

$$W_7 = P_7 \cdot t = 1,629 \cdot 10 = 16,29 \text{ kJ} \quad (4-20)$$

Energie  $W_{D0}$  rekuperovaná do superkapacitoru snižena o účinnosti  $\eta_m$  a  $\eta_{SC}$ :

$$W_{D0} = W_7 \cdot \eta_m \cdot \eta_{SC} = 16,29 \cdot 0,86 \cdot 0,965 = 13,52 \text{ kJ} \quad (4-21)$$

Účinnost rekuperace pojezdu  $\eta_{Pmin}$  při akceleraci, resp. deceleraci s nulovou zátěží:

$$\eta_{Pmin} = \frac{W_{D0}}{W_{A0}} = \frac{13,52}{31,73} = 0,426 = 42,6 \% \quad (4-22)$$

#### 4.4.2 Účinnost systému zdvihového zařízení

Při výpočtech budou využity hodnoty zjištěné v kapitole 2. Hodnota práce  $W_{upZ1}$  na zvednutí nejtěžšího přípustného břemene dle výkonu  $P_{max} = 4,845 \text{ kW}$  (2-25):

$$W_{upZ1} = P_{max} \cdot t = 4,845 \cdot 7 = 33,92 \text{ kJ} \quad (4-23)$$

Hodnotu potřebné energie z akumulátoru (superkapacitoru) je nezbytné zvýšit o účinnost elektromotoru:

$$W_{upZ} = \frac{W_{upZ1}}{\eta_m} = \frac{33,92}{0,82} = 41,366 \text{ kJ} \quad (4-24)$$

Energie získaná spuštěním břemene  $W_{dwnZ1}$  je energie hmotnosti spouštěného břemene  $Q$  a zdvihového zařízení  $m$ :

$$W_{dwnZ1} = F \cdot v \cdot t = (m + Q) \cdot g \cdot v \cdot t = (148 + 1000) \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 7 = 31,533 \text{ kJ} \quad (4-25)$$

Hodnotu této energie je nezbytné snížit o hodnotu účinnosti čerpadla  $\eta_c$ , elektrogenerátoru  $\eta_m$  a superkapacitoru  $\eta_{SC}$ :

$$W_{dwnZ} = W_{dwnZ1} \cdot \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_{SC} = 31,533 \cdot 0,93 \cdot 0,82 \cdot 0,965 = 23,205 \text{ kJ} \quad (4-26)$$

Účinnost rekuperace zdvihovým, resp. spouštěcím manévrem  $\eta_{Zmax}$  s maximální zátěží, tedy poměrné množství energie vrácené zpět do systému:

$$\eta_{Zmax} = \frac{W_{dwnZ}}{W_{upZ}} = \frac{23,205}{41,366} = 0,561 = 56,1 \% \quad (4-27)$$

Vzhledem k tomu, že při spouštění nezátížených vidlic by nebyl vytvořen dostatečný tlak v hydraulické kapalině na to, aby byla elektrogenerátorem vyráběna elektřina, nebo jen ve velmi malém množství, nebude uvažována rekuperační schopnost při tomto manévru, resp. 0%. Přesné hodnoty by bylo třeba zjistit experimentálně měřením na zkonstruovaném zařízení. Systém je poměrně vyvážen co se týče působících sil, resp. tlaků a s ohledem na velké množství nekonstantních veličin, např. kinematická viskozita oleje mění se s teplotou, nečistoty, opotřebení atd., by bylo velmi náročné početně určit tok

energie. Pro úplnost bude doplněn výpočet energie potřebné na zvednutí nezatíženého zdvihového zařízení  $W_{up0}$ . Hodnota zatěžovacího momentu  $M_{z0}$ ,  $p_0$  dle (2-17):

$$M_{z0} = \frac{V_g \cdot p_0}{2 \cdot \pi \cdot \eta_\xi} = \frac{4,93 \cdot 2,311}{2 \cdot \pi \cdot 0,93} = 1,95 \text{ Nm} \quad (4-28)$$

Potřebný výkon elektromotoru  $P_{z0}$ :

$$P_{z0} = M_{z0} \cdot \omega = M_{z0} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_z = 1,95 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{3060}{60} = 624,9 \text{ W} \quad (4-29)$$

Energie  $W_{up01}$ :

$$W_{up01} = P_{z0} \cdot t = 624,9 \cdot 7 = 4\,374 \text{ J} \quad (4-30)$$

Hodnotu potřebné energie z akumulátoru (superkapacitoru) je nezbytné zvýšit o účinnost elektromotoru:

$$W_{up0} = \frac{W_{up01}}{\eta_m} = \frac{4374}{0,82} = 5\,335 \text{ J} \quad (4-31)$$

Celková účinnost manipulace s břemenem vč. zpětného manévru bez zatížení  $\eta_z$ :

$$\eta_z = \frac{W_{dwnz}}{W_{upz} + W_{up0}} = \frac{23,205}{41,366 + 5,335} = 0,497 = 49,7 \% \quad (4-32)$$



## Závěr

V úvodní kapitole byl shrnut vznik a vývoj vysokozdvihových vozíků, byly zde popsány základní vlastnosti těchto strojů. Autor dále uvádí základní parametry vozíků nižších nosností vybraných výrobců, přičemž některé z těchto hodnot jsou použity při výpočtech, jejichž cílem je přiblížení právě tomuto současnému standardu. Standardem ale bohužel není rekuperace energie ve vysokozdvihových vozících, přestože obecně v současné době zažívá rekuperace rozmach v celé řadě technologických odvětví.

V dalších částech diplomové práce autor početným řešením dojde dle požadovaných vlastností k vlastnímu uspořádání pohonů zdvihového zařízení i pojezdu, do kterých jsou navrženy stěžejní komponenty, běžně dostupná zařízení, tak aby mohly plnit požadované funkce v předepsaných pracovních režimech.

V závěrečné kapitole byl proveden návrh hydraulického i elektrického obvodu, byla odůvodněna jejich uspořádání, nechybí vysvětlení principu jejich činností.

Zajímavých výsledků bylo dosaženo v kapitole *Energetická bilance*. Průměrná hodnota relativního množství energie vrácené do superkapacitoru při akceleraci, resp. deceleraci dosáhla hodnoty **43 %**. V textu již bylo zmíněno, že nebyla vzata v úvahu jízda rovnoměrnou rychlostí. Je naprosto zřejmé, že určité akceleraci musí odpovídat decelerace v případě, že se vozík bude pohybovat po rovině a z tohoto předpokladu výpočty vycházely. Naopak právě energie vynaložená na udržení konstantní rychlosti samozřejmě žádný obdobný protějšek nemá, v podstatě se spotřebuje na překonání jízdních odporů. Přestože je hodnota potřebného výkonu na udržení konstantní maximální rychlosti podstatně nižší, snadným výpočtem je možné zjistit hodnotu cca **1,5 kW** proti **3,8 kW** průměrné hodnoty výkonu při zrychlení z **0** na **15 kmh<sup>-1</sup>**, bude hrát v hodnotě celkové účinnosti zásadní roli. Obecně lze konstatovat, že v případě pracovního režimu tvořeného dlouhými přepravními vzdálenostmi, např. vnitřní podniková doprava, budou mít tyto dlouhé úseky velký vliv na značné snížení účinnosti, resp. hodnotu relativní úspory energie. Naopak např. při využití stroje ve skladovém hospodářství, tedy při časté deceleraci, bude množství vrácené energie vysoké.

V případě posuzování energetického toku při manipulaci s břemenem bylo dosaženo hodnoty **50 %** energie vrácené zpět do zásobníků. Při tomto manévru sice bude rovněž existovat úkon, kterým bude energie pouze spotřebována, ale bude se jednat o velmi malé množství. Tímto úkonem je neustálý běh motoru i bez zatížení z důvodů popsaných v návrhu. Jeho činnost lze regulovat za pomoci řídicí jednotky, resp. vhodného

softwaru, který by reagoval na odlišnost pracovních režimů, např. při delších přepravních vzdálenostech by byl motor vypnut, obdobně v době spuštění motoru pojezdu apod..

Lze tedy shrnout, že vysokozdvizné vozíky se schopností dvojí rekuperace energie najdou uplatnění zejména ve skladech, kde zkrácením přepravních vzdáleností a tím zvýšením četnosti pracovních operací, které umožňují zpětný zisk energie, bude značně zvýšena efektivita energetického hospodářství. V případě delších přepravních vzdáleností bude záležet na rozdílu ceny stroje s touto schopností a bez ní ve srovnání s poměrným snížením účinnosti. Zde je však třeba doplnit, že z hlediska hydraulických úprav není uspořádání výrazně náročné. Výrobci obvykle do vozíků instalují typové sekční rozvaděče s otevřeným středem, kde je možné tento systém aplikovat prakticky jen přepojením několika hydraulických vodičů. Složitější jsou úpravy v elektrickém obvodu, který je nutné doplnit o superkondenzátor, vhodnou řídicí jednotku a další prvky. Zpětným získáním energie se pochopitelně projeví další důležitá výhoda, kterou je prodloužení možné pracovní doby úsporou energie v akumulátoru, což přinese méně časté dobíjení, při kterém samozřejmě vznikají další ztráty. Přestože však konstrukčně toto řešení není výrazně náročnější, jsou tyto vysokozdvizné vozíky v katalogích výrobců spíše výjimkou.

Závěrem je nezbytné doplnit, že hodnoty účinností by bylo vhodné upřesnit po zkonstruování stroje jeho předepsaným zkoušením, při kterém by došlo k zakalkulování spotřeby energie ovládacími prvky, osvětlením atd., a především skutečných průběhů pracovních režimů popsaných v textu. V průběhu zkoušek by se dále s velkou pravděpodobností projeví další veličiny, které by zapříčinily např. volbu výkonnějších elektromotorů apod..

## Literatura

- [1] Cempírek, V., *Technologie ložných a skladových operací*, Pardubice: Institut Jana Pernera, 2007, 73 s., ISBN 80-7194-287-1
- [2] Javůrek, J., *Regulace moderních elektrických pohonů*, Praha: Grada, 2003, 261 s., ISBN 80-247-0507-9
- [3] Jeřábek, K., *Stroje a zařízení pro manipulaci*, Praha: ČVUT, 1991, ISBN 80-01-00613-1
- [4] Koreis, J., Koreisová, G. *Hydrostatické mechanismy v konstrukci vozidel*. Hydropneutech s.r.o. Žilina, 2004, ISBN 80-968961-1-3.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P., *Strojnické tabulky*, Úvaly: Albra, 2003, 868, ISBN 80-86490-74-2
- [6] Pavelka, J., *Elektrické pohony*, Praha: ČVUT, 2007, 222 s., ISBN 978-80-01-03588-7
- [7] Taraj, A., Klečka, H., Kavalec, K., Kováč, M., *Mechanizácia Ložných, dopravnomanipulačných a skladových operácií II*, Bratislava: Alfa, 1986, ISBN 80-05-00058-8
- [8] Vala, M., Tesař, M., *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*, Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003, 229 s., ISBN 80-7194-503-X
- [9] Hort, J., *Největší hydrostaticky poháněný kolový nakladač na světě Liebherr L 586 2plus2*, [online], Stavební technika, 2008, dostupné z <http://stavebni-technika.cz>
- [10] Janík, L., *Vodík, palivo budoucnosti, které nahradí benzin i naftu*, [online], Technet.cz, 2007, dostupné z <http://technet.idnes.cz/>
- [11] Mašek, Z., Gregora, S., Michl, J., Dvořák, K., *Superkapacitory v dopravní technice*, [online], Vědeckotechnický sborník ČD č. 25/2008, Univerzita Pardubice, dostupné z <http://www.cd rail.cz/VTS/CLANKY/vts25>
- [12] Mindl, P., *Hybridní automobily 1. část*, [online], Praha, ČVUT, 2007, dostupné z <http://www.inovace-dmt.fs.cvut.cz/>
- [13] Pavlis, J., *Palivové články, revoluce za dveřmi*, [online], Notebooky technologie, 2006, dostupné z <http://notebook.cz/>
- [14] Škopán, M., *Hydraulické pohony strojů*, [online], VUT, Brno, 2004, dostupné z <http://www.fme.vutbr.cz/>
- [15] Bosh Rexroth AG, [online], dostupné z <http://www.boschrexroth.com/corporate/en/index.jsp>
- [16] Clark Europe GmbH, [online], dostupné z <http://www.clarkmheu.com/cms/index.php?id=7>
- [17] ČZ a.s., [online], dostupné z <http://www.desta.cz/?PageId=202>
- [18] Jungheinrich (ČR) s.r.o., [online], dostupné z [http://www.jungheinrich.cz/cs/no\\_cache/cz/index-cz.html](http://www.jungheinrich.cz/cs/no_cache/cz/index-cz.html)
- [19] Mitas a.s., [online], dostupné z <http://www.mitas.cz/>
- [20] Motor-Gear, [online], dostupné z <http://www.motorgear.cz/>
- [21] Procont s.r.o Prešov, [online], 2007, dostupné z <http://www.procont.sk>
- [22] SEW-Eurodrive CZ s.r.o., [online], dostupné z <http://www.sew-eurodrive.cz/>
- [23] Still ČR s.r.o., [online], dostupné z <http://www.still.cz/4620.0.0.html>
- [24] Toyota Material Handling CZ s.r.o., [online], dostupné z <http://www.toyota-forklifts.cz/Cs/Pages/default.aspx>

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Clark Tructractor 1917 [16] .....	9
Obr. 2 - Clark Trucktier 1928 [16] .....	9
Obr. 3 - Provedení "man-up" Still EK 11/12 [23] .....	10
Obr. 4 - Hydrostatický pohon 2plus2 [9].....	12
Obr. 5 - Schéma uspořádání střídavého el. pohonu .....	13
Obr. 6 - DMFC palivový článek [13] .....	17
Obr. 7 - Automatizovaný skladový systém Procont [21] .....	19
Obr. 8 - Terénní vozík Desta DV 35 T4 [17] .....	22
Obr. 9 - Zadní náprava modelu GEX 16/18/20s [16].....	23
Obr. 10 - Vidlice vysokozdvížného vozíku .....	25
Obr. 11 - Silové účinky na válci a příslušenství.....	28
Obr. 12 - Axiální pístový HG s nakloněným blokem [14].....	32
Obr. 13 - Schéma uspořádání hydraulického obvodu .....	46
Obr. 14 - Tlumení pístu v krajní poloze [14].....	48
Obr. 15 - Schéma uspořádání elektrického obvodu.....	49
Obr. 16 - Struktura běžného kondenzátoru (vlevo) a superkapacitoru [11].....	51

## Seznam tabulek

Tab. 1 - Celosvětové emise CO <sub>2</sub> v období 1860 až 1990 [10].....	16
Tab. 2 - Parametry vybraných typů vozíků [16][17][18][23][24].....	24
Tab. 3 - Parametry axiálního pístového čerpadla Bosh Rexroth A2F 0 [15].....	33
Tab. 4 - Parametry elektromotoru 2,2 kW [22].....	35
Tab. 5 - Parametry elektromotoru 4 kW [22].....	43
Tab. 6 - Pracovní režimy hydraulického obvodu.....	46

## Seznam grafů

Graf 1 - Clark GTX - závislost nosnosti na vyložení těžiště [16] .....	11
Graf 2 - Závislost rychlosti pístu na čase .....	31
Graf 3 - Zatěžovací diagram .....	34
Graf 4 - Zatěžovací diagram .....	40
Graf 5 - Zatěžovací diagram .....	53

## Seznam použitých symbolů

$a$	[ms <sup>-2</sup> ]	zrychlení naloženého stroje
$a_B$	[ms <sup>-2</sup> ]	brzdné zpomalení
$b$	[Nsm <sup>-1</sup> ]	koeficient viskózního tření
$b_n$	[m]	šířka nosiče
$b_{RR}$	[m]	předsunutí radiální reakce
$C$	[F]	kapacita
$c$	[m]	vyložení těžiště břemene
$d$	[m]	průměr pístu
$e$	[m]	šířka vidlice
$f$		součinitel odporu valení pneumatik
$F_{BC}$	[N]	brzdná síla
$F_{SUV}$	[N]	suvná síla
$h$	[m]	výška svislé části
$h_1$	[m]	výška vnějších tyčí
$h_2$	[m]	výška vnitřních tyčí
$h_Z$	[m]	zdvih
$h_{ZP}$	[m]	zdvih pístu
$i_C$		převod
$I_m$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$I_p$	[kgm <sup>2</sup> ]	momentu setrvačnosti převodovky
$k$		koeficientu bezpečnosti
$l_m$	[m]	vzdálenost těsnících manžet
$l_v$	[m]	délka vidlic
$m$	[kg]	hmotnost zdvihového zařízení
$M_B$	[Nm]	brzdný moment
$M_{BS}$	[Nm]	moment brzdného manévru ze svahu
$m_C$	[kg]	celková hmotnost
$M_{fh}$	[Nm]	moment na překonání odporu valení
$M_{iB}$	[Nm]	momentu na zpomalení rotujících částí
$M_{ih}$	[Nm]	moment na urychlení hnacích kol
$M_{iR}$	[Nm]	moment na urychlení rotujících částí převodového ústrojí
$M_k$	[Nm]	hnací moment
$M_m$	[Nm]	požadovaný moment motoru
$M_{max}$	[Nm]	momentu zvratu
$M_{mB}$	[Nm]	brzdný moment přivedený na elektromotor
$m_N$	[kg]	celková hmotnost nosiče
$M_O$	[Nm]	maximální ohybový moment
$M_{out}$	[Nm]	maximální akcelerační výstupní moment
$m_v$	[kg]	hmotnost vidlic
$M_Z$	[Nm]	zatěžovací moment
$M_{Z0}$	[Nm]	zatěžovací moment bez zátěže
$n_{EMmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	max. otáčky elektromotoru
$n_{HGmax}$	[min <sup>-1</sup> ]	max. otáčky hydrogenerátoru
$n_K$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky hnacích kol
$n_Z$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky při zdvihu se zátěží
$O_K$	[m]	obvod kola
$p$	[Pa]	tlak ve válci
$P_{(AV)}$	[W]	střední výkon zatěžovacího diagramu

$P_{BS}$	[W]	výkon dodávaný na hřídel elektromotoru
$P_{ef}$	[W]	efektivní výkon zatěžovacího diagramu
$P_{max}$	[W]	maximální provozní výkon
$P_N$	[W]	jmenovitý výkon motoru
$Q_{max}$	[kg]	nosnost stroje
$Q_V$	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	objemový tok
$Q_{Vmax}$	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	maximální objemový tok
$R$	[N]	max. reakce na pístu
$r$	[m]	poloměr kola
$R_0$	[N]	reakce na pístu bez zatížení
$s$	[m]	výška vidlice
$S_P$	[m <sup>2</sup> ]	plocha pístu
$S_V$	[m <sup>2</sup> ]	průřez vidlic
$t$	[s]	čas
$U_n$	[V]	jmenovité napětí motoru
$V_g$	[m <sup>3</sup> ]	geometrický objem hydrogenerátoru
$v_{max}$	[ms <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost stroje
$V_N$	[m <sup>3</sup> ]	celkový objem nosiče
$v_{pmax}$	[ms <sup>-1</sup> ]	maximální rychlost pohybu pístu
$V_V$	[m <sup>3</sup> ]	objem vidlic
$v_Z$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost zdvihu se zátěží
$W_3$	[J]	energie brzdění se zátěží
$W_7$	[J]	energie brzdění bez zátěže
$W_{AZ}$	[J]	energie akcelerace se zátěží
$W_B$	[J]	energie dodaná při brzdění
$W_{D0}$	[J]	energie do superkapacitoru při deceleraci bez zátěže
$W_{downZI}$	[J]	energie spuštění max. břemene
$W_{DZ}$	[J]	energie do superkapacitoru při deceleraci s břemenem
$W_O$	[m <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu
$W_{SI}$	[J]	energie spuštění břemene
$W_{SC}$	[J]	energie superkapacitoru
$W_{up0I}$	[J]	energie na zvednutí bez zátěže
$W_{upZI}$	[J]	energie na zvednutí max. břemene
$Z_k$	[N]	radiální reakce na hnacím kole
$\Delta p$	[Pa]	rozdíl tlaku válce
$\alpha$	[°]	sklon svahu
$\alpha_{max}$	[°]	svahová dostupnost
$\delta$	[m]	šířka mezikruhové spáry
$\eta_{\dot{\epsilon}}$	[%]	účinnost čerpadla
$\eta_m$	[%]	jmenovitá účinnost elektromotoru
$\eta_p$	[%]	účinnost převodovky
$\eta_{Pmax}$	[%]	účinnost rekuperace pojezdu s max. zátěží
$\eta_{Pmin}$	[%]	účinnost rekuperace pojezdu bez zátěže
$\eta_{SC}$	[%]	účinnost superkapacitoru
$\eta_Z$	[%]	celková účinnost zdvihového pohonu
$\eta_{Zmax}$	[%]	účinnost rekuperace zdvihu s max. zátěží
$\nu_{40}$	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita (40°C)
$\rho_{Fe}$	[kgm <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost železa
$\rho_o$	[kgm <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost oleje



$\sigma_o$	[Pa]	ohybové napětí
$\sigma_{oD}$	[Pa]	dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{oDIII}$	[Pa]	dovolené napětí při střídavém namáhání
$\omega$	[rads <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost
$\omega_{stř}$	[rads <sup>-1</sup> ]	střední úhlová rychlost