

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

NÁVRH HNACÍHO ÚSTROJÍ ČELNÍHO VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU
PRO NOSNOST 2500 kg

KSD - 093

Josef WATERS

Vedoucí práce : Doc. Ing. Oldřich Červinka CSc.
Konzultant : Ing. Miroslav Malý

Rozsah práce a příloh

Počet stran 53

Počet tabulek 10

Počet diagramů 11

Počet obrázků 14

DT 621.431

23.května 1986

Vysoká škola: **VŠST Liberec**

Fakulta: **strojí**

Katedra: **strojí průmysl dopravy**

Školní rok: **1985/86**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Josef W a t e r 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: **Návrh hnacího ústrojí čelního vysoko zdvižného vozíku pro nosnost 2 500 kg**

Zásady pro vypracování:

1. Na základě literární rešerše formulujte současné směry v koncepčním uspořádání hnacího ústrojí vysoko zdvižných vozíků
2. Formou konstrukční studie zpracujte různé varianty hnacích ústrojí pro vozíky o nosnosti 2 500 kg
3. Proveďte ekonomické posouzení navržených variant

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

V 101/86 S

RSD / SPD

Rozsah grafických prací: **výkresy nutné pro dokumentování jednotlivých variant**

Rozsah průvodní zprávy: **45 stran**

Seznam odborné literatury: **J. Semetko: Traktory a automobily
odborné časopisy a sborníky
prospektová a firemní literatura**

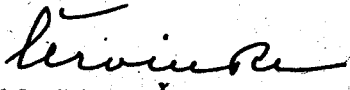
Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.**

Konzultant: **Ing. Miroslav Malý**

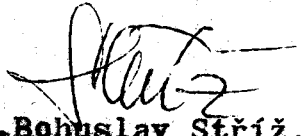
Datum zadání diplomové práce: **3.12.1984**

Termín odevzdání diplomové práce: **23.5.1986**

L. S.


Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry


Doc. RNDr. Bohuslav Stráž, CSc.

Děkan

v **Liberci** dne **3.12.** 19**84**

Místopřísežné prohlášení

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

V Liberci 23. května 1986

Nový učitel

OBSAH

1. Úvod	4
2. Hlavní požadavky na hnací ústrojí	5
3. Způsoby uspořádání hnacího ústrojí	6
3.1. Mechanický pohon	6
3.2. Hydropohony	8
3.3. Elektrický pohon	12
3.4. Kombinace předchozích a zvláštní druhy pohonu vozíků . .	13
3.5. Průběhy přenášených sil v základních uspořádáních . . .	14
4. Parametry vysokozdvizných vozíků	15
4.1. Přehled základních parametrů vozíků různých výrobců . .	15
4.2. Návrh parametrů vysokozdvizného vozíku	16
5. Řešení hnacího ústrojí	16
5.1. Spalovací motor	16
5.2. Ztráty na zvedacím a pomocném zařízení	18
5.3. Určení potřebných obvodových sil na kole pro různé stoupavosti	19
5.4. Hydrostatický přenos	20
5.4.1. Varianty HsP	20
5.4.2. Typy převodníků ZTS Dubnica n.Váhom	23
5.4.3. Návrh č. 1.	25
5.4.4. Návrh č. 2.	30
5.5. Hydrodynamický měnič	35
5.5.1. Obecné řešení	35
5.5.2. Návrh č. 3.	36
5.5.3. Návrh č. 4.	42
6. Srovnání jednotlivých variant	47
6.1. Maximální stoupavost v závislosti na hmotnosti břemene .	47
6.2. Zhodnocení	52

Použitá označení

SM	spalovací motor
HdM	hydrodynamický měnič
HG	hydrogenerátor
HM	hydromotor
P	převodové ústrojí
D	diferenciál
T	těžiště
Q	břemeno
m /kg/	hmotnost
G /N/	tíha
n /s ⁻¹ , min ⁻¹ /	otáčky
n _{mo} /min ⁻¹ /	volnoběžné otáčky motoru
ω /s ⁻¹ /	úhlová rychlost
v /ms ⁻¹ , kmh ⁻¹ /	rychlost
s /%/	stoupavost
r _D /m/	dynamický poloměr kola
f /1/	součinitel tření
m _{pe} /g·kWh ⁻¹ /	měrná spotřeba paliva
M /Nm/	točivý moment
P /kW/	výkon
P _p /kW/	rohový výkon
F /N/	síla
N /N/	normální síla
p /Pa, MPa/	tlak
i /1/	převodový poměr
i _o /1/	"i" mezi "SM" a přenosovým ústrojím
η /%/	účinnost
α /°/	úhel sklonu stoupání
R /1/	regulační rozsah
φ /1/	regulační parametr
β /°/	úhel sklonu šikmé desky u hydrostatických převodníků
V _g /m ³ /	geometrický objem
m _o /1/	násobnost měniče
m /1/	momentový poměr měniče

K /1/ bezrozměrný moment měniče
 k /Nm.min²/ konstanta měniče
 X /1/ dynamický faktor

indexy : v vozík
 u břemeno
 m motor
 1 vstup na přenosové ústrojí
 2 výstup z přenosového ústrojí
 I. první rychlostní stupeň
 II. druhý rychlostní stupeň
 z ztráty
 mech mechanický
 H hydraulický
 k kolo
 c celkový
 max maximální
 min minimální
 j jmenovitý
 e efektivní

1. Úvod

Vnitrozávodová doprava, spojující veškerá pracoviště závodu, je páteří komplexní organizace výroby. Musí zajišťovat celý řetěz dopravních a manipulačních prací, od vstupu materiálu do výroby, až po odvoz hotových výrobků, pomocných surovin a odpadu. Všechny rozborů dokazují, že naše vnitrozávodová doprava je v současnosti významnou rezervou při dalším zvyšování produktivity práce a snižování vlastních nákladů, a že lze dosáhnout podstatného snížení rozsahu těžkých a nebezpečných prací i snížení úrazovosti.

Hlavním činitelem, zvyšujícím úroveň manipulace s materiálem, je mechanizace, která nahrazuje ruční lidskou práci. Tuto mechanizaci představují především vysokozdvížné vozíky. Výrobou vysokozdvížných vozíků se zabývá velmi mnoho zahraničních firem a i přes jejich značnou produkci, jsou tyto vozíky stále více požadovány.

Paletizace a kontejnerizace si svými ekonomickými výsledky razí cestu ve všech oborech a přímo si vynucují potřebu vysokozdvížných vozíků. Vysokozdvížné vozíky se vyrábějí od nejnižších nosností až po nosnosti přes 50 tun. V ČSSR se vyrábějí vysokozdvížné vozíky čelní i boční. Paletizační vysokozdvížné vozíky jsou uzpůsobeny k samostatnému uchopení materiálu a k jeho přepravě na místo určení a také ke stohování palet a kontejnerů ve skladech, slouží tedy pro horizontální i vertikální dopravu.

Vozíky se ovšem nepoužívají jen pro dopravu v rámci závodů, ale také na překladištích při vykládce nákladních aut, vagónů, lodí a letadel. Pro různá použití jsou vozíky vybavovány celou řadou přídatných zařízení, která rozšiřují jejich pracovní možnosti.

2. Hlavní požadavky na hnací ústrojí:

- dosažení maximální hnací síly
- maximální celková účinnost
- maximální využití výkonu pohonného agregátu
- pohodlné a jednoduché ovládání
- snadná a rychlá reverzace
- spolehlivý a bezpečný provoz
- minimální nároky na údržbu
- plynulý rozjezd vozíku
- přesné najetí na cíl při velmi malé rychlosti
/ v žádném případě nesmí dojít k náhlému popojetí,
nebo poskočení vozíku /
- nezmenšená pohyblivost vysoko zdvižného vozíku při
plném výkonu zdvihu
- dostatečný dojezd a maximální rychlost

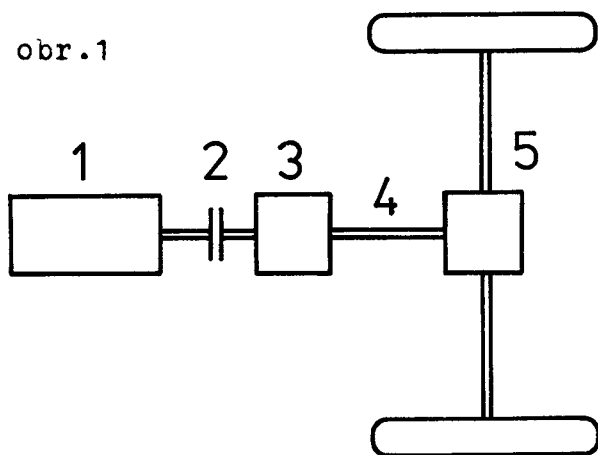
Tyto požadavky si navzájem odporují a nedají se všechny splnit beze zbytku.

Hnací ústrojí

Hlavní skupiny:

1. motor
2. spojka
3. převodové ústrojí
4. spojovací hřídel
5. hnací náprava

obr. 1



Pohonná jednotka vysoko zdvižného vozíku o nosnosti 2500 kg musí mít výkon okolo 50 kW při otáčkách 2000 - 3000 min⁻¹.

3. Způsoby uspořádání hnacího ústrojí:

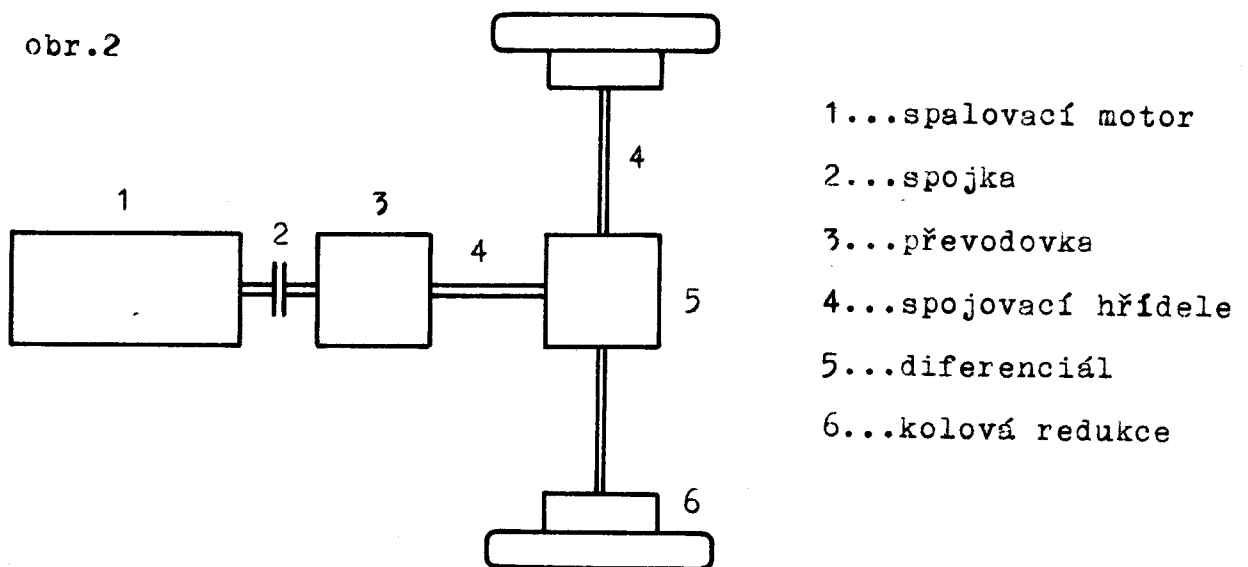
- 1/ mechanický - spalovací motor, mechanické převodové ústrojí
- 2/ hydraulický - spalovací motor nebo elektromotor, mechanický převod, hydrogenerátor, hydromotor, mechanický převod
 - varianty hydraulického pohonu
 - a/ hydrodynamický pohon
 - b/ hydrostatický pohon
- 3/ elektrický - akumulátorová baterie, elektromotor, mechanický převod
- 4/ kombinace uvedených systémů a zvláštní druhy pohonů

Základní varianty pohonu vozíků:

3.1/ Mechanický pohon

Je to nejstarší druh pohonu vysokozdvizných vozíků. V současné době už nesplňuje požadavky, které jsou na pohon vozíků kladeny, a proto se používá jen výjimečně, zejména u malých a jednoduchých zařízení.

Schéma mechanického pohonu:



- Spalovací motor může být zážehový, nebo vznětový. U zážehového motoru je možnost adaptace na propan-butan. Nejčastěji se používají motory vyráběné hromadně pro jiný účel, například pro automobily, nebo traktory. Motory speciálně konstruované pro vysokozdvizné vozíky jsou příliš nákladné.
- Spojka mezi motorem a převodovým ústrojím může být třecí, nebo kapalinová.
- Převodové ústrojí s ohledem na maximální využití výkonu motoru minimálně pětistupňové.
- Diferenciál a spojovací hřídele jsou u mechanického pohonu nutné.
- Kolová redukce snižuje otáčky hřídele nápravy na otáčky kola vhodné pro dosažení požadovaného rozsahu rychlostí.

Výhody mechanického pohonu

- vysoká účinnost
- dobré využití výkonu motoru, ale ne ve všech režimech práce
- nízká pořizovací cena
- snadná dostupnost náhradních dílů
- jednoduchá údržba

Nevýhody

- složitá obsluha
- nevýhodný průběh přenášené síly
- nízká tažná síla při rozjezdu

Ve vozících vyráběných v současné době u nás, je mechanický převod nahrazován hydrodynamickým přenosem výkonu.

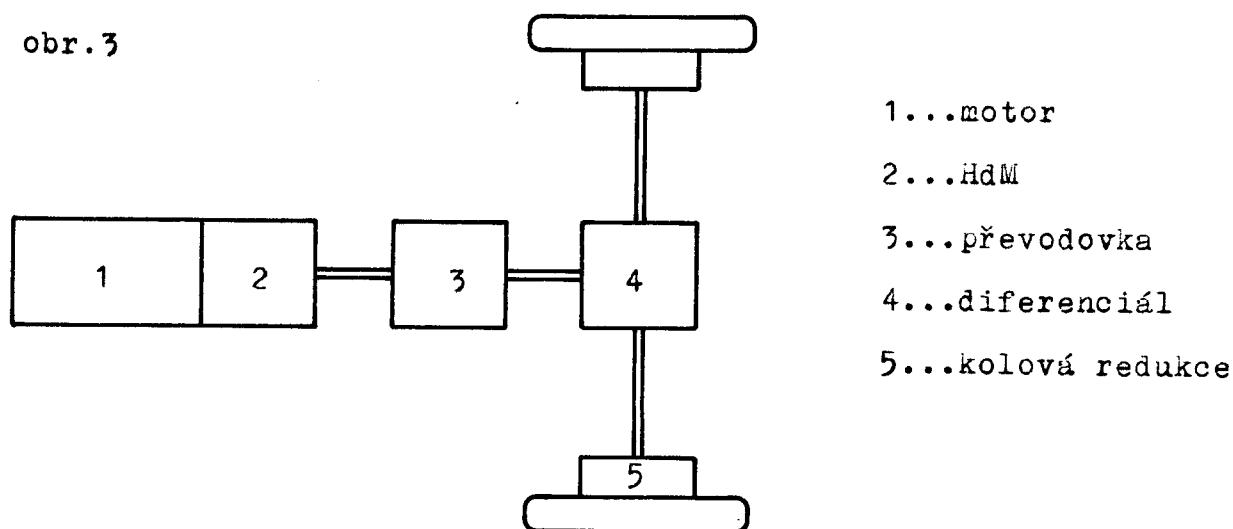
3.2/ Hydropohony

3.2a/ Hydrodynamický pohon

Tento druh přenosu výkonu je u vozíků nejrozšířenější. Jeho zavedením se zvýšil manipulační a přepravní výkon a zjednodušila se obsluha.

Schéma hydrodynamického pohonu:

obr. 3



- Motor nejčastěji spalovací nebo elektrický
- Hydrodynamický měnič zde nahrazuje také spojku. Točivý moment motoru je přenášen energií udělenou kapalině čerpadlem hydraulického měniče. Tato kinetická energie je měněna zpět na mechanickou pomocí turbíny měniče. Při zatížení se při snížení otáček výstupního hřídele měniče zvýší výstupní točivý moment vlivem rozdílných otáček čerpadla a turbíny. Měnič tedy funguje jako automatická převodovka s plynule měnitelným převodovým poměrem.

Výhody hydrodynamického pohonu

- jednoduchá konstrukce
- rozvinutá výroba použitelných měničů

- dobrá účinnost v malých rychlostech
- odstranění spojkového pedálu
- plynulá změna točivého momentu
- snadnější obsluha
- dobrá dostupnost náhradních dílů
- vysoký záběrový moment

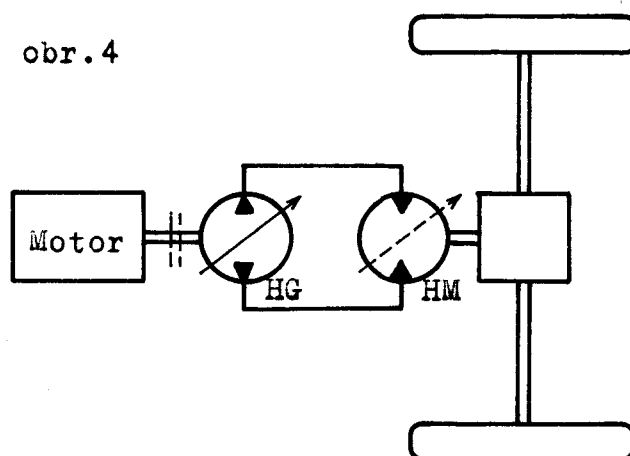
Nevýhody

- nižší účinnost při vyšších rychlostech
- nutnost chlazení hydraulické kapaliny
- změna vlastností hydraulické kapaliny v závislosti na teplotě

3.2b/ Hydrostatický pohon

V současné době se usilovně pracuje na jeho vývoji a zdokonalování. Předpokládá se, že jeho použití bude u vysokozdvizných vozíků v budoucnu nejefektivnější.

Schéma nejčastějšího zapojení hydrostatického pohonu:



- Motor jako u hydrodynamického pohonu
- Spojka se používá jen výjimečně
- Hydrogenerátor je vždy regulační

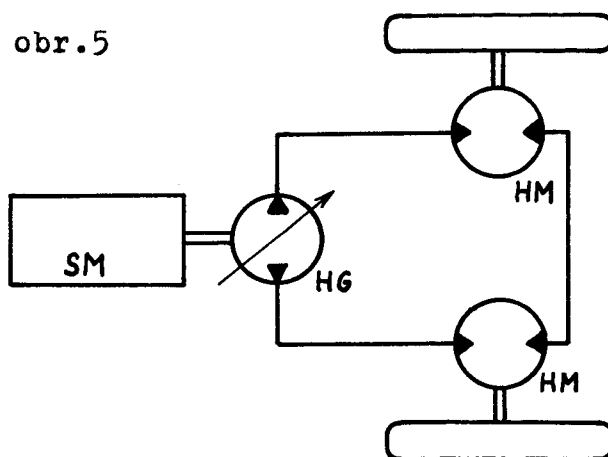
- Hydromotor může být regulační

Pro vyšší pojezdové rychlosti vozíku je nutný regulační hydromotor, nebo stupňová převodovka mezi hydromotorem a diferenciálem.

- U hydrostatického přenosu je točivý moment od motoru přenášen hydrostatickým tlakem v kapalině. Mechanická energie se v hydrogenerátoru mění na energii tlakovou. Tlaková energie hydraulické kapaliny se v hydromotoru mění zpět na mechanickou. Hydrogenerátory jsou zpravidla pístové axiální, ale mohou být i radiální. Hydromotory axiální jsou vhodné pro vyšší otáčky, radiální pro nižší otáčky.

- Další variantou hydrostatického pohonu je t.zv. "hydrokolo."

Schéma "hydrokola":



Toto uspořádání zmenšuje zástavbové rozměry ve vozíku a vhodným propojením hydromotorů odstraňuje diferenciál.

Existují dvě možnosti

- rychloběžný hydromotor + reduktor
- pomaluběžný radiální hydromotor

Problémem hydrokola se zabýval vývojový závod ZŤS Dubnica nad Váhom, kde bylo použito hydrokol s pomaluběžnými radiálními hydromotory. Tento systém nesplňoval požadované parametry vysokozdvížných vozíků. Lepším řešením se zdají být rychloběžné hydromotory.

Výhody hydrostatického pohonu

- velký rozběhový moment, který lze dosáhnout na rozdíl od hydrodynamického pohonu už v nízkých otáčkách hnacího motoru
- plynulá regulace rychlosti /tažné síly/ v celém rozsahu
- větší regulační rozsah než má hydrodynamický převod
- není nutná mechanická reverzace chodu
- snadné ovládání
- možnost spolupráce se zdvihacím zařízením, které je rovněž hydrostatické
- spolehlivá ochrana proti přetížení
- možnost brzdění protitlakem až na plný výkon hydrogenerátoru
- velká rychlost reakce
- možnost libovolného rozmístění jednotlivých agregátů díky propojení hadicemi

Nevýhody

- nižší tažná síla při rozjezdu oproti hydrodynamickému pohonu
- změna vlastností kapaliny s teplotou
- nutnost pečlivé údržby
- vyšší cena oproti mechanickým, elektrickým ale i hydrostatickým převodům
- nutnost chlazení kapaliny

3.3/ Elektrický pohon

Často se používá v nižších nosnostních třídách.

Jsou dva základní druhy zdrojů energie

- akumulátory
- generátor poháněný spalovacím motorem

Případ, kdy vozík má generátor poháněný spalovacím motorem je zatím výjimečný, ale je to podstatně lepší řešení, než použití akumulátorové baterie, protože akumulátory jsou těžké a mají omezenou kapacitu. V současné době jsou ve vývoji nové druhy akumulátorů s neomezeným počtem pracovních cyklů, rychlým nabíjením, větší kapacitou a nevyžadují údržbu. S těmito zdroji by mohly elektrické vozíky v budoucnu konkurovat vozíkům se spalovacími motory.

Výhody akumulátorových vozíků

- naprosto čistý provoz
- tichý chod
- jednoduché ovládání
- nízké provozní náklady
- snadná a účinná regulace a reverzace
- brzdění motorem

Nevýhody

- nákladné nabíjecí stanice
- malý dojezd
- nižší maximální rychlost

Akumulátorové vozíky se používají v uzavřených prostorech, kde jsou vysoké nároky na čistotu provozu a nízkou hlučnost - zde jsou nenahraditelné. K pohonu se nejčastěji používají stejnosměrné sériové elektromotory, pro využití brzdění motorem rekuperací je nutné používat k pohonu kompoundní, cize buzené, stejnosměrné motory. Protože tyto motory mají horší charakteristiku než sériové, a zisk energie je zanedbatelný, rekuperace se nepoužívá. Účinnější než stejnosměrné stroje jsou střídavé asynchronní motory, u kterých lze použít výhodnou tyristorovou pulzní regulaci. Pohon střídavým elektrickým proudem je výhodný,

pokud je zdrojem alternátor, ale lze jej použít i u akumulátorového zdroje s měničem.

Elektrické vozíky firmy STILL poháněné spalovacím motorem s generátorem vykazují podle firemní literatury až 40% úspory paliva proti ostatním vozíkům. Tyto vozíky mají dělený rotor hnacího elektromotoru místo diferenciálu.

3.4/ Kombinace předchozích a zvláštní druhy pohonu vozíků

3.4a/ Hydraulický měnič kombinovaný s mechanickou převodovkou

Lépe se využije pohonná jednotka, zůstane jednoduché ovládání vozíku, sníží se spotřeba pohonných hmot. V podstatě tento systém znamená vyřazení hydrodynamického měniče při vyšší rychlosti /kdy má nízkou účinnost/ z činnosti, a nahrazení mechanickým převodem. Zablkování měniče může záviset buď pouze na rychlosti pohybu vozíku /například při rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ /, nebo také na poloze plynového pedálu - jeho sešlápnutím zvýšit danou hranici rychlosti /například na $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ /, což lze využít ve stoupání. Naproti tomu uzavření měniče při nízkých rychlostech vede k nižší spotřebě pohonných hmot.

Mimoto je vhodné u vozíků s hydrodynamickým měničem vypouštět olej z měniče při stání. Například vždy, kdy je páka ovládající smysl jízdy v neutrální poloze. Potom je možné při zvedání břemene hnát motor plynovým pedálem až do nejvyšších otáček bez zbytečných ztrát v měniči a bez zahřívání kapaliny.

3.4b/ Elektrické vozíky firmy LINDE. Energie ze střídavé sítě 380 V, se dodává kabelem odvíjeným ze samonavíjecí cívky na střeše vozíku. Zde se projevují všechny výhody elektrického pohonu a navíc ještě nízká hmotnost, a odpadá nabíjení. Ovšem vozíky se mohou pohybovat maximálně několik desítek metrů od zdroje elektrické energie.

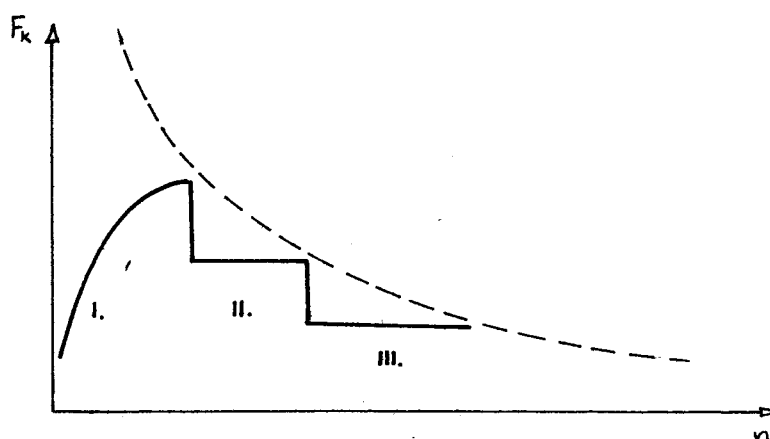
3.4c/ Přístavní vozíky firmy KALMAR jsou vybaveny kombinací : Vznětový motor + setrvačník + hydrostatický převod. Energie od

motoru a 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 /podle firemní literatury až o 20%/. Vozík může s roztočeným mechanickým akumulátorem provést požadovanou manipulaci s kontejnerem ve vnitřním uzavřeném prostoru lodě, kde by nebylo možné použít spalovací motor.

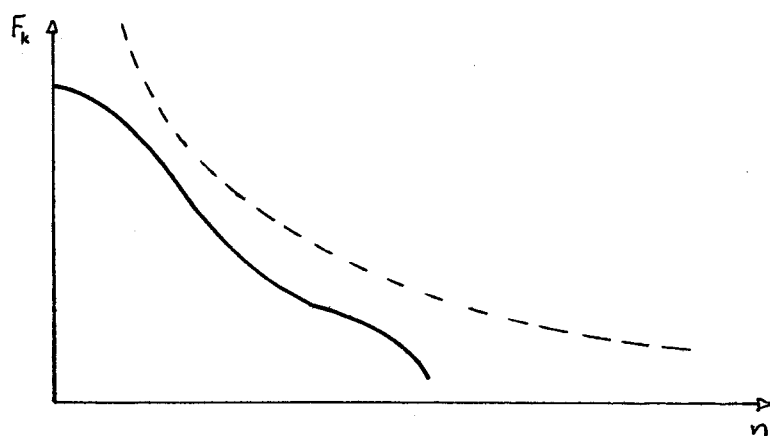
3.5 Průběhy přenášených sil v základních uspořádání

obr. 6

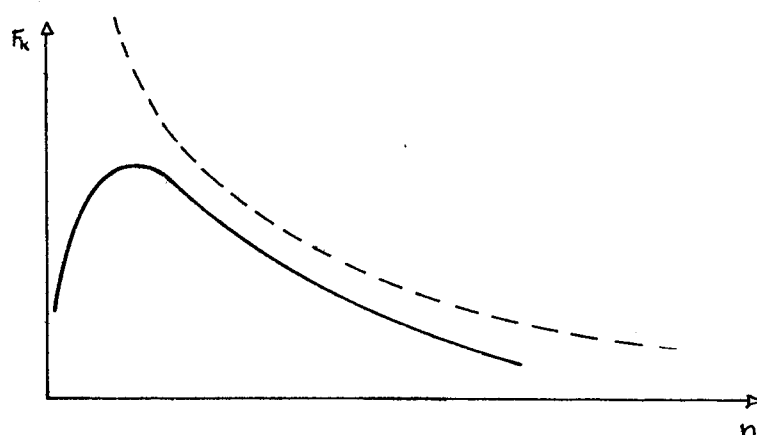
Třístupňová
mechanická
převodovka



Hydrodynamický
měnič



Hydrostatický
přenos



4. Parametry vysokozdvížných vozíků

4.1. Přehled základních parametrů vozíků různých výrobců /6;7/

tabulka 1.

Výrobce	typ	m_u [kg]	m_v [kg]	v_{max}^{SQ} [kmh ⁻¹]	s_{max}^{SQ} [%]	P_m [kW]	Pozn.
DESTA	DVHM 2022L	2000	3680	18	20	41	HdM+1 ^o P
	DVHM 2522L	2500	4400	18	20	41	HdM+1 ^o P
	DVHM 2522LX	2500	4150	18	25	47,5	HdM+2 ^o P
	DVHM 3222L	3200	4720	18	20	41	HdM+2 ^o P
	DVHM 3222LX	3200	4660	18	25	47,5	HdM+2 ^o P
BALCANCAR	EV 717.33-2	2000	3500	14	-	-	el.
	EV 738-11	3000	4800	9	-	-	el.
	DV 1733	3200	4600	22	20	-	
CLIMAX	DA 2,5	2500	4375	21	-	41	
LINDE	H 20	2000	-	19	-	31	HsP
	H 25	2500	-	20	-	34	HsP
	H 30	3000	-	20	-	37	HsP
CLARK	C500 YS 60	3000	4515	19,5	23	53	
HYSTER	60	3000	4160	22,8	22	56,6	
LANSING	R6/25	3000	4844	23	25	57,4	
LANCER BOSS	MD 6P	3000	4600	20	22	63	

4.2. Návrh parametrů vysokoždvižného vozíku /6.7/

nosnost	$m_u = 2500 \text{ kg}$
vlastní hmota vozíku	$m_v = 4000 \text{ kg}$
dynamický poloměr kola	$r_D = 0,337 \text{ m}$
součinitel tření /pneumatika - asfalt/	$f = 0,03$
maximální rychlost	nad $25 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$
minimální stoupavost při $v_{\max}$	$s = 3\%$
maximální stoupavost se zatížením	nejméně 20%
minimální provozní rychlost	nejvýše $1 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

5. Řešení hnacího ústrojí

5.1. Spalovací motor

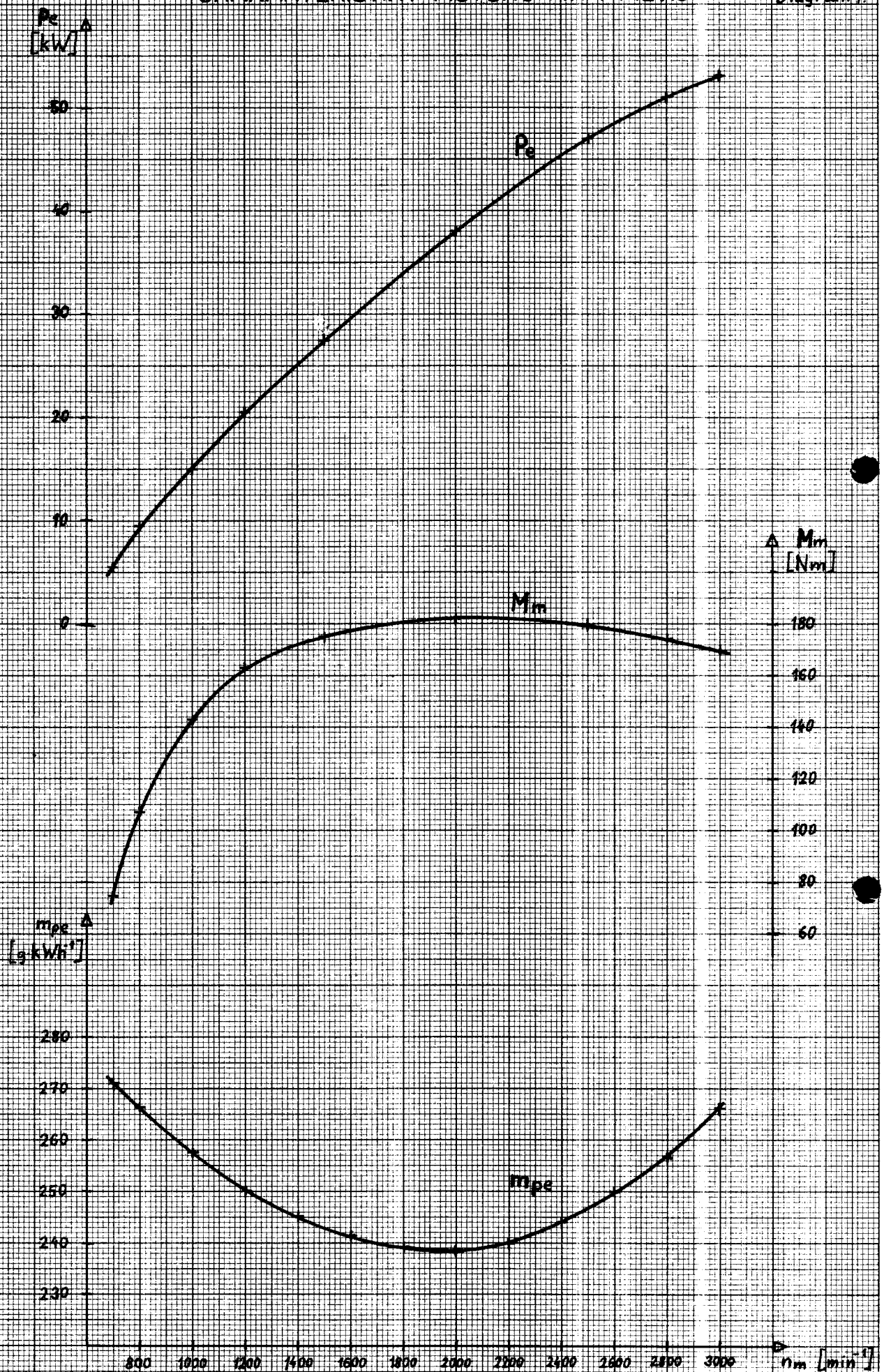
Za pohonnou jednotku pro vozík o nosnosti 2500 kg jsem vybral spalovací vznětový motor Avia 712.13 /A - 15/. Tento motor je modernější, než dosud používané motory ZETOR. Je také možné tento motor použít pro pohon řady vozíků až do nosnosti 3500 kg.

Parametry motoru potřebné pro výpočty :

- otáčky motoru při volnoběhu.	$n_{mo} = 600 \pm 50 \text{ min}^{-1}$
- jmenovité otáčky	$n_{mj} = 3000 \text{ min}^{-1}$
- efektivní výkon při n_{mj}	$P_e = 53 \text{ kW} \pm 5\%$
- maximální točivý moment	$M_{\eta} = 182 \text{ Nm} \pm 5\%$
- minimální měrná spotřeba paliva	$m_{pe} = 239 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1} \pm 5\%$
- charakteristiky motoru	diagram č.1

CHARAKTERISTIKY MOTORU AVIA 712.13

Diagram 1



5.2. Ztráty na zvedacím a pomocném zařízení

/3/

Zvedací zařízení a pomocné zařízení /servořízení/ jsou ovládána hydraulicky, každé jedním zubovým čerpadlem. Skutečný moment přiváděný na přenosové ústrojí od motoru bude nižší, než moment motoru, o mechanické ztráty na zubových čerpadlech a o točivý moment potřebný k jejich funkci.

a/ Mechanické ztráty na čerpadlech

čerpadlo zvedacího zařízení $M_{z1} = 13,7 \text{ Nm}$

zubové čerpadlo pomocné $M_{z2} = 10,8 \text{ Nm}$

b/ Parametry čerpadel

čerpadlo zvedacího zařízení ZC-62

$$Q_1 = 42 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ot}^{-1}$$

$$p_1 = 0,4 \text{ MPa}$$

$$n_{1\text{max}} = 2250 \text{ min}^{-1}$$

zubové čerpadlo pomocné

ZC-40

$$Q_2 = 26,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ot}^{-1}$$

$$p_2 = 1,0 \text{ MPa}$$

$$n_{2\text{max}} = 2250 \text{ min}^{-1}$$

Protože jsou maximální otáčky čerpadel nižší než maximální otáčky motoru, je nutné připojit čerpadla přes převod i_ζ .

$$i_\zeta = \frac{n_{1\text{max}}}{n_{m\text{max}}} = \frac{2250}{2800} = 0,8$$

Hydraulická účinnost čerpadel $\eta_H = 0,9$

c/ Ztrátové výkony při otáčkách motoru $n_m = 2800 \text{ min}^{-1}$

$$P_{z1} = \frac{p_1 \cdot Q_1 \cdot i_\zeta \cdot n_m}{\eta_H} = \frac{0,4 \cdot 10^6 \cdot 42 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 2800}{0,9 \cdot 60} = 443,0 \text{ W}$$

$$P_{z2} = \frac{p_2 \cdot Q_2 \cdot i_\zeta \cdot n_m}{\eta_H} = \frac{1 \cdot 10^6 \cdot 26,7 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 \cdot 2800}{0,9 \cdot 60} = 1742,2 \text{ W}$$

Ztrátový výkon obou čerpadel

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} = 443,0 + 1742,2 = 2185,2 \text{ W}$$

d/ Ztrátový moment

$$M_{zt} = \frac{P_z}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{2185,2 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2800} = 7,45 \text{ Nm}$$

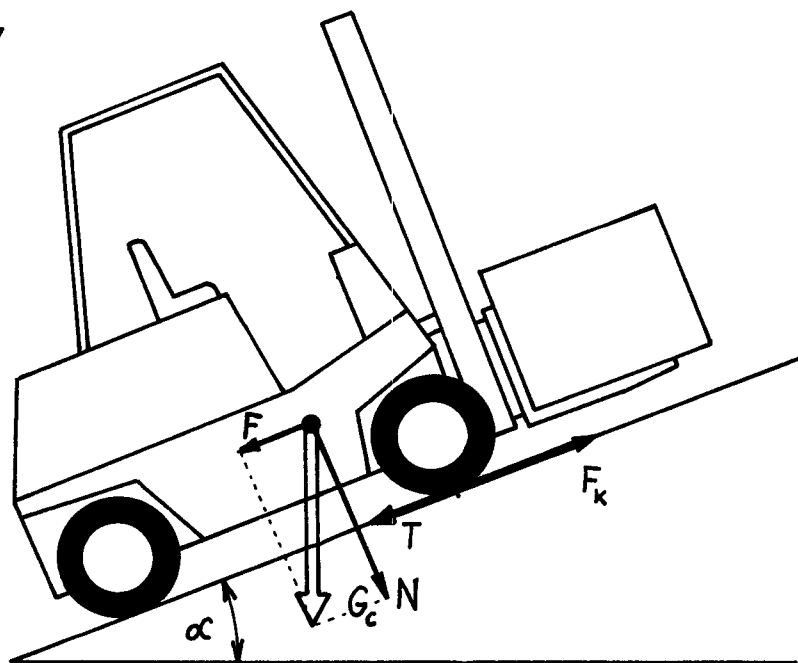
e/ Celkový ztrátový moment

$$M_z = M_{zt} + M_{z1} + M_{z2} = 7,45 + 13,7 + 10,8 = 32 \text{ Nm}$$

5.3. Určení potřebných obvodových sil na kole pro různé stoupavosti

/4/

obr.7



$$F = G_c \cdot \sin \alpha$$

$$N = G_c \cdot \cos \alpha$$

$$T = N \cdot f$$

$$F_k - F - T = 0$$

$$F_k - G_c \cdot \sin \alpha - f \cdot G_c \cdot \cos \alpha = 0$$

Celková hmotnost vozíku -s břemenem Q: $m_c = m_u + m_v = 2500 + 4000 = 6500 \text{ kg}$

$$G_c = g \cdot m_c = 9,81 \cdot 6500 = 63765 \text{ N}$$

-bez břemene $m_c = m_v = 4000 \text{ kg}$

$$G_c = g \cdot m_c = 9,81 \cdot 4000 = 39240 \text{ N}$$

Stoupavost $s = \tan \alpha$ $\alpha \dots$ úhel sklonu stoupání

Síla na kole $F_k = G_c / \sin \alpha + f \cdot \cos \alpha /$

Součinitel tření $f = 0,03$

Hodnoty F_k pro různá "s" jsou uvedeny v tabulce 2.

tabulka 2.

s [%]	α [°]	F_k [kN] s Q	F_k [kN] bez Q
0	0,000	1,91	1,18
1	0,573	2,55	1,57
2	1,146	3,19	1,96
3	1,718	3,82	2,35
4	2,291	4,46	2,75
5	2,862	5,10	3,14
10	5,711	8,25	5,08
15	8,531	11,35	6,99
20	11,310	14,38	8,85
25	14,036	17,32	10,66
30	16,700	20,16	12,40
35	19,290	-	14,07
40	21,801	-	15,67
45	24,228	-	17,18
50	26,565	-	18,60
55	28,811	-	19,94

5.4. Hydrostatický přenos

5.4.1. Varianty HsP

a/ Neregulační - je pro pohon mobilních strojů nepoužitelný.

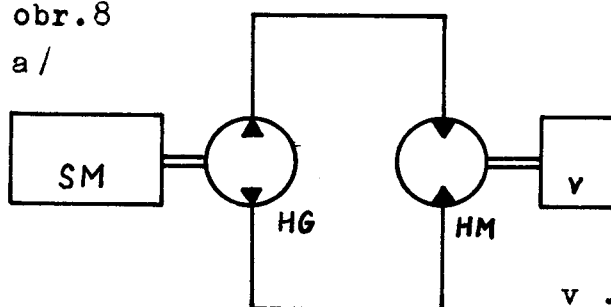
b/ S regulačním hydrogenerátorem

$$\text{regulační rozsah } R_H = R_{HG} = \varphi_{1\min}^{-1} \quad \varphi_{1\max} = 1$$

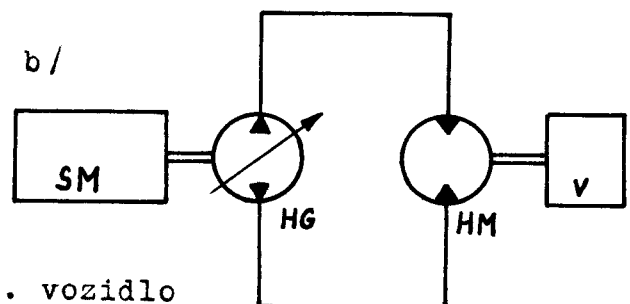
změnou φ_1 od $+\varphi_{1\max}$ do $-\varphi_{1\max}$ lze provádět regulaci a reverzaci.

obr.8

a/



b/



v . . . vozidlo

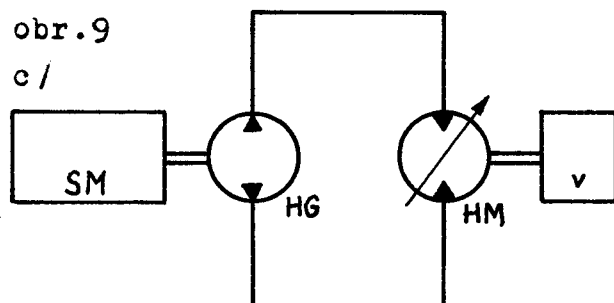
c/ S regulačním HM.

$$\text{Regulační rozsah } R_H = R_{HM} = \varphi_{2\min}^{-1} \quad \varphi_{2\max} = 1$$

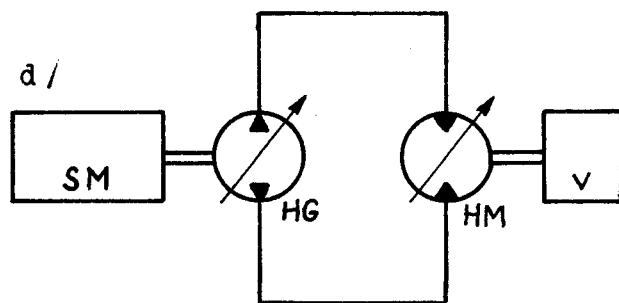
změnou φ_2 nelze dosáhnout reverzace a nelze ani zastavit HM, protože jeho geometrický objem nemůžeme zmenšit na nulu. Tento typ HsP se také nedá použít.

obr.9

c/



d/



d/ Regulační HM i HG.

$$\text{Regulační rozsah } R_H = 1/\varphi_{1\min} \cdot \varphi_{2\min}^{-1}$$

R_H je větší než u varianty b/

Použitelné jsou tedy varianty b/ a d/

Hydrostatický přenos výkonu musí splňovat také vlastnosti diferenciálu s uzávěrkou. To je možné uskutečnit čtyřmi způsoby.

/1/ Jeden HM a mechanický diferenciál s uzávěrkou.

/2/ Dva HG připojené k motoru a dva HM. To je řešení vhodné pro pásová a podobná vozidla.

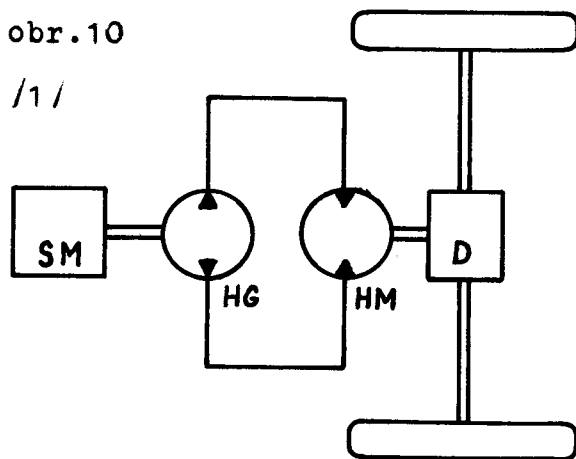
/3/ Jeden HG a dva HM. HM je možné přepojovat do paralelního /diferenciál/ nebo sériového /uzavřený diferenciál/ zapojení.

/4/ Paralelní zapojení dvou HM s děličem průtoku, který umožní jen malé vzájemné rozdíly otáček obou HM.

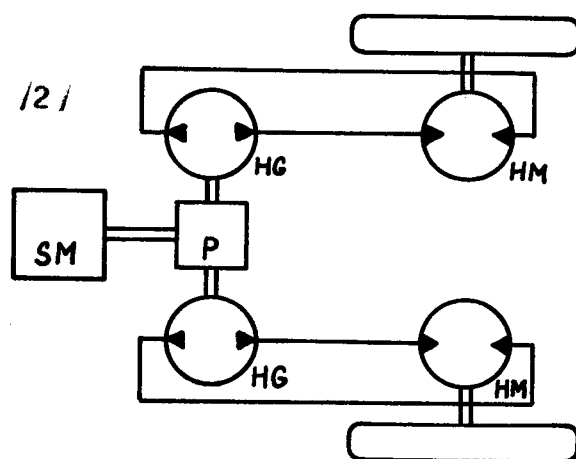
Schéma zapojení všech čtyř variant je na obrázku č.10.

obr.10

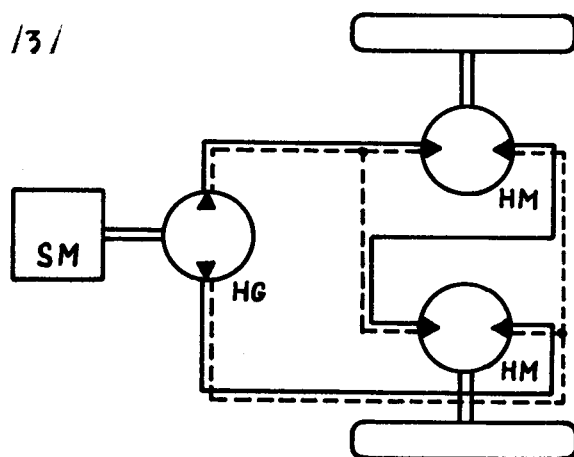
/1/



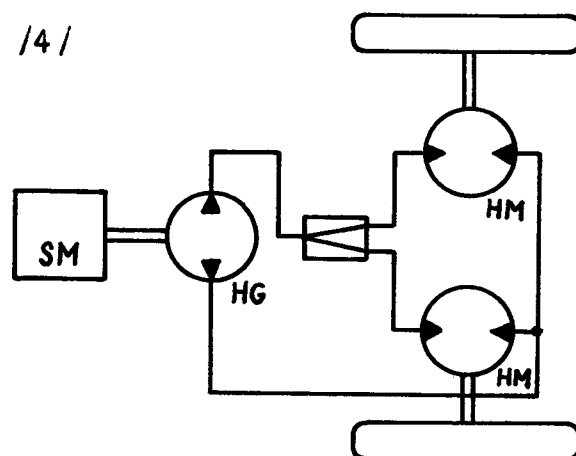
/2/



/3/

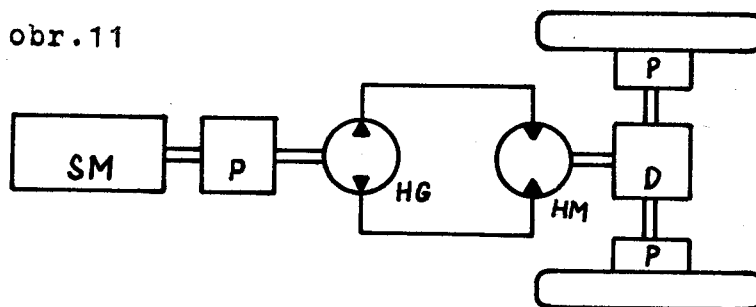


/4/



Hydrogenerátor má jiné maximální otáčky než motor a také axiální hydromotor má vyšší otáčky, než jsou požadované otáčky kol. Z těchto důvodů se před HG a za HM zařazují mechanické převody P.

obr.11



5.4.2. Typy převodníků ZTS Dubnica n.Váhom.

/5/

Převodníky jsou axiální se šikmou deskou.

Označení hydrogenerátorů: SPF . . . neregulační $\beta=18^\circ$
 SPV . . . regulační $\beta \in \langle -18^\circ; 18^\circ \rangle$
 hydromotorů: SMF . . . neregulační $\beta=18^\circ$
 SMV . . . regulační $\beta \in \langle 7^\circ; 18^\circ \rangle$

tabulka 3

Typ	V_g [cm ³]	$n_{\max}$ [min ⁻¹]	$M_{\max}$ [Nm]	P_p [kW]	m [kg]			
					SPV	SMF	SPF	SMV
20	33,3	3590	185,5	67,73	45	30	25	51
21	51,6	3100	287,4	93,31	55	35	30	61
22	68,8	2810	383,2	112,77	63	40	35	69
23	89,0	2590	495,8	134,46	78	47	42	78
24	118,7	2350	661,2	162,71	124	70	65	139
25	165,8	2100	923,6	203,10	166	124	119	179

V tabulce 4 jsou uvedeny celkové účinnosti regulačního převodníku typu 23 v závislosti na tlaku v obvodu, naklopení šikmé desky a otáčkách. Účinnosti jsou udány v %.

Pro výpočet hydrostatického přenosu jsou použity tyto účinnosti i pro obdobné hydrostatické převodníky.

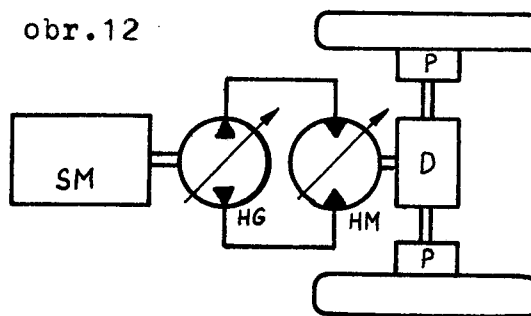
Tabulka 4.

n [min ⁻¹]	p [MPa]	$\beta = 1^\circ$	3°	6°	9°	12°	15°	18°
		η [%]						
100	3,5	13,25	38,11	55,17	64,90	70,38	73,89	76,19
	7	8,77	43,34	63,08	72,06	77,09	80,17	82,10
	14	-	25,59	55,08	67,39	74,06	78,12	80,70
	21	-	-	34,80	53,61	63,71	69,92	73,99
	28	-	-	8,37	35,49	50,01	58,98	64,95
	35	-	-	-	-	-	-	-
200	3,5	19,66	45,62	62,49	70,74	75,53	78,53	80,46
	7	21,28	53,78	70,74	78,10	82,10	84,50	85,97
	14	-	47,06	68,66	77,33	81,92	84,65	86,33
	21	-	27,52	58,37	70,42	76,77	80,59	83,03
	28	-	1,61	44,41	60,91	69,60	74,86	78,29
	35	-	-	27,39	49,28	60,79	67,82	72,46
400	3,5	-	55,13	51,13	74,94	79,20	81,78	83,41
	7	30,00	60,91	75,83	82,06	85,37	87,31	88,48
	14	18,72	59,66	76,47	83,02	86,41	88,39	89,58
	21	-	49,09	71,04	79,44	83,77	86,32	87,91
	28	-	34,38	63,28	74,15	79,78	83,13	85,27
	35	-	16,37	53,65	67,58	74,80	79,14	81,96
800	3,5	27,36	54,06	69,60	76,76	80,63	82,86	84,23
	7	34,94	64,50	78,31	83,95	86,86	88,49	89,45
	14	30,25	66,24	80,46	89,89	88,65	90,21	91,12
	21	13,11	60,13	77,47	83,94	87,24	89,14	90,70
	28	-	50,78	72,57	80,63	84,75	87,16	88,66
	35	-	39,10	66,38	76,40	81,54	84,59	86,53
1500	3,5	25,19	51,02	67,01	74,30	78,21	80,10	81,02
	7	34,11	63,06	77,16	82,93	85,79	87,20	87,89
	14	33,81	67,50	81,07	86,23	88,78	90,10	90,80
	21	21,86	63,90	79,50	85,30	88,20	89,78	90,69
	28	3,69	57,05	75,98	82,94	86,45	88,44	89,64
	35	-	47,99	71,21	79,70	84,01	86,50	88,06
2500	3,5	19,75	44,11	59,61	67,65	71,60	73,01	73,10
	7	28,79	56,83	72,24	78,75	81,81	82,96	83,14
	14	31,72	64,45	78,75	84,29	86,90	88,04	88,43
	21	23,52	63,05	78,62	84,48	87,31	88,70	89,35
	28	8,78	57,88	76,10	82,88	86,19	87,96	88,91
	35	-	50,21	72,13	80,19	84,22	86,46	87,77

5.4.3. Návrh 5.1.

Schéma uspořádání :

obr.12

a/ Regulační rozsah motoru R_{SM} minimální otáčky $n_{min} = 700 \text{ min}^{-1}$ maximální otáčky $n_{max} = 2800 \text{ min}^{-1}$

$$R_{SM} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2800}{700} = 4$$

b/ HM i HG budou obdobné typu 22 ZTS

$$V_{g1,2} = 68,8 \text{ cm}^3$$

$$n_{max} = 2810 \text{ min}^{-1}$$

při $V_g = V_{gmax}$ voleno $i_0 = 1,0$

$$n_{max} = 4500 \text{ min}^{-1}$$

při $V_g < V_{gmax}$

v této rozměrové řadě

dosahují převodníky jiných výrobců až 5000 min^{-1} .c/ Regulační rozsah HG R_{HG}

$$\beta_{1min} = 5^\circ \dots \text{pro trvalý provoz}$$

$$\varphi_{1min} = 0,27$$

$$\beta_{1max} = 18^\circ$$

$$\varphi_{1max} = 1,00$$

$$R_{HG} = \varphi_{1min}^{-1} = 3,70$$

d/ Regulační rozsah potřebný u HM R_{HM}

$$\beta_{2min} = 7^\circ$$

$$\varphi_{2min} = 0,38$$

$$\beta_{2max} = 18^\circ$$

$$\varphi_{2max} = 1,00$$

Maximální rychlost bude dosažena při maximálních otáčkách HM $n_2 = 4500 \text{ min}^{-1}$, při maximálních otáčkách motoru a HG $n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$ a při nastavení HG na maximum $\varphi_1 = 1,00$.

potom $\varphi_{2\text{MIN}} = -\frac{n_1}{n_2} \cdot \varphi = -\frac{2800}{4500} \cdot 1,0 = 0,62$

$$R_{\text{HM}} \varphi_{2\text{min}}^{-1} = 0,62^{-1} = 1,61$$

e/ Celkový využitelný regulační rozsah R_c

$$R_c = R_{\text{SM}} \cdot R_{\text{HG}} \cdot R_{\text{HM}} = 4,0 \cdot 3,7 \cdot 1,61 = 23,83$$

Při požadované rychlosti $v_{\text{max}} = 25 \text{ kmh}^{-1}$ bude minimální plynulá rychlost :

$$v_{\text{min}} = \frac{v_{\text{max}}}{R_c} = \frac{25}{23,83} = 1,05 \text{ km h}^{-1}$$

Tato minimální rychlost plně vyhovuje.

f/ Kontrola rohového výkonu HM pro v_{max}

$$M_1 = M_m - M_z = 174,0 - 32,0 = 142,0 \text{ Nm}$$

$$P_1 = M_1 \cdot 2\pi n_m = 142 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2800 \cdot 60^{-1} = 41\,636 \text{ W}$$

$$P_1 = 41,6 \text{ kW}$$

Potřebný rohový výkon HM

$$P_{\text{HM}} = R_{\text{HM}} \cdot P_1 = 1,61 \cdot 41,6 = 67,0 \text{ kW}$$

vyhovuje pro převodník typu 22 ZTS

g/ Určení převodu od HM ke kolům i_k

při maximální rychlosti :

$$\omega_{2\text{max}} = 2\pi n_{2\text{max}} = 2 \cdot \pi \cdot 4500 \cdot 60^{-1} = 471,2 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{k\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{r_D} = \frac{25}{3,6 \cdot 0,337} = 20,6 \text{ s}^{-1}$$

$$i_k = \frac{\omega_{2\text{max}}}{\omega_{k\text{max}}} = \frac{471,2}{20,6} = 22,87$$

h/ Určení tahové charakteristiky

vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 5.

Použité vztahy : $n_m = n_1$ volená řada

P_m z diagramu č.1.

M_m z diagramu č.1.

$$M_1 = M_m - M_z$$

$$P_1 = M_1 \cdot 2\pi n_1 \quad \text{výkon přiváděný na HG}$$

$$\beta_1 \quad \text{volená řada}$$

$$\beta_2 \quad \text{volená řada}$$

$$\varphi_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_{1\max}} \quad \beta_{1\max} = 18^\circ$$

$$\varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_{2\max}} \quad \beta_{2\max} = 18^\circ$$

$$p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_1}{v_{g1} \cdot \varphi_1}$$

$$\eta_1 \quad \text{z tabulky 4.}$$

$$\eta_2 \quad \text{z tabulky 4.}$$

$$\eta_c = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{\text{mech}} \quad \eta_{\text{mech}} = 0,94$$

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \quad \text{platí pro } v_{g1} = v_{g2}$$

$$v = r_D \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{i_k} \quad r_D = 0,337 \text{ m}$$

$$P_k = P_1 \cdot \eta_c$$

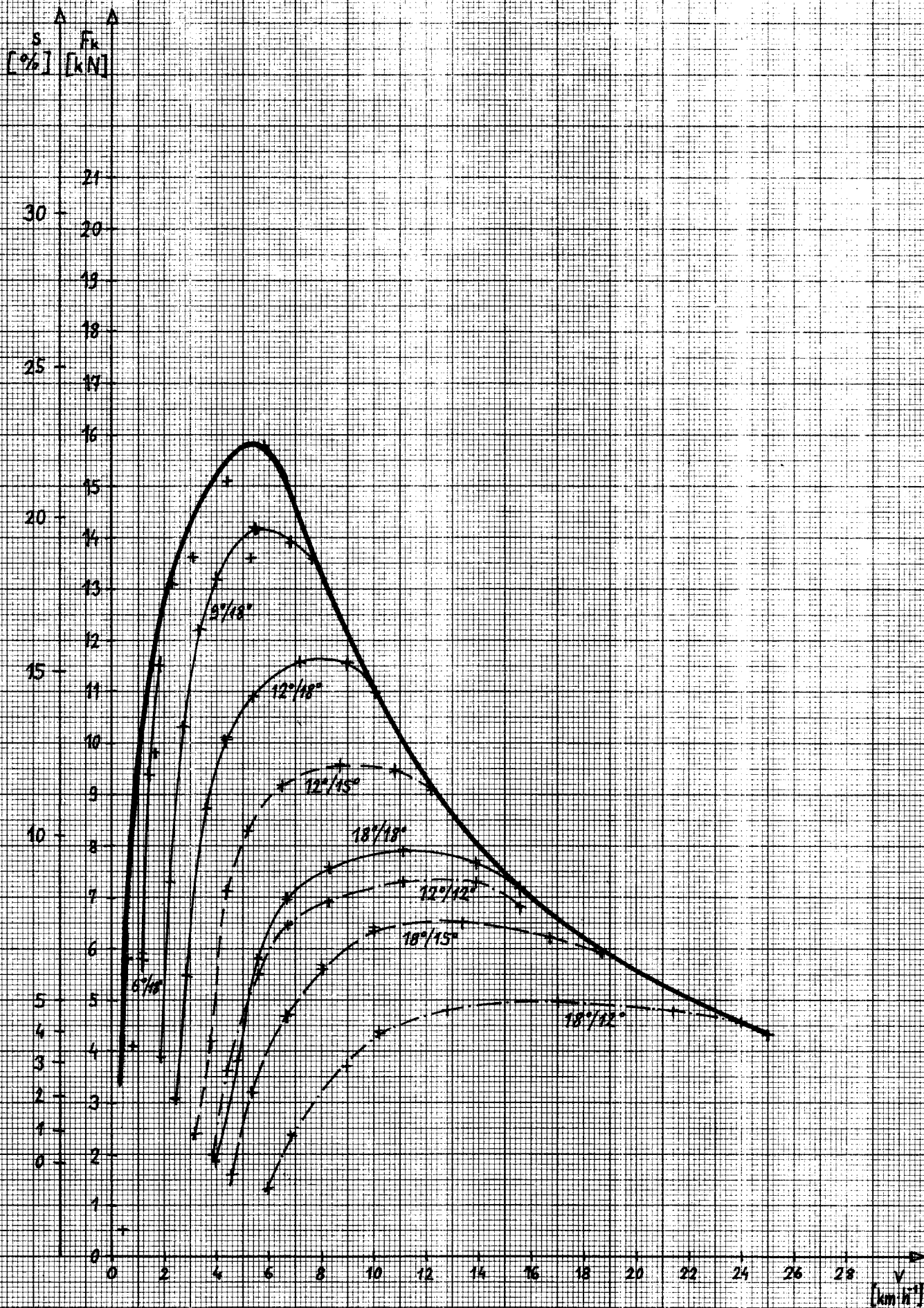
$$F_k = P_k \cdot v^{-1}$$

Hodnoty F_k a v jsou vyneseny do tahové charakteristiky -diagramu 2
k hodnotám F_k jsou přiřazeny stoupavosti s podle tabulky 2.

Tabulka 5.

n_m [min ⁻¹]	P_m [kW]	M_m [Nm]	M_1 [Nm]	$\frac{\gamma_2}{\beta_2}$ [°]	n_2 [min ⁻¹]	γ_2 [%]	γ_c [%]	v [kmh ⁻¹]	P_k [kW]	F_k [kN]
700	5,5	75,0	43,0	0,65 12	121	30	5,1	0,67	0,2	1,1
					172	66	30	0,96	1,0	3,8
					344	81	60	1,91	2,0	3,8
					528	83	65	2,93	2,1	2,6
					700	85	68	3,89	2,2	2,0
1076	81	64	5,98		2,1	1,3				
800	9,0	107,4	75,4		242	36	11	1,34	0,7	1,9
					394	78	56	2,19	3,5	5,8
					603	86	70	3,35	4,4	4,7
					800	86	70	4,44	4,4	3,6
					1231	87	73	6,84	4,6	2,4
1000	15,0	143,2	111,2		446	55	35	2,48	4,1	5,9
					492	72	47	2,73	5,5	7,3
					754	84	66	4,19	7,7	6,6
					1000	87	73	5,56	8,5	5,5
					1538	88	75	8,54	8,7	3,7
1200	20,5 12,5	163,2	131,1		631	75	48	3,50	7,9	8,1
					905	84	66	5,03	10,9	7,8
					1200	88	73	6,67	12,1	6,5
					1846	89	76	10,25	12,5	4,4
1500	27,5	175,0	143,0		861	70	45	4,78	10,1	7,6
					1131	85	66	6,28	14,9	8,5
					1500	86	71	8,33	16,0	6,9
					2308	89	76	12,84	17,1	4,8
2000	38,1	182,0	150,0		1203	82	58	6,68	18,2	9,8
					1508	85	66	8,38	20,7	8,9
					2000	87	72	11,11	22,6	7,3
					3077	88	75	17,09	23,6	5,0
2500	47,0	179,5	147,5		1481	83	53	8,23	20,5	9,0
					1885	87	68	10,47	26,3	9,0
					2500	88	73	13,89	28,2	7,3
					3846	87	74	21,36	28,6	4,8
2800	51,0	174,0	142,0		1598	83	56	8,88	23,3	9,5
					2111	86	67	11,73	27,9	8,6
					2800	87	71	15,55	29,5	6,8
					4308	87	73	23,93	30,4	4,6
					0,622	4500	85	71	25,00	29,5

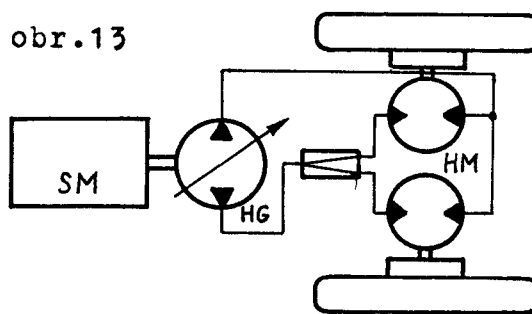
Diagram 2.



5.4.4. Návrh č.2.

Schéma uspořádání :

obr.13

a / Regulační rozsah motoru R_{SM}

$$n_{min} = 700 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{max} = 2800 \text{ min}^{-1}$$

$$R_{SM} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{2800}{700} = 4$$

b / HG obdobný typu 22ZTS

$$V_{g1} = 68,8 \text{ cm}^3$$

$$n_{max} = 2810 \text{ min}^{-1}$$

$$\text{převod } i_o = 1,0$$

c / HM obdobné typu 20ZTS, neregulační

$$V_{g2} = 33,3 \text{ cm}^3$$

$$n_{max} = 3590 \text{ min}^{-1}$$

$$\varphi_2 = 1,0 \quad \beta_2 = 18^\circ$$

d / Regulační rozsah HG R_{HG}

$$\beta_{1min} = 5^\circ \dots \text{pro trvalý provoz}$$

$$\varphi_{1min} = 0,27$$

$$\beta_{1max} = 18^\circ$$

$$\varphi_{1max} = 1,00$$

$$R_{HG} = \varphi_{1min}^{-1} = 0,27^{-1} = 3,70$$

e / Celkový regulační rozsah

$$R_c = R_{SM} \cdot R_{HG} = 4 \cdot 3,7 = 14,8$$

Protože je R_c nízký, je nutné použít dva rychlostní stupně. Oba převody mezi HM a kolem budou řaditelné za klidu.

f / Určení rychlostního rozsahu I. převodového stupně

$$\text{voleno : } v_{max}^I = 13 \text{ km h}^{-1}$$

$$v_{\min}^{\text{I.}} = \frac{v_{\max}^{\text{I.}}}{R_c} = \frac{13}{14,8} = 0,88 \text{ km h}^{-1}$$

Tato minimální rychlost plně vyhovuje.

g/ Určení rychlostního rozsahu II. převodového stupně

$$\text{voleno : } v_{\max}^{\text{II.}} = 27 \text{ km h}^{-1}$$

$$v_{\min}^{\text{II.}} = \frac{v_{\max}^{\text{II.}}}{R_c} = \frac{27}{14,8} = 1,8 \text{ km h}^{-1}$$

h/ Převodové stupně.

Určení $i_k^{\text{I.}}$ při $v_{\max}^{\text{I.}}$

$$\omega_{k\max}^{\text{I.}} = \frac{v_{\max}^{\text{I.}}}{r_D} = \frac{13}{3,6 \cdot 0,337} = 10,72 \text{ s}^{-1}$$

při $v_{\max}$ bude $\varphi_1 = 1,0$ a $n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$

$$n_{2\max} = n_1 \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \cdot \frac{v_{g1}}{2 \cdot v_{g2}} = 2800 \cdot \frac{1,0}{1,0 \cdot 2} \cdot \frac{68,8}{33,3} = 2892 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega_{2\max} = 2\pi \cdot n_{2\max} = 2\pi \cdot 2892 \cdot 60^{-1} = 302,85 \text{ s}^{-1}$$

$$i_k^{\text{I.}} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{k\max}^{\text{I.}}} = \frac{302,85}{10,72} = 28,25$$

Určení $i_k^{\text{II.}}$ při $v_{\max}^{\text{II.}}$

$$\omega_{k\max}^{\text{II.}} = \frac{v_{\max}^{\text{II.}}}{r_D} = \frac{27}{3,6 \cdot 0,337} = 22,26 \text{ s}^{-1}$$

$$i_k^{\text{II.}} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{k\max}^{\text{II.}}} = \frac{302,85}{22,26} = 13,61$$

$$\eta_{\text{mech}} = 0,94$$

i/ Určení tahové charakteristiky

vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 6.

Použité vztahy : $n_m = n_1$ volená řada
 P_m z diagramu č.1
 M_m z diagramu č.1
 $M_1 = M_m - M_z$
 $P_1 = M_1 \cdot 2\pi n_1$
 β_1 volená řada

$$\varphi_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_{1\max}} \quad \beta_{1\max} = 18^\circ$$

$$p = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_1}{v_{g1} \cdot \varphi_1}$$

γ_1 z tabulky 4.

γ_2 z tabulky 4.

$$\gamma_c = \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_{\text{mech}}$$

$$n_2 = n_1 \cdot \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \cdot \frac{v_{g1}}{2 \cdot v_{g2}}$$

$$v = r_D \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{i_k}$$

$$P_k = P_1 \cdot \gamma_c$$

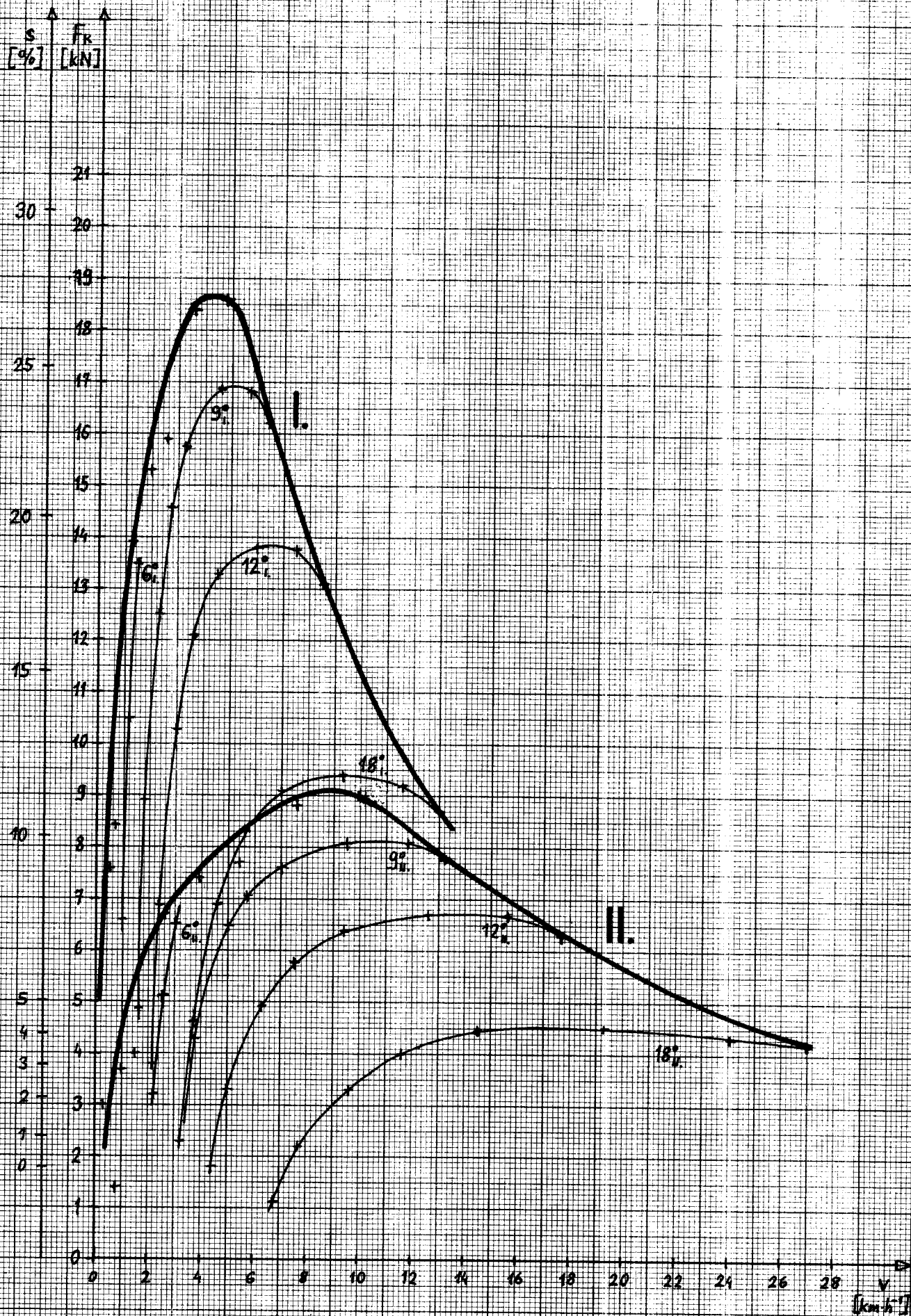
$$F_k = P_k \cdot v^{-1}$$

Hodnoty F_k a v jsou vyneseny do tahové charakteristiky-diagramu 3
 k hodnotám F_k jsou přiřazeny stoupavosti s podle tabulky 2.

Tabulka 6.

n_m [min ⁻¹]	P_m [kW]	M_m [Nm]	$v^{II.}$ [kmh ⁻¹]	F_k^I [kN]	$F_k^{II.}$ [kN]
700	5,5	75,0	0,76	3,0	1,5
			1,08	7,6	3,7
			2,16	6,6	3,2
			3,31	4,8	2,3
			4,39	3,8	1,8
			6,75	2,3	1,1
800	9,0	107,4	1,52	8,4	4,0
			2,47	10,5	5,1
			3,78	8,9	4,3
			5,01	6,9	3,3
			7,71	4,4	2,2
1000	15,0	143,2	2,80	13,9	6,7
			3,09	13,5	6,5
			4,72	12,5	6,0
			6,27	10,3	4,9
			9,64	6,9	3,3
1200	20,5	163,2	3,96	15,3	7,4
			5,67	14,6	7,1
			7,52	12,1	5,8
			11,58	8,3	4,0
1500	27,5	175,0	5,40	15,9	7,7
			7,09	15,7	7,6
			9,40	13,3	6,4
			14,47	9,1	4,4
2000	38,1	182,0	7,54	18,4	8,8
			9,45	16,9	8,1
			12,54	13,8	6,7
			19,29	9,4	4,5
2500	47,0	179,5	9,28	16,8	8,1
			11,82	16,8	8,1
			15,67	13,8	6,7
			24,11	9,2	4,3
2800	51,0	174,0	10,02	18,6	9,0
			13,23	16,2	7,8
			17,55	13,1	6,3
			27,00	8,7	4,2

Diagram 3.



5.5. Hydrodynamický měnič

/1;3;4/

5.5.1. Obecné řešení

HdM je připojen přímo k motoru : $i_0 = 1,0$; $n_m = n_1$

Vztahy použité pro výpočty :

i		převodový poměr
m		momentový poměr
m_0		násobnost
η		účinnost měniče
K		bezrozměrný moment měniče
k		konstanta měniče

Tyto hodnoty určují charakteristiku měniče.

$$M_{HdM} = \frac{K \cdot n_1^2}{k}$$

$$M_2 = M_1 \cdot m \quad . . . \text{moment na výstu-}$$

pu z HdM

$$n_2 = n_1 \cdot i \quad . . . \text{otáčky na výstu-}$$

pu z HdM

$$P_2 = M_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2$$

$$P_k = P_2 \cdot \eta_{\text{mech}} \quad \eta_{\text{mech}} = 0,94$$

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{i_k} \cdot r_D \quad r_D = 0,337 \text{ m}$$

$$F_k = \frac{P_k}{v}$$

Hodnoty M_1 a n_1 se určí grafickou metodou u návrhu č.3 z diagramu 5, u návrhu č. 4 z diagramu 8.

V těchto diagramech jsou do momentové charakteristiky motoru Avia, snižené o ztrátový moment M_z , zakresleny momenty měniče pro různé i přepočtené podle vztahu :

$$M_{HdM} = \frac{K \cdot n_1^2}{k} \quad K \text{ je závislé na } i$$

Průběh M_{HdM} je parabolický a proto jsou souřadnicové osy diagramů logaritmické.

Průsečíky charakteristik M_1 a M_{HdM} určují provozní stavy soustavy motor + měnič /moment M_1 a otáčky n_1 /.

5.5.2. Návrh č. 3

Použití měniče s nižší násobností $M 300 \cdot 2$ a dvoustupňové převodovky.

Charakteristika měniče je na diagramu 4, grafické řešení na diagramu 5.

Hodnoty vypočtené pro tahovou charakteristiku jsou uvedeny v tabulce 7.

Tahová charakteristika je na diagramu 6.

a/ Určení maximální rychlosti

Z tabulky 7 :

Maximální výkon na kolech : $P_{k \max} = 30,02 \text{ kW}$
při $n_2 = 2321 \text{ min}^{-1}$

Pro dosažení stoupavosti 3% je potřeba $F_{k \min} = 3,82 \text{ kW}$
/určeno z tabulky 2/.

Maximální dosažitelná rychlost :

$$v_{\max}^{\text{II.}} = \frac{P_{k\max}}{F_{k\min}} = \frac{30,02 \cdot 3,6}{3,82} = 28,3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\text{voleno : } v_{\max}^{\text{II.}} = 27 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

b/ Určení převodu $i_k^{\text{II.}}$:

$$\omega_{k\max}^{\text{II.}} = \frac{v_{\max}^{\text{II.}}}{r_D} = \frac{27}{3,6 \cdot 0,337} = 22,26 \text{ s}^{-1}$$

$$i_k^{\text{II.}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{\omega_{k\max}^{\text{II.}}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 2321}{60 \cdot 22,26} = 10,92$$

c/ Určení převodu i_k^I :

z tabulky 2 pro $s > 25 \%$: $F_k = 17,5 \text{ kN}$

výpočet je proveden pro $i = 0,05$; $n_2 = 71,1 \text{ min}^{-1}$

$$P_k = 2,33 \text{ kW}$$

$$v = \frac{P_k}{F_k} = \frac{2,33 \cdot 3,6}{17,5} = 0,48 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$i_k^I = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{v} \cdot r_D = \frac{2 \cdot \pi \cdot 71,1 \cdot 3,6}{60 \cdot 0,48} \cdot 0,337 = 18,82$$

d/ Tahová charakteristika

tabulka 7 vypočtené hodnoty

diagram 4 charakteristika měniče M 300.2

diagram 5 grafické řešení

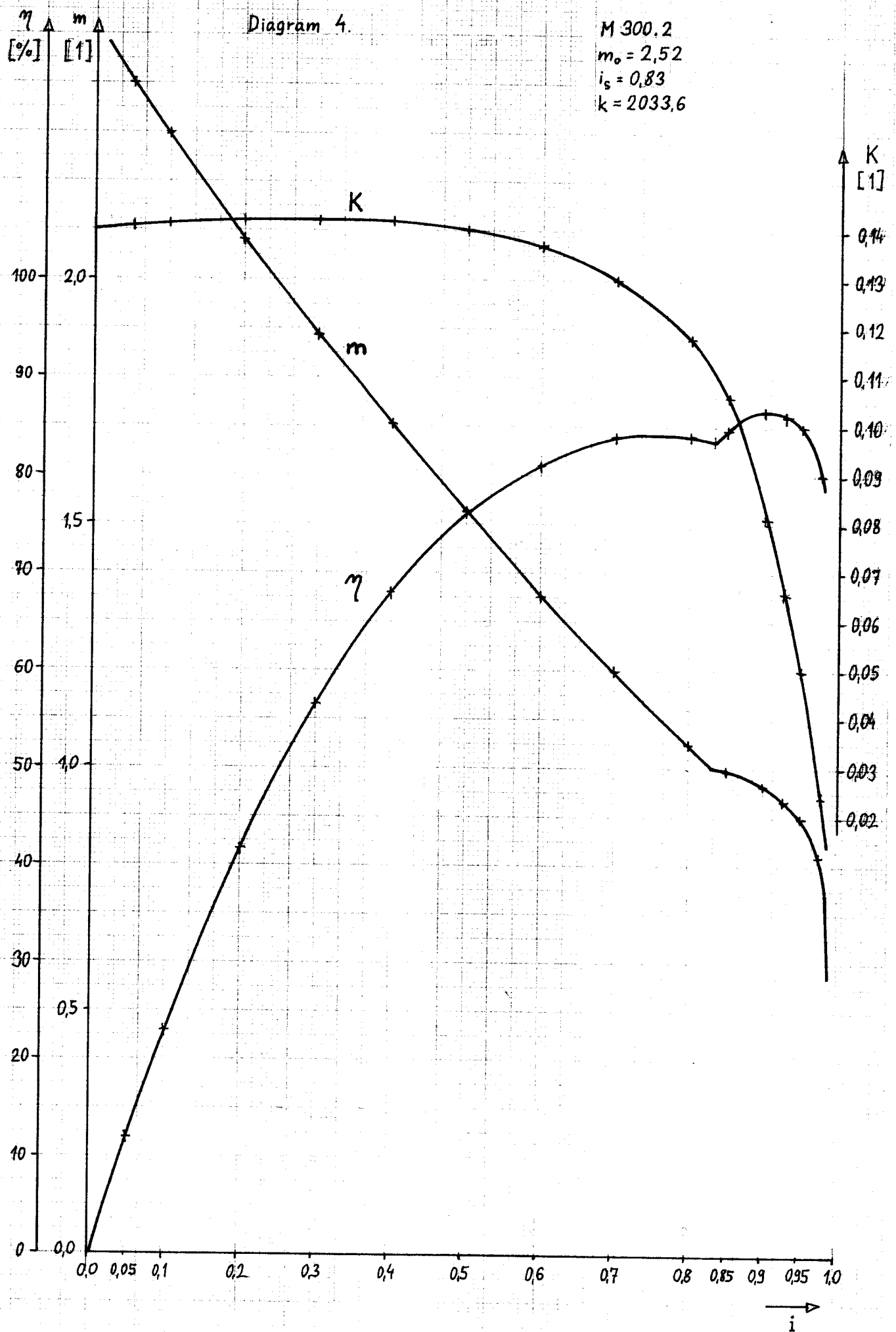
diagram 6 tahová charakteristika

i	m	η	K	M_{HdM} 1000 [Nm]	M_{HdM} 2800 [Nm]	M_1 [Nm]	n_1 [min]
[1]	[1]	[%]	[1]				
0,000	2,520	0,0	0,140	68,8	539,7	139,0	142
0,050	2,400	12,0	0,141	69,3	543,6	139,0	142
0,100	2,295	23,0	0,141	69,3	543,6	139,0	142
0,200	2,080	41,6	0,142	69,8	547,4	138,0	140
0,300	1,885	56,6	0,142	69,8	547,4	138,0	140
0,400	1,703	68,1	0,142	69,8	547,4	138,0	140
0,500	1,525	76,3	0,140	68,8	539,7	139,0	142
0,600	1,350	81,0	0,137	67,4	528,2	140,6	145
0,700	1,200	84,0	0,130	63,9	501,2	141,3	148
0,800	1,050	84,0	0,118	58,0	454,9	143,6	157
0,850	0,994	84,5	0,106	52,1	408,6	144,5	167
0,900	0,961	86,5	0,081	39,8	312,3	147,6	191
0,925	0,930	86,0	0,066	32,5	254,4	147,9	213
0,950	0,895	85,0	0,050	24,6	192,8	146,8	244
0,975	0,821	80,0	0,024	11,8	92,5	92,3	280

	M_2 [Nm]	n_2 [min ⁻¹]	P_2 [kW]	P_K [kW]	$v^I.$ [kmh ⁻¹]	$v^{II.}$ [kmh ⁻¹]	$F_k^I.$ [kN]	$F_k^{II.}$ [kN]
-1]								
2	350,3	0,0	-	-	0,0	0,0	-	-
2	333,6	71,1	2,48	2,33	0,48	0,83	17,48	10,11
2	319,0	142,2	4,75	4,47	0,96	1,65	16,76	9,75
0	287,0	284,0	8,54	8,03	1,92	3,30	15,06	8,76
0	260,0	426,0	11,60	10,90	2,88	4,96	13,62	7,91
0	235,0	568,0	13,98	13,14	3,83	6,61	12,35	7,16
2	212,0	711,0	15,78	14,83	4,80	8,27	11,12	6,46
2	189,8	871,2	17,32	16,28	5,88	10,14	9,97	5,78
9	169,6	1042,3	18,51	17,40	7,04	12,13	8,90	5,16
0	150,8	1256,0	19,83	18,64	8,48	14,61	7,91	4,59
1	143,6	1420,4	21,36	20,08	9,59	16,53	7,54	4,37
9	141,8	1727,1	25,65	24,11	11,66	20,09	7,44	4,32
8	137,6	1977,7	28,50	26,79	13,35	23,01	7,22	4,19
3	131,4	2320,9	31,94	30,02	15,67	27,00	6,89	4,00
0	73,8	2730,0	21,10	19,83	18,43	31,76	3,87	2,25

Diagram 4.

$M 300,2$
 $m_o = 2,52$
 $i_s = 0,83$
 $k = 2033,6$



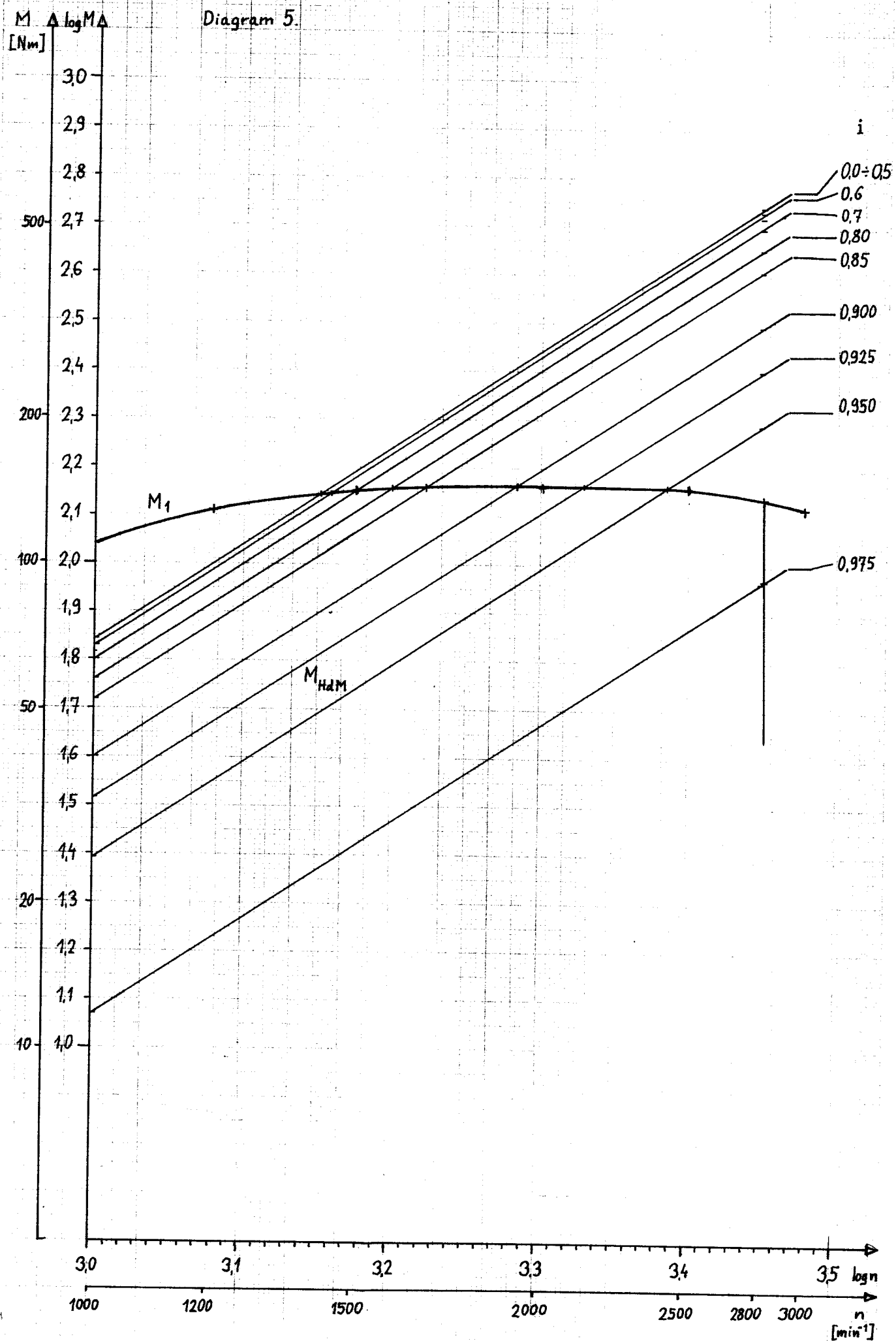
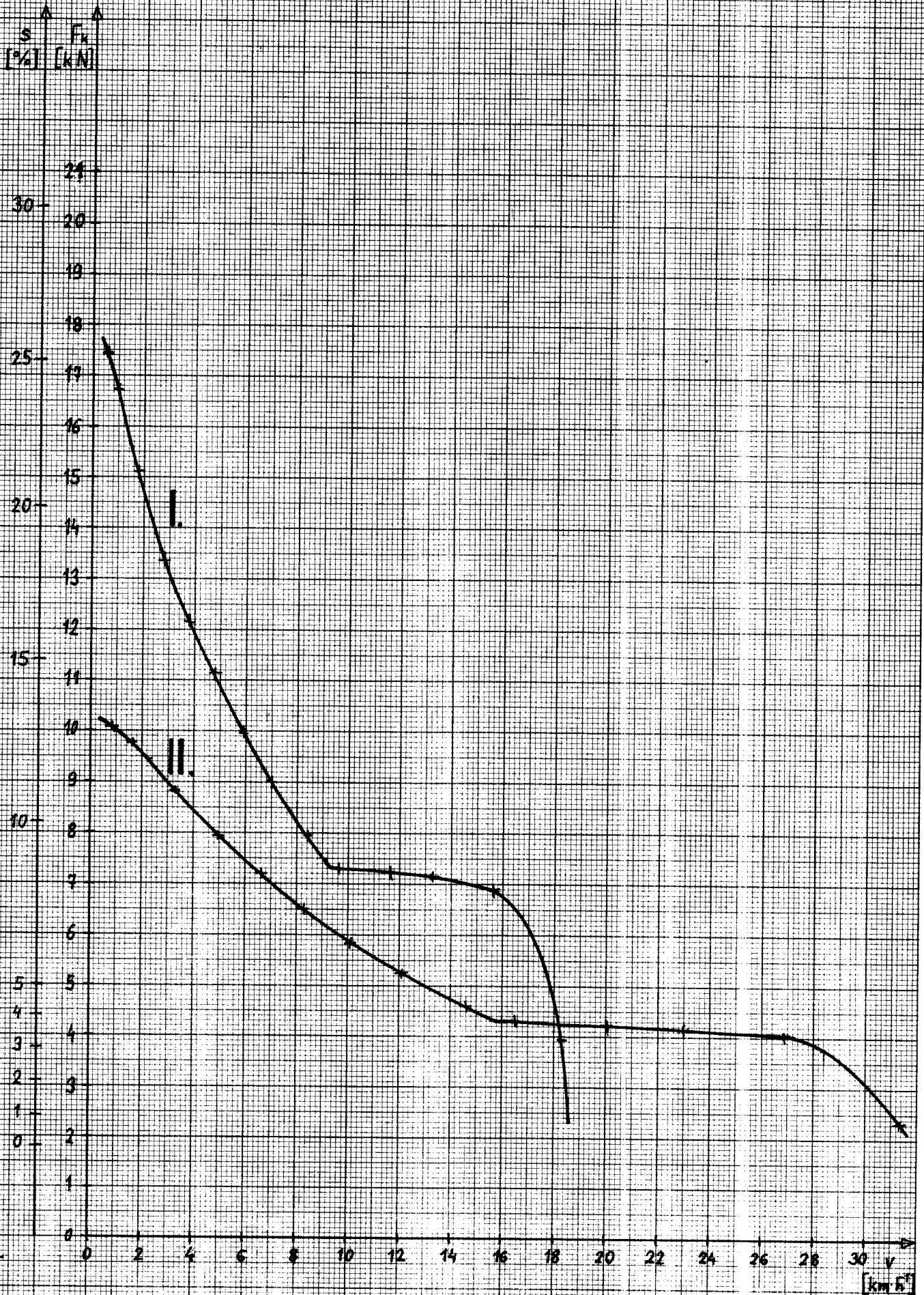


Diagram 6.



5.5.3. Návrh č. 4

Použití měniče s vyšší násobností $M 300.4$ a jednostupňové převodovky.

Charakteristika měniče je na diagramu 7.

Grafické řešení na diagramu 8.

Vypočtené hodnoty tahové charakteristiky jsou uvedeny v tab. 8.

Diagram 9 představuje tahovou charakteristiku.

a/ Určení maximální rychlosti :

Z tabulky 8 : $P_{kmax} = 27,40 \text{ kW}$ při $n_2 = 2365 \text{ min}^{-1}$

Pro $s = 3 \%$: $F_{kmin} = 3,82 \text{ kN}$ /určeno z tabulky 2/

Maximální dosažitelná rychlost :

$$v_{max} = \frac{P_{kmax}}{F_{kmin}} = \frac{27,40 \cdot 3,6}{3,82} = 25,82 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

b/ Určení převodu i_k pro zajištění maximální stoupavosti :

Z tabulky 2 pro $s > 20 \%$: $F_k = 16 \text{ kN}$

Výpočet je proveden pro $i = 0,05$

$$n_2 = 82 \text{ min}^{-1}$$

$$P_k = 3,14 \text{ kW}$$

$$v = \frac{P_k}{F_k} = \frac{3,14 \cdot 3,6}{16} = 0,71 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$i_k = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot r_D}{v} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 82 \cdot 3,6 \cdot 0,337}{60 \cdot 0,71} = 14,67$$

Tabulka 8.

i	m	η	K	M_{HdM} 1000 [Nm]	M_{HdM} 2800 [Nm]	M_1 [Nm]
[1]	[1]	[%]	[1]			
0,000	2,800	0,0	0,108	53,1	416,4	147,9
0,050	2,635	13,1	0,110	54,1	424,1	147,6
0,100	2,485	24,9	0,111	54,6	427,9	147,6
0,200	2,205	44,1	0,114	56,1	439,5	146,9
0,300	1,947	58,4	0,116	57,0	447,2	146,2
0,400	1,715	68,6	0,116	57,0	447,2	146,2
0,500	1,500	75,0	0,116	57,0	447,2	146,2
0,600	1,300	78,0	0,113	55,6	435,6	146,9
0,700	1,140	79,8	0,108	53,1	416,4	147,9
0,800	1,012	81,0	0,100	49,2	385,5	148,6
0,850	0,991	84,2	0,090	44,3	347,0	150,0
0,900	0,939	84,5	0,074	36,4	285,3	151,0
0,925	0,897	83,0	0,063	31,0	242,9	151,0
0,950	0,790	75,0	0,049	24,1	188,9	149,0
0,975	0,380	37,0	0,030	14,8	115,7	116,2

n_1 [min ⁻¹]	M_2 [Nm]	n_2 [min ⁻¹]	P_2 [kW]	P_k [kW]	v [kmh ⁻¹]	F_k [kN]
1667	414,1	0,0	-	-	0,0	-
1640	388,9	82,0	3,34	3,14	0,71	15,92
1640	366,8	164,0	6,30	5,92	1,42	15,01
1607	323,9	321,4	10,90	10,25	2,78	13,27
1585	284,7	475,5	14,18	13,33	4,12	11,65
1585	250,7	634,0	16,65	15,65	5,49	10,26
1585	219,3	792,5	18,20	17,11	6,86	8,98
1607	191,0	964,2	19,29	18,13	8,35	7,82
1667	168,6	1166,9	20,60	19,36	10,11	6,89
1738	150,4	1390,4	21,90	20,59	12,04	6,16
1841	148,7	1564,9	24,37	22,91	13,55	6,09
2042	141,8	1837,8	27,29	25,65	15,92	5,80
2213	135,5	2047,0	29,05	27,31	17,73	5,55
2489	117,7	2364,6	29,15	27,40	20,48	4,82
2800	44,2	2730	12,64	11,88	23,64	1,81

η Δ m Δ
[%] [1]

Diagram 7

$M 300.4$

$m_o = 2.80$

$i_s = 0.79$

$k = 2033.6$

100 2.0

90

80

70

60

50

40

30

20

10

0

1.5

0.5

0.0

0.0

0.1

0.2

0.3

0.4

0.5

0.6

0.7

0.8

0.85

0.9

0.95

1.0

m

K

η

Δ K Δ
[1]

0.16

0.15

0.14

0.13

0.12

0.11

0.10

0.09

0.08

0.07

0.06

0.05

0.04

0.03

i

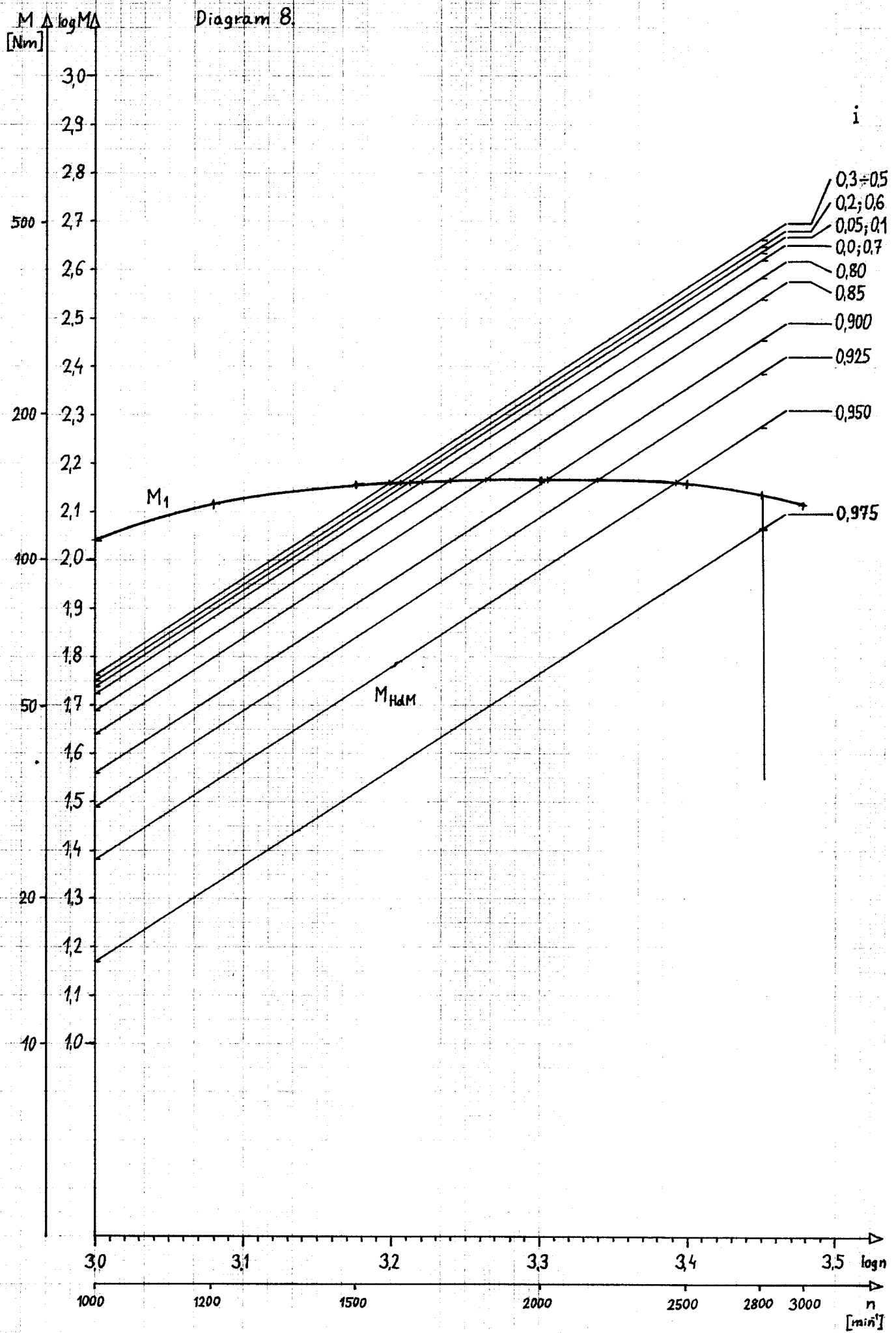
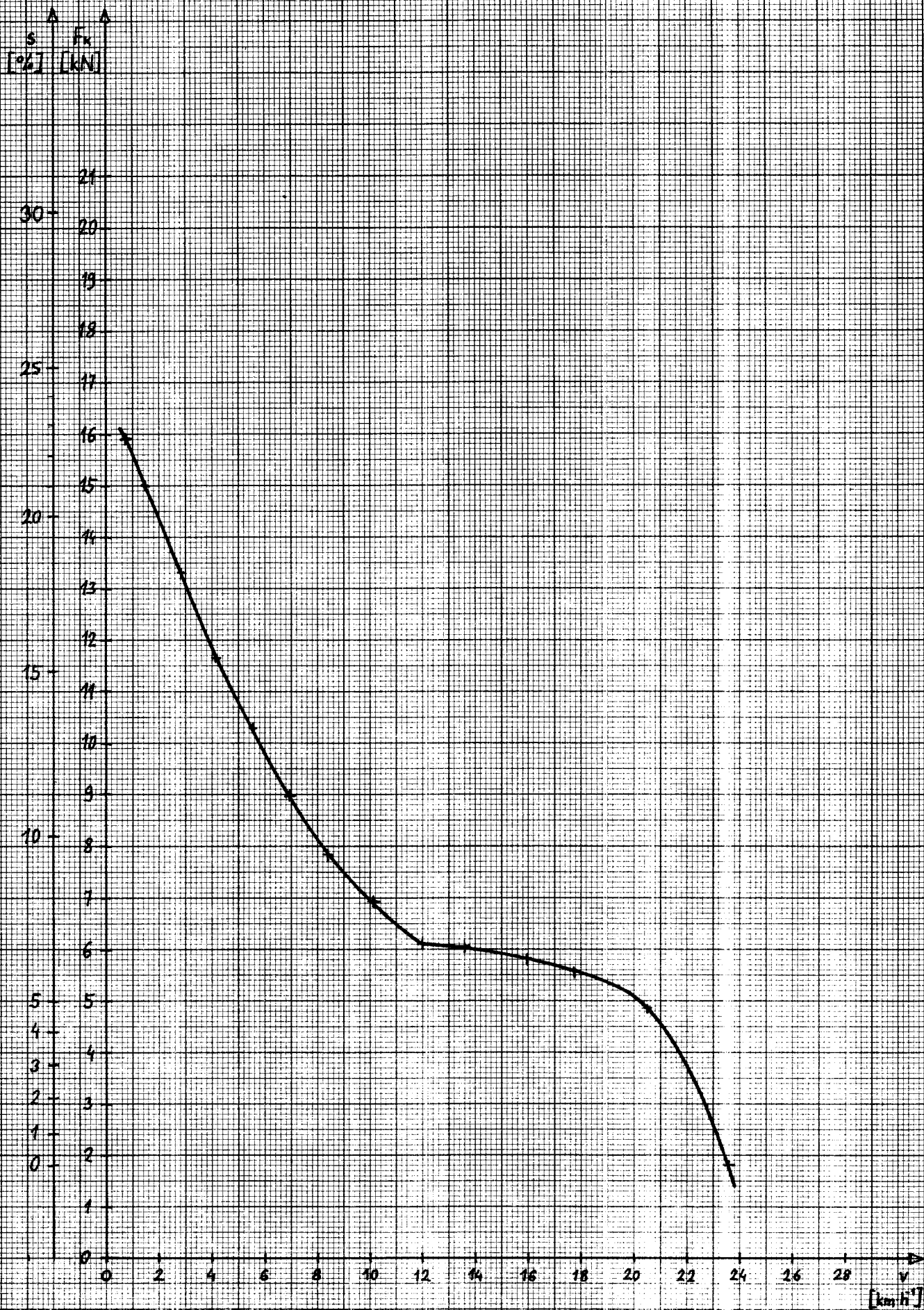


Diagram 9.



6. Srovnání jednotlivých variant.

/4/

6.1. Maximální stoupavost v závislosti na hmotnosti břemene.

a/ Určení teoretické $s_{\max}$:

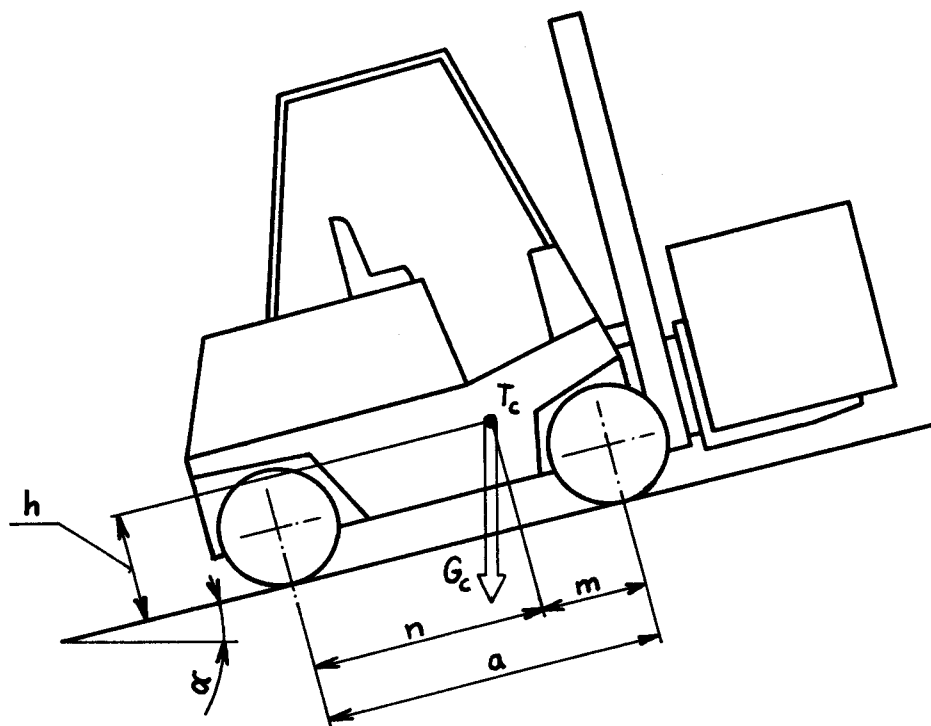
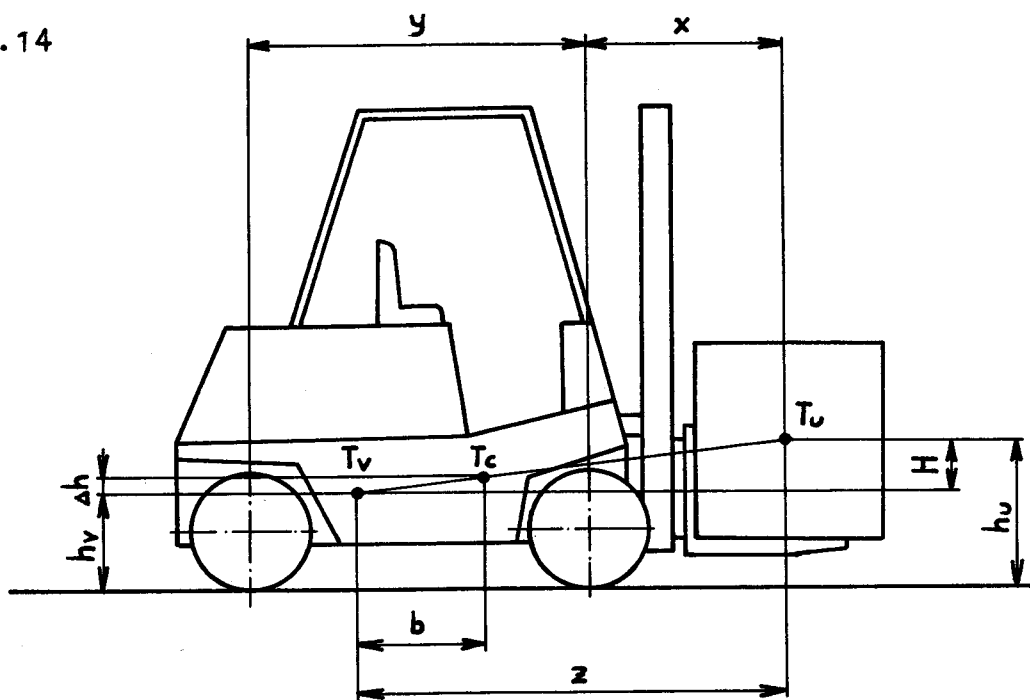
$$F_k = G_c \cdot \sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \quad , \quad F_k = F_{k\max} \quad , \quad X = \frac{F_k}{G_c}$$

Tabulka 9.

Řešení č.	F_k [kN]	v [kmh ⁻¹]	m_u [kg]	0	500	1000	1500	2000	2500
			m_c [kg]	4000	4500	5000	5500	6000	6500
			G_c [N]	39240	44145	49050	53955	58860	63765
1	16,00	5,5	X [1]	0,408	0,362	0,326	0,297	0,272	0,251
			α [°]	22,4	19,5	17,3	15,5	14,0	12,8
			s [%]	41,2	35,4	31,2	27,7	24,9	22,7
2	18,80	4,5	X [1]	0,479	0,426	0,383	0,348	0,319	0,295
			α [°]	26,9	23,5	20,8	18,6	16,9	15,4
			s [%]	50,7	43,5	38,0	33,7	30,4	27,5
	9,00	10,0	X [1]	0,229	0,204	0,184	0,167	0,153	0,141
			α [°]	11,5	10,0	8,9	7,9	7,1	6,4
			s [%]	20,3	17,6	15,7	13,9	12,5	11,2
3	16,75	1,0	X [1]	0,427	0,379	0,342	0,310	0,285	0,263
			α [°]	23,6	20,6	18,3	16,3	14,9	13,5
			s [%]	43,7	37,6	33,1	29,2	26,6	24,0
	10,04	1,0	X [1]	0,256	0,227	0,205	0,186	0,171	0,157
			α [°]	13,1	11,4	10,1	9,0	8,1	7,2
			s [%]	23,2	20,2	17,8	15,8	14,2	12,6
4	15,60	1,0	X [1]	0,398	0,353	0,318	0,289	0,265	0,245
			α [°]	21,7	18,9	16,8	15,1	13,7	12,4
			s [%]	39,8	34,2	30,2	26,9	24,4	22,0

b/ Omezení stoupavosti prokluzem hnacích kol .

obr.14



Pro vozík s přední hnací nápravou :

$$s = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi \cdot n - f \cdot a}{\varphi \cdot h + a}$$

$f = 0,03$; $\varphi = 0,55$
/platí pro asfalt a beton/

$h_v = 643 \text{ mm}$ výška těžiště samotného vozíku
 $h_u = 800 \text{ mm}$ výška těžiště jmenovitého břemene
 $a = 1640 \text{ mm}$ rozvor
 $y = 905 \text{ mm}$ vodorovná vzdálenost těžiště vozíku
 od přední osy
 $x = 980 \text{ mm}$ vodorovná vzdálenost těžiště jmenovitého
 břemene od přední osy

$$G_c = g \cdot m_u + G_v$$

$$G_v = 39240 \text{ N}$$

$$g \cdot m_u = G_u$$

$$b = G_u \cdot z \cdot G_c^{-1}$$

$$z = x + y = 980 + 905 = 1885 \text{ mm}$$

$$m = y - b$$

$$n = a - m$$

$$\Delta h = -\frac{H}{z} \cdot b$$

$$H = h_u - h_v = 800 - 643 = 157 \text{ mm}$$

$$h = h_v + \Delta h$$

Hodnoty vypočtené podle těchto vztahů jsou uvedeny v tabulce 10.
Tabulka 10

$m_u [\text{kg}]$	0	500	1000	1500	2000	2500
$G_c [\text{N}]$	39240	44145	49050	53955	58860	63765
$b [\text{mm}]$	0	209	337	514	628	725
$m [\text{mm}]$	905	696	568	391	277	180
$n [\text{mm}]$	735	944	1072	1249	1363	1460
$\Delta h [\text{mm}]$	0	17	28	43	52	60
$h [\text{mm}]$	643	660	671	686	695	703
$\text{tg} \alpha [1]$	0,178	0,235	0,269	0,316	0,346	0,372
$\alpha [^\circ]$	10,10	13,21	15,06	17,54	19,11	20,40
$s [\%]$	17,8	23,5	26,9	31,6	34,6	37,2

c/ Grafické porovnání jednotlivých variant :

Diagram 10 . . . maximální využitelná stoupavost v závislosti na hmotnosti břemene.

Diagram 11 . . . porovnání jednotlivých tahových charakteristik.

$s[\%]A$

Diagram 10.

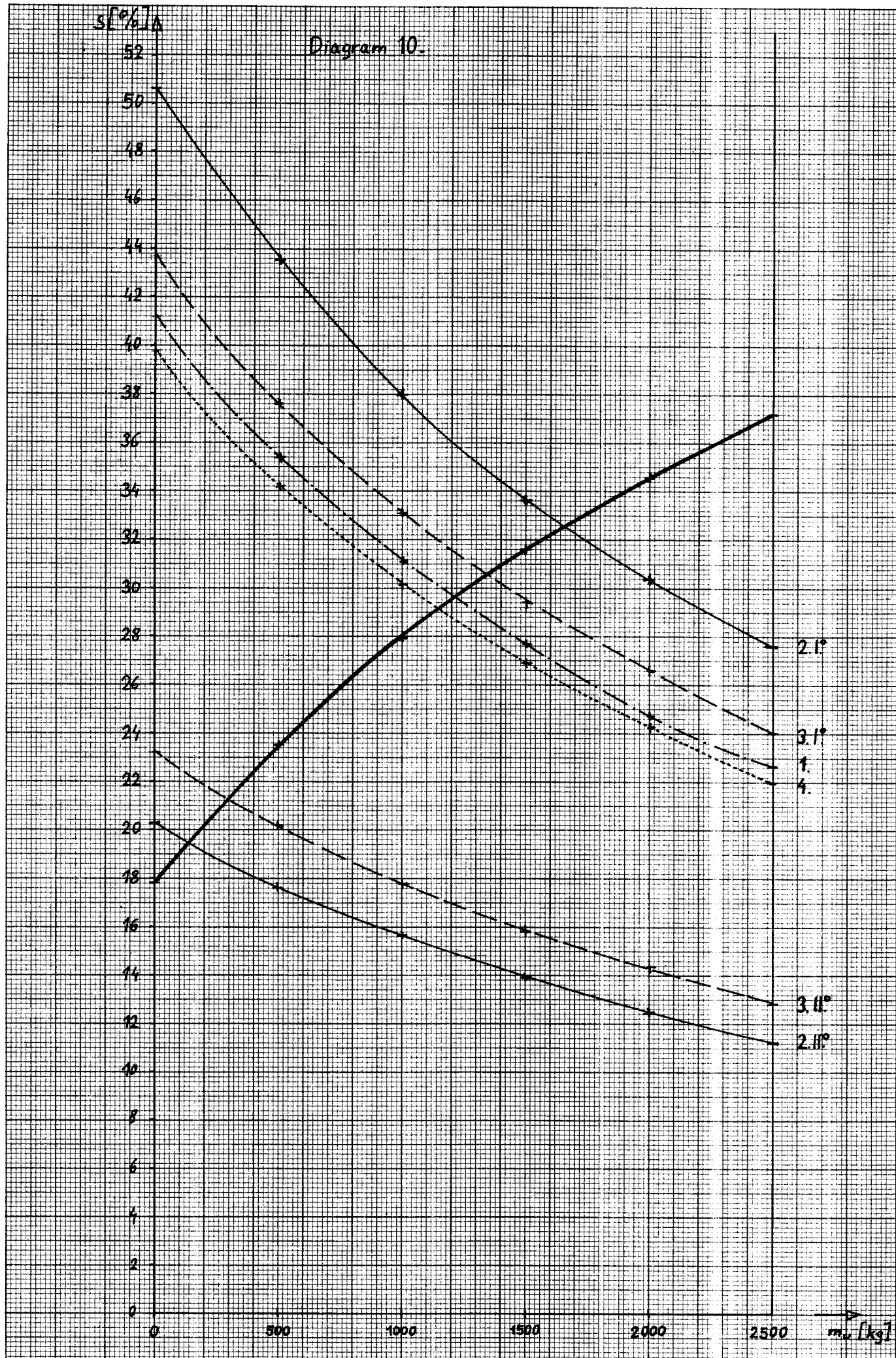
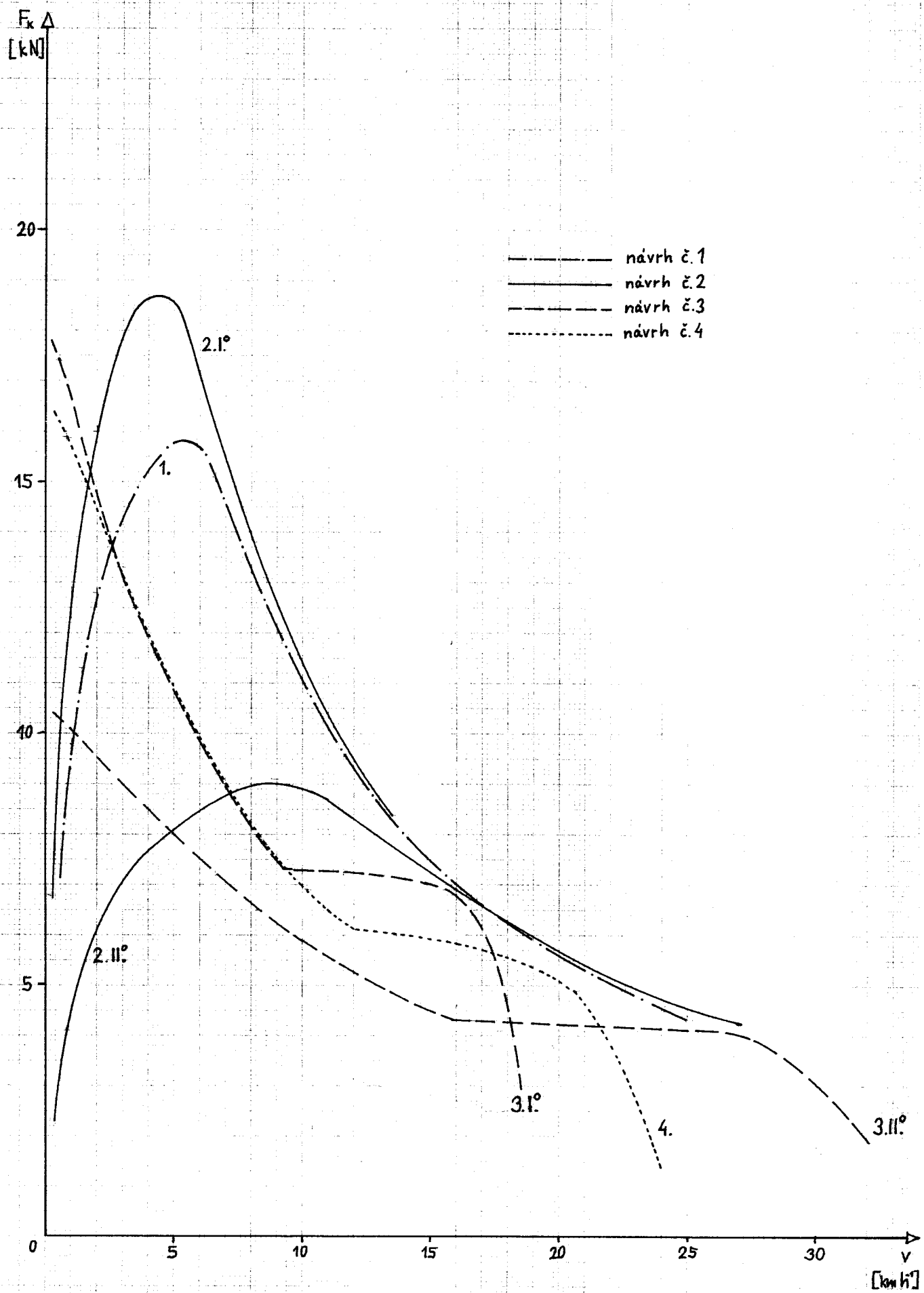


Diagram 11.



6.2. Zhodnocení

Všechna navrhovaná řešení jsou použitelná, jsou vybrána z většího množství variant, z nichž se některé během řešení ukázaly jako nevhodné.

Oba základní systémy - hydrostatický a hydrodynamický, mají své výhody a nevýhody, bylo by však dobré vyrábět vysoko-zdvíhací vozíky v obou provedeních, protože zvláště zahraniční zákazníci požadují jak hydrostatický tak hydrodynamický pohon, tak jak jsou na některý z nich zvyklí, nebo podle toho, který se jim jeví výhodnější. Výrobou obou provedení vozíků by se zvýšila jejich konkurenceschopnost a prodejnost ve světě.

Z tahových charakteristik je zřejmé, že po dosažení rychlosti asi 2 kmh^{-1} je výhodnější hydrostatický přenos. Ten je ovšem značně dražší a náročnější na údržbu, ale naopak jednodušší pro obsluhu /rychlost i smysl pohybu se řídí jedinou pákou, udržuje nastavenou rychlost, nedá se přetížit/. Hydrostatický přenos se také zdá být perspektivnější, zvláště v provedení "hydrokolo", ale vzhledem k nejčastějšímu pracovnímu režimu vozíků velmi dobře vyhovuje i hydrodynamický přenos.

U hydrodynamického přenosu se využívá jen část otáčkového rozsahu spalovacího motoru a je možné tento rozsah vhodnou volbou měniče ovlivnit. Naopak u hydrostatického přenosu se využívá celý rozsah a téměř maximální tahové síly se dosahuje už při nízkých otáčkách motoru.

Rozdíl mezi návrhy č. 1 a 2 je podle tahové charakteristiky celkem malý. Hmotnostní rozdíl se nedá přesně určit, ale také nebude velký. V případě použití "hydrokola" sice odpadá diferenciál, ale zůstávají kolové redukce a navíc jsou zde dva hydromotory, objemově poloviční, ovšem každý má hmotnost asi tři čtvrtiny hmotnosti hydromotoru s dvojnásobným objemem. Menší hydromotory v "hydrokole" mají výhodu větších maximálních otáček.

Rozdíl mezi návrhy č. 3 a 4 je již větší, ale varianta 4 i přes nižší hodnoty je výhodná zvláště svojí jednoduchostí.

Při konstrukci tahových charakteristik je počítáno se 100% zatížením, provozní oblast je tedy pod těmito křivkami. Hodnoty stoupavostí a sil na kolech v tahových charakteristikách představují také dynamické vlastnosti vozíku a udávají i tahovou sílu.

Pokud jde o splnění původně stanovených požadavků, všechny návrhy vyhovují minimální stoupavostí při maximální rychlosti, minimální provozní rychlostí i maximální stoupavostí, překračující 20%. Maximální požadovanou rychlost 25 kmh^{-1} nesplňuje jen návrh č. 4 s hodnotou 22 kmh^{-1} , ovšem i tato rychlost je vyšší než u vysokozdvížných vozíků vyráběných v současné době u nás. Také ostatní parametry navrhovaných řešení jsou vyšší nebo alespoň srovnatelné s parametry vysokozdvížných vozíků zahraničních výrobců. Velmi výhodná je především nízká minimální provozní rychlost, která může značně zpřesnit a zkvalitnit manipulační operace.

Použitá literatura :

- I. Semetko J.: Traktory a automobily, Praha, 1978.
2. Ludačka J. a kolektiv : Motorové dopravní vozíky, NADAS Praha, 1969.
3. Paldus J. : Trakční charakteristiky DV 320 s jednostupňovou převodovkou a DV 32I ,/ vývojová zpráva /, Desta n.p. Děčín, 1975.
4. Přednášky SPD, VŠST Liberec, 1985/1986.
5. Firemní literatura ZTS Dubnica n. Váhom.
6. Firemní literatura Desta n.p. Děčín.
7. Firemní literatura firem : Climax, Linde, Clark, Balcancar, Hyster, Lansing, Lancer Boss.
8. Koudelka V. : Použití hydraulického a elektrického přenosu energie u vysokozdvížných vozíků.
/Diplomová práce/ VŠST Liberec.