

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

obor 23 - 20 - 8
stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření
stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

HNACÍ ÚSTROJÍ VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

KSD - 099/86

Pavel H E L I S

Vedoucí práce: Doc. Ing. O. Červinka, CSc, KSD VŠST Liberec
Konzultant : Ing. Jílek, Transporta Chrudim

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 71
Počet tabulek: 5
Počet obrázků: 26
Počet příloh : 4

DT 621.431

23. května 1986

Vysoká škola: **VŠST Liberec**

Fakulta: **strojní**

Katedra: **strojů průmysl. dopravy**

Školní rok: **1985/86**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Pavel H e l i s**

obor **23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Hnací ústrojí vysokozdvížného vozíku**

Zásady pro vypracování:

Pro vysokozdvížný vozík s bočním a čelním ložením o nosnosti 12,5 t navrhnete hnací ústrojí, zejména:

1. na základě zadaných technických údajů vozíku stanovte základní parametry hnacího ústrojí,
2. navrhnete a posuďte různé způsoby přenosu energie,
3. pro zvolené řešení zpracujte výkres celkového uspořádání vč. potřebných výpočtů,
4. ekonomické posouzení zvoleného řešení.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, SVOBODNÁ MÍSTKA 5
PSC 481 17

V 85/865

potřebná výkresová dokumentace včetně koncepční-
Rozsah grafických prací: ho výkresu zvoleného řešení

Rozsah průvodní zprávy: min.40 stran textu a výpočtů

Seznam odborné literatury: Firemní literatura výrobců vozíků
Výkresová dokumentace k.p. Transporta

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Konzultant: Ing. Jílek, Transporta Chrudim

Datum zadání diplomové práce: 3.12.1984

Termín odevzdání diplomové práce: 23. 5.1986

L.S.


Doc. Ing. O. Červinka, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. B. Stráž, CSc.
Děkan

V Liberci 3.12. 84
dne 19.....

MÍSTOPŘÍSEŽNÉ PROHLÁŠENÍ

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

V Liberci 23. května 1986


P. Helis

OBSAH

Použitá označení	6
1. Úvod	9
2. Motorové vozíky - sféra použití, dělení, vývoj ...	11
2.1 Vývojové a konstrukční směry motorových vozíků	11
2.2 Dělení motorových vozíků	12
2.3 Výrobní program k.p. Vítkovice -	
- Transporta Chrudim	14
2.4 Perspektivní záměry z hlediska vysokozdvížných vozíků	14
2.5 Základní požadavky na hnací ústrojí	18
3. Způsoby přenosu energie /hnací ústrojí/	20
3.1 Mechanický přenos	20
3.2 Hydraulický přenos energie	22
3.2.1 Hydrodynamický přenos energie	22
3.2.2 Hydrostatický přenos energie	24
3.3 Elektrický přenos energie	26
3.3.1 Akumulátorové vozíky	27
3.3.2 Elektrické vozíky se spalovacím motorem ...	28
3.4 Kombinace a zvláštní druhy pohonu vozíků	29
4. Výpočet základních parametrů vysokozdvížného vozíku o nosnosti 12,5 t	31
4.1 Hnací síla na kolech	31
4.2 Potřebný výkon pohonné jednotky	32
4.3 Volba pohonné jednotky a přenosu energie na HŮ	33
5. Hydrostatický převod	35
5.1 Základní varianty HsP	35
5.1.1 Typ A: Jeden HG a jeden HM	35
5.1.2 Typ B: Jeden HG a dva HM	38
5.1.3 Typ C: Dva HG a dva HM	40
5.2 Otáčková vazba hnacích kol při pohonu hydrokoly	41
5.3 Systémy automatické regulace	44
6. Návrh hydrostatického pohonu vysokozdvížného vozíku o nosnosti 12,5 t	46

6.1	Volba hydraulického obvodu	46
6.2	Stanovení ztrátového výkonu	46
6.3	Regulační rozsah zvoleného přenosu HŮ	47
6.4	Návrh hydrostatických převodníků	50
6.5	Základní parametry pojezdu se zatížením 12 500 kg - tahová charakteristika	58
7.	Konstrukční návrh hnacího ústrojí	63
7.1	Schema pohonu vozíku	63
7.2	Zástavbové návrhy vozíků s bočním a čelním ložením	63
8.	Akumulace energie při provozu vysokozdvížného vozíku	66
9.	Závěr	69
10.	Použitá literatura	71

POUŽITÁ OZNAČENÍ

PJ		- pohonná jednotka
SM		- spalovací motor
P_O		- stálý převod
S		- spojka
o_P		- stupňová převodovka
SH		- spojovací hřídel
R		- rozvodovka
D		- diferenciál
KR		- kolový reduktor
K		- hnací kolo
HdM		- hydrodynamický měnič
HdP		- hydrodynamický přenos
HsP		- hydrostatický přenos
HG		- hydrogenerátor
HM		- hydromotor
HMA		- hydromotor axiální
HMR		- hydromotor radiální
HMR II		- dvouobjemový radiální hydromotor
B		- brzda
VU		- ventil uzávěry diferenciálu
DP		- dělič průtoku
i_O	[1]	- stálý převod /mezi SM a HG pojezdu/
i_p	[1]	- stálý převod /mezi SM a pomocnými hydrogenerátory/
v	[kmh ⁻¹]	- pojezdová rychlost
m_p	[kg]	- hmotnost vozíku
g	[ms ⁻²]	- tíhové zrychlení
f	[1]	- odpor valení
c_x	[1]	- součinitel odporu vzduchu
m_{red}	[kg]	- hmotnost vozidla redukováná do místa styku kola s vozovkou
a	[ms ⁻²]	- zrychlení vozíku

i_H	[1]	- převodový poměr HsP
n_0	[s ⁻¹]	- otáčky motoru
n_1	[s ⁻¹]	- otáčky hydrogenerátoru
n_2	[s ⁻¹]	- otáčky hydromotoru
n_K	[s ⁻¹]	- otáčky hnacího kola
r_s	[mm]	- statický poloměr pneumatiky
r_d	[mm]	- dynamický poloměr pneumatiky
r_v	[mm]	- výpočtový poloměr
p_z	[MPa]	- tlaková ztráta
p_{zz}	[MPa]	- tlak. ztráta zdvih. zařízení naprázdno
p_{zs}	[MPa]	- tlaková ztráta servořízení
p	[MPa]	- tlak v HsP
Q_1	[m ³ s ⁻¹]	- průtok hydrogenerátorem
Q_2	[m ³ s ⁻¹]	- průtok hydromotorem
P_M	[kW]	- výkon spalovacího motoru
P_0	[kW]	- využitelný výkon motoru
P_1	[kW]	- výkon hydrogenerátoru
P_2	[kW]	- výkon hydromotoru
P_Z	[kW]	- ztrátový výkon
P_{K_1}	[kW]	- výkon na kole
M_M	[Nm]	- kroutící moment motoru
M_0	[Nm]	- využitelný kroutící moment
M_1	[Nm]	- kroutící moment na hydrogenerátoru
M_2	[Nm]	- kroutící moment na hydromotoru
M_{K_1}	[Nm]	- kroutící moment na kole
F_{K_1}	[N]	- tažná síla na kole
Q	[kg]	- nosnost vozíku

D_v	[mm]	- vnější průměr pneumatiky
R_p	[1]	- požadovaný regulační parametr
R_0	[1]	- regulační rozsah spal. motoru
R_1	[1]	- regulační rozsah HG
R_2	[1]	- regulační rozsah HM
S	[m ³]	- čelní plocha vozidla
O_f	[N]	- odpor valení
O_α	[N]	- odpor stoupání
O_v	[N]	- odpor vzduchu
O_a	[N]	- odpor setrvačnosti
V_1	[m ³]	- geometrický objem HG
V_2	[m ³]	- geometrický objem HM
V_{o1}	[m ³]	- základní geometrický objem HG
V_{o2}	[m ³]	- základní geometrický objem HM
φ_1	[1]	- regulační parametr HG
φ_2	[1]	- regulační parametr HM
α	[°]	- úhel stoupání
η_1	[1]	- účinnost HG /celková/
η_2	[1]	- účinnost HM /celková/
η_p	[1]	- účinnost mechanického převodu
η_c	[1]	- celková účinnost hnacího ústrojí
β_1	[°]	- úhel naklonění desky HG
ω_0	[s ⁻¹]	- úhlová rychlost motoru
ω_1	[s ⁻¹]	- úhlová rychlost HG
ω_2	[s ⁻¹]	- úhlová rychlost HM
ω_K	[s ⁻¹]	- úhlová rychlost na hnacím kole

1. ÚVOD

V Hlavních směrech hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1986 - 1990, schválených XVII. sjezdem KSČ je m.j. uvedeno: „...Rozhodující úlohu v urychlení vědeckotechnického rozvoje musí plnit strojírenství a elektrotechnický průmysl, které na základě prohlubování spolupráce především se socialistickými státy musí zabezpečit potřebné stroje a zařízení vysoké technické úrovně pro modernizaci výrobně technické základny čs. ekonomiky a přechod k zásadně novým technologickým postupům a k technice nových generací. Urychlit inovační procesy a dosáhnout podstatného růstu kvality výrobků a jejich technicko-ekonomické úrovně a spolehlivosti, srovnatelné s předními výrobci ve světě...”

Naplnění úkolů a cílů XVII. sjezdu KSČ je v měnících se ekonomických a politických předpokladech stále složitější. V důsledku prudce se zhoršujících mezinárodních vztahů narůstají problémy na zahraničních trzích. To se přirozeně projevuje i v naší ekonomice. Vývoj situace proto vyžaduje aktivněji reagovat na změny ve vnitřních a vnějších podmínkách hospodářského rozvoje. Je tedy třeba v období 8. pětiletého plánu i v letech dalších urychleně uplatňovat výsledky vědy a techniky v praxi.

Plnění plánu předpokládá efektivnější využívání stávajících zdrojů energie, paliv, surovin, materiálů, strojního parku i lidí, jejich práce, kvalifikace a dovednosti. Jedním z požadavků je odstranit namáhavou fyzickou práci a uvolnit pracovní sílu pro kvalifikovanější práci v jednotlivých výrobních procesech.

Jednou z oblastí, kde je možnost vytvářet potřebné podmínky k uvolňování pracovníků do jiných odvětví, je manipulace s materiálem. V současné době je v československém národním hospodářství zaměstnáno téměř 1,5 miliónu pracovníků, kteří se zabývají přepravou materiálu. V řadě závodů pracuje na úseku přepravy a manipulace více jak 50 % všech dělníků. Přitom ruční práce, často velmi namáhavá, představuje asi 40 %. Z celkových výrobních nákladů připadá na manipulaci plných 36 %. Z uvedeného vyplývá potřeba komplexně

se touto oblastí zabývat s cílem dosáhnout zejména těchto efektů:

- úspory pracovních sil
- snížení fyzické námahy a úrazovosti
- zvýšení produktivity práce při manipulaci s materiálem
- zkrácení netechnických časů strojů a pracovníků
- zabezpečení plynulého toku materiálu ve výrobním procesu.

Jednou z cest řešení tohoto problému je rozsáhlejší nasazení manipulačních a vysoko zdvižných vozíků při přepravě materiálů, jednotlivých komponentů a hotových výrobků. Neustále se zvyšující požadavky na jejich pracovní možnosti však kladou na výrobce značné nároky. Proto byla v rámci kooperace v zemích RVHP svěřena hlavní část výroby, vývoje a produkce uvedených vozíků Bulharsku s tím, že budou využívány zkušenosti a poznatky jak bulharských, tak i ostatních odborníků, techniků a dělníků členských zemí RVHP. Přitom se využívá i zahraničních licencí. Pro částečné krytí vlastní potřeby a zčásti i na vývoz vyrábí tyto vozíky i ČSSR v n.p. Desto Děčín a v k.p. Vítkovice - Transporta Chrudim.

Dynamický rozvoj ekonomiky socialistických zemí přináší neustále rostoucí nároky na špičkové parametry výrobků na jedné a na zvyšování jejich produkce na druhé straně. Mezinárodní socialistická dělba práce, specializace a kooperace výroby ve značné míře rozšiřuje možnosti jednotlivých členských zemí RVHP a jsou významným činitelem růstu efektivnosti a snižování závislosti na kapitalistických státech.

2. MOTOROVÉ VOZÍKY - SFÉRA POUŽITÍ, DĚLENÍ, VÝVOJ

2.1 Vývojové a konstrukční směry motorových vozíků

Motorové vozíky slouží k manipulaci a přepravě břemen převážně na účelových komunikacích a na kratší vzdálenosti. Používají se jak na volných prostorách, tak ve skladech či výrobních halách. Použitím různých pracovních doplňků se rozšiřují možnosti jejich uplatnění. Velmi důležitým faktorem je, že motorové vozíky jsou přizpůsobivé různým změnám podmínek, jako např. změnám organizace výroby, výrobního programu, přestavbám pracovišť i objektů, atd. Jsou obvykle nezbytným manipulačním prostředkem pro zavádění paletizace. Široké uplatnění motorových vozíků je dáno těmito jejich přednostmi:

- sloučení dvou pracovních operací, přepravy a manipulace
- velký pracovní radius na účelové komunikaci
- nezávislost na dalších technických zařízeních, jako jsou kabelové vedení, kolejnice apod.
- hygienicky nezávadný provoz u akumulátorových vozíků
- neomezená doba pracovního nasazení, zejména u motorových vozíků vybavených spalovacím motorem
- možnost nasazení na různé pracovní úseky, jako např. pro zásobování výrobních linek, ke skladovacím operacím, při opravách strojů, budov apod.
- použití v různých klimatických a pracovních prostředích
- možnost použití na široké paletě prací při využití speciálních přídatných zařízení
- nenáročná obsluha a velká manévrovací schopnost.

Výroba motorových vozíků je poměrně mladé odvětví strojírenské výroby. Nebylo proto ještě dosaženo plné vývojové stabilizace a tyto vozíky se teprve blíží funkční vyzrálosti ve všech směrech. Proto se objevují a v nejbližších letech se stále ještě budou vyskytovat další konstrukční změny a zlepšení, týkající se zejména těchto faktorů:

- nové vozíky musí být schopné aplikovat stále progresivnější technologie v oblasti nasazení, pro které

jsou určeny

- zvyšují se nároky na energetickou účinnost a na jednotkový výkon stroje
- prosazují se prvky automatizace a mechanizace pracovních cyklů strojů s cílem zabezpečení růstu produktivity práce
- zvyšování využití konstrukčních materiálů a snižování hmotnosti strojů
- snižování škodlivého vlivu na životní prostředí
- zvyšují se požadavky na spolehlivost agregátů a strojů jako celku
- zajištění plynulé jízdy bez chvění a přesného najíždění.

Splnění těchto požadavků je možné dosáhnout pouze aplikací nových poznatků z více vědních oborů a technické základny výzkumně - vývojových pracovišť. Jednou z reálných inovačních cest v oblasti motorových vozíků je cesta, charakterizovaná kombinací elektrických, elektronických a hydraulických systémů se systémy mechanickými v účelně vyvážené formě. Tyto kombinace se uplatňují v systémech pohonu ovládání, v řízení přenosu výkonu apod.

2.2 Dělení motorových vozíků

Rozsah a účel použití, různorodost konstrukce, rozměry, tvar a hmotnost přepravovaných nákladů určují požadavky na konkrétní konstrukci motorového vozíku. Proto celou škálu typů používaných vozíků můžeme hodnotit podle těchto kritérií:

a/ podle druhu pohonu kol na:

- vozíky s elektrickým motorem napájeným z akumulátorové baterie /do nosnosti vozíku 2,5 t/
- vozíky se spalovacím motorem - tyto vozíky můžeme dále dělit na:
 - vozíky s naftovým motorem
 - vozíky s benzínovým motorem
 - vozíky s motorem na plynná paliva

b/ podle tvaru a účelu vozíku na:

- tahače, jež jsou určeny pro přepravu materiálu nalože-

ného na přívěsných vozících,

- plošinové, které slouží k přepravě materiálu na vlastní ložné ploše a ve většině případů i k tahání přívěsných vozíků,
- nízkozdvižné, slouží k místní manipulaci břemen na paletách z jednoho pracoviště na druhé, k vyvážení a zavážení jednotlivých palet ze skladu a do skladu apod.,
- vysokozdvižné, jež se používají nejen k přepravě břemen na krátké vzdálenosti, ale zejména k výškové manipulaci. Jejich velkou výhodou je spojení skládacích, nakládacích a stohovacích operací s přepravou v nepřetržitém proudu,
- ostatní, kam jsou zařazeny vozíky určené pro speciální práce. Patří sem vozíky s jeřábovým ramenem, vozíky vychystávací ovládané z pracovní plošiny, portálové vozíky a další,

c/ podle způsobu řízení na:

- ručně vedené
- se stojícím řidičem
- se sedícím řidičem
- ovládané z pracovní plošiny

d/ podle použití na komunikacích:

- pro běžné rovné vozovky s tvrdým povrchem
- pro terénní podmínky.

Vysokozdvižné vozíky se dále dělí z hlediska provedení na:

- vozíky čelní - ty se dělí na:
 - tříkolové
 - čtyř a vícekolové
 - s výsuvným rámem
 - obkročné
 - vychystávací
 - s vysokým zdvihem a pro úzké uličky
- vozíky boční
- vozíky s otočným zdvihacím zařízením - boční nabírání je umožněno zdvihacím zařízením otočným kolem svislé osy /až 60° od podélné osy/.

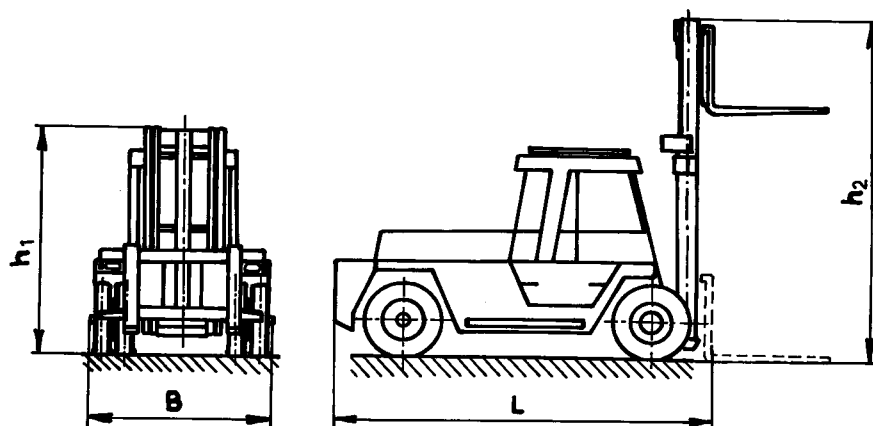
2.3 Výrobní program k.p. Vítkovice - Transporta Chrudim

K.p. Vítkovice - Transporta Chrudim vyrábí několik typů vysokozdvížných vozíků. Jednotlivé typy a jejich technické parametry jsou uvedeny v tab.1.

2.4 Perspektivní záměry z hlediska vysokozdvížných vozíků

Ve výhledu do roku 2000 se počítá s výrobou přibližně 630 000 vozíků ročně /v současné době se jedná o výrobu cca 400 000 ks ročně/. Z toho bude připadat 440 000 ks na čelní vysokozdvížné vozíky /tzn. s protizávažím/, z nichž 270 000 ks bude poháněno spalovacím motorem a 170 000 ks s elektrickým pohonem.

Nárůst se předpokládá především v oblasti vyšších nosností /10 t a výše/ a zejména pro kontejnerovou přepravu se vyvíjí vozíky o nosnosti 25 t s opěrkami, do 9 t bez opěrek. Výkony pohonných jednotek /jedná se výhradně o spalovací motory/ těchto vozíků se budou pohybovat v rozpětí 145 + 175 kW, přenos výkonu na hnacím ústrojí bude převážně hydrodynamický a hydrostatický. Přehled o současném stavu vyráběných vysokozdvížných vozíků o nosnosti 10 + 15 t je pro názornost uveden v tab.2. Hlavní rozměry uváděné v tab.2 jsou zřejmé z obr.1.



Obr.1 Základní rozměry vysokozdvížného vozíku

TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE		VYSOKOZDVIŽNÝ VOZÍK									
		BOČNÍ								ČELNÍ	
		YB 50 A / 35	YB 50 A / 45	DBHM 5022 / 35U _b	DBHM 5022 / 45U _b	DBHM 6322 / 35U	DBHM 6322 / 45U	DVHM 12522 / 35	DVHM 12522 / 45		
1		2	3	4	5	6	7	8	9		
Nosnost max. [kg]	pro zdvih do 3,5m	5 000	5 000	5 000	5 000	6 300	6 300	12 500	12 500		
	pro zdvih od 3,5m do 4,5m	—	3 750	—	4 000	—	5 000	—	10 000		
Zdvih max. [mm]		3 500	4 500	3 500	4 500	3 500	4 500	3 500	4 500		
Pohotovostní hmotnost [kg]		6540 ± 200	6540 ± 200	6900 ± 300 - 200	7050 ± 300 - 200	7550 ± 300 - 200	7700	15 800	16 000		
Vodorovný dosah vidlí [mm]		600	600	600	600	1630	1630	1600	1600		
Příčný sklon terénu s břemenem i bez břemene [%]		18	18	18	18	18	18	—	—		
Dovolené stoupání podélné s břemenem [%]		25	25	23	23	20	20	20	20		
Základní rozměry stroje	Délka [mm]	4 350	4 350	4 660	4 660	4 660	4 660	6 760	6 760		
	Šířka [mm]	1 950	1 950	1 900	1 900	2 300	2 300	2 500	2 500		
	Výška [mm]	2 705	3 205	2 895	3 205	2 895	3 205	3 220	3 720		
Provozní rozměry stroje	Délka [mm]	4 350	4 350	4 660	4 660	4 660	4 660	6 760	6 760		
	Šířka [mm]	1 950	1 950	1 900	1 900	2 300	2 300	2 500	2 500		
	Výška [mm]	4 355	5 355	4 355	5 355	4 355	5 355	4 810	5 810		
Pohonná jednotka		AVIA 712.11	AVIA 712.11	ZETOR 6701.59	ZETOR 6701.59	ZETOR 6701.59	ZETOR 6701.59	LEYLAND SW400/L2 - WSW	LEYLAND SW400/L2 - WSW		
Jmen. výkon při ot. [kW/min ⁻¹]		58,8 / 3000	58,8 / 3000	44 / 2200	44 / 2200	44 / 2200	44 / 2200	84,5 / 2300	84,5 / 2300		

Tab.1 - část 2.

1		2	3	4	5	6	7	8	9
Pracovní pojezdová rychlost [km/h]	vперед s břemenem i bez břemene	32 ± 0 3		29		29 ± 3		30	
	vзад s břemenem i bez břemene	32 ± 0 3		29		29 ± 3		30	
Rozchod (pro dvojmo- táž ozn. D)	řídící náprava [mm]	1 700		1 520		1 920		2 073	
	hnací náprava [mm]	1 700 / 1 434 - D		1 374 - D		1 774 - D		1 834 - D	
Rozvor	[mm]	2 600		2 620		2 620 ± 20		3 400	
Světlost nad terénem	[mm]	200		200		200		266	
Rozměry pneumatik		8,25 - 15 - 16 PR		8,25 - 15 eHD		8,25 - 15 eHD		11,00-20 eHD Super Chemlon	
Přídavné pracovní zařízení	jeřábové rameno, nosič dlouhých břemen, přidržovač nákladů, katalyzační tlumič	jeřábové rameno, nosič dlouhých břemen, přidržovač nákladů, katalyzační tlumič		jeřábové rameno, nosič dlouhých břemen, přidržovač nákladů, katalyzační tlumič		jeřábové rameno, nosič dlouhých břemen, přidržovač nákladů		jeřábové rameno, tepelná ochrana, trn	
		600		600		1 630		1 600	
Max. vyložení vidlic	[mm]			670 ÷ 1165		670 ÷ 1165		1 640	
Vyložení háku od boku vozíku	[mm]	—		0 ÷ 3 500		0 ÷ 3 500		—	
Zdvíh háku	[mm]	—		0 ÷ 3 500		0 ÷ 3 500		—	
Výškový dosah [mm]	nosič dlouhých břemen	—		0 ÷ 3 500		0 ÷ 3 500		—	
	přidržovač nákladů	—		0 ÷ 1 200		0 ÷ 1 200		—	
Spotřeba paliva	[g/kw/h]	245 + 5 %		265		265 + 5 %		—	
Životnost stroje	[let]	6		6		6		6	
Velkoobchodní cena inf. [Kčs]		380 000,-	390 000,-	280 000,-	286 000,-	291 000,-	297 000,-	667 000,-	720 000,-

Tab.2

Typ	Nosnost [t]	Motor	Druh přenosu	Max. výkon při ot. [kW/min ⁻¹]	Max. kr. moment při ot. [kW/min ⁻¹]	Pojezdová rychlost s/bez zatěž.[kmh ⁻¹]	Hlavní rozměry L/B/h ₁ /h ₂ [mm]	Rozvor [mm]
Hyster Challenger H 225 H	10,2	Perkins 6.354	mechanický	87 / 2800	360 / 1400	39,9 / 40,6	4 370 / 2 435 4 370 / 7 046	2 920
Hyster Challenger H 300 B	13,6	Perkins 6.354	mechanický	87 / 2800	360 / 1400	27,8 / 27,8	4 835 / 2 645 4 440 / 7 100	3 300
Lansing - Henley Hercules 22/100	10,0	Ford 2 715 E	hydrodynamický	88,3 / 2500	371 / 1600	30,0 / 30,0	3 810 / 2 940 2 850 / 4 380	2 440
Transporta DVHM 12522/45	12,5	Leyland SW400/ /L2 - WSW	hydrodynamický	84,5 / 2300	—	30,0 / 30,0	5 160 / 2 500 3 720 / 5 810	3 400
Lancer - Boss BD 33/48	15,0	Perkins 6.354	hydrodynamický	77 / 2400	368 / 1200	19,0 / 23,0	5 105 / 2 490 3 460 / 5 615	3 555
Mitsubishi FD 150 - T	15,0	Mitsubishi G DB 1	hydrodynamický	130 / 2000	376 / 1000	13,0 / 24,0	5 940 / 3 090 3 330 / 4 830	3 500
Almocar D 100	10,0	Perkins 4.318	hydrostatický	71,4 / 2200	—	22,0 / 23,0	4 000 / 2 360 2 930 / 4 690	2 600
ZTS SV 100 - 33	10,0	Zetor 8 602 - turbo	hydrostatický	110 / 2200	542 / 1650	35,0 / 35,0	4 400 / 2 300 3 090 / 4 520	3 000

^{1/} pouze ve stadiu prototypu

Značnou úlohu bude při vývoji nových vysokozdvížných vozíků hrát automatizace. Elektrické a elektronické systémy, které v současnosti nabývají stále širšího rozmachu, nutně zasahují do prvků regulace kontrolní a řídicí činnosti příslušných částí vysokozdvížného vozíku. Při automatizaci vysokozdvížných vozíků se uvažuje s následujícím postupem řešení:

- automatická kontrola nosnosti zatížení /sledování a signalizace/
- automatické sledování a signalizace stability vozíků
- automatické řízení bezpečnosti /řízena rychlost a zrychlení vozíku/
- hospodárnost provozu /režim motoru v optimální spotřebě/
- registrace úkonů obsluhy, dráhy, rychlosti apod.
- otázka přesného najíždění a zastavování na daném místě
- včasné zastavení před překážkou
- automatické řízení rychlosti a stoupavosti vozíku.

2.5 Základní požadavky na hnací ústrojí

Hnací ústrojí vysokozdvížného vozíku klasické konstrukce tvoří spalovací motor nebo elektromotor u akumulátorových vozíků, hydraulický měnič kroutícího momentu, převodovka, hnací náprava a hydrogenerátory pro pohon obvodu pracovní hydrauliky a servořízení. Mezi základní požadavky na hnací ústrojí patří:

- maximální využití výkonu instalovaného hnacího motoru
- měnit odběr výkonu z hnacího motoru pro pohon pracovního zařízení bez zásahu obsluhy
- přednostní odběr výkonu pro pracovní zařízení před odběrem výkonu pro pojezd vozíku
- umožnění plynulého rozjezdu vozíku z nuly až do maximální rychlosti
- umožnění snadné reverzace směru jízdy
- dosažení potřebné maximální tažné síly při práci
- možnost brzdění vozíku využitím brzdového momentu motoru

- zachování rychlosti jízdy vozíku, kterou obsluha nastavila /aby nedocházelo ke skokovému poklesu nebo vzrůstu této rychlosti v důsledku skokové změny v odběru výkonu pro pracovní zařízení/
- spolehlivost všech prvků hnacího ústrojí
- ekonomický provoz
- návaznost na hromadnou produkci /unifikace/
- kompaktnost zástavby a krátká stavební délka
- bezpečnost provozu
- snadnost obsluhy

Řešení problematiky, týkající se přenosu výkonu na hnacím ústrojí vysokozdvížného vozíku s bočním a čelním ložením o nosnosti 12,5 t, je náplní předložené diplomové práce.

3. ZPŮSOBY PŘENOSU ENERGIE /HNACÍ ÚSTROJÍ/

Hnací ústrojí vysokozdvížného vozíku je tvořeno z několika částí, které jsou podmíněny druhem přenosu energie. Přenos energie na hnací ústrojí může být:

- 1/ mechanický
- 2/ hydraulický: - hydrodynamický
- hydrostatický
- 3/ elektrický : - akumulátorový
- elektrická energie je dodávána spalovacím motorem
- 4/ kombinace předchozích přenosů
- 5/ zvláštní druhy přenosů

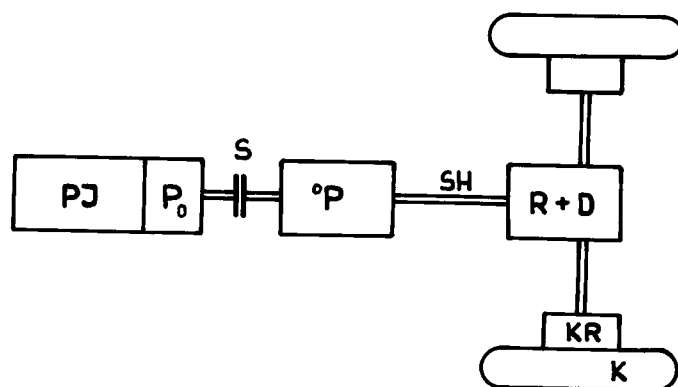
Při volbě toho kterého způsobu přenosu energie musíme zvážit všechny přednosti a nevýhody jednotlivých druhů pohonů. Mezi hlavní požadavky, které musíme brát v úvahu při volbě hnacího ústrojí, patří:

- dosažení maximální hnací síly
- co největší celková účinnost
- maximální využití výkonu pohonné jednotky
- snadná a nenáročná obsluha
- možnost snadné reverzace
- spolehlivý a bezpečný provoz
- minimální nároky na údržbu
- hospodárný a ekologicky nezávadný provoz
- plynulý rozjezd
- přesné najetí na cíl při velmi malé rychlosti
- veškeré pracovní činnosti musí být regulovatelné i při plném výkonu zdvihu
- dostatečný dojezd /zejména u akumulátorových vozíků/
- dosažení vysokého přepravního výkonu /tj. vysoká nosnost a maximální pojezdová rychlost/

3.1 Mechanický přenos

Pro přenos energie mechanickými prvky se používá cesty od spalovacího motoru přes spojku a mechanickou ručně řazenou převodovku k hnací nápravě vybavené rozvodovkou

a diferenciálem, případně reduktorem /obr.2/.



Obr.2 Mechanický přenos

Spojka se používá pro oddělení krouticího momentu motoru od převodovky při rozjezdu, zastavování a řazení; dále zabráňuje přetížení. Spojky se používají buď mechanické třecí nebo kapalinové.

Mechanické převodovky udržují vzájemný poměr mezi otáčkami motoru a otáčkami hnacích kol. Pro co nejúčelnější využití výkonu motoru se převodovky řeší jako vícestupňové /pětistupňové a více/ a obvykle je možno zařadit pro jízdu vzad stejný počet rychlostních stupňů jako pro jízdu vpřed.

Hnací náprava zajišťuje přenos krouticího momentu na kola, většinou vybavenou kolovou redukcí, která však zvyšuje mechanické ztráty.

Výhody tohoto pohonu:

- poměrně vysoká účinnost /oproti jiným druhům pohonů/
- maximální využití výkonu a tažné síly
- možnost brzdění motorem
- využití unifikace a typizace, a to použitím některých vhodných dílů z již vyráběných osobních vozidel, nákladních vozidel nebo traktorů
- z předchozího bodu vyplývá nízká pořizovací cena a dobrá dostupnost náhradních dílů
- jednoduchá údržba.

Nevýhody:

- obtížná obsluha /nutnost použití rozjezdové spojky, častého řazení/
- celková konstrukční složitost
- vysoká hmotnost
- velký zástavbový prostor
- nevýhodný průběh krouticího momentu /malý záběrový moment - u vysokozdvížných vozíků zvláště důležitý/

Mechanický přenos výkonu v současné době nespĺňuje požadavky, které jsou na vysokozdvížné vozíky kladeny, a proto se používá jen velmi zřídka.

3.2 Hydraulický přenos energie

Hydraulický pohon je pro obsluhu pohodlnější, umožňuje soustředit se na provádění vlastních pracovních úkonů, což přináší možnost zvýšení počtu operací v určitém časovém pracovním úseku za současného zvýšení bezpečnosti práce a ochrany manipulovaného zboží. Toho je dosaženo odstraněním rozjezdové spojky z čistě mechanického pohonu a nahrazeno hydraulickými prvky, které využívají buď dynamických účinků proudící kapaliny na lopatkové kolo nebo statického tlaku. Podle těchto účinků dělíme hydraulické pohony na hydrodynamické a hydrostatické.

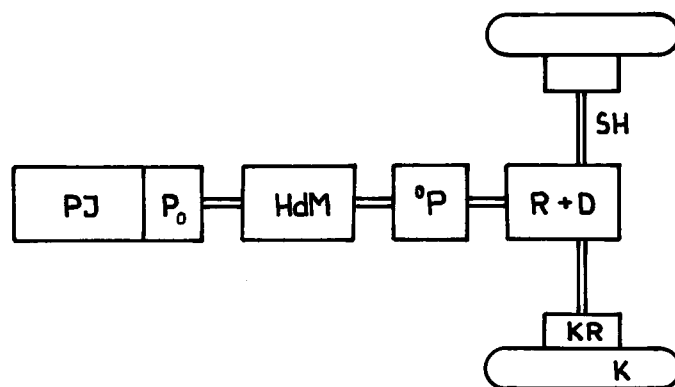
3.2.1 Hydrodynamický přenos energie

V současné době jde o nejrozšířenější způsob pohonu vysokozdvížných vozíků. Pohon se skládá ze spalovacího motoru, hydrodynamického měniče krouticího momentu, převodovky a hnací nápravy /obr.3/. Spalovací motor může být výjimečně nahrazen elektrickým.

U tohoto druhu pohonu je točivý moment přenášen energií udělené kapalině čerpadlem hydrodynamického měniče. Tato energie je měněna zpět na mechanickou energii pomocí turbíny, která má opačně zakřivené lopatky než čerpadlové kolo. Z turbínového kola proudí olej přes lopatky reaktoru, které ho usměrňují zpět do čerpadlového kola. Na měnič navazuje mechanická převodovka, ovládaná lamelovými spojkami.

Tyto spojky jsou ovládány hydraulicky a převodové stupně lze řadit pod zatížením. Při zatížení se za snížení otáček výstupního hřídele měniče zvýší přenášený točivý moment vlivem rozdílu otáček čerpadla a turbíny. Hydrodynamický měnič tedy pracuje jako automatická převodovka s plynule měnitelným převodovým poměrem.

V současné době lze díky vyspělosti technologie vyrábět lopatkové části i skříně měničů z plechu, přičemž účinnost zůstává nad hodnotou 0,7.



Obr.3 Hydrodynamický přenos

Výhody hydrodynamického pohonu:

- jednoduchá konstrukce
- rozvinutá výroba použitelných měničů
- velká účinnost při malých rychlostech
- odstranění spojkového pedálu
- plynulá změna krouticího momentu
- snadnější obsluha /jednoduché a plynulé řízení zvyšuje pracovní výkon a snižuje náchylnost k poruchám/
- dobrá dostupnost náhradních dílů
- vysoký záběrový moment.

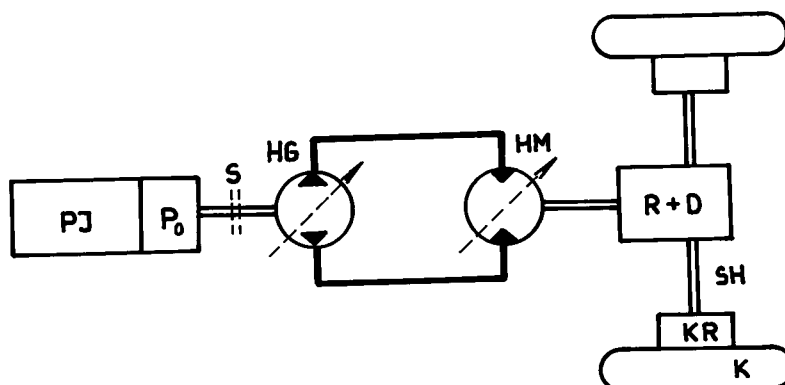
Nevýhody:

- nízká účinnost při vyšších rychlostech
- nutnost chlazení hydraulické kapaliny
- změna vlastností kapaliny s teplotou.

Z výše uvedených důvodů se hydrodynamický pohon stal jedním z nejrozšířenějších pohonů u vysokozdvížných vozíků a jeho zavedením se podstatně zvýšil manipulační a přepravní výkon a zjednodušila se obsluha.

3.2.2 Hydrostatický přenos energie

V současnosti probíhá velmi intenzivní vývoj a proces zdokonalování tohoto druhu pohonu. I přes některé nevýhody, které hydrostatický přenos má oproti hydrodynamickému /zejména nižší záběrový moment/, získává si u výrobců stále větší oblibu. Schematické znázornění jednoduchého hydrostatického pohonu /dále jen HsP/ zachycuje obr.4:

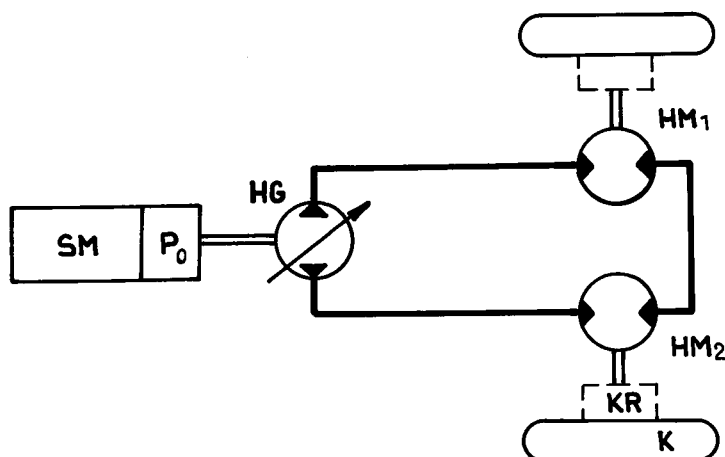


Pohonná jednotka je zde spalovací motor, výjimečně elektrický. Spojka se používá jen zřídka.

Obr.4 Jednoduchý hydrostatický přenos

U HsP je točivý moment přenášen hydrostatickým tlakem spojení hydrogenerátoru s hydromotorem. Mechanická energie od pohonné jednotky /nejčastěji spalovací motor/ se v hydrogenerátoru mění na energii tlakovou a v hydromotoru zpětně na energii mechanickou. Pro vyšší rychlosti pojezdu je nutný regulační hydromotor nebo převodovka vložená mezi hydromotor a diferenciál. Hydrogenerátory mohou být buď axiální nebo radiální. Axiální hydromotory jsou vhodné pro vyšší otáčky, radiální pro otáčky nižší.

Různou kombinací prvků HsP, tzn. kombinací regulačních nebo neregulačních hydrogenerátorů resp. hydromotorů můžeme dosáhnout několika možných způsobů uspořádání HsP. Jednou z variant řešení HsP je tzv. pohon "hydrokolem" /obr.5/.



Obr.5 Přenos pomocí dvou hydrokol

Tímto dosud méně obvyklým, avšak perspektivním pohonem, se výrazně eliminují mechanické pohonné prvky a vytváří se tak zvětšený prostor pro zástavbu funkčních orgánů stroje. Existují dva základní druhy hydrokola:

- rychloběžný hydromotor /axiální/ + reduktor
- pomaloběžný radiální hydromotor

Zejména použití pomaloběžného radiálního hydromotoru je pro výrobce velmi lákavé, protože jednak eliminuje použití reduktoru a jednak můžeme hydrokolo umístit přímo do náboje hnacího kola a tím získat maximální prostor pro pracovní zařízení stroje.

Výhody HsP:

- plynulá změna výstupních otáček v širokém rozsahu
- možnost snadné změny smyslu otáčení při malých setrvačných hodnotách jednotlivých jednotek /odpadá mechanická reverzace chodu/
- možnost snadné ochrany proti přetížení /pojistné ventily/

- možnost brzdění protitlakem/protitlak na výstupu HM umožňuje brzdit plným výkonem/
- u trakčních jednotek možnost plynulého zvyšování otáček při plném zatížení
- umístění jednotlivých prvků HsP co nejvýhodněji z hlediska funkce
- velká možnost kombinací /HG i HM mohou být voleny v širokém rozsahu velikostí v různých kombinacích/
- větší regulační rozsah než u hydrodynamického převodu
- snadné ovládání /minimální počet ovládacích prvků, zásah člověka do ovládání HsP je možné vyloučit, případně omezit na minimum/
- možnost spolupráce s pracovními obvody, které jsou rovněž hydrostatické
- velká rychlost reakce .

Nevýhody HsP:

- snížení tažné síly při rozjezdu oproti hydrodynamickému přenosu výkonu
- změna vlastností kapaliny s teplotou
- nutnost pečlivé údržby /vysoké tlaky, požadavek dokonalé čistoty pracovní kapaliny a těsnosti hydraulických prvků/
- vyšší pořizovací cena /při neustále se rozvíjejícím používání HsP u mobilních strojů je však reálný předpoklad snižování ceny jednotlivých hydraulických prvků/
- nutnost chlazení kapaliny.

3.3 Elektrický přenos energie

Elektrický pohon vozíku se uskutečňuje pomocí dvou elektromotorů umístěných buď přímo v nábojích hnacích kol, nebo jednoho elektromotoru pohánějícího řídící nápravu.

Zdrojem elektrické energie pro tyto motory jsou:

- 1/ akumulátory
- 2/ generátor poháněný spalovacím motorem

3.3.1 Akumulátorové vozíky

Akumulátorové vozíky se používají zejména u vysoko-
zdvižných vozíků nižších nosností. Zdrojem energie u těchto
vozíků je sada akumulátorů, umístěná většinou v zadní
části vozíku pod sedadlem řidiče. Ty částečně zajišťují
i funkci závaží. Dnes se ve vozících používají převážně
olověné nebo alkalické akumulátory. Již v současnosti jsou
však ve vývoji nové druhy akumulátorů s neomezeným počtem
pracovních cyklů, rychlým nabíjením a větší kapacitou. Za-
čínají se též používat palivové články jako zdroje elekt-
rické energie. S takovými zdroji by mohly akumulátorové
vozíky v blízké budoucnosti silně konkurovat vozíkům se
spalovacími motory. Pro pohon vozíku se používá stejno-
směrného sériového motoru pro jeho schopnost pracovat při
nižších otáčkách a větším záběrovém momentu. Avšak vzhle-
dem k bouřlivému rozvoji elektroniky se jeví jako perspek-
tivní asynchronní motor trojfázový, který má výhody v jed-
noduché robustní konstrukci, nízké ceně a hmotnosti, nevý-
hodou jsou zatím komplikované řídicí obvody.

V budoucnu by se však mohl stát konkurenceschopným motoru
sériovému stejnosměrnému. Alternativami stejnosměrného mo-
toru jsou motor kompaundní a cize buzený, které umožňují
rekuperaci energie do zásobníku při brzdění a jízdě ze
svahu. Pro vyšší cenu prvního a méně výhodné charakteristi-
ky druhého a pro celkem nepatrný zisk rekuperované energie
v závodové dopravě se tyto motory používají jen ojediněle.

Výhody akumulátorových vozíků:

- lepší manévrovatelnost v úzkých uličkách
- tichý a klidný chod
- naprosto čistý provoz
- jednoduché ovládání a brzdění
- jednodušší hnací blok
- nízké provozní náklady
- vysoká životnost vozíků /vyjma akumulátorů/
- brzdění motorem /rekuperace energie/
- snadná a účinná regulace a reverzace /pulsní, tyris-
torová/

- trakční motor má velký záběrový moment, což umožňuje rychlý rozjezd
- trakční motor je značně přetížitelný
- okolí motoru netrpí nečistotou a korozí a tím jsou náklady na čištění, nátěry a údržbu nižší
- vozidlo je schopné okamžitého nasazení bez předchozích příprav
- nízká spotřeba mazadel.

Nevýhody:

- zvýšené investiční náklady /nákladné nabíjecí stanice/
- malý dojezd /nutné časté nabíjení/
- nižší produktivita práce /nižší přepravní rychlost/
- vyšší pořizovací cena
- omezený výkon hnacích motorů.

3.3.2 Elektrické vozíky se spalovacím motorem

Tyto vozíky představují nový, zcela netradiční způsob řešení pohonu. Tohoto pohonu se dosud používalo pouze u některých moderních lokomotiv a těžkých stavebních strojů. Jako zdroj energie zde slouží běžný spalovací motor. Ten pohání generátor elektrického proudu, který pak přes poměrně složitou mikroelektronickou regulaci dává elektrickou energii jednomu nebo dvěma elektromotorům umístěným v hnací nápravě. Přes konstantní převod jsou potom přímo poháněna kola. Toto řešení eliminuje téměř všechny mechanické prvky, není potřeba používat stupňových převodovek, hydrodynamických měničů ani hydrostatických převodníků. Z toho vyplývá výhoda menšího zástavbového prostoru, odpadají problémy s utěsňováním převodovky, měniče, případně HG a HM. Je zde málo pohyblivých součástí, což má vliv na menší celkové opotřebení vozíku a nejsou zde tak velké setrvačné síly. Další výhodou je možnost brzdění protiproudem. Nevýhodou je poměrně složitá a zatím stále drahá regulace.

3.4 Kombinace a zvláštní druhy pohonu vozíků

1/ Hydraulický měnič v kombinaci s mechanickou převodovkou

Hydraulický měnič v kombinaci s mechanickou stupňovou převodovkou umožňuje lepší využití zdroje hnací síly, zůstane jednoduché ovládání vozíku a sníží se spotřeba pohonných hmot.

V podstatě jde o to, vyřadit při vyšší rychlosti /tzn. když je velmi nízká účinnost měniče/ měnič z činnosti a nahradit jej mechanickým převodem. Zablokování měniče /brzdou měniče/ může záviset pouze na rychlosti pohybu vozíku nebo také na poloze plynového pedálu - jeho sešlápnutím zvýšit danou hranici rychlosti, což lze využít např. při najíždění do stoupání. Naproti tomu uzavřením měniče při nižších rychlostech lze snížit spotřebu pohonných hmot.

Mimo to je u vozíků s hydrodynamickým měničem vhodné vypouštět olej z měniče při stání - potom je možno při zvedání břemen točit motor do nejvyšších otáček bez zbytečných ztrát v měniči a zahřívání kapaliny.

2/ Vozíky švédské firmy KALMAR

Jsou určeny pro přístavy a vybaveny kombinací: vznětový motor + setrvačnický + hydrostatický převod. Energie od motoru a energie vznikající při brzdění vozíku se akumuluje v setrvačnicku ve formě kinetické energie. Po roztočení setrvačnicku nad určitou hranici se automaticky vypíná vznětový motor. Využitím brzdění se sníží spotřeba paliva /zde až o 20%/. Vozík může s roztočeným mechanickým akumulátorem provést požadovanou manipulaci s kontejnerem ve vnitřním uzavřeném prostoru lodě.

3/ Vozíky firmy STILL

K pohonu svých některých vozíků používá tato firma kombinaci: vznětový motor + generátor + elektromotor. Dělený rotor hnacího elektromotoru nahrazuje diferenciál.

Elektromotor plní též úlohu provozní brzdy. Elektronická regulace umožňuje využití výkonu spalovacího motoru přesně podle jeho charakteristiky a vozíky vykazují až 40% úspory paliva proti ostatním vozíkům.

4/ Vozíky firmy LINDE

Jedná se o elektrické vozíky, energie ze střídavé sítě 380 V se dodává kabelem odvíjeným ze samonavíjecí cívky ve střeše vozíku. Zde se projevují všechny výhody elektrického pohonu a navíc má vozík nízkou hmotnost a odpadá dobíjení. Nevýhodou je, že se vozíky mohou pohybovat maximálně několik desítek metrů od zdroje elektrické energie.

4. VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU O NOSNOSTI 12,5 t

4.1 Hnací síla na kolech

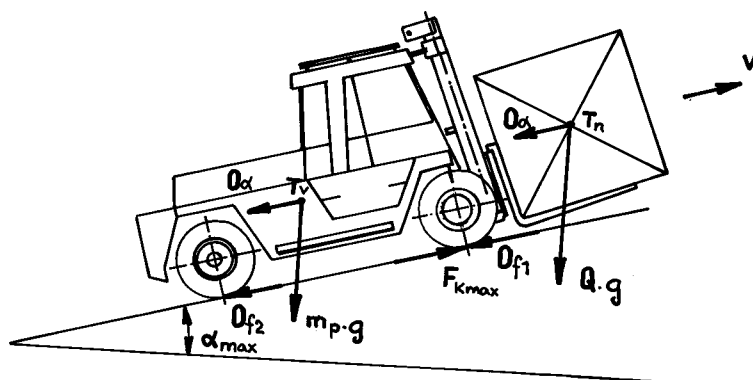
Pro stanovení velikostí a výkonových parametrů základních prvků hnacího ústrojí vozíku je třeba nejprve zjistit požadovanou maximální velikost tažné síly na kolech F_{Kmax} , stanovit maximální rychlost v_{max} a potřebný výkon pohonné jednotky P_0 .

Dle požadavku zadavatele k.p. Vítkovice - Transporta Chrudim jsou hodnoty maximální rychlosti v_{max} a požadované stoupavosti s následující:

$$v_{max} = 32 \text{ kmh}^{-1}$$

$$s = 20 \%$$

Maximální tažná síla F_{Kmax} je stanovena z rovnováhy sil na nakloněné rovině /obr.6/.



Obr.6 Síly působící na vozík

Platí tedy, že

$$F_K = O_f + O_\alpha + O_v + O_a, \text{ kde} \quad (1)$$

$$O_f = G \cdot \cos \alpha_{max} \cdot f \quad (2)$$

$$O_\alpha = G \cdot \sin \alpha_{max} \quad (3)$$

$$O_v = 0,63 \cdot c_x \cdot v^2 \cdot S \quad (4)$$

$$O_a = m_{red} \cdot a \quad (5)$$

Odpor vzduchu O_v můžeme zanedbat, neboť síla O_v se uplatňuje ve větší míře až od rychlostí vyšších jak 40 km/h. Rovněž zanedbáváme odpor setrvačnosti O_a , protože vozík při zdolávání stoupání o úhlu $\alpha_{\max}$ již nemůže zrychlovat. Pak tedy platí:

$$F_{K\max} = O_f + O_\alpha = G. / \sin \alpha_{\max} + f. \cos \alpha_{\max} / , \text{ kde } (6)$$

$$G = /m_P + Q/.g , \text{ kde } (7)$$

$$m_P = 16\,000 \text{ kg}$$

$$Q = 12\,500 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2} .$$

Součinitel odporu valení f má pro podmínky vnitrozávodových komunikací hodnotu:

$$f = 0,025 .$$

Pro požadovaný maximální úhel stoupání $\alpha_{\max}$ platí

$$s = \operatorname{tg} \alpha , \text{ odkud } (8)$$

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{s}{100} (9)$$

a tedy

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{20}{100} = 11^\circ 18' .$$

Celková tíha vozíku tedy bude

$$G = /16\,000 + 12\,500/.9,81 = 279\,585 \text{ N}$$

a max. tažná síla tedy bude

$$F_{K\max} = 279\,585. / \sin 11^\circ 18' + 0,025. \cos 11^\circ 18' /$$

$$\underline{\underline{F_{K\max} = 61\,685 \text{ N}}}$$

4.2 Potřebný výkon pohonné jednotky

Potřebný výkon pohonné jednotky přenesený na hnací ústrojí vozíku můžeme předběžně určit dle vztahu:

$$P_{\text{HÚ}}^* = \frac{F_K \cdot v}{3,6 \cdot \eta_c} \cdot 10^{-3} , \text{ kde } (10)$$

v ...je předpokládaná rychlost při působení

síly $F_K = F_{Kmax}$ a je voleno

$v = 4 \text{ km/h}$.

Celková účinnost převodů je volena předběžně $\eta_c = 0,8$.
Potřebný výkon pohonné jednotky tedy bude

$$P_{H\dot{U}}^* = \frac{61\,685.4}{3,6 \cdot 0,8} \cdot 10^{-3} = 85,67 \text{ kW}$$

S ohledem na ztrátové výkony v pracovních zařízeních při chodu naprázdno je nutno volit potřebný příkon pohonné jednotky s přibližně 10% rezervou . Výsledný příkon bude

$$\underline{P_{H\dot{U}}} = P_{H\dot{U}}^* + 10\% = 85,67 + 10\% = \underline{\underline{94,24 \text{ kW}}}$$

4.3 Volba pohonné jednotky a přenosu energie na H $\dot{U}$

Potřebný příkon pohonné jednotky vysokozdvížného vozíku o nosnosti 12,5 t se tedy musí pohybovat kolem hodnoty 100 kW. Je volen vznětový čtyřdobý přeplňovaný motor ZETOR Z 8602.1. Tento motor je výhodný z hlediska dostatečného výkonu, vhodného průběhu točivého momentu i nízké měrné spotřeby.

Technické parametry motoru Z 8602.1:

Druh	: vznětový, čtyřdobý, řadový, stojatý, jednočinný, přímý, přeplňovaný, toroidní spalovací prostor v pístu
Počet válců	: 6
Obsah válců	: $6\,842 \text{ cm}^3$
Vrtání	: 110 mm
Zdvih	: 120 mm
Kompresní poměr	: 17
Max. výkon při n_j	: $114,5 + 3\% \text{ kW}$
Max. točivý moment	: $566,5 \text{ Nm}$ při 1650 min^{-1}
Jmenovité otáčky	: $2\,200 \text{ min}^{-1}$
Volnoběžné otáčky	: $600 + 50 \text{ min}^{-1}$
Max. přeběhové otáčky	: $2\,450 \text{ min}^{-1}$
Stř. pístová rychlost při n_j	: $8,8 \text{ ms}^{-1}$

Max. spal. tlak při n_j	: 10,3 MPa
Druh rozvodu	: visuté ventily /OHV/
Pořadí zapalování válců	: 1-5-3-6-2-4
Směr otáčení klik. hřídele	
při pohledu zpředu motoru	: doprava
Hmotnost suchého motoru	
se spojkou	: 625 ± 6 kg
Max. měrná spotřeba paliva	
odpovídající jm. výkonu	: $238 \text{ gkW}^{-1} \text{ h}^{-1}$
Délka motoru	: 1 300 mm
Šířka motoru	: 707 mm
Výška motoru	: 873 mm

Pro přenos energie od spalovacího motoru na hnací kola je vzhledem k bodu 3, kde byl uveden stručný popis, výhody a nevýhody jednotlivých druhů přenosů, zvolen hydrostatický převod pro jeho zřejmé výhody oproti jiným druhům pohonů. Jedná se o stále perspektivnější přenos, zejména při zástavbě hnacího ústrojí řady mobilních strojů a jeho použití je mimo jiné dáno stále bohatším sortimentem a objemem výroby hydrostatických prvků na našem trhu. Následující kapitola je proto věnována tomuto přenosu se stručným popisem jednotlivých typů HsP, ze kterých vyplyne nejoptimálnější přenos pro vysokozdvizný vozík o nosnosti 12,5 t.

5. HYDROSTATICKÝ PŘEVOD

5.1 Základní varianty HsP

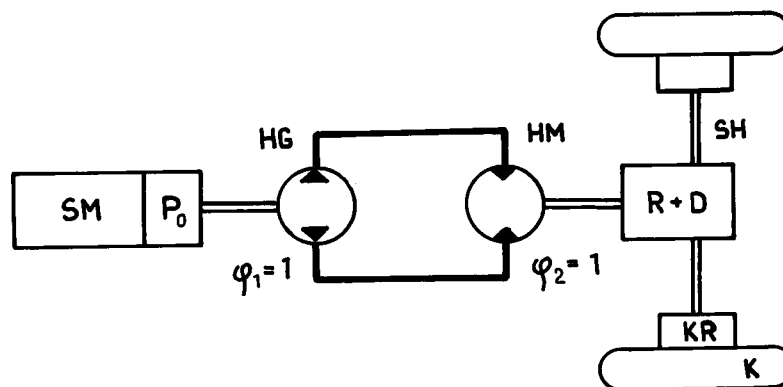
Ze základních prvků HsP lze vytvořit následující kombinace, které určují základní typy HsP:

- A/ Jeden hydrogenerátor a jeden hydromotor
- B/ Jeden hydrogenerátor a dva hydromotory
- C/ Dva hydrogenerátory a dva hydromotory
- D/ Hydrokolo

5.1.1 Typ A: Jeden HG a jeden HM

Podle toho, zda je použit regulační nebo neregulační HG, resp. HM, mohou vzniknout následující případy:

1/ Neregulační HG a neregulační HM



Obr. 7

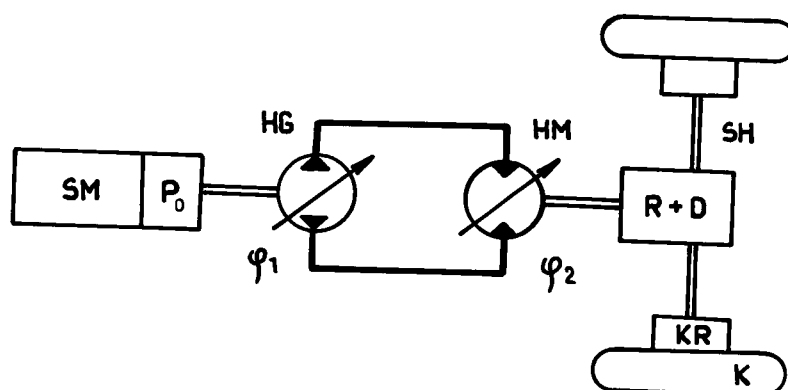
Pracuje jako mechanický převod s konstantním převodovým číslem a používá se pro transformaci výkonových parametrů zdroje mechanické energie na jeho spotřebič. Regulační rozsah je definován poměrem maximálních a minimálních teoretických hodnot proměnných stejnojmenných výkonových parametrů a platí přitom, že

$$R_G = R_H \cdot \quad (11)$$

Pro náš případ je tento způsob přenosu nevhodný, protože nepřináší podstatné výhody oproti mechanickému převodu.

Potřebujeme-li pro dosažení maximálního krouťícího momentu jinou velikost převodového poměru, než jaký bude potřebný pro dosažení maximálních otáček, bude platit $R_G \neq R_H$. Toho dosáhneme použitím některého z následujících zapojení HsP /ad 2 až 4/ v případném spojení s mechanickou stupňovou převodovkou.

2/ Regulační HG a regulační HM



Obr.8

Velikost převodového poměru HsP bude dána poměrem velikostí geometrických objemů HG / V_1 a HM / V_2 , jak plyne po dosažení z rovnice kontinuity:

$$i_H = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (12)$$

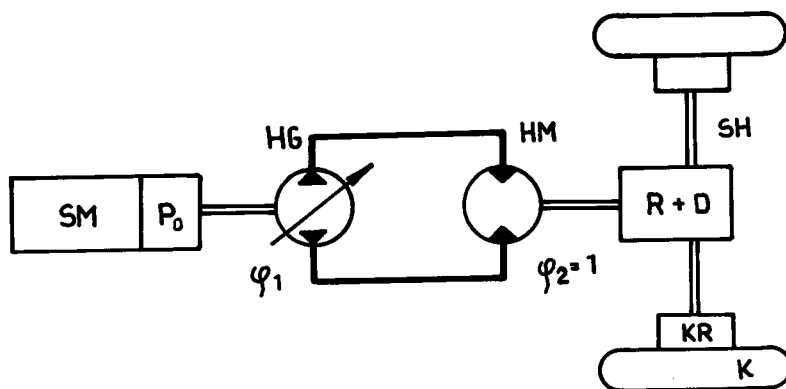
Teoreticky je možno jakoukoliv charakteristiku zdroje mechanické energie transformovat na spotřebič /lze realizovat teoreticky jakýkoliv momentový rozsah HsP/. Prakticky však geometrický objem HM nelze změřit na nulu, ale pouze na určitý minimální geometrický objem. Převodový poměr se zpravidla mění tak, že se při konstantním přiváděném výkonu nejprve mění geometrický objem HG, přičemž geometrický objem HM zůstává maximální. Potom geometrický objem HG zůstává na své nejvyšší hodnotě a zmenšuje se geometrický objem HM až na svou minimální hodnotu. Největší výstup momentu HsP je při maximálním tlaku.

Regulační rozsah je určen pouze velikostí krajních hodnot nastavení geometrického objemu HG a HM:

$$R_H = \frac{1}{\varphi_{1\min} \cdot \varphi_{2\min}} \quad , \text{ kde } \varphi_1 = \frac{V_1}{V_{o1}} \quad ; \quad \varphi_2 = \frac{V_2}{V_{o2}} \quad , (13)$$

přičemž platí: $\varphi_{1\max} = \varphi_{2\max} = 1$.

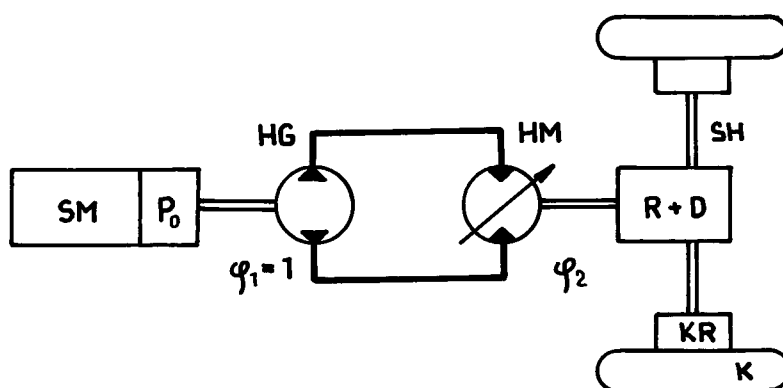
3/ Regulační HG a neregulační HM



Obr. 9

Pro regulační rozsah platí: $R_H = R_1 = \frac{1}{\varphi_{1\min}} \quad . \quad (14)$

4/ Neregulační HG a regulační HM



Obr. 10

Pro regulační rozsah platí obdobně: $R_H = R_2 = \frac{1}{\varphi_{2\min}} \quad . (15)$

Při řízení tohoto typu HsP však nelze změnou regulačního parametru HM φ_2 dosáhnout ani reverzace směru jízdy, ani rozjezdu stroje, a proto se pro pohon pracovních strojů nepoužívá.

Ze srovnání výše uvedených druhů zapojení HsP typu A vyplývá, že pro pohon vysoko zdvižného vozíku může být pou-

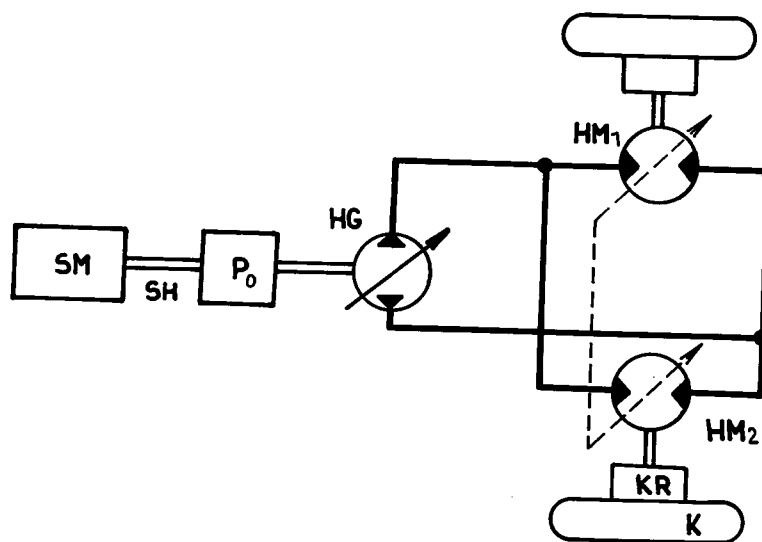
žito zapojení dle bodu 2 nebo 3. Přenos podle bodu 3 je však z hlediska regulace složitější.

5.1.2 Typ B: Jeden HG a dva HM

Chceme-li eliminovat použití rozvodovky s diferenciálem, používáme místo jednoho HM dva. Podle způsobu zapojení hydromotorů je dělíme na:

- 1/ paralelně zapojené HM
- 2/ sériově zapojené HM

ad 1/ Paralelně zapojené HM



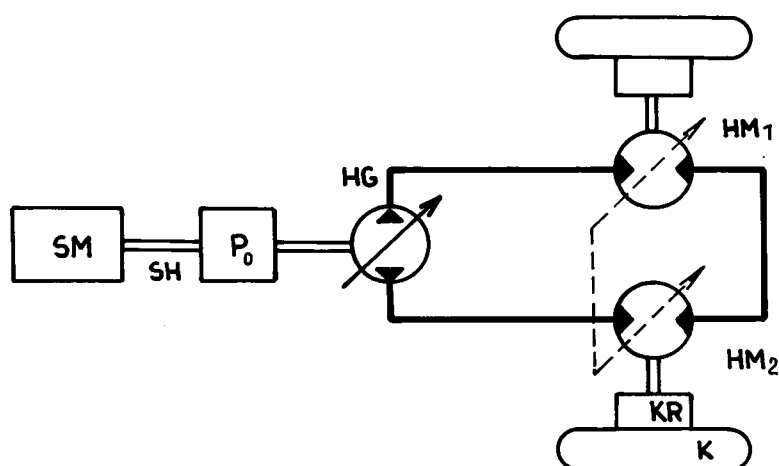
Obr. 11

U tohoto zapojení HsP mechanický diferenciál odpadá a jeho funkci zastává propojení hydromotorů. Tato výhoda má však i svou zápornou stránku, protože vazba mezi hydromotory je zde tvořena vozovkou prostřednictvím kol. Ztratí-li se na jednom kole styk s vozovkou, pak tato vazba zmizí a nemůže se přenášet krouticí moment. Celé průtočné množství pak protéká HM tohoto kola, takže jeho otáčky mohou nadměrně vzrůst a tudíž zmizí i krouticí moment na ostatních kolech, protože se ztratí pracovní tlak a pracovní stroj není poháněn.

ad 2/ Sériově zapojení HM

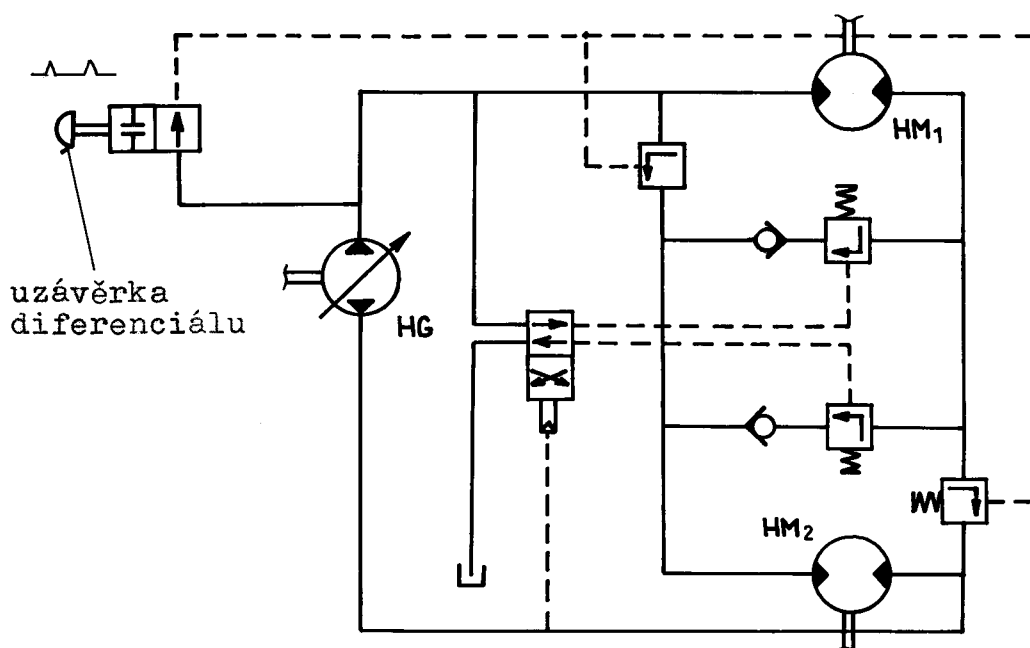
Toto zapojení, které je znázorněno na obr. 12, splňuje pod-

mínku uzávěrky diferenciálu, avšak v této podobě se v praxi takřka nepoužívá, protože se zde obtížně splňuje podmínka synchronizace.



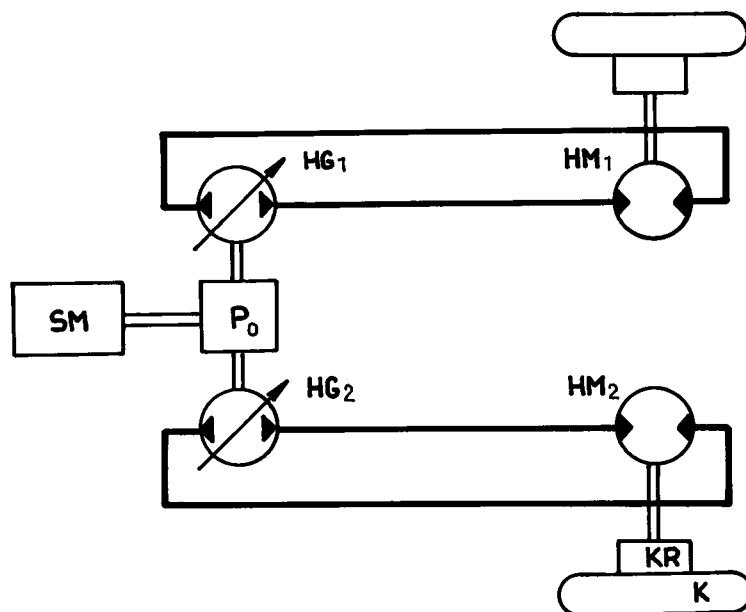
Obr.12

Jeden ze způsobů, jak řešit uzávěrku diferenciálu u paralelně zapojených hydromotorů, je takový, že se bude přepojovat příslušný obvod z paralelního na sériový. Jedno z možných zapojení hydromotorů je znázorněno na schématu /obr.13/.



Obr.13 Přepínání sériového a paralelního zapojení HM

5.1.3 Typ C: Dva HG a dva HM



Obr.14

Tento typ uspořádání HsP se používá u kolových nakladačů nebo pásových vozidel, u kterých se zatáčí vlivem různé rychlosti otáčení hydromotorů. Pro vysokozdvizný vozík je však toto řešení nepoužitelné.

5.1.4 Typ D: Hydrokolo

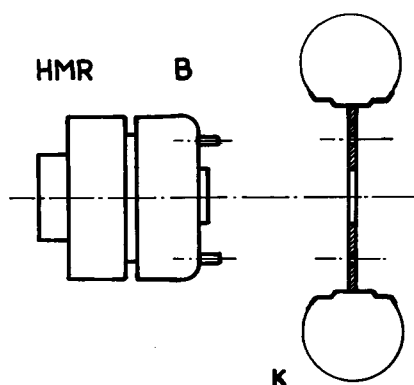
Jde o zvláštní případ, který má příbuznost s typy B resp. C, kde jsou hydromotory klasické koncepce nahrazeny hydrokoly, tzn. HM umístěnými přímo v náboji kola. V zásadě rozeznáváme dva druhy pohonů hydrokolem:

- 1/ přímý pohon
- 2/ nepřímý pohon

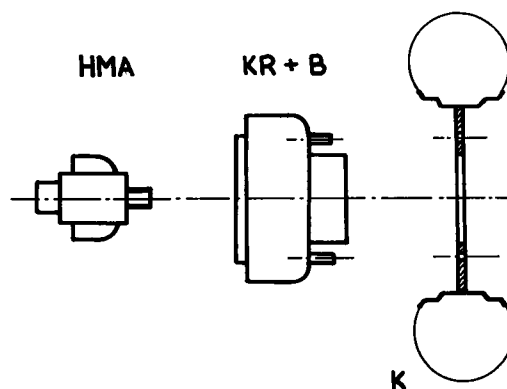
ad 1/ Přímý pohon

Přímý pohon /obr.15/ se používá u radiálních pístových hydromotorů. Tyto motory jsou schopné docílit nízkých otáček, a tedy nepotřebují kolové reduktory. Zásadně je třeba používat dvouobjemových /ev. variabilních/ hydromotorů, které funkčně odpovídají redukcí se dvěma převodovými stupni

v poměru cca 1 : 2.



Obr.15 Přímý pohon



Obr.16 Nepřímý pohon

ad 2/ Nepřímý pohon

Nepřímý pohon /obr.16/ je nezbytný při použití axiálních pístových hydromotorů pro dosažení nižších otáček, než jsou tyto motory schopny dosáhnout. Pro snížení otáček se používá kolových planetových reduktorů s brzdou.

Pohon hydrokoly je vhodný u strojů, které nejsou určeny pro jízdu na vysokých svazích /do cca 15°/ a u nichž by byly přílišné nároky na rozsah hnacích momentů. Z druhé strany pohon hydrokoly umožňuje podstatně zvýšit pohodlí a operativnost obsluhy tím, že mechanické ovladače převodovky a uzávěrky diferenciálu jsou nahrazeny elektrohydraulickými ovladači s bezpečným řazením pod zatížením.

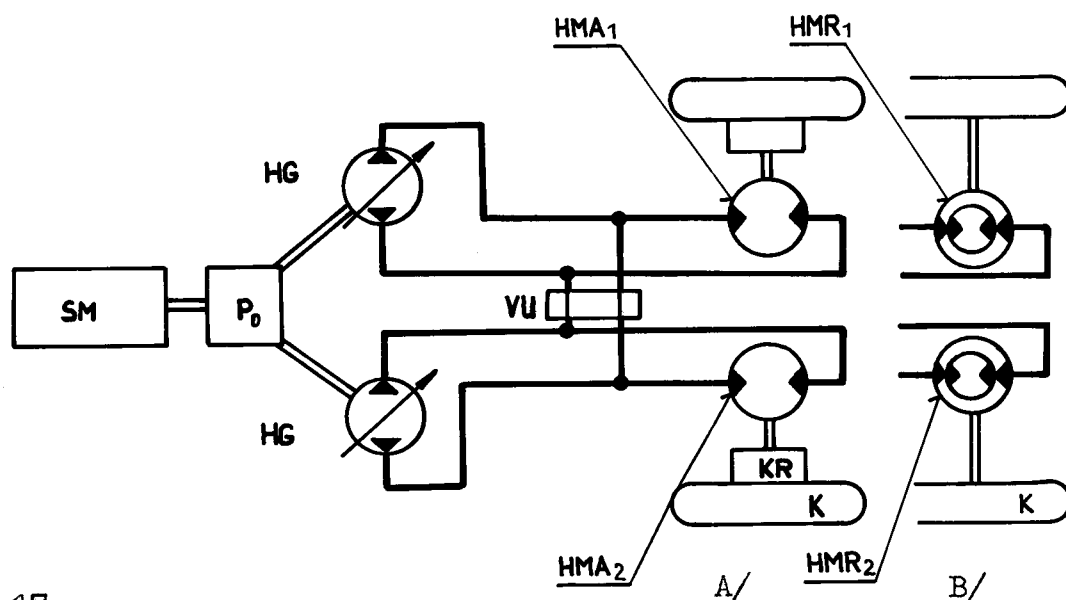
5.2 Otáčková vazba hnacích kol při pohonu hydrokoly

Propojením dvou kolových HM na jeden HG se získá diferenciální otáčková vazba hnacích kol. Jde o vazbu, při níž za určitého zvýšení otáček jednoho z hnacích kol, vzhledem k předchozí hodnotě otáček, odpovídá přesně stejné snížení otáček druhého hnacího kola.

Ke zlepšení průjezdnosti při zhoršených záběrových podmínkách musí být docíleno pevné otáčkové vazby hnacích kol /uzávěrka diferenciálu/. Potom $n_1 = n_2$; $M_1 \neq M_2$. Pevná otáčková vazba se docílí těmito způsoby:

a/ každý HM se napojí na vlastní HG, přičemž hnací ústrojí obou HG je mechanicky vázáno. Vedení obou dílčích pohonů jsou kompenzačně propojena přes ventil uzavěrky diferenciálu /obr.17/. Normálně je tento ventil otevřen, takže oba HG mají propojen výstup a oba HM jsou zapojeny paralelně. Pevná vazba se docílí zavřením ventilu uzavěrky, t.j. rozpojením obou dílčích obvodů.

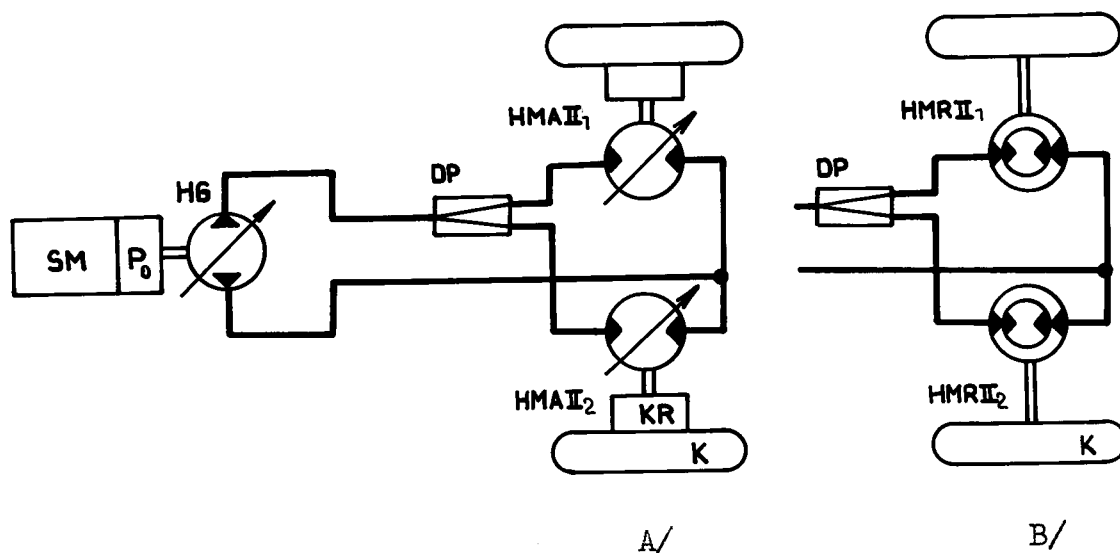
Tento obvod má po funkční stránce většinu společného s mechanickým pohonem, jehož diferenciál je uzavřen. Navíc ventil umožňuje realizovat jakýkoliv mezistupeň mezi diferenciálním zapojením a pevnou vazbou/obdobu samosvorných diferenciálů pro terénní vozidla/. Je vhodný i pro dlouhodobé zapojení.



Obr.17

b/ mezi HG a kolové HM se zařadí dělič proudu s obtokovým ventilem. Zde je použit pouze jeden HG a dva paralelně zapojené HM /obr.18/. Při diferenciální vazbě je dělič obtokem vyřazen z činnosti. Zařazením děliče se zajistí shodnost proudu kapaliny k oběma HM a tím i shodnost otáček na obou kolech.

Funkci tohoto pohonu je možno přirovnat k mechanickému pohonu s diferenciálem, u něhož si řidič pomáhá při protáčení jednoho kola tím, že toto kolo podle potřeby přibržďuje. Dělič je vhodný pouze ke krátkodobému použití.



Obr.18

c/ každé kolo má zvláštní obvod HG - HM, přičemž hnací ústrojí obou HG je mechanicky vázáno a hltnosti HG jsou nastavovány speciálním mechanismem /obr.14/. Oba HG jsou pohonově vázány, avšak řízeny odděleně. Stroj je tak poháněn i směrově ovládán hnacími koly, které jsou stále ve vázaném zapojení, avšak mají diferenciální otáčky. Z toho vyplývá vysoká manévrovací schopnost /nulový poloměr otáčení při protiběžném otáčení kol/. Řízení změnou otáček má tyto specifika:

- při jízdě vzad je reakce stroje na otáčení volantu opačná než při jízdě vpřed
- při zatáčení určitým směrem /původním poloměrem/ se změnou rychlostí jízdy změní i poloměr zatáčení
- je-li stroj v klidu, natočením volantu se docílí otáčení stroje kolem středu hnací nápravy rychlostí, jež je úměrná tomuto otáčení volantu.

Hydromotory jsou obvykle typu HMA a tedy musí být použit kolový planetový reduktor.

5.3 Systémy automatické regulace

HsP je možné regulovat ručně nebo automaticky. Ruční regulace je levnější, ovšem jenom relativně, protože pracovní režimy jsou určovány obsluhou stroje. Kvalita regulace je potom značně závislá na zručnosti a době zapracování obsluhy. Jestliže obsluha nesprávně reguluje práci HsP, může se to ve značné míře projevit na vzrůstu provozních nákladů. Naproti tomu při použití automatické regulace je zásah obsluhy do regulace HsP značně omezen příp. zcela vyloučen.

Automatická regulace spočívá v automatickém nastavování pracovního objemu v závislosti na některém parametru hydraulické soustavy. Podle tohoto regulovaného parametru můžeme typy regulace rozdělit na následující případy:

- na konstantní tlak
- tlaková kompenzace
- na konstantní průtok
- na konstantní výkon

Regulátor tlaku RP slouží na řízení naklonění výkyvné desky hydromotoru tak, aby byl zajištěn konstantní tlakový spád v hlavních větvích.

Automatická regulace na konstantní průtok RQ zabezpečuje konstantní hodnotu výstupního průtoku regulačního hydrogenerátoru nezávisle na vstupních otáčkách a zatěžovacím tlaku.

Regulace na konstantní výkon RNOP je u vysoko zdvižných vozíků nejpoužívanější, neboť má řadu výhod, z nichž nejdůležitější jsou:

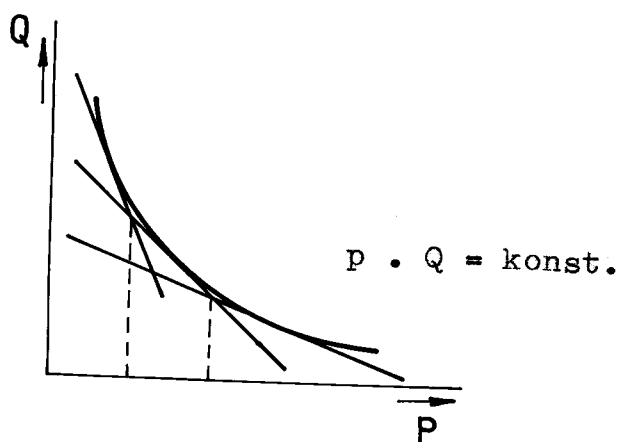
- zabezpečení maximálního využití instalovaného výkonu spalovacího motoru vzhledem na pracovní výkon stroje
- umožňuje současný odběr výkonu pro pojezd i pracovní mechanismy tak, aby nepřekračoval nastavený výkon na spalovacím motoru
- upřednostňuje odběr výkonu pracovními mechanismy
- umožňuje reverzaci stroje pod zatížením
- umožňuje využití brzdového momentu pohonného motoru
- umožňuje nastavení libovolné rychlosti jízdy stroje.

Tato regulace tak přináší zvýšení produktivity a výkonu celého stroje. Z podmínky pro konstantní výkon

$$p \cdot Q = \text{konst.}$$

(16)

vyplývá, že závislost $Q = Q/p$ je hyperbolická. Velikost regulovaného výkonu se nastavuje změnou otáček čerpadla. Hyperbolická závislost se u většiny vyráběných regulačních zařízení nahrazuje dvěma až třemi přímkami /obr.19/. Výro-



Obr.19 Regulace na konstantní výkon

bou prvků automatické regulace se u nás zabývá n.p. ZŤS Dubnica nad Váhom, kde byly vyvinuty a jsou výrobně zabezpečované dva typy automatické regulace:

- automatická regulace výkonu RNOP
- automatická regulace na konstantní průtok RQ.

6. NÁVRH HYDROSTATICKEHO POHONU VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU O NOSNOSTI 12,5 t

6.1 Volba hydraulického obvodu

Po zvážení uvedených výhod a nevýhod jednotlivých řešení HsP byl zvolen přenos dle kap. 5.2a, tedy pohon pomocí dvou regulačních HG a dvou dvouobjemových hydrokol. Tento přenos zajišťuje dobré výkonové a trakční parametry /HsP je schopen plnit funkci uzávěrky diferenciálu/. Schema navrhovaného hydraulického obvodu tedy odpovídá obr.17B z výše uvedené kapitoly.

Další výhodou tohoto systému je, že na regulační systém působí jediný řídicí parametr φ_1 regulačních hydrogenerátorů /pomineme-li řídicí parametr α spalovacího motoru/. Protože se jedná v případě HM o radiální pomaloběžná dvouobjemová hydrokola, odpadá použití planetového kolového reduktoru, čímž se nám sníží celkové mechanické ztráty a zjednoduší se celková zástavba hnací nápravy. Jde tedy o přímý pohon.

6.2 Stanovení ztrátového výkonu

Jako zdroj energie byl v kap. 4.3 zvolen spalovací motor Z 8602.1, jehož vnější otáčková charakteristika je uvedena na obr.20.

Výkon spalovacího motoru se snižuje o výkon potřebný pro pohon hydrogenerátorů, zajišťujících funkci regulačního obvodu, výkon pro pohon HG zdvihacího zařízení pracujícího naprázdno /tento HG je trvale připojen ke spalovacímu motoru/ a výkon pro pohon HG servořízení. Využitelný výkon motoru tedy bude:

$$P_0 = P_M - P_Z \quad . \quad (17)$$

Pro ztrátový výkon platí, že

$$P_Z = \frac{P_Z \cdot Q}{60 \cdot \eta_n} \quad . \quad (18)$$

Dle [15] bude celková účinnost /při chodu pomocných pracovních HG naprázdno/ $\eta_n = 0,6$ a tlaková ztráta při chodu naprázdno:

$$\text{HG zvedacího} : p_{zz} = 0,6 \text{ MPa}$$

$$\text{HG servořízení} : p_{zs} = 0,8 \text{ MPa} .$$

Pro zjednodušení uvažujeme tlakové ztráty nezávislé na otáčkách. Dodávané množství bude nabývat předpokládaných hodnot:

$$Q_z = 120 \text{ lmin}^{-1}$$

$$Q_s = 140 \text{ lmin}^{-1} .$$

Pak ztrátový výkon bude:

$$P_z = \frac{0,6 \cdot 120 + 0,8 \cdot 140}{60 \cdot 0,6} = 5,11 \text{ kW} .$$

Vzhledem k tomu, že určitou část výkonu spotřebuje i regulační obvod, budeme uvažovat s celkovým ztrátovým výkonem:

$$P_z = 6,5 \text{ kW} .$$

Využitelný výkon motoru tedy bude:

$$P_0 = 114,5 - 6,5 = 108 \text{ kW} .$$

Využitelný výkon motoru a využitelný točivý moment motoru jsou zachyceny v otáčkové charakteristice motoru Z 8602.1 /obr.20/. Využitelný točivý moment byl zjištěn ze známého vztahu

$$M_0 = \frac{P_0}{\omega_0} \cdot 10^3 . \quad (19)$$

6.3 Regulační rozsah zvoleného přenosu HÜ

Požadovaný celkový regulační rozsah

$$R_p = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} . \quad (20)$$

Požadovaná minimální manipulační rychlost vozíku bude

$$v_{\min} = 1,5 \text{ km/hod, pak}$$

$$R_p = \frac{32}{1,5} = 21,33 .$$

Vnější otáčková charakteristika motoru Z 8602.1

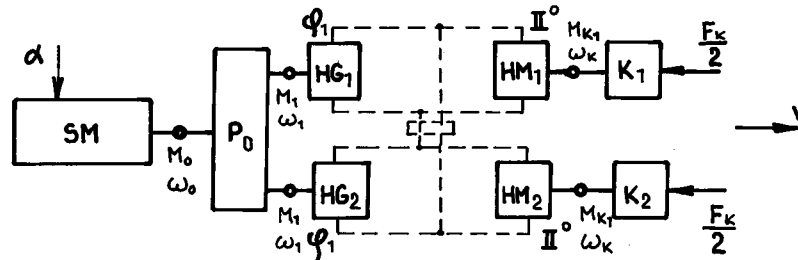


Vybavení motoru: ČSN 30 0412 redukované na
stav vzduchu :

Teplota nasávaného vzduchu - 20°C
Atmosférický tlak - 98,1 kPa
Relativní vlhkost vzduchu - 60%

Navrhovaný HsP musí být schopen tento požadovaný regulační rozsah pokrýt a musí tedy platit

$$R_p \leq R_0 \cdot R_1 \cdot R_2 \quad . \quad (21)$$



Obr.21 Blokové schema HŮ

a/ Regulační rozsah spalovacího motoru

Z otáčkové charakteristiky motoru zjistíme optimální pracovní rozsah otáček motoru a platí

$$R_0 = \frac{n_{0\max}}{n_{0\min}} \quad , \quad \text{kde} \quad (22)$$

$$n_{0\max} = n_j = 2\,200 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{0\min} = n_v + 25\% = 600 + 150 = 750 \text{ min}^{-1}$$

a dosazením dostaneme

$$R_0 = \frac{2\,200}{750} = 2,93 \quad .$$

b/ Regulační rozsah hydrogenerátoru

Při výpočtu regulačního rozsahu vycházíme ze vztahu pro regulační parametr

$$\varphi_{1\min} = \frac{\text{tg } \beta_{1\min}}{\text{tg } \beta_{1\max}} \quad . \quad (23)$$

Protože je uvažováno s použitím regulačních hydrogenerátorů vyráběných n.p. ZŤS Dubnica nad Váhom, platí pro úhel vychýlení opěrné desky HG hodnoty:

$$\begin{aligned} \beta_{1\min} &= 5^\circ \\ \beta_{1\max} &= 18^\circ, \end{aligned}$$

odkud

$$\varphi_{1\min} = \frac{\operatorname{tg} 5^{\circ}}{\operatorname{tg} 18^{\circ}} = 0,27 .$$

Regulační rozsah HG tedy bude

$$R_1 = \frac{1}{\varphi_{1\min}} \quad (24)$$

a dosazením dostaneme

$$R_1 = \frac{1}{0,27} = 3,7 .$$

c/ Regulační rozsah hydromotoru

Vzhledem k volbě dvouobjemového hydrokola, které funkčně odpovídá redukci se dvěma převodovými stupni v poměru cca 1 : 2, platí

$$R_2 = 2 . \quad (25)$$

Zjištěné hodnoty dosadíme do vztahu (21):

$$R_p = 21,33 \leq 2,93 \cdot 3,7 \cdot 2 = 21,71 .$$

Podmínka požadovaného regulačního rozsahu HsP je splněna.

6.4 Návrh hydrostatických převodníků

Při návrhu velikosti jednotlivých druhů hydrostatických převodníků /HG a HM/ vycházíme z nejnepříznivějšího případu, který může při provozu vozíku nastat. Síla působící na každé z hnaných kol /viz obr.21/ bude pak

$$F_{K_1 \max} = \frac{F_{K \max}}{2} \quad (26)$$

a dosazením z kap. 4.1 dostaneme

$$F_{K_1 \max} = \frac{61\,685}{2} = 30\,842 \text{ N} .$$

Platí při normálních provozních podmínkách.

Pro přenos výkonu HŮ na vozovku je dle návrhu zadavatele DP zvolena pneumatika rozměru

11.00 - 20 16PR.

Technické údaje zvolené pneumatiky :

- vnější průměr	:	$D_v = 1\ 080\ \text{mm}$
- statický poloměr	:	$r_s = 510\ \text{mm}$
- dynamický poloměr	:	$r_d = 519\ \text{mm}$
- ráfek	:	$8,0 - 20$
- min. vzdálenost středových rovin ve dvojmontáži	:	$R = 344\ \text{mm}$

1/ Volba hydromotoru

Běh hydrokola na I^o nebo na II^o může být řazen pod zatížením. I^o bude využíván pro manipulaci s břemenem, větší zatížení a pro jízdu na kratší vzdálenosti, II^o bude využíván pro dopravu na větší vzdálenosti a menší zatížení. Rozsah rychlostí I^o a II^o hydrokola je dán jeho objemem.

Výpočet je proveden pro dva nejméně příznivé případy, které mohou při provozu nastat:

a/ maximální stoupání

Otáčky hnacího kola při zařazeném I^o HM a předpokládáné minimální rychlosti $v_{\min} = 4\ \text{km/h}$ budou:

$$n_{K\min}^{\text{I}} = \frac{v_{K\min}}{3,6 \cdot 2 \cdot r_v} \quad , \text{ kde pro výpočtový polo-} \quad (27)$$

měr r_v platí z [15] :

$$\frac{r_v}{r_d} = 1,02 \quad \dots \text{pro diagonální pneumatiky} \quad , \quad (28)$$

odkud

$$r_v = r_d \cdot 1,02 = 519 \cdot 1,02 = 530\ \text{mm}$$

a dosazením do (27) dostaneme

$$n_{K\min}^{\text{I}} = \frac{4}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,53} = 0,334\ \text{s}^{-1}.$$

Potřebný max. moment na kole je roven

$$M_{K1max}^I = F_{K1max} \cdot r_v \quad (29)$$

a dosazením dostaneme

$$\underline{M_{K1max}^I} = 30\,842 \cdot 0,53 = \underline{16\,345 \text{ Nm}} .$$

Odtud pro max. výkon na kole platí

$$P_{K1max}^I = M_{K1max} \cdot \omega_{Kmin} \cdot 10^{-3} \quad (30)$$

a dosazením dostaneme

$$\underline{P_{K1max}^I} = 16\,345 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,334 \cdot 10^{-3} = \underline{34,30 \text{ kW}} .$$

b/ maximální rychlost

Při maximální rychlosti je zařazen II^o HM a vozík by měl touto rychlostí překonat stoupání 3 + 5%.
S použitím vztahu (6) a (9) dostaneme pro max. sílu na kolech

$$F_{Kmax} = 279\,585 / \sin 1^{\circ}43 + 0,025 \cdot \cos 1^{\circ}43 / = 15\,362 \text{ N},$$

pak tažná síla na jednom kole dle (26) bude

$$F_{K1max} = \frac{15\,362}{2} = 7\,681 \text{ N} .$$

Max. otáčky vypočteme obdobně jako ve vztahu (27), pouze v_{Kmin} nahradíme požadovanou maximální rychlostí v_{Kmax} :

$$n_{Kmax}^I = \frac{32}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,53} = 2,67 \text{ s}^{-1}$$

a max. moment dle (29) :

$$\underline{M_{K1max}^{II}} = 7\,681 \cdot 0,53 = \underline{4\,070 \text{ Nm}} .$$

Pro max. výkon platí obdobně dle (30) :

$$\underline{P_{K1max}^{II}} = 4\,070 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2,67 \cdot 10^{-3} = \underline{68,28 \text{ kW}} .$$

Je zřejmé, že tento výkon nemůže spalovací motor pokrýt, proto volíme vhodnou velikost HM vzhledem k požadovanému

maximálnímu krouticímu momentu. Dodržení stoupavosti $3 + 5\%$ /ve výpočtu je uvažováno stoupání 3% / při max. rychlosti není rozhodujícím parametrem, pokud je spalovací motor schopen výkonově pokrýt požadavek max. rychlosti s nulovým stoupáním.

Jako HM je zvoleno hydrokolo typ PH 25 BS.

Základní konstrukční znaky:

- radiální vícekřivkový, pomaloběžný hydromotor POCLAIN, typ H 25
- lamelová, mokrá hydraulická brzda typ HNB 25
- dvourychlostní hydromotor
- brzdňý moment větší než krouticí moment hydromotoru
- nízký tlak pro ovládání brzdy

Stručný popis a použití:

Základní část hydrokola tvoří hydromotor POCLAIN H 25 s hydraulickou nepřímochinnou brzdou HNB 25. Hydraulická nepřímochinná brzda zabezpečuje dynamické a statické brzdění hydromotoru. Hydrokolo je vhodné pro pojezd báňských a jiných mechanismů pracujících v extrémních terénních podmínkách.

Technické parametry:

Parametr	Jed.	Velikost		
		A	B	C
geometrický objem HM	cm ³	3122-1561	2533-1561	2533-972
max. otáčky HM	min	80-120	80-120	80-120
max. výkon HM	kW	100-66	81-66	81-41
maximální tlak	MPa	40	40	40
jmenovitý tlak	MPa	35	35	35
účinnost		0,9	0,9	0,9
max. krouticí moment	Nm	19860	16110	16110
max. brzdňý moment	Nm	35000	35000	35000
kr.moment při 10 MPa	Nm	4960	4030	4030
hmotnost	kg	597	597	597
dov. rad. zatíží-dynam.	kN	83	83	83
-stat.	kN	246	246	246

Z uvedených tří velikostí hydrokola PH 25 BS je zvolena velikost A vzhledem k tomu, že vel.B nesplňuje podmínku (23) požadovaného regulačního rozsahu a vel.C nesplňuje požadavek max. potřebného výkonu /např. pro $v_{\min} = 5$ km/h při maximálním stoupání je výkon 41 kW nedostatečný/. Výkonové křivky hydrokola PH 25 BS jsou znázorněny na obr.22.

Z udaných max. otáček hydrokola $n_2 = 120 \text{ min}^{-1}$ vyplývá, že HM by nebyl schopen dosáhnout požadované rychlosti $v_{\max} = 32$ km/h. Po konzultaci s výrobcem tohoto hydrokola, kterým je ZTS Martin, však bylo vyjasněno, z jakých důvodů je toto otáčkové omezení uvedeno. Otáčkové omezení je dáno s ohledem na předpokládání použití hydrokola PH 25 BS v těžkých mechanismech, kde při současném značném namáhání a relativně vysokých otáčkových režimech by mohlo dojít k poškození hydrokola /ložisek apod./. Při provozu vysokozdvizného vozíku však toto nebezpečí poškození nehrozí, protože vozík se pohybuje převážně po rovných upravených komunikacích, kde nevzniká nebezpečí vzniku dynamických rázů od nerovnosti terénu.

2/ Volba hydrogenerátoru

Směrodatnými pro volbu HG jsou maximální průtok $Q_{\max}$ a max. výkon hydrogenerátoru $P_{1\max}$. Pro maximální průtok HM při otáčkách $n_{K\max} = n_{2\max}$ /tuto rovnost můžeme psát, protože se jedná o přímé spojení HM s kolem/ platí

$$Q_{2\max} = V_{o2} \cdot n_{2\max} \quad (31)$$

a dosazením dostaneme

$$\underline{Q_{2\max}} = 1561 \cdot 10^{-6} \cdot 2,67 = \underline{4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}}.$$

Potřebný výkon HG pak bude

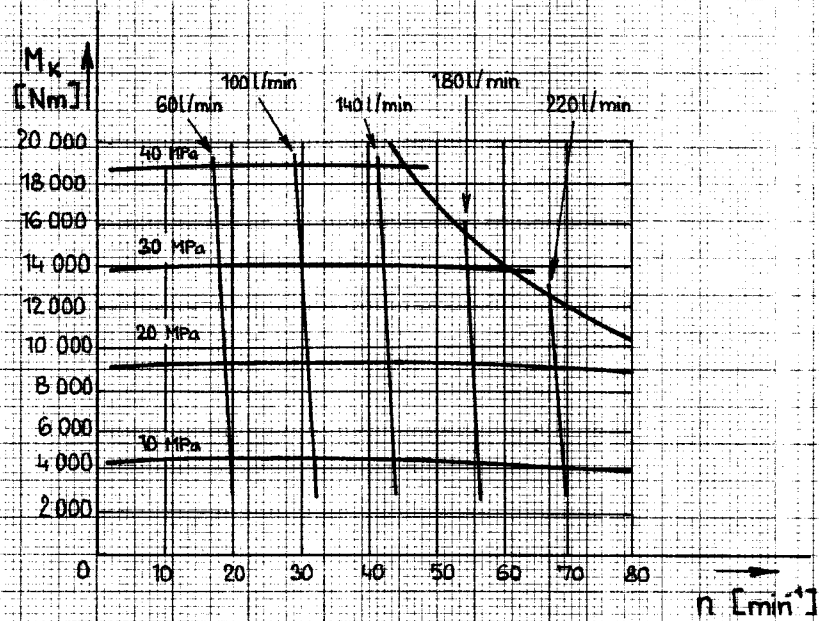
$$P_{1\max} = p_{\max} \cdot Q_{2\max} \quad (32)$$

a po dosazení tabulkové hodnoty $p_{\max}$ můžeme psát

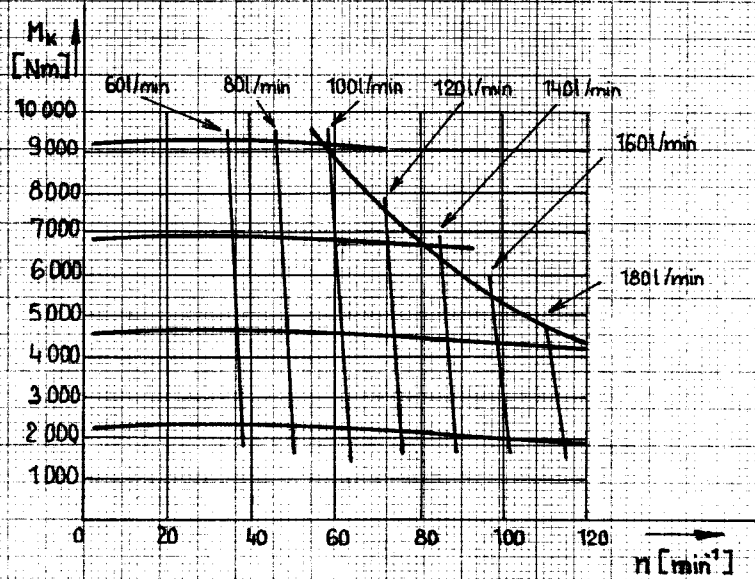
$$\underline{P_{1\max}} = 40 \cdot 10^6 \cdot 4,17 \cdot 10^{-3} = \underline{166,8 \text{ kW}}.$$

Výkonové křivky hydrokola PH 25 BS - A

Výkon max. 100 kW



Výkon max. 66 kW



Vypočtený výkon $P_{1_{\max}}$ hydrogenerátoru je výkon teoretický, potřebný pro stanovení velikosti HG /v praxi nemůžeme tohoto výkonu dosáhnout, protože při maximálních otáčkách HM nelze dosáhnout maximálního tlaku/ a ani spalovací motor není schopen pokrýt tento výkon. Směrodatným údajem při volbě velikosti HG bude hodnota maximálního průtoku $Q_{\max}$.

Volím hydrogenerátor DUBAX SGR 90.
/výrobce ZŤS Dubnica nad Váhom/

Technické údaje:

Max. pracovní tlak	: 40 MPa
Jmen. pracovní tlak	: 32 MPa
Zákl. geometrický objem	: 89 cm^3
Jmenovité otáčky	: 1500 min^{-1}
Maximální výkon	: 174 kW
Maximální otáčky	: 4500 min^{-1}
Jmenovitý výkon	: 67,8 kW
Průtok	: $4,42 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Jmenovitý průtok	: $2,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$
Max. točivý moment	: 452,5 Nm
Hmotnost	: 69 kg
Jmen. účinnost objemová	: 97%
Jmen. účinnost celková	: 92%
Celk. účinnost optimální	: 82%

Hlavními přednostmi tohoto hydrogenerátoru jsou:

- malá hmotnost
- vysoký přenášený výkon
- malé zástavbové rozměry
- dobré dynamické vlastnosti
- vysoká životnost a spolehlivost
- nízká hlučnost
- přípojovací rozměry podle ISO a SAE
- možnost zabudování různých prvků regulace
- přenos maximálního výkonu v širokém rozsahu otáček
- plynulá regulace výstupních parametrů

3/ Volba hydrogenerátoru pracovních zařízení

Podle návrhu zadavatele je pro pohon pomocné hydrauliky zvolen HG U 40 a pro pohon servořízení HG U 100/32. Pro přizpůsobení otáček těchto hydrogenerátorů otáčkám spalovacího motoru /aby nedošlo k jejich přetáčení při vysokých otáčkách motoru/ je zvolen převod

$$i_p = 1,1 .$$

4/ Volba předřazeného převodu i_0

Z porovnání maximálních otáček spalovacího motoru a HG pojezdu vyplývá nutnost použití předřazeného převodu i_0 /mezi spalovacím motorem a HG/. Maximální otáčky hydrogenerátoru jsou voleny tak, abychom zachovali podmínku potřebného max. průtoku Q_{2max} . Pro hydrogenerátor platí obdoba vztahu (31) a pro maximální otáčky hydrogenerátoru n_{1max} můžeme psát:

$$n_{1max} \geq \frac{Q_{1max}}{V_{o1}} , \text{ kde platí} \quad (33)$$

$$Q_{1max} = Q_{2max} = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} .$$

Dosazením tabulkové hodnoty V_{o1} hydrogenerátoru dostaneme

$$n_{1max} \geq \frac{4,17 \cdot 10^{-3}}{89 \cdot 10^{-6}} = 46,85 \text{ s}^{-1} ,$$

volíme: $n_{1max} = 47 \text{ s}^{-1} .$

Při provozu vozíku nebudeme překračovat jmenovité otáčky motoru, a tedy platí

$$n_j = n_{0max} = 2 \cdot 200 \text{ min}^{-1} = 36,67 \text{ s}^{-1} .$$

Předřazený převod je dán poměrem

$$i_0 = \frac{n_{0max}}{n_{1max}} , \quad (34)$$

po dosazení můžeme napsat

$$i_0 = \frac{36,67}{47} = 0,78 .$$

6.5 Základní parametry pojezdu se zatížením 12 500 kg ----- - tahová charakteristika -----

Pro sestrojení tahové charakteristiky bude nutno vycházet ze vztahu (34), který je pochopitelně platný nejen pro otáčky maximální, a pro otáčky HG obdržíme:

$$n_1 = \frac{n_0}{i_0 \cdot 60} \quad . \quad (35)$$

Výkon pohonné jednotky a krouticí moment odečteme z vnější otáčkové charakteristiky motoru /obr.20/ a vypočteme využitelný krouticí moment podle

$$M_0 = M_M - M_Z \quad , \text{ kde} \quad (36)$$

$$M_Z = \frac{60 \cdot P_Z}{2 \cdot \pi \cdot n_0} \cdot 10^3 \quad . \quad (37)$$

Využitelný výkon pak bude

$$P_0 = \frac{M_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_0}{60} \cdot 10^{-3} \quad . \quad (38)$$

Dále budeme pro výpočet muset zjistit velikost řídicího parametru HG φ_1 , pro který platí

$$\varphi_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} 18^\circ} \quad , \text{ tedy platí interval} \quad (39)$$

$$\varphi_1 \in \langle 0 ; 1 \rangle \quad .$$

Ze vztahu (39) můžeme pro úhel naklonění desky HG odvodit

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} / \varphi_1 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ / \quad . \quad (40)$$

Z dostupných materiálů nebylo možno zjistit jak průběh účinnosti průtokové, tak mechanické, které se vlivem zatížení HG a vlivem otáček značně mění /průtoková účinnost se vzrůstajícím zatížením klesá a zároveň je úměrná otáčkám/. Výpočet je proveden pro uváděnou jmenovitou celkovou účinnost HG $\eta_1 = 0,92$ s vědomím, že tahová charakteristika bude vyjadřovat teoretický zidealizovaný stav. Dále musíme zjistit tlakový spád pro daný úhel nastavení desky HG a otáčky HG ,

pro který bude platit

$$p = \frac{M_0 \cdot 2 \cdot \pi \cdot i_0}{2 \cdot V_{01} \cdot \varphi_1} \quad , \text{ kde } V_{01} = 89,0 \text{ cm}^3 . \quad (41)$$

Pro neregulační hydromotor platí, že $\varphi_2 = 1$ a z rovnosti průtoku HG a HM můžeme psát

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \cdot \frac{V_1}{V_2} \quad , \text{ kde za } V_2 \text{ dosazujeme} \quad (42)$$

hodnotu pro zařazený I.^o nebo II.^o HM, tedy

$$V_{2I} = 3 \ 122 \text{ cm}^3$$

$$V_{2II} = 1 \ 561 \text{ cm}^3 .$$

Udávaná hodnota účinnosti HM je $\eta_2 = 0,9$.

Celková účinnost pak bude

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_p \quad , \text{ kde ze [14] volíme} \quad (43)$$

$$\eta_p = 0,96 .$$

Pak pro výkon na kolech bude platit

$$P_K = P_0 \cdot \eta_c \quad . \quad (44)$$

Rychlost vozíku vypočteme dle vztahu (27) a platí

$$v = 3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot r_v \quad . \quad (45)$$

Tažná síla na kolech pak bude

$$F_K = \frac{P_K \cdot 3,6}{v} \quad . \quad (46)$$

Přiřazením stoupavosti vozíku k tažné síle získáme tab.3. Použili jsme přitom vztahů (6) a (8) . Tahová charakteristika je zachycena na obr.23. Potřebné hodnoty pro sestavení tahové charakteristiky byly čerpány z tab.4. Základní parametry pojezdu byly pro přehlednost zaznamenány do tab.5. Byly zjištěny opět pomocí vztahů (6) a (8), avšak lze je též s dostatečnou přesností zjistit z tahové charakteristiky /obr.23/.

s [%]	α [°]	F_k [kN]
0	0	6,99
2	1,146	12,58
4	2,291	18,16
6	3,434	23,72
8	4,574	29,26
10	5,711	34,78
12	6,843	40,25
14	7,970	45,69
16	9,090	51,07
18	10,204	56,41
20	11,310	61,69
22	12,407	66,90

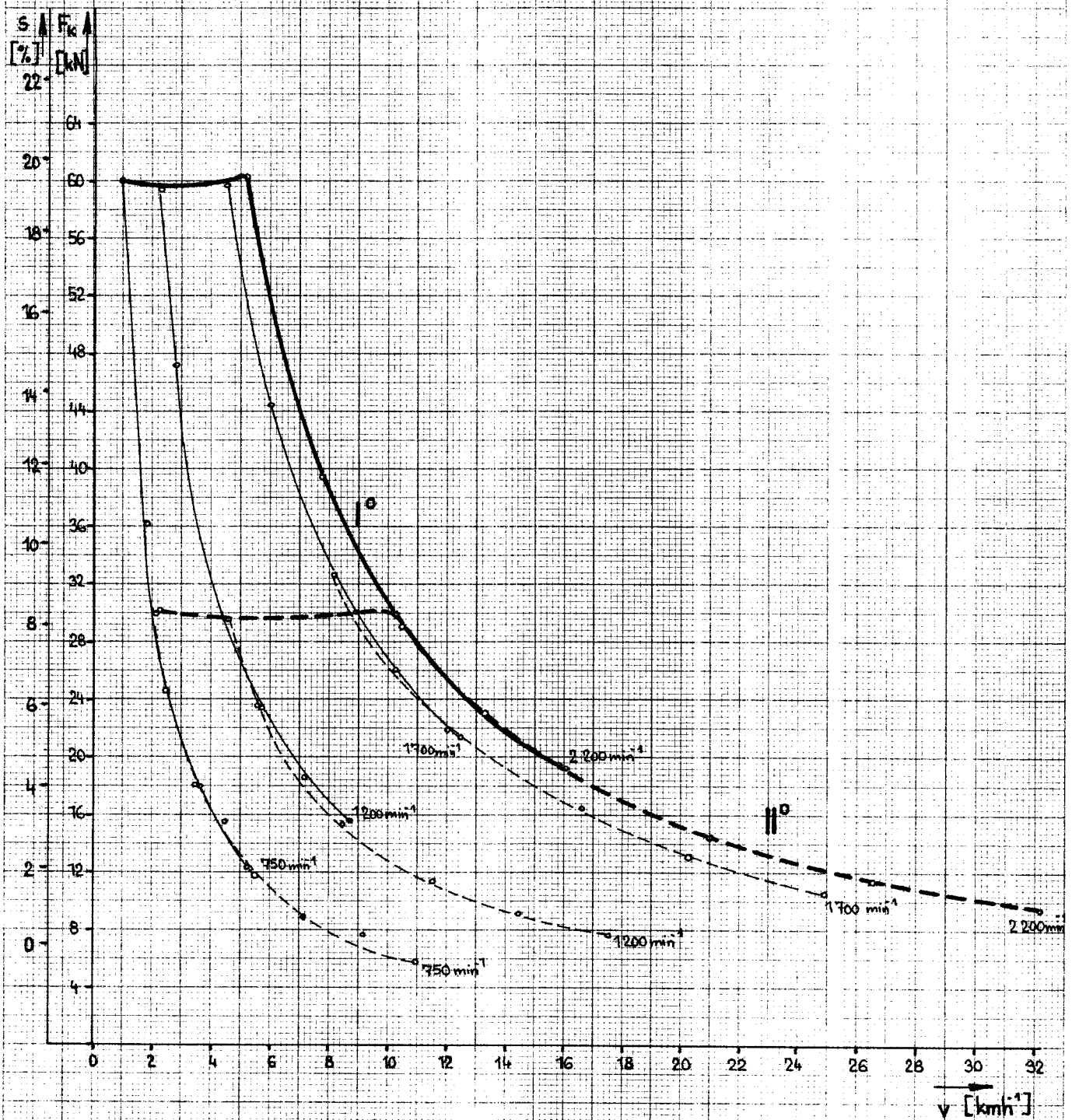
tab.3

Parametry pojezdu se zatížením 12 500 kg		
Stupeň	I	II
Stoupavost max. %	19,46	8,31
Stoupavost při max. rychlosti %	4,32	0,92
Rychlost při max. stoupavosti km/h	5,15	10,30
Rychlost max. km/h	16,07	32,13
Min. manipulační rychlost km/h	1,08	2,16

tab.5

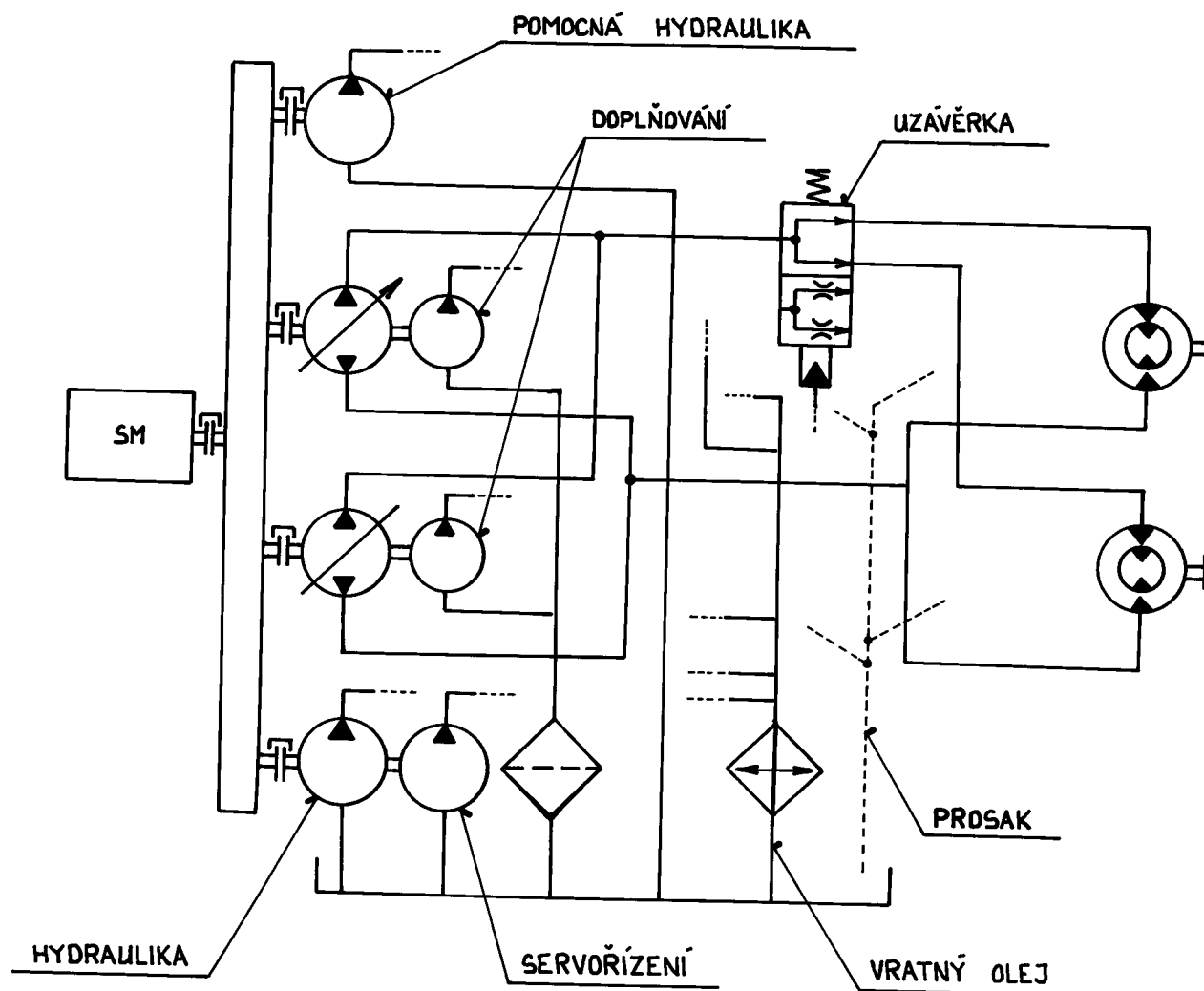
n_0 [min ⁻¹]	n_1 [s ⁻¹]	P_M [kW]	M_M [Nm]	M_0 [Nm]	P_0 [kW]	φ_1 [°]	β_1 [°]	P [MPa]	η_1 [1]	φ_2 [1]	n_2^i [s ⁻¹]	n_2^{II} [s ⁻¹]	η_2 [1]	η_c [1]	P_K [kW]	v^i [kmh ⁻¹]	v^{II} [kmh ⁻¹]	F_K^i [kN]	F_K^{II} [kN]
750	16,02	28,0	396	287,8	22,6	0,198	3,68	40,0	0,92	1	0,09	0,18	0,90	0,80	18,08	1,08	2,16	60,27	30,13
						0,323	6	24,53			0,15	0,30				1,80	3,60	36,16	18,08
						0,487	9	16,27			0,22	0,44				2,64	5,28	24,65	12,33
						0,654	12	12,12			0,30	0,60				3,60	7,20	18,08	9,04
						0,825	15	9,60			0,38	0,76				4,56	9,11	15,72	7,86
						1	18	7,92			0,46	0,92				5,52	11,04	11,79	5,90
1200	25,64	56,5	442	374,4	47,0	0,257	4,77	40,0	0,92	1	0,19	0,38	0,90	0,80	37,60	2,28	4,56	59,37	29,68
						0,323	6	31,91			0,24	0,48				2,88	5,76	47,0	23,50
						0,487	9	21,17			0,36	0,72				4,32	8,64	31,33	15,67
						0,654	12	15,76			0,48	0,96				5,76	11,51	23,50	11,75
						0,825	15	12,49			0,60	1,20				7,19	14,39	18,83	9,42
						1	18	10,31			0,73	1,46				8,75	17,51	15,47	7,74
1700	36,32	101,0	566	518,3	92,3	0,356	6,60	40,0	0,92	1	0,37	0,74	0,90	0,80	73,84	4,44	8,88	59,87	29,94
						0,487	9	29,30			0,50	1,01				6,00	12,00	44,30	22,15
						0,654	12	21,82			0,68	1,35				8,15	16,30	32,62	16,31
						0,825	15	17,30			0,85	1,71				10,19	20,38	26,09	13,04
						1	18	14,27			1,04	2,08				12,47	24,94	21,32	10,66
						0,319	5,92	40,0	0,92	1	0,43	0,85	0,90	0,80	85,36	5,15	10,30	60,26	30,13
2200	47,0	114,5	500	463,1	106,7	0,323	6	39,48			0,43	0,87				5,15	10,30	59,66	29,83
						0,487	9	26,18			0,65	1,31				7,79	15,59	39,45	19,72
						0,654	12	19,50			0,88	1,75				10,55	21,10	29,13	14,57
						0,825	15	15,46			1,11	2,21				13,31	26,62	23,09	11,55
						1	18	9,95			1,34	2,68				16,07	32,13	19,11	9,56

Tahová charakteristika vozíku se zatížením
12 500 kg



7. KONSTRUKČNÍ NÁVRH HNACÍHO ÚSTROJÍ

7.1 Schema pohonu vozíku



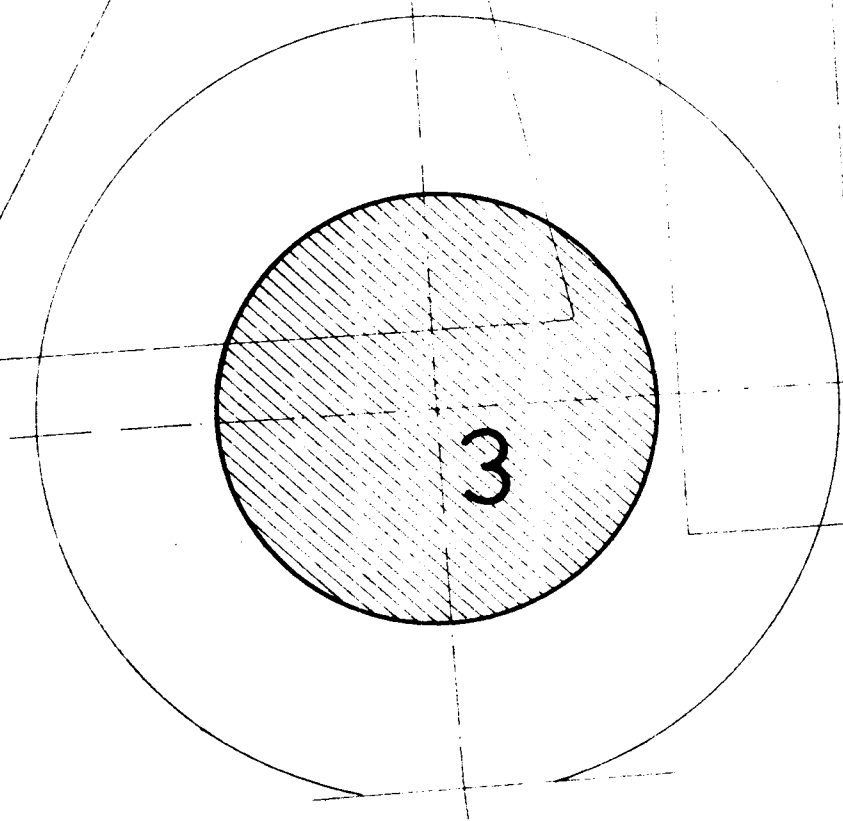
7.2 Zástavbové návrhy vozíků s bočním a čelním ložením

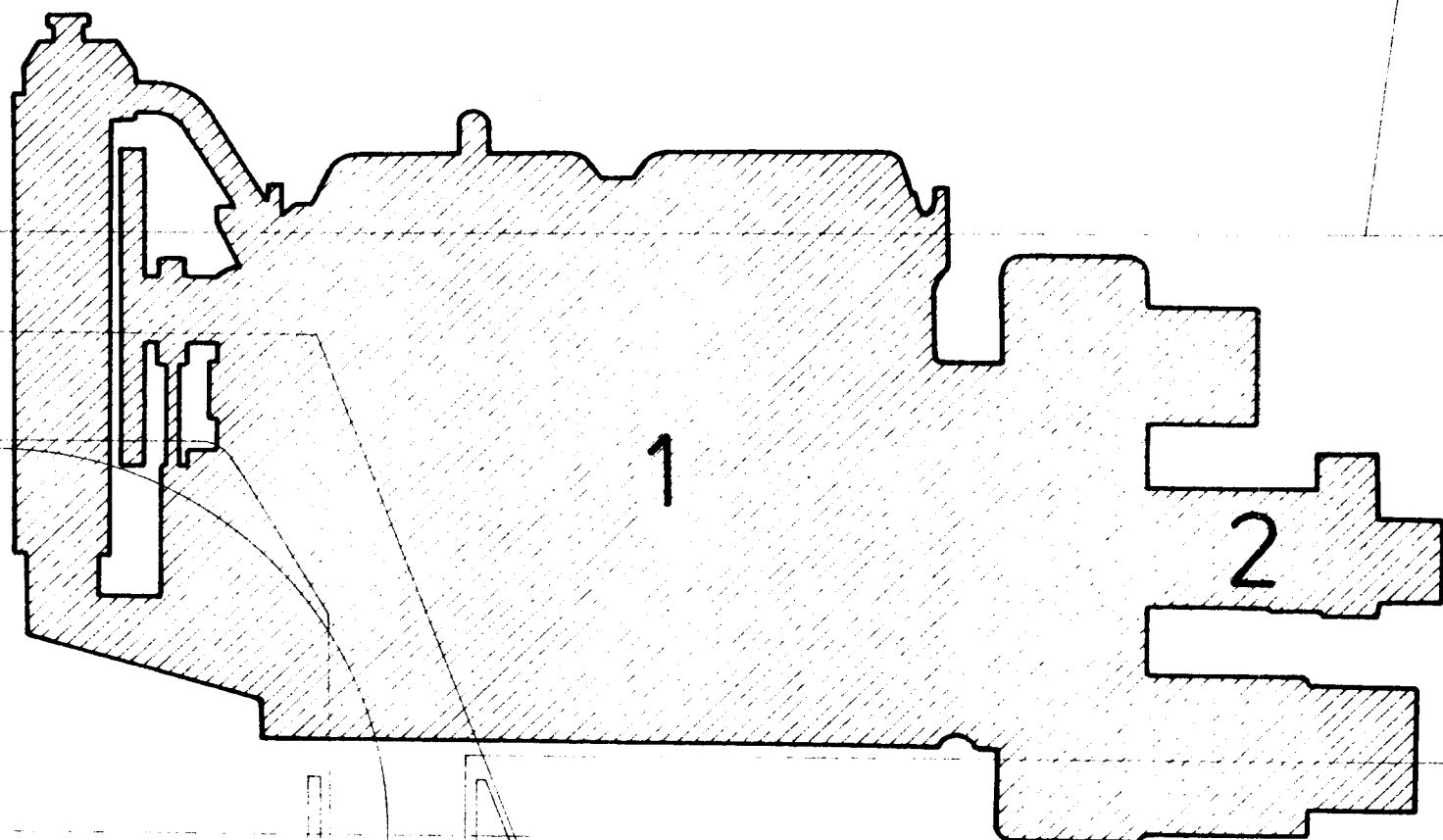
Schématické znázornění zástavby vozíků je znázorněno na obr.24 a obr.25. Úplnou představu o hnacím ústrojí dává doložená výkresová dokumentace včetně předpokládaného uchycení hydrokola na rám vozíku a předběžně stanovených rozměrech předřazené převodovky s výstupem na čtyři HG.

HO VOZÍKU NOSNOSTI 12500 kg

BAX SGR 90

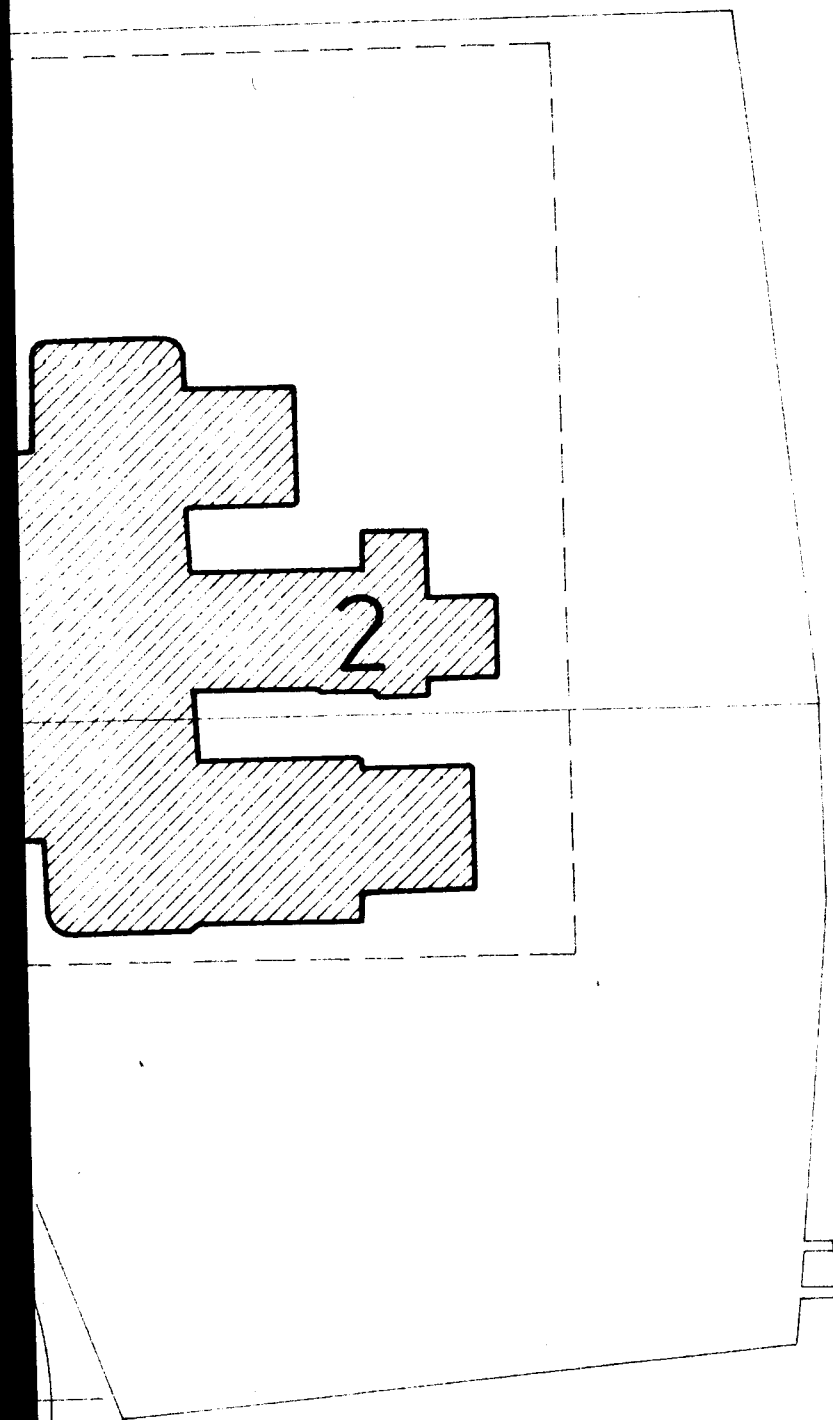
1





ZÁSTAVBOVÝ NÁVRH ČELN

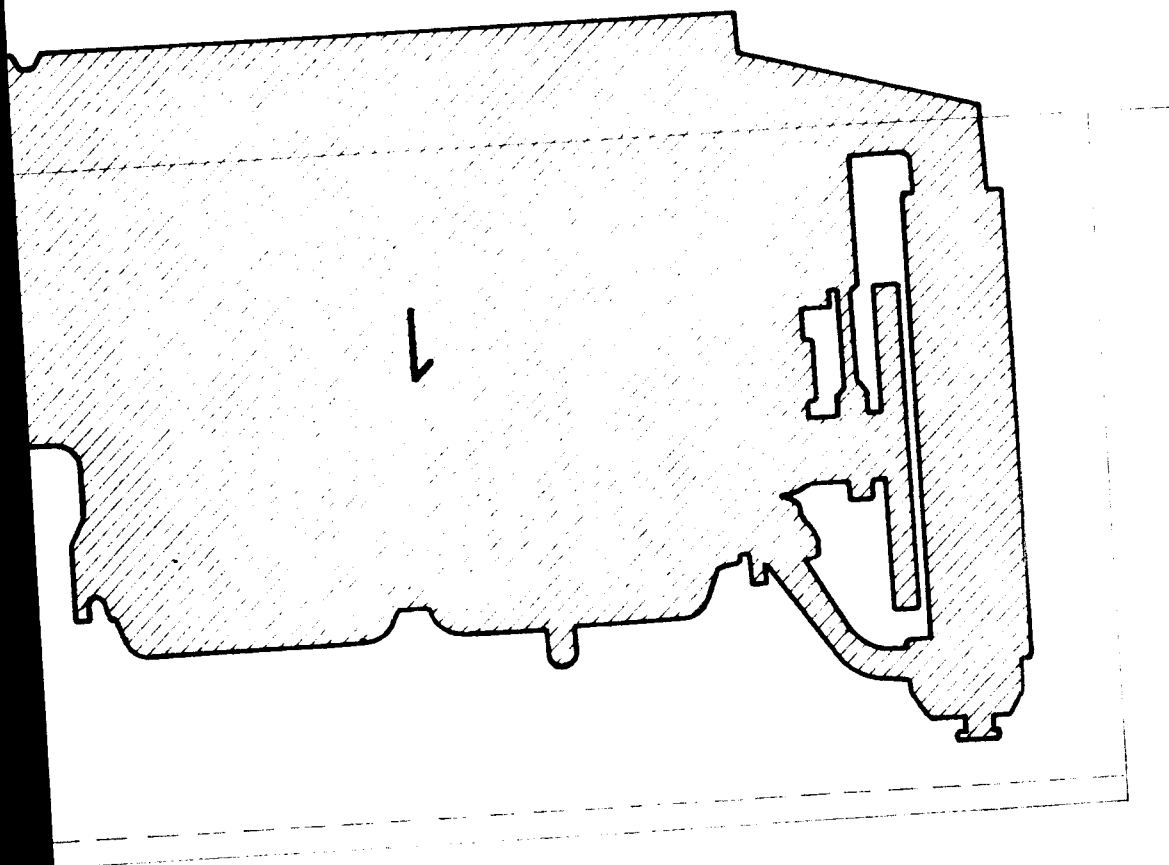
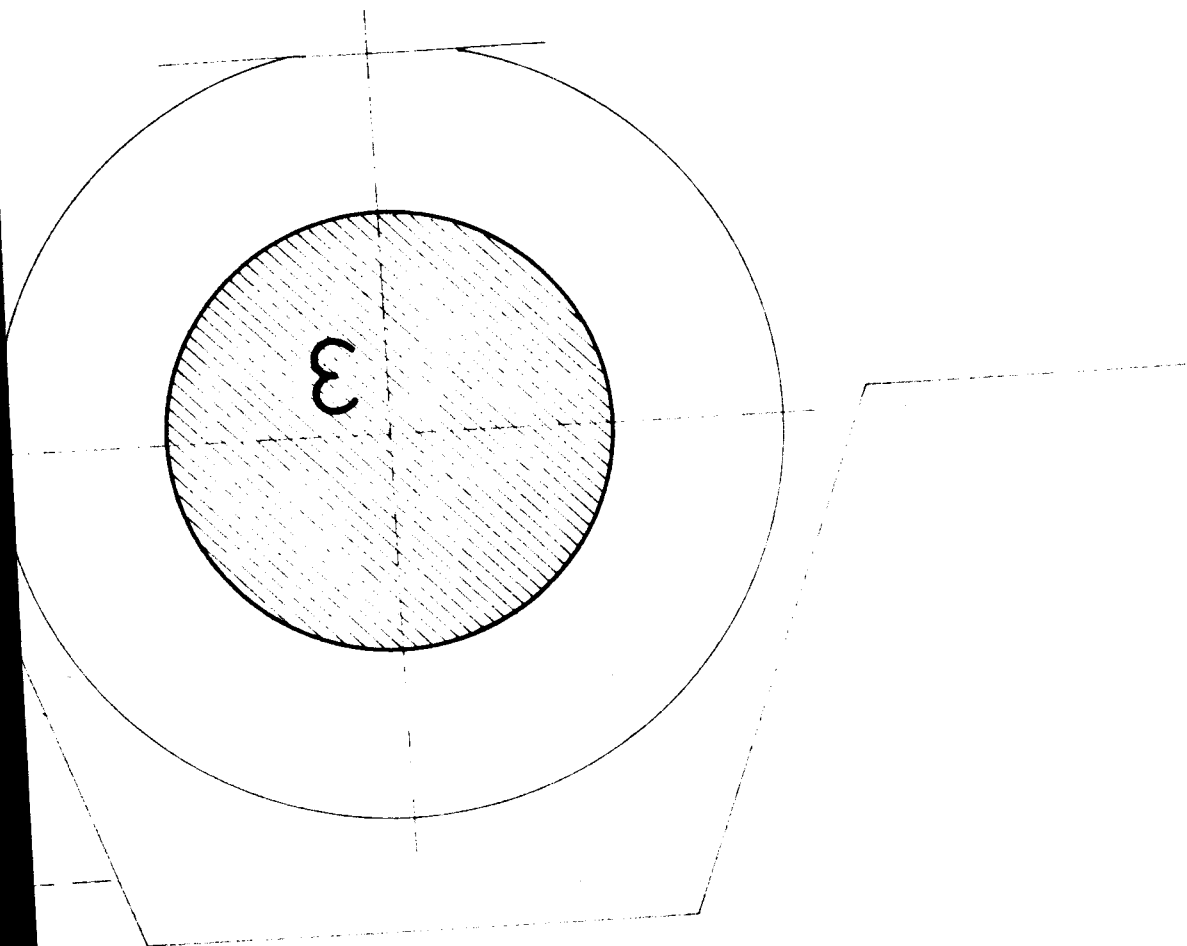
- 1 ZETOR 8602.1
- 2 2xHYDROGENERÁTOR DU
- 3 2xHYDROKOLO PH25BS-



ZÁSTAVBOVÝ NÁVRH BOČNÍHO VOZÍKU

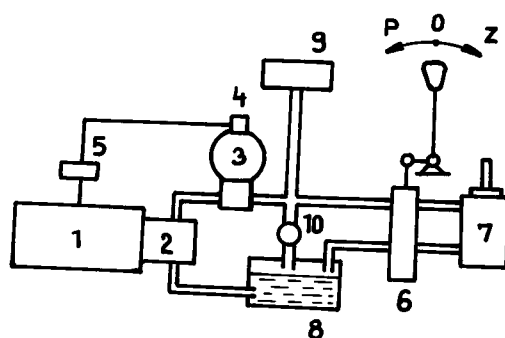
NOSNOSTI 12500 kg

- 1 ZETOR 8602.1
- 2 2x HYDROGENERÁTOR DUBAX SGR 90
- 3 2x HYDROKOLO PH25 BS - A



8. AKUMULACE ENERGIE PŘI PROVOZU VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

V hydraulickém obvodu je nutné dimenzovat zdroj tlaku pro tu operaci, která má největší odběr tlakové kapaliny za jednotku času. Při ostatních operacích tedy pracuje zdroj tlaku /HG poháněný spalovacím motorem / s přebytkem tlakové energie, která se mění většinou v přepouštěcím ventilu v teplo. U hydrostatického pohonu je možné s výhodou použít akumulace energie při brzdění s následným rozjezdem využívajícím největšího výkonu motoru a výkonu uschovaného v akumulátoru energie. To dosáhneme jednoduchým způsobem u HsP, zapojí-li se do jeho okruhu zásobník tlakového oleje. Schema takového zapojení je na obr.26.



Obr.26 Schema hydrostatického pohonu s akumulátorem tlakového oleje: 1 - spalovací motor; 2 - čerpadlo; 3 - akumulátor tlakového oleje; 4 - snímač tlaku v akumulátoru; 5 - spouštěč motoru; 6 - škrtící ventil a reverze; 7 - hydromotor; 8 - zásobní nádrž; 9 - pohon hydraulického vybavení vozíku; 10 - přepouštěcí ventil.

V tomto zapojení spalovací motor s čerpadlem stále doplňuje zásobník tlakového oleje a je-li zásobník plný, motor se zastaví. Znovu se nastartuje při poklesu tlaku v zásobníku pod určitý tlak. Hydromotor s konstantním objemem se zapojí na zásobník. Motor 1 s čerpadlem s konstantním objemem 2 stále doplňuje zásobník tlakového oleje 3. Je-li zásobník plný, tlakový regulátor 4 dá impuls elektronickému ovládači 5 k zastavení motoru. Ze zásobníku 3 se vede tlakový olej

přes ústřední ovládač 6 do hydromotoru 7 a zpět do olejové zásobní nádrže 8, z níž čerpadlo 2 nasává olej. Ze zásobníku je odbočka 9 pro hydraulické ovládání příslušenství vozíku.

Lze též použít zpětného chodu k brzdění vozidla. V tomto případě hydromotor čerpá olej ze zásobní nádrže 8 a čerpá ho do zásobníku tlakového oleje 3. Tím způsobem je možno akumulovat energii při brzdění k dalšímu použití. Nevýhodou všech akumulátorů je, že mají omezenou kapacitu. Když je akumulátor nabit, nemůže přijímat další energii a ta se musí ničit /přeměnit v teplo/ jako v provozu bez akumulace. Řešilo by se to redukčním ventilem 10, který by přepouštěl olej při plném zásobníku do olejové nádrže 8 bez možnosti dalšího využití. V rozsahu minimálního a maximálního tlaku v zásobníku oleje by se krátkodobé akumulace dalo plně využít.

U vysoko zdvižných vozíků by se vzhledem k akumulaci energie při brzdění a k možnosti plnění akumulátoru i během stání nebo manipulace s materiálem mohl motor dimenzovat na menší výkon při nezměněném dodržení akcelerační. Vznikly by tak úspory, jednak z hlediska využití energie, jednak přímé finanční úspory na pořizovací ceně, která je nižší. Navíc dochází ke stabilizaci celého pracovního cyklu.

Jako příklad můžeme uvést studii západoněmecké automobilky MAN, která se zaměřila na akumulaci energie z brzdění do zásobníku tlakového oleje a na hydrostatický převod v případě městských autobusů /provoz vysoko zdvižných vozíků o vyšších nosnostech má s provozem městských autobusů jistou analogii v provozním režimu - časté rozjezdy, brzdění, zastávky/.

MAN používá maximální tlak oleje 33 MPa a hydraulický systém pracuje s vysokotlakým a nízkotlakým zásobníkem oleje. Při brzdění vozu se motor vypne spojkou od pohonu vozu, hydromotor se změní v čerpadlo poháněné od hnacích kol vozu a čerpá olej do tlakového zásobníku oleje. Při naplněném zásobníku oleje stačí jeho energie uvést vůz z klidu do rychlosti asi 50 km/h.

Pro udržení této rychlosti na překonání valivých a aerodynamických odporů stačí menší motor a tento motor pracuje při větším vytížení. MAN připravuje 80 hydrobusů, do

nichž bude montovat motor čtyřválcový s výkonem 100 kW místo dnes používaného motoru šestiválcového s výkonem 147 kW, aniž se výkon vozu sníží. Výhoda hydrobusu je kromě úspory paliva v tišším chodu a v menším množství škodlivých exhalací. Úspora paliva se pohybuje kolem 25% a kryje vyšší cenu hybridního zařízení.

Jinou alternativou akumulace energie je kombinace: HsP + setrvačnickový akumulátor. Tímto hybridním pohonem se zabývá švédská automobilka Volvo. Tlakový zásobník oleje je v tomto případě nahrazen setrvačnickovým akumulátorem. Naftový motor udržuje otáčky setrvačnicku stále na požadované úrovni. Při rozjezdu se využívá výkonu motoru 100 kW i setrvačnicku 125 kW, tedy celkem 225 kW. Pouze naftový motor pohání vozidlo při nezapojeném pohonu setrvačnicku, tedy výkonem 100 kW. V případě pohonu pouze setrvačnickem s vypnutým motorem autobus ujede trať 1,2 km se třemi zastávkami, ale bez hluku a bez škodlivých exhalací. Při hydrostatickém pohonu je akcelerace plynulá se zrychlením až $1,6 \text{ ms}^{-2}$. Díky akumulaci energie při brzdění se udává snížení spotřeby paliva o 15 až 25%. Při rovnoměrné jízdě se přebytečný výkon využije k plnění zásobníku tlakovým olejem.

Studií a návrhem vhodného typu akumulátoru energie a jeho velikosti při provozu vysoko zdvižného vozíku /zejména vyšších nosností - 12,5; 25 t, kde je potřeba značného výkonu pohonné jednotky/ by se mohla zabývat některá z navazujících diplomových prací.

9. ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout hnací ústrojí vysokozdvížného vozíku s bočním a čelním ložením o nosnosti 12,5 t. Ze zpracovaného přehledu jednotlivých způsobů přenosu energie, zvážení výhod a nevýhod jednotlivých řešení, byl zvolen hydrostatický převod. Uvedený rozbor základních typů HsP umožnil zvolit ten nejoptimálnější typ pro pohon vozíku. Bylo použito přenosu pomocí dvou regulačních hydrogenerátorů a dvou dvouobjemových radiálních hydrokol, kdy je každý HM napojen na vlastní HG, přičemž HŮ obou hydrogenerátorů je mechanicky vázáno. Pevné otáčkové vazby hnacích kol /tj. zajištění funkce uzávěrky diferenciálu/ je dosaženo propojením vedení obou dílčích pohonů přes ventil uzávěry diferenciálu.

Tato volba přenosu přináší následující výhody:

- navrhované řešení zahrnuje všechny výhody HsP a zejména použitím pomaloběžných radiálních dvouobjemových hydrokol odpadly prakticky všechny mechanické prvky pojezdu /stupňová převodovka, rozvodovka, diferenciál, kolové redukce, spojovací hřídele/
- pohon hydrokoly výrazně zvyšuje pohodlí a operativnost obsluhy tím, že mechanické ovladače převodovky a uzávěrky diferenciálu jsou nahrazeny elektrohydraulickými ovladači s bezpečným řazením pod zatížením
- zástavba HŮ navrženým spalovacím motorem, hydrostatickými převodníky i regulací HsP je zajištěna výrobou výhradně čs. výrobními podniky /zejména ZŤS Dubnica nad Váhom, ZŤS Martin/, což zvyhodňuje toto řešení oproti stávajícímu, kde je v čelním vysokozdvížném voze DVHM 12522/35 použito dovážené pohonné jednotky LEYLAND SW 400/t2 ALLISON TRT 2421.3
- hydrostatické převodníky pracují při vyšším tlaku / $p_{\max} = 40 \text{ MPa}$ /, čímž se zmenšují rozměry jednotek a potrubí na jednotku výkonu a tedy hmotnost celého systému
- větší celková účinnost HsP oproti HdP, daná velkou účinností objemovou a malými mechanickými ztrátami.

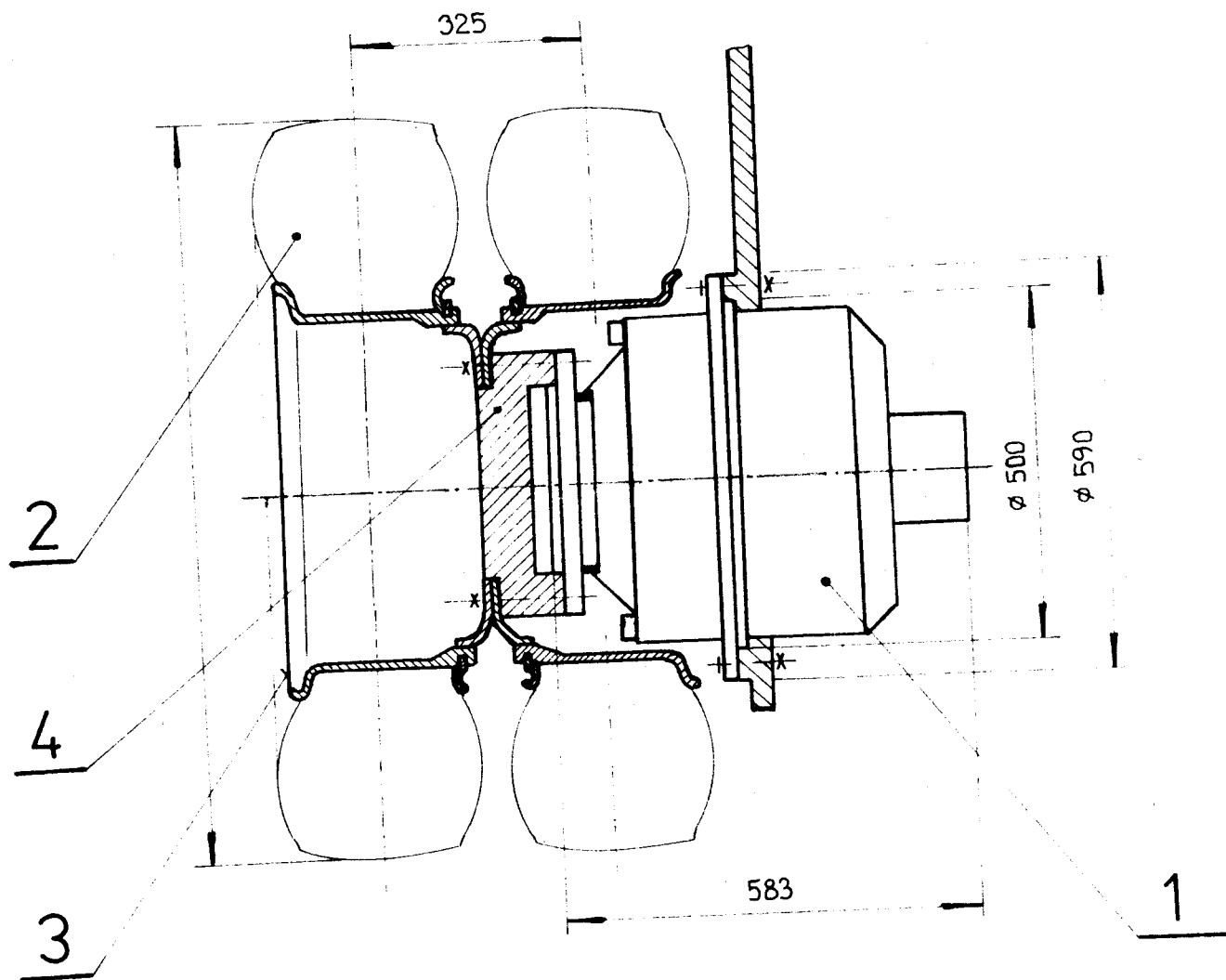
Otázku menší účinnosti /a tedy z toho vyplývající potřeba výkonnější pohonné jednotky/ při malých rychlostech oproti hydrodynamickému přenosu je možno s výhodou řešit použitím akumulátoru energie /viz. kap. 8/. Právě v režimu rozjezdu a nižších rychlostí může tlakový akumulátor výrazně přispět k dobrým akceleračním schopnostem vozíku při nižších hodnotách maximálního výkonu vestavěné pohonné jednotky.

V současné době, kdy je na ekonomiku provozu všech agregátů a strojů bráno stále přísnější měřítko, nabízí toto řešení zvýšení produktivity práce vozíku a jeho přepravního výkonu, snižuje nároky na obsluhu a zvyšuje tak bezpečnost obsluhy a ochranu přepravovaného nákladu.

Stále se rozšiřující zavádění prvků HsP v mobilních strojích si vynucuje zavádění dokonalejších regulačních a ostatních prvků HsP, rozšiřování jejich sortimentu a objemu výroby. Z toho vyplývá snížení ceny těchto prvků HsP, což by se pochopitelně mělo projevit i na nižší pořizovací ceně finálního výrobku.

10. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] GREČENKO, A.: Výzkum pohonů s hydrokoly pro zemědělské samojízdné stroje, Hydraulika, 2, 3, 1982.
- [2] NEJEDLÁ, A. - POSPÍŠIL, M.: 152 otázek a odpovědí pro řidiče motorových vozíků, 1. vyd., Nadas, Praha 1984.
- [3] JANOVSKÝ, M.: Příručka pro řidiče motorových vozíků, SNTL Praha 1976.
- [4] PIVOŇKA, J.: Příručka hydraulických pohonů, SNTL Praha 1979.
- [5] KOREIS, J.: Návrh hydrostatické převodovky pro pracovní stroje, Hydraulika, 3, 1981.
- [6] MACKERLE, J.: Automobil s lepší účinností, SNTL Praha 1985.
- [7] ŠLECHTA, A.: Plynové hydraulické akumulátory, SNTL Praha 1978.
- [8] ŠKARDA, S.: Hydraulické akumulátory, SNTL Praha 1974.
- [9] ZŤS Dubnica nad Váhom: Hydrostatické převodníky.
- [10] ZŤS Dubnica nad Váhom: Systémy automatické regulace.
- [11] K.p. Vítkovice - Transporta Chrudim: Výkresová a firmenní dokumentace.
- [12] ZŤS VVÚ Martin: Dokumentace k motoru Z 8602.1.
- [13] VRZAL, B.: Strojnické tabulky I., SNTL Praha 1972.
- [14] ČERNOCH, S.: Strojně technická příručka, 13. vyd., SNTL Praha 1977.
- [15] Přednášky z předmětu Stroje průmyslové dopravy.
- [16] Přednášky z předmětu Základy robotiky.
- [17] KOUDELKA, V.: Diplomová práce, 1984.
- [18] BÁBOS, Š.: Diplomová práce, 1983.



4	DISTANČNÍ VLOŽKA		
3	DISKOVÉ KOLO 8,0 - 20		
2	PLÁŠŤ 11.00 - 20 Industrial 16 PR		
1	HYDROKOLO PH 25 BS - A		
měřítko 1:10	Kreslil P. HELIS	P. Holc	Č. sním.
	Přezkoušel		
1:10	Norm. ref.	Schválil	Č. transp.
	Výr. projednal	Dne 23.5.1986	
VŠST LIBEREC	Typ	skupina	změna
	Název		
HNACÍ NÁPRAVA		starý výkres	Nový výkres
		Počet listů	List
		KSD-099-1.02	

587

≈ 410

4

5

5	HYDROGENERÁTOR U 40 (POMOCNÁ HYDRAULIKA)										
4	HYDROGENERÁTOR U 100/32 (HYDRAULIKA A SERVOŘÍZENÍ)										
3	2x HYDROGENERÁTOR DUBAX SGR 90 (POJEZD)										
2	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ (UPRAVENÁ ZŤS DETVA)										
1	MOTOR ZETOR 8602.1										
Měřítko 1:10	Kreslil	P. HELIS	<i>P. Helis</i>	Č. sním.	změna	datum	podpis	index změny	x	x	
	Přezkoušel										Č. transp.
	Norm. ref.										
	Výr. projednal	Schválil									
		Dne	23.5.1986								
VŠST LIBEREC	Typ	skupina		starý výkres			nový výkres				
	Název	POHONNÁ JEDNOTKA			KSD-099-1.01						
				Počet listů			List				

