

Návrh hydrostatického pohonu pojezdu stroje

Bc. Marek Gavenda

Diplomová práce
2019



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Marek Gavenda**
Osobní číslo: **T17358**
Studijní program: **N3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Výrobní inženýrství**
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Návrh hydrostatického pohonu pojezdu stroje**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární rešerši dané problematiky na základě doporučené literatury.
2. Navrhněte hydrostatický pohon pojezdu stroje pro zadané pracovní parametry
3. Navrhněte jednotlivé prvky hydrostatického pohonu.
4. Sestrojte trakční charakteristiku.
5. Citujte použitou literaturu

Rozsah diplomové práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. Pivoňka, J. a kol.: **TEKUTINOVÉ MECHANISMY: SNTL Praha, 1987.**
2. Peňáz, V., Benža, D.: **TEKUTINOVÉ MECHANISMY: VUT Brno, 1990.**
3. Kopáček, J., Pavlok, B.: **TEKUTINOVÉ MECHANISMY: VŠB-TU Ostrava, 2011.**
4. Drábková, S. a kol.: **MECHANIKA TEKUTIN, VŠB-TU Ostrava, 2007.**

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Martin Vašina, Ph.D.

Ústav fyziky a mater. inženýrství

Datum zadání diplomové práce:

2. ledna 2019

Termín odevzdání diplomové práce:

17. května 2019

Ve Zlíně dne 1. února 2019

L.S.

doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 10. 5. 2019

Gavenda Marek

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevdělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacího zařízení (školní dílo).

³⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo:

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpirá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jím dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlédne k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh hydrostatického pohonu pojezdu stroje. Teoretická část práce je zaměřena na rozbor hydrostatického mechanismu, včetně popisu jeho hlavních částí. Praktická část práce je zaměřena na návrh hlavních prvků hydrostatického pohonu, kterými jsou spalovací motor, hydromotor, hydrogenerátor včetně ostatních prvků nutných pro úplnou funkčnost hydrostatického pohonu. Těmito prvky jsou nádrž pro shromažďování kapaliny, chladič, filtry atd. Závěr praktické části je věnován návrhu mechanické převodovky a její kontroly.

Klíčová slova: hydrostatický pohon, hydrogenerátor, hydromotor, mechanická převodovka

ABSTRACT

The main aim of this diploma thesis is the design of hydrostatic drive of machine travel. The theoretical part focuses on the hydrostatic mechanism analysis with the description of the main components. The practical part deals with the design of the main components of the hydrostatic drive which are combustion engine, hydraulic motor, pump including the other elements essential for the full operation of the hydrostatic drive such as a fluid tank, cooler, filters, etc. In conclusion, there is a design of a mechanical gearbox and its control.

Keywords: hydrostatic drive, pump, hydraulic motor, mechanical gearbox

Děkuji panu doc. Ing. Martinu Vašinovi, Ph.D. za vedení diplomové práce a odbornou konzultaci při zpracování této práce. Také děkuji rodině za podporu po celou dobu studia.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

OBSAH

ÚVOD.....	11
I. TEORETICKÁ ČÁST	12
1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY.....	13
1.1 Skladba hydraulických mechanismů	13
1.2 Hydraulický obvod	14
1.2.1 Otevřený hydraulický obvod	14
1.2.2 Uzavřený hydraulický obvod.....	14
1.3 Hydrostatické převody.....	15
1.4 Kombinované hydrostatické převodníky.....	17
1.4.1 Hydrostatický převod se sériově připojeným mechanickým převodem.....	17
1.4.2 Hydrostatický převod s paralelně zapojeným mechanickým převodem	18
1.4.2.1 Hydrostatické převody s vnitřním větvením výkonu	18
1.4.2.2 Hydrostatické převody s vnějším větvením výkonu	18
1.4.3 Kombinace hydrostatického a hydrodynamického převodu	19
1.5 Vícemotorové pohony	19
1.5.1 Sériové zapojení hydromotorů.....	19
1.5.2 Paralelní zapojení hydromotorů	20
1.6 Prvky hydrostatických mechanismů	21
1.6.1 Hydrostatické převodníky.....	21
1.6.1.1 Hydrogenerátory	22
1.6.1.2 Hydromotory	22
1.6.1.3 Charakteristika hydrogenerátorů a hydromotorů.....	22
1.6.1.4 Srovnání hydrostatických převodníků.....	28
1.6.2 Prvky pro řízení tlaku	29
1.6.3 Prvky pro řízení velikosti průtoku	29

1.6.4	Prvky pro řízení směru průtoku	29
1.6.5	Proporcionální prvky	30
1.6.6	Pomocné prvky	30
2	ZÁKLADNÍ VZTAHY A CHARAKTERISTIKY HYDROSTATICKÝCH PŘEVODNÍKŮ	31
3	KAPALINY	36
3.1	Minerální oleje.....	36
3.2	Nehořlavé kapaliny.....	36
3.3	Ekologicky nezávadné kapaliny	36
II.	PRAKTICKÁ ČÁST	37
4	CÍL DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	38
4.1	Koncepce navrženého řešení	38
4.2	Jízdní odpory	39
4.3	Funkční výpočet	42
4.3.1	Koncepce zapojení hydrostatického obvodu	42
4.3.2	Hnací motor	43
4.3.3	Pneumatiky vozidla	44
4.3.4	Návrh hydromotoru	44
4.3.5	Návrh hydrogenerátoru.....	45
4.3.6	Trakční charakteristika	47
4.3.7	Kontrola hlavních zadaných parametrů vozidla	51
4.3.8	Návrh nádrže.....	52
4.3.9	Návrh chladiče	53
4.3.10	Návrh průměrů hadic v uzavřeném okruhu	56
4.3.11	Filtry	57
4.3.12	Výplachový blok	58

4.3.13	Volba hydraulického oleje.....	58
4.4	Návrh a kontrola čelních ozubených kol převodovky	59
4.4.1	Výpočet soukolí na výstupu z hydromotoru.....	60
4.4.2	Kontrola soukolí na výstupu z hydromotoru	63
4.4.3	Výpočet soukolí na kolech vozidla.....	68
4.4.4	Kontrola soukolí na kolech vozidla.....	71
ZÁVĚR	75
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	76
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	78
SEZNAM OBRÁZKŮ	84
SEZNAM TABULEK	86
SEZNAM PŘÍLOH	87

ÚVOD

Hydraulické mechanismy jsou v dnešní době běžně používané v nejrůznějších strojích a zařízeních. Setkat se s těmito mechanismy můžeme v zemědělských strojích (traktory, kombajny), strojích pro zemní a stavební práce (bagry, nakladače), strojích pro manipulaci s břemenem (vysokozdvíhací vozíky, mobilní jeřáby), v komunální technice a ve výrobních strojích (obráběcí a tvářecí stroje). Podstatou je přeměna mechanické energie ze spalovacího motoru na energii hydrostatickou v hydrogenerátoru. Tato hydrostatická energie je uchována v pracovní kapalině, která je dopravována z hydrogenerátoru do hydromotoru potrubím, kde se tato hydrostatická energie opět přemění na energii mechanickou.

Předností hydraulických mechanismů je dosažení velkých silových převodů, jednoduché plynulé i stupňovité řízení parametrů (rychlost, síla, moment, směr pohybu) nebo skladba obvodů z typizovaných a standardizovaných prvků. Nevýhodou hydraulických mechanismů je netěsnost hydraulických prvků, citlivost na nečistoty a ohřev pracovní kapaliny při provozu.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 HYDRAULICKÉ MECHANISMY

Hydraulické mechanismy jsou zařízení, které k přenosu energie a informací mezi hnacím a hnaným členem používají kapaliny a jiné látky v tekutém stavu. Pohyb strojů a mechanismů je uskutečněn hydraulickým pohonem, který je sestaven z hydromotoru a určitých částí řídicího systému. Aby bylo dosaženo potřebného a řízeného přenosu energie, je nutno použít jeden a více generátorů a motorů. Tuto skladbu nazýváme hydraulický převodový mechanismus. [1]

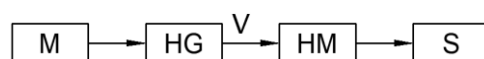
Dle způsobu využití energie kapaliny rozdělujeme hydraulické mechanismy:

- a.) Hydrostatické mechanismy – mechanismy využívající tlakovou energii kapaliny. [1]
- b.) Hydrodynamické mechanismy – mechanismy využívající k přenosu pohybovou energii kapaliny za použití hydrodynamických spojek a měničů. [1]

1.1 Skladba hydraulických mechanismů

Hydrostatické mechanismy se používají v různých strojích a zařízeních, ve kterých je skladba převodového mechanismu určena na základě konstrukce daného stroje a typem pracovního procesu. Převodový mechanismus je volen zejména dle druhu hnacího motoru, jeho vlastnosti a druhu zátěže vyvozené hnaným strojem na výstupním členu mechanismu. Ve spoustě konstrukčních řešení bývá hydrostatický převodový mechanismus doplněn o mechanismy elektrické, pneumatické nebo tuhé. [1]

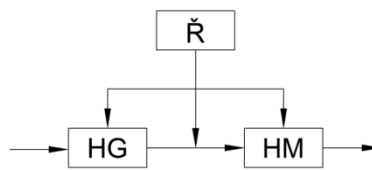
V hydraulickém mechanismu je mechanická energie z hnacího motoru M převáděná na tlakovou energii v hydrogenerátoru HG . Dále se tlaková energie přenáší vedením V do hydromotoru HM , kde se tato energie opět přemění na energii mechanickou, která slouží k pohonu stroje nebo zařízení S (obr. 1). [1]



Obr. 1 Přenos energie v hydraulickém systému [1]

M – hnací motor, HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, S – pohon stroje, V – vedení

Přenos energie v hydraulickém mechanismu se může uskutečňovat při konstantních parametrech přenosu, nebo regulovaných parametrech, pomocí řízení \check{R} . Řídit můžeme hydrogenerátor HG , hydromotor HM nebo také vedení (obr. 2). Součástí těchto mechanismů jsou ventily, rozvaděče, čističe, nádrže aj. [1]



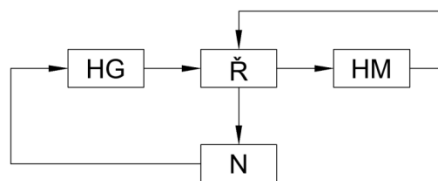
Obr. 2 Řízení hydrostatického přenosu energie [1]
 HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, Ř - řízení

1.2 Hydraulický obvod

Hydraulický přenos energie je uskutečněn v tzv. hydraulickém obvodu. Dle požadavků na hydraulický převodový mechanismus se odvíjí konstrukce hydraulického obvodu. Dle toku energie rozdělujeme hydraulický obvod na otevřený a uzavřený. [1]

1.2.1 Otevřený hydraulický obvod

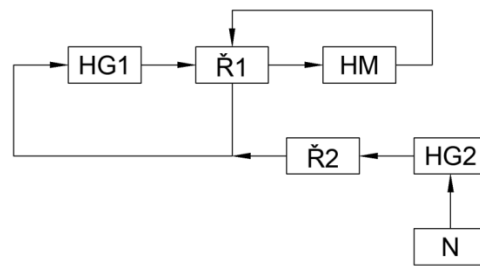
U otevřeného obvodu se po předání tlakové energie do hydromotoru *HM* kapalina vrací zpět do nádrže *N*, odkud je opět hydrogenerátorem *HG* nasávána. Výhodou obvodu je jeho jednoduchost. Nevýhodou otevřeného obvodu je, že nelze jím měnit smysl zatížení, a proto nejsme schopni brzdit při záměně funkce hydrogenerátoru a hydromotoru. [1]



Obr. 3 Otevřený hydraulický obvod [1]
 HG – hydrogenerátor, HM – hydromotor, Ř – řízení, N – nádrž

1.2.2 Uzavřený hydraulický obvod

U tohoto obvodu je kapalina po předání tlakové energie do hydromotoru *HM* vrácena do vstupního kanálu hydrogenerátoru *HG1*, kde ztráty vzniklé průtokem jsou kompenzovány pomocným hydrogenerátorem *HG2*. Výhodou uzavřeného obvodu je, že lze jím brzdit až do výkonu hnacího motoru hydrogenerátoru. Oproti otevřenému obvodu mohou být otáčky hydrogenerátoru podstatně vyšší. Důvodem je to, že v sání je tlak vždy vyšší jak 0,1 MPa. Nevýhodou uzavřeného obvodu je vznik nežádoucího tepla. Proto je nutné obvod chladit. Pokud dojde k pozastavení mechanismu, tak chladnoucí kapalina vytváří podtlak, který netěsnostmi nasává vzduch, který v obvodu vytvoří vzduchové polštáře, které velmi ovlivní stejnoměrnost pohybu. [1]



Obr. 4 Uzavřený hydraulický obvod [1]

HG1, HG2 – hydrogenerátor, HM - hydromotor, Ř1, Ř2 – řízení, N – nádrž

1.3 Hydrostatické převody

Hydrostatické převody jsou v podstatě hydrostatické mechanismy, které jsou určeny k řízení pohybové frekvence. Jsou složeny z jednoho či více hydrogenerátorů, jednoho či více rotačních hydromotorů a řídicích prvků. Tyto převody jsou uspořádány v uzavřeném obvodu. [2]

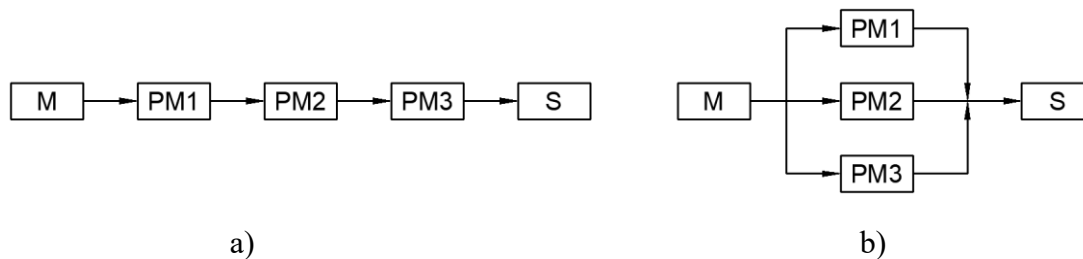
Hydrostatické převodové mechanismy jsou tvořeny kombinací: [2]

- Regulační hydrogenerátor a neregulační hydromotor
- Neregulační hydrogenerátor a regulační hydromotor
- Regulační hydrogenerátor a regulační hydromotor

Regulace			
Regulační charakteristiky			
Regulační rozsah $i = \frac{n_{M \max}}{n_{M \min}}$	$i_G = 10:1$ až $40:1$	$i_M = 2:1$ až $3:1$	$i_{G+M} = 30:1$ až $100:1$
Charakteristiky pro $p = \text{konst.}$			

Obr. 5 Regulační charakteristiky hydrostatického převodu [2]

Pro zlepšení celkové účinnosti přenosu výkonu, zvětšení regulačního rozsahu, zlepšení dynamických vlastností, získání vhodnějších hmotností a rozměrů mechanismů, je možné hydrostatické převodové mechanismy kombinovat s různými typy mechanismů - hydrodynamických, tuhých, elektrických nebo pneumatických. Tyto převodové mechanismy můžou být zapojeny sériově (obr. 6a), nebo paralelně (obr. 6b). [1,2]



Obr. 6 Kombinované převodové mechanismy [1]

M – hnací motor, $PM1, PM2, PM3$ – převodové mechanismy, S – pohon stroje

1.4 Kombinované hydrostatické převodníky

V praxi se setkáváme s hydrostatickými převodníky, které se kombinují s převody mechanickými pro zefektivnění celkové účinnosti přenosu výkonu a zvětšení regulačního rozsahu. Zapojení je buď sériové, nebo paralelní. [3]

1.4.1 Hydrostatický převod se sériově připojeným mechanickým převodem

Sériové zapojení soupravy je znázorněno na obr. 7, kdy celkový převodový poměr této soupravy je vyjádřen rovnicí: [3]

$$i_c = i_h \cdot i_p = \frac{n_1}{n_2} \quad (1)$$

Kde:

i_c – celkový převodový poměr hydrostatického převodu

i_h – hydrostatický převodový poměr

i_p – převodový poměr mechanické převodovky

n_1 – otáčky na vstupu sériově zapojené soupravy

n_2 – otáčky na výstupu sériově zapojené soupravy

Pokud hydrostatický převodový poměr je $i_h = \frac{V_M}{V_G}$ a jeho maximální hodnota

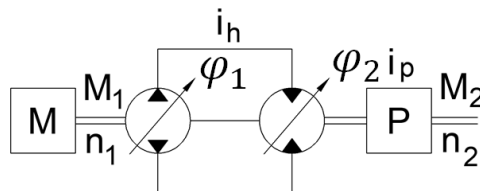
$i_{h \max} = \frac{V_{M \max}}{V_{G \min}}$, pak převodový poměr mechanické převodovky je vyjádřen rovnicí: [3]

$$i_p = i_c \cdot \frac{V_{G \min}}{V_{M \max}} \quad (2)$$

Kde:

$V_{G \min}$ – minimální geometrický objem hydrogenerátoru

$V_{M \max}$ – maximální geometrický objem hydromotoru



Obr. 7 Hydrostatický převod se sériově zapojeným mechanickým převodem [3]

M – motor, P – mechanický převod

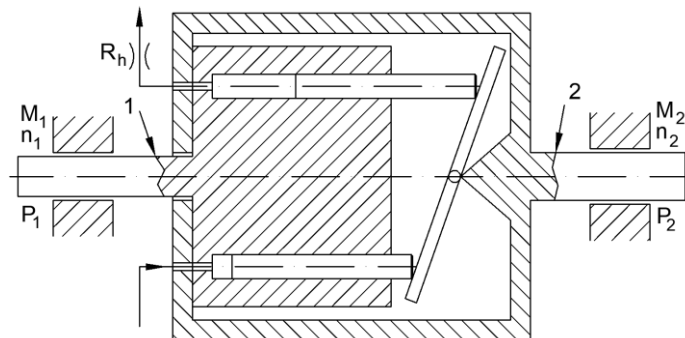
Použitím obousměrných hydrostatických převodníků lze regulační rozsah hydrostatického převodu kombinovaného s mechanickým převodem výrazně rozšířit. [3]

1.4.2 Hydrostatický převod s paralelně zapojeným mechanickým převodem

Paralelní zapojení může být s přímým nebo větveným tokem výkonu, kdy větvení výkonu může být buď vnější, nebo vnitřní. [3]

1.4.2.1 Hydrostatické převody s vnitřním větvením výkonu

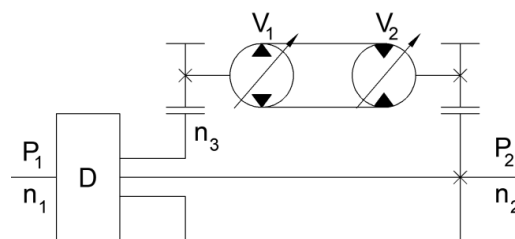
Na obr. 8 je zobrazen hydrogenerátor, kdy jeho skříň je uložena otočně a spojena s hnaným hřídelem. Hydraulický odpor R_h je na výstupu z hydrogenerátoru. Na hnací hřídel hydrogenerátoru je přiveden výkon P_1 , který uvnitř hydrogenerátoru bude větvit výkon na část hydraulickou P_h a na část mechanickou P_2 . Při zanedbání ztrát bude platit, že $P_1 = P_h + P_2$. [3]



Obr. 8 Hydrostatický převod s vnitřním dělením výkonu [3]

1.4.2.2 Hydrostatické převody s vnějším větvením výkonu

Tyto převody jsou kombinací diferenciálního a hydrostatického převodu. Diferenciál může být navržen pro čelní ozubená kola (s jednoduchou nebo dvojnásobnou planetou), nebo kuželová kola. Podle požadavku na konstrukční uspořádání, může být diferenciál umístěn buď na vstup převodového mechanismu (obr. 9), anebo na jeho výstup. Tyto převody se používají v širokém rozsahu otáček a výkonu. Využití nalezneme například v pohonech lokomotiv, motorových vozidel aj. [3]

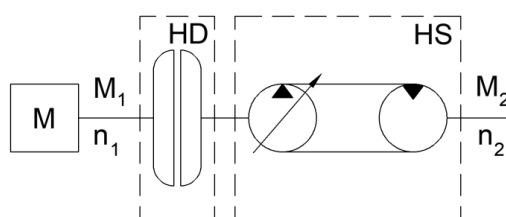


Obr. 9 Umístění diferenciálu na vstup převodového mechanismu [3]

D – diferenciál

1.4.3 Kombinace hydrostatického a hydrodynamického převodu

Na obr. 10 je zobrazeno hybridní zapojení hydrodynamického *HD* a hydrostatického *HS* převodu řazeného sériově. Výhodou tohoto řešení je plynulost rozběhu hydrodynamického převodu a velký převodový poměr otáček hydrostatického převodu. Nevýhodou tohoto řešení je, že hydrostatický a hydrodynamický převod pracuje v celém rozsahu převodových poměrů. Tím nastává ovlivnění celkové účinnosti. Nicméně tuto nevýhodu můžeme odstranit zapojením hydrostatického převodu a hydrodynamického měniče, v uspořádání do diferenciálního převodu. [3]



Obr. 10 Kombinace HD a HS převodu [3]

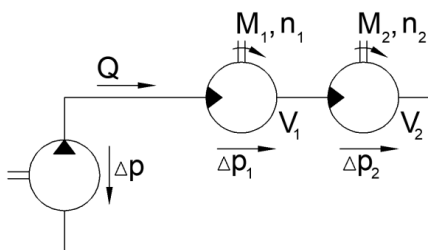
M – motor, *HD* – hydrodynamický převod, *HS* – hydrostatický převod

1.5 Vícemotorové pohony

V praxi se setkáváme často s tím, že pohon s jedním motorem nedokáže splnit naše požadavky. Proto se setkáváme čím dál tím více s vícemotorovými pohony, kdy hydromotory mohou být zapojeny sériově (obr. 11), nebo paralelně (obr. 12). [2]

1.5.1 Sériové zapojení hydromotorů

V tomto zapojení mají všechny motory při stejném geometrickém objemu přibližně stejné otáčky. Otáčky v každém hydromotoru nebudou naprosto stejné, protože v hydraulickém obvodu vznikají průtokové ztráty. Proto tuto variantu nemůžeme použít tam, kde je důležitá synchronizace otáček. Vzhledem k tomu, že celkový tlakový spád je rozdělen na jednotlivé motory, nebudou tyto motory tlakově využité. [2]



Obr. 11 Sériově řazené hydromotory [2]

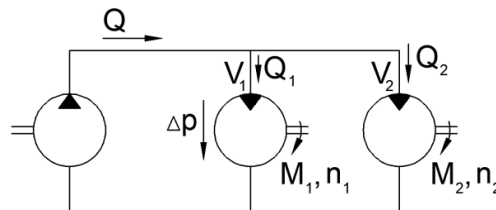
Na základě výše uvedeného schématu lze vyjádřit objemový průtok Q a tlakový spád Δp :

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (3)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (4)$$

1.5.2 Paralelní zapojení hydromotorů

V tomto zapojení je tlakový spád na každém hydromotoru stejný. Pokud bude každý hydromotor zatížen stejným momentem, tak průtok kapaliny mezi hydromotory bude také stejný. To znamená, že tyto motory musí být propojeny mechanickou vazbou. Mechanickou vazbu si můžeme představit například pomocí adheze kol vozidla k vozovce (obr. 13). Bude-li na jednom kole tato vazba porušena vlivem prokluzu, nebo otáčením kola naprázdno, tak na hydromotoru druhého kola dojde k poklesu momentu a toto kolo nebude zabírat. V podstatě tohle uspořádání plní na vozidle funkci diferenciálu. Diferenciál můžeme uzavřít tak, že změním paralelní uspořádání na sériové. V paralelním zapojení lze všechny hydromotory zatížit plným momentem, a proto lze počtem motorů zajistit potřebný n -násobný moment. [2]

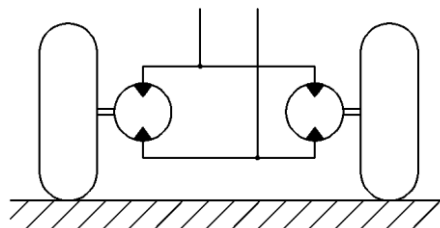


Obr. 12 Paralelně řazené hydromotory [2]

Pro paralelní zapojení lze vyjádřit objemový průtok Q a tlakový spád Δp dle výše uvedeného schématu:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (5)$$

$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 \quad (6)$$



Obr. 13 Paralelně zapojené hydromotory s mechanickou vazbou [2]

1.6 Prvky hydrostatických mechanismů

V hydrostatických mechanismech je přenos a řízení parametrů energie uskutečněné různými druhy hydraulických prvků. Dle konstrukce a způsobu uspořádání v hydraulickém okruhu zabezpečují tyto prvky přestup energie mezi pevnými členy a kapalinou, přeměnu parametrů přenášené energie, hrazení a větvení proudu kapaliny. Nezbytnou součástí hydraulického obvodu jsou pomocné prvky, které zajišťují požadovanou funkci hydrostatického mechanismu. Nelze opomenout také kapaliny, které se používají jako nositelé energie. [4]

Základní rozdělení je následující: [4]

1. Hydrostatické převodníky
2. Prvky pro řízení tlaku
3. Prvky pro řízení velikosti průtoku
4. Prvky pro řízení směru průtoku
5. Proporcionální prvky
6. Pomocné prvky

1.6.1 Hydrostatické převodníky

Hydrostatické převodníky jsou hydraulické prvky, které se podle směru přestupu energie rozdělují na hydrogenerátory a hydromotory. V hydrogenerátoru se převádí mechanická energie z tuhých částí na energii tlakovou. V hydromotoru se tato tlaková energie kapaliny převádí na mechanickou energii tuhých částí. Hydrostatické převodníky mohou být regulační, kdy jejich geometrický objem lze během chodu měnit a neregulační, kdy jejich geometrický objem během chodu měnit nelze. Dále lze hydrostatické převodníky dělit na převodníky bez reverzace nebo s reverzací otáčení. Převodníky bez reverzace otáčení mohou být pravotočivé nebo levotočivé, ale bez demontáže a dílčích úprav nelze smysl otáčení měnit. Převodníky s reverzací otáčení jsou schopné pracovat s libovolným smyslem otáčení. [5]

1.6.1.1 Hydrogenerátory

Kapalina je do hydrogenerátoru přiváděna z nádrže nebo z nízkotlaké části obvodu přes sací kanál. V hydrogenerátoru kapalina prochází pracovním prostorem do výstupního kanálu a vytváří tak průtok. Ve stejný okamžik se v pracovním a výstupním prostoru shromažďuje tlak, který je dán zatížením hydromotoru a součtem odporů v obvodu mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. [4,5]

Dle konstrukce jsou hydrogenerátory: [4,5]

- Zubové
- Lamelové
- Šroubové
- Pístové – pístové se dále dělí na axiální, radiální a řadové

1.6.1.2 Hydromotory

Do hydromotoru je přiváděna kapalina o potřebném průtoku a tlaku přes vstupní kanál. Takto přivedená energie se v pracovním prostoru hydromotoru převádí ze sloupce kapaliny na tuhé části. U rotačního hydromotoru jde o hřídel a u přímočarého hydromotoru jde o píst. Výstupní požadovaný parametr je pak moment a otáčky, nebo síla a rychlost. [5]

Dle konstrukce jsou hydromotory: [4]

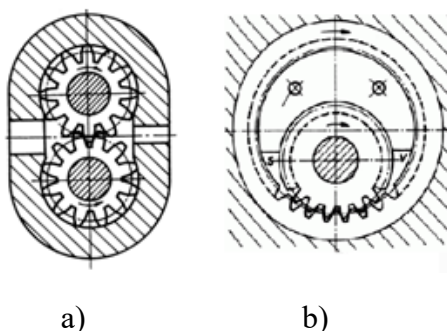
- Rotační
 - Zubové
 - Lamelové
 - Šroubové
 - Pístové – pístové se dále dělí na axiální a radiální
 - Kyvné
- Přímocharé

1.6.1.3 Charakteristika hydrogenerátorů a hydromotorů

Ve většině případů lze hydrogenerátor použít jako rotační hydromotor a naopak. Proto charakteristika těchto hydrostatických převodníků bude popsána současně. [1]

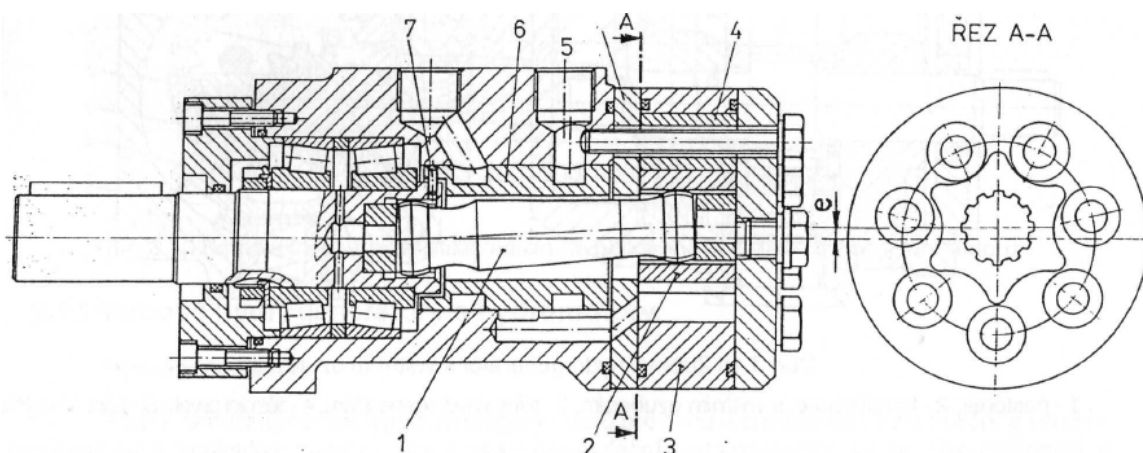
Zubové hydrogenerátory a hydromotory

Zubové hydrogenerátory – jedná se o konstrukčně a výrobně nenáročném zařízení. Zubový hydrogenerátor tvoří dvojice spoluzabírajících kol uložených otočně v tělese hydrogenerátoru. Díky své jednoduchosti mají vysokou škálu využití zejména v jednoduchých hydraulických obvodech jako neregulační hydrogenerátory. Tato zařízení jsou spolehlivá, mají nízké nároky na filtraci a odolávají rázovému zatížení. Základní rozdělení je na hydrogenerátory s vnějším (obr. 14a) a vnitřním ozubením (obr. 14b). [4]



Obr. 14 Zubové hydrogenerátory [4]

Zubové hydromotory – co do uspořádání, jsou si tyto zařízení se zubovými hydrogenerátory velmi podobné. Porovnáme-li hydromotor a hydrogenerátor stejného typu, tak celková účinnost hydromotoru bude nižší. Proto využití nalezneme u méně náročných pohonů s občasou funkcí, např. otoč mobilních jeřábů. Rozdělují se na hydromotory s vnějším a vnitřním ozubením. [1,4]

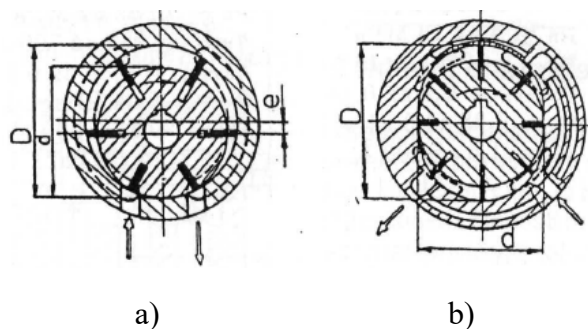


Obr. 15 Zubový hydromotor s vnitřním ozubením ORBITROL [2]

1 – kardanový hřídel, 2 – pastorek, 3 – statorový kroužek, 4 – válečky, 5 – rozvodná skříň, 6 – rozvodné rotační šoupátko, 7 – unášecí kolík

Lamelové hydrogenerátory a hydromotory

Lamelové hydrogenerátory – jsou konstruovány tak, že vytváří proměnlivý prostor mezi státorem, rotorem a lamelami. Otvor statoru může být kruhový (obr. 16a), nebo oválný (obr. 16b). U kruhového statoru je rotor s lamelami uložen excentricky o hodnotu e . U oválného statoru je rotor a stator souosý. Díky nenáročné konstrukci lze tyto hydrogenerátory srovnávat se zubovými. Oproti zubovým hydrogenerátorům jsou méně hlučné a při stejných průtocích mají lamelové hydrogenerátory menší rozměry. Lze na těchto zařízeních regulovat průtok i tlak. [1]

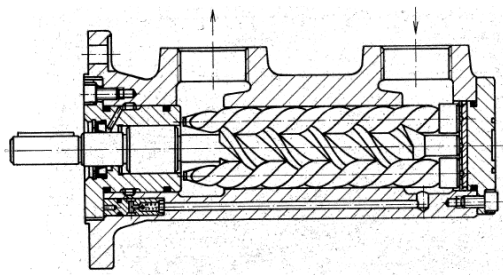


Obr. 16 Lamelové hydrogenerátory [1]

Lamelové hydromotory – konstrukčně může být stejný tak jako lamelový hydrogenerátor, ale jejich využití je velmi omezené ve srovnání s pístovými hydromotory. V praxi se můžeme setkat s pomaluběžnými hydromotory. [1]

Šroubové hydrogenerátory a hydromotory

Šroubové hydrogenerátory – jedná se o zařízení, které dodávají rovnoměrný, nepulzační průtok. Chod těchto zařízení je tichý a vyrovnaný. Hlavními částmi jsou šrouby s jednochodým nebo vícechodým závitem, které jsou uloženy ve statoru (v tělese) hydrogenerátoru. Závitů otáčejících se šroubů zapadají do závitových mezer, kde vytvářejí řadu uzavřených prostorů, které jsou dány počtem chodů závitů a počtem stoupání závitů na délku vřetena. Tyto hydrogenerátory se dělí dle profilu šroubů, kdy profil může být lichoběžníkový, cykloidní nebo evolventní. V praxi se můžeme setkat s dvoušroubovými nebo vřetenovými hydrogenerátory. Nevýhodou těchto zařízení je drahá a náročná výroba šroubů co do přesnosti a kvality povrchu. [5,6]



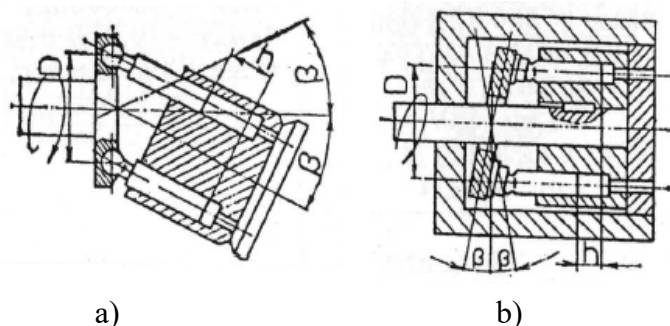
Obr. 17 Šroubový hydrogenerátor [5]

Šroubové hydromotory – v praxi se tyto zařízení vyskytují jen zřídka. Nicméně jejich předností je nízká hlučnost a rovnoměrnost úhlové rychlosti. [5]

Pístové hydrogenerátory a hydromotory

Pístové hydrostatické převodníky jsou v dnešní době velmi rozšířené díky možnosti splnit nejrůznější aplikační požadavky, a to s vynikajícími technickými parametry. Princip se zakládá na přímočarém vratném pohybu pístu, který je uložen ve válci. Tyto převodníky lze rozdělit dle polohy pístu k ose rotace, a to na axiální, radiální a řadové. [1]

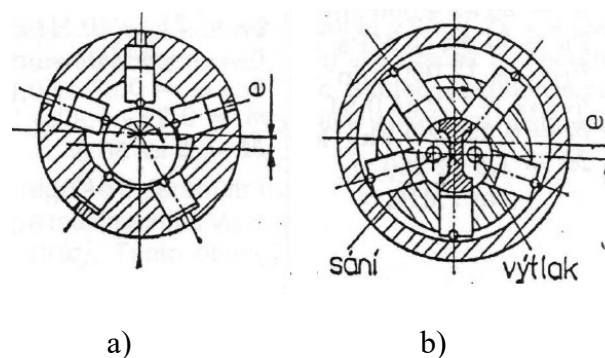
Axiální pístové hydrogenerátory – tyto převodníky mají osu pístů rovnoběžnou s osou otáčení bloku válců. Můžou být dvojí konstrukce, a to s nakloněným blokem válců (obr. 18a), nebo s nakloněnou deskou (obr. 18b). Pokud nakloněná deska nebo blok bude mít konstantní úhel sklonu, pak mluvíme o hydrogenerátorech neregulačních (nelze měnit průtok). Bude-li sklon desky či bloku měnitelný od maxima do nuly, pak jde o hydrogenerátory regulační (lze měnit průtok). Úhel sklonu bloku válců se pohybuje do 28° (novější konstrukce až do 45°). Úhel sklonu desky je pak 15° až 20° . Výhody těchto hydrogenerátorů jsou vynikající parametry tlaku, otáček a rozsahu teplot, při kterých jsou schopny pracovat. [1]



Obr. 18 Axiální pístové hydrogenerátory [2]

Axiální pístové hydromotory – většina hydromotorů je co do principu, tak konstrukce shodná s axiálními pístovými hydrogenerátory. Můžou být jak regulační s proměnlivými otáčkami a krouticím momentem, tak neregulační, tj. při konstantním průtoku a tlaku s konstantním krouticím momentem. Tak jako u axiálních hydrogenerátorů, je zde také rozdělení na hydromotory s nakloněným blokem a nakloněnou deskou. Hydromotor s nakloněnou deskou se vyznačuje kompaktními rozměry, necitlivostí na rázy od hnaného mechanismu. Nevýhodou je menší účinnost oproti druhé variantě. Hydromotor s nakloněným blokem se vyznačuje vyššími otáčkami a tím i větším regulačním rozsahem, zatímco jeho nevýhodou je horší dynamika a větší rozměry. [1]

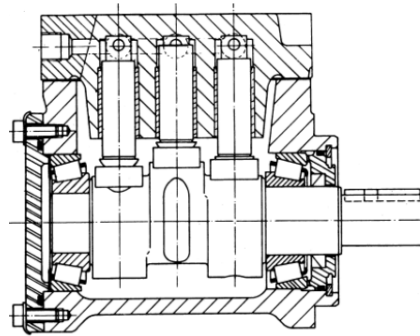
Radiální pístové hydrogenerátory – konstrukce těchto hydrogenerátorů je dvojitá. V první konstrukci jsou písty vedeny ve statoru (obr. 19a). Zdvih pístů a jeho sací popř. výtlačný účinek je docílen excentrickým kotoučem spojeným s hnacím hřídelem hydrogenerátoru. Pro nasávání a výtlaček kapaliny má každý válec samostatný rozvod. Druhou variantou je píst vedený v rotoru (obr. 19b), kdy zdvih pístu je odvozen od excentrické polohy statoru vůči rotoru s písty. Tady je prostor sání a výtlačku oddělen přepážkou, která je umístěna v dutině centrálního čepu. Díky excentricitě lze měnit plynule průtok od nuly do maxima. Výhodou těchto převodníků je možnost práce s kapalinami na bázi vody a nízký požadavek na filtraci. [1]



Obr. 19 Radiální pístové hydrogenerátory [2]

Radiální pístové hydromotory – tyto hydromotory jsou také konstruovány buď s písty vedenými ve statoru, nebo s písty vedenými v rotoru. V praxi se většinou používají jako pomaluběžné. Vzhledem k tomu, že dokáží vyvodit vysoký krouticím moment, není k přímému pohonu třeba mechanické převodovky. [1]

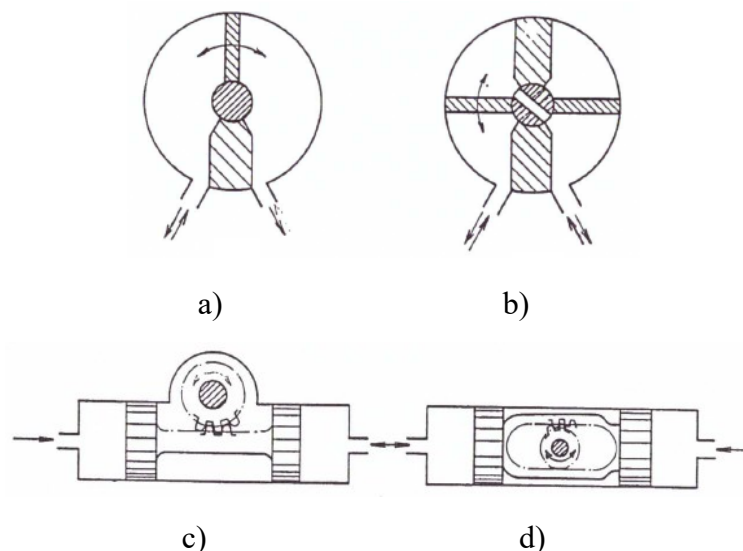
Řadové pístové hydrogenerátory – jsou to jednoduché hydrostatické převodníky, které se skládají z bloku válců, ve kterých je pohyb pístů vyvozen excentrem hřídele, nebo klikovým mechanismem. V bloku válců jsou také umístěny sací a výtlačné ventily. V praxi nejsou tyto hydrogenerátory moc používané a hydromotory této konstrukce neexistují. [1]



Obr. 20 Řadový pístový hydrogenerátor [4]

Hydromotory s kyvným pohybem

Jedná se o speciální hydromotory, které vytváří kyvný pohyb. Dle konstrukčního uspořádání se vyskytují lamelové jednočinné (obr. 21a), lamelové dvojčinné (obr. 21b), pístové dvojčinné buď s vnějším ozubeným převodem (obr. 21c), nebo s vnitřním ozubeným převodem (obr. 21d). Úhel kyvu se liší konstrukčním uspořádáním. U lamelových jednočinných hydromotorů dosahujeme úhlu kyvu od 270° do 300° , zatímco u lamelových dvojčinných hydromotorů úhel kyvu dosahuje rozsahu od 140° do 170° . U pístových dvojčinných hydromotorů je zdvih pístů ovlivněn úhlem kyvu, který může být i větší jak 360° . [2]



Obr. 21 Hydromotory s kyvným pohybem [2]

1.6.1.4 Srovnání hydrostatických převodníků

V tabulce 1 jsou vyzdvihnuty důležité parametry používaných hydrostatických převodníků.

Typ hydrostatického převodníku	Geometrický objem [cm ³]	Jmenovitý tlak [MPa]	Maximální účinnost [-]	Maximální otáčky [min ⁻¹]
Zubový s vnějším ozubením	0,5 – 400	16 – 21	0,75 – 0,85	6000
Šroubový	20 – 1500	2,5 – 16	0,82	3000
Lamelový s kruhovým statorem	30 – 800	2 – 7	0,75 – 0,8	1500
Radiální pístový s vnitřním vedením pístů	16 – 20000	21 – 40	0,9 – 0,94	550 – 3000
Axiální pístový s čelním rozvodem a nakloněnou deskou	15 – 500	21 – 40	0,88 – 0,92	6000
Axiální pístový s čelním rozvodem a nakloněným blokem	20 – 4000	21 – 35	0,9 – 0,94	12000
Řadový pístový	0,5 – 500	35 – 63	0,9 – 0,94	3000

Tab. 1 Hydrostatické převodníky [2]

1.6.2 Prvky pro řízení tlaku

Tyto prvky se používají v hydraulických obvodech pro udržení konstantního tlaku, pro omezení jeho maximální hodnoty, anebo pro redukci tlaku v obvodu. [4]

Prvky pro řízení tlaku: [4]

- Tlakové ventily – můžou být buď pojistné, nebo přepouštěcí. Pojistné ventily omezují maximální hodnotu tlaku v hydraulickém obvodu, zatímco přepouštěcí ventily téměř nezávisle na velikosti průtoku udržují tlak v hydraulickém obvodu.
- Redukční ventily – slouží ke snížení tlaku v hlavním obvodu na tlak potřebný např. v okruhu brzd atd.

1.6.3 Prvky pro řízení velikosti průtoku

Tyto prvky vytvářejí odpor proti pohybu, kdy velikost odporu ovlivňuje průtok. [4]

Prvky pro řízení velikosti tlaku: [4]

- Clony a trysky – těmito prvky je průtok škrcen konstantním odporem, tj. můžeme např. těmito prvky udržet konstantní průtok v paralelních větvích hydraulického obvodu.
- Škrtící ventily – těmito prvky je průtok škrcen proměnlivým odporem tak, že ventilem měníme průtočný průřez.

1.6.4 Prvky pro řízení směru průtoku

Tyto prvky umožňují řídit, popřípadě hradit směr proudu kapaliny. [4]

Prvky pro řízení (hrazení) průtoku: [4]

- Uzavírací ventily – těmito prvky uzavíráme větve hydraulického obvodu.
- Uzavírací kohouty – je to uzavírací prvek, který má dvě polohy. V první poloze propouští kapalinu, v druhé poloze hradí průtok kapaliny.
- Jednosměrné ventily – prvky propouštějící kapalinu pouze jedním směrem.
- Hydraulické zámky – prvky, které jsou velmi často používány pro fixaci zatíženého přímočarého hydromotoru v požadované poloze.
- Rozvaděče – prvky sloužící pro hrazení průtoku. Můžeme jimi řídit směr nebo zastavit pohyb hydraulických motorů.
- Vestavěné ventily – slouží pro hrazení průtoku.

1.6.5 Proporcionální prvky

Těmito prvky můžeme spojitě řídit průtok, nebo tlak plynule se měnícími signály (nejčastěji elektrickými). [4]

Rozdělení proporcionálních prvků: [4]

- Proporcionální rozvaděče – slouží k plynulému řízení směru a velikosti průtoku.
- Proporcionální tlakové ventily – slouží k plynulému řízení tlaku.
- Proporcionální ventily pro řízení průtoku – patří sem proporcionální škrťací ventily a regulátory průtoku.
- Servoventily – princip velmi podobný proporcionálním prvkům, avšak konstrukce těchto prvků je uzpůsobena vyšší přesnosti řízení.

1.6.6 Pomocné prvky

Jsou to prvky pro shromažďování a úpravu kapalin. [4]

Prvky pro shromažďování kapaliny:

- Nádrž – nádoba pro shromáždění hydraulické kapaliny.
- Hydraulický akumulátor – uchovává v kapalině energii, kterou v případě potřeby uvolňuje do hydraulického obvodu.

Prvky pro úpravu kapaliny:

- Chladiče a ohřívače – udržují hydraulické kapaliny v provozní teplotě.
- Filtry – udržují stanovenou čistotu hydraulické kapaliny v obvodu.

2 ZÁKLADNÍ VZTAHY A CHARAKTERISTIKY HYDROSTATICKÝCH PŘEVODNÍKŮ

Pro hydrostatické převodníky (hydrogenerátory a hydromotory) bez ohledu na ztráty platí následující vztahy: [3]

Výkon hydrostatických převodníků

$$P = Q \cdot \Delta p \quad (7)$$

Kde:

Q – objemový průtok hydrostatického převodníku

Δp – tlak (tlakový spád) hydrostatického převodníku

Objemový průtok hydrostatických převodníků

$$Q = V \cdot n \quad (8)$$

Kde:

V – geometrický objem hydrostatického převodníku

n – otáčky hydrostatického převodníku

Krouticí moment hydrostatických převodníků

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{Q \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot n \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \quad (9)$$

Kde:

ω – úhlová rychlost hydrostatického převodníku

Otáčky hydrostatického převodníku

$$n = \frac{Q}{V} \quad (10)$$

V reálných podmínkách je přeměna energie v hydrogenerátoru a hydromotoru ovlivněna ztrátami průtokovými, mechanickými a hydraulickými. [3]

a) Průtokové ztráty – jsou způsobeny stlačitelností kapaliny, pohlcenými plyny v kapalině, úniky kapaliny vůlemi mezi pracovními prvky atd. Pokud sečteme všechny průtokové ztráty, získáme ztrátový průtok Q_z . Proto se skutečný průtok od teoretického průtoku Q_{tH} bude lišit o hodnotu Q_z . [3]

Pro hydrogenerátor platí:

$$Q_{HG} = Q_{tH} - Q_z \quad (11)$$

Pro hydromotor platí:

$$Q_{HM} = Q_{tH} + Q_z \quad (12)$$

- Průtoková účinnost hydrogenerátoru [3]

$$\eta_{QHG} = \frac{Q_{HG}}{Q_{tH}} = \frac{Q_{tH} - Q_z}{Q_{tH}} = 1 - \frac{Q_z}{Q_{tH}} \quad (13)$$

Skutečný průtok hydrogenerátoru [3]

$$Q_{HG} = Q_{tH} \cdot \eta_{QHG} \quad (14)$$

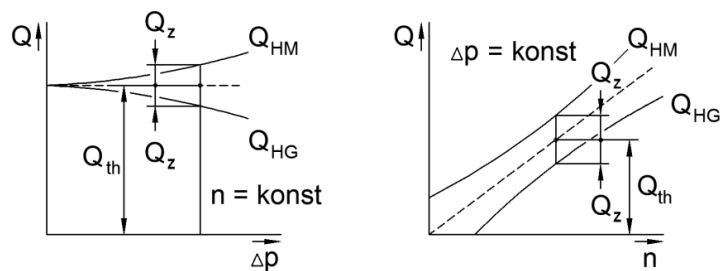
- Průtoková účinnost hydromotoru [3]

$$\eta_{QHM} = \frac{Q_{tH}}{Q_{HM}} = \frac{Q_{tH}}{Q_{tH} + Q_z} = \frac{1}{1 + \frac{Q_z}{Q_{tH}}} \quad (15)$$

Otáčky hydromotoru [3]

$$n_{HM} = \frac{Q_{HM}}{V} \cdot \eta_{QHM} \quad (16)$$

Na obr. 22 jsou zobrazeny skutečné výsledné průtokové charakteristiky hydromotoru Q_{HM} a hydrogenerátoru Q_{HG} . Tyto charakteristiky jsou ovlivněny průtokovými ztrátami Q_z . [3]



Obr. 22 Průtokové charakteristiky [3]

b) Mechanické ztráty – jsou způsobeny třením, které se projevuje na hřídeli hydrostatického převodníku jako ztrátový moment složený s níže uvedených třecích složek: [3]

- Třecí složka momentu závislá na normálních silách, a tedy úměrná tlaku
- Třecí složka momentu způsobená tečným smykovým napětí vrstev viskózní kapaliny, a tedy úměrná rychlosti
- Třecí složka konstantní, na tlaku a rychlosti nezávislá

c) Hydraulické ztráty – tyto ztráty způsobí pohyb viskózní kapaliny vnitřními kanály hydrostatického převodníku. V porovnání s průtokovými a mechanickými ztrátami, jsou tyto ztráty zanedbatelné. Proto se tyto ztráty zahrnují do ztrát mechanických a uvádějí se pod pojmem mechanicko-hydraulické ztráty. Tedy součet dílčích mechanicko-hydraulických ztrát dává celkový ztrátový moment M_z . To znamená, že skutečný moment na hřídeli hydrostatického převodníku se bude lišit od teoretického momentu M_{tH} o hodnotu M_z . [3]

Pro hydrogenerátor platí:

$$M_{HG} = M_{tH} + M_z \quad (17)$$

Pro hydromotor platí:

$$M_{HM} = M_{tH} - M_z \quad (18)$$

- Tlaková účinnost hydrogenerátoru [3]

$$\eta_{pHG} = \frac{M_{tH}}{M_{HG}} = \frac{M_{tH}}{M_{tH} + M_z} = \frac{1}{1 + \frac{M_z}{M_{tH}}} \quad (19)$$

Tlak v hydrogenerátoru [3]

$$\Delta p = \frac{2 \cdot \pi}{V} \cdot M_{HG} \cdot \eta_{pHG} \quad (20)$$

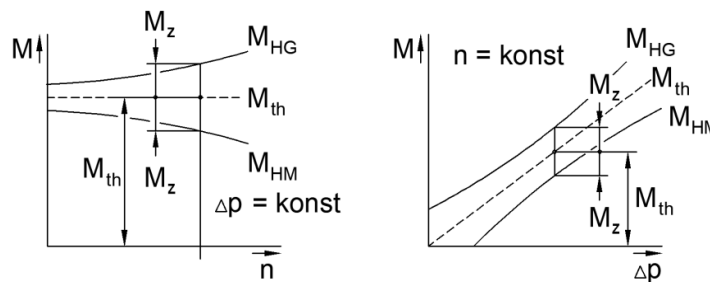
- Tlaková účinnost hydromotoru [3]

$$\eta_{pHM} = \frac{M_{HM}}{M_{tH}} = \frac{M_{tH} - M_z}{M_{tH}} = 1 - \frac{M_z}{M_{tH}} \quad (21)$$

Skutečný moment v hydromotoru [3]

$$M_{HM} = \frac{\Delta p \cdot V}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{pHM} \quad (22)$$

Na obr. 23 jsou zobrazeny skutečné výsledné momentové charakteristiky hydromotoru M_{HM} a hydrogenerátoru M_{HG} . Tyto charakteristiky jsou ovlivněny mechanicko-hydraulickými ztrátami M_z . [3]



Obr. 23 Momentové charakteristiky [3]

- Celková účinnost hydrostatického převodníku [3]

Pro hydrogenerátor

$$\eta_{CHG} = \frac{Q_{HG} \cdot \Delta p}{M_{HG} \cdot \omega} \quad (23)$$

Pro hydromotor

$$\eta_{CHM} = \frac{M_{HM} \cdot \omega}{Q_{HM} \cdot \Delta p} \quad (24)$$

Pro oba typy převodníků

$$\eta_c = \eta_Q \cdot \eta_p \quad (25)$$

Kde:

η_c – celková účinnost hydrostatických převodníků

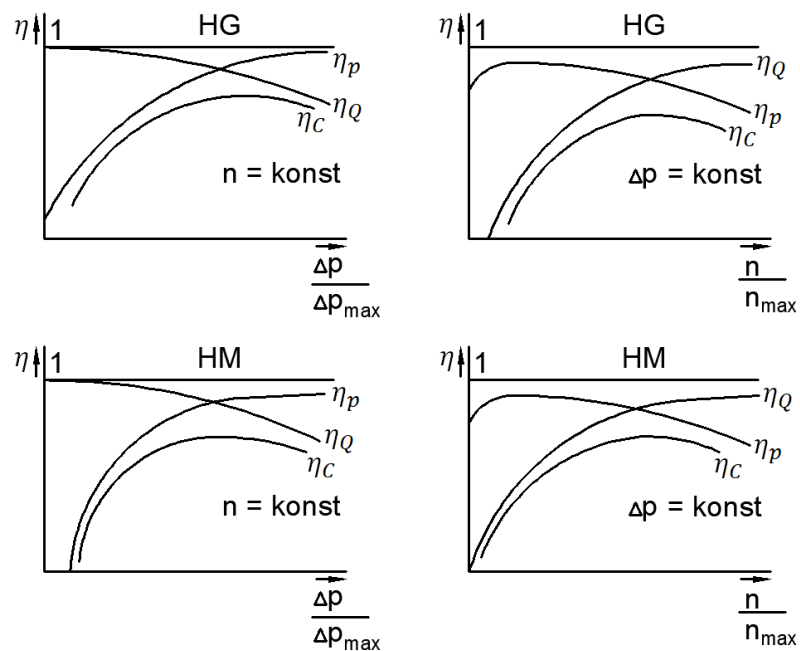
η_{CHG} – celková účinnost hydrogenerátoru

η_{CHM} – celková účinnost hydromotoru

η_Q – průtoková účinnost hydrostatických převodníků

η_p – tlaková účinnost hydrostatických převodníků

Na obrázku obr. 24 je zobrazena závislost průtokové účinnosti η_Q , tlakové účinnosti η_p a celkové účinnosti η_c na otáčkové frekvenci a na tlakovém spádu pro hydrogenerátor *HG* a hydromotor *HM*. [3]



Obr. 24 Závislosti účinností na otáčkové frekvenci a na tlakovém spádu *HG* a *HM* [3]

3 KAPALINY

Kapaliny slouží k přenosu energie a informace. V hydraulických mechanismech se používají minerální oleje, nehořlavé kapaliny nebo ekologické nezávadné kapaliny. Důležitými vlastnostmi kapalin jsou dobré mazací schopnosti, hygienická nezávadnost, netečnost k těsnicím materiálům, nízká cena a schopnost odvádět teplo a nečistoty z hydraulického systému. [2]

3.1 Minerální oleje

Fyzikálními vlastnostmi minerálních olejů jsou viskozita, bod tuhnutí, bod vzplanutí a stlačitelnost. Tyto fyzikální vlastnosti závisí na teplotě okolního prostředí a pracovním tlaku. V minulosti se používaly nízkotuhnoucí oleje třídy ON a OL. Nyní jsou tyto oleje nahrazeny univerzálními oleji OH. Nejpoužívanější oleje jsou OH-HM 32, OH-HM 46 nebo OH-HM 68. [2]

3.2 Nehořlavé kapaliny

Nevýhodou minerálních olejů je jejich hořlavost. Proto jsou v některých hydraulických zařízeních, které pracují třeba v hlubinných dolech zakázány. Bylo tedy nutné vyvinout nehořlavé kapaliny na bázi vody nebo na bázi syntetických kapalin. [2]

Nehořlavé kapaliny se rozdělují: [2]

HFA – emulzní kapalina (olej ve vodě)

HFB – emulzní kapalina (voda v oleji)

HFC – vodní roztoky polymerů

HFD – syntetické kapaliny

3.3 Ekologicky nezávadné kapaliny

Tyto kapaliny se používají místo minerálních olejů v zařízeních, u kterých by v případě poruchy zařízení mohlo dojít k ohrožení životního prostředí. Důležitými vlastnostmi ekologických nezávadných kapalin je jejich biologická odbouratelnost a zanedbatelná škodlivost v půdě. Mezi tyto kapaliny patří řepkový olej, polyglykol, nebo syntetický olej. [2]

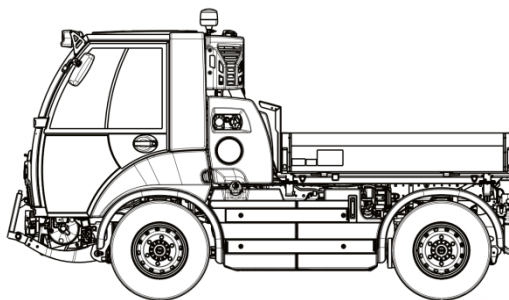
II. PRAKTICKÁ ČÁST

4 CÍL DIPLOMOVÉ PRÁCE

Cílem této práce je návrh hydrostatického pohonu pojezdu stroje, včetně návrhu jednotlivých prvků. Součástí práce je sestrojiti trakční charakteristiku stroje. Závěr práce se věnuje návrhu mechanické převodovky.

4.1 Koncepce navrženého řešení

Praktická část se zabývá návrhem hydrostatického pohonu pojezdu mobilního vozidla. Vozidlo je navrženo pro manipulaci břemene v rozlehlých podnicích. Pohyb vozidla se uskutečňuje zejména po rovném asfaltovém povrchu. Nicméně je počítáno, že vozidlo může být použito i pro přepravu břemene po asfaltových pozemních komunikacích, kde sklon vozovky bude dosahovat nejvýše 5%. Dále je počítáno i s běžnými povětrnostními vlivy jako je déšť, který nám ovlivňuje valivý odpor a tření vozidla. Náhon vozidla je navržen na přední kola. Výhodou předního náhonu je dobrá čitelnost při řízení a lepší vedení auta ve stopě v zatáčkách. Hlavní části pohonu je diesellový spalovací motor, regulační axiální pístový hydrogenerátor, regulační axiální pístový hydromotor a mechanická převodovka. Mechanická energie je s diesellového spalovacího motoru převáděná na energii tlakovou v hydrogenerátoru. Tlaková energie je uchována v hydraulické kapalině, která je dopravována vedením do hydromotoru, kde dojde opět k přeměně tlakové energie na energii mechanickou. Poté je tato mechanická energie v převodovce upravena na požadované výstupní parametry. Výstupními parametry jsou tažná síla a rychlost vozidla.



Obr. 25 Mobilní vozidlo [7]

Parametry zadané:

Výkon vozidla	$P_v = 17 \text{ kW}$
Tažná síla vozidla	$F_{max} = 12000 \text{ N}$
Maximální rychlost vozidla	$v_{max} = 30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} = 8,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnost vozidla včetně závaží	$m_v = 2200 \text{ kg}$
Maximální sklon stoupání vozidla	$s = 5\%$
Tlakový spád	$\Delta p_{max} = 28 \text{ MPa}$
Převodový poměr převodovky	$i_p = 10$

Parametry uvažované:

Průtoková účinnost hydrogenerátoru	$\eta_{QHG} = 0,92$
Tlaková účinnost hydrogenerátoru	$\eta_{pHG} = 0,93$
Průtoková účinnost hydromotoru	$\eta_{QHM} = 0,92$
Tlaková účinnost hydromotoru	$\eta_{pHM} = 0,94$
Účinnost převodovky	$\eta_{mp} = 0,92$

4.2 Jízdní odpory

Proti pohybu vozidla působí síly, které nazýváme jízdní odpory. Součtem těchto jednotlivých odporů dostáváme celkový jízdní odpor, což je v podstatě tažná síla potřebná pro pohyb vozidla po vozovce. [8]

Jízdní odpor stoupání

Odpor, který klade vozidlo při pohybu do svahu. Výpočet proveden dle [8].

Úhel stoupání

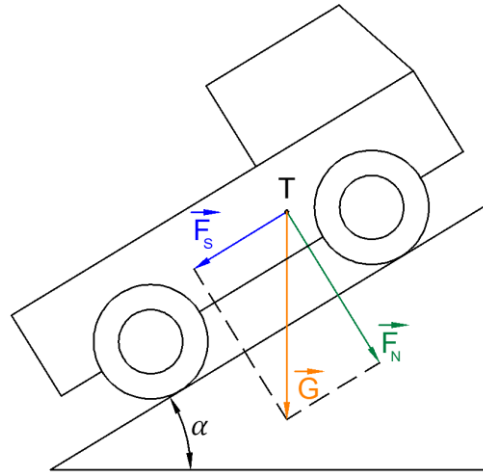
$$s = tg\alpha \cdot 100 \rightarrow tg\alpha = \frac{s}{100} \quad (26)$$

$$tg\alpha = \frac{5}{100} = 0,05 \rightarrow \alpha = 2^\circ 51'$$

Jízdní odpor stoupání

$$F_S = G \cdot \sin\alpha = m_v \cdot g \cdot \sin\alpha \quad (27)$$

$$F_S = 2200 \cdot 9,81 \cdot \sin 2^\circ 51' = 1073,1 \text{ N}$$



Obr. 26 Statická silová rovnováha vozidla na nakloněné rovině

F_S – jízdní odpor stoupání, G – tíha vozidla, F_N – normálová síla,

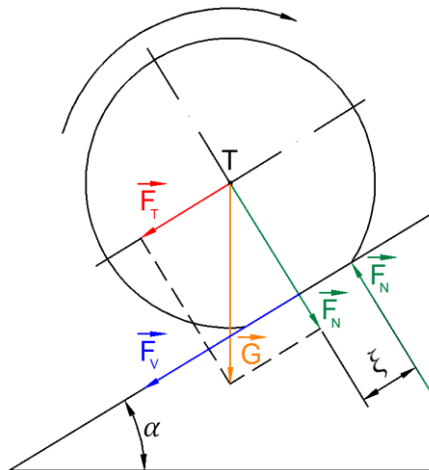
T – těžiště, α – sklon nakloněné roviny

Jízdní odpor valivý

Odpor, který vznikne deformací pneumatiky nebo deformací pneumatiky a vozovky pokud není vozovka tuhá. Součinitel valivého odporu uvažují $f_k = 0,015$ (vozidlo se bude pohybovat po asfaltu). Výpočet proveden dle vztahu: [8]

$$F_V = F_N \cdot f_k = G \cdot \cos\alpha \cdot f_k = m_v \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot f_k \quad (28)$$

$$F_V = 2200 \cdot 9,81 \cdot \cos 2^\circ 51' \cdot 0,015 = 323,3 \text{ N}$$



Obr. 27 Vznik odporu valení

F_V – jízdní odpor valivý, F_T – třecí síla, G – tíha vozidla, F_N – normálová síla,
 T – těžiště, α – sklon nakloněné roviny, ξ – rameno valivého odporu

Jízdní odpor zrychlení

Odpor, který klade setrvačná síla proti směru zrychlování vozidla. Jízdní odpor zrychlení si vyjádříme z rovnice celkového jízdního odporu: [8]

$$F_C = F_{max} = F_S + F_V + F_Z \rightarrow \quad (29)$$

$$F_Z = F_{max} - F_S - F_V$$

$$F_Z = 12000 - 1073,1 - 323,3 = 10603,6 \text{ N}$$

Zrychlení vozidla

Ze vztahu pro výpočet jízdního odporu zrychlení si vyjádříme zrychlení vozidla: [8]

$$F_Z = m_v \cdot a_z \rightarrow a_z = \frac{F_Z}{m_v} \quad (30)$$

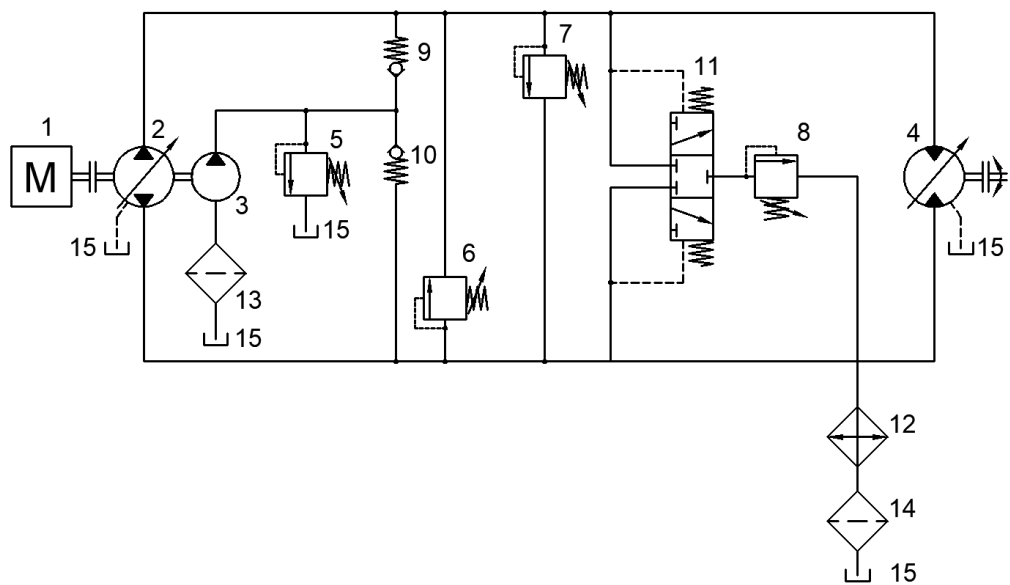
$$a_z = \frac{10603,6}{2200} = 4,82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

4.3 Funkční výpočet

Funkční výpočet je úvodem zaměřen na návrh spalovacího motoru, vhodných pneumatik, hydromotoru a hydrogenerátoru. Poté je sestrojena trakční charakteristika vozidla na základě vypočtených hodnot. Součástí funkčního výpočtu je návrh nádrže hydraulického oleje, chladiče, stanovení průměrů hadic v jednotlivých částech obvodu, návrh filtrů a výplachového bloku.

4.3.1 Koncepce zapojení hydrostatického obvodu

Hlavními částmi tohoto obvodu je regulační hydrogenerátor 2 a regulační hydromotor 4. Diesellový spalovací motor 1 dodává do hydrogenerátoru 2 mechanickou energii. Tato energie je v hydrogenerátoru 2 přeměněna na tlakovou energii, která je uchována v kapalině. Součástí hydrogenerátoru 2 je pomocný neregulační hydrogenerátor 3, který je určen pro doplňování kapaliny z nádrže 15 do uzavřeného hydrostatického obvodu. V sací větvi je před pomocným hydrogenerátorem 3 připojen sací filtr 13, který zachytává nečistoty v kapalině před vstupem do uzavřeného obvodu. Pojistný ventil 5 je přednastaven na maximální hodnotu tlaku od pomocného hydrogenerátoru 3. Bude-li tato hodnota překročena, pojistný ventil 5 začne přepouštět tuto kapalinu zpět do nádrže 15. Jednosměrné ventily 9 a 10 pouští kapalinu pouze jedním směrem do hydrostatického obvodu. To, kterým ventilem bude kapalina pouštěna do obvodu, rozhoduje směr pohybu tlakové kapaliny z hydrogenerátoru 2 do hydromotoru 4. Maximální hodnota tlaku v obvodu je nastavena pomocí pojistných ventilů 6 a 7. Nedílnou součástí obvodu je výplachový blok, který se skládá ze šoupátka 11 a nízkotlakého pojistného ventilu 8. Vraccující se kapalina z výplachového bloku jde přes vzduchový chladič 12 a zpětný filtr 14 zpět do nádrže 15. V chladiči 12 je kapalina ochlazována na předepsanou teplotu. Ve zpětném filtru 14 je vraccující se kapalina čištěna od nečistot.



Obr. 28 Hydrostatický uzavřený obvod

4.3.2 Hnací motor

Na základě požadovaného výkonu vozidla, byl volen diesellový spalovací motor vodou chlazený. [9]

Výrobce motoru YANMAR

Typ 3TNV70

Výkon motoru $P_1 = 17 \text{ kW} = 17000 \text{ W}$

Otáčky motoru $n_m = 3600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} = 60 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 29 Diesellový spalovací motor YANMAR [9]

4.3.3 Pneumatiky vozidla

Vozidlo je určeno pro jízdu po zpevněných komunikacích, a to zejména pro asfalt. Proto jsou voleny konvenční pneumatiky.

Výrobce Michelin Agilis CrossClimate, celoroční [10]

Rozměr 225/75/R16 C 121/120 R

$$S_n = 225 \text{ mm}$$

$$a_r = 75 \%$$

$$d_r = 16 \text{ in (palců)}$$

Vnější rozměr pneumatiky

Výpočet proveden dle vztahu: [11]

$$D_K = (d_r \cdot 25,4) + \left(2 \cdot S_n \cdot \frac{a_r}{100}\right) \quad (31)$$

$$D_K = (16 \cdot 25,4) + \left(2 \cdot 225 \cdot \frac{75}{100}\right) = 743,9 \text{ mm}$$

Pro následující výpočty volím $D_K = 744 \text{ mm}$ a $R_K = 372 \text{ mm}$.

4.3.4 Návrh hydromotoru

Celková účinnost hydromotoru [12]

$$\eta_{CHM} = \eta_{QHM} \cdot \eta_{pHM} \quad (32)$$

$$\eta_{CHM} = 0,92 \cdot 0,94 = 0,87$$

Maximální otáčky hydromotoru [3]

$$n_{HMmax} = \frac{Q}{V} \cdot i_p = \frac{P_2}{\frac{\Delta p_{max}}{2 \cdot \pi \cdot M_2}} \cdot i_p = \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{\frac{\Delta p_{max}}{2 \cdot \pi \cdot F_{max} \cdot R_K}} \cdot i_p = \frac{v_{max}}{2 \cdot \pi \cdot R_K} \cdot i_p \quad (33)$$

$$n_{HMmax} = \frac{8,33}{2 \cdot \pi \cdot 0,372} \cdot 10 = 35,64 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 2138,4 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

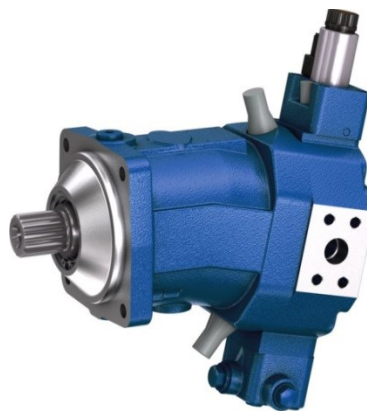
Geometrický objem hydromotoru [3]

$$\begin{aligned}\eta_{CHM} &= \frac{P_2}{Q_{HM} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{mp}} = \frac{P_2}{V_{HM} \cdot n_{HMmax} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{mp}} & (34) \\ &= \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{V_{HM} \cdot n_{HMmax} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{mp}} \rightarrow \\ V_{HM} &= \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{\eta_{CHM} \cdot n_{HMmax} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{mp}} \\ V_{HM} &= \frac{12000 \cdot 8,33}{0,87 \cdot 35,64 \cdot 28 \cdot 10^6 \cdot 0,92} = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 125 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

Volím od firmy Bosch rexroth regulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem. [13]

Typ hydromotoru: A6VM140DA0000007F/65MWV0R4A12D0-0 [13]

Maximální geometrický objem $V_{HMKAT} = 140 \text{ cm}^3$



Obr. 30 Regulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem [13]

4.3.5 Návrh hydrogenerátoru

Celková účinnost hydrogenerátoru [12]

$$\begin{aligned}\eta_{CHG} &= \eta_{QHG} \cdot \eta_{PHG} & (35) \\ \eta_{CHG} &= 0,92 \cdot 0,93 = 0,86\end{aligned}$$

Hydrostatický převodový poměr [3]

$$i_h = \frac{P_2}{P_1} = \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{P_1 \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_{CHG} \cdot \eta_{mp}} \quad (36)$$

$$i_h = \frac{12000 \cdot 8,33}{17000 \cdot 0,87 \cdot 0,86 \cdot 0,92} = 8,54$$

Převodový poměr hydrogenerátoru i_{HG} a hydromotoru i_{HM} [12]

$$\sqrt{i_h} = i_{HG} = i_{HM} = 2,92 \quad (37)$$

Geometrický objem hydrogenerátoru [3]

$$\eta_{CHG} = \frac{P_2}{Q_{HG} \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{HG}} = \frac{P_2}{V_{HG} \cdot n_m \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{HG}} \quad (38)$$

$$= \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{V_{HG} \cdot n_m \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{HG}} \rightarrow$$

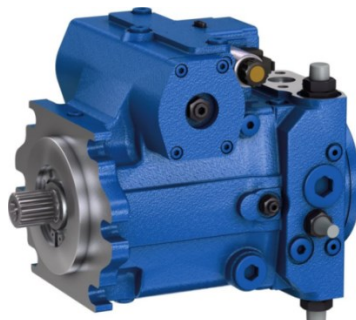
$$V_{HG} = \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{n_m \cdot \Delta p_{max} \cdot \eta_{CHG} \cdot \eta_{CHM} \cdot \eta_{mp} \cdot i_{HG}}$$

$$V_{HG} = \frac{12000 \cdot 8,33}{60 \cdot 28 \cdot 10^6 \cdot 0,86 \cdot 0,87 \cdot 0,92 \cdot 2,92} = 2,96 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 29,6 \text{ cm}^3$$

Volím od firmy Bosch rexroth regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou. [14]

Typ hydrogenerátoru: A4VG40DA1D0001/32R-NZC02004S0P0 [14]

Maximální geometrický objem $V_{HGKAT} = 40 \text{ cm}^3$



Obr. 31 Regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [14]

4.3.6 Trakční charakteristika

Vypočítané body trakční charakteristiky dle vztahů [3].

Bod 1 trakční charakteristiky

Minimální průtok hydrogenerátoru

$$Q_{HG1} = \frac{P_1}{\Delta p_{max}} \cdot \eta_{CHG} \quad (39)$$

$$Q_{HG1} = \frac{17000}{28 \cdot 10^6} \cdot 0,86 = 5,22 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 31,32 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Geometrický objem hydrogenerátoru

$$V_{HG1} = \frac{Q_{HG1}}{n_m} \cdot \frac{1}{\eta_{QHG}} \quad (40)$$

$$V_{HG1} = \frac{5,22 \cdot 10^{-4}}{60} \cdot \frac{1}{0,92} = 9,46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 9,46 \text{ cm}^3$$

Krouticí moment hydromotoru

$$M_{HM1} = \frac{V_{HMKAT} \cdot \Delta p_{max}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{pHM} \quad (41)$$

$$M_{HM1} = \frac{140 \cdot 10^{-6} \cdot 28 \cdot 10^6}{2 \cdot \pi} \cdot 0,94 = 586,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Otáčky hydromotoru

$$n_{HM1} = \frac{Q_{HG1}}{V_{HMKAT}} \cdot \eta_{QHM} \quad (42)$$

$$n_{HM1} = \frac{5,22 \cdot 10^{-4}}{140 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,92 = 3,43 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} = 205,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Tažná síla vozidla

$$F_{T1} = F_{Tmax} = \frac{M_{HM1}}{R_K} \cdot i_p \cdot \eta_{mp} \quad (43)$$

$$F_{T1} = F_{Tmax} = \frac{586,45}{0,372} \cdot 10 \cdot 0,92 = 14503,6 \text{ N}$$

Rychlost vozidla

$$v_1 = v_{min} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{HM1} \cdot R_K}{i_p} \quad (44)$$

$$v_1 = v_{min} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3,43 \cdot 0,372}{10} = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 2,89 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Bod 2 trakční charakteristikyMaximální průtok hydrogenerátorem

$$Q_{HG2} = V_{HGKAT} \cdot n_m \cdot \eta_{QHG} \quad (45)$$

$$Q_{HG2} = 40 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 0,92 = 2,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Tlakový spád

$$\Delta p_2 = \frac{P_1}{Q_{HG2}} \cdot \eta_{CHG} \quad (46)$$

$$\Delta p_2 = \frac{17000}{2,21 \cdot 10^{-3}} \cdot 0,86 = 6615385 \text{ Pa} = 6,62 \text{ MPa}$$

Otáčky hydromotoru

$$n_{HM2} = n_{HMmax} = 35,64 \text{ ot} \cdot \text{s}^{-1} \quad (47)$$

Minimální geometrický objem hydromotoru

$$V_{HM2} = V_{HMmin} = \frac{Q_{HG2}}{n_{HM2}} \cdot \eta_{QHM} \quad (48)$$

$$V_{HM2} = \frac{2,21 \cdot 10^{-3}}{35,64} \cdot 0,92 = 5,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 57 \text{ cm}^3$$

Krouticí moment hydromotoru

$$M_{HM2} = \frac{V_{HM2} \cdot \Delta p_2}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{pHM} \quad (49)$$

$$M_{HM2} = \frac{57 \cdot 6,62}{2 \cdot \pi} \cdot 0,94 = 56,45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tažná síla vozidla

$$F_{T2} = F_{Tmin} = \frac{M_{HM2}}{R_K} \cdot i_p \cdot \eta_{mp} \quad (50)$$

$$F_{T2} = F_{Tmin} = \frac{56,45}{0,372} \cdot 10 \cdot 0,92 = 1396,08 \text{ N}$$

Rychlost vozidla

$$v_2 = v_{max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{HM2} \cdot R_K}{i_p} \quad (51)$$

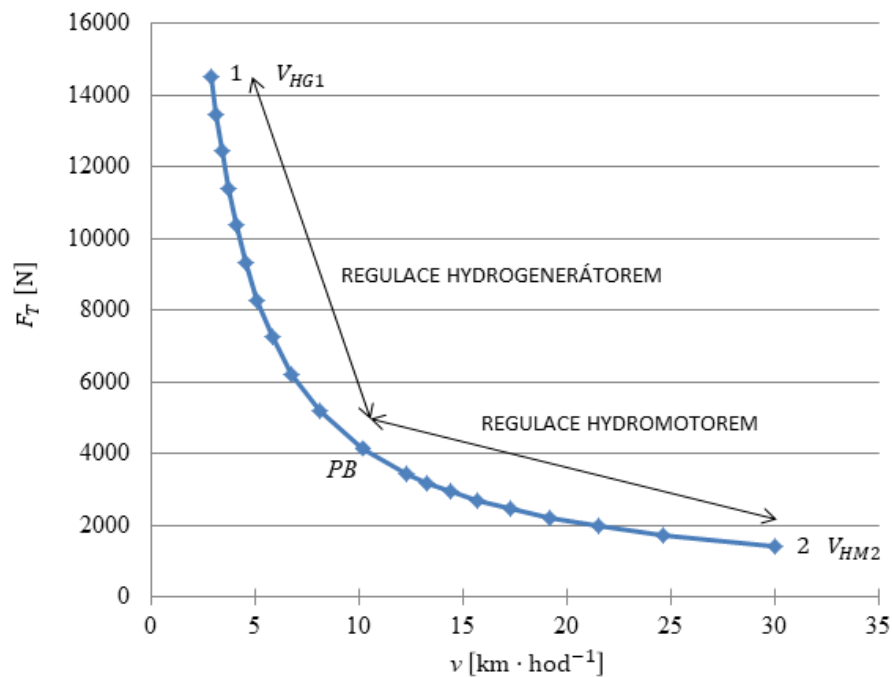
$$v_2 = v_{max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 35,64 \cdot 0,372}{10} = 8,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1}$$

Průběh trakční charakteristiky

Průběh trakční charakteristiky (obr. 32) je stanoven body dle tab. 2. Bod č. 1 trakční charakteristiky vykazuje největší tažnou sílu, zatímco rychlost je zde nejmenší. Tento případ se vyskytuje při překonávání největšího odporu např. při jízdě do kopce. Bod č. 2 vykazuje nejmenší tažnou sílu a maximální rychlost. Ostatní body trakční charakteristiky byly stanoveny podobným postupem jako body č. 1 a č. 2. Z bodu č. 1 až do pracovního bodu *PB* se dostaneme, regulujeme-li hydrogenerátorem. Z pracovního bodu *PB* až do bodu č. 2 se dostaneme, regulujeme-li hydromotorem.

	Δp [MPa]	Q_{HG} [m ³ · s ⁻¹]	V_{HG} [cm ³]	M_{HM} [N · m]	n_{HM} [ot · s ⁻¹]	v [km · hod ⁻¹]	F_T [N]
REGULACE HYDROGENERÁTOREM	28	0,000522	9,46	586,45	3,43	2,89	14503,60
	26	0,000562	10,19	544,56	3,70	3,13	13467,73
	24	0,000609	11,04	502,67	4,00	3,40	12431,75
	22	0,000665	12,04	460,79	4,37	3,70	11395,77
	20	0,000731	13,24	418,90	4,80	4,07	10359,79
	18	0,000812	14,71	377,01	5,34	4,53	9323,81
	16	0,000914	16,55	335,12	6,00	5,09	8287,83
	14	0,001044	18,92	293,23	6,86	5,82	7251,85
	12	0,001218	22,07	251,34	8,01	6,79	6215,87
	10	0,001462	26,49	209,45	9,61	8,15	5179,89
	8	0,001828	33,11	167,56	12,01	10,19	4143,92
REGULACE HYDROMOTOREM	Δp [MPa]	Q_{HG} [m ³ · s ⁻¹]	V_{HM} [cm ³]	M_{HM} [N · m]	n_{HM} [ot · s ⁻¹]	v [km · hod ⁻¹]	F_T [N]
	6,62	0,002210	140	138,65	14,52	12,32	3429,09
	6,62	0,002210	130	128,75	15,64	13,27	3184,16
	6,62	0,002210	120	118,85	16,94	14,37	2939,22
	6,62	0,002210	110	108,94	18,48	15,68	2694,29
	6,62	0,002210	100	99,04	20,33	17,25	2449,35
	6,62	0,002210	90	89,14	22,59	19,16	2204,42
	6,62	0,002210	80	79,23	25,42	21,56	1959,48
	6,62	0,002210	70	69,33	29,05	24,64	1714,55
6,62	0,002210	57	56,45	35,64	30,00	1396,08	

Tab. 2 Tabulka trakční charakteristiky



Obr. 32 Trakční charakteristika vozidla

4.3.7 Kontrola hlavních zadaných parametrů vozidla

Kontrola maximální síly

$$F_{Tmax} \geq F_{max} \quad (52)$$

$$14503,6 \text{ N} \geq 12000 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržené vozidlo splňuje požadavky na stanovenou tažnou sílu.

Kontrola maximální rychlosti

$$v_2 \geq v_{max} \quad (53)$$

$$30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} \geq 30 \text{ km} \cdot \text{hod}^{-1} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržené vozidlo splňuje požadavky na stanovenou maximální rychlost.

Kontrola na prokluz

Uvažováno: $\psi = 0,7$ dle [15] : pro pryž – mokry asfalt, za pohybu

Výpočet proveden dle vztahu: [12]

$$F_{mez} \geq F_{Tmax} \quad (54)$$

$$m_v \cdot g \cdot \psi \geq F_{Tmax}$$

$$2200 \cdot 9,81 \cdot 0,7 \geq F_{Tmax}$$

$$15107,4 \text{ N} \geq 14503,6 \text{ N} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Navržené vozidlo při požadované hmotnosti včetně závaží splňuje podmínku valení. Tj. vozidlo při pohybu nebude prokluzovat.

4.3.8 Návrh nádrže

Nádrž v hydraulickém obvodu slouží pro shromažďování kapaliny. V našem případě se jedná o hydraulický olej. Velikost nádrže pro uzavřený hydraulický obvod mobilního vozidla se stanoví jako 1,5 až 2 násobek maximálního průtoku hydrogenerátorů, aby nedošlo k prasknutí nádrže vlivem roztažnosti kapaliny při změně její teploty. [2,4]

Návrh nádrže byl proveden dle [2,3,4].

Parametry zadané:

Geometrický objem hlavního hydrogenerátoru $V_{HGkat} = 40 \text{ cm}^3$ [14]

Geometrický objem pomocného hydrogenerátoru $V_{HGpom} = 8,6 \text{ cm}^3$ [14]

Celkový geometrický objem hydrogenerátorů

$$V_{HGC} = V_{HGkat} + V_{HGpom} \quad (55)$$

$$V_{HGC} = 40 + 8,6 = 48,6 \text{ cm}^3 = 48,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Maximální průtok hydrogenerátorů pro návrh nádrže

$$n_m = \frac{Q_{HGmax}}{V_{HGC}} \rightarrow \quad (56)$$

$$Q_{HGmax} = n_m \cdot V_{HGC}$$

$$Q_{HGmax} = 60 \cdot 48,6 \cdot 10^{-6} = 2,916 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 175 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Velikost nádrže

$$Q_{Nmax} = Q_{HGmax} \cdot 1,5 \quad (57)$$

$$Q_{Nmax} = 175 \cdot 1,5 = 262,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Volím velikost nádrže 265 litrů.

4.3.9 Návrh chladiče

Chladiče se v hydraulických systémech používají k ochlazení hydraulického oleje za předpokladu, že tepelná hodnota ztrátového výkonu není v ustáleném režimu práce hydraulického systému v rovnováze s teplem, odváděným přes teplosměnnou plochu nádrže do okolí. Chladiče jsou dvojího typu, a to vodní nebo vzduchové. Pro náš případ je uvažovaná teplota okolí $t_o = 15 \text{ °C}$ a maximální teplota kapaliny $t_k = 60 \text{ °C}$. [2]

Návrh chladiče byl proveden dle [2,3].

Ztrátový výkon

$$P_Z = P_1 \cdot (1 - \eta_C) = P_1 \cdot (1 - (\eta_{CHM} \cdot \eta_{CHG})) \quad (58)$$

$$P_Z = 17000 \cdot (1 - (0,87 \cdot 0,86)) = 4280,6 \text{ W}$$

Stanovení teplosměnné plochy

Velikost nádrže $V_N = 265 \text{ litrů} = 0,265 \text{ m}^3$

$$V_N = 0,063 \cdot \sqrt{S_N^3} \rightarrow \quad (59)$$

$$S_N = \sqrt[3]{\left(\frac{V_N}{0,063}\right)^2}$$

$$S_N = \sqrt[3]{\left(\frac{0,265}{0,063}\right)^2} = 2,61 \text{ m}^2$$

Tepelný tok ztrátového výkonuUvažováno: $t_k = 60 \text{ °C}$

$$t_o = 15 \text{ °C}$$

 $k_N = 20 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ [2]: pro mobilní stroje a zařízení (traktory a nakladače)

$$S_N = \frac{\phi_N}{k_N \cdot (t_k - t_o)} \rightarrow \quad (60)$$

$$\phi_N = S_N \cdot k_N \cdot (t_k - t_o)$$

$$\phi_N = 2,61 \cdot 20 \cdot (60 - 15) = 2349 \text{ W}$$

Potřebný výkon chladiče

$$P_Z = \phi_{CH} + \phi_N \quad (61)$$

$$\phi_{CH} = P_Z - \phi_N$$

$$\phi_{CH} = 4280,6 - 2349 = 1931,6 \text{ W}$$

Měrný chladicí výkon

$$P_{CH} = \frac{\phi_{CH}}{(t_k - t_o)} \quad (62)$$

$$P_{CH} = \frac{1931,6}{(60 - 15)} = 42,9 \text{ W} \cdot \text{°C}^{-1} = 0,0429 \text{ kW} \cdot \text{°C}^{-1}$$

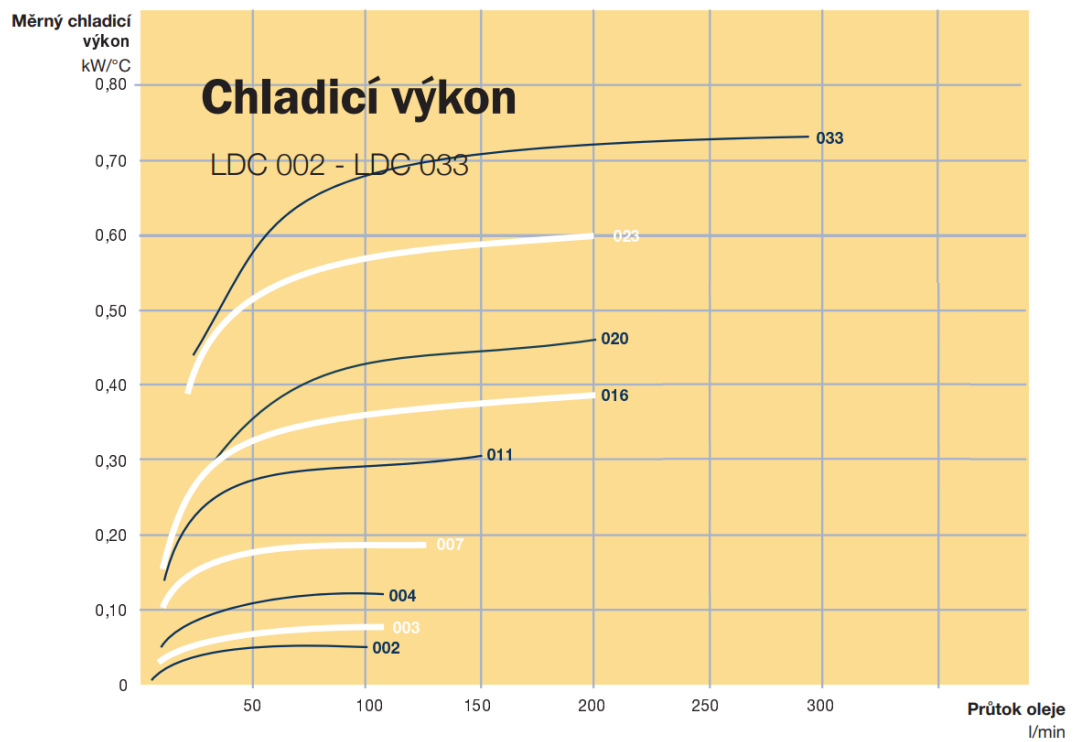
Průtok oleje chladičem

$$V_{HGpom} = \frac{Q_{CH}}{n_m} \rightarrow \quad (63)$$

$$Q_{CH} = V_{HGpom} \cdot n_m$$

$$Q_{CH} = 0,0086 \cdot 3600 = 30,96 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_{CH} = 30,96 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$



Obr. 33 Charakteristika chladicího výkonu [16]

Dle grafu závislosti měrného chladicího výkonu na průtoku oleje, volím vzduchový chladič oleje 12V/24V LDC-002-B-0-00-000-0-0 5837002003 [16]



Obr. 34 Vzduchový chladič [16]

4.3.10 Návrh průměrů hadic v uzavřeném okruhu

Všechny hydraulické prvky jsou v hydraulickém okruhu spojeny vedením. Vedení může být tvořeno kovovými trubkami nebo hadicemi. Dimenzování vedení je závislé na velikosti průtoku, na velikosti pracovního tlaku, rychlostí hydraulického oleje ve vedení aj. Návrh průměrů hadic byl proveden dle [2].

Průměr sací hadice

Uvažováno: $v_s = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z rozsahu $0,8 - 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle [2]

$$Q_{HG2} = \frac{\pi \cdot d_s^2 \cdot v_s}{4} \rightarrow \quad (64)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HG2}}{\pi \cdot v_s}}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,21 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1,5}} = 0,0433 \text{ m} = 43,3 \text{ mm}$$

Volím průměr hadice DN 51 od firmy Hydroma. Po přepočtu rychlosti v_s s průměrem hadice DN 51 vyšla rychlost $v_s = 1,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá výše zmíněnému rozsahu, takže průměr hadice DN 51 vyhovuje. [17]

Průměr tlakové hadice

Uvažováno: $v_p = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z rozsahu $7 - 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle [2]

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HG2}}{\pi \cdot v_p}} \quad (65)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,21 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 8}} = 0,0188 \text{ m} = 18,8 \text{ mm}$$

Volím průměr hadice DN 19 od firmy Hydroma. Po přepočtu rychlosti v_p s průměrem hadice DN 19 vyšla rychlost $v_p = 7,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá výše zmíněnému rozsahu, takže průměr hadice DN 19 vyhovuje. [17]

Průměr zpětné hadice

Uvažováno: $v_z = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z rozsahu $2 - 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ dle [2]

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{HG2}}{\pi \cdot v_z}} \quad (66)$$

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,21 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 4}} = 0,0265 \text{ m} = 26,5 \text{ mm}$$

Volím průměr hadice DN 31 od firmy Hydroma. Po přepočtu rychlosti v_z s průměrem hadice DN 31 vyšla rychlost $v_z = 2,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, což odpovídá výše zmíněnému rozsahu, takže průměr hadice DN 31 vyhovuje. [17]

4.3.11 Filtry

Jsou to hydraulické prvky, jejichž cílem je udržet stanovenou čistotou hydraulické kapaliny v hydrostatickém obvodu. Do navrženého hydrostatického uzavřeného obvodu (obr. 28) je zapojen sací a zpětný filtr. [4]

Sací filtr

Tyto filtry jsou našroubovány v nádrži na sací potrubí hydrogenerátoru. Používají se pro ochranu hydrogenerátoru. Jemnost filtrace u sacích filtrů se pohybuje v rozmezí od 40 do 125 mikrometrů. [4]

Pro navržený hydrostatický obvod volím sací filtr MSZ 303 MN AB 8 – filtrační schopnost $90 \text{ } \mu\text{m}$, filtr vybaven obtokovým ventilem (bypass), průtok filtrem maximálně $180 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. [18]

Zpětný filtr

Tyto filtry jsou našroubovány přímo do zpětného potrubí, nebo na víko nádrže. Používají se pro filtrování hydraulické kapaliny, která se vrací z hydrostatického obvodu zpět do nádrže. [4]

Pro navržený hydrostatický obvod volím zpětný filtr LFM 120 MV 10 B 6 OE – filtrační schopnost 25 μm , filtr je bez obtokového ventilu (bypass), průtok filtrem maximálně $3371 \cdot \text{min}^{-1}$. [19]

4.3.12 Výplachový blok

Výplachové bloky jsou prvky používané v uzavřených hydraulických obvodech s rotačními hydromotory. Používají se pro výměnu kapaliny v obvodu a k ochlazení obvodu. Hlavními částmi výplachového bloku je šoupátko a nízkotlaký pojistný ventil. Výplachový blok je propojen s hlavními větvemi uzavřeného obvodu. Budou-li tlaky v obou hlavních větvích stejné, tak šoupátko zůstane ve střední poloze a spojení na vstup nízkotlakého pojistného ventilu je uzavřené. Dojde-li k nárůstu tlaku v jedné z hlavních větví, tak se šoupátko tím nárůstem tlaku přesune ze střední polohy do jedné s krajních poloh a spojí větev s nízkým tlakem se vstupem do nízkotlakého pojistného ventilu a přebytečná kapalina z této větve odtéká přes nízkotlaký pojistný ventil do nádrže. To, v které krajní poloze je šoupátko, rozhoduje směr pohybu tlakové kapaliny z hydrogenerátoru do hydromotoru. Schéma zapojení šoupátka je zobrazeno na obr. 28. [20]

Pro hydrostatický obvod volím od firmy Glentor výplachový blok řady VB 16. [20]

Parametry výplachového bloku:

Maximální tlak	420 bar
Maximální objemový průtok	$25 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Pracovní teplota kapaliny	-20 až 80 °C

4.3.13 Volba hydraulického oleje

Pro navržený hydrostatický obvod volím minerální olej PARAMO HM 46 od firmy ANCFOD. [21]

4.4 Návrh a kontrola čelních ozubených kol převodovky

V této části práce je navržena jednoduchá mechanická převodovka vozidla. Následně je provedena kontrola soukolí, zdali vydrží požadované zatížení. Výpočty byly provedeny dle [22].

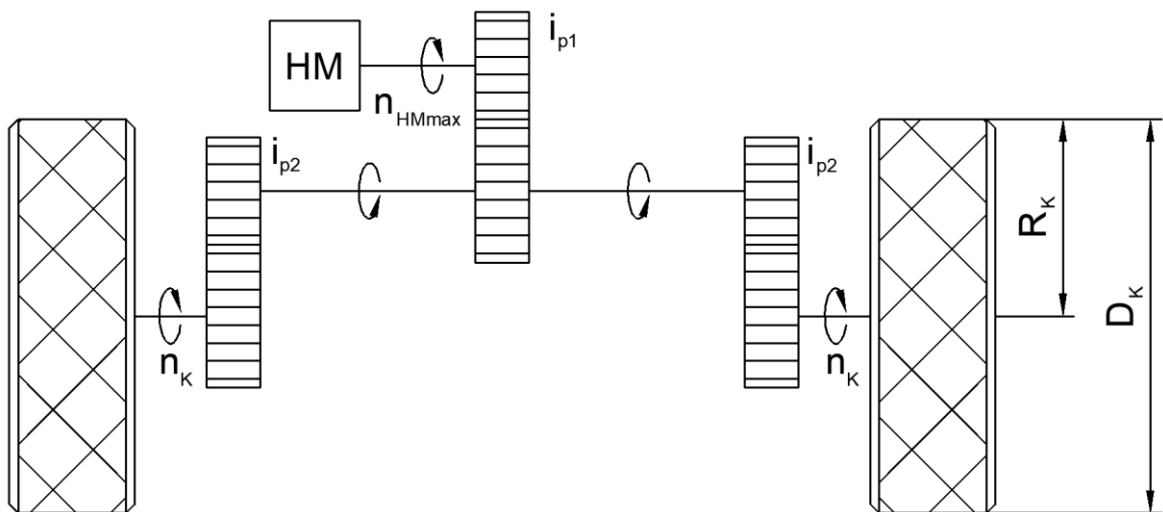
Celkový převodový poměr mechanické převodovky [12]

Uvažováno: $i_{p1} = 2,5$

$$i_{p2} = 4$$

$$i_p = i_{p1} \cdot i_{p2} \quad (67)$$

$$i_p = 2,5 \cdot 4 = 10$$



Obr. 35 Schéma mechanické převodovky vozidla

Parametry uvažované:

Materiál pastorků a kol	12020
Typ ozubení	Čelní
Zuby cementovány, kaleny	$V_{HV} = 650 \text{ HV}$
Opracování boků zubů	Broušeny
Meze únavy	$\sigma_{Hlim}^o = 1210 \text{ MPa}$ $\sigma_{Flimb}^o = 500 \text{ MPa}$
Výrazná mez kluzu v tahu	$R_e = 295 \text{ MPa}$
Pomocný součinitel	$f_H = 770$
Součinitele	$K_A = 1,35$ $K_{H\beta} = 1,13$ $K_{H1} = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,35 \cdot 1,13 = 1,53$
Úhel sklonu zubů	$\beta = 20^\circ$
Převodový poměr na HM	$i_{p1} = 2,5$
Převodový poměr na výstupu kol pneumatik	$i_{p2} = 4$

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^o \quad (68)$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot 1210 = 968 \text{ MPa}$$

4.4.1 Výpočet soukolí na výstupu z hydromotoru

Průměr roztečné kružnice pastorku

Uvažováno: $\frac{b_{WH1}}{d_1} = \psi_{dmax} = 1,1$

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H1} \cdot M_{HM1}}{\left(\frac{b_{WH1}}{d_1}\right) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{p1} + 1}{i_{p1}}} \quad (69)$$

$$d_1 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,53 \cdot 586,45}{1,1 \cdot 968^2} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} = 82,25 \text{ mm}$$

Modul soukolí

Uvažováno: $z_1 = 22$ zubů

$$m_1 = \frac{d_1}{z_1} \quad (70)$$

$$m_1 = \frac{82,25}{22} = 3,74 \text{ mm}$$

Pro soukolí volím modul $m_1 = 4$ mm. [23]

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_1 = m_1 \cdot z_1 \quad (71)$$

$$d_1 = 4 \cdot 22 = 88 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice pastorku

Uvažováno: $h_{a1} = m_1 = 4$ mm

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} \quad (72)$$

$$d_{a1} = 88 + 2 \cdot 4 = 96 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice pastorku

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\beta \quad (73)$$

$$d_{b1} = 88 \cdot \cos 20^\circ = 82,69 \text{ mm}$$

Počet zubů ozubeného kola

$$z_2 = z_1 \cdot i_{p1} \quad (74)$$

$$z_2 = 22 \cdot 2,5 = 55 \text{ zubů}$$

Průměr roztečné kružnice ozubeného kola

$$d_2 = m_1 \cdot z_2 \quad (75)$$

$$d_2 = 4 \cdot 55 = 220 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice ozubeného kola

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a1} \quad (76)$$

$$d_{a2} = 220 + 2 \cdot 4 = 228 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice ozubeného kola

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\beta \quad (77)$$

$$d_{b2} = 220 \cdot \cos 20^\circ = 206,73 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b_{WH1} = d_1 \cdot \psi_{dmax} \quad (78)$$

$$b_{WH1} = 88 \cdot 1,1 = 96,8 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 100 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost soukolí

$$a_1 = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (79)$$

$$a_1 = \frac{88 + 220}{2} = 154 \text{ mm}$$

Základní rozteč soukolí

$$p_{b1} = \pi \cdot m_1 \cdot \cos\beta \quad (80)$$

$$p_{b1} = \pi \cdot 4 \cdot \cos 20^\circ = 11,81 \text{ mm}$$

Součinitel záběru

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)} + \sqrt{(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)} \right] - a_1 \cdot \sin\beta}{p_{b1}} \quad (81)$$

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(96^2 - 82,69^2)} + \sqrt{(228^2 - 206,73^2)} \right] - 154 \cdot \sin 20^\circ}{11,81} = 1,68$$

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot M_{HM1}}{d_1} \quad (82)$$

$$F_{t1} = \frac{2000 \cdot 586,45}{88} = 13328,41 \text{ N}$$

4.4.2 Kontrola soukolí na výstupu z hydromotoru

Parametry uvažované:

Součinitele	$Z_E = 190\sqrt{\text{MPa}}$
	$Z_H = 2,15$
	$Z_{\varepsilon 1} = 0,88$
	$K_A = 1,35$
	$K_{AS} = 2$
	$K_{H\beta} = 1,13$
	$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$
	$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,35 \cdot 1,13 \cdot 1,2 = 1,83$
	$Z_R = 1$
	$S_{Hmin} = 1,3$
Převodový poměr	$i_{p1} = 2,5$

Kontrola z hlediska únavy v dotykuPřípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim}^o \cdot Z_R}{S_{Hmin}} \quad (83)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1210 \cdot 1}{1,3} = 930,77 \text{ MPa}$$

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů

$$\sigma_{HO1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon 1} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b_{WH1} \cdot d_1} \cdot \frac{i_{p1} + 1}{i_{p1}}} \quad (84)$$

$$\sigma_{HO1} = 190 \cdot 2,15 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\frac{13328,41}{100 \cdot 88} \cdot \frac{2,5 + 1}{2,5}} = 523,46 \text{ MPa}$$

Napětí v dotyku ve valivém bodě

$$\sigma_{H1} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{K_H} \quad (85)$$

$$\sigma_{H1} = 523,46 \cdot \sqrt{1,83} = 708,12 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{H1} \leq \sigma_{HP1} \quad (86)$$

$$708,12 \text{ MPa} \leq 930,77 \text{ MPa}$$

Soukolí z hlediska únavy v dotyku vyhovuje.

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení

$$F_{tt1} = F_{t1} \cdot K_{AS} \quad (87)$$

$$F_{tt1} = 13328,41 \cdot 2 = 26656,82 \text{ N}$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{tt1}

$$\sigma_{Hmax1} = \sigma_{HO1} \cdot \sqrt{\frac{F_{tt1} \cdot K_H}{F_{t1}}} \quad (88)$$

$$\sigma_{Hmax1} = 523,46 \cdot \sqrt{\frac{26656,82 \cdot 1,83}{13328,41}} = 1001,44 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{tt1}

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} \quad (89)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax} \quad (90)$$

$$1001,44 \text{ MPa} \leq 2600 \text{ MPa}$$

Soukolí na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení vyhovuje.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Součinitele

$$K_F = K_H = 1,83$$

$$Y_\beta = 1$$

$$Y_{\varepsilon 1} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha 1}} = 0,2 + \frac{0,8}{1,68} = 0,68$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 3,83$$

Pracovní šířka ozubení $b_{WF1} = 100$ mm**Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu**

$$\sigma_{F1} = \frac{F_{t1}}{b_{WF1} \cdot m_1} \cdot K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon 1} \quad (91)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{13328,41}{100 \cdot 4} \cdot 1,83 \cdot 3,83 \cdot 1 \cdot 0,68 = 158,81 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^o}{S_{Fmin}} \quad (92)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{500}{1,4} = 357,14 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{F1} \leq \sigma_{FP} \quad (93)$$

$$158,81 \text{ MPa} \leq 357,14 \text{ MPa}$$

Soukolí z hlediska únavy v ohybu vyhovuje.

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{tt1}

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{tt1}}{F_{t1}} \quad (94)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 158,81 \cdot \frac{26656,82}{13328,41} = 317,62 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb}^o \quad (95)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 500 = 1000 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax} \quad (96)$$

$$317,62 \text{ MPa} \leq 1000 \text{ MPa}$$

Soukolí na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení vyhovuje.

4.4.3 Výpočet soukolí na kolech vozidla

Krouticí moment na pneumatikách vozidla

$$M_{HM11} = \frac{M_{HM1}}{2} \quad (97)$$

$$M_{HM11} = \frac{586,45}{2} = 293,225 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průměr roztečné kružnice pastorku

Uvažováno: $\frac{b_{WH2}}{d_3} = \psi_{dmax} = 1,1$

$$d_3 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{H1} \cdot M_{HM11} \cdot i_{p2} + 1}{\left(\frac{b_{WH2}}{d_3}\right) \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot i_{p2}}} \quad (98)$$

$$d_3 = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,53 \cdot 293,225 \cdot 4 + 1}{1,1 \cdot 968^2 \cdot 4}} = 62,86 \text{ mm}$$

Modul soukolí

Uvažováno: $z_3 = 23$ zubů

$$m_2 = \frac{d_3}{z_3} \quad (99)$$

$$m_2 = \frac{62,86}{23} = 2,73 \text{ mm}$$

Pro soukolí volím modul $m_2 = 3 \text{ mm}$. [23]

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_3 = m_2 \cdot z_3 \quad (100)$$

$$d_3 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice pastorkuUvažováno: $h_{a2} = m_2 = 3$ mm

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_{a2} \quad (101)$$

$$d_{a3} = 69 + 2 \cdot 3 = 75 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice pastorku

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos\beta \quad (102)$$

$$d_{b3} = 69 \cdot \cos 20^\circ = 64,84 \text{ mm}$$

Počet zubů ozubeného kola

$$z_4 = z_3 \cdot i_{p2} \quad (103)$$

$$z_4 = 23 \cdot 4 = 92 \text{ zubů}$$

Průměr roztečné kružnice ozubeného kola

$$d_4 = m_2 \cdot z_4 \quad (104)$$

$$d_4 = 3 \cdot 92 = 276 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice ozubeného kola

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_{a2} \quad (105)$$

$$d_{a4} = 276 + 2 \cdot 3 = 282 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice ozubeného kola

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos\beta \quad (106)$$

$$d_{b4} = 276 \cdot \cos 20^\circ = 259,36 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b_{WH2} = d_3 \cdot \psi_{dmax} \quad (107)$$

$$b_{WH2} = 69 \cdot 1,1 = 75,9 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 80 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost soukolí

$$a_2 = \frac{d_3 + d_4}{2} \quad (108)$$

$$a_2 = \frac{69 + 276}{2} = 172,5 \text{ mm}$$

Základní rozteč soukolí

$$p_{b2} = \pi \cdot m_2 \cdot \cos\beta \quad (109)$$

$$p_{b2} = \pi \cdot 3 \cdot \cos 20^\circ = 8,86 \text{ mm}$$

Součinitel záběru

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(d_{a3}^2 - d_{b3}^2)} + \sqrt{(d_{a4}^2 - d_{b4}^2)} \right] - a_2 \cdot \sin\beta}{p_{b2}} \quad (110)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{0,5 \cdot \left[\sqrt{(75^2 - 64,84^2)} + \sqrt{(282^2 - 259,36^2)} \right] - 172,5 \cdot \sin 20^\circ}{8,86}$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = 1,72$$

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot M_{HM11}}{d_3} \quad (111)$$

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot 293,225}{69} = 8499,28 \text{ N}$$

4.4.4 Kontrola soukolí na kolech vozidla

Parametry uvažované:

Součinitele

$$Z_E = 190\sqrt{\text{MPa}}$$

$$Z_H = 2,15$$

$$Z_{\varepsilon 2} = 0,87$$

$$K_A = 1,35$$

$$K_{AS} = 2$$

$$K_{H\beta} = 1,13$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,35 \cdot 1,13 \cdot 1,2 = 1,83$$

$$Z_R = 1$$

$$S_{Hmin} = 1,3$$

Převodový poměr

$$i_{p2} = 4$$

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Přípustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim}^o \cdot Z_R}{S_{Hmin}} \quad (112)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{1210 \cdot 1}{1,3} = 930,77 \text{ MPa}$$

Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů

$$\sigma_{HO2} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon 2} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_{WH2} \cdot d_3} \cdot \frac{i_{p2} + 1}{i_{p2}}} \quad (113)$$

$$\sigma_{HO2} = 190 \cdot 2,15 \cdot 0,87 \cdot \sqrt{\frac{8499,28}{80 \cdot 69} \cdot \frac{4 + 1}{4}} = 493,05 \text{ MPa}$$

Napětí v dotyku ve valivém bodě

$$\sigma_{H2} = \sigma_{HO2} \cdot \sqrt{K_H} \quad (114)$$

$$\sigma_{H2} = 493,05 \cdot \sqrt{1,83} = 666,99 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{H2} \leq \sigma_{HP2} \quad (115)$$

$$666,99 \text{ MPa} \leq 930,77 \text{ MPa}$$

Soukolí z hlediska únavy v dotyku vyhovuje.

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající prvnímu stupni zatížení

$$F_{tt2} = F_{t2} \cdot K_{AS} \quad (116)$$

$$F_{tt2} = 8499,28 \cdot 2 = 16998,56 \text{ N}$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{tt2}

$$\sigma_{Hmax2} = \sigma_{HO2} \cdot \sqrt{\frac{F_{tt2} \cdot K_H}{F_{t2}}} \quad (117)$$

$$\sigma_{Hmax2} = 493,05 \cdot \sqrt{\frac{16998,56 \cdot 1,83}{8499,28}} = 943,26 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{tt2}

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} \quad (118)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot 650 = 2600 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax} \quad (119)$$

$$943,26 \text{ MPa} \leq 2600 \text{ MPa}$$

Soukolí na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení vyhovuje.

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Součinitele $K_F = K_H = 1,83$

$$Y_\beta = 1$$

$$Y_{\varepsilon 2} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha 2}} = 0,2 + \frac{0,8}{1,72} = 0,67$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS2} = 3,67$$

Pracovní šířka ozubení $b_{WF2} = 80 \text{ mm}$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2}}{b_{WF2} \cdot m_2} \cdot K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_{\varepsilon 2} \quad (120)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{8499,28}{80 \cdot 3} \cdot 1,83 \cdot 3,67 \cdot 1 \cdot 0,67 = 159,35 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}^o}{S_{Fmin}} \quad (121)$$

$$\sigma_{FP} = \frac{500}{1,4} = 357,14 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{F2} \leq \sigma_{FP} \quad (122)$$

$$159,35 \text{ MPa} \leq 357,14 \text{ MPa}$$

Soukolí z hlediska únavy v ohybu vyhovuje.

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{tt2}

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{tt2}}{F_{t2}} \quad (123)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 159,35 \cdot \frac{16998,56}{8499,28} = 318,7 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb}^o \quad (124)$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 500 = 1000 \text{ MPa}$$

Kontrola

$$\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax} \quad (125)$$

$$318,7 \text{ MPa} \leq 1000 \text{ MPa}$$

Soukolí na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení vyhovuje.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl návrh hydrostatického pohonu pojezdu stroje. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část.

Teoretická část je zaměřena na literární studii zařízení, kde je proveden rozbor hydraulických mechanismů včetně popisu prvků používaných v hydraulických obvodech. Dále jsou v této části uvedeny základní vztahy nutné pro výpočet základních hydrostatických prvků, jako jsou hydrogenerátor a hydromotor. Závěr teoretické části je věnován kapalinám používaných v hydraulických mechanismech.

Úvod praktické části je věnován výpočtům jízdních odporů vozidla, ze kterých bylo vypočítáno jeho zrychlení. Poté byl navržen diesellový spalovací motor na základě zadaného výkonu vozidla a zvoleny komerční pneumatiky pro další výpočty. Na základě navrženého spalovacího motoru a výpočtu vnějšího průměru navržené pneumatiky, byl proveden návrh regulačního axiálního pístového hydromotoru s nakloněným blokem a regulačního axiálního pístového hydrogenerátoru s nakloněnou deskou. Na základě těchto dvou navržených hydrostatických převodníků, byla stanovena trakční charakteristika vozidla. Tato trakční charakteristika vykazuje závislost tažné síly na rychlosti vozidla, kde spojnice vypočtených bodů nám říká, že čím bude rychlost vozidla větší, tím bude tažná síla vozidla menší. Poté byla provedena kontrola maximální tažné síly, kontrola maximální rychlosti a kontrola na prokluz vozidla, přičemž všechny tři zmíněné podmínky byly splněny. Následně byl proveden návrh nádrže, chladiče, průměrů hadic v uzavřeném okruhu, návrh sacího a zpětného filtru a výplachového bloku. Závěr praktické části byl věnován návrhu mechanické převodovky pohonu, kde byly navrženy ozubená soukolí z hydromotoru na nápravu vozidla a z nápravy vozidla na kola vozidla. Poté byla tato soukolí podrobena kontrolním podmínkám, ve kterých bylo ověřeno, že obě soukolí splňují všechny předepsané kontrolní podmínky.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL, 1986, 272 s.
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutínové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 151 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [3] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutínové mechanismy*. 1. vyd. Praha: Mezinárodní organizace novinářů, 1990, 211 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0082-X.
- [4] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Elektronický studijní text – sylabus. VUT – Vysoké učení technické v Brně, 2009
- [5] PIVOŇKA, Josef. *Tekutínové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987, 623 s.
- [6] PACIGA, Alexander a Jaroslav INVANTYŠYN. *Tekutínové mechanismy*. Bratislava: Alfa, 1985, 285 s.
- [7] AUTOSAS. *Komunální a manipulační technika* [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <http://www.autosas.cz/cs/komunalni-vozidlo-multicar-m29>
- [8] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [9] YANMAR INDUSTRIAL. *Průmyslové motory*. [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.yanmarindustrial.eu/Products/Diesel-Engines/3TNV70-10/>
- [10] E - PNEUMATIKY. *Užitkové pneumatiky*. [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.e-pneumatiky.cz/michelin-agilis-crossclimate-225-75-r16-c-121-120-r-celorocni.html>
- [11] OPONEO. *Pneumatiky*. [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.oponeo.cz/clanek/rozmery-pneumatik>
- [12] KOPÁČEK, Jaroslav. *Mechanické a hydraulické převody: hydraulické převody*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 80-7078-413-X.
- [13] BOSCHREXROTH. *Hydromotory*. [online]. [cit. 2019-02-24]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/motors/axial-piston-motors/variable-motors/a6vm-6x>

- [14] BOSCHREXROTH. *Hydrogenerátory*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/pumps/axial-piston-pumps/variable-pumps-closed-circuit/a4vg-32>
- [15] E-KONSTRUKTÉR. *Součinitel tření*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [16] KOVAZ. *Vzduchový chladič*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.kovaz.cz/vzduchovy-chladic-oleje-12v-24v-ldc-002-b-0-00-000-0-0-5837002003-667178/>
- [17] HYDROMA. *Hydraulické hadice*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.hydroma.cz/trubky-hadice-rychlospojky/hadice/>
- [18] HYDROMA. *Sací hydraulické filtry*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.hydroma.cz/hydraulicke-filtry/saci/>
- [19] HYDROMA. *Zpětné hydraulické filtry*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.hydroma.cz/hydraulicke-filtry/vratne/>
- [20] GLENTOR. *Výplachové bloky*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<https://www.glentor.cz/produkty/inch-ventily-kopie>
- [21] ANCFOD. *Hydraulické oleje*. [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
<http://www.ancfod.cz/produkty/paramo>
- [22] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Elektronický výukový text. Technická univerzita v Liberci, 2006 [online]. [cit. 2019-02-24].
Dostupné z:
http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navr_h_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [23] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	[mm]	Osová vzdálenost soukolí
a_r	[%]	Výška profilu pneumatiky
a_z	[m·s ⁻²]	Zrychlení vozidla
b_{WF}	[mm]	Pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb
b_{WH}	[mm]	Pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice pastorku (ozubeného kola)
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice pastorku (ozubeného kola)
d_b	[mm]	Průměr základní kružnice pastorku (ozubeného kola)
d_p	[mm]	Průměr hadice v tlakovém vedení
d_r	[in]	Nominální průměr kola
d_s	[mm]	Průměr hadice v sacím vedení
d_z	[mm]	Průměr hadice ve zpětném vedení
D_K	[mm]	Vnější průměr pneumatiky
f_H	[-]	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice
f_k	[-]	Součinitel valivého odporu
F_{max}	[N]	Zadaná tažná síla vozidla
F_{mez}	[N]	Mezní tažná síla vozidla
F_t	[N]	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici
F_{tt}	[N]	Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení
F_C	[N]	Celkový jízdní odpor vozidla
F_N	[N]	Normálová síla vozidla
F_S	[N]	Jízdní odpor stoupání vozidla
F_{Tmax}	[N]	Maximální tažná síla vozidla

F_{Tmin}	[N]	Minimální tažná síla vozidla
F_V	[N]	Jízdní odpor valivý vozidla
F_Z	[N]	Jízdní odpor zrychlení vozidla
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
G	[N]	Tíha vozidla
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu na pastorku (ozubeném kole)
i_c	[-]	Celkový převodový poměr hydrostatického převodu
i_h	[-]	Hydrostatický převodový poměr
i_{HG}	[-]	Převodový poměr hydrogenerátoru
i_{HM}	[-]	Převodový poměr hydromotoru
i_p	[-]	Převodový poměr mechanické převodovky
i_{p1}	[-]	Převodový poměr na soukolí 1
i_{p2}	[-]	Převodový poměr na soukolí 2
k_N	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_{AS}	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci
K_F	[-]	Součinitel přídavných zatížení
K_H	[-]	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet σ_{H1} , σ_{H2}
K_{HV}	[-]	Součinitel vnitřních dynamických sil
K_{H1}	[-]	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet d_1 , d_3
$K_{H\alpha}$	[-]	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce
m	[mm]	Modul soukolí
m_v	[kg]	Zadaná hmotnost vozidla včetně závaží

M	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Krouticí moment hydrostatického převodníku
$M_{\text{HM}1}$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Krouticí moment hydromotoru v bodě 1 trakční charakteristiky
$M_{\text{HM}11}$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Krouticí moment na pneumatikách vozidla
$M_{\text{HM}2}$	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Krouticí moment hydromotoru v bodě 2 trakční charakteristiky
M_2	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Krouticí moment na kolech vozidla
n	$[\text{ot}\cdot\text{s}^{-1}]$	Otáčky hydrostatického převodníku
n_m	$[\text{ot}\cdot\text{s}^{-1}]$	Otáčky spalovacího motoru
n_{HMmax}	$[\text{ot}\cdot\text{s}^{-1}]$	Maximální otáčky hydromotoru
$n_{\text{HM}1}$	$[\text{ot}\cdot\text{s}^{-1}]$	Otáčky hydromotoru v bodě 1 trakční charakteristiky
$n_{1,2}$	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$	Otáčky na vstupu/výstupu sériově zapojené soupravy
p_b	$[\text{mm}]$	Základní rozteč
P	$[\text{W}]$	Výkon hydrostatického převodníku
P_v	$[\text{kW}]$	Zadaný výkon vozidla
P_{CH}	$[\text{W}\cdot\text{°C}^{-1}]$	Měrný chladičový výkon
P_z	$[\text{W}]$	Ztrátový výkon chladiče
P_1	$[\text{W}]$	Výkon spalovacího motoru
P_2	$[\text{W}]$	Výkon na kolech vozidla
Q	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Objemový průtok hydrostatického převodníku
Q_{HG}	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Objemový průtok hydrogenerátoru
Q_{HGmax}	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Maximální objemový průtok hydrogenerátorů pro návrh nádrže
$Q_{\text{HG}1}$	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Minimální objemový průtok hydrogenerátoru
$Q_{\text{HG}2}$	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Maximální objemový průtok hydrogenerátoru
Q_{HM}	$[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	Objemový průtok hydromotoru
Q_{CH}	$[\text{dm}^3\cdot\text{min}^{-1}]$	Průtok oleje chladičem
Q_{Nmax}	$[\text{l}\cdot\text{min}^{-1}]$	Objemový průtok pro stanovení velikosti nádrže
R_e	$[\text{MPa}]$	Výrazná mez kluzu

R_K	[mm]	Poloměr pneumatiky
s	[%]	Maximální sklon stoupání vozidla
S_n	[mm]	Nominální šířka průřezu pneumatiky
S_{Fmin}	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_{Hmin}	[-]	Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_N	[m ²]	Teplosměnná plocha nádrže
t_k	[°C]	Maximální teplota oleje v nádrži
t_o	[°C]	Teplota okolí
v_{max}	[m·s ⁻¹]	Zadaná maximální rychlost vozidla
v_{min}	[m·s ⁻¹]	Minimální rychlost vozidla
v_p	[m·s ⁻¹]	Rychlost hydraulického oleje v tlakovém vedení
v_s	[m·s ⁻¹]	Rychlost hydraulického oleje v sacím vedení
v_z	[m·s ⁻¹]	Rychlost hydraulického oleje ve zpětném vedení
V	[m ³]	Geometrický objem hydrostatického převodníku
V_{HG}	[m ³]	Geometrický objem hydrogenerátoru
V_{HG1}	[m ³]	Minimální geometrický objem hydrogenerátoru
V_{HGC}	[m ³]	Celkový geometrický objem hydrogenerátorů
V_{HGKAT}	[cm ³]	Maximální geometrický objem navrženého hydrogenerátoru
V_{HGpom}	[cm ³]	Maximální geometrický objem pomocného hydrogenerátoru
V_{HM}	[m ³]	Geometrický objem hydromotoru
V_{HMmin}	[m ³]	Minimální geometrický objem hydromotoru
V_{HMKAT}	[cm ³]	Maximální geometrický objem navrženého hydromotoru
V_{HV}	[HV]	Tvrдость povrchu (boku) zubu
V_N	[m ³]	Velikost nádrže

Y_{FS}	[-]	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
Y_{β}	[-]	Součinitel sklonu zubu
Y_{ε}	[-]	Součinitel vlivu záběru profilu
z	[-]	Počet zubů na pastorku (ozubeném kole)
Z_E	[-]	Součinitel mechanických vlastností materiálů
Z_H	[-]	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
Z_{ε}	[-]	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů
Z_R	[-]	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů
α	[°]	Maximální úhel stoupání vozidla
β	[°]	Úhel sklonu zubů
Δp	[Pa]	Tlakový spád hydrostatického převodníku
Δp_{max}	[MPa]	Zadaný tlakový spád hydrostatického převodníku
Δp_2	[Pa]	Tlakový spád v bodě 2 trakční charakteristiky
η_{mp}	[-]	Účinnost převodovky
η_p	[-]	Tlaková účinnost hydrostatických převodníků
η_{pHG}	[-]	Tlaková účinnost hydrogenerátoru
η_{pHM}	[-]	Tlaková účinnost hydromotoru
η_c	[-]	Celková účinnost hydrostatických převodníků
η_{CHG}	[-]	Celková účinnost hydrogenerátoru
η_{CHM}	[-]	Celková účinnost hydromotoru
η_Q	[-]	Průtoková účinnost hydrostatických převodníků
η_{QHG}	[-]	Průtoková účinnost hydrogenerátoru
η_{QHM}	[-]	Průtoková účinnost hydromotoru
π	[-]	Konstanta
ψ	[-]	Součinitel smykového tření

ψ_{dmax}	[-]	Součinitel pro výpočet šířky ozubení
σ_F	[MPa]	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
σ_{Flimb}^o	[MPa]	Mez únavy v ohybu odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů
σ_{Fmax}	[MPa]	Největší místní ohybové napětí v patě zubu
σ_{FP}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
σ_{FPmax}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení
σ_{FSt}	[MPa]	Pevnost v ohybu při největším zatížení
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku ve valivém bodě
σ_{Hlim}^o	[MPa]	Mez únavy v dotyku odpovídající bázovému počtu zatěžovacích cyklů
σ_{Hmax}	[MPa]	Největší napětí v dotyku
σ_{HO}	[MPa]	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
$\sigma_{HP1,2}$	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku na soukolí 1, 2
σ_{HPmax}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{tt1} , F_{tt2}
ε_α	[-]	Součinitel záběru
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost hydrostatického převodníku
ϕ_{CH}	[W]	Potřebný výkon chladiče
ϕ_N	[W]	Tepelný tok ztrátového výkonu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Přenos energie v hydraulickém systému	13
Obr. 2. Řízení hydrostatického přenosu energie	14
Obr. 3. Otevřený hydraulický obvod	14
Obr. 4. Uzavřený hydraulický obvod.....	15
Obr. 5. Regulační charakteristiky hydrostatického převodu.....	16
Obr. 6. Kombinované převodové mechanismy	16
Obr. 7. Hydrostatický převod se sériově zapojeným mechanickým převodem.....	17
Obr. 8. Hydrostatický převod s vnitřním dělením výkonu	18
Obr. 9. Umístění diferenciálu na vstup převodového mechanismu	18
Obr. 10. Kombinace HD a HS převodu	19
Obr. 11. Sériově řazené hydromotory	19
Obr. 12. Paralelně řazené hydromotory	20
Obr. 13. Paralelně zapojené hydromotory s mechanickou vazbou.....	20
Obr. 14. Zubové hydrogenerátory.....	23
Obr. 15. Zubový hydromotor s vnitřním ozubením ORBITROL.....	23
Obr. 16. Lamelové hydrogenerátory	24
Obr. 17. Šroubový hydrogenerátor	25
Obr. 18. Axiální pístové hydrogenerátory	25
Obr. 19. Radiální pístové hydrogenerátory.....	26
Obr. 20. Řadový pístový hydrogenerátor.....	27
Obr. 21. Hydromotory s kyvným pohybem.....	27
Obr. 22. Průtokové charakteristiky	32
Obr. 23. Momentové charakteristiky	34
Obr. 24. Závislosti účinností na otáčkové frekvenci a na tlakovém spádu HG a HM.....	35
Obr. 25. Mobilní vozidlo	38

Obr. 26. Statická silová rovnováha vozidla na nakloněné rovině.....	40
Obr. 27. Vznik odporu valení	41
Obr. 28. Hydrostatický uzavřený obvod.....	43
Obr. 29. Diesellový spalovací motor YANMAR.....	43
Obr. 30. Regulační axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem	45
Obr. 31. Regulační axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou	46
Obr. 32. Trakční charakteristika vozidla	51
Obr. 33. Charakteristika chladicího výkonu	55
Obr. 34. Vzduchový chladič	55
Obr. 35. Schéma mechanické převodovky vozidla.....	59

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Hydrostatické převodníky.....	28
Tab. 2. Tabulka trakční charakteristiky	50

SEZNAM PŘÍLOH

P I CD – Diplomová práce v pdf