

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra KSD

Školní rok: 1992/1993

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **T I C H Ý M i l o š**

obor **Konstrukce strojů a zařízení**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Hnací ústrojí vozíku**

Zásady pro vypracování:

Pro čelní vysokozdvizný vozík s elektrickým pohonem o jmenovité nosnosti 1 600 kg navrhnete vhodné uspořádání hnacího ústrojí. Při řešení se zaměřte zejména na:

1. Rozbor možných variant řešení a posouzení jejich předností na základě studia odborné literatury, údajů výrobců těchto vozíků a výpočtu jízdních vlastností.
2. Konstrukční zpracování zvolené alternativy.
3. Pevnostní kontrolu exponovaných dílů hnacího ústrojí.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ

Ústřední knihovna

LIBEREC I. STUDENTSKÁ 5

PSC 461 17

1 460 1 5

Rozsah grafických prací: **výkresy potřebných sestav a vybraných detailů**

Rozsah průvodní zprávy: **40-45 stran**

Seznam odborné literatury:

Mačulskij, I. I. a j.: Elektropogruzčiki. Transport. Moskva 1987

Šalamoun, Č.: Atlas převodových ústrojí. ČVUT, Praha 1972

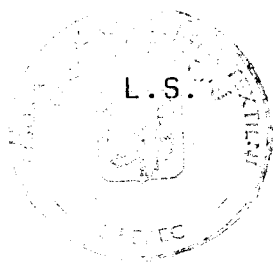
Firmní literatura výrobců akumulátorových vozíků.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Ladislav Bartoniček, CSc.**

Konzultant: **Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.**

Zadání diplomové práce: **30. 10. 1992**

Termín odevzdání diplomové práce: **28. 05. 1993**




Vedoucí katedry


Děkan

Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc. Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.

V Liberci

dne **30. 10. 1992**

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
fakulta strojní

Miloš Tichý

**Hnací ústrojí vysoko zdvižného
vozíku nosnosti 1600 kg**

Diplomová práce

1993

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA STROJŮ PRŮMYSLové DOPRAVY

obor 23 - 20 - 8
KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

zaměření
KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

Hnací náprava
čelního vysokozdvížného vozíku nosnosti 1600 kg

K S D - 2 6 9

Miloš T i c h ý

Počet stran : 67
Počet příloh : 25
Počet výkresů : 2
MDT : 621.431

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



květen 1993

PROHLÁŠENÍ

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

V LIBERCI 26. května 1993

Miloš Tichý
Miloš Tichý

OBSAH

1	Úvod	1
2	Studie vyráběných čelních vysoko zdvižných vozíků ..	2
3	Určení parametrů čelního vysoko zdvižného vozíku ...	6
3.1	Výpočet rozměrových údajů	6
3.2	Závislosti vstupních údajů	7
3.3	Stanovení potřebného výkonu	15
3.4	Výkonové závislosti	15
3.5	Vlastní návrh čelního vysoko zdvižného vozíku	20
3.6	Volba typu elektromotoru	21
4	Přehled konstrukčních variant	26
4.1	Možnosti uspořádání hnacího ústrojí čelního vysoko zdvižného vozíku s elektromotorem	26
4.2	Řešení stálého převodu	30
4.3	Řešení rozvodovky	30
4.4	Varianty celkové koncepce hnacího ústrojí	31
4.5	Zhodnocení variant hnacího ústrojí	31
5	Výpočet zvolené alternativy	35
5.1	Popis konstrukčního zpracování	35
5.2	Předpoklady výpočtu	35
5.3	Geometrie jednotlivých ozubených kol	36
5.4	Pevnostní kontrola ozubených kol	37
5.5	Silové poměry ozubení	38
5.6	Výpočet reakcí a uložení hřídelů	39
5.7	Pevnostní kontrola hřídelů	52
5.8	Pevnostní kontrola poloos	59
5.9	Kontrola drážkových spojů na otláčení	60
5.10	Kontrola šroubových spojů na smyk	61
5.11	Návrhový výpočet uložení kol hnací nápravy	62
5.12	Celková účinnost převodového ústrojí	66
6	Závěr	67

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

ab	brzdné zpomalení	[m.s ⁻²]
a ₁ ; 2; 3; 4	vzdálenost ozub. kola od ložiska A	[mm]
b	vzdálenost těžiště vozíku od osy přední nápravy	[mm]
b ₁ ; 4	vzdálenost ozub. kola od ložiska B	[mm]
b ₂ ; 3	vzdálenost mezi ozubenými koly	[mm]
c	vzdálenost těžiště břemene od osy přední nápravy	[mm]
c ₂ ; 3	vzdálenost ozub. kola od ložiska B	[mm]
d	vzdálenost těžiště vozíku od osy zadní nápravy	[mm]
dv	vnitřní průměr drážkování	[mm]
f	součinitel odporu valení	
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška těžiště vozíku	[mm]
h ₀	výška těžiště břemene	[mm]
i	počet šroubů	
i _c	celkový převodový poměr	
j	vzdálenost kritického průřezu hřídele	[mm]
k	výsledný součinitel bezpečnosti	
k _d	dynamická bezpečnost vozíku	
k _k	součinitel bezpečnosti v míjivém krutu	
k _σ	součinitel bezpečnosti v střídavém ohybu	
k _τ	součinitel bezpečnosti v statickém krutu	
l	délka drážkování	[mm]
l ₁	vzdálenost ložiska A od středu kola	[mm]
l ₂	vzdálenost ložiska B od středu kola	[mm]
m _p	pohotovostní hmotnost vozíku	[kg]
m _{pn}	zatížení přední nápravy s břemenem	[kg]

m_{pn1}	zatížení přední nápravy bez břemene	[kg]
m_Q	měrná užitkovost	
m_{zn}	zatížení zadní nápravy s břemenem	[kg]
n_e	ekvivalentní otáčky	$[\text{min}^{-1}]$
n_m	maximální otáčky elektromotoru	$[\text{min}^{-1}]$
$n_{1; 2; 3}$	otáčky ze souboru	$[\text{min}^{-1}]$
o	měrný odpor vozovky	
o_a	měrný odpor stoupání	
o_f	měrný odpor valení	
p	exponent	
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_h	měrná hnací síla	
p_m	měrný hmotnostní výkon	[W/kg]
p_t	otlačení	[MPa]
$q_{1; 2; 3}$	procentuální vyjádření části doby provozu vozíku v souboru	[%]
r	statický poloměr předního kola	[m], [mm]
st_1	stoupavost vozíku s břemenem	[%]
st_2	stoupavost vozíku bez břemene	[%]
t_0	jmenovité vyložení těžiště břemene	[mm]
vo	součinitel velikosti součásti	
v_{p1}	pojezdová rychlost s břemenem	[km/h]
v_{p2}	pojezdová rychlost bez břemene	[km/h]
z_b	měrné brzdné zpomalení	[%]
B	rozchod předních kol hnací nápravy	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
D	vnější průměr drážkování	[mm]
F_a	axiální síla	[N]
$F_{eA; B}$	ekvivalentní zatížení ložisek	[N]
F_{ey}	ekvivalentní boční síla	[N]
F_{ez}	ekvivalentní radiální síla	[N]
F_k	hnací síla na kole	[N]
F_r	radiální síla ozubeného kola	[N]
F_{sA}	střední radiální zatížení ložiska A	[N]
F_{sB}	střední radiální zatížení ložiska B	[N]

F_{sx}	střední axiální zatížení ložisek	[N]
F_t	obvodová síla	[N]
F_{yi}	boční síla vnitřního kola	[N]
F_{yv}	boční síla vnějšího kola	[N]
F_{zi}	radiální síla vnitřního kola	[N]
F_{zv}	radiální síla vnějšího kola	[N]
$F_{z1; 2}$	radiální zatížení na jednom kole při přímé jízdě	[N]
H	celková výška zdvihu	[mm]
L	rozvor náprav	[mm]
L_h	doba provozu	[h]
M_{ekv}	ekvivalentní krouticí moment na elektromotoru	[N.m]
M_J	celkový ohybový moment v kritickém průřezu	[N.m]
M_{Jy}	ohybový moment v kritickém průřezu v rovině xy	[N.m]
M_{Jz}	ohybový moment v kritickém průřezu v rovině xz	[N.m]
M_{ke}	ekvivalentní krouticí moment na kole	[N.m]
M_{k1}	krouticí moment přenášený poloosou	[N.m]
M_m	krouticí moment elektromotoru	[N.m]
O_v	odpor vzduchu	[N]
P_e	jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
P_k	výkon na kolech	[kW]
Q	jmenovitá nosnost	[kg]
R_{Ay}	reakce uložení A v rovině xy	[N]
R_{Az}	reakce uložení A v rovině xz	[N]
$R_{AI; II; III}$	výsledná reakce v uložení A	[N]
R_{By}	reakce uložení B v rovině xy	[N]
R_{Bz}	reakce uložení B v rovině xz	[N]
$R_{BI; II; III}$	výsledná reakce v uložení B	[N]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_x	reakce zachycující axiální síly	[N]
S_1	skutečná činná plocha drážek	[mm ²]
$T(x)$	posouvající síla	[N]
X	součinitel	

Y	součinitel	
α	úhel stoupání	[°]
α_t	valivý úhel záběru	[°]
α_v	normálový úhel záběru	[°]
β	úhel sklonu zubu	[°]
β_o	vrubový součinitel v ohybu	
η	součinitel jakosti povrchu v ohybu	
η_c	celková účinnost převodů	
μ_d	součinitel soudržnosti	
σ_c	teoretická mez únavy	[MPa]
σ_{co}	skutečná mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_J	ohybové napětí kritického průřezu	[MPa]
τ_a	amplituda napětí v krutu	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
τ_h	horní napětí v krutu	[MPa]
τ_{Hc}	teoretická mez únavy míjivého krytu	[MPa]
τ_J	napětí v krutu kritického průřezu	[MPa]
τ_k	mez kluzu v krutu	[MPa]
τ_m	střední napětí v krutu	[MPa]
τ_n	dolní napětí v krutu	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]

1 ÚVOD

Motorové vozíky používané téměř ve všech oblastech hospodářství slouží k efektivní manipulaci s materiálem především na kratší vzdálenosti. Z motorových vozíků se nejvíce uplatňují čelní vysokozdvížné vozíky pro svůj široký rozsah použití v nejrůznějších provozních podmínkách, a to díky stále se rozšiřujícímu sortimentu přídatných zařízení a pracovních doplňků.

Čelní vysokozdvížné vozíky jsou vyráběny se spalovacími a elektrickými motory. Vzájemný poměr objemu výroby vozíků se spalovacími a elektrickými motory se v 70. a 80. letech pohyboval okolo 1,8 ve prospěch čelních vysokozdvížných vozíků se spalovacími motory. Současné požadavky na čelní vysokozdvížné vozíky kladou důraz na zvýšení bezpečnosti jejich provozu, zlepšení jízdních vlastností a provozních parametrů, snadnější obsluhu a údržbu. Prvotním trendem nyní jsou vozíky nezatěžující prostředí svými splodinami, hlukem, vibracemi.

Tyto ekologické požadavky splňuje čelní vysokozdvížný vozík s elektromotorem. Lze konstatovat, že se zaváděním moderních elektronických a řídicích systémů a moderních zdrojů elektrické energie, které zvýší provozní dobu vozíku na jedno nabití, je čelní vysokozdvížný vozík s elektromotorem schopen otočit nepříznivý poměr objemu výroby čelních vysokozdvížných vozíků se spalovacími a elektrickými motory ve svůj prospěch, respektive ve prospěch životního prostředí v nejbližších letech.

2 STUDIE VYRÁBĚNÝCH ČELNÍCH VYSOKOZDVIŽNÝCH VOZÍKŮ

Úkolem této práce je navrhnout hnací ústrojí pro blíže nedefinovaný čelní vysokozdvížný vozík. Jediným omezením je nosnost vozíku 1600 kg a pohonnou jednotkou musí být elektromotor.

K tomu účelu jsem provedl studii obdobných vozíků poháněných jak spalovacím motorem tak elektromotorem, abych zjistil nejdůležitější parametry čelního vysokozdvížného vozíku a ty mi byly pak dále vodítkem pro vstupní údaje mnou navrhovaného hnacího ústrojí čelního vysokozdvížného vozíku.

Sledované parametry vozíku:

Q [kg]	jmenovitá nosnost
t ₀ [mm]	jmenovité vyložení těžiště břemene
H [mm]	celková výška zdvihu
h [mm]	volná výška zdvihu
m _p [kg]	pohotovostní hmotnost vozíku
m _c [kg]	celková hmotnost vozíku
m _{pn} [kg] s Q	zatížení přední nápravy s břemenem
m _{zn} [kg] s Q	zatížení zadní nápravy s břemenem
L [mm]	rozvor náprav
B [mm]	rozchod předních kol hnací nápravy
st ₁ [%] s Q	stoupavost vozíku s břemenem
st ₂ [%] bez Q	stoupavost vozíku bez břemene
v _{p1} [km/h] s Q	pojezdová rychlost s břemenem
v _{p2} [km/h] bez Q	pojezdová rychlost bez břemene
P _e [kW]	jmenovitý výkon elektromotoru
m ₀ [kg/kg]	měrná užitečnost
p _m [W/kg]	měrný hmotnostní výkon

V tabulce 1 jsou uvedeny parametry pro čelní vysokozdvížný vozík nosnosti 1600 kg poháněný elektromotorem od různých výrobců. V příloze 1 až 12 jsou uvedeny grafy vybraných parametrů v závislosti na nosnosti podle určitého výrobce vozíků

Výrobce Typ	STILL EFG1, 6	TCR EV662	B&M EFG16X	CLARK EC500	BALCANCAR EV717	DESTA AV16A
mp [kg]	2880	2800	3270	3485	3900	3200
mc [kg]	4480	4400	4870	5085	5500	4800
mpn[kg]	4300	4050	4290	4260	5000	3430
mzn[kg]	180	350	580	825	500	1370
Pe [kW]	9, 4	5, 0	8, 0	7, 75	6, 3	8, 8
mo [-]	1, 8	1, 75	2, 04	2, 18	2, 44	2, 0
pm [W/kg]	2, 10	1, 14	1, 64	1, 52	1, 15	1, 83
L [mm]	1330	1305	1390	1194	1365	1400
B [mm]	960	827	900	851	955	1000
H [mm]	3300	3300	3000	3300	4500	2700
to [mm]	500	500	500	500	600	500
vp1[km/h]	14, 9	11, 0	14, 0	13, 4	14, 0	15, 0
vp2[km/h]	17, 0	12, 5	14, 0	14, 0	16, 0	19, 0
st1[%]	16	14	11	10	8	15
st2[%]	20	20	13	10	12	21

tab. 1. parametry vozíků s elektromotorem

V tab. 2 jsou uvedeny parametry vozíků nosnosti 1600 kg se spalovacími motory. Závislosti parametrů jsou uvedeny v příloze 13 až 21.

Výrobce Typ	STILL DFG1602	TCR GO4	CLARK DPM16B	DESTA DV16A
mp [kg]	3040	3100	3090	3200
mpn[kg]	4020	4300	4250	4350
mzn[kg]	520	400	440	450
mo [-]	2, 03	1, 94	1, 93	2, 0
L [mm]	1475	1600	1620	1445
B [mm]	946	945	995	900
H [mm]	3400	3300	3450	3300
to [mm]	500	500	500	500
vp1[km/h]	15, 0	21, 0	16, 8	18, 0
vp2[km/h]	15, 0	23, 0	18, 4	19, 0
st1[%]	15	24	25	22
st2[%]	15	30	30	25

tab. 2. parametry ČVV se spalovacím motorem

V tabulce 2 není uveden parametr jmenovitý výkon motoru, neboť u vozíků se spalovacím motorem pohání spalovací motor kromě pojezdu i zdvih a další servomotory. Tak nelze srovnávat měrný hmotnostní výkon mezi vozíky se spalovacími a elektrickými motory.

Tímto srovnávacím ukazatelem je měrná užitečnost čelního vysokozdvížného vozíku. Měrná užitečnost jako podíl pohotovostní hmotnosti a nosnosti vysokozdvížného vozíku dobře zhodnocuje požadavek maximálního přepravního výkonu při nejmenší dosažitelné hmotnosti vlastního vozíku. Jeho velikost vyjadřuje míru využití materiálu, technické zpracovanosti konstrukce a namáhání jednotlivých dílů vysokozdvížného vozíku.

U vozíků s elektromotorem a se spalovacím motorem nosnosti 1600 kg se měrná užitečnost pohybuje kolem 2.

Jak ale vyplývá ze vztahu pro pohotovostní hmotnost

$$m_p = 1,8 \cdot Q^{0,8} + 0,1 \quad (1)$$

pro akumulátorový vozík uvedeného v literatuře [1], vychází měrná užitečnost rovna 1,7. Tato hodnota je však spodní hranicí, protože vozík s měrnou užitečností 1,7 by byl sice lehký, ale v ostatních parametrech, jako je bezpečnost, stabilita, spolehlivost, životnost, by zaostával za konkurencí a tím by vozík byl neprodejný.

Pro pohyblivost, zejména pro akceleraci a rychlost pojezdu po rovině a ve stoupání plně naloženého vozíku je rozhodující poměr výkonu motoru a jeho celkové hmotnosti, tj.

$$p_m = \frac{P_e}{(m_p + Q)} \quad (2).$$

U vozíků s elektromotorem, které nedosahují rychlosti 40 km/h se příliš neuplatňuje odpor vzduchu, jsou pro potřebný výkon pohonné jednotky rozhodující pojezdová rychlost, velikost valivých odporů a stoupavost.

Pro čelní vysokozdvížný vozík s elektromotorem uvádí literatura [1] měrný hmotnostní výkon rovný 4,5 W/kg. Z řadě v tabulce 1 vidíme, že tento ukazatel zpravidla nepře-

sahuje hodnotu 2 W/kg. Z toho lze usoudit, že vozíky s nízkým měrným hmotnostním výkonem mají nízkou akceleraci a nejsou určeny pro manipulaci s materiálem v terénu, neboť nemají potřebnou výkonovou rezervu.

Průměrné parametry čelního vysokozdvížného vozíku s elektromotorem nosnosti 1600 kg zjištěné touto rešerší jsou následující:

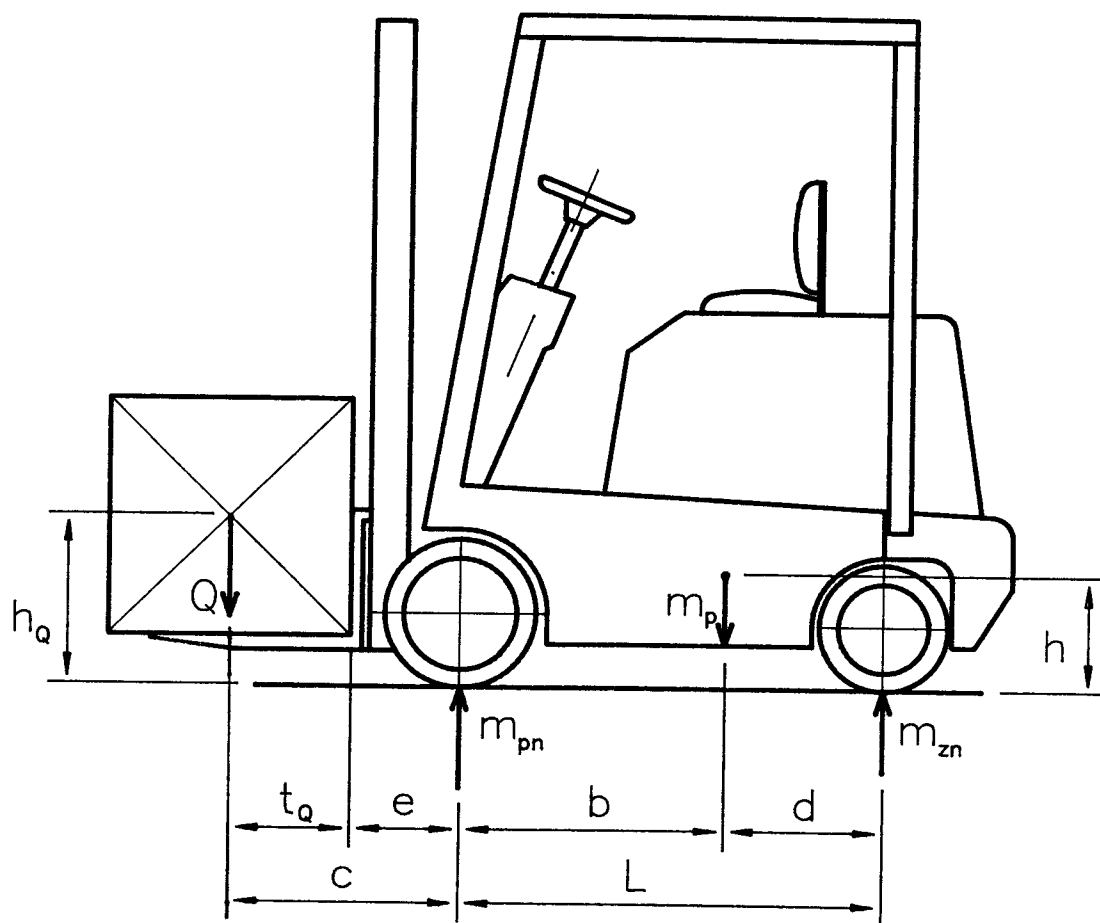
pohotovostní hmotnost	$m_p = 3256$ kg
zatížení přední nápravy s břemenem	$m_{pn} = 4222$ kg
zatížení zadní nápravy s břemenem	$m_{zn} = 634$ kg
jmenovité vyložení těžiště břemene	$t_0 = 500$ mm
celková výška zdvihu	$H = 3300$ mm
rozvor náprav	$L = 1330$ mm
rozchod předních kol hnací nápravy	$B = 915$ mm
pojezdová rychlost s břemenem	$v_{p1} = 13,7$ km/h
pojezdová rychlost bez břemene	$v_{p2} = 15,4$ km/h
stoupavost vozíku s břemenem	$st_1 = 12$ %
stoupavost vozíku bez břemene	$st_2 = 16$ %
jmenovitý výkon elektromotoru	$P_e = 7,54$ kW
měrná užitečnost	$m_0 = 2,035$ kg/kg
měrný hmotnostní výkon	$p_m = 1,553$ W/kg .

3 URČENÍ PARAMETRŮ ČELNÍHO VYSOKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

V této kapitole se zabývám určením rozměrových, hmotnostních, výkonových parametrů, jež jsou graficky zpracovány do závislostí.

3.1 Výpočet rozměrových údajů

Při výpočtu rozměrových údajů čelního vysokozdvižného vozíku jsem vycházel z nejnepříznivějšího případu z hlediska stability – jízda vysokozdvižného vozíku s břemenem s kopce při současném brzdění. V tomto případě nesmí dojít k odlehnutí zadních kol od podložky.



Obrázek 1. Čelní vysokozdvižný vozík

Pak tedy platí vztah pro dynamickou bezpečnost:

$$k_d = \frac{g \cdot m_p \cdot (b \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha)}{Q \cdot g \cdot (c \cdot \cos \alpha + h_0 \cdot \sin \alpha) + a_b \cdot (Q \cdot h_0 + m_p \cdot h)} > 1 \quad (3)$$

Dále jsem stanovil dovolené zatížení náprav ze vztahů:

$$m_{pn} = (m_p \cdot (L-b) + Q \cdot (L+c)) / L, \quad (4)$$

$$m_{zn} = (m_p \cdot b - Q \cdot c) / L, \quad (5)$$

Tyto vztahy jsem naprogramoval a dosazoval do nich různé vstupní údaje, abych zjistil jejich vzájemné závislosti. Výsledky programu jsou uvedeny v příloze 22 a graficky zpracovány na obrázcích 2 až 8.

3.2 Závislosti vstupních údajů

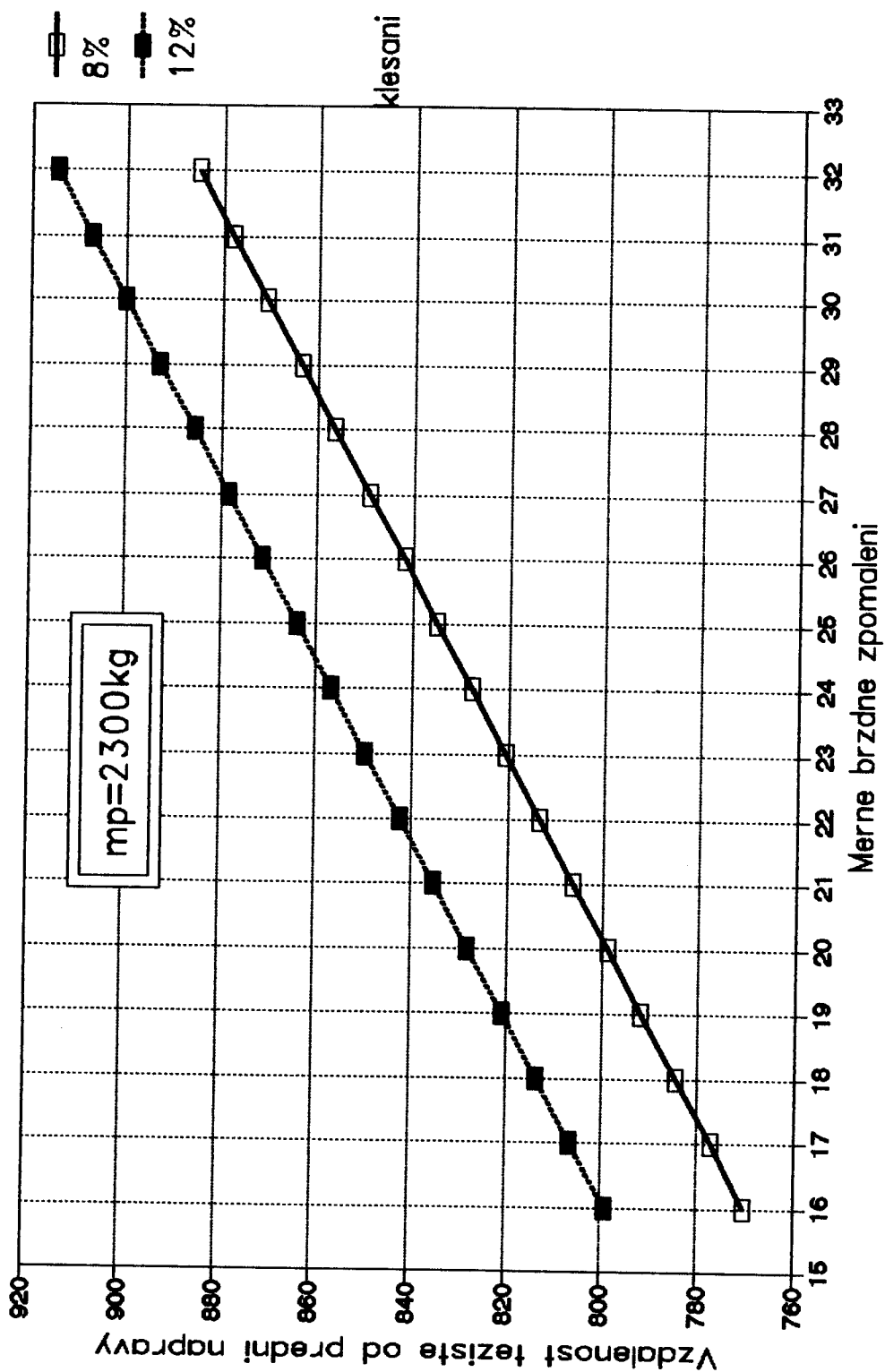
Ve vztahu (3) hraje důležitou úlohu brzdné zpomalení vozíku. U konkrétního čelního vysokozdvížného vozíku s danými rozměry, polohou těžiště a navrženými brzdami ovlivňuje dynamickou bezpečnost vozíku. Bude-li ve vztahu (3) vzdálenost těžiště od osy přední nápravy vystupovat jako neznámá, lze určit pro požadovanou dynamickou bezpečnost polohu těžiště vozíku. Závislosti jsou uvedeny na obrázcích 2, 3, 4.

U čelních vysokozdvížných vozíků s pevně rozmístěnými agregáty takovým způsobem, že těžiště vozíku je blíže zadní nápravy, se docílí lepší čelní stabilita a horší boční stabilita. U čelních vysokozdvížných vozíků s těžištěm blíže k přední nápravě je tomu právě naopak.

Na obrázku 4 a 5 jsou zobrazeny závislosti parametrů stejného vysokozdvížného vozíku s tím, že se mění jeho výška těžiště nad podložkou. Aby vozík s výše položeným těžištěm dosáhl požadované dynamické bezpečnosti, musí se vzdálenost těžiště blížit k zadní nápravě.

VSTUPNI PARAMETRY VYSOKOZDV.VOZIKU

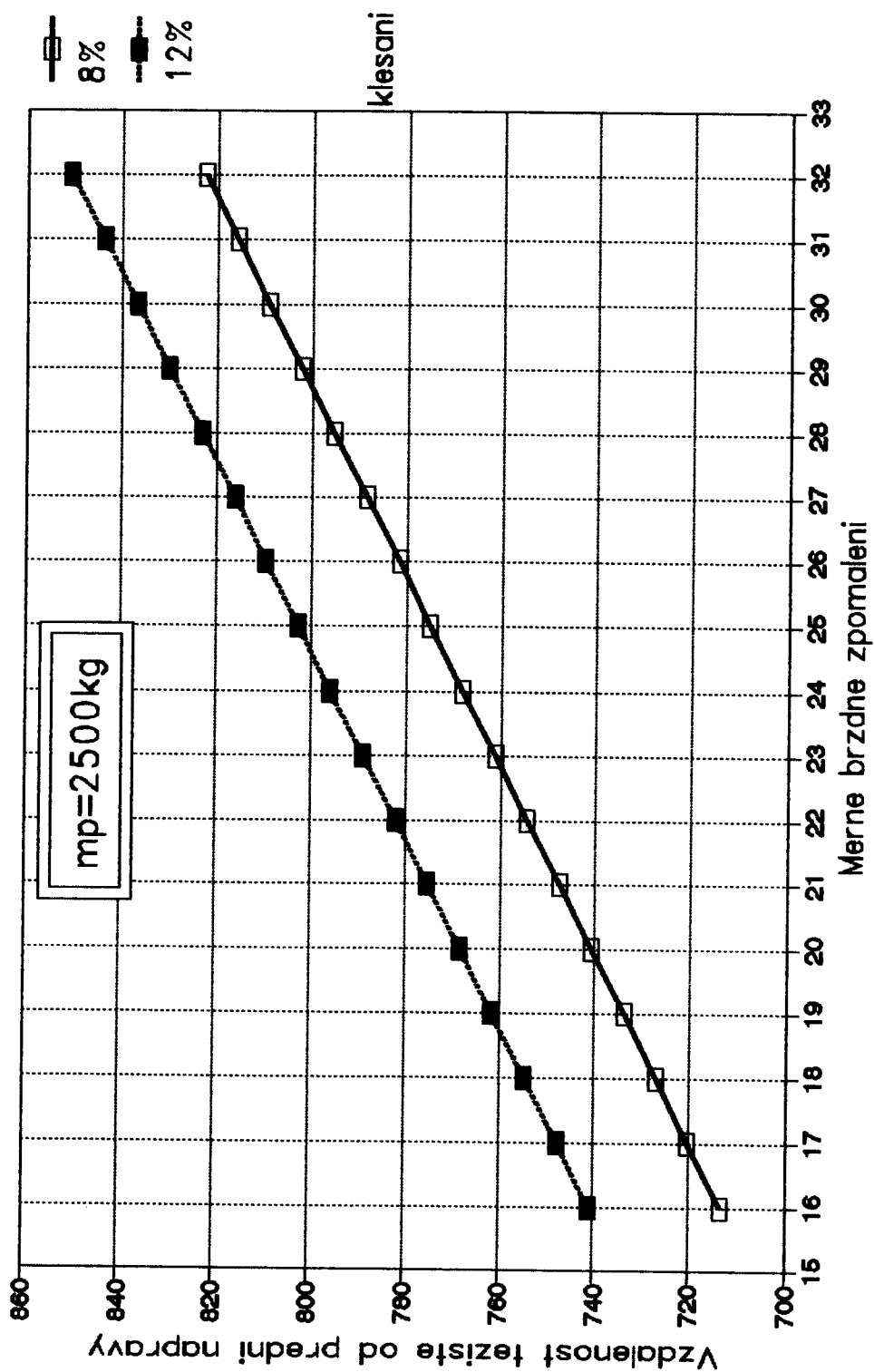
pro $Q=1600\text{kg}$, $kD=1.05$, $h=250\text{mm}$



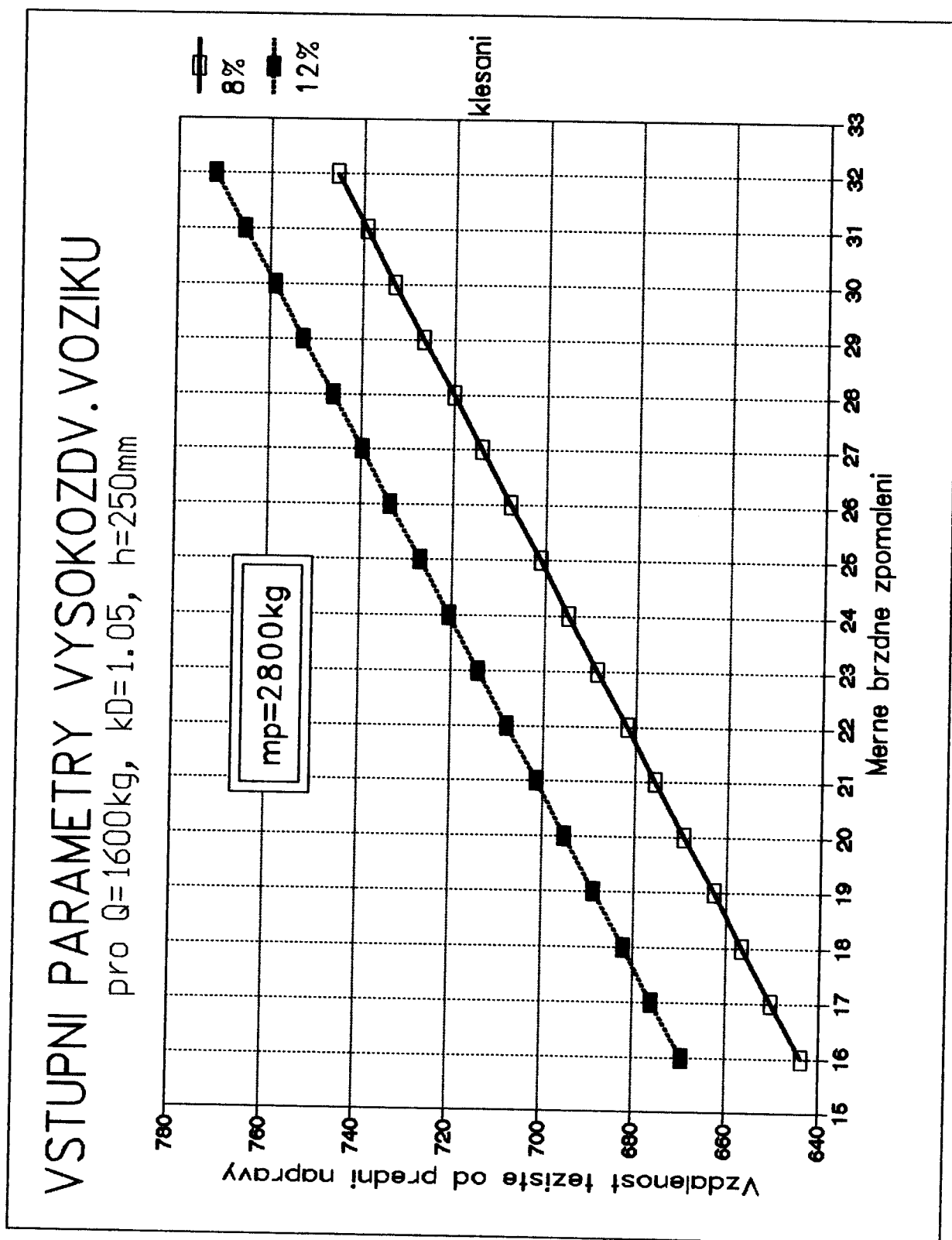
Obrázek 2. Závislosti vstupních parametrů

VSTUPNI PARAMETRY VYSOKOZDV.VOZIKU

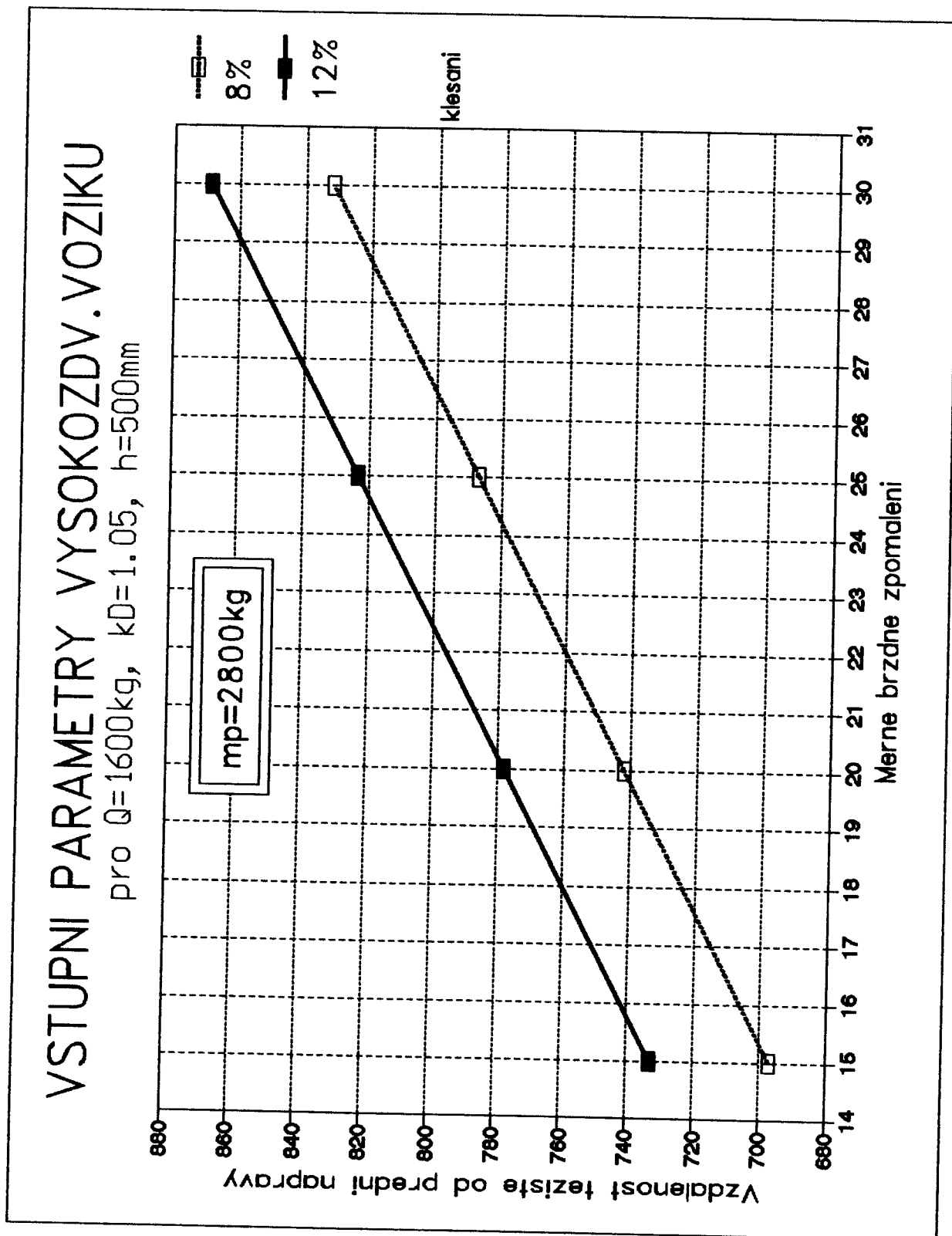
pro $Q=1600\text{kg}$, $kD=1.05$, $h=250\text{mm}$



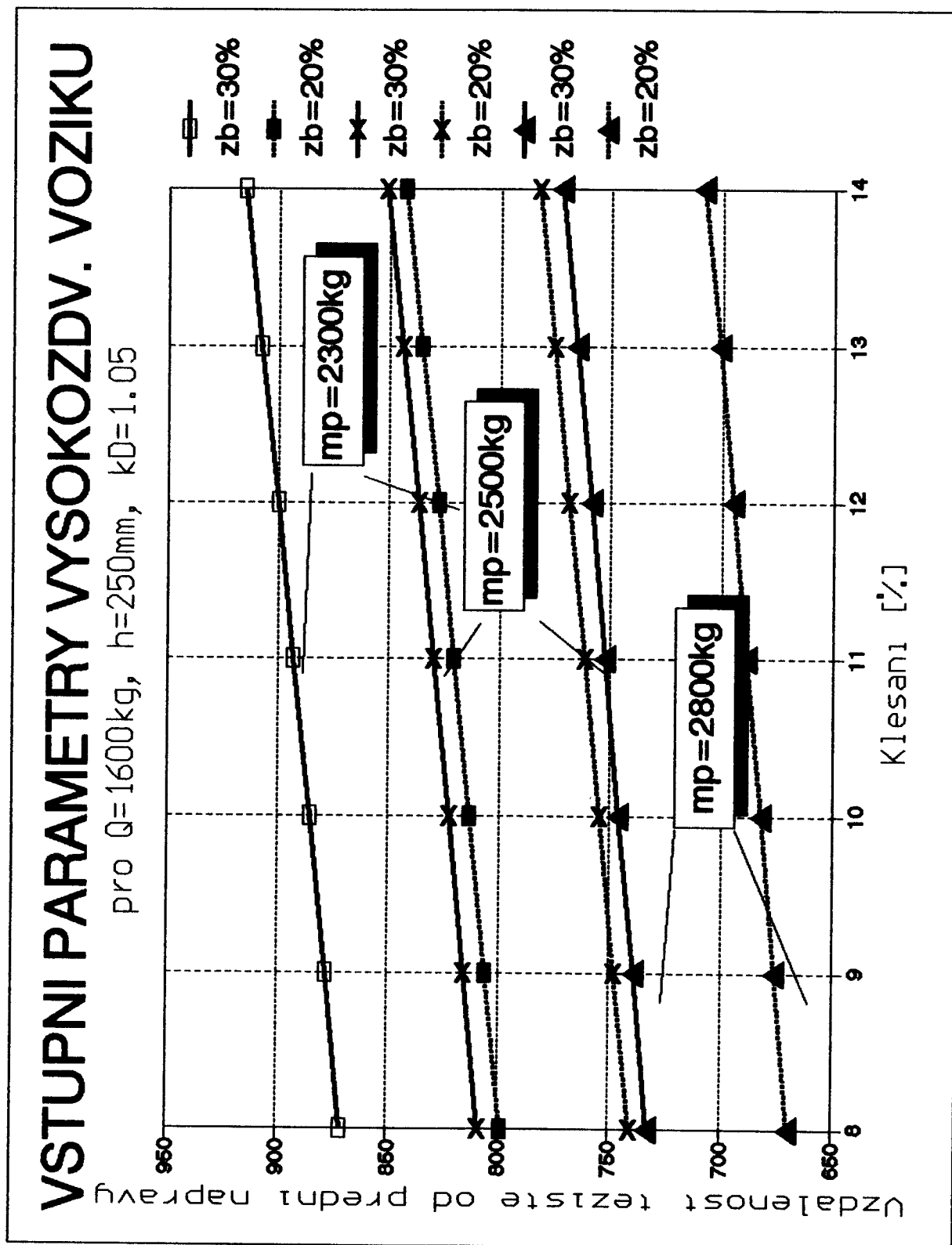
Obrázek 3. Závislost vstupních parametrů



Obrázek 4. Závislost vstupních parametrů



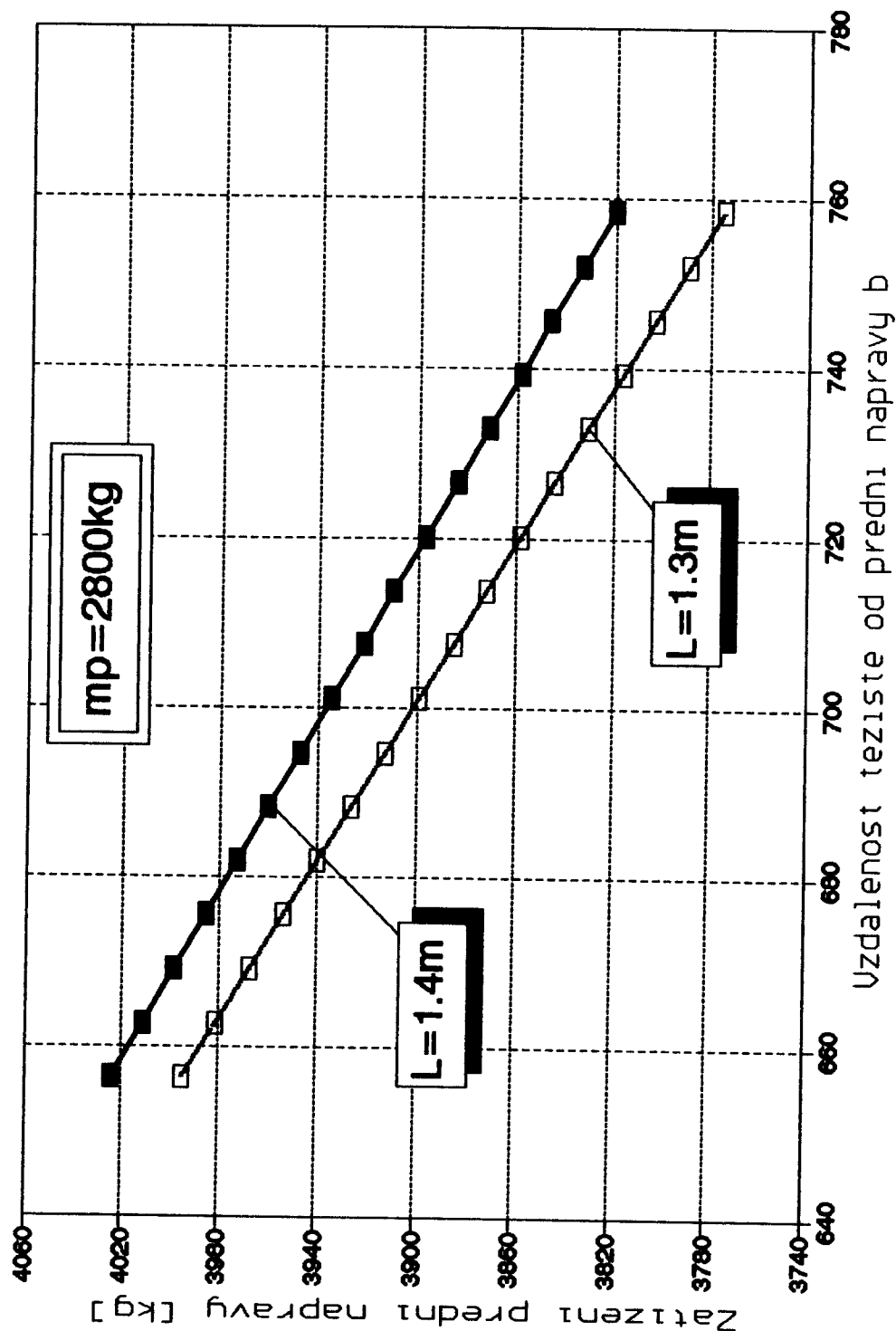
Obrázek 5. Závislost vstupních parametrů



Obrázek 6. Závislost vstupních parametrů

VSTUPNI PARAMETRY VYSOKOZDV.VOZIKU

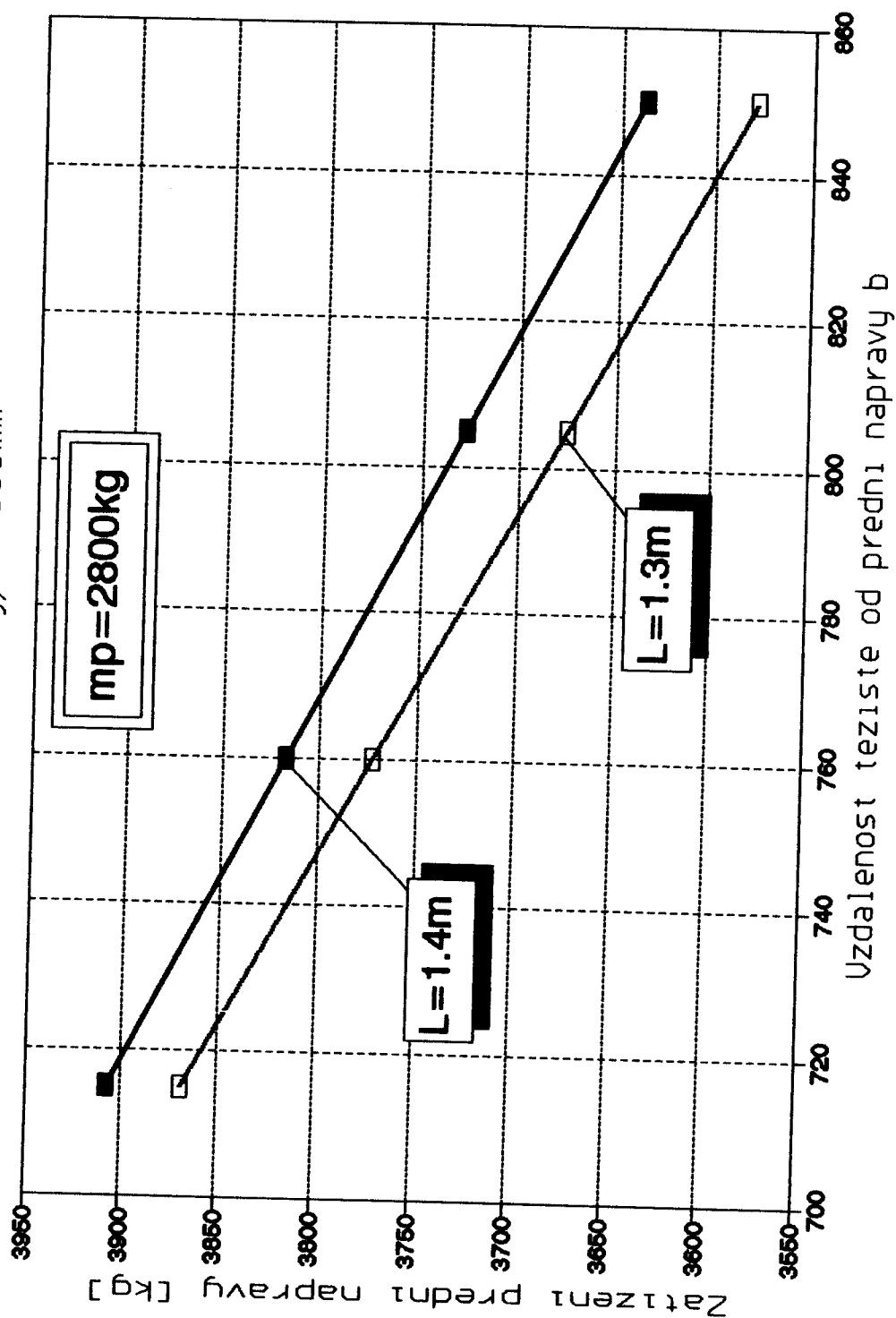
pro $Q=1600\text{kg}$, $h=250\text{mm}$



Obrázek 7. Závislost vstupních parametrů

VSTUPNI PARAMETRY VYSOKOZDV.VOZIKU

pro $Q=1600\text{kg}$, $h=500\text{mm}$



Obrázek 8. Závislost vstupních parametrů

3.3 Stanovení potřebného výkonu

V další fázi výpočtu je nutné stanovit potřebný výkon na kolech k dosažení daného stoupání danou rychlostí. Nejprve jsem určil z rovnováhy sil na kole hnací sílu a poté maximální výkon na kolech:

$$P_k = g \cdot (m_p + Q) \cdot (\sin \alpha + f \cdot \cos \alpha) \cdot v_p, \quad (6)$$

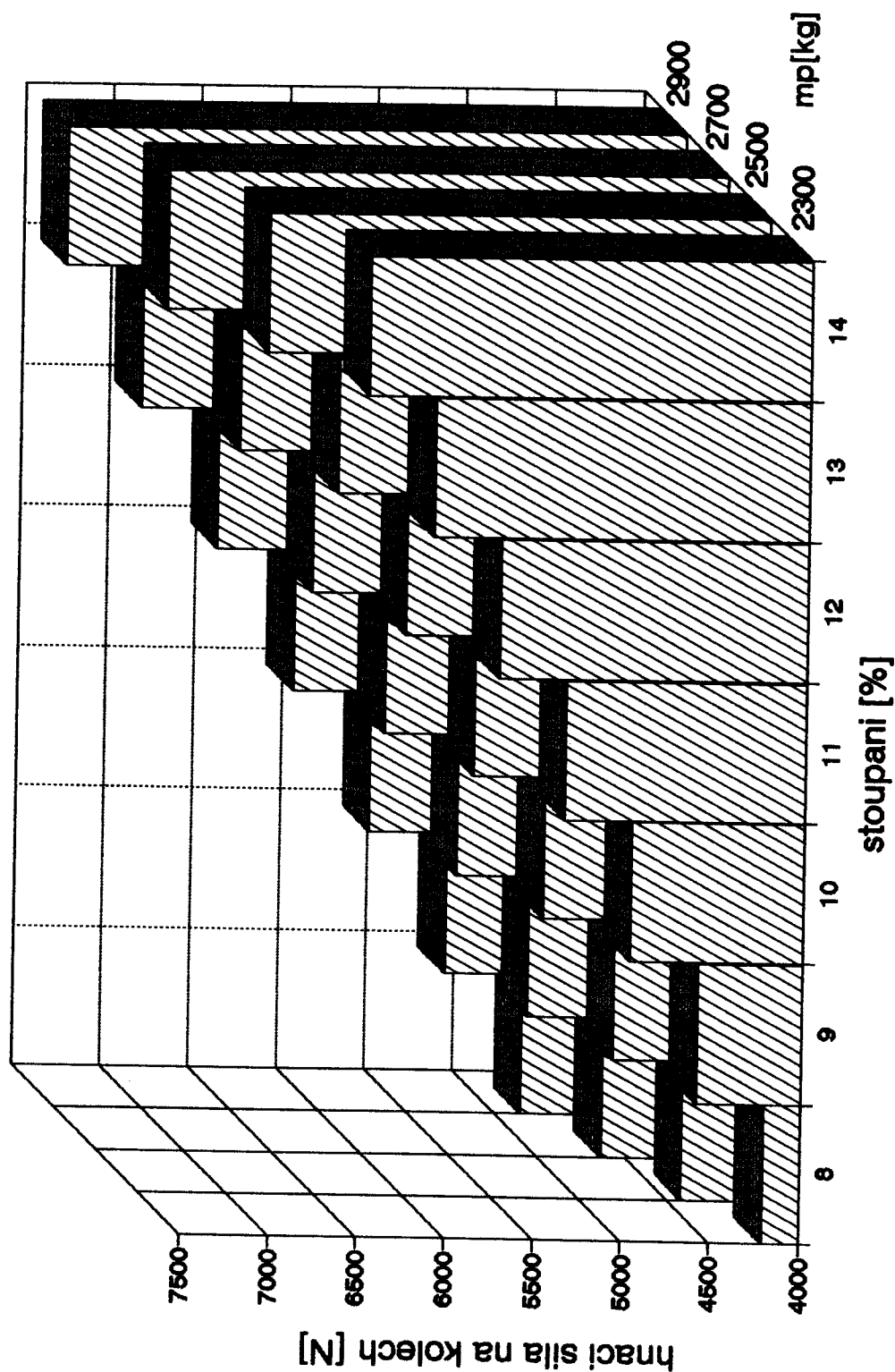
Do vztahu jsem dosazoval různé parametry, z nichž jsem zpracoval jejich vzájemné závislosti uvedené na obrázcích 9 až 12. Program je uveden v příloze 23.

3.4 Výkonové závislosti

Obrázek 9 znázorňuje potřebnou hnací sílu na kolech pro vysokozdvížný vozík o dané pohotovostní hmotnosti jedoucí ve stoupání. Je samozřejmé, že tato hnací síla poroste s úhlem stoupání kopce. Obrázky 10, 11, 12 znázorňují potřebný výkon na kolech k dosažení nutného stoupání danou rychlostí. Tyto závislosti se od sebe liší tím, že jsou počítány pro různou pohotovostní hmotnost čelního vysokozdvížného vozíku. Logicky lze konstatovat, že vozík s vyšší pohotovostní hmotností potřebuje k překonání stoupání danou rychlostí větší výkon.

Vozík s elektromotorem

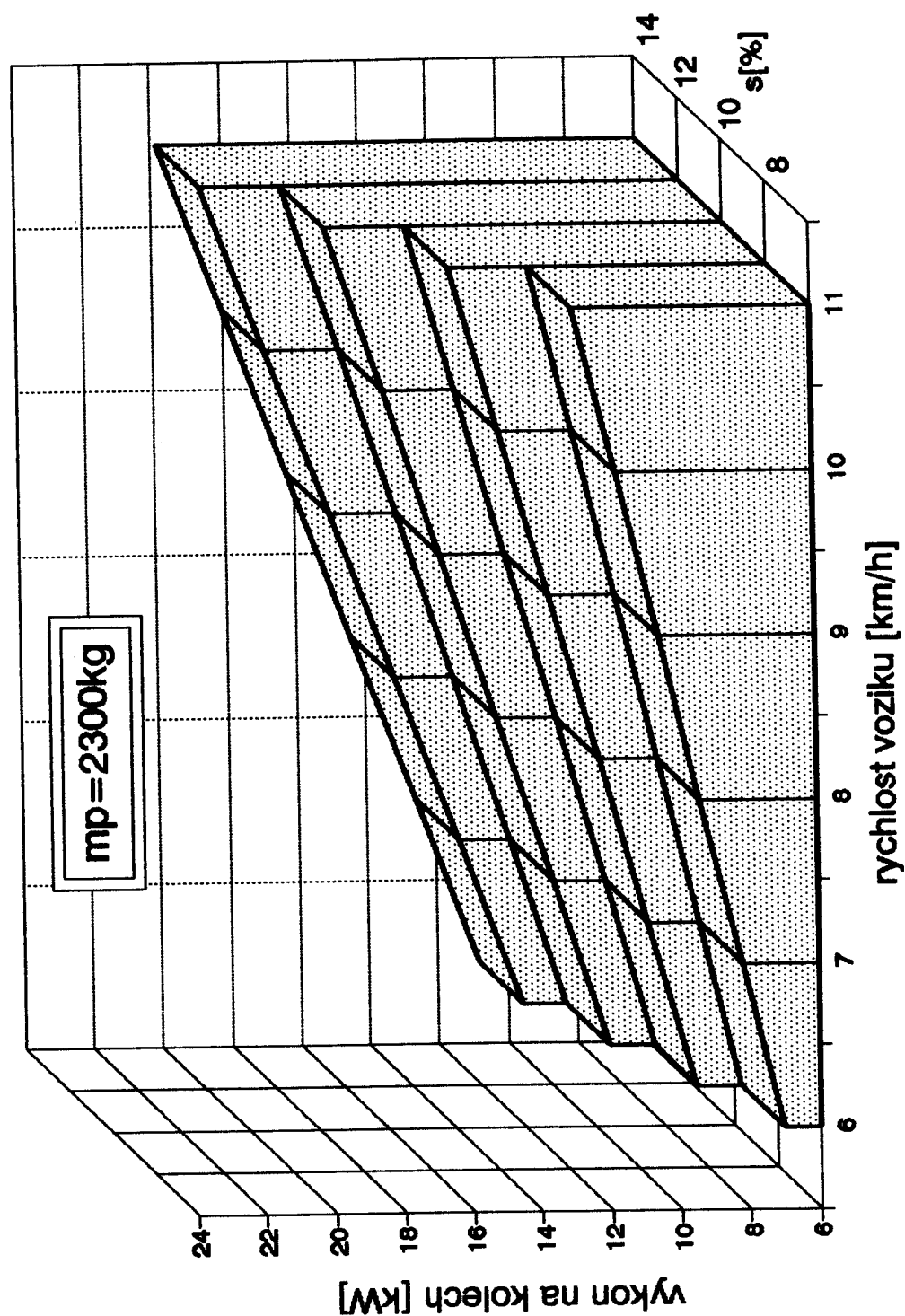
(pro $f=0.03$ a $Q=1600\text{kg}$)



Obrázek 9. Závislost hnací síly

Vozík s elektromotorem

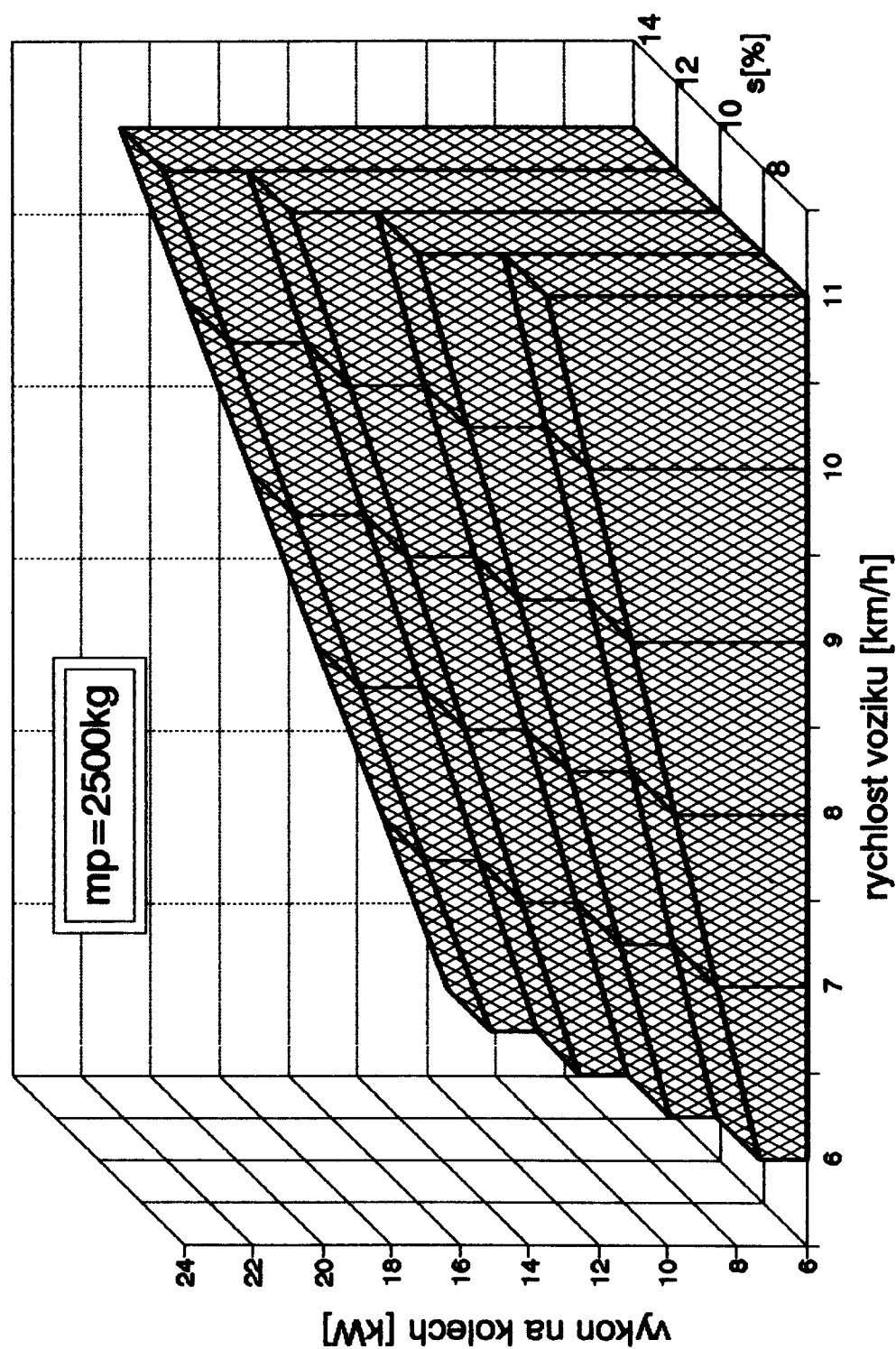
(pro $f=0.03$, $Q=1600\text{kg}$)



Obrázek 10. Závislost výkonu na kolech pro $m_p = 2300\text{ kg}$

Vozík s elektromotorem

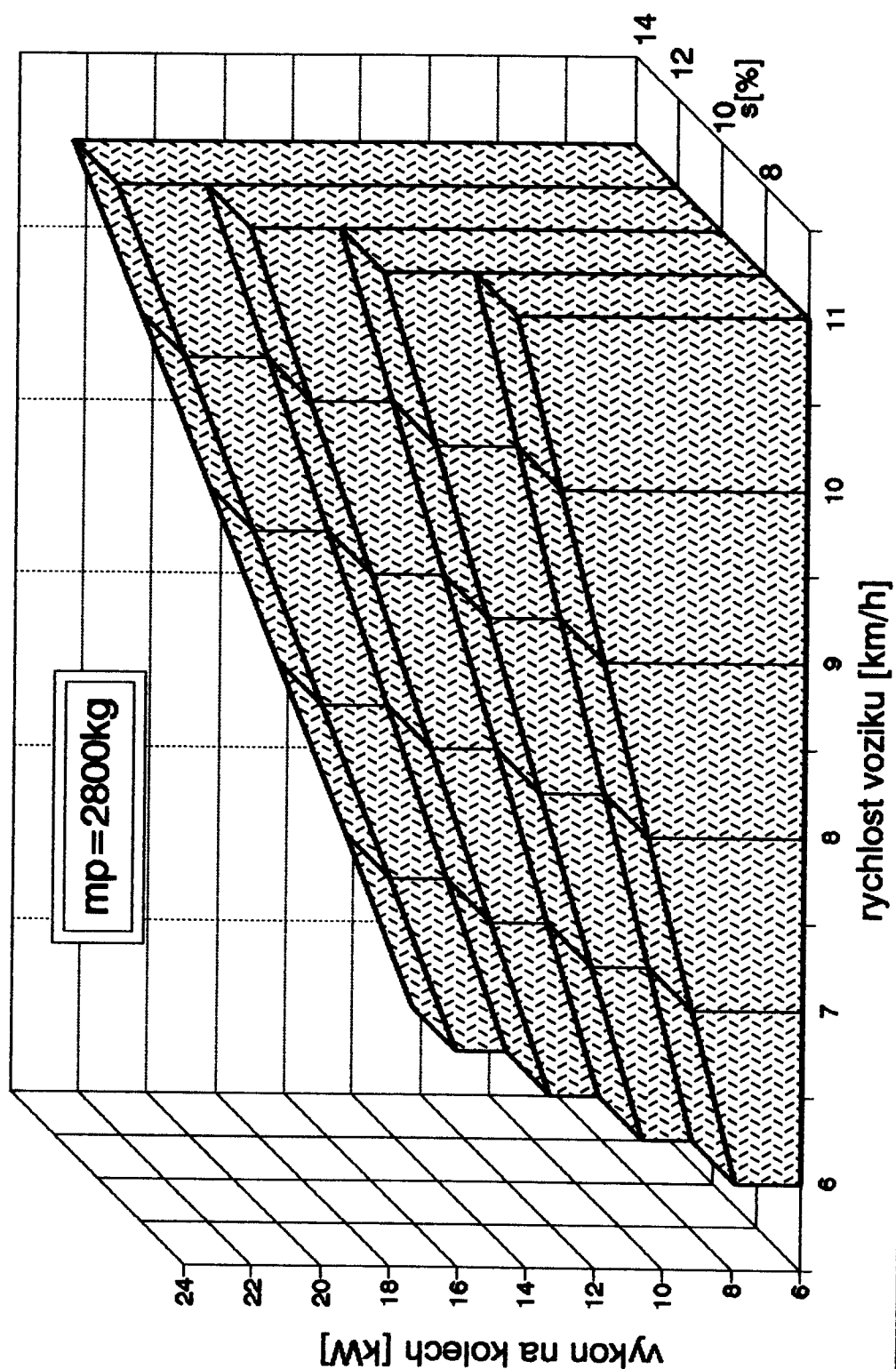
(pro $f=0.03$, $Q=1600\text{kg}$)



Obrázek 11. Závislost výkonu na kolech pro $m_p = 2500\text{ kg}$

Vozík s elektromotorem

(pro $f=0.03$, $Q=1600\text{ kg}$)



Obrázek 12. Závislost výkonu na kolech pro $m_p = 2800\text{ kg}$

3.5 Vlastní návrh čelního vysokozdvížného vozíku

Ze všech těchto údajů jsem zvolil parametry čelního vysokozdvížného vozíku nosnosti 1600 kg elektromotorem takové, aby vozík s těmito parametry obstál v tvrdé konkurenci na světových trzích:

pohotovostní hmotnost	$m_p = 2850 \text{ kg}$
zatížení přední nápravy s břemenem	$m_{pn} = 4000 \text{ kg}$
zatížení zadní nápravy s břemenem	$m_{zn} = 450 \text{ kg}$
jmenovité vyložení těžiště břemene	$t_o = 500 \text{ mm}$
celková výška zdvihu	$H = 3300 \text{ mm}$
rozvor náprav	$L = 1353 \text{ mm}$
vzdálenost těžiště vozíku od přední nápravy	$b = 674 \text{ mm}$
maximální výška těžiště vozíku	$h = 340 \text{ mm}$
rozchod předních kol hnací nápravy	$B = 900 \text{ mm}$
stoupavost vozíku s břemenem	$st_1 = 10 \%$
stoupavost vozíku bez břemene	$st_2 = 20 \%$
pojezdová rychlost bez břemene	$v_{p2} = 22 \text{ km/h}$
jmenovitý výkon elektromotoru	$P_e = 16 \text{ kW}$
měrná užitečnost	$m_Q = 1,78 \text{ kg/kg}$
měrný hmotnostní výkon	$p_m = 3,6 \text{ W/kg}$

dle zatížení přední nápravy jsem z katalogu pneumatik určil potřebnou velikost pneumatik předních kol: 7.00-12 , a tím jsem určil poloměr kola, který je nutný pro další výpočet:

statický poloměr předního kola $r = 305 \text{ mm}$.

Pro tyto parametry jsem překontroloval dynamickou bezpečnost vozíku dle vztahu (3):

$$k_d = \frac{9,81 \cdot 2850 \cdot (674 \cdot \cos 5,74^\circ + 9,81 \cdot 1600 \cdot (820 \cdot \cos 5,74^\circ + 620 \cdot \sin 5,74^\circ) + -340 \cdot \sin 5,74^\circ)}{1,962 \cdot (1600 \cdot 620 + 2850 \cdot 340)} = 1,01 > 1.$$

Mohu konstatovat, že parametry vysokozdvížného vozíku jsou navrženy správně s ohledem na dynamickou bezpečnost.

3.6 Volba typu elektromotoru

V dalším kroku je třeba zvolit typ a velikost elektromotoru, který musí být jmenovitěho výkonu 16 kW. Z daných možností jsem po vyhodnocení volil sériovo-derivační trakční stejnosměrný motor typu 3MB 132 S2, který vyrábí MEZ Brno. Štítkové údaje elektromotoru jsou: 16 kW/ 2200 min⁻¹, I = 245 A, U = 80 V. Otáčková charakteristika motoru 3MB 132 S2 znázorněná na obrázku 13 je sestavena z maximálních skutečných hodnot, které stanovil, vyzkoušel a garantoval výrobce MEZ.

Celkový převodový poměr mezi elektromotorem a hnacími koly je dán vztahem:

$$i_c = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n_m}{v_p} \cdot \frac{60}{1000} \quad (7)$$

kde veličiny jsou dosazovány v jednotkách:

r [m] ,

n_m [min⁻¹],

v_p [km/h] ,

potom pro maximální otáčky motoru $n_m = 4000 \text{ min}^{-1}$ a požadovanou rychlost pojezdu vozíku bez břemene $v_p = 22 \text{ km/h}$ je celkový převodový poměr:

$$i_c = \frac{0,12 \cdot \pi \cdot 0,305 \cdot 4000}{22} = 21.$$

Zná-li celkový převodový poměr mohu vytvořit závislost hnací síly na kole a rychlosti pojezdu (obrázek 14) a závislost měrných sil na rychlosti pojezdu (obrázek 15).

Tato poslední jmenovaná závislost je důležitá pro stanovení rychlosti pojezdu vozíku s břemenem i bez břemene.

Měrná hnací síla se určí ze vztahu:

$$p_h = \frac{F_k - 0_v}{g \cdot m_p} \quad \text{bez } Q, \quad (8)$$

$$p_h = \frac{F_k - 0_v}{g \cdot (m_p + Q)} \quad \text{s } Q. \quad (9)$$

Ve vztazích (8) a (9) lze zanedbat odpor vzduchu O_v . Hnací síla na kole je dána vztahem:

$$F_k = M_m \cdot i_c \cdot \eta_c / r , \quad (10)$$

F_k [N] ,

M_m [N.m] ,

r [m] ,

kde poloměr kola $r = 0,305$ mm. Předpokládám-li tři převodové stupně, pak celková účinnost převodů $\eta_c = 0,927$ (viz. kapitola 5.12). Měrný odpor valení je dán vztahem:

$$o_f = f , \quad (11)$$

je-li součinitel odporu valení zvolen $f = 0,04$.

Měrný odpor vozovky se určí ze vztahu:

$$o = o_f + o_a = f + st , \quad (12)$$

kde o_a je měrný odpor stoupání a zde činí 10%.

Tyto údaje jsou zpracovány v tabulce 3.

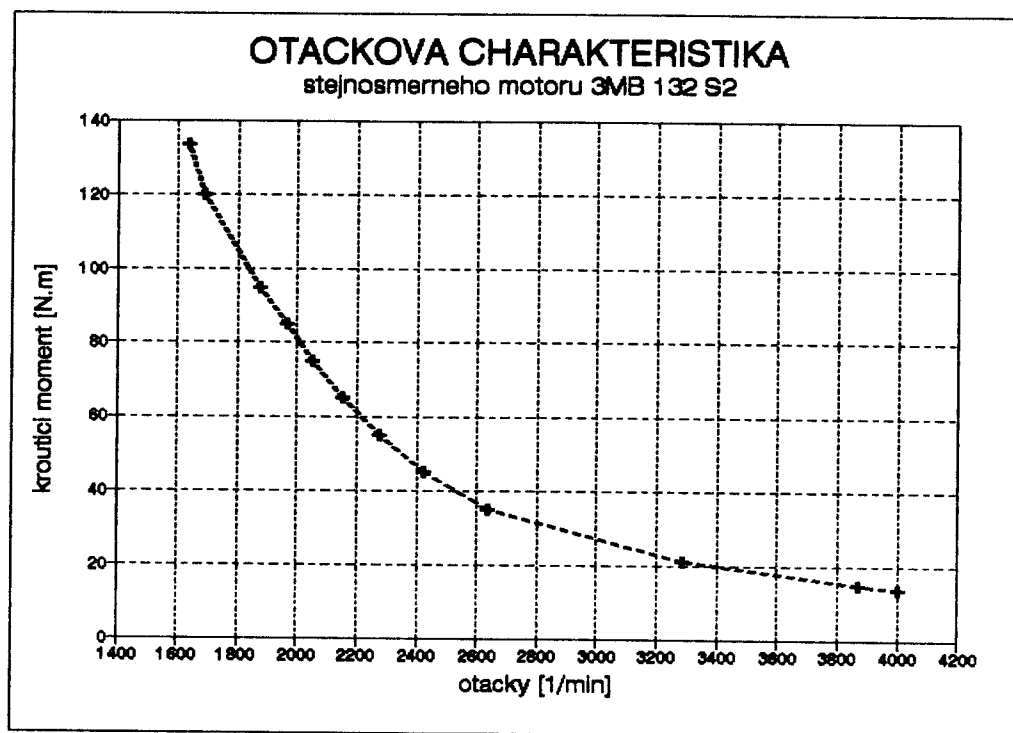
Z obrázku 15 pak stanovíme rychlost pojezdu vozíku s břemenem po rovině: $v_{p1} = 16,4$ km/h a v desetiprocentním stoupání: $v_{p1s} = 10,3$ km/h. Z obrázku 15 dále vidíme, že pro součinitel odporu valení $f = 0,04$ je rychlost pojezdu vozíku bez břemene po rovině rovna 19,7 km/h a v desetiprocentním stoupání 12 km/h.

Řízení elektromotoru, které umožňuje snadnou změnu rychlosti pojezdu vpřed a vzad, přepínání sériového buzení na derivační při brždění rekuperací do akumulátorů, je uskutečňováno pulsní regulací napětím tyristory, které je optimalizované na maximální účinnost motoru. Toto tyristorové řízení dodává například firma *General Electric*.

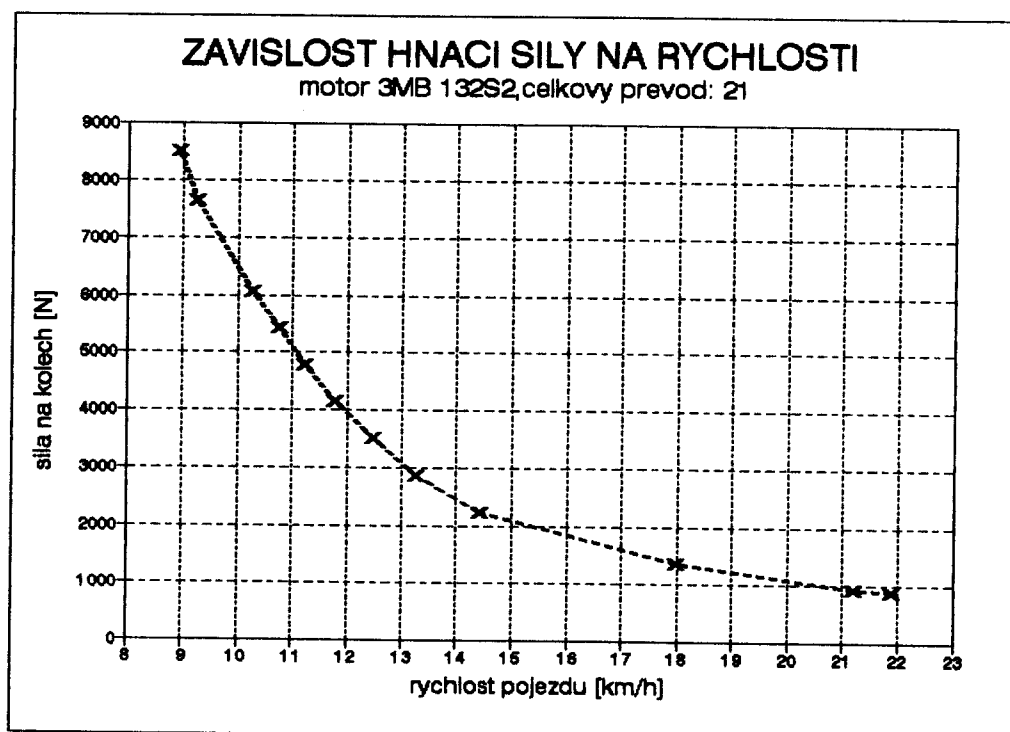
Trakčni stejnosmerny motor 3MB 132S2:16kW/2200min-1,245A,80V
i=21

n	M	vp bez Q	Fk	ph	ph	s Q	of	o
[1/min]	[N.m]	[km/h]	[N]	bez Q				{of+ost}
4000	13.8	21.90139	880.802	0.031504	0.020177	0.040959	0.140959	0.140959
3870	14.7	21.18959	938.2456	0.033559	0.021493	0.040898	0.140898	0.140898
3285	21.2	17.98652	1353.116	0.048397	0.030996	0.040647	0.140647	0.140647
2636	35	14.43302	2233.918	0.079901	0.051173	0.040417	0.140417	0.140417
2422	45	13.26129	2872.18	0.10273	0.065793	0.040352	0.140352	0.140352
2278	55	12.47284	3510.443	0.125559	0.080414	0.040311	0.140311	0.140311
2152	65	11.78295	4148.705	0.148388	0.095035	0.040278	0.140278	0.140278
2049	75	11.21899	4786.967	0.171217	0.109656	0.040252	0.140252	0.140252
1966	85	10.76453	5425.23	0.194046	0.124277	0.040232	0.140232	0.140232
1876	95	10.27175	6063.492	0.216875	0.138897	0.040211	0.140211	0.140211
1690	120	9.253337	7659.148	0.273947	0.175449	0.040171	0.140171	0.140171
1635	133.5	8.952193	8520.802	0.304766	0.195187	0.04016	0.14016	0.14016

tab. 3 parametry elektromotoru 3MB 132 S2

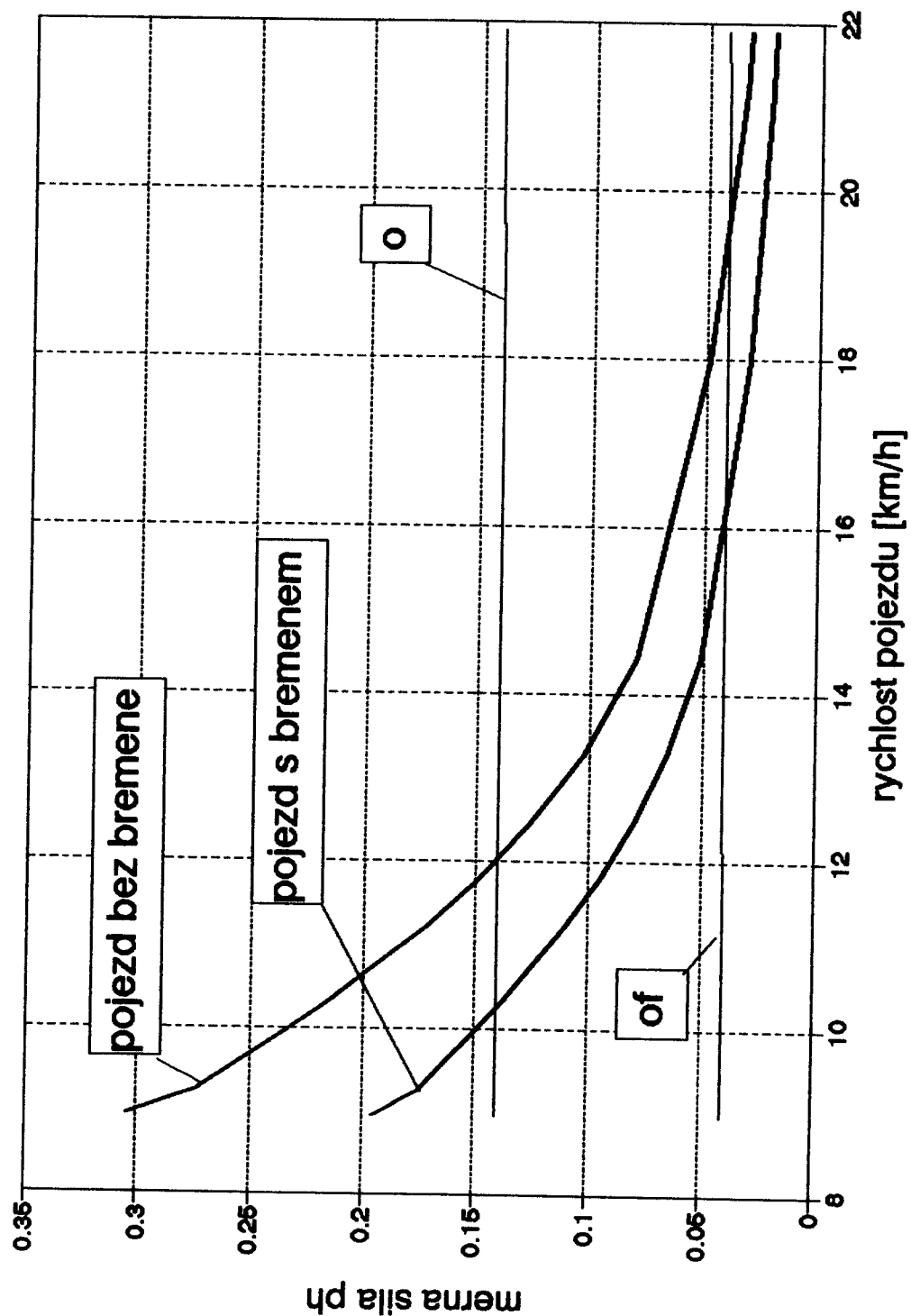


Obrázek 13. Otáčková charakteristika



Obrázek 14. Závislost hnací síly na rychlosti

ZAVISLOST MERNYCH SIL NA RYCHLOSTI celkový převod: 21, $f=0.04$



Obrázek 15. Závislost měrných sil na rychlosti

4 PŘEHLED KONSTRUKČNÍCH VARIANT

4.1 Možnosti uspořádání hnacího ústrojí

čelního vysoko zdvižného vozíku s elektromotorem

Obecné blokové schema hnacího ústrojí dopravního prostředku (DP) se skládá z motoru (M), převodového ústrojí (PÚ), například stupňové převodovky ($^{\circ}P$), stálého převodu (P_o), rozvodovky (R), a dále z jízdního ústrojí (JÚ). Blokové schema zobrazuje obrázek 16.



Obrázek 16. Blokové schema hnacího ústrojí

Přenos energie hnacím ústrojím lze realizovat různými způsoby:

1. Mechanický způsob přenosu energie,

a) hnací ústrojí se stupňovou převodovkou (viz. obrázek 17),

Spojení stupňové převodovky a trakčního elektromotoru není vhodné, protože by se tím potlačovaly výhodné vlastnosti elektromotoru. Změna rychlosti se snadno provede regulací elektromotoru.

b) hnací ústrojí se stálým převodem a rozvodovkou (viz. obrázek 18),

Kompaktní blok hnacího ústrojí se skládá ze stálého převodu a rozvodovky. Stálý převod zde slouží jen k přizpůsobení převodu mezi elektromotorem a koly. K řízení rychlosti pojezdu se plně využívá regulace elektromotoru. Toto řešení není v porovnání s ostatními řešeními drahé a dosahuje nejvyšší účinnosti ze všech, je ale hmotnostně náročnější.

2. Hydromechanický přenos energie,

a) hydrostatická převodovka (viz. obrázek 19),

Uspořádání hnacího ústrojí s hydrostatickou převodovkou vyžaduje použití rozvodovky a dále hydrostatický převod zde slouží jen jako přizpůsobovací převod k dosažení daného

převodového poměru mezi elektromotorem a koly, neboť změnu rychlosti opět snadno provedu regulací elektromotoru. Lze tedy konstatovat, že použití hydrostatického převodu v hnacím ústrojí s elektromotorem je přepychem. Hmotnostně a rozměrově je stejně náročné jako u hnacího ústrojí s mechanickým převodem, ale nedosahuje tak vysoké účinnosti jako mechanická převodovka.

b) hnací ústrojí s hydrostatickým sério-paralelním převodem (viz. obrázek 20),

Toto řešení hnacího ústrojí je vhodné ve spojení s asynchronním elektromotorem. Regulaci provádím na hydrogenerátoru. Uspořádání nevyžaduje rozvodovku. Toto řešení je ze všech ostatních nejlevnější. Účinnost přenosu energie je vyšší než u hydrostatické převodovky, ale nedosahuje účinnosti mechanické převodovky. Navíc průběh účinnosti se mění s teplotou. Toto řešení je i více citlivé na poruchy hydraulického systému. Rozměrově a hmotnostně je méně náročné než hydrostatický a mechanický převod.

c) použití hydrodynamického měniče,

Hnací ústrojí s hydrodynamickým měničem se používá ve spojení se spalovacím motorem. S elektromotorem ho není vhodné spojovat, protože potlačuje výhodné vlastnosti elektromotoru. Navíc je poměrně drahý a jeho účinnost je nízká a proměnlivá s otáčkami.

3. Elektrický způsob přenosu energie,

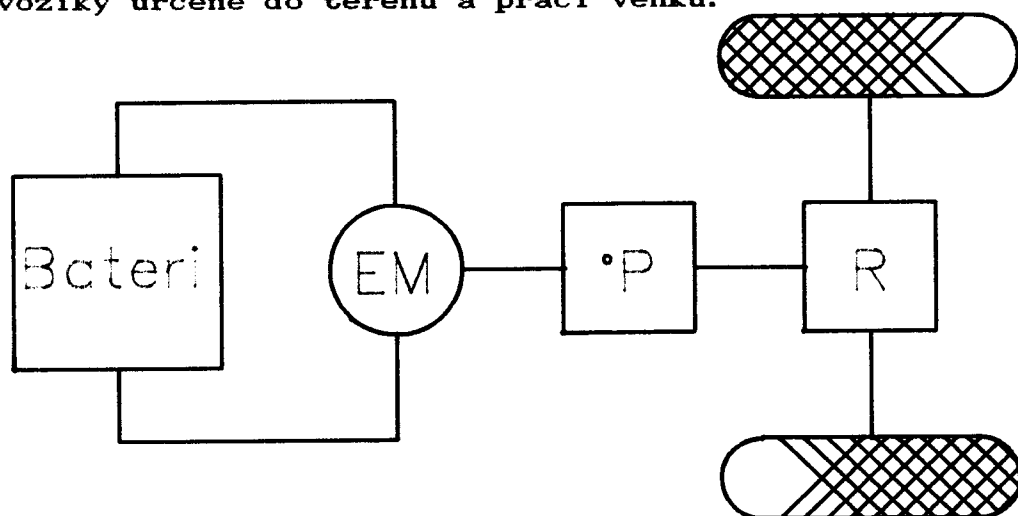
a) použití dvou elektromotorů (viz. obrázek 21),

Nezávislý pohon každého kola, nevyžaduje použití rozvodovky, ale vyžaduje složitější a dražší řídicí jednotku. Účinnost přenosu energie je dána účinností kolových redukcí, takže je vyšší než v případě 1b). Rozměrová a hmotnostní náročnost je nízká a je dána především typem zvolených elektromotorů.

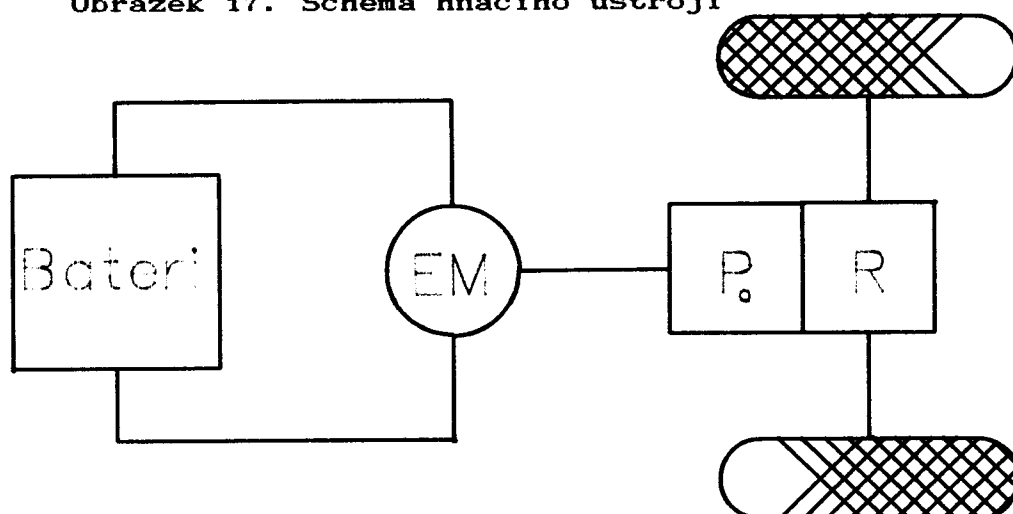
b) hnací ústrojí s hybridním pohonem (viz. obrázek 22),

V tomto řešení jsou akumulátory, jako zdroj energie elektromotoru, nahrazeny naftovým nebo plynovým motorem. Uspořádání se spalovacím motorem je nákladnější, ale vysokozdvíhový vozík má značnou pohotovost k provozu a velký akční rádius bez nutnosti návratu do výchozí stanice. Má však některé nevýho-

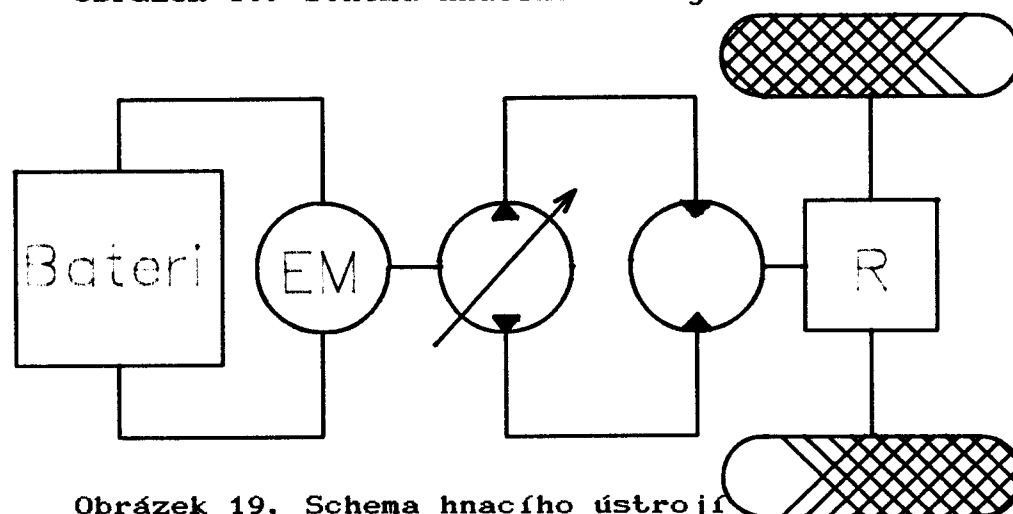
dy spalovacích motorů jako je hlučnost a emise škodlivých spalin, takže toto hnací ústrojí je vhodné pro vysokozdvizné vozíky určené do terénu a práci venku.



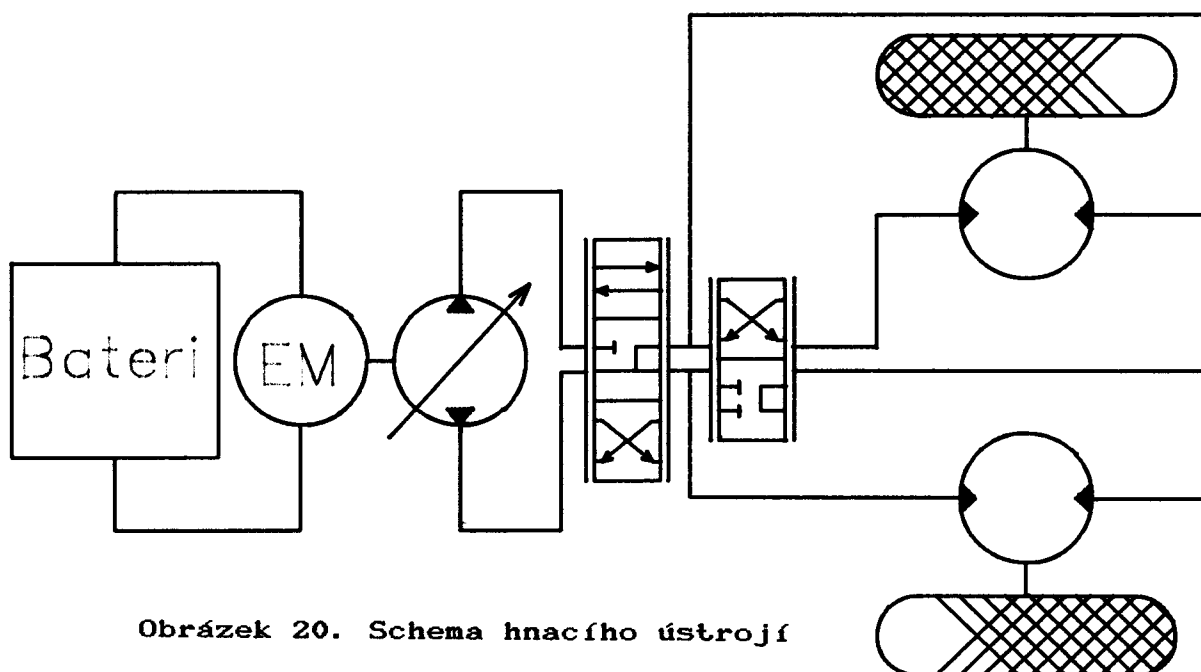
Obrázek 17. Schema hnacího ústrojí



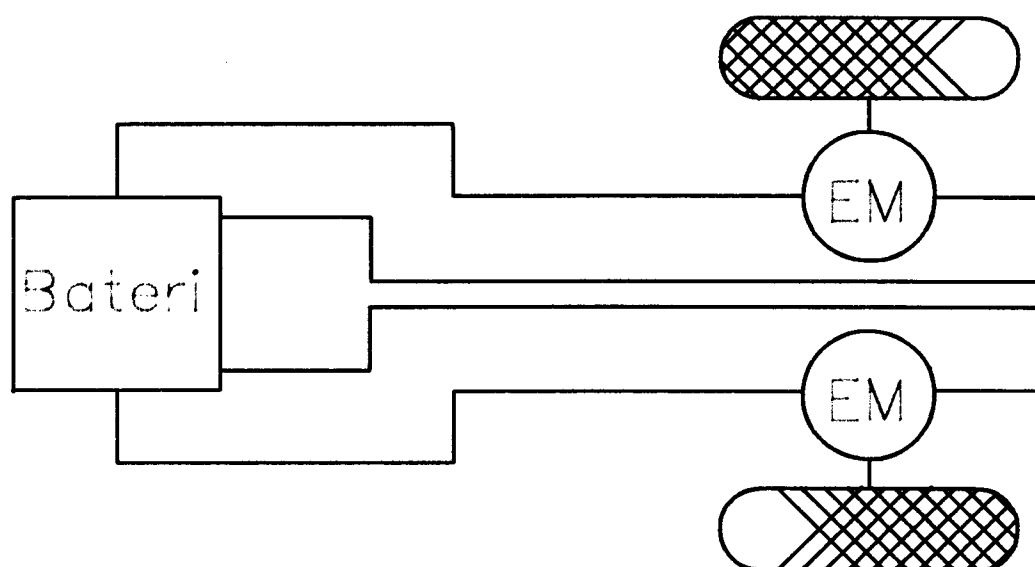
Obrázek 18. Schema hnacího ústrojí



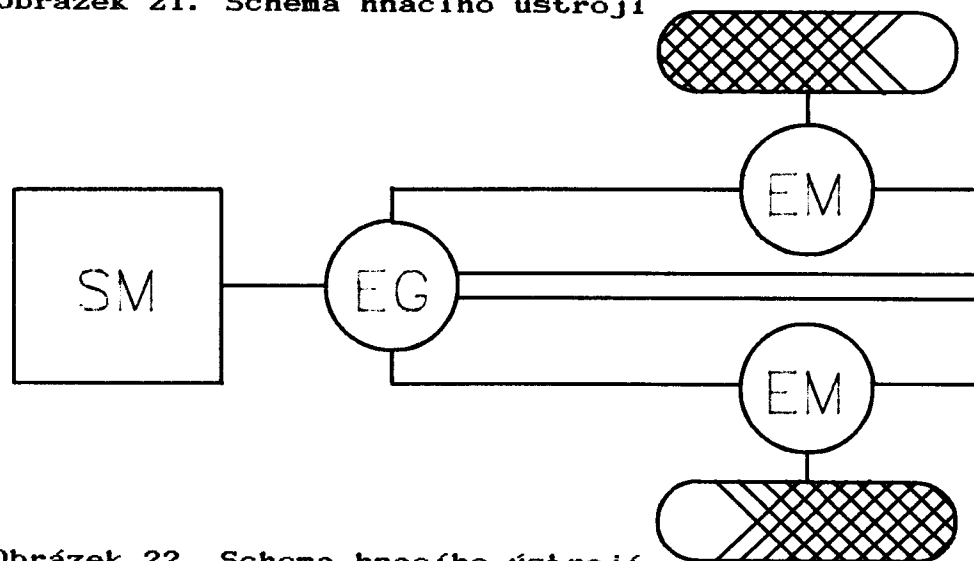
Obrázek 19. Schema hnacího ústrojí



Obrázek 20. Schema hnacího ústrojí



Obrázek 21. Schema hnacího ústrojí



Obrázek 22. Schema hnacího ústrojí

Po zvážení všech předností, nedostatků, výrobních možností, předpokládám použití jako hnacího ústrojí alternativu mechanického převodu se stálým převodem a rozvodovkou.

4.2 Řešení stálého převodu

- a) planetový převod,
- b) předlokový převod.

Planetové převodovky přenášejí velké výkony při malé hmotnosti a zástavbě převodového ústrojí. Planetové převodovky mají nižší zatížení hlavních ložisek a hřídelů, účinnost převodu je vysoká, ale za cenu vysokých nároků na přesnost výroby, montáž a celkovou koncepci uspořádání planetové převodovky. Proto v další fázi návrhu hnacího ústrojí uvažuji použití obyčejného převodového mechanismu. Tento případ navíc řešili i pracovníci DESTY a.s., kteří použili ve svém řešení hnacího ústrojí kolové redukce, proto se zabývám řešením bez kolových redukcí.

4.3 Řešení rozvodovky

Funkce mezikolové rozvodovky je rozdělování energie na jednotlivá kola hnací nápravy. Dle konstrukce lze rozvodovky rozdělit v zásadě na dvě možnosti:

- a) jednoduché rozvodovky,
- b) dvojité rozvodovky.

Dle použití pastorku a talířového kola v rozvodovce se dělí na:

- a) kuželové rozvodovky,
- b) rozvodovky s čelními ozubenými koly.

4.4 Varianty celkové koncepce hnacího ústrojí

Při návrzích variant je nutné určit, kolik převodových stupňů je potřeba k dosažení daného převodového poměru. Já předpokládám tři převodové stupně.

a) Na obrázku 23 je znázorněno hnací ústrojí s dvoustupňovou převodovkou koaxiálního uspořádání, jednoduchou rozvodovkou s kuželovým soukolím. Takto zvolené uspořádání hnacího ústrojí má nízko položené těžiště, ale je rozměrově náročné a zabírá téměř celou délku mezi nápravami. Navíc toto uspořádání má menší průjezdní výšku vozíku.

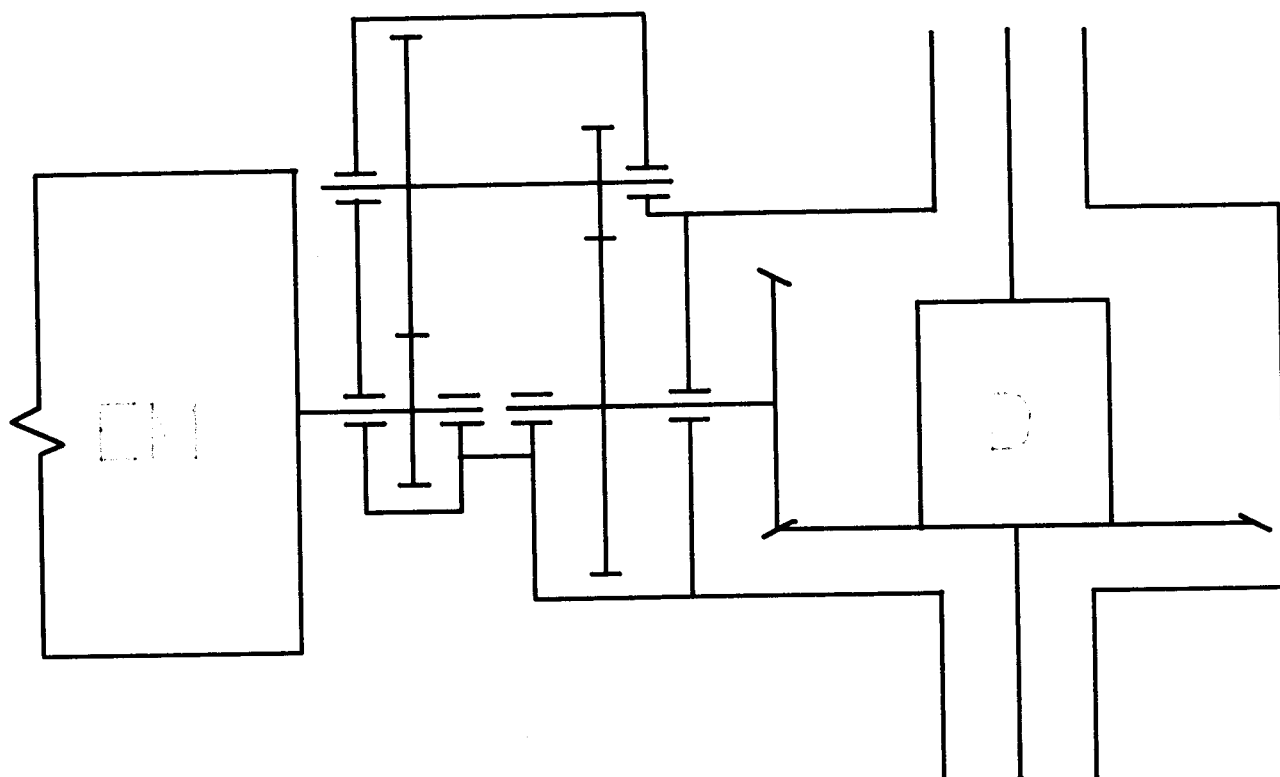
b) Obrázek 24 znázorňuje hnací ústrojí s jednostupňovou převodovkou a dvojitou rozvodovkou. Toto uspořádání je opět rozměrově náročnější, ale umožňuje zvolit si polohu elektromotoru ve vysokozdvizném vozíku.

c) Na obrázku 25 je hnací ústrojí s dvoustupňovou převodovkou, která obsahuje čelní ozubená kola se šikmými zuby, s návazností na jednoduchou rozvodovku, která má čelní ozubené soukolí ve funkci pastorku a talířového kola. Toto uspořádání umožňuje umístit elektromotor napříč vysokozdvizného vozíku. Dále je toto řešení kompaktní a má výhodu ve své variabilitě uspořádání dle požadavků odběratele hnací nápravy.

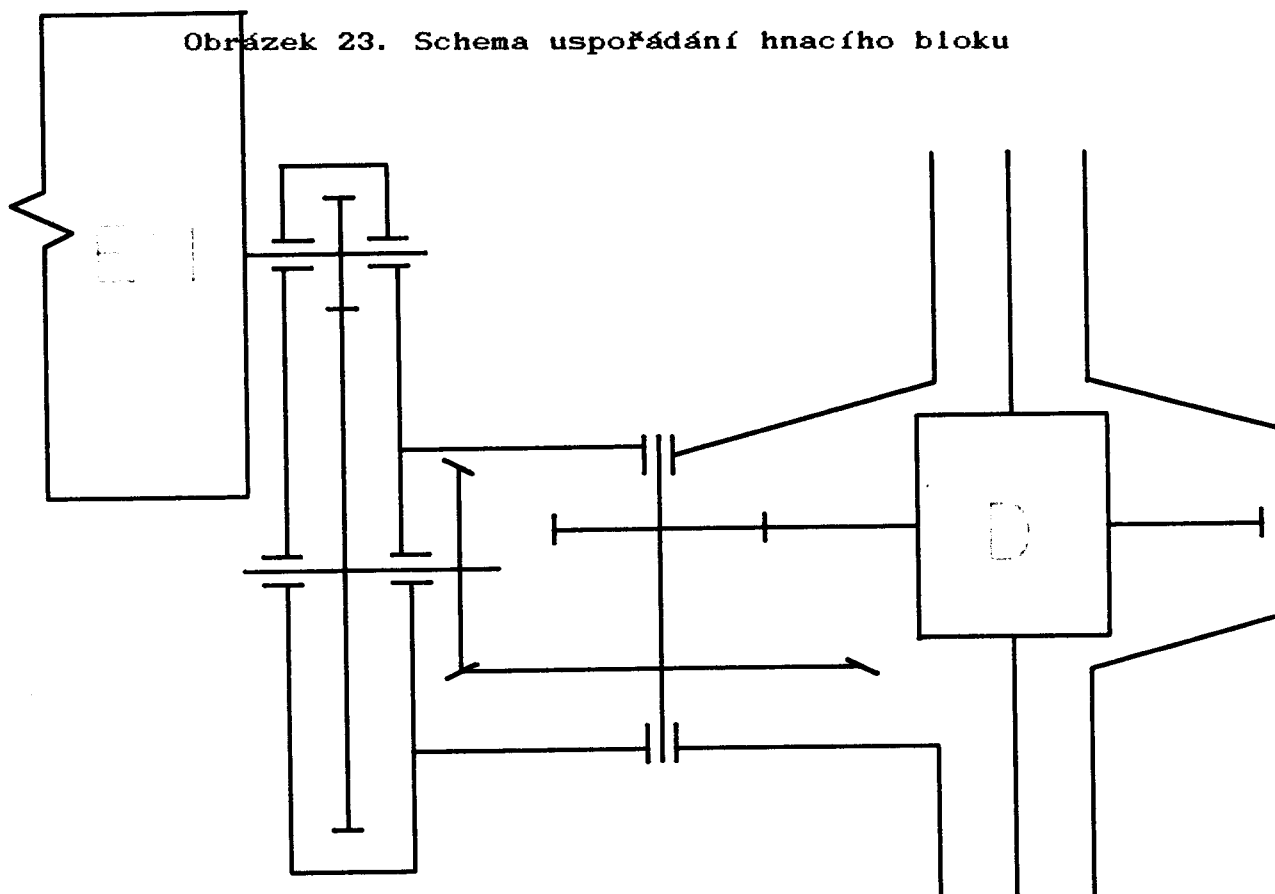
d) Obrázek 26 navazuje na předchozí uspořádání hnacího ústrojí, pouze 1. soukolí převodovky je kuželové, takže elektromotor je umístěn podél vysokozdvizného vozíku. Výhodou je souměrné uložení hnacího bloku s rozvodovkou mezi koly hnací nápravy. Nevýhodou je menší variabilita řešení než v předchozím případě.

4.5 Zhodnocení variant hnacího ústrojí

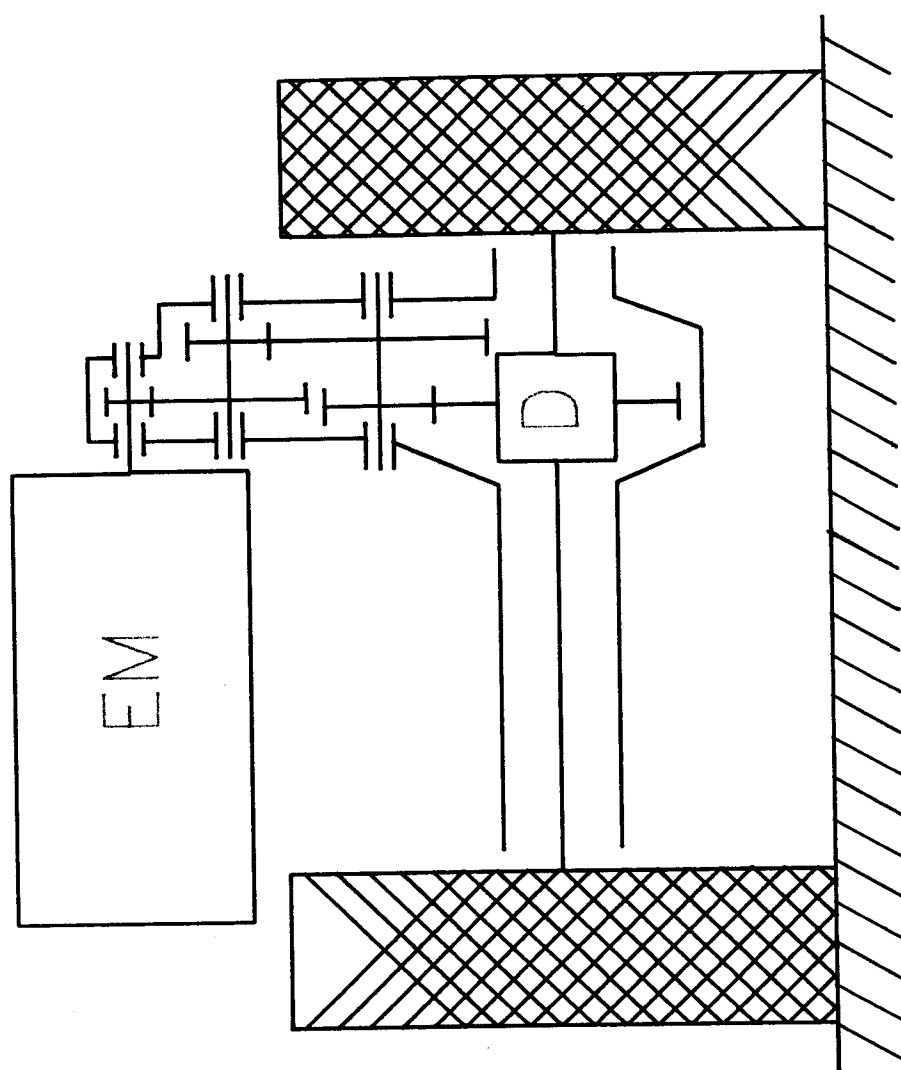
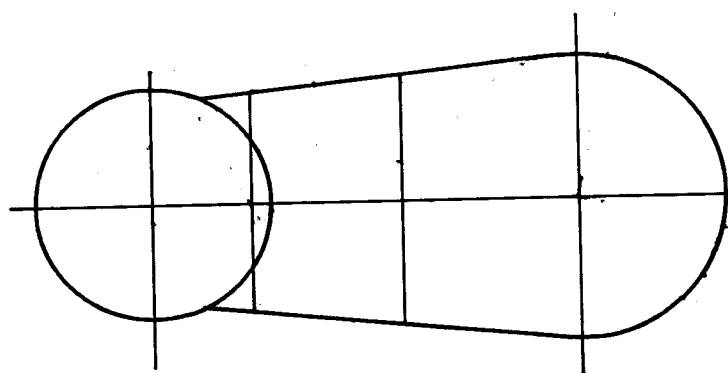
Každé z těchto uvedených uspořádání má své výhody, které vyplývají z požadavků odběratelů na ně. V mém případě není čelní vysokozdvizný vozík blíže definovaný, proto jsem volil variantu c) s dvoustupňovou převodovkou a jednoduchou rozvodovkou, která umožňuje usadit kompaktní blok hnacího ústrojí do vysokozdvizného vozíku od svislé polohy do vodorovné polohy.



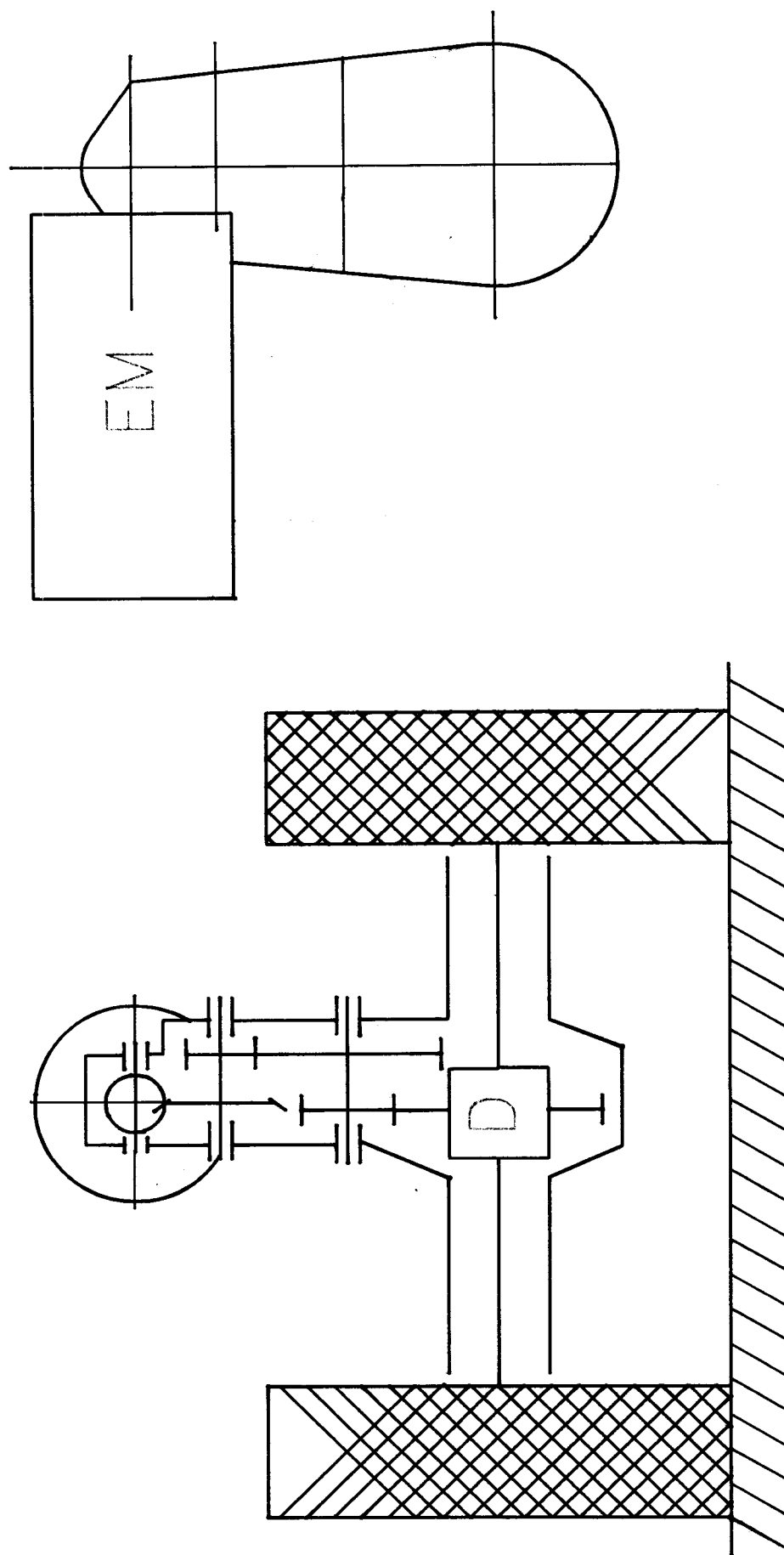
Obrázek 23. Schema uspořádání hnacího bloku



Obrázek 24. Schema uspořádání hnacího bloku



Obrázek 25. Schema uspořádání hnacího bloku



Obrázek 26. Schema uspořádání hnacího bloku

5 VÝPOČET ZVOLENÉ ALTERNATIVY

5.1 Popis konstrukčního zpracování

Hnací ústrojí se skládá z elektromotoru, převodové skříně s rozvodovkou a hnací nápravy. Elektromotor je stejnosměrný trakční umístěný za koly podél hnací nápravy a je pružně uložen v rámu. Převodovka a rozvodovka tvoří jeden blok. Převodovka je pevně spojená s elektromotorem. Obsahuje dvě čelní soukolí stálého převodu se šikmým ozubením. Na tato dvě soukolí navazuje čelní soukolí s přímým ozubením, které tvoří pastorek a talířové kolo rozvodovky. Rozvodovka dále obsahuje kuželový diferenciál čtyřsatelitový. Diferenciál není umístěn souměrně mezi koly hnací nápravy. Planetová kola diferenciálu jsou hřídelem spojena s nábojem kol. K nábojům kol jsou připevněny disky hnacích kol s pneumatikami a dále brzdový buben, na nějž působí brzdové čelisti. Nápravnice je vyrobena jako jeden kus. Na nápravnici je závěs pro připojení zdvihacího zařízení.

5.2 Předpoklady výpočtu

Provoz vysokozdvížného vozíku při rozjezdu činí 5 % z doby pojezdu. Tomuto provozu odpovídá zatížení elektromotoru 133,5 N.m při 1635 ot/min⁻¹. Polovina jízd se provádí s maximálním zatížením vozíku. Tomuto provozu odpovídá zatížení elektromotoru 75 N.m při 2049 ot/min⁻¹. A polovina jízd se provádí naprázdno, jemuž odpovídá zatížení elektromotoru 35 N.m při 2636 ot/min⁻¹. Dobu pojezdu vozíku uvažují 6000 hodin.

Celkový převodový poměr, který je stanoven v kapitole 3.6 a činí $i_c = 21$, jsem rozdělil mezi tři převodové stupně.

$$1. \text{ soukolí: } i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{24} = \underline{3,375} ;$$

$$2. \text{ soukolí: } i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{67}{25} = \underline{2,68} ;$$

$$3. \text{ soukolí: } i_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{65}{28} = \underline{2,321} .$$

5.3 Geometrie jednotlivých ozubených kol

1. soukolí:

			PASTOREK	KOLO
Počet zubů	z	[-]	24	81
Normálový úhel záběru	α_v	[°]	20	
Normálový modul	m	[mm]	2,0	
Úhel sklonu zubu	β	[°]	20	
Šířka zubu	b	[mm]	35	
Čelní modul	m_t	[mm]	2,128	
Čelní úhel záběru	α_t	[°]	21,173	
Čelní rozteč zubů	p_t	[mm]	6,686	
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	51,081	172,397
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	55,081	176,397
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	46,081	167,397
Průměr základní kružnice	d_b	[mm]	47,632	160,759
Osová vzdálenost	a_v	[mm]	111,739	
Celkový součinitel záběru	ε	[-]	3,745	

2. soukolí:

			PASTOREK	KOLO
Počet zubů	z	[-]	25	67
Normálový úhel záběru	α_v	[°]	20	
Normálový modul	m	[mm]	3,5	
Úhel sklonu zubu	β	[°]	8	
Šířka zubu	b	[mm]	35	
Čelní modul	m_t	[mm]	3,534	
Čelní úhel záběru	α_t	[°]	20,181	
Čelní rozteč zubů	p_t	[mm]	11,104	
Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	88,360	236,805
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	95,360	243,805
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	79,610	228,055
Průměr základní kružnice	d_b	[mm]	82,935	222,267
Osová vzdálenost	a_v	[mm]	162,582	
Celkový součinitel záběru	ε	[-]	2,518	

3. soukolí:

		PASTOREK	KOLO
Počet zubů	z [-]	28	65
Normálový úhel záběru	α_v [°]	20	
Normálový modul	m [mm]	4,0	
Jednotkové posunutí profilu	x [°]	0,4	0,9
Šířka zubu	b [mm]	46	
Valivý modul	m_t [mm]	4,103	
Valivý úhel záběru	α_t [°]	23,627	
Rozteč zubů	p [mm]	12,566	
Základní rozteč zubů	p_b [mm]	11,809	
Valivá rozteč	p_v [mm]	12,889	
Průměr valivé kružnice	d_v [mm]	114,875	266,674
Průměr roztečné kružnice	d [mm]	112,000	260,000
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	122,349	274,349
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	105,200	257,200
Průměr základní kružnice	d_b [mm]	105,246	244,320
Osová vzdálenost normální	a [mm]	186,000	
Valivá osová vzdálenost	a_v [mm]	190,774	
Celkový součinitel záběru	ε [-]	1,451	
Tloušťka zubu hlavová	s_a [mm]	2,901	2,908

Poznámka: Geometrie kuželového diferenciálu je uvedena v příloze 25.

5.4 Pevnostní kontrola ozubených kol

Pevnostní výpočet ozubených kol jsem provedl podle ČSN 01 4686 a programu pro pevnostní výpočet převodových mechanismů verze Chodos CHODOV závod OB Škoda PLZEŇ.

1. soukolí:

		PASTOREK	KOLO
Šířka ozubení	[mm]	35	
Materiál		16 220,4	

	PASTOREK	KOLO
Kinematická přesnost	8	
Plynulost chodu	7	
Dotyk boků zubů	6Dh/III	
Drsnost boků zubů [μm]	0,8	
Součinitel bezpečnosti v ohybu	2,13	2,15
Součinitel bezpečnosti v dotyku	1,10	1,12

2. soukolí:

	PASTOREK	KOLO
Šířka ozubení [mm]	35	
Materiál	12 020.4	12 010.4
Kinematická přesnost	8	
Plynulost chodu	7	
Dotyk boků zubů	6Dh/III	
Drsnost boků zubů [μm]	0,8	
Součinitel bezpečnosti v ohybu	1,68	1,79
Součinitel bezpečnosti v dotyku	1,22	1,33

3. soukolí:

	PASTOREK	KOLO
Šířka ozubení [mm]	46	
Materiál	13 242.9	
Kinematická přesnost	7	
Plynulost chodu	7	
Dotyk boků zubů	5Dh/III	
Drsnost boků zubů [μm]	0,8	
Součinitel bezpečnosti v ohybu	1,94	2,30
Součinitel bezpečnosti v dotyku	1,10	1,24

5.5 Silové poměry ozubení

Ozubená kola jsou namáhána krouticím momentem, který lze rozložit na rameno (poloměr kola) a osamělou sílu F_N , která působí obecně v pólu P. Obecnou sílu F_N pak lze rozložit na obvodovou složku F_t , radiální složku F_r a axiální složku F_a . Síly působící na jednotlivá kola jsou zakreslena na obrázku 27 a počítají podle vztahů:

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d}, \quad (13)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_v}{\cos \beta}, \quad (14)$$

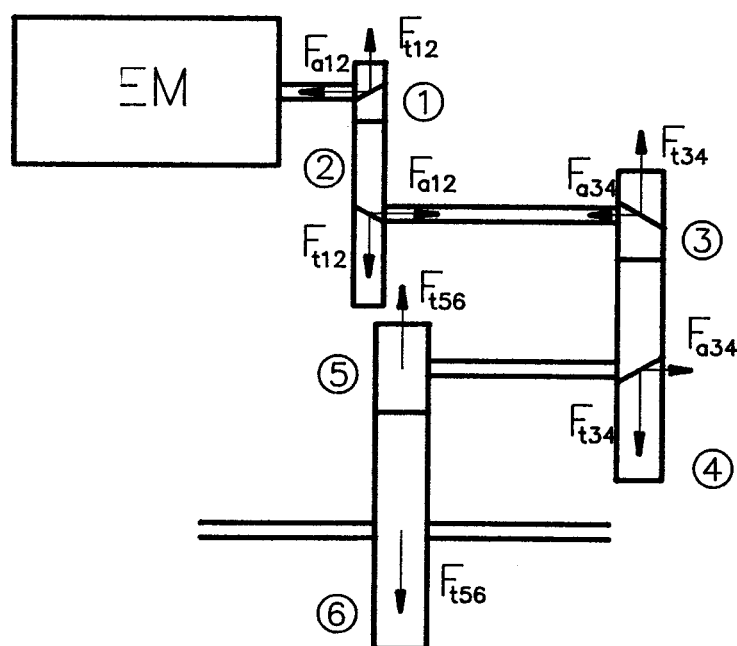
$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (15)$$

pro ozubená kola se šikmým ozubením,

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t, \quad (16)$$

pro ozubená kola s čelním ozubením.

Celý výpočet pro jednotlivé složky souboru zatížení je uveden v příloze 24.



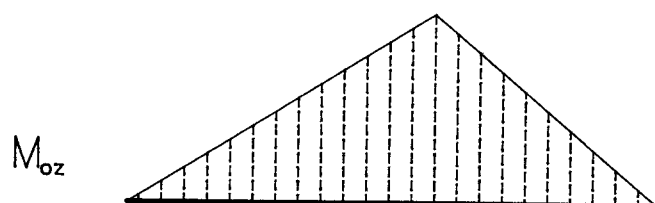
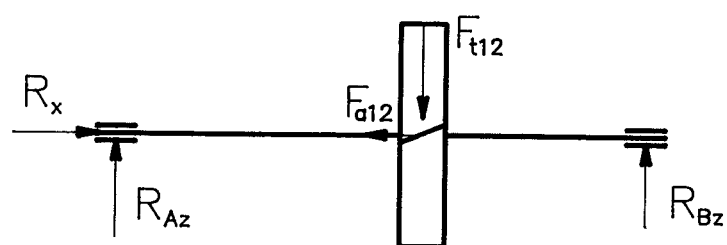
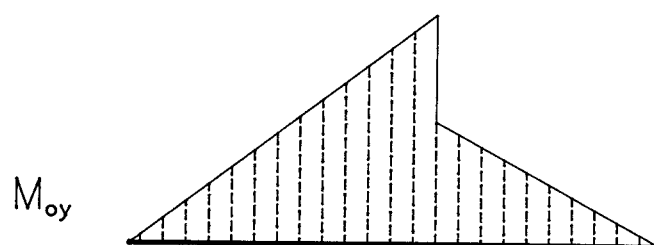
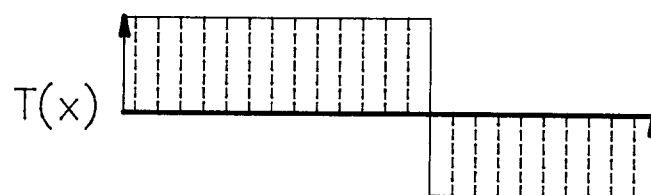
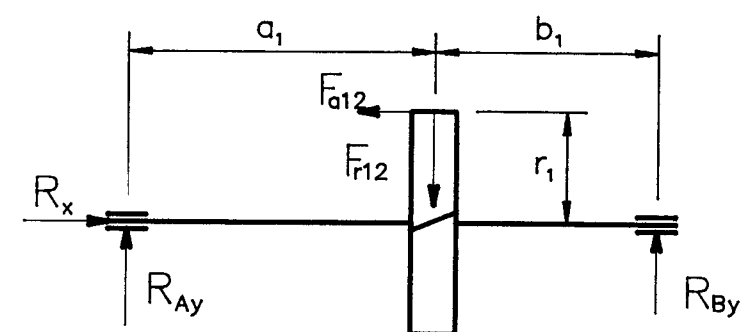
Obrázek 27. Schema silového zatížení ozubení

5.6 Výpočet reakcí a uložení hřídelů

1. hřídel (viz obrázek 28):

Reakce v uložení hřídele jsou pro první hřídel dány vztahy:

$$R_{Ay} = (F_{r12} \cdot b_1 + F_{a12} \cdot r_1) / (a_1 + b_1), \quad (17)$$



Obrázek 28. Zatížení hřídele 1

$$R_{By} = F_{r12} - R_{Ay} , \quad (18)$$

$$R_{Az} = F_{t12} \cdot b_1 / (a_1 + b_1) , \quad (19)$$

$$R_{Bz} = F_{t12} - R_{Az} , \quad (20)$$

$$R_x = F_{a12} , \quad (21)$$

I. Reakce pro první zatížení ze souboru počítány dle vztahů 17, 18, 19, 20, 21:

$$R_{Ay} = (2024,6 \cdot 33,5 + 1902,5 \cdot 25,54) / 73,5 = 1583,9 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 2024,6 - 1583,9 = 440,7 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 5227,33,5 / 73,5 = 2382,4 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 5227 - 2382,4 = 2844,6 \text{ N} ;$$

$$R_{AI} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 2860,9 \text{ N} ;$$

$$R_{BI} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 2870,5 \text{ N} ;$$

$$R_{xI} = 1902,5 \text{ N} ;$$

II. Reakce pro druhé zatížení ze souboru počítány podle vztahů 17, 18, 19, 20, 21:

$$R_{Ay} = (1137,4 \cdot 33,5 + 1068,8 \cdot 25,54) / 73,5 = 889,8 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 1137,4 - 889,8 = 247,6 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 2936,5 \cdot 33,5 / 73,5 = 1338,4 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 2936,5 - 1338,4 = 1598,1 \text{ N} ;$$

$$R_{AII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 1607,2 \text{ N} ;$$

$$R_{BII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1617,2 \text{ N} ;$$

$$R_{xII} = 1068,8 \text{ N} ;$$

III. Reakce pro třetí zatížení ze souboru počítány dle vztahů 17, 18, 19, 20, 21:

$$R_{Ay} = (530,8 \cdot 33,5 + 498,8 \cdot 25,54) / 73,5 = 415,3 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 530,8 - 415,3 = 115,5 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 1370,4 \cdot 33,5 / 73,5 = 624,6 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 1370,4 - 624,6 = 745,8 \text{ N} ;$$

$$R_{AIII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 750,1 \text{ N} ;$$

$$R_{BIII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 754,7 \text{ N} ;$$

$$R_{xIII} = 498,8 \text{ N} .$$

Střední zatížení ložisek vypočteno ze souboru zatížení podle vztahů:

$$F_{sA} = \sqrt[3]{\frac{R_{AI}^p \cdot q_1 \cdot n_1 + R_{AII}^p \cdot q_2 \cdot n_2 + R_{AIII}^p \cdot q_3 \cdot n_3}{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + q_3 \cdot n_3}}, \quad (22)$$

$$F_{sB} = \sqrt[3]{\frac{R_{BI}^p \cdot q_1 \cdot n_1 + R_{BII}^p \cdot q_2 \cdot n_2 + R_{BIII}^p \cdot q_3 \cdot n_3}{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + q_3 \cdot n_3}}, \quad (23)$$

$$F_{sx} = \sqrt[3]{\frac{R_{xI}^p \cdot q_1 \cdot n_1 + R_{xII}^p \cdot q_2 \cdot n_2 + R_{xIII}^p \cdot q_3 \cdot n_3}{q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + q_3 \cdot n_3}}, \quad (24)$$

Střední radiální zatížení ložiska A je podle vztahu 22:

$$F_{sA} = \sqrt[3]{\frac{2860,9^3 \cdot 0,05 \cdot 1635 + 1607,2^3 \cdot 0,47 \cdot 2049 + 750,1^3 \cdot 0,48 \cdot 2636}{0,05 \cdot 1635 + 0,47 \cdot 2049 + 0,48 \cdot 2636}}$$

$$F_{sA} = 1407,9 \text{ N.}$$

Střední radiální zatížení ložiska B je podle vztahu 23:

$$F_{sB} = \sqrt[3]{\frac{2878,5^3 \cdot 0,05 \cdot 1635 + 1617,2^3 \cdot 0,47 \cdot 2049 + 754,7^3 \cdot 0,48 \cdot 2636}{0,05 \cdot 1635 + 0,47 \cdot 2049 + 0,48 \cdot 2636}}$$

$$F_{sB} = 1416,6 \text{ N.}$$

Střední axiální zatížení ložisek je podle vztahu 24:

$$F_{sx} = \sqrt[3]{\frac{1902,5^3 \cdot 0,05 \cdot 1635 + 1068,8^3 \cdot 0,47 \cdot 2049 + 498,8^3 \cdot 0,48 \cdot 2636}{0,05 \cdot 1635 + 0,47 \cdot 2049 + 0,48 \cdot 2636}}$$

$$F_{sx} = 936,2 \text{ N.}$$

Ekvivalentní zatížení ložisek a jejich požadovaná dynamická únosnost je určena výrazy:

$$F_e = X \cdot F_s + Y \cdot F_{sx}, \quad (25)$$

$$C = F_e \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot n_e \cdot L_h}{10^6}}, \quad (26)$$

$$n_e = q_1 \cdot n_1 + q_2 \cdot n_2 + q_3 \cdot n_3, \quad (27)$$

Ekvivalentní zatížení ložiska A a jeho dynamická únosnost podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eA} = 0,56 \cdot 1407,9 + 1,71 \cdot 936,2 = 2389,3 \text{ N ;}$$

$$C = 2389,3 \cdot \sqrt{\frac{60 \cdot 2310 \cdot 6000}{10^6}} = 22\,469 \text{ N} ;$$

Pro ložisko A jsem zvolil kuličkové radiální řady 6209.

Ekvivalentní zatížení ložiska B a jeho dynamická únosnost určena podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eB} = 0,56 \cdot 1416,6 + 1,46 \cdot 936,2 = 2160,1 \text{ N} ;$$

$$C = 2389,3 \cdot \sqrt{\frac{60 \cdot 2310 \cdot 6000}{10^6}} = 20\,313,8 \text{ N} ;$$

Pro ložisko B jsem zvolil kuličkové radiální 6208.

2. hřídel (viz obrázek 29):

Reakce v uložení hřídele jsou pro první hřídel dány vztahy:

$$R_{Ay} = (F_{r12} \cdot (b_2 + c_2) + F_{r34} \cdot c_2 - F_{a12} \cdot r_2 + F_{a34} \cdot r_3) / (a_2 + b_2 + c_2) , \quad (28)$$

$$R_{By} = F_{r12} + F_{r34} - R_{Ay} , \quad (29)$$

$$R_{Az} = (F_{t12} \cdot (b_2 + c_2) - F_{t34} \cdot c_2) / (a_2 + b_2 + c_2) , \quad (30)$$

$$R_{Bz} = F_{t12} - F_{t34} - R_{Az} , \quad (31)$$

$$R_x = F_{a12} - F_{a34} , \quad (32)$$

I. Reakce pro první zatížení ze souboru počítány dle vztahů 28, 29, 30, 31, 32:

$$R_{Ay} = (2024,6 \cdot 81 + 3748,4 \cdot 41 - 1902,5 \cdot 86,2 + 1433,3 \cdot 44,18) / 112,5 = 1928,9 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 2024,6 + 3748,4 - 1928,9 = 3844,1 \text{ N} ;$$

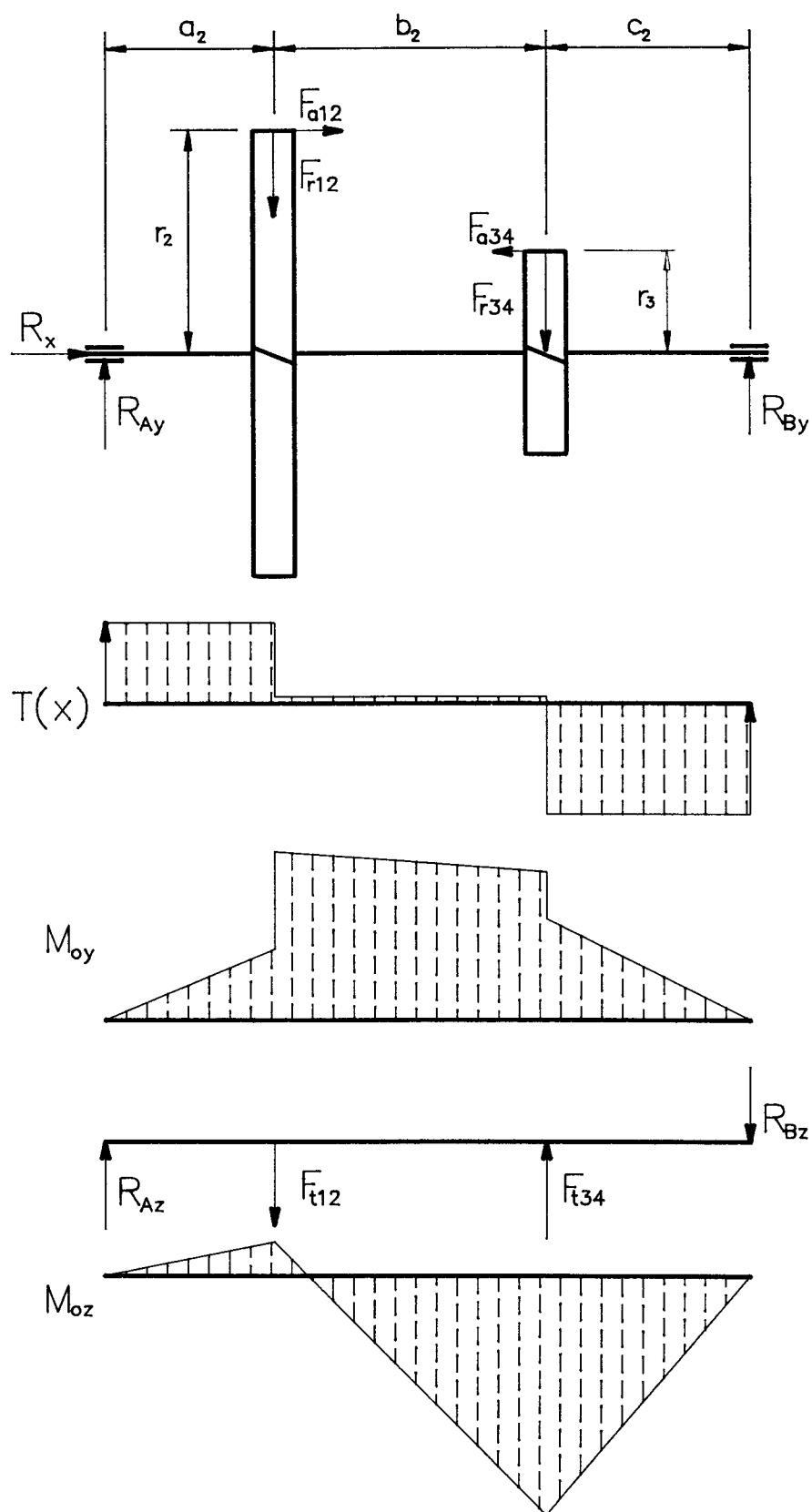
$$R_{Az} = (5227,81 - 10198,3 \cdot 41) / 112,5 = 46,7 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 5227 - 10198,3 - 46,7 = -5018 \text{ N} ;$$

$$R_{AI} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 1929,5 \text{ N} ;$$

$$R_{BI} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 6321,2 \text{ N} ;$$

$$R_{xI} = 1902,5 - 1433,3 = 469,2 \text{ N} ;$$



Obrázek 29. Zatížení hřídele 2

II. Reakce pro druhé zatížení ze souboru počítány podle vztahů 28, 29, 30, 31, 32:

$$R_{Ay} = (1137,4 \cdot 81 + 2105,8 \cdot 41 - 1068,8 \cdot 86,2 + 805,2 \cdot 44,18) / 112,5 = 1083,6 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 1137,4 + 2105,8 - 1083,6 = 2159,6 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = (2936,5 \cdot 81 - 5729,4 \cdot 41) / 112,5 = 26,3 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 2936,5 - 5729,4 - 26,3 = -2819,1 \text{ N} ;$$

$$R_{AII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 1083,9 \text{ N} ;$$

$$R_{BII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 3551,3 \text{ N} ;$$

$$R_{xII} = 1068,8 - 805,2 = 263,6 \text{ N} ;$$

III. Reakce pro třetí zatížení ze souboru počítány dle vztahů 28, 29, 30, 31, 32:

$$R_{Ay} = (530,8 \cdot 81 + 982,7 \cdot 41 - 498,8 \cdot 86,2 + 375,8 \cdot 44,18) / 112,5 = 505,7 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 530,8 + 982,7 - 505,7 = 1007,8 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = (1370,4 \cdot 81 - 2673,7 \cdot 41) / 112,5 = 12,3 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 1370,4 - 2673,7 - 12,3 = -1315,6 \text{ N} ;$$

$$R_{AIII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 505,8 \text{ N} ;$$

$$R_{BIII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1657,2 \text{ N} ;$$

$$R_{xIII} = 498,8 - 375,8 = 123 \text{ N} .$$

Střední radiální zatížení ložiska A je podle vztahu 22:

$$F_{sA} = \sqrt[3]{\frac{1929,5^3 \cdot 0,05 \cdot 484,4 + 1083,9^3 \cdot 0,47 \cdot 607,1 + 505,8^3 \cdot 0,48 \cdot 781,04}{0,05 \cdot 484,4 + 0,47 \cdot 607,1 + 0,48 \cdot 781,04}}$$

$$F_{sA} = 949,5 \text{ N} .$$

Střední radiální zatížení ložiska B je podle vztahu 23:

$$F_{sB} = \sqrt[3]{\frac{6321,2^3 \cdot 0,05 \cdot 484,4 + 3551,3^3 \cdot 0,47 \cdot 607,1 + 1657,2^3 \cdot 0,48 \cdot 781,04}{0,05 \cdot 484,4 + 0,47 \cdot 607,1 + 0,48 \cdot 781,04}}$$

$$F_{sB} = 3110,8 \text{ N} .$$

Střední axiální zatížení ložisek je podle vztahu 24:

$$F_{sx} = \sqrt[3]{\frac{469,2^3 \cdot 0,05 \cdot 484,4 + 263,6^3 \cdot 0,47 \cdot 607,1 + 123^3 \cdot 0,48 \cdot 781,04}{0,05 \cdot 484,4 + 0,47 \cdot 607,1 + 0,48 \cdot 781,04}}$$

$$F_{sx} = 230,9 \text{ N} .$$

Ekvivalentní zatížení ložiska A a jeho dynamická únosnost podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eA} = 0,56 \cdot 949,5 + 2 \cdot 230,9 = 993,5 \text{ N} ;$$

$$C = 993,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 684,5 \cdot 6000}{10^6}} = 6 \ 229,5 \text{ N} ;$$

Pro ložisko A jsem zvolil kuličkové radiální řady 6206.

Ekvivalentní zatížení ložiska B a jeho dynamická únosnost určena podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eB} = F_{sB} = 3110,8 \text{ N} ;$$

$$C = 3110,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 684,5 \cdot 6000}{10^6}} = 19 \ 502,4 \text{ N} ;$$

Pro ložisko B jsem zvolil kuličkové radiální 6308.

3. hřídel (viz obrázek 30):

Reakce v uložení hřídele jsou pro první hřídel dány vztahy:

$$R_{Ay} = (F_{r56} \cdot (b_3 + c_3) + F_{r34} \cdot c_3 - F_{a34} \cdot r_4) / (a_3 + b_3 + c_3) \quad (33)$$

$$R_{By} = F_{r56} + F_{r34} - R_{Ay} , \quad (34)$$

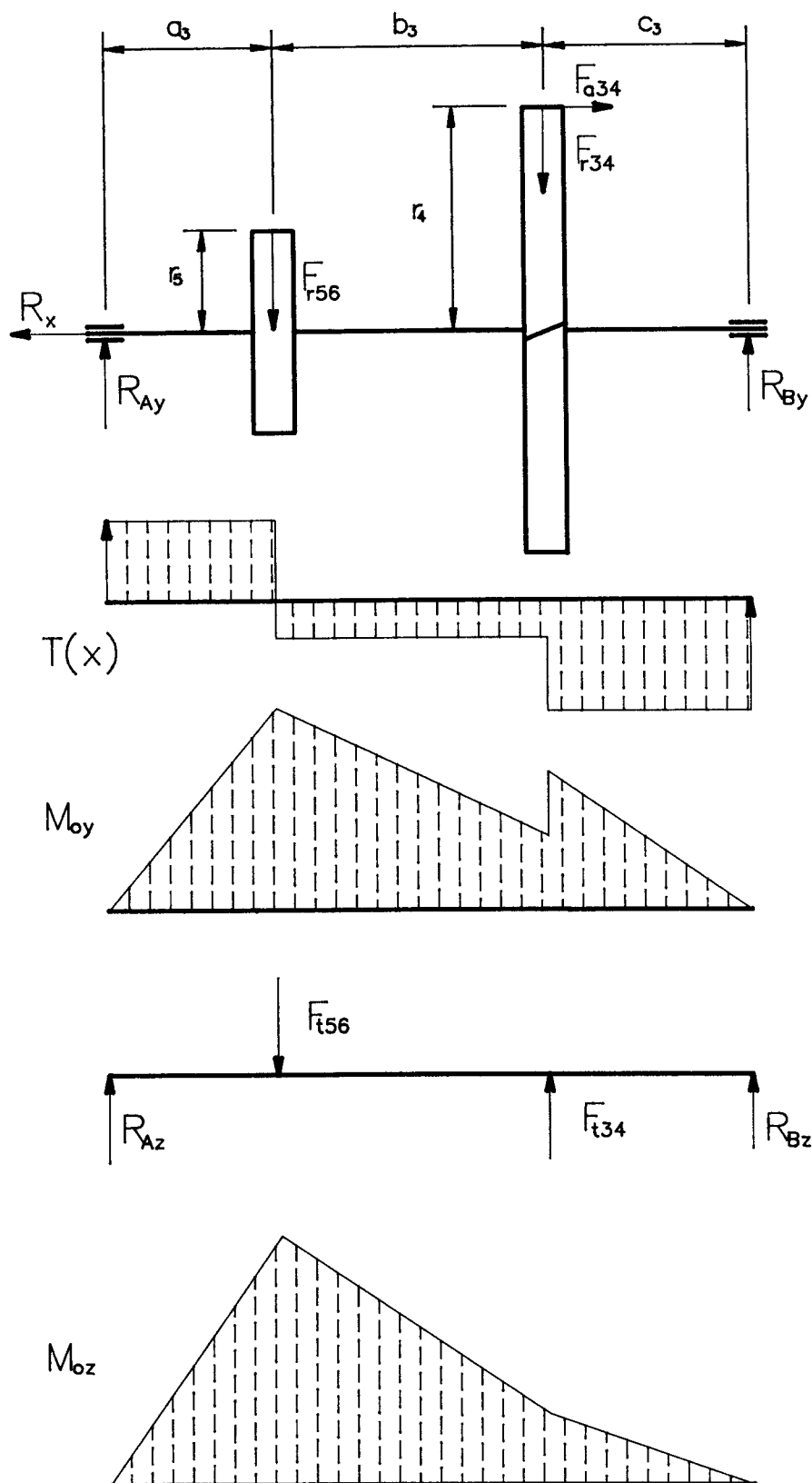
$$R_{Az} = (F_{t56} \cdot (b_3 + c_3) - F_{t34} \cdot c_3) / (a_3 + b_3 + c_3), \quad (35)$$

$$R_{Bz} = F_{t56} - F_{t34} - R_{Az} , \quad (36)$$

$$R_x = F_{a34} , \quad (37)$$

I. Reakce pro první zatížení ze souboru počítány dle vztahů 33, 34, 35, 36, 37:

$$R_{Ay} = (9196,5 \cdot 77 + 3748,4 \cdot 31,5 - 1433,3 \cdot 118,4) / 120,5 = 5448,2 \text{ N} ;$$



Obrázek 30. Zatížení hřídele 3

$$\begin{aligned}
 R_{By} &= 9196,5 + 3748,4 - 5448,2 = 7496,7 \text{ N} ; \\
 R_{Az} &= (21023,77 - 10198,3 \cdot 31,5) / 120,5 = 10767,8 \text{ N} ; \\
 R_{Bz} &= 21023 - 10198,3 - 10767,8 = 56,9 \text{ N} ; \\
 R_{AI} &= \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 12067,7 \text{ N} ; \\
 R_{BI} &= \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 7496,9 \text{ N} ; \\
 R_{xI} &= 1433,3 \text{ N} ;
 \end{aligned}$$

II. Reakce pro druhé zatížení ze souboru počítány podle vztahů 33, 34, 35, 36, 37:

$$\begin{aligned}
 R_{Ay} &= (5166,6 \cdot 77 + 2105,8 \cdot 31,5 - \\
 &\quad 805,2 \cdot 118,4) / 120,5 = 3060,8 \text{ N} ; \\
 R_{By} &= 5166,6 + 2105,8 - 3060,8 = 4211,6 \text{ N} ; \\
 R_{Az} &= (11810,7 \cdot 77 - 5729,4 \cdot 31,5) / 120,5 = 6049,4 \text{ N} ; \\
 R_{Bz} &= 11810,7 - 5729,4 - 6049,4 = 31,9 \text{ N} ; \\
 R_{AII} &= \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 6779,7 \text{ N} ; \\
 R_{BII} &= \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 4211,7 \text{ N} ; \\
 R_{xII} &= 805,2 \text{ N} ;
 \end{aligned}$$

III. Reakce pro třetí zatížení ze souboru počítány dle vztahů 33, 34, 35, 36, 37:

$$\begin{aligned}
 R_{Ay} &= (2411,1 \cdot 77 + 982,7 \cdot 31,5 - \\
 &\quad 375,8 \cdot 118,4) / 120,5 = 1428,3 \text{ N} ; \\
 R_{By} &= 2411,1 + 982,7 - 1428,3 = 1965,5 \text{ N} ; \\
 R_{Az} &= (5511,6 \cdot 77 - 2673,7 \cdot 31,5) / 120,5 = 2823 \text{ N} ; \\
 R_{Bz} &= 5511,6 - 2673,7 - 2823 = 14,9 \text{ N} ; \\
 R_{AIII} &= \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 3163,8 \text{ N} ; \\
 R_{BIII} &= \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1965,6 \text{ N} ; \\
 R_{xIII} &= 375,8 \text{ N} .
 \end{aligned}$$

Střední radiální zatížení ložiska A je podle vztahu 22:

$$F_{sA} = 10/3 \sqrt{\frac{12067,7^{10/3} \cdot 0,05 \cdot 180,8 + 6779,7^{10/3} \cdot 0,47 \cdot 226,5 + 3163,8^{10/3} \cdot 0,48 \cdot 291,4}{0,05 \cdot 180,8 + 0,47 \cdot 226,5 + 0,48 \cdot 291,4}} ,$$

$$F_{sA} = 949,5 \text{ N} .$$

Střední radiální zatížení ložiska B je podle vztahu 23:

$$F_{sB} = 10^{10/3} \sqrt{\frac{7496,9^{10/3} 0,05.180,8 + 4211,7^{10/3} 0,47.226,5 + 1965,6^{10/3} 0,48.291,4}{0,05.180,8 + 0,47.226,5 + 0,48.291,4}},$$

$$F_{sB} = 3787,5 \text{ N.}$$

Střední axiální zatížení ložisek je podle vztahu 24:

$$F_{sx} = 10^{10/3} \sqrt{\frac{1433,3^{10/3} 0,05.180,8 + 805,2^{10/3} 0,47.226,5 + 375,8^{10/3} 0,48.291,4}{0,05.180,8 + 0,47.226,5 + 0,48.291,4}},$$

$$F_{sx} = 724,1 \text{ N.}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska A a jeho dynamická únosnost podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eA} = F_{sA} = 6096,7 \text{ N ;}$$

$$C = 6096,7 \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60.255,4.6000}{10^6}} = 23\,667,5 \text{ N ;}$$

Pro ložisko A jsem zvolil kuželíkové řady 30 209.

Ekvivalentní zatížení ložiska B a jeho dynamická únosnost určena podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eB} = F_{sB} = 3787,5 \text{ N ;}$$

$$C = 3787,5 \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60.255,4.6000}{10^6}} = 14\,703 \text{ N ;}$$

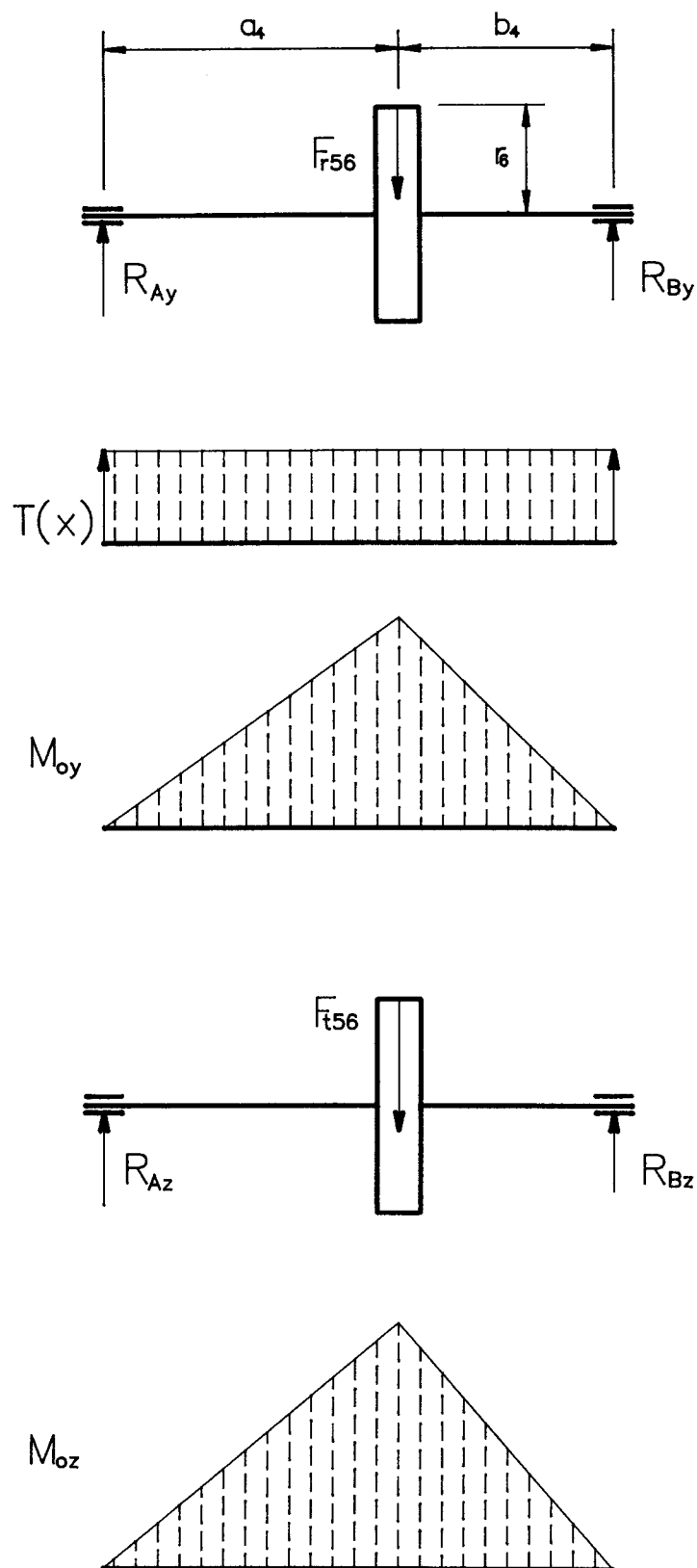
Pro ložisko B jsem zvolil kuželíkové řady 30 207.

4. hřídel (viz obrázek 31):

Reakce v uložení hřídele jsou pro první hřídel dány vztahy:

$$R_{Ay} = F_{r56} \cdot b_4 / (a_4 + b_4), \quad (38)$$

$$R_{By} = F_{r56} - R_{Ay}, \quad (39)$$



Obrázek 31. Zatížení hřídle 4

$$R_{Az} = F_{156} \cdot b_4 / (a_4 + b_4) , \quad (40)$$

$$R_{Bz} = F_{156} - R_{Az} , \quad (41)$$

I. Reakce pro první zatížení ze souboru počítány dle vztahů 38, 39, 40, 41:

$$R_{Ay} = 9196,5 \cdot 74,5 / 229,5 = 2985,4 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 9196,5 - 2985,4 = 6211,1 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 21023,74,5 / 229,5 = 6824,5 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 21023 - 6824,5 = 14198,5 \text{ N} ;$$

$$R_{AI} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 7448,9 \text{ N} ;$$

$$R_{BI} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 15497,6 \text{ N} ;$$

II. Reakce pro druhé zatížení ze souboru počítány podle vztahů 38, 39, 40, 41:

$$R_{Ay} = 5166,6 \cdot 74,5 / 229,5 = 1667,2 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 5166,6 - 1667,2 = 3489,4 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 11810,7 \cdot 74,5 / 229,5 = 3834 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 11810,7 - 3834 = 7976,7 \text{ N} ;$$

$$R_{AII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 4180,8 \text{ N} ;$$

$$R_{BII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 8706,8 \text{ N} ;$$

III. Reakce pro třetí zatížení ze souboru počítány dle vztahů 38, 39, 40, 41:

$$R_{Ay} = 2411,1 \cdot 74,5 / 229,5 = 782,7 \text{ N} ;$$

$$R_{By} = 2411,1 - 782,7 = 1628,4 \text{ N} ;$$

$$R_{Az} = 5511,6 \cdot 74,5 / 229,5 = 1789,2 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 5511,6 - 1789,2 = 3722,4 \text{ N} ;$$

$$R_{AIII} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 1952,9 \text{ N} ;$$

$$R_{BIII} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 4063 \text{ N} ;$$

Střední radiální zatížení ložiska A je podle vztahu 22:

$$F_{sA} = 10^{10/3} \sqrt{\frac{7448,9^{10/3} \cdot 0,05,77,86 + 4180,8^{10/3} \cdot 0,47,97,57 + 1952,9^{10/3} \cdot 0,48,125,5}{0,05,77,86 + 0,47,97,57 + 0,48,125,5}} = 3761 \text{ N} ;$$

Střední radiální zatížení ložiska B je podle vztahu 23:

$$F_{sB} = 10^{10/3} \sqrt{\frac{15497,6^{10/3} 0,05.77,86 + 8706,5^{10/3} 0,47.97,57 + 4063^{10/3} 0,48.125,5}{0,05.77,86 + 0,47.97,57 + 0,48.125,5}} = 7829,2 \text{ N.}$$

Ekvivalentní zatížení ložiska A a jeho dynamická únosnost podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eA} = F_{sA} = 3761 \text{ N ;}$$

$$C = 3761 \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60.110.6000}{10^6}} = 11\,340,5 \text{ N ;}$$

Pro ložisko A jsem zvolil kuželíkové řady 30 211.

Ekvivalentní zatížení ložiska B a jeho dynamická únosnost určena podle vztahů 25, 26, 27:

$$F_{eB} = F_{sB} = 7829,2 \text{ N ;}$$

$$C = 7829,2 \cdot 10^{10/3} \sqrt{\frac{60.110.6000}{10^6}} = 23\,607,3 \text{ N ;}$$

Pro ložisko B jsem zvolil kuželíkové řady 30 211.

5.7 Pevnostní kontrola hřídelů

1. hřídel:

Na obrázku 28 je znázorněn průběh posouvajících sil, průběh ohybového momentu v rovině xy a v průběh ohybového momentu v rovině xz. Kritický průřez hřídel J je vzdálen $j = 22,5 \text{ mm}$ od osy ložiska A. Tento průřez je namáhán:

a) ohybovým momentem:

$$M_{Jy} = R_{Ay} \cdot j = 1583,9 \cdot 22,5 = 35637,8 \text{ N.mm ;}$$

$$M_{Jz} = R_{Az} \cdot j = 2382,4 \cdot 22,5 = 53604 \text{ N.mm ;}$$

$$M_J = \sqrt{M_{Jy}^2 + M_{Jz}^2} = 64369,5 \text{ N.mm ;}$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu hřídele 1:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} , \quad (42)$$

$$\sigma_J = \frac{32 \cdot M_J}{\pi \cdot (d_1^3 - d_2^3)} = \frac{32 \cdot 64369,5}{\pi \cdot (45^3 - 34^3)} = 12,65 \text{ MPa} ;$$

b) krouticím momentem:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} , \quad (43)$$

$$\tau_J = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot (d_1^3 - d_2^3)} = \frac{16 \cdot 133500}{\pi \cdot (45^3 - 34^3)} = 13 \text{ MPa} ;$$

Materiál hřídele je 16 220:

mez pevnosti v tahu $R_m = 880 \text{ MPa} ;$

mez kluzu v tahu $R_e = 635 \text{ MPa} ;$

mez kluzu v krutu $\tau_k = 368 \text{ MPa} ;$

Teoretická mez únavy materiálu:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot R_m , \quad (44)$$

$$\sigma_c = 0,35 \cdot 880 = 308 \text{ MPa} ;$$

Skutečná mez únavy v ohybu:

$$\sigma_{co} = \sigma_c \cdot \frac{\eta \cdot v_o}{\beta_o} , \quad (45)$$

Součinitelé ze vztahu 45 jsou určeny z literatury [2]:

vrubový součinitel v ohybu $\beta_o = 2,008$

součinitel velikosti součásti $v_o = 0,902$

součinitel jakosti povrchu při ohybu $\eta = 0,88$

$$\sigma_{co} = 308 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,902}{2,008} = 121,8 \text{ MPa} ;$$

Součinitel bezpečnosti v statickém krutu:

$$k_\tau = \frac{\tau_k}{\tau_J} , \quad (46)$$

$$k_\tau = \frac{368}{13} = 28 ;$$

Součinitel bezpečnosti ve střídavém ohybu:

$$k\sigma = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_J} \quad , \quad (47)$$

$$k\sigma = \frac{121,8}{12,65} = 9,6 \quad ;$$

Výsledný součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{k\sigma \cdot k\tau}{\sqrt{k\sigma^2 + k\tau^2}} \quad , \quad (48)$$

$$k = \frac{9,6 \cdot 28}{\sqrt{9,6^2 + 28^2}} = \underline{9,1} \quad ;$$

2. hřídel:

Na obrázku 29 je znázorněn průběh posouvajících sil, průběh ohybového momentu v rovině xy a v průběh ohybového momentu v rovině xz . Kritický průřez hřídele J je vzdálen $j = 24 \text{ mm}$ od osy ložiska B . Tento průřez je namáhán:

a) ohybovým momentem:

$$M_{Jy} = R_{By} \cdot j = 3844,1 \cdot 24 = 92258,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad ;$$

$$M_{Jz} = R_{Bz} \cdot j = 5018,24 = 120432 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad ;$$

$$M_J = \sqrt{M_{Jy}^2 + M_{Jz}^2} = 151708,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad ;$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu hřídele 2 dle vztahu 42:

$$\sigma_J = \frac{32 \cdot M_J}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 151708,5}{\pi \cdot 32^3} = 47,2 \text{ MPa} \quad ;$$

b) kroutícím momentem dle vztahu 43:

$$\tau_J = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 450562,5}{\pi \cdot 32^3} = 70 \text{ MPa} \quad ;$$

Materiál hřídele je 11 600:

mez pevnosti v tahu	$R_m = 600 \text{ MPa} ;$
mez kluzu v tahu	$R_e = 330 \text{ MPa} ;$
mez kluzu v krutu	$\tau_k = 192 \text{ MPa} ;$

Teoretická mez únavy materiálu dle vztahu 44:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot 600 = 210 \text{ MPa} ;$$

Skutečná mez únavy v ohybu je dána podle vztahu 45 a součinitelé v tomto vztahu jsou určeny z literatury [2]:

vrubový součinitel v ohybu	$\beta_0 = 1,8$
součinitel velikosti součásti	$v_0 = 0,933$
součinitel jakosti povrchu při ohybu	$\eta = 0,9$

$$\sigma_{co} = 210 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,933}{1,8} = 98 \text{ MPa} ;$$

Součinitel bezpečnosti v statickém krutu podle vztahu 46:

$$k_\tau = \frac{192}{70} = 2,74 ;$$

Součinitel bezpečnosti ve střídavém ohybu podle vztahu 47:

$$k_\sigma = \frac{98}{47,2} = 2,08 ;$$

Výsledný součinitel bezpečnosti

vypočítaný podle vztahu 48:

$$k = \frac{2,74 \cdot 2,08}{\sqrt{2,74^2 + 2,08^2}} = 1,65 ;$$

3. hřídel:

Na obrázku 30 je znázorněn průběh posouvajících sil, průběh ohybového momentu v rovině xy a v průběh ohybového momentu v rovině xz . Kritický průřez hřídele J je vzdálen $j = 20,5 \text{ mm}$ od osy ložiska A . Tento průřez je namáhán:

a) ohybovým momentem:

$$M_{Jy} = R_{Ay} \cdot j = 5448,2 \cdot 20,5 = 111688,1 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

$$M_{Jz} = R_{Az} \cdot j = 10767,8 \cdot 20,5 = 220739,9 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

$$M_J = \sqrt{M_{Jy}^2 + M_{Jz}^2} = 247387 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu hřídele 3 dle vztahu 42:

$$\sigma_J = \frac{32 \cdot M_J}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 247387}{\pi \cdot 46^3} = 26 \text{ MPa} ;$$

b) krouticím momentem dle vztahu 43:

$$\tau_J = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 1207507,5}{\pi \cdot 46^3} = 63,2 \text{ MPa} ;$$

Materiál hřídele je 11 500:

$$\text{mez pevnosti v tahu} \quad R_m = 500 \text{ MPa} ;$$

$$\text{mez kluzu v tahu} \quad R_e = 260 \text{ MPa} ;$$

$$\text{mez kluzu v krutu} \quad \tau_k = 151 \text{ MPa} ;$$

Teoretická mez únavy materiálu dle vztahu 44:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot 500 = 175 \text{ MPa} ;$$

Skutečná mez únavy v ohybu je dána podle vztahu 45 a součinitelé v tomto vztahu jsou určeny z literatury [2]:

$$\text{vrubový součinitel v ohybu} \quad \beta_0 = 1,76$$

$$\text{součinitel velikosti součásti} \quad v_0 = 0,912$$

$$\text{součinitel jakosti povrchu při ohybu} \quad \eta = 0,9$$

$$\sigma_{co} = 175 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,912}{1,76} = 81,6 \text{ MPa} ;$$

Součinitel bezpečnosti v statickém krutu podle vztahu 46:

$$k_{\tau} = \frac{151}{63,2} = 2,39 ;$$

Součinitel bezpečnosti ve střídavém ohybu podle vztahu 47:

$$k_{\sigma} = \frac{81,6}{26} = 3,14 ;$$

Výsledný součinitel bezpečnosti

vypočítaný podle vztahu 48:

$$k = \frac{3,14 \cdot 2,39}{\sqrt{3,14^2 + 2,39^2}} = \underline{1,9} ;$$

4. hřídel:

Na obrázku 31 je znázorněn průběh posouvajících sil, průběh ohybového momentu v rovině xy a v průběh ohybového momentu v rovině xz . Kritický průřez hřídele J je vzdálen $j = 55$ mm od osy ložiska B . Tento průřez je namáhán:

a) ohybovým momentem:

$$M_{Jy} = R_{By} \cdot j = 6211,1 \cdot 55 = 341610,5 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

$$M_{Jz} = R_{Bz} \cdot j = 14198,5 \cdot 55 = 780917,5 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

$$M_J = \sqrt{M_{Jy}^2 + M_{Jz}^2} = 852367,2 \text{ N} \cdot \text{mm} ;$$

Ohybové napětí v kritickém průřezu hřídele 4 dle vztahu 42:

$$\sigma_J = \frac{32 \cdot M_J}{\pi \cdot (d_1^3 - d_2^3)} = \frac{32 \cdot 852367,2}{\pi \cdot (70^3 - 51^3)} = 41,3 \text{ MPa} ;$$

b) krouticím momentem dle vztahu 43:

$$\tau_J = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot (d_1^3 - d_2^3)} = \frac{16 \cdot 2803500}{\pi \cdot (70^3 - 51^3)} = 67,9 \text{ MPa} ;$$

Materiál hřídele je 11 600:

mez pevnosti v tahu $R_m = 600 \text{ MPa}$;

mez kluzu v tahu $R_e = 330 \text{ MPa}$;

mez kluzu v krutu $\tau_k = 192 \text{ MPa}$;

Teoretická mez únavy materiálu dle vztahu 44:

$$\sigma_c = 0,35 \cdot 600 = 210 \text{ MPa} ;$$

Skutečná mez únavy v ohybu je dána podle vztahu 45 a součinitelé v tomto vztahu jsou určeny z literatury [2]:

vrubový součinitel v ohybu $\beta_o = 1,525$

součinitel velikosti součásti $v_o = 0,892$

součinitel jakosti povrchu při ohybu $\eta = 0,85$

$$\sigma_{co} = 210 \cdot \frac{0,85 \cdot 0,892}{1,525} = 104,4 \text{ MPa} ;$$

Součinitel bezpečnosti v statickém krutu podle vztahu 46:

$$k_\tau = \frac{192}{67,9} = 2,82 ;$$

Součinitel bezpečnosti ve střídavém ohybu podle vztahu 47:

$$k_\sigma = \frac{104,4}{41,3} = 2,53 ;$$

Výsledný součinitel bezpečnosti

vypočítaný podle vztahu 48:

$$k = \frac{2,53 \cdot 2,82}{\sqrt{2,53^2 + 2,82^2}} = \underline{\underline{1,88}} ;$$

5.8 Pevnostní kontrola poloos

Poloosy jsou kontrolovány k mezi únavy. Namáhání poloos uvažují míjivým krouticím momentem. Každá z poloos přenáší polovinu krouticího momentu, takže maximální zatížení jedné polosy je:

$$M_{k1} = M_k/2 = 2803,5/2 = 1401,75 \text{ N.m} ;$$

Materiál poloos uvažují 15 231, který má
 mez pevnosti $R_m = 1200 \text{ MPa}$,
 mez kluzu $R_e = 960 \text{ MPa}$,
 mez kluzu v krutu $\tau_k = 558 \text{ MPa}$.

Teoretická mez únavy míjivého krutu je dána vztahem:

$$\tau_{Hc} = 0,49 \cdot R_m , \quad (49)$$

$$\tau_{Hc} = 0,49 \cdot 1200 = 588 \text{ MPa} ;$$

Míjivé namáhání charakterizují následující vztahy:
 střední napětí = amplitudní napětí: $\tau_m = \tau_a$,
 dolní napětí $\tau_n = 0$,
 horní napětí $\tau_h = 2 \cdot \tau_m = 2 \cdot \tau_a$.

Střední napětí se určí podle vztahu 43:

$$\tau_m = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 1401750}{\pi \cdot 30^3} = 264,4 \text{ MPa} ;$$

Pro hodnoty τ_{Hc} , τ_k , τ_m sestrojím Smithův diagram mezních napětí a určím součinitel bezpečnosti v krutu:

$$k_k = \frac{\tau_H}{\tau_h} , \quad (50)$$

$$k_k = \frac{\tau_k}{2 \cdot \tau_m} = \frac{558}{2 \cdot 264,4} = \underline{1,055} .$$

Součinitel bezpečnosti v krutu je větší než 1 a tedy poloosy vyhovují danému namáhání.

5.9 Kontrola drážkových spojů na otlačení

Dovolенý tlak na boky zubů je $p_D = 100 \text{ MPa}$.

I. hřídce 2:

Drážkování hřídele 2 je rovnoboké $8 \times 32 \times 38$. Tlak na boky zubů je dán vztahem:

$$p_t = \frac{4 \cdot M}{(D + d_v) \cdot S_{1.1}} < p_D, \quad (51)$$

$$p_t = \frac{4 \cdot 450562,5}{(38 + 32) \cdot 13,2 \cdot 34} = 58 \text{ MPa} < p_D;$$

II. hřídce 1:

Drážkování hřídele 1 je rovnoboké $6 \times 28 \times 34$. Tlak na boky zubů je dán podle vztahu (51):

$$p_t = \frac{4 \cdot 133500}{(28 + 34) \cdot 9,9 \cdot 44} = 20 \text{ MPa} < p_D;$$

III. hřídce 3:

Drážkování hřídele 3 je rovnoboké $8 \times 46 \times 54$. Tlak na boky zubů je dán podle vztahu (51):

$$p_t = \frac{4 \cdot 1207507,5}{(54 + 46) \cdot 18 \cdot 34} = 79 \text{ MPa} < p_D;$$

IV. poloosy:

Drážkování poloos je rovnoboké $8 \times 32 \times 38$. Ekvivalentní zatížení ze souboru je dáno vztahem:

$$M_{ekv} = (\sum q_i \cdot M_i^p)^{1/p}, \quad (52)$$

$$M_{ekv} = (0,05 \cdot 133,5^6 + 0,47 \cdot 75^6 + 0,48 \cdot 35^6)^{1/6} = 84,6 \text{ N.m}$$

$$M_{ke} = M_{ekv} \cdot i_c, \quad (53)$$

$$M_{ke} = 84,6 \cdot 21 = 1777,4 \text{ N.m};$$

Každá poloosa přenese polovinu krouticího momentu na kolo:

$$M_{k1} = \frac{M_{ke}}{2} = \frac{1777,4}{2} = 889 \text{ N.m} ; \quad (54)$$

Tlak na boky zubů podle vztahu 51 je následující:

$$p_t = \frac{4.889000}{(38 + 32) \cdot 13 \cdot 2.40} = 96,2 < p_D .$$

5.10 Kontrola šroubových spojů na smyk

Dovolené napětí ve smyku je $\tau_{Ds} = 80 \text{ MPa}$.

I. spojení poloos s náboji kol:

Poloosa je spojena s nábojem kola pěti šrouby M10 a vycentrována jedním čepem průměru 8 mm. Jedna poloosa přenese maximální krouticí moment $M_{k1} = 1401,75 \text{ N.m}$. Smykové napětí se určí podle vztahu:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot r \cdot d^2 \cdot i} < \tau_{Ds} , \quad (55)$$

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 1401750}{\pi \cdot 64 \cdot 10^2 \cdot 5} = 56 \text{ MPa} < \tau_{Ds} ;$$

II. uchycení klece diferenciálu:

Klec diferenciálu je přišroubována k talířovému kolu rozvodovky šesti šrouby M10 a centrování jedním čepem průměru 10 mm. Maximální krouticí moment, který přenáší, je $M_k = 2803,5 \text{ N.m}$. Smykové napětí se určí podle vztahu 55:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 2803500}{\pi \cdot 78 \cdot 10^2 \cdot 6} = 76,3 < \tau_{Ds} .$$

5.11 Návrhový výpočet uložení kol hnací nápravy

I. přímá jízda:

Ekvivalentní hnací síla na kole se určí podle vztahů 52, 53, 54 a vztahu:

$$F_k = \frac{M_{k1}}{r} , \quad (56)$$

$$F_k = \frac{889}{0,305} = 2913,7 \text{ N} ;$$

Radiální síla na kole F_{zk} se určí jako ekvivalentní radiální síla na kole z radiální síly při jízdě vysokozdvížného vozíku bez břemene a z radiální síly při jízdě vysokozdvížného vozíku s břemenem.

1. Jízda vozíku bez břemene, kterou uvažují 50% pojezdu.
Zatížení přední nápravy je dáno vztahem:

$$m_{pn1} = \frac{m_p \cdot d}{L} , \quad (57)$$

$$m_{pn1} = \frac{2850,679}{1353} = 1430,3 \text{ kg} ;$$

Radiální síla na kole je potom určena vztahem:

$$F_{zk} = \frac{m_{pn} \cdot g}{2} , \quad (58)$$

$$F_{z1} = \frac{1430,3 \cdot 9,81}{2} = 7015,5 \text{ N} ;$$

2. Jízda vozíku s břemenem, která je 50% pojezdu, je charakterizovaná středním režimem provozu, což znamená, že hmotnost břemene $Q = 0,75 \cdot Q_j = 1200 \text{ kg}$.

Zatížení přední nápravy je dáno vztahem:

$$m_{pn2} = (m_p \cdot d + Q \cdot (c + L)) / L , \quad (59)$$

$$m_{pn2} = (2850,679 + 1200 \cdot (820 + 1353)) / 1353 = 3357,5 \text{ kg} ;$$

Radiální síla na kole podle vztahu 58 je:

$$F_{zz} = \frac{3357,5 \cdot 9,81}{2} = 16468,7 \text{ N} ;$$

Ekvivalentní radiální síla na kole je určena vztahem:

$$F_{ez} = (\sum q_i \cdot F_i^p)^{1/p} , \quad (60)$$

$$F_{ez} = (0,5 \cdot 7015,5^6 + 0,5 \cdot 16468,7^6)^{1/6} = 14686,5 ;$$

Reakce uložení kola se počítají podle vztahů:

$$R_{Az; x} = \frac{F_k; ez \cdot l_2}{(l_1 + l_2)} , \quad (61)$$

$$R_{Bz; x} = F_k; ez - R_{Az; x} , \quad (62)$$

a) pro samostatně působící ekvivalentní radiální sílu jsou reakce uložení podle vztahů 61 a 62 následující:

$$R_{Az} = \frac{14686,5 \cdot 46}{(24 + 46)} = 9651,1 \text{ N} ;$$

$$R_{Bz} = 14686,5 - 9651,1 = 5035,4 ;$$

b) pro samostatně působící ekvivalentní hnací sílu jsou reakce uložení podle vztahů 61 a 62 následující:

$$R_{Ax} = \frac{2913,7 \cdot 46}{(24 + 46)} = 1914,7 \text{ N} ;$$

$$R_{Bx} = 2913,7 - 1914,7 = 999 \text{ N} .$$

Celkové reakce uložení jsou určeny podle vztahů:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = 9839,2 \text{ N} ;$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = 5133,5 \text{ N} ;$$

Dynamická únosnost ložiska je dána vztahem 26:

$$C = 9839,2 \cdot 10^{1/3} \sqrt{\frac{60 \cdot 110 \cdot 6000}{10^6}} = 29\,666,6 \text{ N}.$$

II. průjezd zatáčkou:

Vysokozdvizný vozík projíždí běžnou zatáčku s asfaltovým povrchem, který má součinitel soudržnosti $\mu_d = 0,3$. Na vozík působí kromě běžných sil také síla odstředivá F_y , jež se určí podle vztahu:

$$F_y = \mu_d \cdot F_z ; \quad (63)$$

1. Jízda vozíku bez břemene, kterou uvažují 15% pojezdu. Zatížení přední nápravy je podle vztahu 57 rovno 1430,3 kg. Radiální zatížení přední nápravy je určeno vztahem:

$$F_z = m_{pn} \cdot g , \quad (64)$$

$$F_{zi} = 1430,3 \cdot 9,81 = 14031 \text{ N} ;$$

Toto radiální zatížení se rozloží na radiální sílu vnitřního kola F_{zi} a radiální sílu vnějšího kola F_{zv} podle následujících vztahů:

$$F_{zi} = F_z \cdot \left(0,5 - \frac{\mu_d \cdot h}{B} \right) , \quad (65)$$

$$F_{zv} = F_z \cdot \left(0,5 + \frac{\mu_d \cdot h}{B} \right) , \quad (66)$$

$$F_{zi} = 14031 \cdot \left(0,5 - \frac{0,3 \cdot 340}{900} \right) = 5425,3 \text{ N} ;$$

$$F_{zv} = 14031 \cdot \left(0,5 + \frac{0,3 \cdot 340}{900} \right) = 8605,7 \text{ N} ;$$

Podle vztahu 63 se určí boční síly na kolech:

$$F_{yi} = 0,3 \cdot 5425,3 = 1627,6 \text{ N} ;$$

$$F_{yv} = 0,3 \cdot 8605,7 = 2581,7 \text{ N} ;$$

2. Jízda vozíku s břemenem, která je 15% pojezdu, je charakterizovaná středním režimem provozu, což znamená, že hmotnost břemene $Q = 0,75 \cdot Q_j = 1200$ kg. Zatížení přední nápravy je podle vztahu 59 rovno 3357,5 kg. Radiální zatížení přední nápravy je dáno vztahem dle 64:

$$F_{zz} = 3357,5 \cdot 9,81 = 32937,5 \text{ N} ;$$

Radiální síly na jednotlivých kolech podle vztahů 65 a 66:

$$F_{zi} = 32937,5 \cdot \left(0,5 - \frac{0,3 \cdot 340}{900} \right) = 12735,8 \text{ N} ;$$

$$F_{zv} = 32937,5 \cdot \left(0,5 + \frac{0,3 \cdot 340}{900} \right) = 20201,6 \text{ N} ;$$

Podle vztahu 63 se určí boční síly na kolech:

$$F_{yi} = 0,3 \cdot 12735,8 = 3820,7 \text{ N} ;$$

$$F_{yv} = 0,3 \cdot 20201,6 = 6060,5 \text{ N} ;$$

Ekvivalentní radiální síla na kole je podle vztahu 60:

$$F_{ez} = \left(0,075 \cdot 12735,8^6 + 0,075 \cdot 20201,6^6 + 0,075 \cdot 5425,3^6 + 0,075 \cdot 8605,7^6 \right)^{1/6} = 13265,8 \text{ N} ;$$

Ekvivalentní boční síla na kole podle vztahu 60 je:

$$F_{ey} = \left(0,075 \cdot 3820,7^6 + 0,075 \cdot 6060,5^6 + 0,075 \cdot 1627,6^6 + 0,075 \cdot 2581,7^6 \right)^{1/6} = 3979,8 \text{ N} ;$$

Reakce v uložení určíme podle vztahů:

$$R_A = - \frac{F_{ez} \cdot l_2 - F_{ey} \cdot r}{l_1 + l_2} , \quad (67)$$

$$R_B = -F_{ez} - R_A , \quad (68)$$

$$R_A = \frac{-13265,8 \cdot 46 - 3979,8 \cdot 305}{24 + 46} = -26057,9 \text{ N} ;$$

$$R_B = -13265,8 + 26057,9 = 12792,1 \text{ N} ;$$

Dynamická únosnost ložiska je dána vztahem 26:

$$C = 26057,9 \cdot 10^{1/3} \sqrt{\frac{60 \cdot 110 \cdot 6000}{10^6}} = 78\,568,5 \text{ N} ;$$

Podle vypočtené dynamické únosnosti ložiska navrhuji uložení kol hnací nápravy v kuželíkových ložiskách 32 212.

5.12 Celková účinnost převodového ústrojí

Dle literatury [4] je účinnost jednostupňového převodu rovna 0,975. To platí pro uložení hřídelů ve valivých ložiskách, dále se jedná o uzavřený převod mazaný kapalným mazivem. Převod je uskutečňován válcovými ozubenými koly. Celková účinnost je dána součinem dílčích účinností:

$$\eta_c = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56} \quad , \quad (68)$$

$$\eta_c = 0,975 \cdot 0,975 \cdot 0,975 = \underline{0,927} \quad .$$

6. ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout hnací ústrojí pro čelní vysokozdvížný vozík poháněného elektromotorem. V první fázi jsem provedl studii v současné době vyráběných čelních vysokozdvížných vozíků od různých výrobců. Zde jsem vycházel především z prospektové literatury. Na základě této studie jsem vytvořil návrh základních parametrů čelního vysokozdvížného vozíku nosnosti 1600kg a stanovil potřebný výkon elektromotoru.

Poté jsem učinil rozbor možných variant hnacího ústrojí čelního vysokozdvížného vozíku s elektromotorem, z nichž jsem vybral mechanické uspořádání se stálým převodem a rozvodovkou. Toto řešení jsem konstrukčně zpracoval a exponované díly konstrukce jsem pevnostně zkontroloval.

Pokud by projekt zpracovával podnik zabývající se výrobou vozíků, musí kromě studie zaměřené na současnou světovou úroveň provést analýzu tendence vývoje, průzkum současné a výhledové potřeby nových vozíků, možnosti odbytu. Tyto všechny studie a analýzy musí doplnit rozбором technologických možností výroby nových vozíků se stanovením výrobních nákladů a rentability. Toto všechno je pak podkladem pro návrh rozsahů parametrů vozíku.

Na závěr bych chtěl konstatovat, že moderní vozíky poháněné elektromotory a řízené elektronickými systémy mají před sebou slibnou budoucnost a budou postupně vytlačovat z trhu neekologické vozíky se spalovacími motory.

Závěrem bych chtěl poděkovat Ing. L. Bartoníčkoví Csc.,
a Doc. Ing. L. Prášilovi Csc. za cenné podněty a připomínky.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. Červinka, O. – Bartoníček, L. – Malý, M. – Beroun, S.: Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu. Skripta VŠST, Liberec 1986
2. Prášil, L. – Olehlová, M.: Části strojů a mechanismů-cvičení. Skripta VŠST, Liberec 1984
3. Kopáček, J.: Hydrostatické převodové mechanismy. SNTL, Praha 1986
4. Bolek, A. – Kochman, J.: Části strojů II. SNTL, Praha 1990
5. Vávra, P.: Strojnické tabulky. SNTL, Praha 1983
6. Pluhař, J.: Nauka o materiálech. SNTL/ALFA, Praha 1989
7. Katalog 765 valivých ložisek SKF
8. Katalog pneumatik BARUM. Barum 1985
9. Norma ČSN 01 4686
10. Prospektová literatura: STILL, TECHNOCAR, CLARK, DESTA, BALCANCAR, BÜHLER-MIAG
11. Výkresová dokumentace: DESTA Děčín

Přílohová část

Příloha 1 až 21: Závislosti vstupních parametrů vozíků

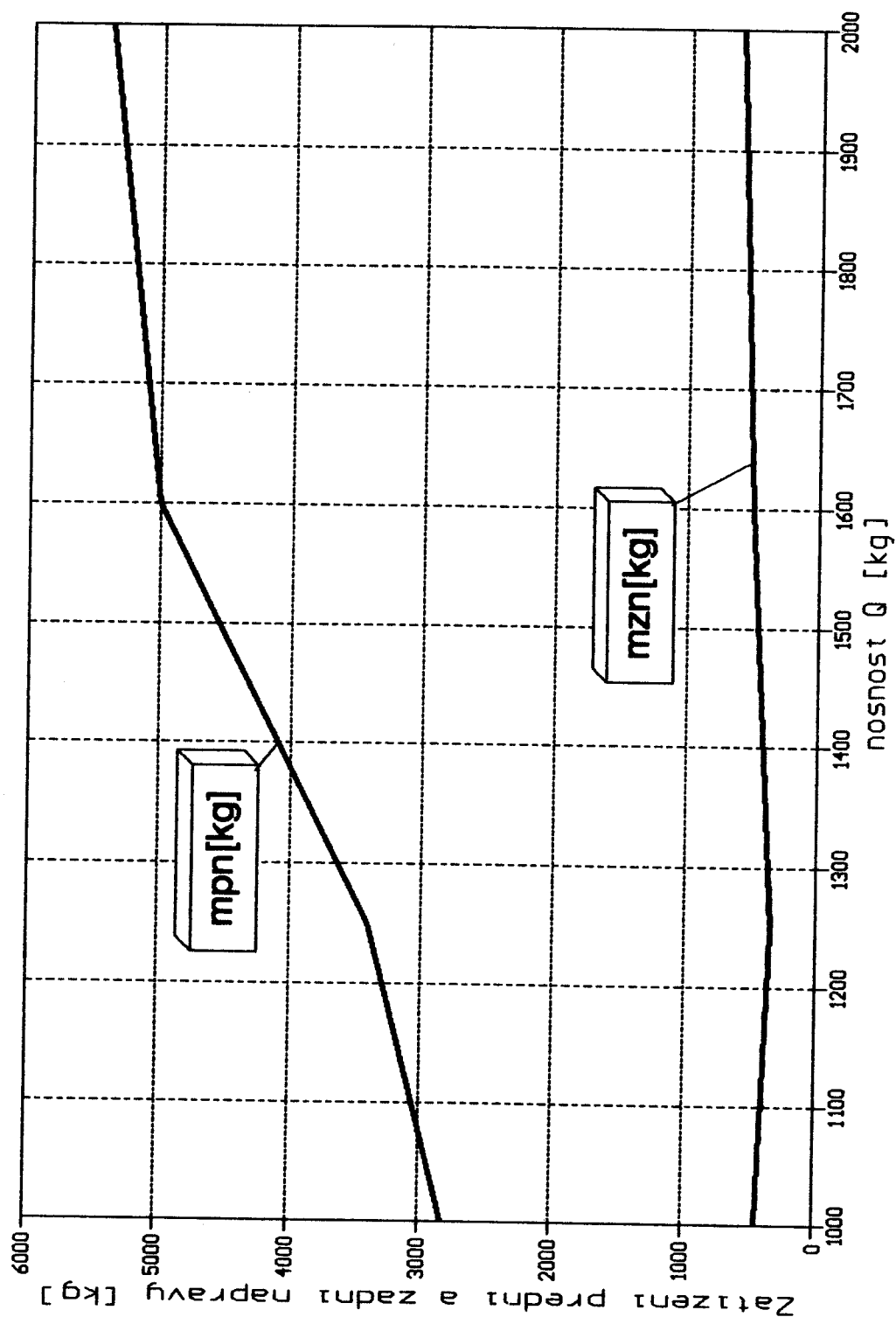
Příloha 22 a 23: Programy pro výpočet vstupních údajů

Příloha 24: Výpočet silových poměrů v ozubení

Příloha 25: Návrh kuželového diferenciálu

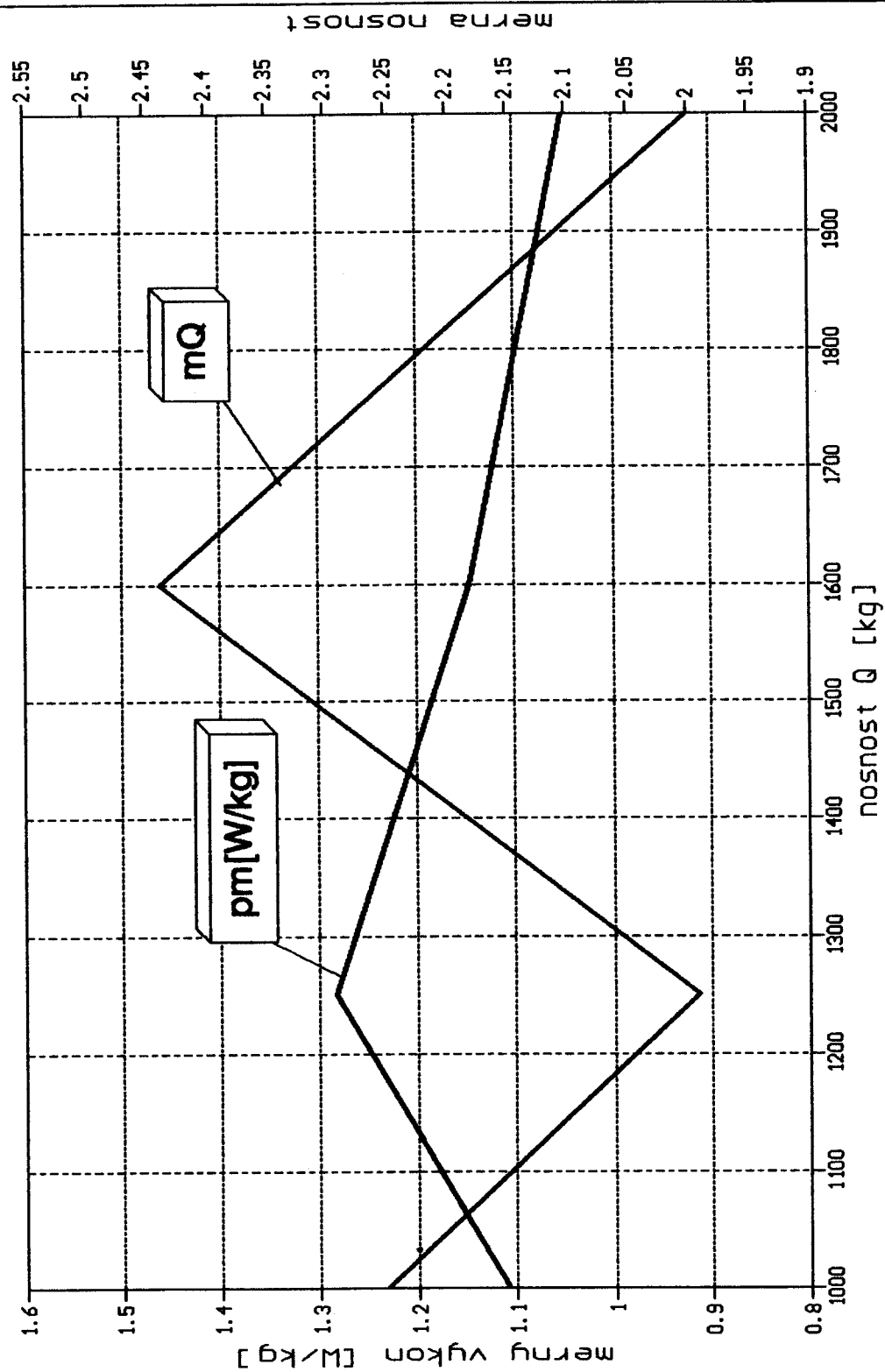
VOZIK S ELEKTROMOTOREM-Balcancar EV

(reserve)



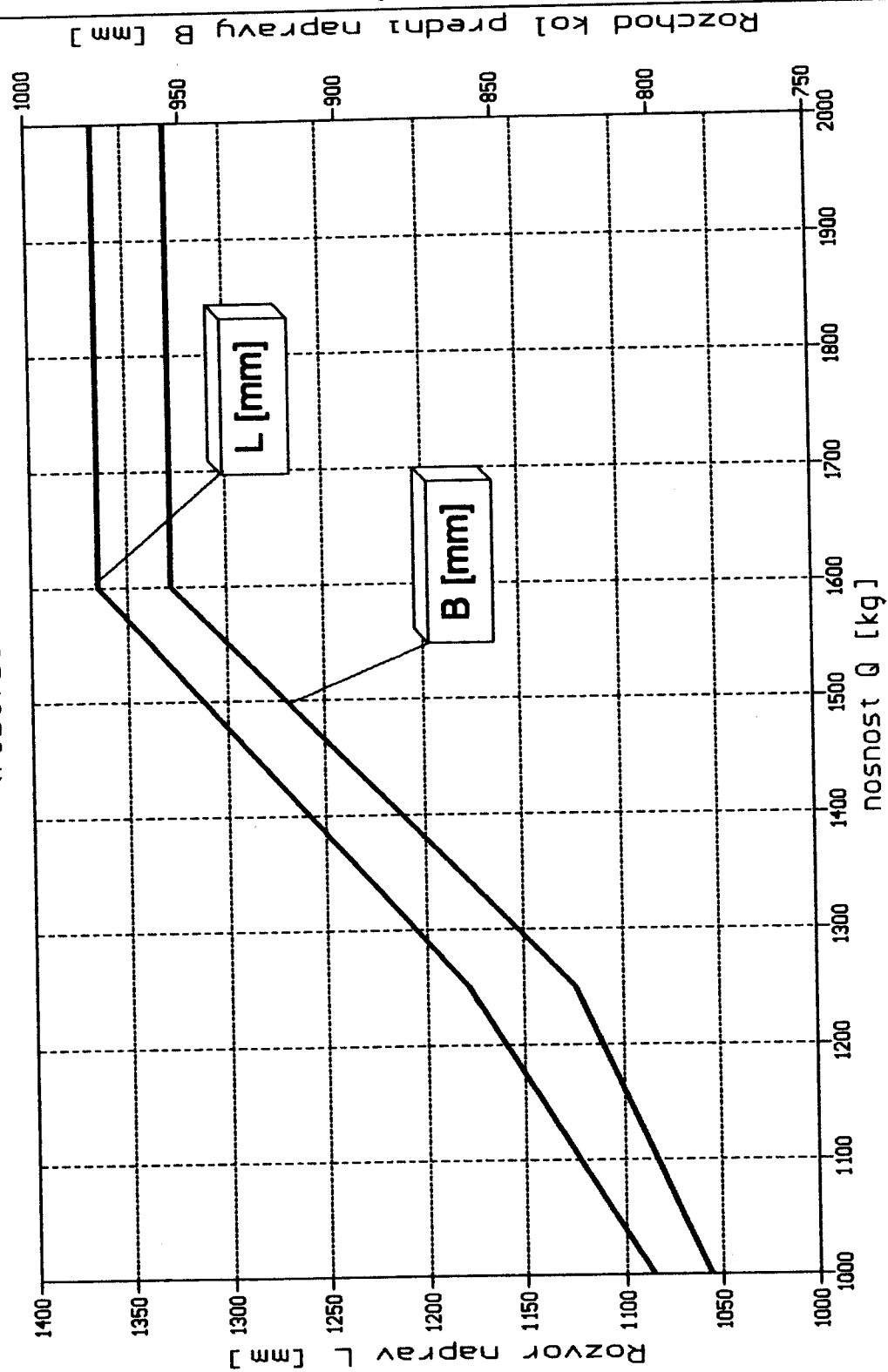
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Balcancar EV

(reserve)



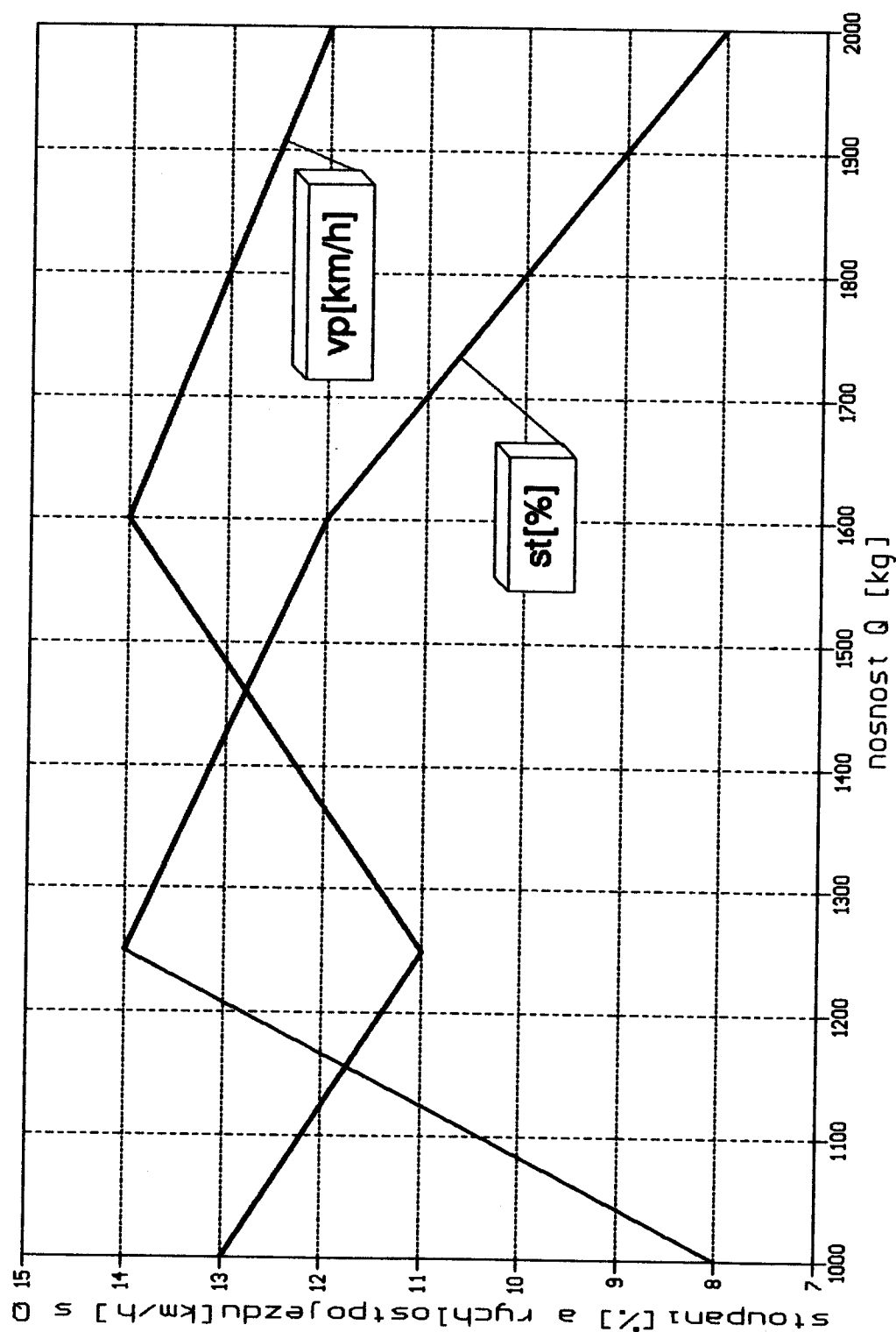
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Balcancar EV

(reserve)



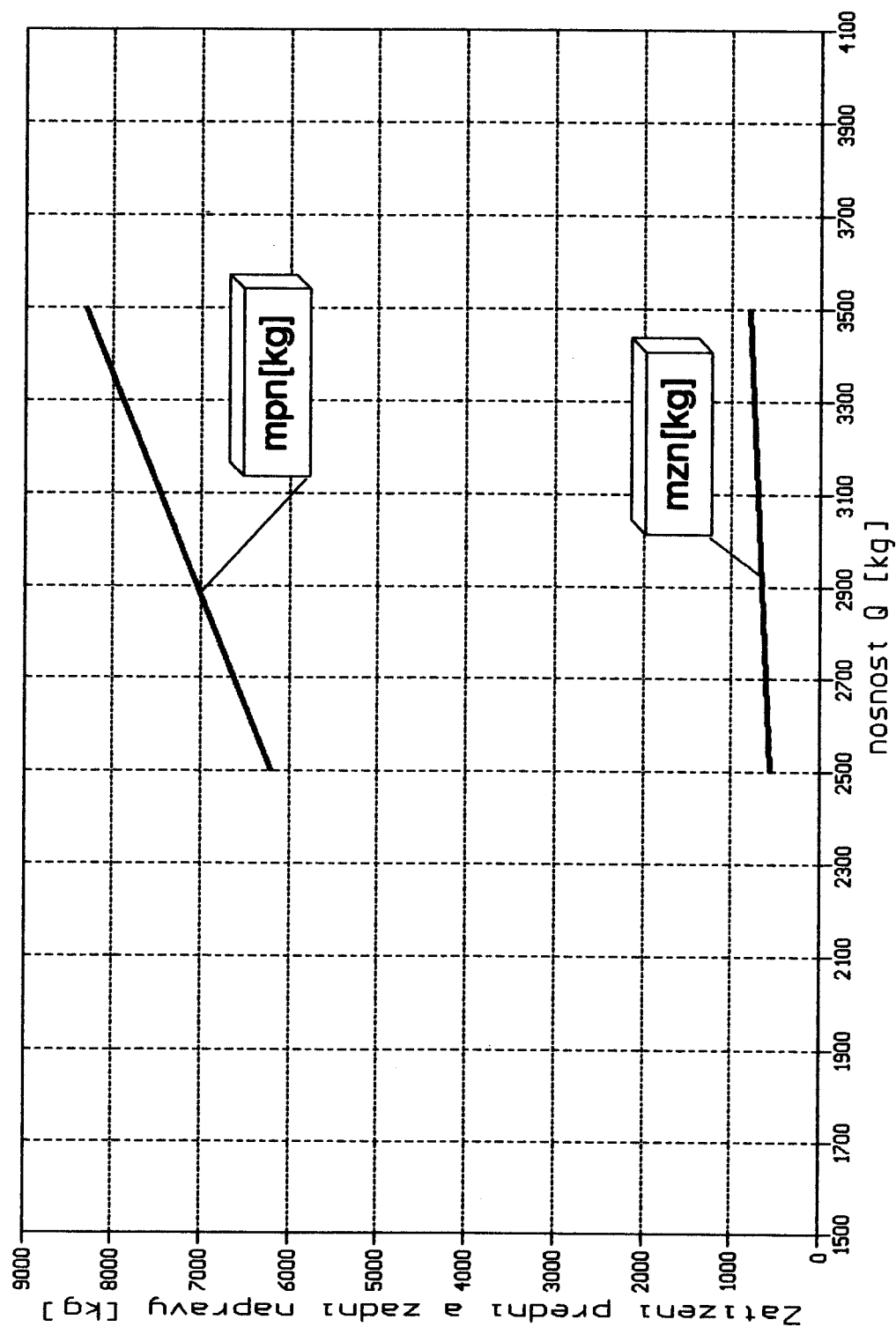
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Balcancar EV

(reserve)



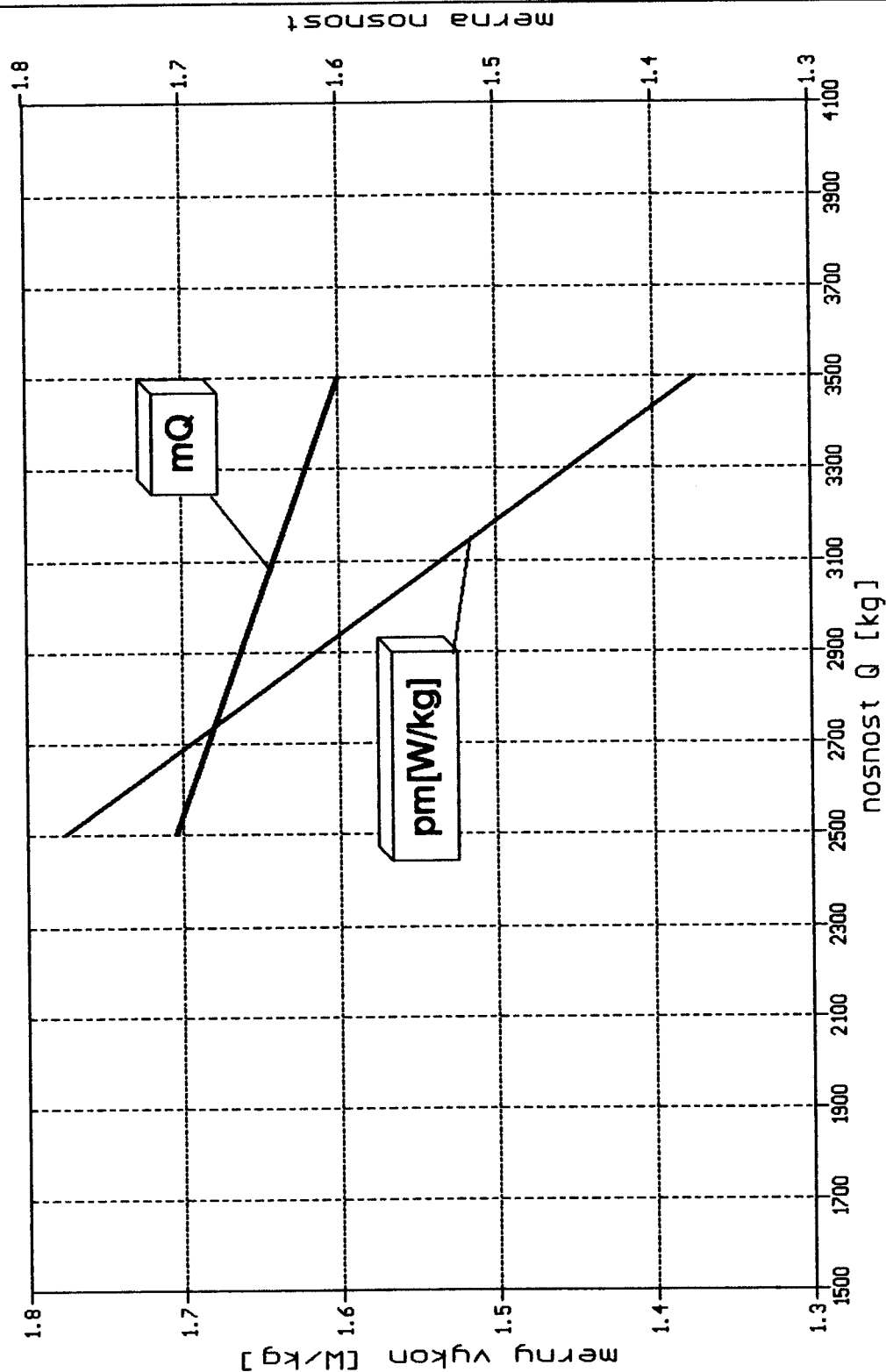
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Still 60

(reserse)



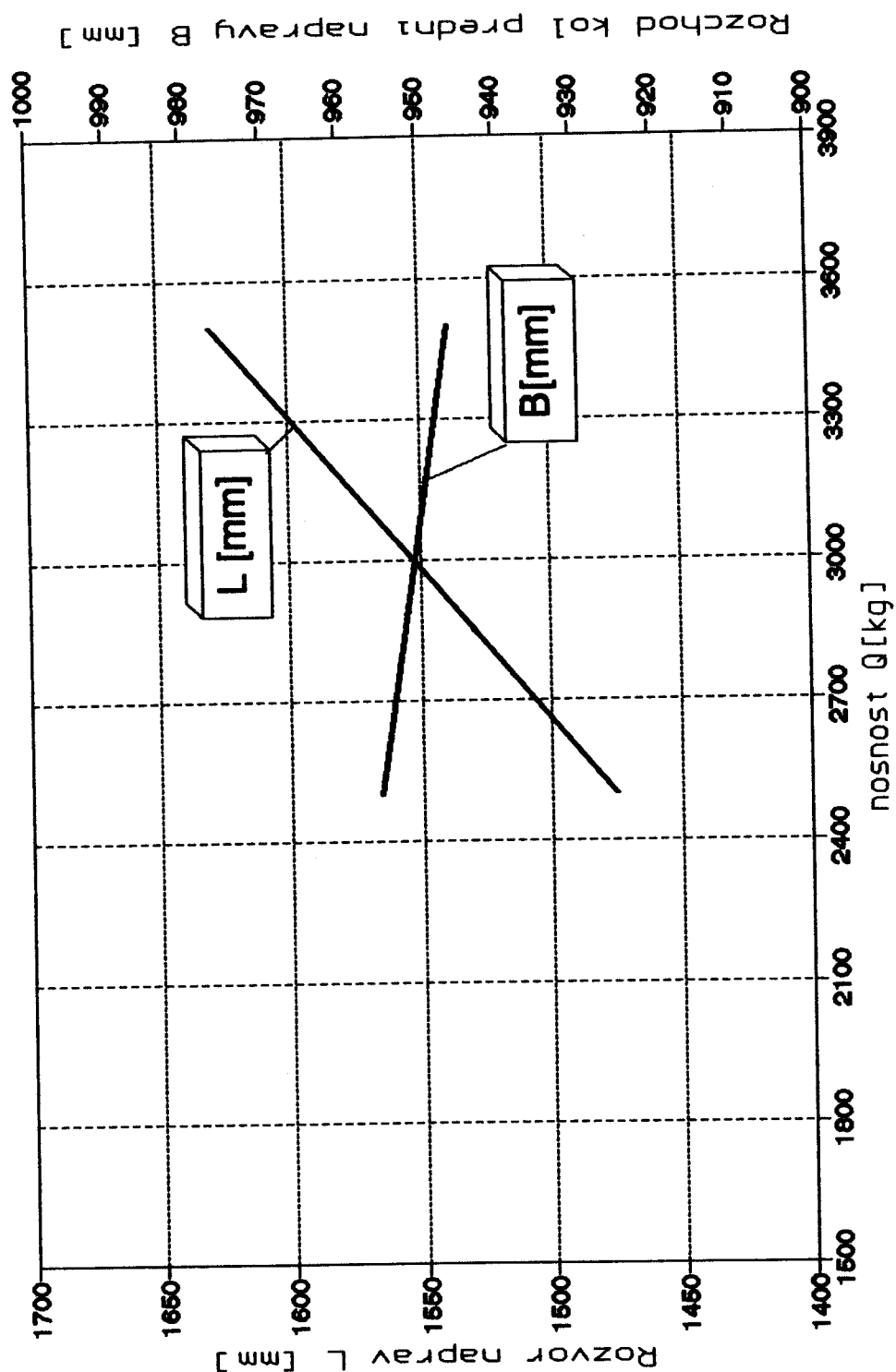
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Still 60

(reserve)



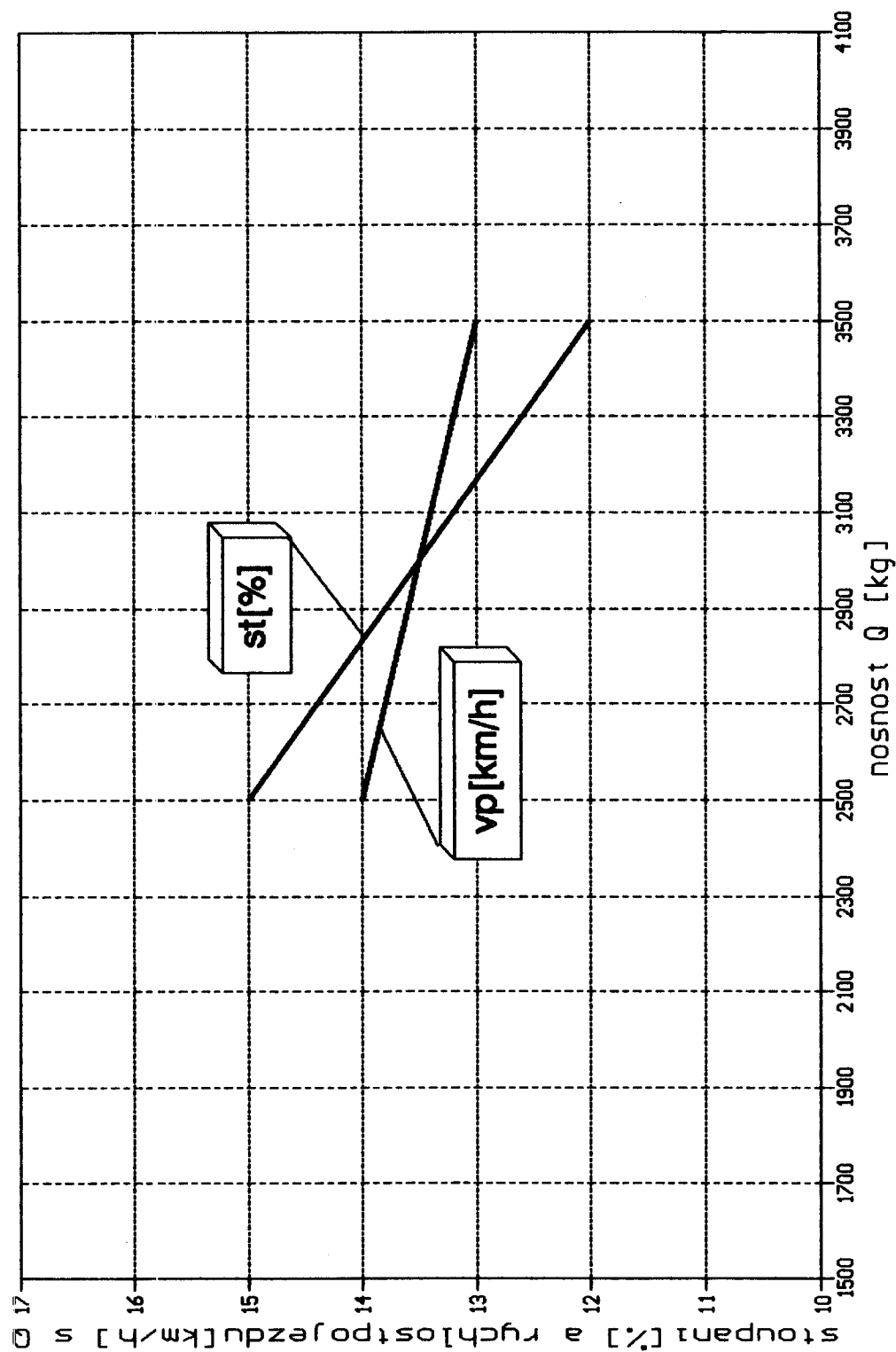
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Still 60

(reserve)



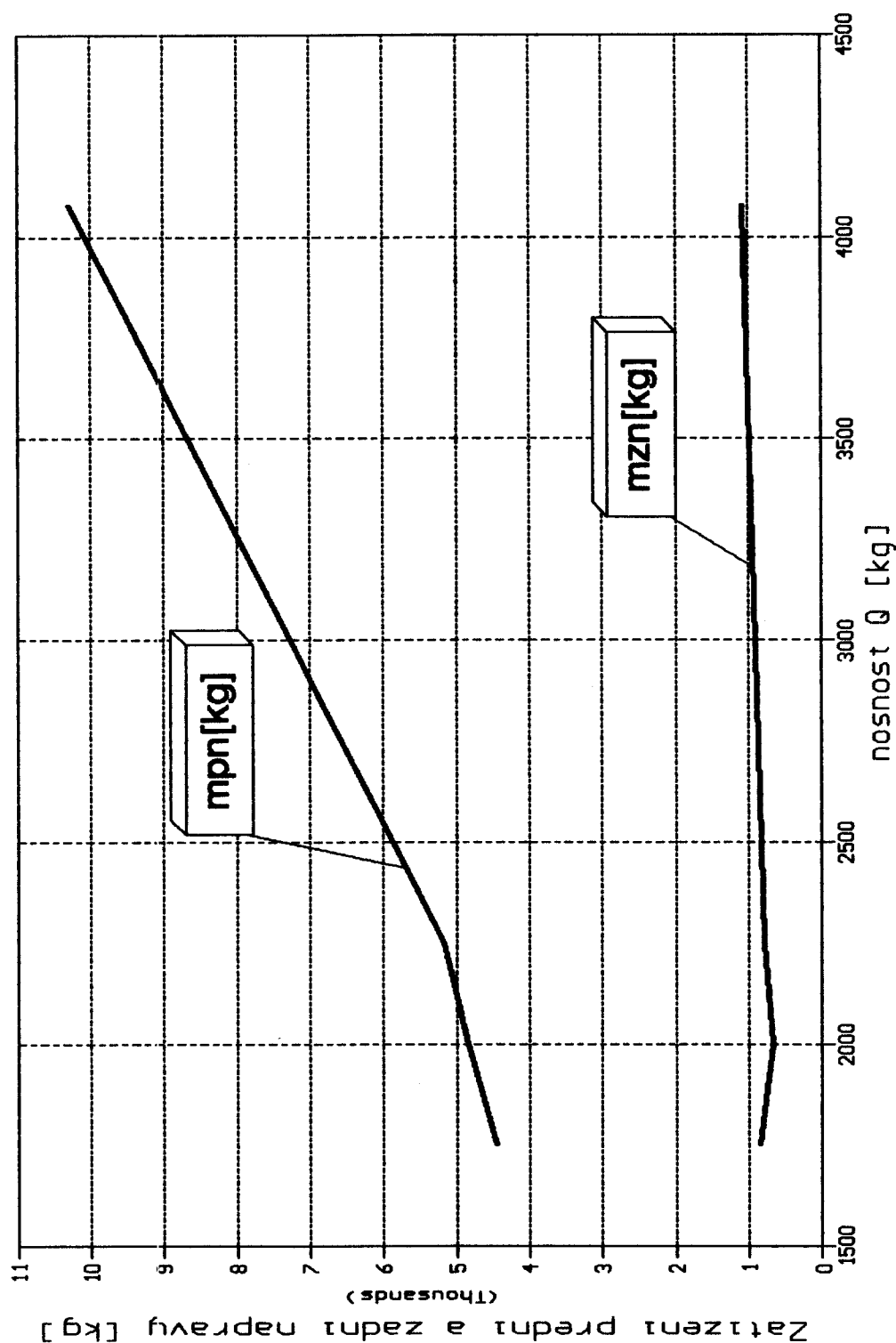
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Still 60

(reserve)



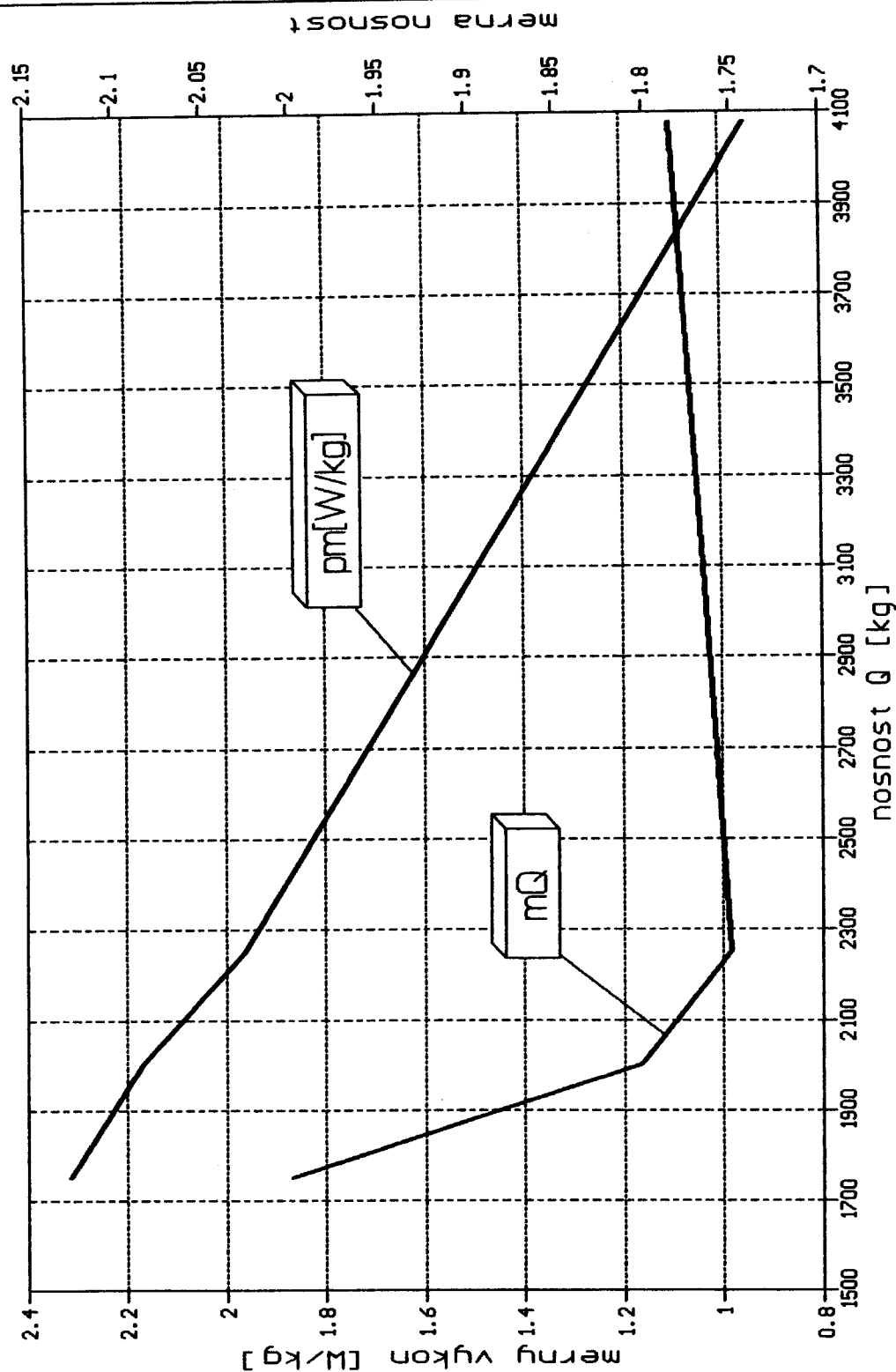
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - CLARK EC500

(reserve)



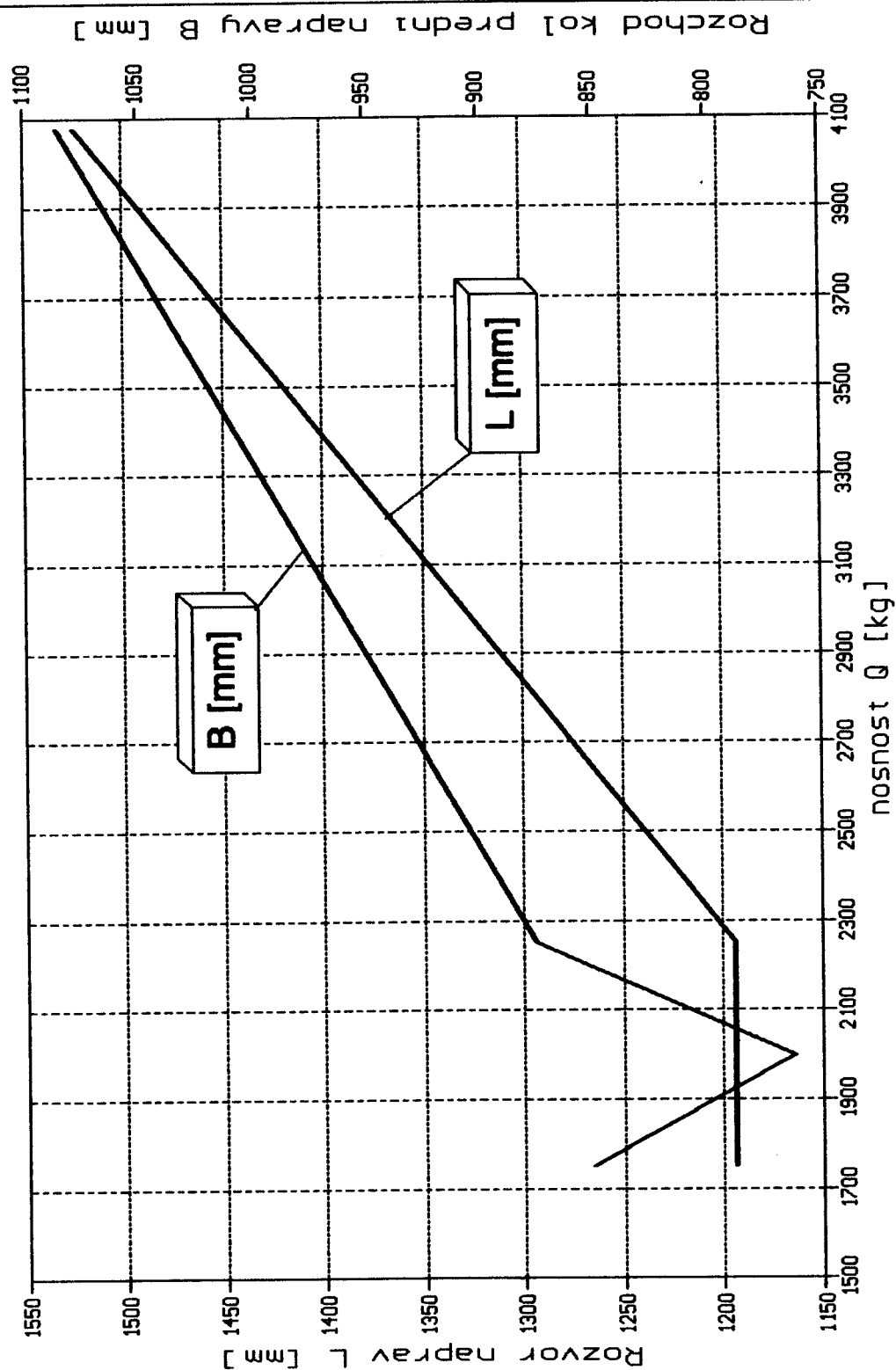
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Clark EC 500

(reserve)



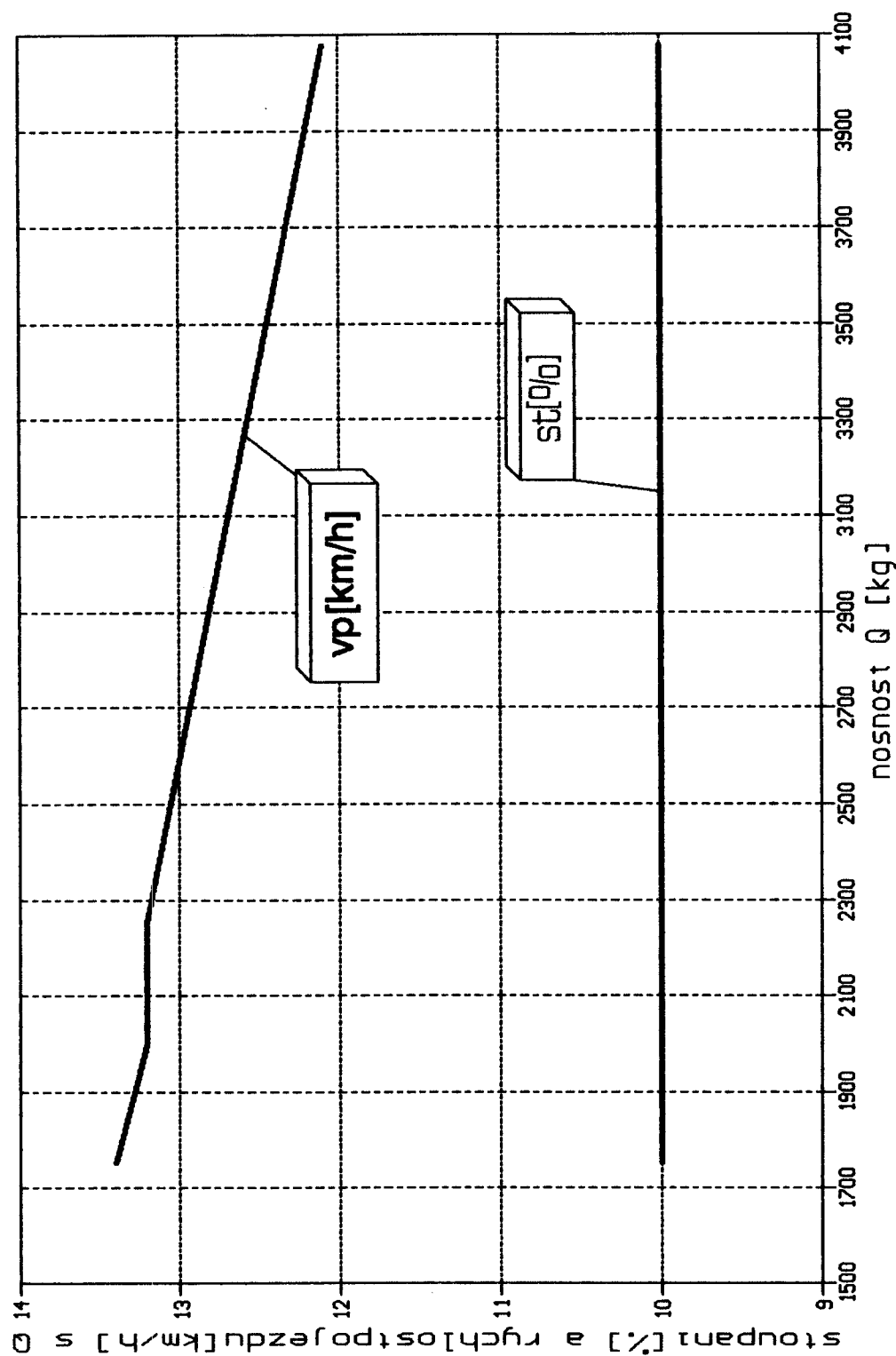
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Clark EC 500

(reserve)



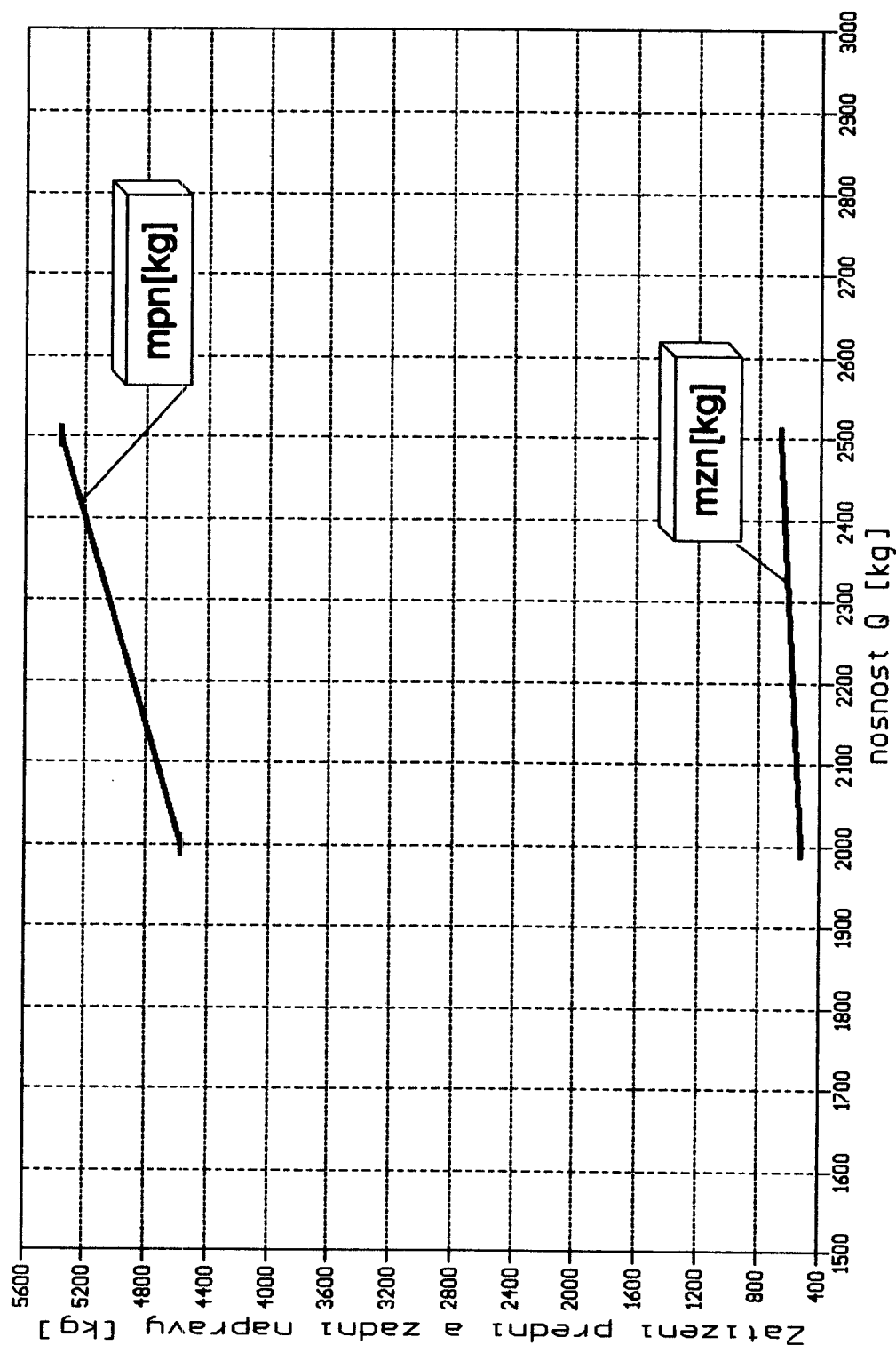
VOZIK S ELEKTROMOTOREM - Clark EC500

(reserve)



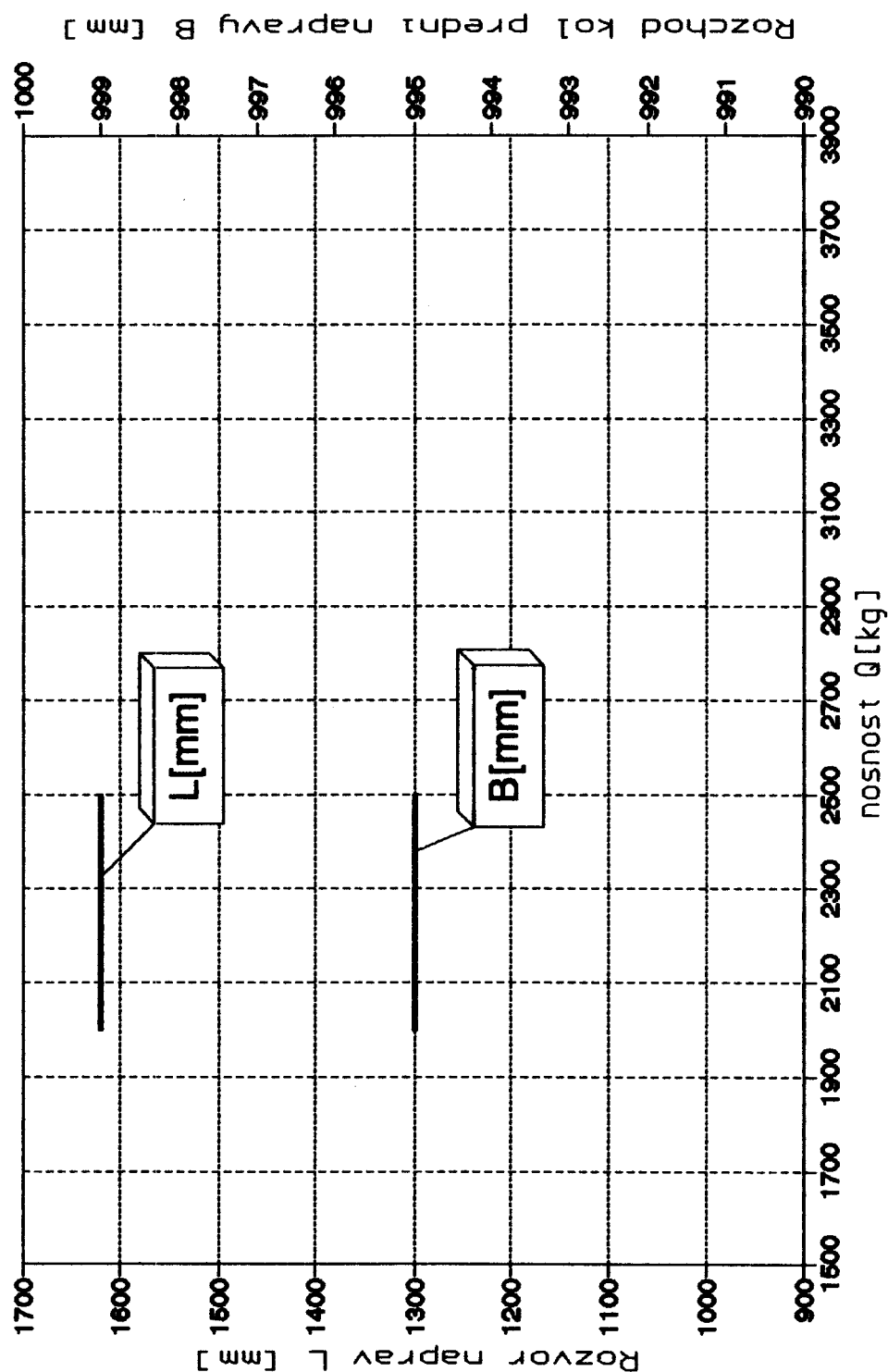
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Clark DPM

(reserve)



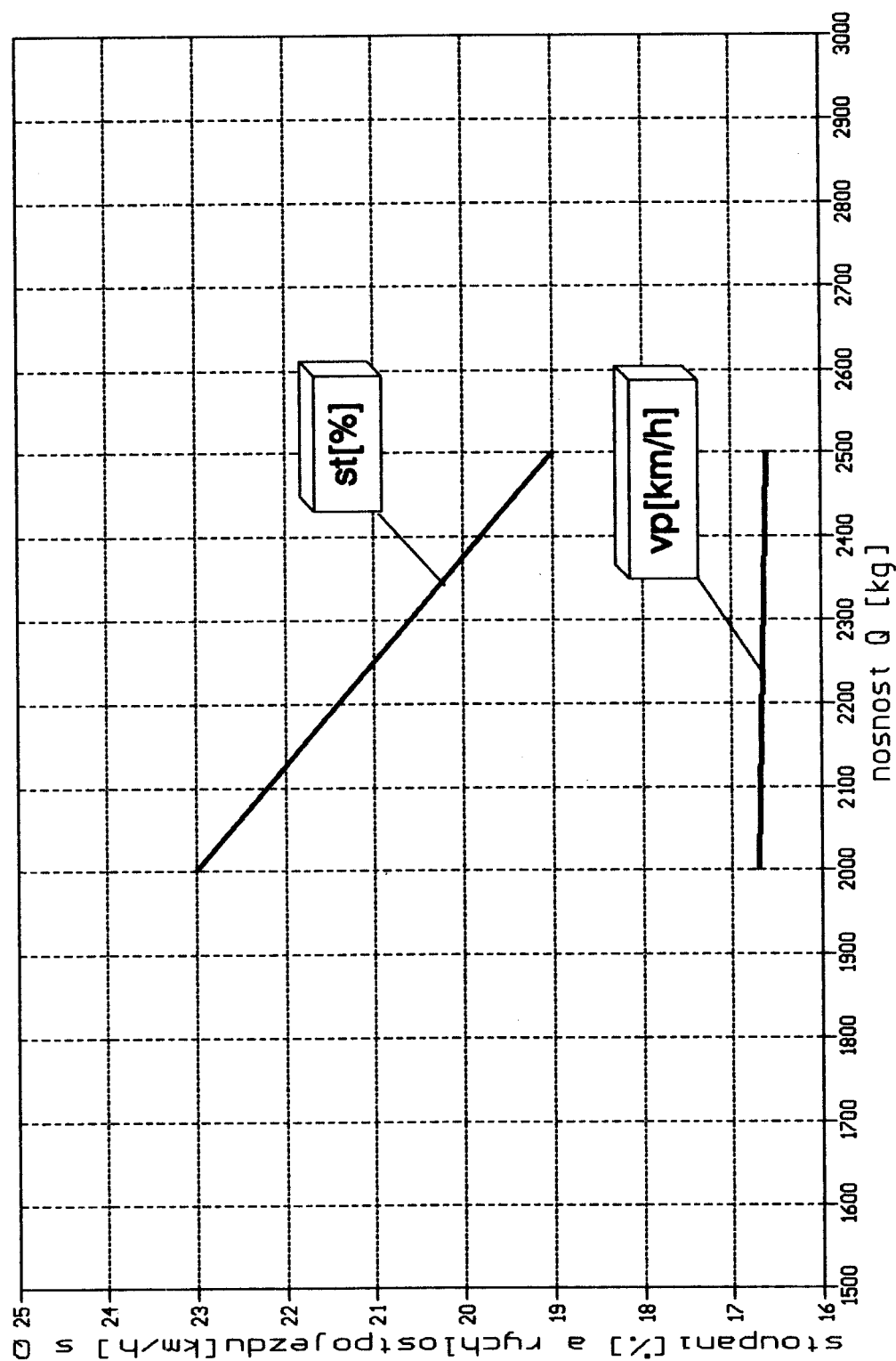
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Clark DPM

(reserve)



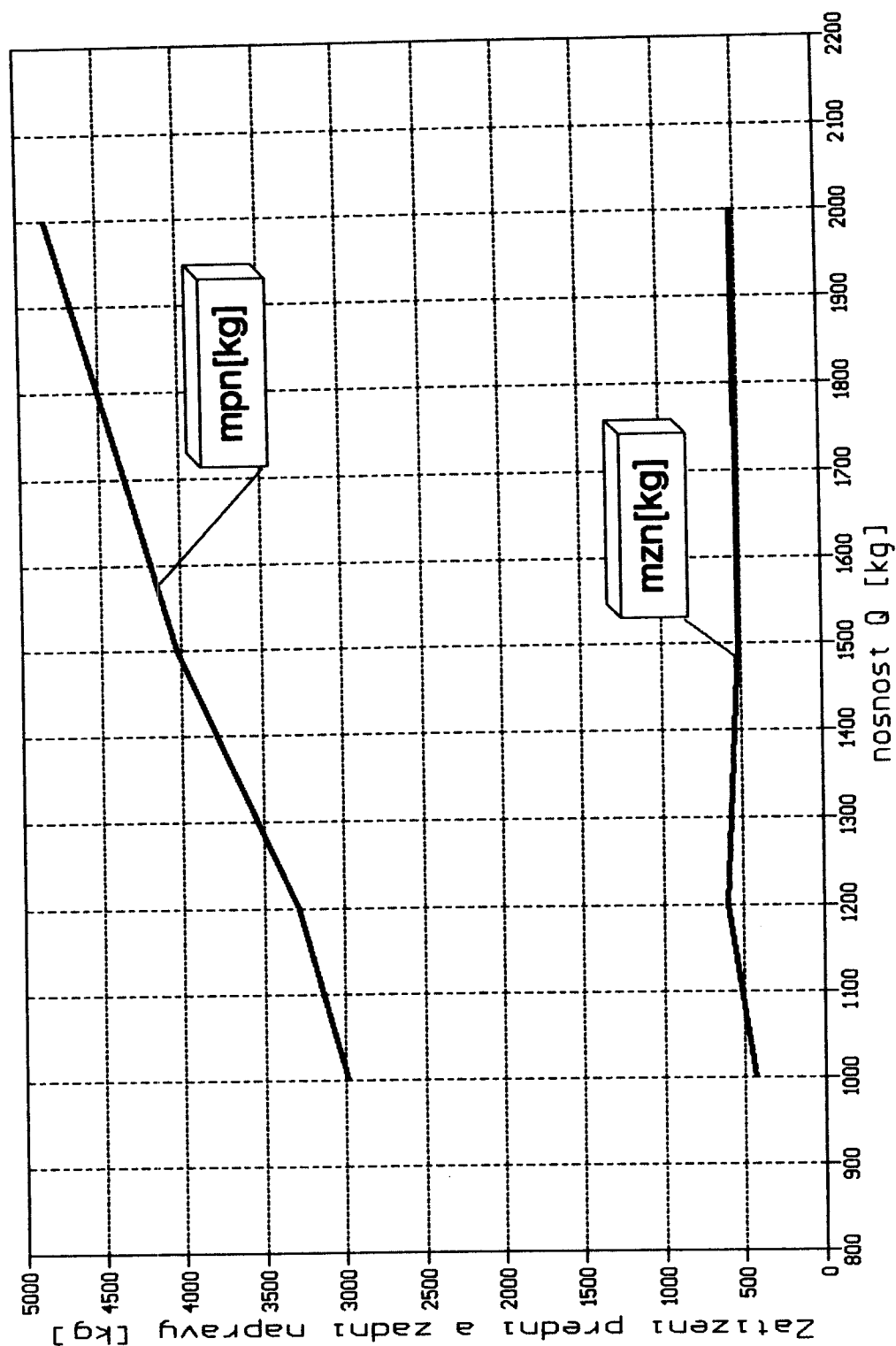
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Clark DPM

(reserve)



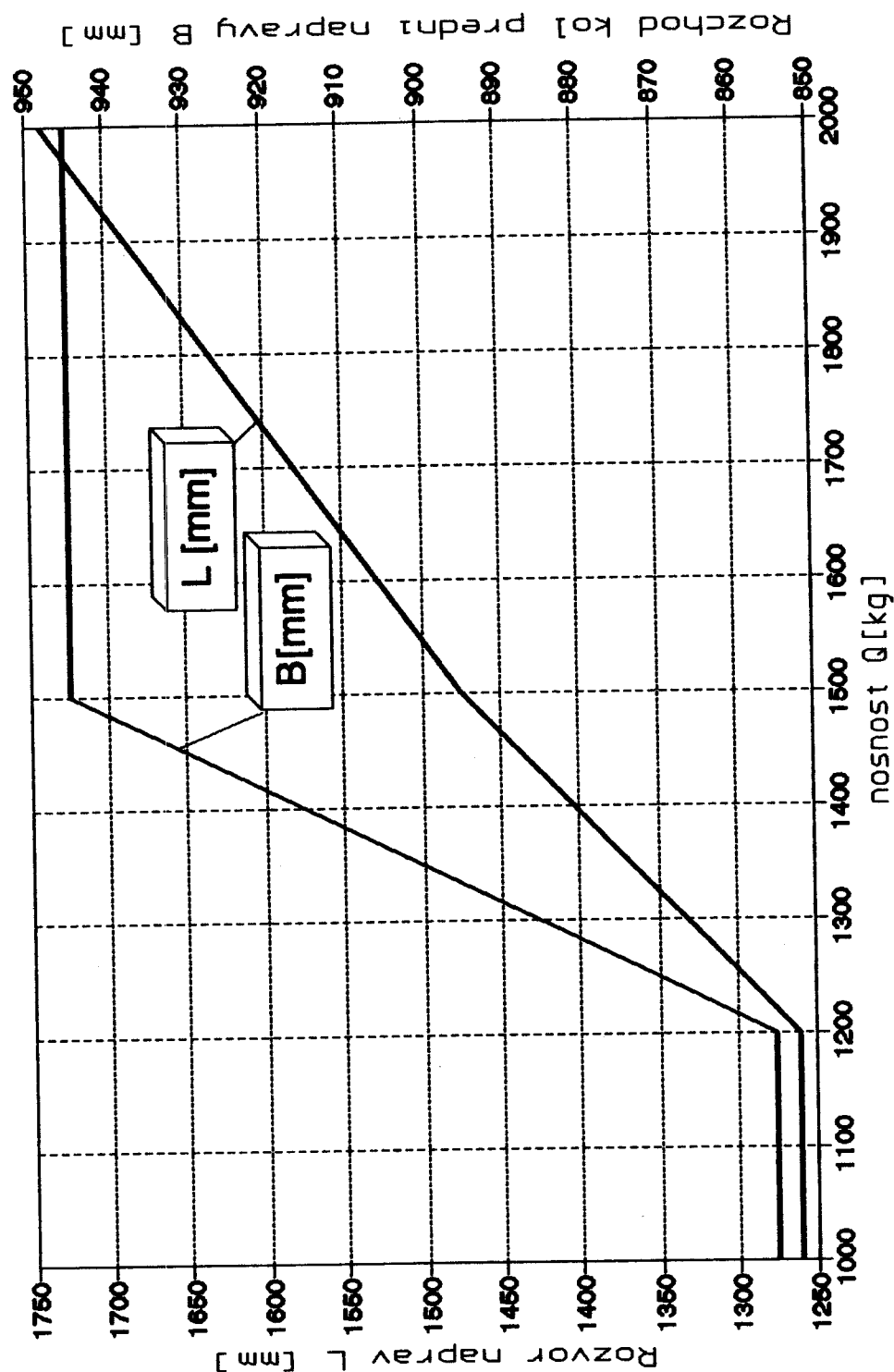
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Still DFG

(reserve)



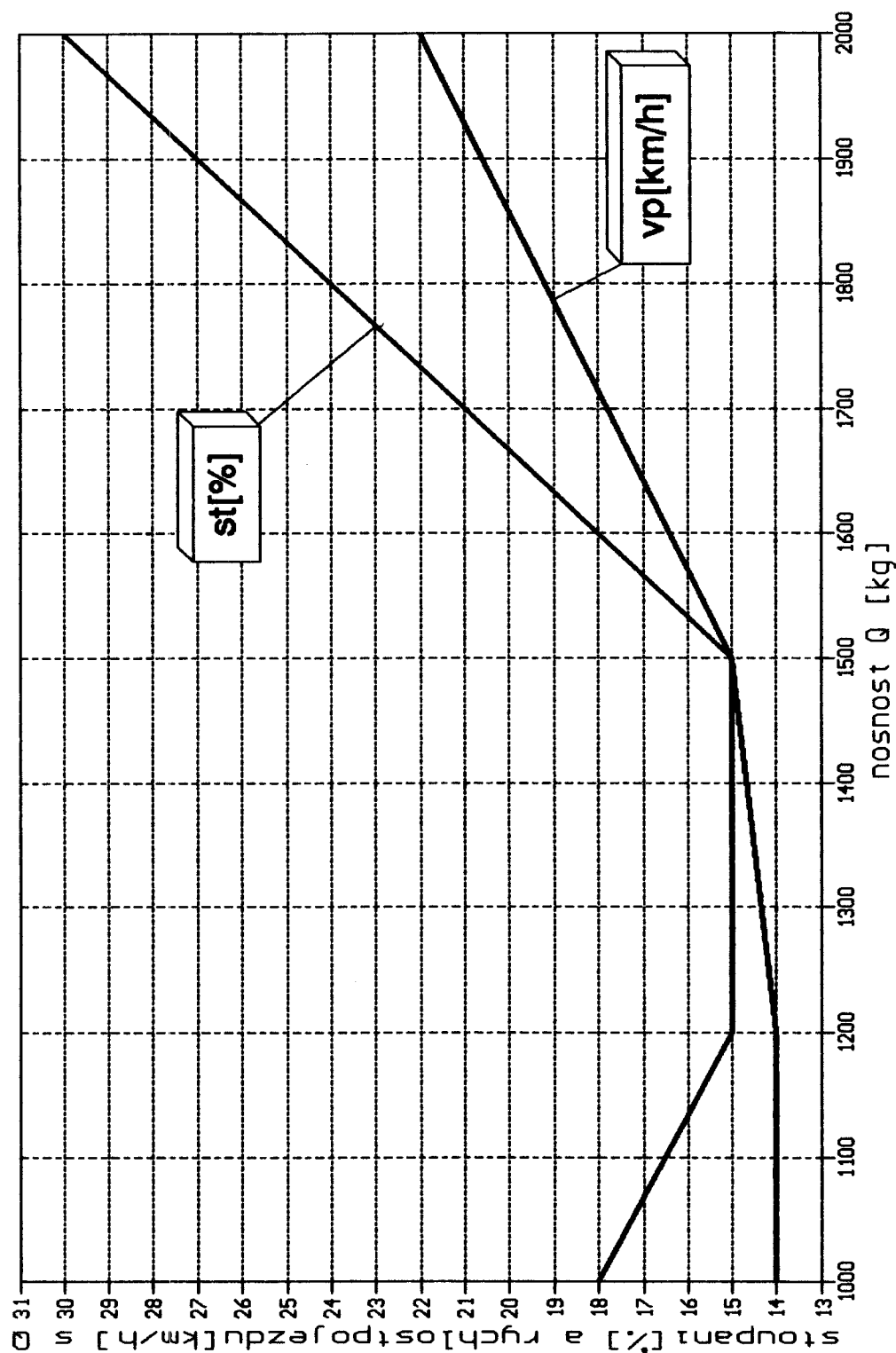
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Still DFG

(reverse)



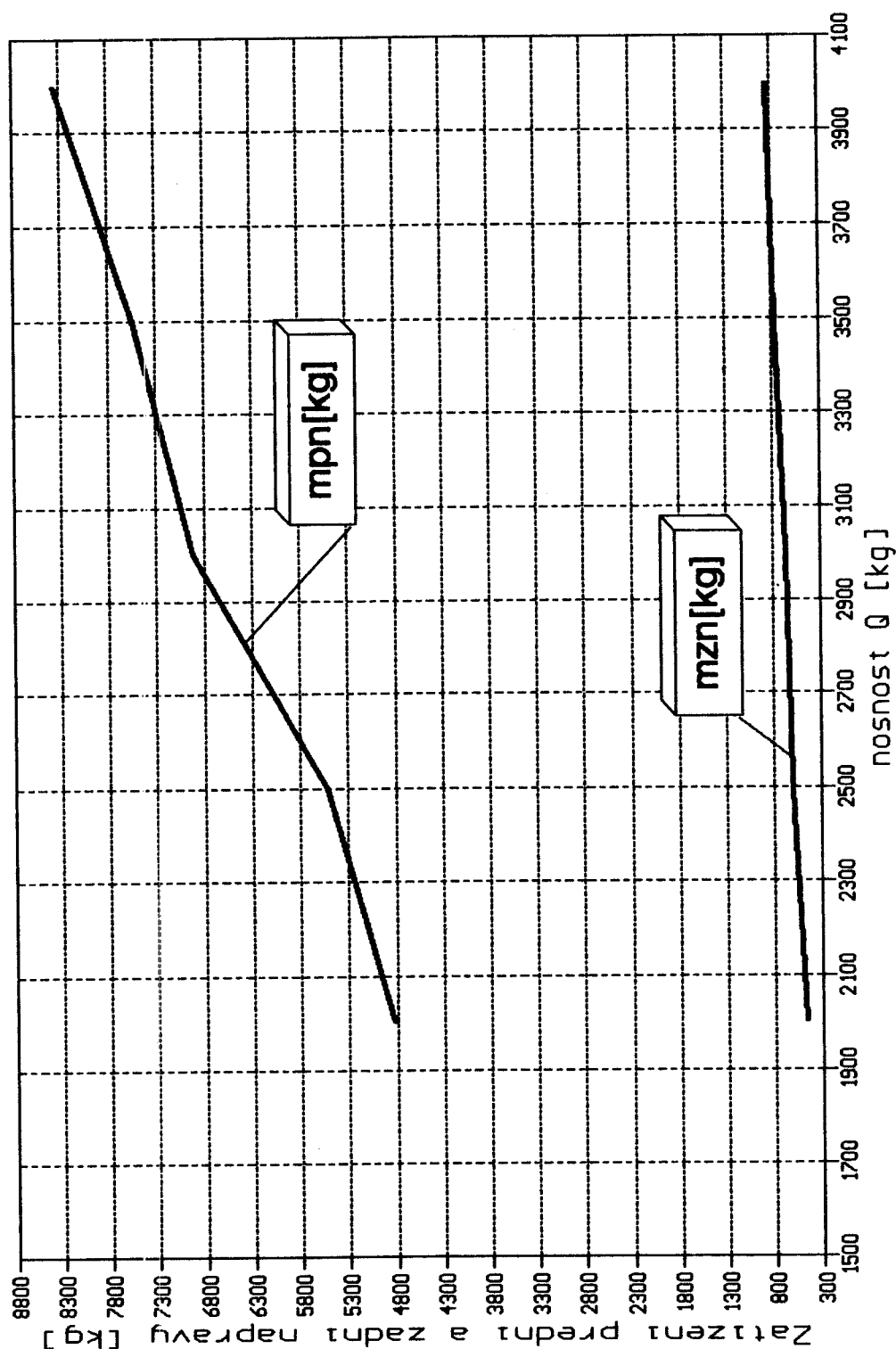
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Still DFG

(reserve)



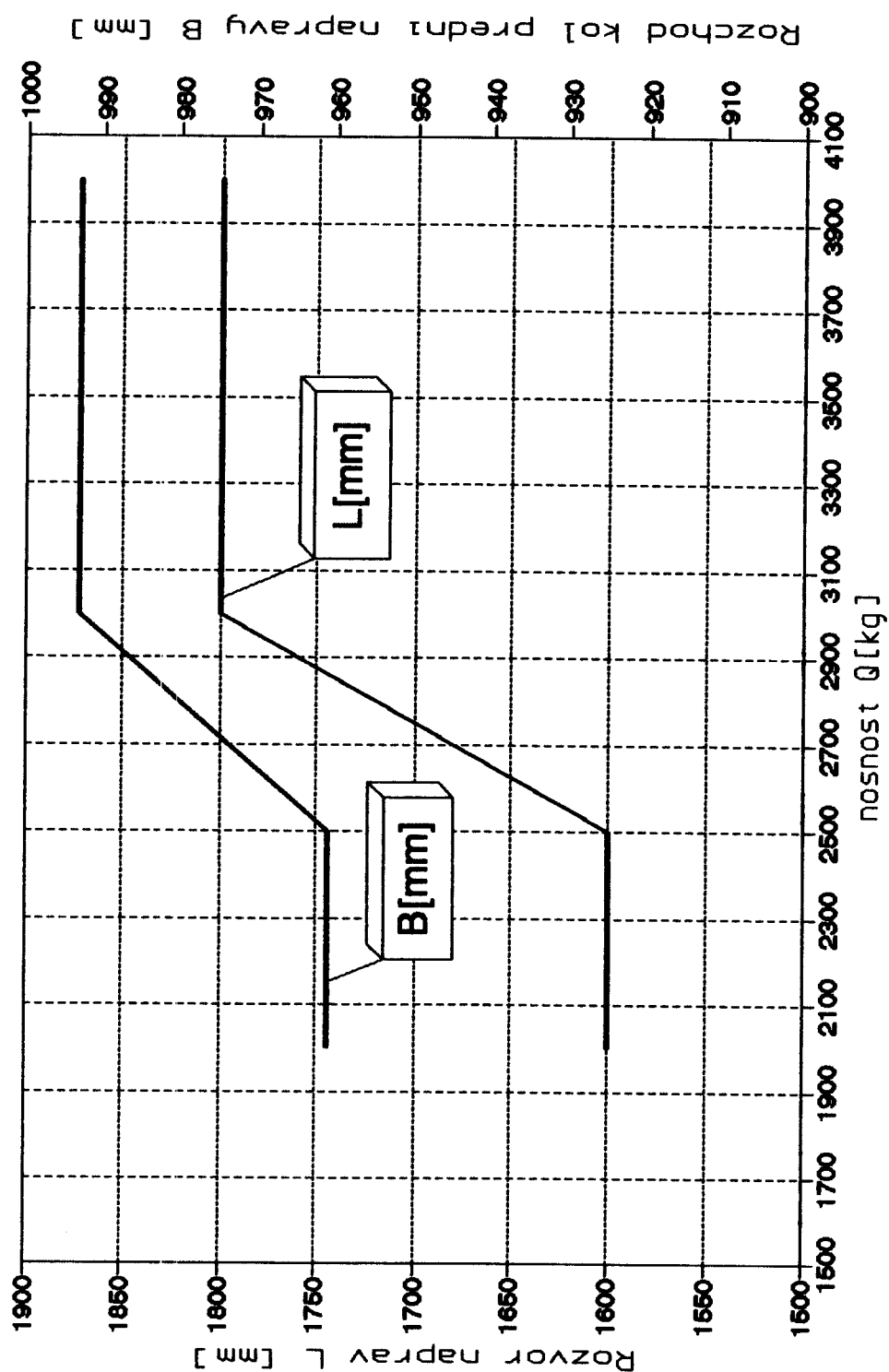
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Tcr GO4

(reserve)



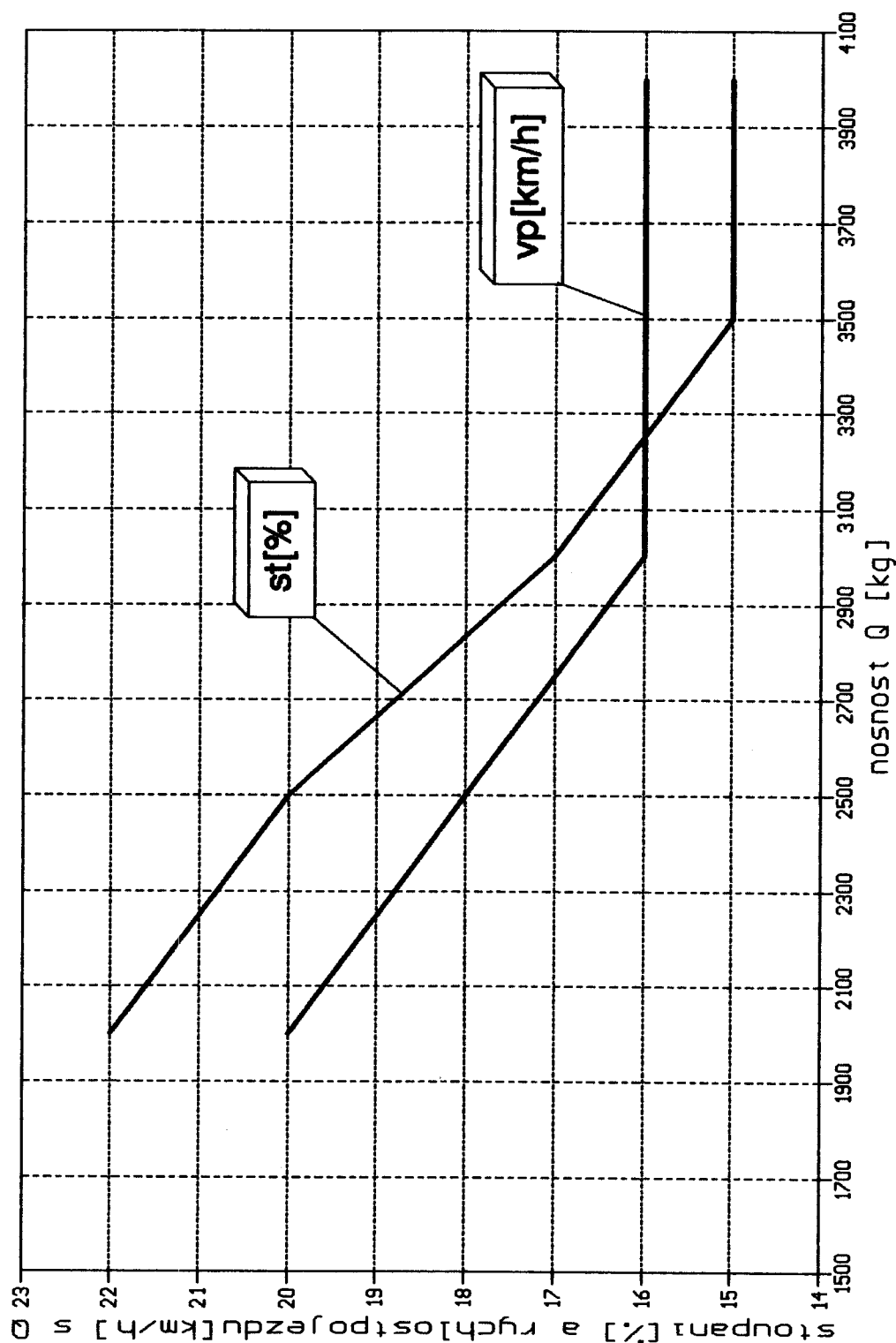
VOZIK S NAFTOVYM MOTOREM - Tcr GO4

(reserve)



VOZIK S NAFTOVÝM MOTOREM - Tcr GO4

(reserve)



```

PROGRAM VSTUPNIPARAMETRYVOZIKU(INPUT,OUTPUT);
CONST
Q=1600;
KD=1.05;
HQ=0.62;
g=9.81;
C=0.82;
VAR
MP,S,ZB:INTEGER;
L,H,AB,U1,U2:REAL;
B1,B,KS,MPN,MZN,MQ,ZPN:REAL;
BEGIN
WRITELN('Zadej rozvor naprav v [m]:');
READ(L);
WRITELN('Zadej pohotovostni hmotnost voziku v [kg]:');
READ(MP);
WRITELN('Zadej vysku teziste voziku v [m]:');
READ(H);
WRITELN('*****');
IF H<=0.15 THEN
WRITELN('NELZE JIZ MIT NIZSI VYSKU h!')
ELSE
BEGIN
MQ:=Q/MP;
FOR S:=8 TO 14 DO
BEGIN
FOR ZB:=15 TO 35 DO
BEGIN
U1:=S/100;
U2:=SQRT(1-SQR(U1));
AB:=ZB/100*g;
B:=(KD*(g*Q*(C*U2+HQ*U1)+AB*(Q*HQ+MP*H))+g*MP*H*U1)/g/MP/U2;
B1:=1000*B;
KS:=(B*MP)/Q/C;
IF KS<1 THEN
WRITELN('mp.b<Q.c ... SPATNE VOLENE PARAMETRY')
ELSE
BEGIN
MPN:=MP+Q+(Q*C-MP*B)/L;
IF MPN<0 THEN
WRITELN('NESMYSL!')
ELSE
BEGIN
MZN:=MP+Q-MPN;
ZPN:=MPN/(MP+Q);
END;
END;
WRITELN('s=',S:2,'[%]');
WRITELN('zb=',ZB:2,'[%]');
WRITELN('b=',B1:6:5,'[mm]');
WRITELN('ks=',KS:4:3);
WRITELN('mpn=',MPN:6:2,'[kg]');
WRITELN('mzn=',MZN:5:2,'[kg]');
WRITELN('mpn/(mp+Q)=',ZPN:4:3);
WRITELN('-----');
READLN;
END;
END;
WRITELN('Q/mp=',MQ:5:4);
WRITELN('*****');
END

```

```

PROGRAM VYKONARYCHLOSTVOZIKU(INPUT,OUTPUT);
uses printer;
CONST
DELTA=2;
g=9.81;
Q=1600;
f=0.03;
VAR
S,VP,MP:INTEGER;
V,FK,PK,U1,U2,AMAX:REAL;
BEGIN
WRITELN(Lst,'Zadej pohotovostni hmotnost voziku:');
READ(MP);
WRITELN('-----');
FOR S:=8 TO 14 DO
BEGIN
U1:=S/100;
U2:=sqrt(1-sqr(U1));
FK:=g*(MP+Q)*(U1+U2*f);
FOR VP:=6 TO 11 DO
BEGIN
V:=VP/3.6;
PK:=FK*V/1000;
AMAX:=(FK-(MP+Q)*g*f)/(MP*DELTA+Q);
WRITELN(Lst,'vp=',VP:2,'[km/h]  -\_ ');
WRITELN(Lst,'          Pk=',PK:6:4,'[kW]');
END;
WRITELN(Lst,'-----');
WRITELN(Lst,'s=',S:2,'[%]');
WRITELN(Lst,'Fk=',FK:6:1,'[N]');
WRITELN(Lst,'amax=',AMAX:4:3);
WRITELN(Lst,'=====');
END;
END.

```

Silové poměry v ozubení pro jednotlivé složky souboru

I. První zatížení v souboru odpovídá momentu na elektromotoru $M_e = 133,5 \text{ N.m}$ při 1635 ot/min:

$$F_{t12} = 2 \cdot M_1 / d_1 = 2 \cdot 133500 / 51,08 = 5227 \text{ N} ;$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 5227 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1902,5 \text{ N} ;$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 5227 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 20^\circ = 2024,6 \text{ N} ;$$

$$F_{t34} = 2 \cdot M_2 / d_3 = 2 \cdot 450562,5 / 88,36 = 10198,3 \text{ N} ;$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta = 10198,3 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 1433,3 \text{ N} ;$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 10198,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8^\circ = 3748,4 \text{ N} ;$$

$$F_{t56} = 2 \cdot M_4 / d_{v5} = 2 \cdot 1207507,5 / 114,875 = 21023 \text{ N} ;$$

$$F_{r56} = F_{t56} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 21023 \cdot \operatorname{tg} 23,627^\circ = 9196,5 \text{ N} .$$

II. Druhé zatížení v souboru odpovídá momentu na elektromotoru $M_e = 75 \text{ N.m}$ při 2049 ot/min:

$$F_{t12} = 2 \cdot M_1 / d_1 = 2 \cdot 75000 / 51,08 = 2936,5 \text{ N} ;$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2936,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1068,8 \text{ N} ;$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 2936,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 20^\circ = 1137,4 \text{ N} ;$$

$$F_{t34} = 2 \cdot M_2 / d_3 = 2 \cdot 253125 / 88,36 = 5729,4 \text{ N} ;$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta = 5729,4 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 805,2 \text{ N} ;$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 5729,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8^\circ = 2105,8 \text{ N} ;$$

$$F_{t56} = 2 \cdot M_4 / d_{v5} = 2 \cdot 678375 / 114,875 = 11810,7 \text{ N} ;$$

$$F_{r56} = F_{t56} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 11810,7 \cdot \operatorname{tg} 23,627^\circ = 5166,6 \text{ N} .$$

III. Třetí zatížení v souboru odpovídá momentu na elektromotoru $M_e = 35 \text{ N.m}$ při 2636 ot/min:

$$F_{t12} = 2.M_1/d_1 = 2.35000/51,08 = 1370,4 \text{ N} ;$$

$$F_{a12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1370,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 498,8 \text{ N} ;$$

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 1370,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 20^\circ = 530,8 \text{ N} ;$$

$$F_{t34} = 2.M_2/d_3 = 2.118125/88,36 = 2673,7 \text{ N} ;$$

$$F_{a34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2673,7 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ = 375,8 \text{ N} ;$$

$$F_{r34} = F_{t34} \cdot \operatorname{tg} \alpha_v / \cos \beta = 2673,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 8^\circ = 982,7 \text{ N} ;$$

$$F_{t56} = 2.M_4/d_{v5} = 2.316575/114,875 = 5511,6 \text{ N} ;$$

$$F_{r56} = F_{t56} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t = 5511,6 \cdot \operatorname{tg} 23,627^\circ = 2411,1 \text{ N} .$$

Návrhový výpočet kuželového diferenciálu

Počet zubů planetového kola	$z_1 = 18$;
Počet zubů satelitu	$z_2 = 14$;
Úhel os	$\Sigma = 90^\circ$;
Vnější modul	$m_e = 6$ mm ;
Střední modul	$m_m = m_e \cdot (1 - \psi_L/2) = 5,1$ mm ;
Vnější kuželová vzdálenost	$L_e = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \cdot m_e/2 = 68,41$ mm ;
Střední kuželová vzdálenost	$L_s = (1 - \psi_L/2) \cdot L_e = 58,15$ mm ;
Šířka věnce	$b = \psi_L \cdot L_e = 20,52$ mm ;
Výška hlavy zubu	$h_{ae} = m_e = 6$ mm ;
Výška paty zubu	$h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = 7,5$ mm ;
Úhel hlavy zubu	$\nu_a = \arctg(h_{ae}/L_e) = 5,012^\circ$;
Úhel paty zubu	$\nu_f = \arctg(h_{fe}/L_e) = 6,2565^\circ$;

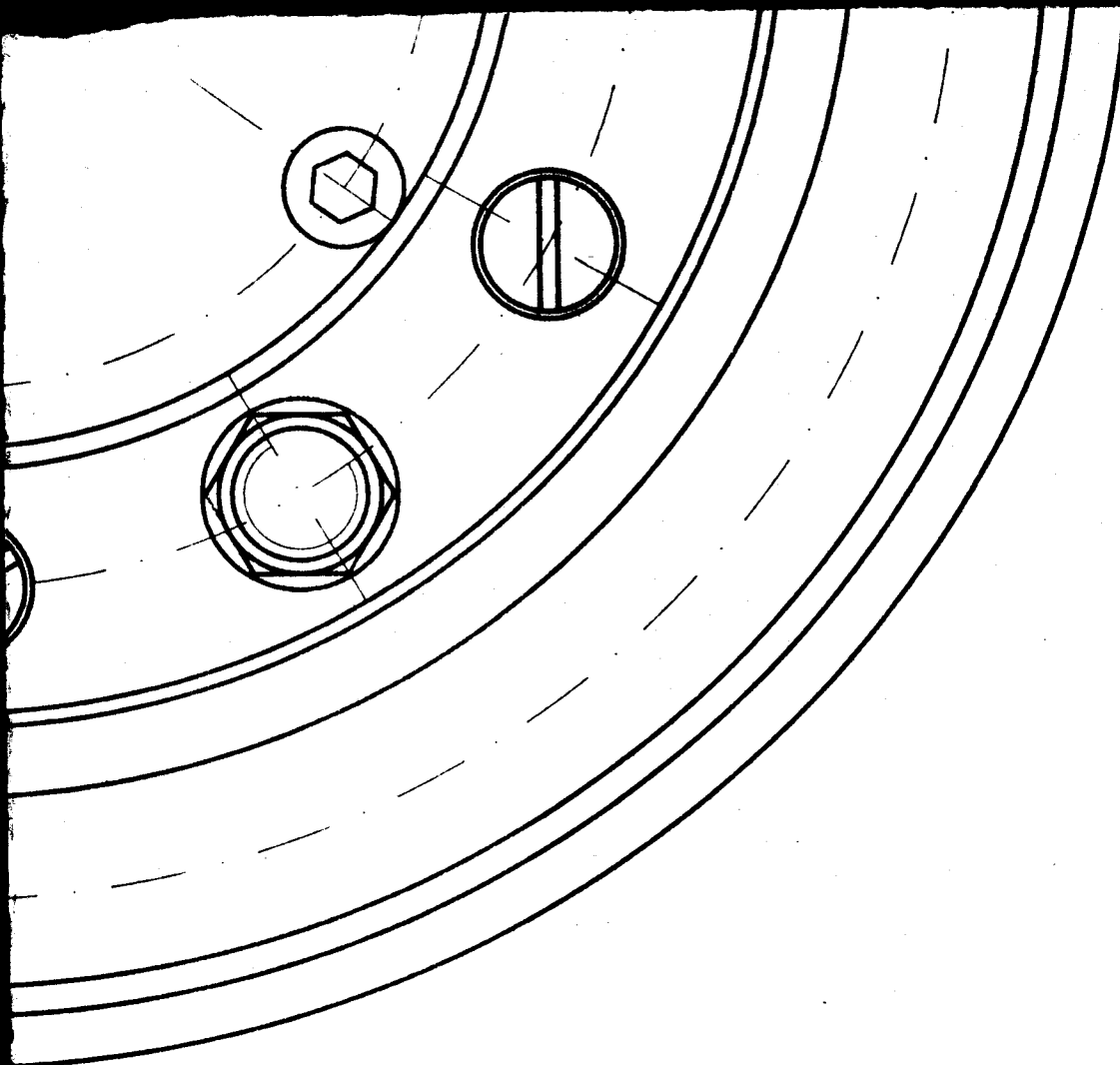
PLANETOVÉ KOLO

Úhel vrcholového kužele	$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2) = 52,125^\circ$;
Úhel hlavového kužele	$\delta_a = \delta_1 + \nu_a = 57,140^\circ$;
Úhel patního kužele	$\delta_f = \delta_1 - \nu_f = 45,869^\circ$;
Roztečná kružnice vnější	$d_e = m_e \cdot z_1 = 108$ mm ;
Roztečná kružnice střední	$d_m = m_m \cdot z_1 = 91,8$ mm ;
Hlavová kružnice	$d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = 115,367$ mm ;
Patní kružnice	$d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = 98,791$ mm ;

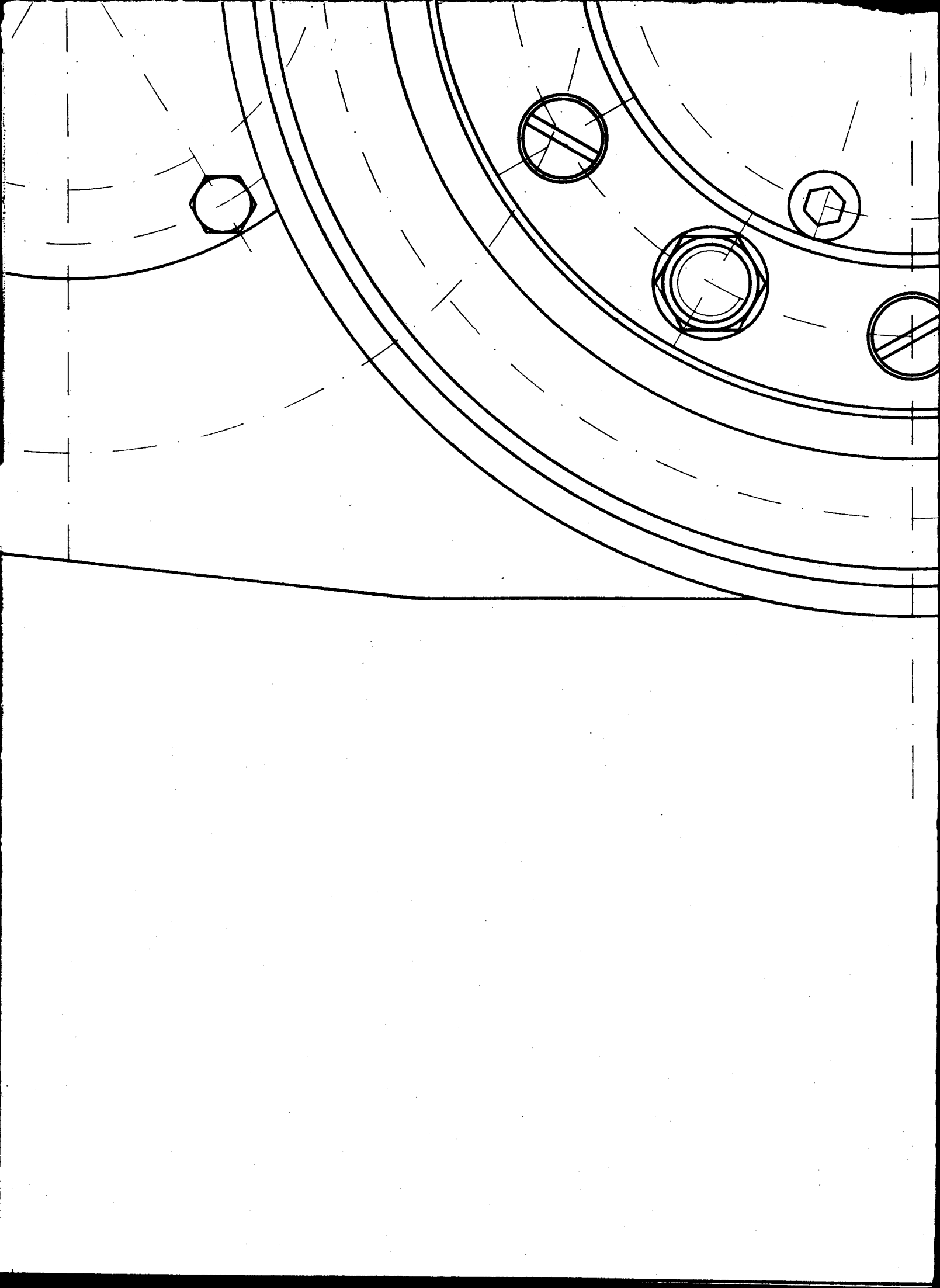
SATELIT

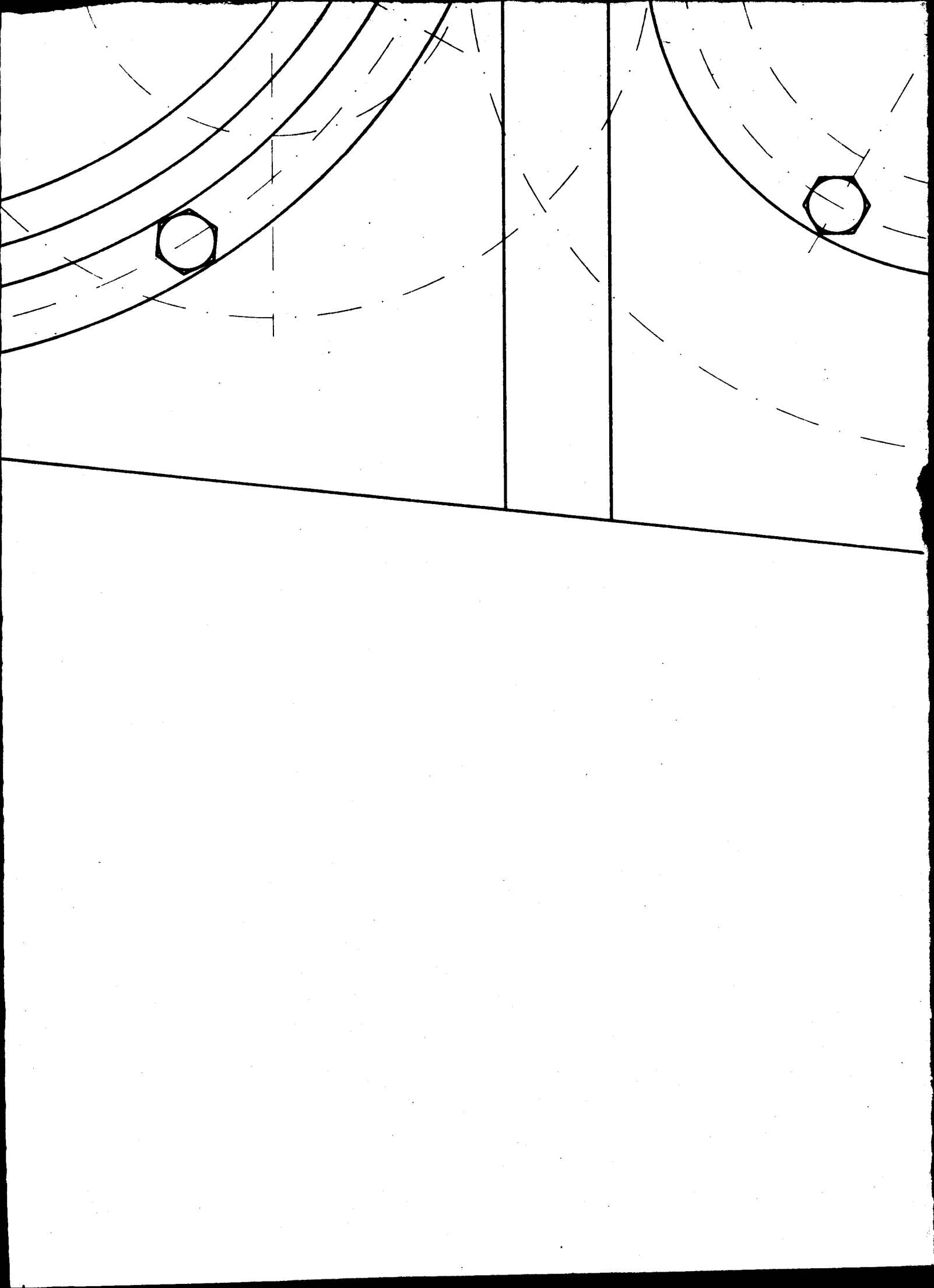
Úhel vrcholového kužele	$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 37,875^\circ$;
Úhel hlavového kužele	$\delta_a = \delta_2 + \nu_a = 42,887^\circ$;
Úhel patního kužele	$\delta_f = \delta_2 - \nu_f = 31,819^\circ$;
Roztečná kružnice vnější	$d_e = m_e \cdot z_2 = 84$ mm ;
Roztečná kružnice střední	$d_m = m_m \cdot z_2 = 71,4$ mm ;
Hlavová kružnice	$d_{ae} = d_e + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = 93,472$ mm ;
Patní kružnice	$d_{fe} = d_e - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = 72,160$ mm ;

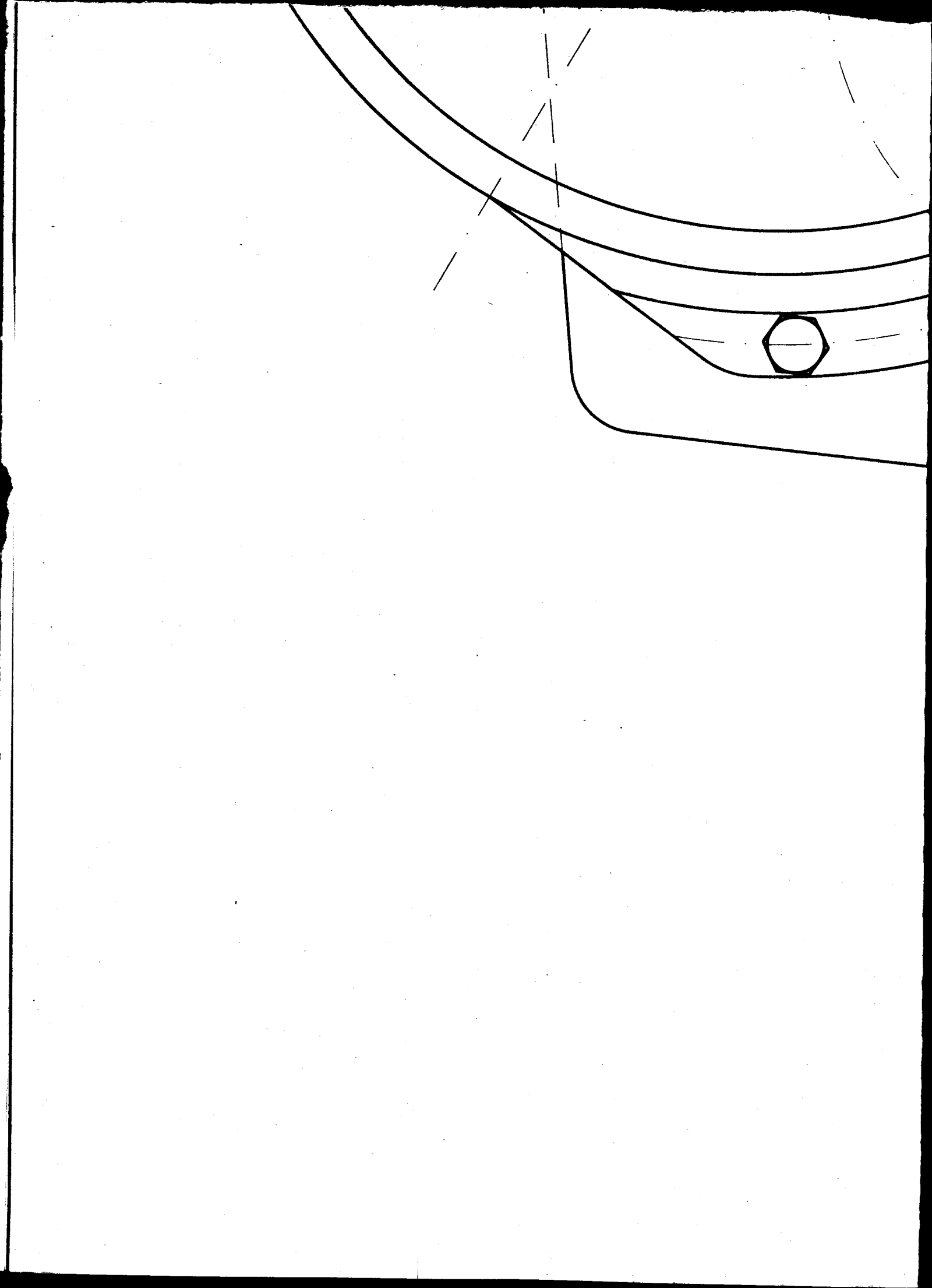
INDEX ZMENA	DATUM	PODPIS		
ZN.MAT.		T.O.	HMOTNOST	MERITKO
ROZM.-POLOT.				1:1
POM.ZAR.			CSN	TR.C.
VYPR. CHY Milos	NORM.R.		POZN.	C.KUSOVNIKU
PREZK.			STARY V.	C.V.
TECHNOL.	SCHVALIL			
NAZEV				
HNACI JSTROJI VOZIKU			KSD - 209 1.0	
			List	List 2

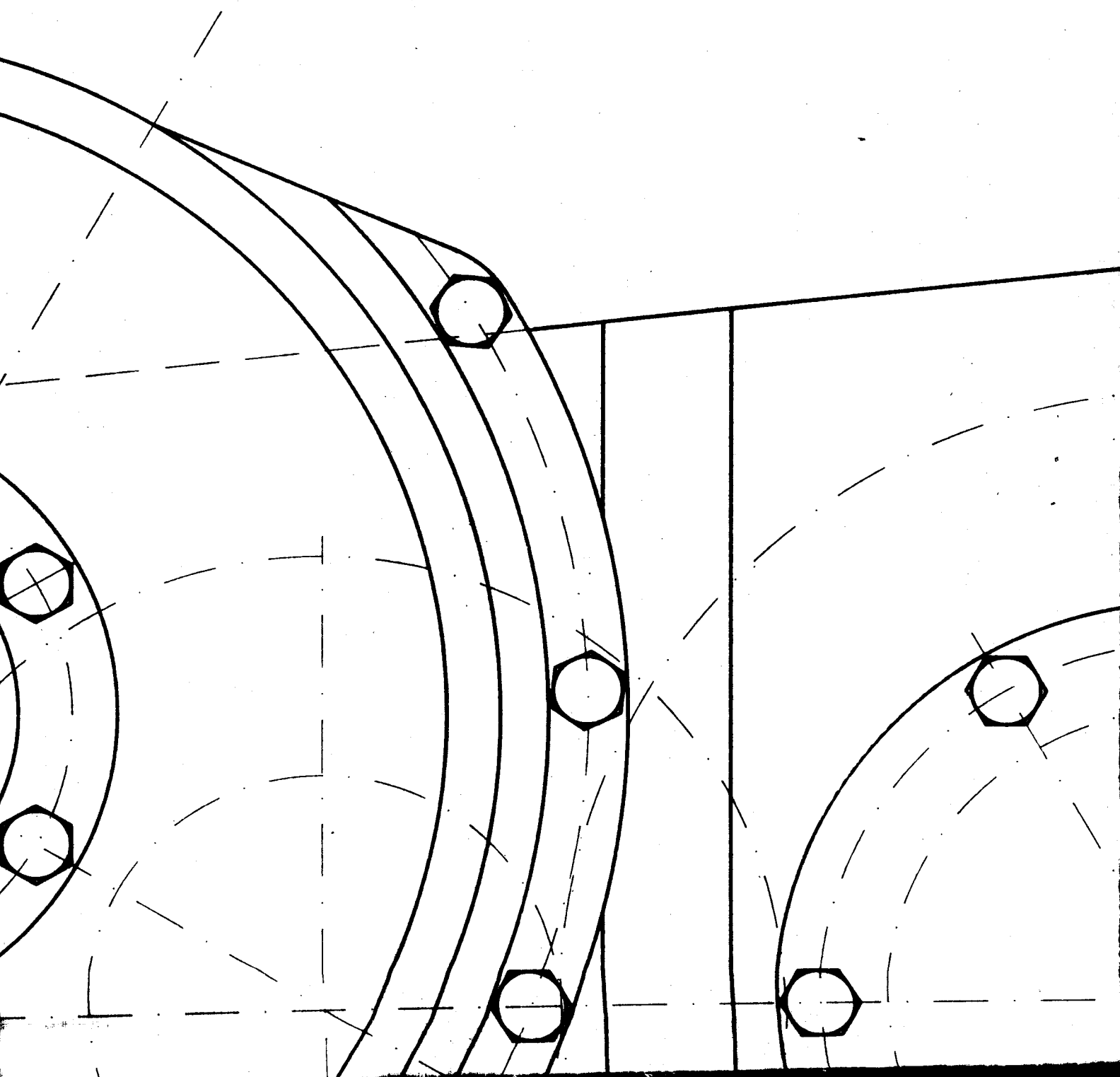


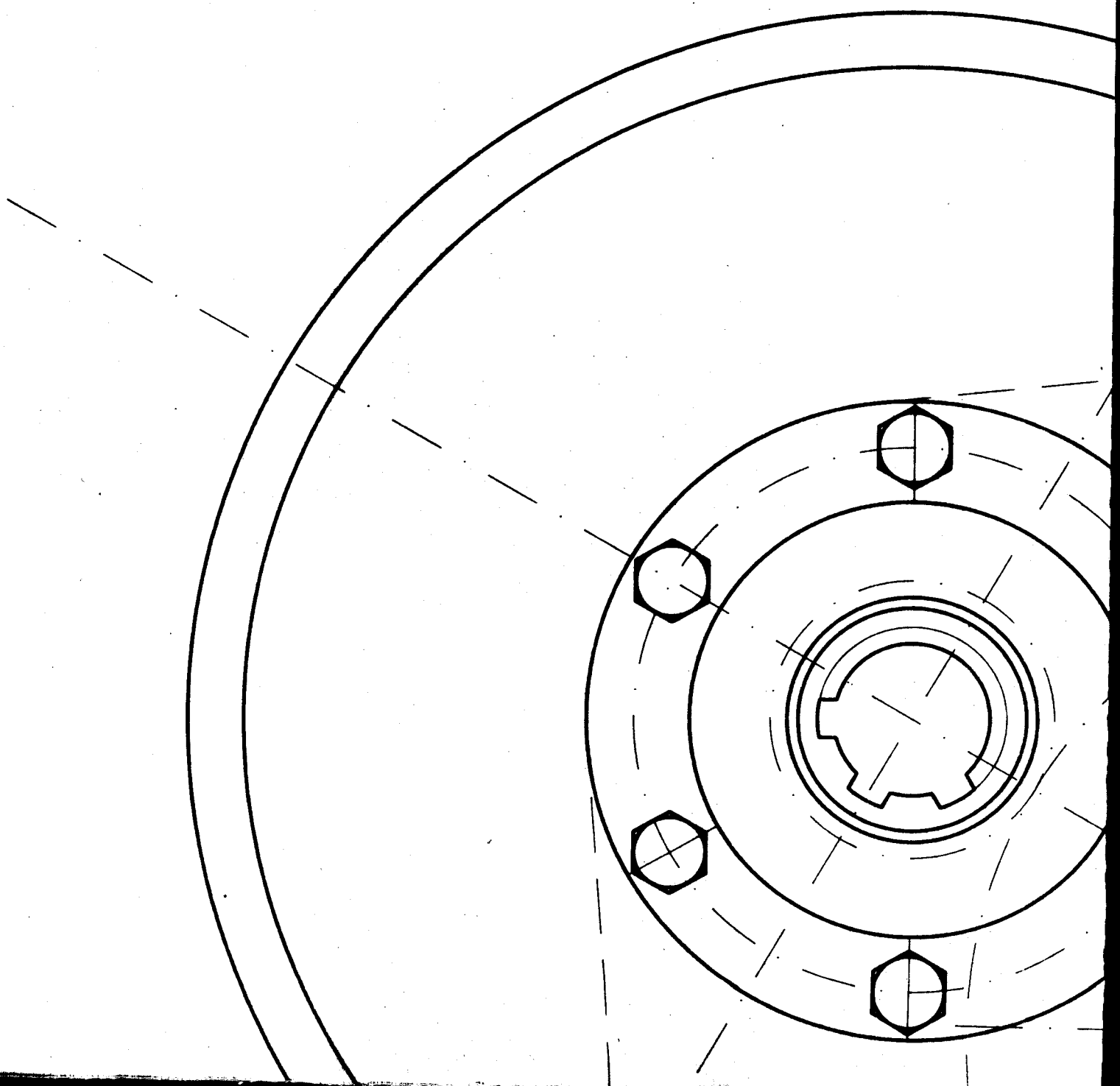
INDEX	ZMENA		DATUM	PODPIS		
ZN.MAT.			T.O.		HMOTNOST	MERITKO
ROZM. - POLOT.						1:1
POM.ZAR.					CSN	TR.C.
VYPR.	TICHY Milos	NORM.R.			POZN.	C.KUSOVNIKU
PREZK.					STARY V.	C.V.
TECHNOL.	SCHVALIL					
NAZEV	HNACI USTROJI VOZIKU				KSD - 269 1.0	List 2

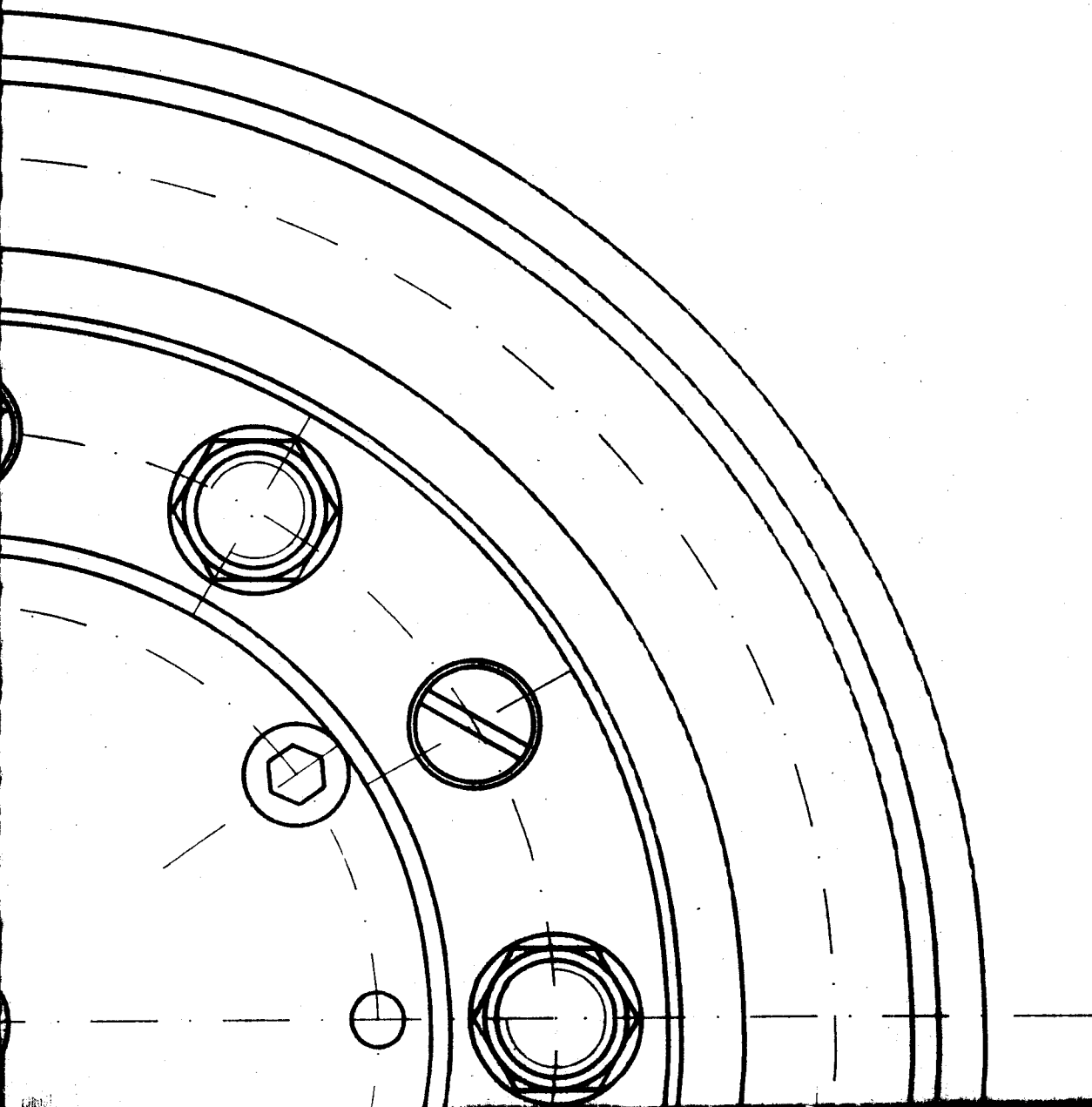


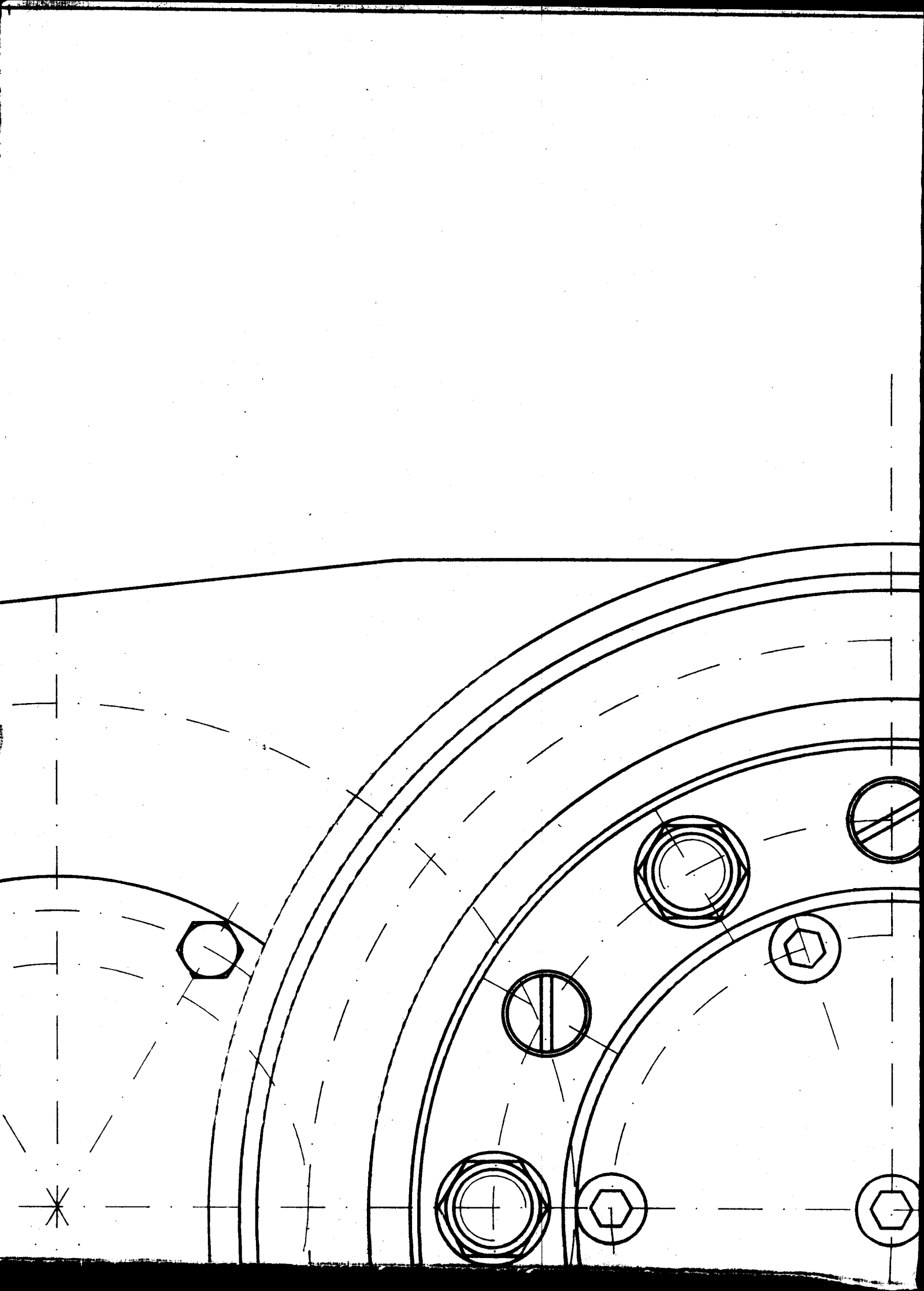


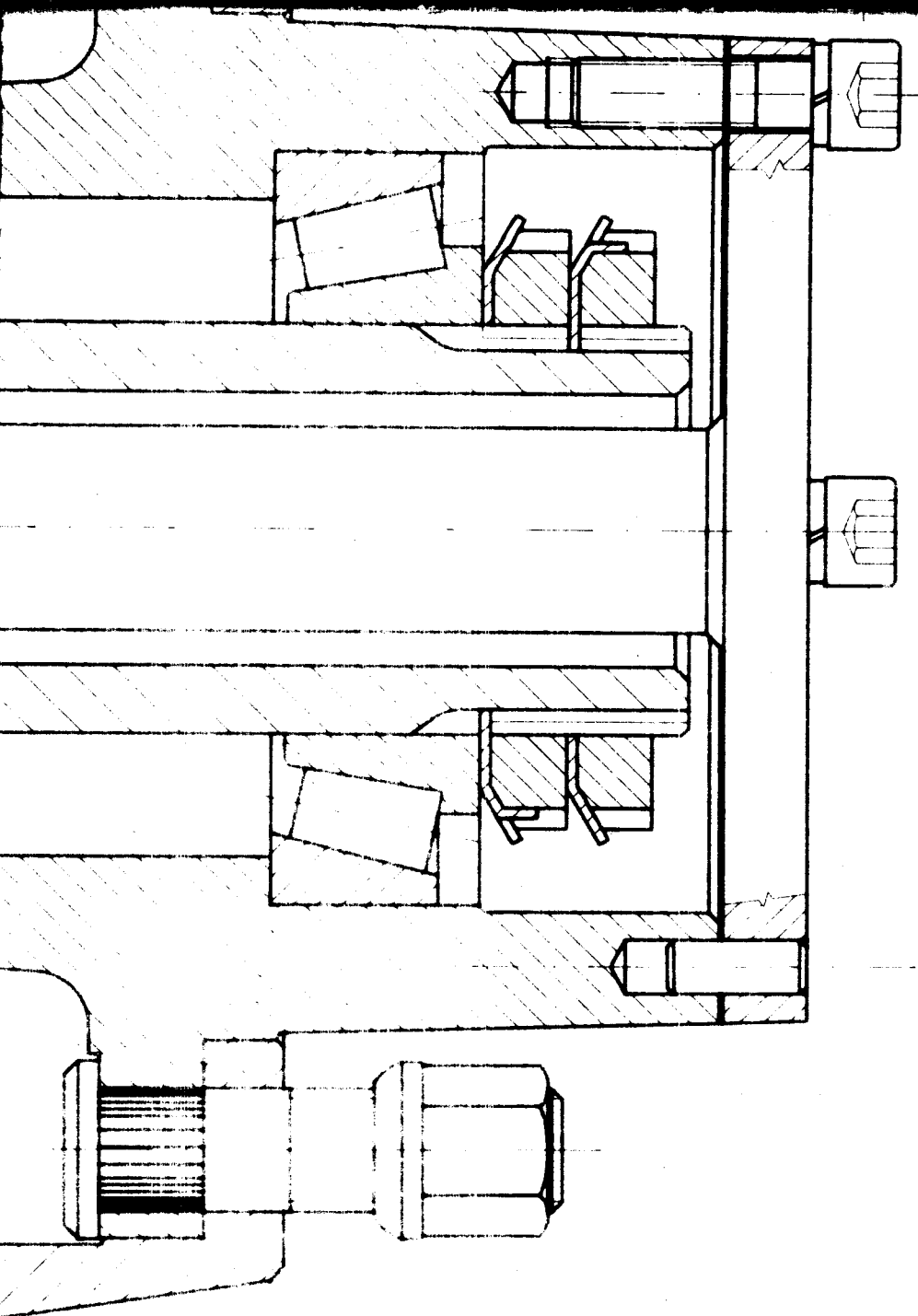












INDEX 1 ZMENA	DATUM	PODPIS		
ZN.MAT.		T.O.	HMOTNOST	MERITKO
ROZM.-POLOT.				1:1
POM.ZAR.			CSN	TR.C.
VYPR.	TICHY Milos	NORM.R.	POZN.	C.KUSOVNIKU
PREZK.				
TECHNOL.	SCHVALIL		STARY V.	C.V.
NAZEV				
HNACI USTROJI VOZIKU			KSD - 269 1.0	
			List	List 1

