

Vysoká škola: strojní a textilní Fakulta: strojní
Katedra: obrábění a montáže Školní rok: 1987/88

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Rydlo Josef
obor 23-20-8

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: Rovnačka tlustých plechů pro ZTS - Stavostroj

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Současný stav- rozbor
3. Konstrukční návrh, zpracování
4. Kontrolní výpočty, popis
5. Ekonomický rozbor a hodnocení technické úrovně
6. Závěr

V 83 / 88 S
rovnačka plechů - rovnačka
vlnění

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: 4 - 6

Rozsah průvodní zprávy: 40 stran textu

Seznam odborné literatury:

Kopecký, Rudolf: Tvářecí stroje

Píř, Breník: Obráběcí stroje

Christoph: DP 1987

Podklady n.p. ZTS - Stavostroj Nové Město n. Met.

Vedoucí diplomové práce: Ing. P. Pkorný

Konzultant: Ing. Benda - ZTS Stavostroj

Datum zadání diplomové práce: 30. 9. 1987

Termín odevzdání diplomové práce: 10. 5. 1987

L.S.


Doc. Ing. Jaromír Gazda, CSc.
Vedoucí katedry


Prof. Ing. Vladimír Prášil, DrSc.
Děkan

v Liberci dne 30.9. 1987

1 Rám

1 Pohon

1 Nosič dol.válců

1 Nosič hor.válců

1 Ovládací panel

1 Elektroinstalace

02-KOM-OS-171-
-01-02

1

2

3

4

5

6

Rydlo

VŠST
Liberec

ROTAČNÍ ROVNAČKA 400/15

3

01-KOM-OS-171-01/3

1	Rám stroje			1
1	Rám pohonu			2
1	Rozvedovka		02-KOM-OS-171- 01-02-03	3
5	Kloub.hřídel			4
1	Pouzdro ø 60	ČSN 42 5510 11 423	001	5
1	Pouzdro ø 60	ČSN 42 5510 11 423	001	6
1	Pouzdro ø 130	ČSN 42 5510 11 423	001	7
1	Pouzdro ø 100	ČSN 42 5510 11 423	001	8
4	Podložka	ČSN 42 5310 11 423	001	9
4	Podložka 2l	ČSN 42 5310 11 423	001	10
1	Kryt spojky	ČSN42 5301.2 11 423	001	11
1	Kryt spojky	ČSN42 5301.2 11 423	001	12
1	Kryt kloub.hř.	ČSN42 5301.2 11 423	001	13
1	Motor F 225M08			15
1	Spojka VPS 41 32.1			16
1	Převodovka TS 031 302-06-4-28x750			17
1	Spojka VPS 41 37.1			18
4	Šroub M20 x 80	ČSN02 1101.51		19
4	Matice M20	ČSN02 1601.21		20
	Rydle			

VŠST
Liberec

ROTAČNÍ ROVNAČKA 400/15
POHON

5 02-KOM-OS-171-01-02/4

4	Podložka 23	ČSN 02 1737	21
6	Šroub M24x100	ČSN02 1101.51	22
6	Matice M24	ČSN02 1601.21	23
6	Podložka 24,5	ČSN02 1741.01	24
6	Podložka 27	ČSN 02 1737	25
2	Kolík 16 x 70	ČSN 02 2150.2	26
2	Kolík 8 x 70	ČSN 02 2150.2	27
4	Šroub M20x100	ČSN 02 1101.51	28
4	Matice M20	ČSN 02 1601.21	29
4	Podložka 20,5	ČSN 02 1741.01	30
4	Podložka 23	ČSN 02 1737	31
1	Pero 18e7x11x11	ČSN 02 2562	32
1	Pero 18e7x11x8	ČSN 02 2562	33
1	Pero 32e7x18x2	ČSN 02 2562	34
2	Pero 28e7x16x125	ČSN02 2562	35
6	Šroub M20x60	ČSN 02 1101.51	36
6	Podložka 20,5	ČSN 02 1741.01	37

Rydlo

VŠST
Liberec

ROTAČNÍ ROVNAČKA 400/15
POHON

5 02-KOM-OS-171-01-02 /5

1	Skříň	ČSN 42 5310.2 11 423	001	1
1	Hřídel ø 110	ČSN 42 5510.1 11 600.1	001	2
4	Hřídel ø 60	ČSN 42 5510.1 11 600.1	001	3
1	Ozubené kolo	ČSN 42 6510.1 14 223.4	021	4
4	Ozubené kolo	ČSN 42 6510.1 14 223.4	021	5
1	Víčko ø 140	ČSN 42 5510.1 11 423	001	6
4	Víčko	ČSN 42 5510.1 11 423	001	7
5	Víčko ø 70	ČSN 42 5510.1 11 423	001	8
1	Krycí plech	ČSN 42 5310.2 11 423	001	9
1	Plech tl.2	ČSN 42 5301.2 11 423	001	10
1	Ložisko 6020	ČSN 02 4630		12
2	Ložisko 6311	ČSN 02 4630		13
3	Ložisko 6311N	ČSN 02 4630		14
3	Kroužek R 140	ČSN 02 3648		15
3	Kroužek 55	ČSN 02 2930		16
2	Kroužek 55	ČSN 02 2930		17
1	Gufero 110 x 140 x 13	ČSN 02 9401		18
3	Gufero 55 x 70 x 8	ČSN 02 9401		19
2	Pero 28x7x16x125	ČSN 02 2562		20

Rydlo

VŠST
Liberec

ROZVODOVKA

3 02-KOM-OS-171-01-02-03/2

2	Pero 16e7x10x140	ČSN 02 2562	21
1	Kroužek 36x42	ČSN 02 9310.1	22
1	Olejoznak M36 x 1,5	ON 02 7488	23
1	Zátka M20 x 1,5 x 12	ČSN 02 1914.21	24
1	Kroužek 20x26	ČSN 02 9310.1	25
1	Podložka MB 19	ČSN 02 3640	26
1	Matice KM 19	ČSN 02 3630	27
24	Šroub M4 x 16	ČSN 02 1143.51	28
16	Šroub M12 x 35	ČSN 02 1101.51	29
16	Podložka 12	ČSN 02 1741,0	30
6	Šroub M6 x 14	ČSN 02 1131.21	31

Rydlo

Vysoká škola strojní a textilní Liberec

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra obrábění a montáže

obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu
zaměřením jednoúčelové obráběcí a montážní stroje

Rotační rovnačka 400/15

KOM - OS - 171

Josef Rydlo

Vedoucí práce: Ing. Přemysl Pokorný

Konzultant : s. Břetislav Vlček - ZTS Stavostroj n.p.
Nové Město nad Metují

Počet stran : 67

Počet tabulek: 6

Počet obrázků: 21

Počet výkresů: 6

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

V Liberci dne 10. 5. 1988

.....

Obsah:

1.	Teoretická část	4
1.1	Seznam zkratek a symbolů	4
1.2	Úvod	10
1.3	Rozbor současného stavu	12
1.4	Rozbor úlohy	14
2.	Návrh řešení - konstrukce a kontrolní výpočty	16
2.1	Návrh hlavního pohonu rovnačky	16
2.1.1	Návrh elektromotoru	17
2.1.2	Návrh převodovky	18
2.1.3	Návrh rozvodovky	32
2.1.4	Návrh spojek	43
2.1.5	Návrh kloubových hřídelů	44
2.2	Návrh pohonů horních nosičů rovnacích a výběhových válců	50
2.2.1	Rozbor jednotlivých variant uspořádání	51
2.2.2	Volba alternativního řešení	53
2.2.3	Zpracování vybraného řešení	55
3.	Popis konstrukce stroje	63
4.	Technicko-ekonomické hodnocení	66
5.	Závěr	67

1.1 Seznam zkratek a symbolů

A'	skutečná činná plocha drážkování na 1 mm délky náboje /mm/
a_r	osová vzdálenost ozubených kol rozvodovky /mm/
b_w	šířka ozubení /mm/
C	základní dynamická únosnost /N/
c	vzpěrný součinitel /-/
c_a	hlavová vůle /mm/
c_e	konstanta charakterizující skupinu tvářecích strojů / $(\text{kN/mm})^{1/2}$ /
c_t	tuhost tvářecího stroje /kN/mm/
d_a	průměr hlavové kružnice ozub. kola /mm/
d_f	průměr patní kružnice ozub. kola /mm/
D_p	průměr pístu /mm/
d_r	průměry hřidelů rozvodovky /mm/
d_{lr}	průměr roztečné kružnice ozub. kola /mm/
$d_2, d_{2šv}$	střední průměr závitu /mm/
e	rameno valivého odporu /mm/
F	výsledné zatížení hřídele od ozub. kol /N/
$F_{A1}, F_{Ašv}$	axiální zatížení jednoho šroubu /N/
F_e	ekvivalentní zatížení /N/
F_h	hnací síla /N/
F_j	jmenovitá síla /kN/
F_r	reakce v podporách /N/
F_{rl}	radiální složka zatížení na ozub. kole /N/
F_t	tečná síla /N/
$F_{z \text{ max.}}$	maximální zátěžná síla /N/
F_{lpl}	tečná síla na centrálním kole planet.převodovky /N/
F_{4pl}	tečná síla na výstupním korunovém kole planet. převodovky /N/

f	součinitel tření /-/
g	tíhové zrychlení $/\text{ms}^{-2}/$
$h_m, h_{m\dot{s}v}$	výška matice $/\text{mm}/$
$h_w, h_{w\dot{s}v}$	aktivní hloubka závitu $/\text{mm}/$
$i, i_{\dot{s}v}$	poloměr setrvačnosti $/\text{mm}^2/$
i_{cn}	celkový požadovaný převod pro přestavování nosiče horních válců /-/
i_{chnv}	požadovaný převod pro přestavování výbehových válců /-/
i_{chs}	skutečný převodový poměr při přestavování výbehových válců /-/
$i_{n\dot{s}}$	převodový poměr šnekového převodu nosiče horních válců /-/
i_p	převodový poměr navržené převodovky /-/
i_{pl}	převodový poměr planetové převodovky /-/
i_{pn}	převodový poměr násuvné převodovky /-/
i_{pt}	celkový převodový poměr teoretický /-/
i_r	převodový poměr řemenového převodu /-/
$J, J_{\dot{s}v}$	kvadratický moment průřezu $/\text{mm}^4/$
j	počet per na hřídeli /-/
j_s	počet satelitů planetové převodovky /-/
j_v	počet rovnacích válců /-/
k	bezpečnost /-/
k_F	součinitel přídavných zatížení /-/
k_{Fa}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů /-/
$k_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar /-/
k_H	součinitel přídavných zatížení /-/
k_{Ha}	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů /-/

$k_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar /-/
$k_{\beta}, k_{\beta v}$	bezpečnost proti porušení /-/
k_v	součinitel vnitřních dynamických sil /-/
k_I	provozní součinitel /-/
$k_{\beta}, k_{\beta \beta v}$	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení /-/
L_h	životnost ložiska /hod/
$l_h \text{ max.}$	maximální délka vysunutého kloubového hřídele /mm/
$l_h \text{ min.}$	délka zasunutého kloubového hřídele /mm/
$l \text{ min. d}$	minimální délka drážkování /mm/
l, l_{β}	navrhovaná délka šroubu /mm/
$l_{\text{min.}}$	minimální délka pera /mm/
l_r	vdálenost podpor v rozvodovce /mm/
M_{ke}	krouticí moment na hřídeli elektromotoru /Nm/
$M_k \text{ min.}$	potřebný krouticí moment na jednom válci /Nm/
M_{kp}	potřebný krouticí moment přenášený spojkou mezi převodovkou a rozvodovkou /Nm/
M_{kv}	krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky /Nm/
M_{kv1}	krouticí moment na rovnacím válci /Nm/
M_o	ohybový moment /Nm/
M_{β}	krouticí moment na šroubu /Nm/
M_l	krouticí moment na centrál. kole planet. převodovky /Nm/
m	součinitel typu ložiska /-/
m_n	hmotnost nosiče horních válců /kg/
m_{nr}	modul ozubení rozvodovky /mm/
m_{pl}	modul ozubení planet. převodovky /mm/
n_e	otáčky elektromotoru /min. ⁻¹ /
n_{en}	otáčky elektromotoru pro přestavování nosiče horních válců /min. ⁻¹ /

n_{env}	otáčky elektromotoru pro přestavování výběhových válců $/\text{min}^{-1}/$
$n_{št}$	otáčky šroubu navrhované $/\text{s}^{-1}/$
n_u	otáčky unašeče $/\text{min}^{-1}/$
n_v	otáčky rovnacích válců $/\text{min}^{-1}/$
n_{vt}	otáčky rovnacích válců teoretické $/\text{min}^{-1}/$
n_o, n_4	otáčky korunových kol planet. převodovky $/\text{min}^{-1}/$
P	výkon elektromotoru potřebný pro pohon rovnačky $/\text{kW}/$
P_n	výkon elektromotoru pro pohon nosiče horních válců $/\text{W}/$
P_{nv}	výkon elektromotorů pro pohon nosičů výběhových válců $/\text{W}/$
P_l	výkon potřebný pro pohon jednoho válce $/\text{W}/$
P_D	dovolený kontaktní tlak $/\text{MPa}/$
$P_{š}, P_{šv}$	stykový tlak mezi maticí a šroubem $/\text{MPa}/$
Re	mez kluzu $/\text{MPa}/$
Rm	mez pevnosti $/\text{MPa}/$
$r_{f \text{ max.}}$	maximální poloměr zaoblení paty zubu $/\text{mm}/$
S	činná plocha $/\text{mm}^2/$
s_F	součinitel bezpečnosti proti porušení zubů únavovým lomem $/-/$
s_H	souč. bezpečnosti proti tvorbě pittingů $/-/$
$t_{š}, t_{šv}$	rozteč závitů $/\text{mm}/$
t_l	hloubka drážky pro pero v náboji $/\text{mm}/$
u	převodové číslo rozvodovky $/-/$
v	součinitel zatížení vnitřního kroužku ložiska $/-/$
v_s	rovnací rychlost $/\text{m}/\text{min}/$
v_z	rychlost posuvu nosiče $/\text{mm}/\text{s}/$
$w_{\text{max.}}$	průhyb rovnacích válců od zatížení $/\text{mm}/$

W_0	průřezový modul v ohybu $/\text{mm}^3/$
X	součinitel radiálního zatížení ložiska $/- /$
Y	součinitel axiálního zatížení ložiska $/- /$
Y_F	součinitel tvaru zubu $/- /$
Y_R	součinitel drsnosti v oblasti patní přechodové křivky $/- /$
Y_S	součinitel vrubu v oblasti patní přechodové křivky $/- /$
Y_X	součinitel velikosti $/- /$
Y_β	součinitel sklonu zubů $/- /$
Y_ξ	součinitel vlivu záběru profilu $/- /$
z_H	součinitel tvaru zubu $/- /$
z_L	součinitel maziva $/- /$
z_M	součinitel materiálu $/\text{MPa}^{1/2}/$
z_R	součinitel drsnosti boků zubů $/- /$
z_r	počet zubů ozubených kol v rozvodovce $/- /$
$z_{\dot{s}}$	počet chodů šneku $/- /$
$z_{\dot{s}k}$	počet zubů šnekového kola $/- /$
z_V	součinitel obvodové rychlosti $/- /$
z_X	součinitel velikosti $/- /$
z_ξ	součinitel součtové délky stykových čar zubů $/- /$
z_0', z_1', z_2'	počty zubů ozubených kol planetové převodovky $/- /$
z_3', z_4	
α	úhel záběru ozubeného kola $/^\circ /$
$\alpha_{\dot{s}}$	úhel stoupání závitu šroubu $/^\circ /$
β	úhel sklonu zubů $/^\circ /$
β_s	součinitel stlačitelnosti kapaliny $/\text{m}^2/\text{N}/$
Δ	úchylna souososti hřídelů $/\text{mm}/$
Δl_h	rozdíl délek max. vysunutého a zasunutého kloubového hřídele $/\text{mm}/$

Δl_s	deformace způsobená stlačením kapaliny /mm/
ΔF	změna síly /N/
ΔV	změna objemu kapaliny /mm ³ /
Δy	celková přípustná deformace /mm/
ε_d	součinitel záběru profilu /-/
γ_{cs}	celková účinnost při přestavování nosiče /-/
γ_o	účinnost potíhující ostatní ztráty /-/
γ_p	účinnost převodovky /-/
γ_{ps}	účinnost násuvné převodovky /-/
γ_c	celková účinnost /-/
γ_r	účinnost rozvodovky /-/
γ_{rs}	účinnost šnekového soukolí /-/
γ_s	účinnost šroubu /-/
$\vartheta_{max.}$	maximální úhlová výchylka kloubového hřídele /°/
λ, λ_{sv}	štíhlost /mm ⁻¹ /
λ_m	mezní štíhlost /mm ⁻¹ /
σ_e	ekvivalentní namáhání /MPa/
σ_F	srovnávací ohybové napětí v patě zubu /MPa/
$\sigma_{F \lim}$	časová pevnost v ohybu /MPa/
σ_H	srovnávací napětí v dotyku /MPa/
$\sigma_{H \lim}$	časová kontaktní pevnost /MPa/
τ_k	napětí v krutu /MPa/
σ_o	napětí v ohybu /MPa/
$\sigma_{red', redsv}$	redukované napětí /MPa/
ψ, ψ_{sv}	součinitel výšky matice /-/
ψ_m, ψ_a, ψ_d	poměrné šířky ozubení /-/

1.2 Úvod

Jednání XVII. sjezdu Komunistické strany československa v roce 1986, na základě analýzy možností a potřeb dalšího rozvoje společnosti, vytyčilo náročné úkoly a cíle také v oblasti hospodářského a sociálního rozvoje naší společnosti.

K dosažení náročných cílů hospodářské a sociální politiky je nezbytně nutné stále lépe a racionálněji využívat všech druhů paliv, energií, materiálů a surovin. Značné rezervy máme ve využívání pracovních fondů a je třeba v mnohém zlepšit motivaci pracujících k aktivnímu přístupu k plánovitému rozvoji naší ekonomiky a společnosti. Musíme také vytvářet odpovídající organizační, morální a ekonomické předpoklady pro užší sepětí vědy, výzkumu a výroby, zdokonalovat mechanismus jejich vzájemných vztahů a spolupráce.

Do roku 2000 má národní důchod vzrůst o více než dvě třetiny při výrazném snížení materiálové a energetické náročnosti výroby. Také produktivita práce by se měla zvýšit o téměř dvě třetiny. Jen tak bude možno vytvořit zdroje pro růst osobní spotřeby obyvatelstva, pro další zvýšení společenské spotřeby, pro zabezpečení výstavby a rozhodnější řešení ekologických problémů.

Vyšší tvorbu zdrojů budeme potřebovat také pro řešení úkolů modernizace a rekonstrukce a pro uskutečňování strukturálních změn v národním hospodářství. Tím by se měla podstatně zvýšit efektivnost výroby a posílit její exportní schopnost. V urychlování vědeckotechnického pokroku a v modernizaci výrobní základny rozhodující úlohu musí sehrát strojírenství. Právě v něm se materializují, jak bylo řečeno na XXVII. sjezdu KSSS, stěžejní myšlenky, vytvářejí se nové pracovní nástroje a strojní systémy a zařízení, určující pokrok i v jiných odvětvích národního hospodářství. Zde se vytvářejí základy pro zavádění nových technologií, zvyšování produktivity práce a jakosti výrobků.

Jedním z důležitých úkolů naší ekonomiky je také posilování konkurenceschopnosti československých výrobků na zahraničních trzích, udržení těchto trhů a získávání nových.

Zde velkou roli sehrává průběžná inovace výrobků směřující k růstu jejich technických parametrů, servisní zajištění a zvláště pak kvalita produkce.

Jedním z podniků, jimž se daří tyto podmínky plnit a jehož nadpoloviční většina produkce je určena pro vývoz jak do zemí socialistických a rozvojových, ale i vyspělých kapitalistických států, je také ZTS Stavostroj Nové Město nad Metují. V roce 1987 zde činila výroba zboží 552 mil. Kčs, z toho na vývoz ve FCO 302,4 mil. Kčs. Z důvodu dalších úspor materiálů, snižování energetické náročnosti výroby a snižování pracnosti je i tento podnik nucen postupně modernizovat stávající a zajišťovat si nová strojní zařízení a systémy.

Návrh jednoho z těchto strojních zařízení je i tématem této diplomové práce.

1.3 Rozbor současného stavu

Výrobní program ZTS Stavostroj Nové Město nad Metují je tvořen z větší části výrobou stavebních a zemních strojů. V současnosti se rozbíhá také výroba podvalníků pro tyto a další stavební a zemní mechanizmy.

Konstrukčně jsou vyráběné stroje ve většině případů provedeny tak, že nosné dílce podvozků, nádrže i další části se svařují z tlustých a středně tlustých plechů. Nedílnou součástí technologického postupu zpracování těchto plechů je, z důvodu dodržení přesnosti výlisků i celkové přesnosti svařenců, operace rovnání, která se zařazuje po operaci stříhání nebo vypalování.

V současné době používá ZTS Stavostroj k rovnání plechů rotační rovnačku XRM 2000/12, která byla vyrobena v ČKD Hronov v roce 1962.

V roce 1983 byla provedena celková prohlídka rovnačky, kde byl stav hodnocen jako dobrý. V současnosti se dá stav tohoto zařízení označit, dle vyjádření obsluhy stroje, za vážný. Opotřebením uložení rovnacích válců dosáhlo takové úrovně, že plechy tloušťky menší než 6 mm lze rovnat pouze s obtížemi. Vůle v uložení jsou tak velké, že k vyvození minimálního napětí v rovnaném plechu a tím k jeho postupnému vyrovnaní je potřeba několika průchodů rovnačkou.

Popis rovnačky XRM 2000/12

Rovnačka je určena k rovnání tabulí a pásů plechu za studena a je řešena jako sedmiválečková s oboustranným během. Stojan rovnačky se skládá z lože a dvou rámů, které jsou spojeny čtyřmi kotvami. Na loži jsou umístěny dolní pracovní a podpěrné válce, které slouží k propínání válců rovnacích. Horní pracovní, výběhové a podpěrné válce jsou uloženy na nosiči, který je svisle přestavitelný elektromotorem. Všechny válce jsou uloženy v kluzných ložiskách. Pohon je tvořen reverzačním elektromotorem, který přes pružnou spojku, převodovku, rozvodovku a kloubové hřídele pohání pracovní válce. Spouštění a ovládání rovnačky je elektrické pomocí tlačítek na manipulačním pultu.

Mazání olejem - čerpadly, broděním v lázni nebo ručně.
Rovnačka je určena k rovnání plechů o maximální šířce 2000 mm, tloušťce 4 - 12 mm a minimální délce 650 mm. Rovnácí rychlost 10 m/min. Počet rovnacích válců 7 ($\varnothing$ 145 mm), počet válců výběhových 2 ($\varnothing$ 185 mm). Výkon elektromotoru pro pohon rovnacích válců 55 kW.

Rozměry stroje: délka 6100 mm
šířka 2500 mm
výška 3150 mm
pracovní výška 1050 mm.

Rovnání kratších plechů se v současné době provádí na třecích lisech. Tato technologická operace je však provozována na základě udělené výjimky krajského inspektorátu bezpečnosti práce.

1.4 Rozbor úlohy

Při zajišťování nového strojního zařízení lze vycházet z těchto možností:

- a) použití seriově vyráběného tvářecího stroje s přímočarým pohybem nástroje (lisu)
- b) použití seriově vyráběného tvářecího stroje s rotačním pohybem nástroje (rotační rovnačky)
- c) vlastní vývoj a výroba tvářecího stroje s přímočarým nebo rotačním pohybem nástroje

Pro návrh rovnacího zařízení byly určeny tyto omezující podmínky:

- maximální tloušťka rovnaného plechu 15 mm
- maximální šířka rovnaného plechu 400 mm
- mechanické hodnoty rovnaného materiálu $R_m = 500 \text{ MPa}$
 $R_e = 350 \text{ MPa}$

Z /7/ k jednotlivým alternativám vyplynulo:

- ad a) Tvářecí stroje s přímočarým pohybem nástroje jsou k rovnání výstřižků a úpalků méně vhodné než stroje s rotačním pohybem nástroje z těchto důvodů:
- operace nemůže být s ohledem na bezpečnost práce prováděna v úkole
 - vzhledem k malým seriím je nutno často seřizovat stroj, což je u rotační rovnačky jednodušší a časově méně náročné (zajišťuje obsluha)
 - na tvářecím stroji s přímočarým pohybem nástroje se nedosahuje tak dokonalého vyrovnání jako na rotační rovnačce
- ad b) Na základě vyhodnocení parametrů seriově vyráběných strojů bylo konstatováno, že v zemích RVHP se nevyrábí rotační rovnačka, která by vyhovovala zadané maximální tloušťce plechu při požadavku co možná nejmenší možné jeho délky. Všechna tato zařízení jsou bohatě předimenzována s ohledem na požadovanou pracovní šířku.

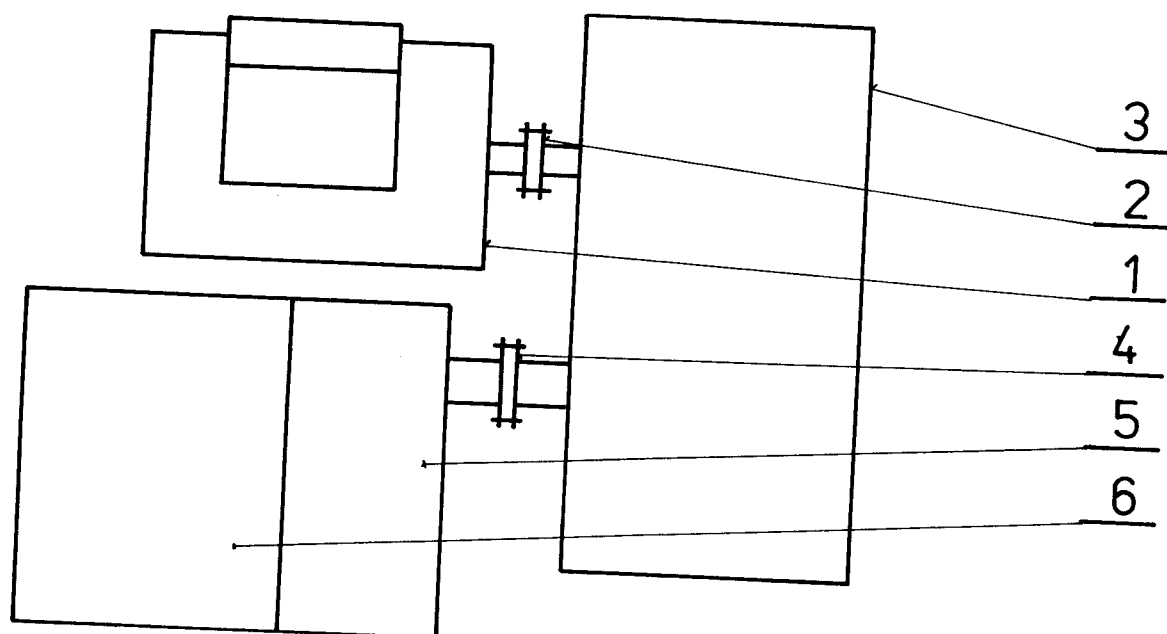
Z výše uvedených údajů tedy logicky vyplynula nutnost řešení situace pomocí varianty c), řešení cestou vývoje a výroby vlastního tvářecího stroje a to stroje s rotačním pohybem nástroje - rotační rovnačky.

2. Návrh řešení - konstrukce a kontrolní výpočty

Tato kapitola se zabývá návrhem pohonu rovnacích válců a návrhem mechanismu pro přestavování nosiče horních rovnacích a výběhových válců. Návrh rozměrů a uložení válců je převzat z /7/ pouze s malými úpravami (nahrazení per střižnými kolíky, úprava tvaru a uchycení tělesa v němž jsou uloženy horní rovnací válce).

2.1 Návrh pohonu rovnacích válců

Úkolem je zajistit pohon všech pěti rovnacích válců. Celkový návrh je možno rozdělit na návrhy jednotlivých skupin dle obr. 1



obr. 1

- 1 reversační elektromotor
- 2 spojka
- 3 převodovka

- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 teleskopické hřídele

2.1.1 Návrh elektromotoru

Při návrhu je nutno vycházet z kroutícího momentu na jednom rovnacím válci potřebném pro rovnání plechu o maximální tloušťce a šířce a předem odhadnout účinnost jednotlivých skupin pohonu. Z těchto hodnot se potom určí výkon elektromotoru potřebný pro pohon rovnačky.

Z /7/ potřebný kroutící moment na jednom válci

$$M_{k \min} = F_{z \max} \cdot e = 225 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 10^{-3}$$

$$M_{k \min} = 900 \text{ /N.m/}$$

Otáčky rovnacího válce jsou dány navrženou protahovací rychlostí $10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a pracovním průměrem válce $d = 125 \text{ mm}$

$$n_{vt} = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{10,0}{\pi \cdot 0,125}$$

$$n_{vt} = 25,465/\text{min}^{-1}/$$

Výkon potřebný pro pohon jednoho válce

$$P_1 = M_{k \min} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{vt} = 900 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{25,465}{60}$$

$$P_1 = 2400,020 \text{ /W/}$$

Odhad účinností jednotlivých skupin pohonu

- účinnost převodovky $\eta_p = 0,85$
- účinnost rozvodovky $\eta_r = 0,8$
- účinnost postihující ostatní ztráty $\eta_o = 0,8$

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_o = 0,85 \cdot 0,8 \cdot 0,8$$

$$\eta_c = 0,544$$

Výkon motoru potřebný pro pohon rovnačky

$$P = \frac{1}{\eta_c} \cdot P_1 \cdot j_v = \frac{1}{0,544} \cdot 2400,020 \cdot 5 \cdot 10^{-3}$$

$$P = 22,059 \text{ /kW/}$$

Návrh konkrétního typu motoru bude proveden v kap. 2.1.2.

2.1.2 Návrh převodovky

Při tomto návrhu se vychází z těchto možností:

- a) použití seriově vyráběné převodové skříně
- b) použití upravené seriově vyráběné převodové skříně
- c) použití vlastní převodové skříně

Omezující podmínky

- přenášený výkon minimálně 22 kW
- vstupní otáčky 730 min^{-1} (pro seriově vyráběné převodovky)
- převodový poměr $i_{pt} = \frac{n_e}{n_{vt}} = \frac{730}{25,465}$

$$i_{pt} = 28,67$$

Protože jednotlivé varianty sestavy motor - převodovka - rozvodovka se seriově vyráběnými převodovkami (obr. 3-10) uvedenými v /25/ vyčerpávají všechny možnosti jak uspořádat sestavu s "klasickou" převodovkou, zaměří se návrh vlastní převodovky pouze na převodovku planetovou, kde bude proveden výpočet počtu zubů a silových poměrů na ozubení pro omezující podmínky pro návrh převodové skříně.

Návrh planetové převodovky

Pro zadaný převodový poměr je navržena planetová převodovka s dvojitým satelitem (obr. 2).

Při návrhu počtu zubů této převodovky se vychází z podmínky kinematické vazby jež je dána vztahy:

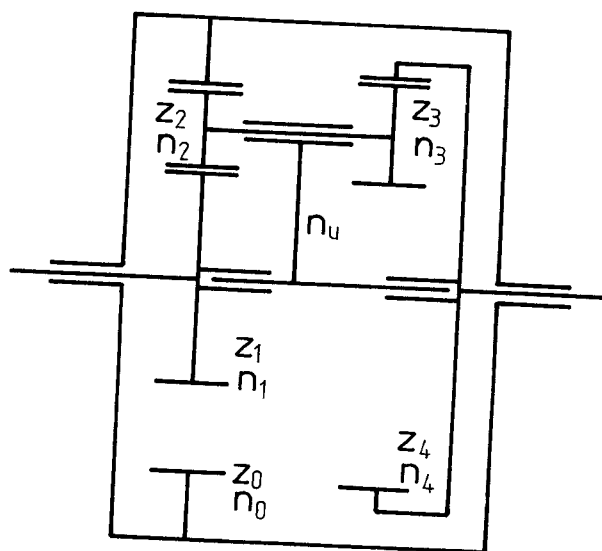
$$\frac{n_1 - n_u}{n_0 - n_u} = \frac{-z_0}{z_1}$$

$$\frac{n_0 - n_u}{n_4 - n_u} = \frac{z_4 \cdot z_2}{z_0 \cdot z_3}$$

Podmínky smontovatelnosti

$$z_2 \cdot z_2 + z_1 = z_0$$

$$z_1 + z_2 + z_3 = z_4$$



obr. 2

Výsledný převodový poměr $i_{pl} = \frac{n_1}{n_4} \doteq i_{pt} = 28,67$

Řešením výše uvedených vztahů byly získány počty zubů jednotlivých ozubených kol planetové převodovky:

počty zubů korunových kol $z_0 = 63$

$$z_4 = 64$$

počet zubů centrálního kola $z_1 = 29$

počty zubů satelitů $z_2 = 17$

$$z_3 = 18$$

Silové poměry na ozubení

krouticí moment na centrálním kole

$$M_1 = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_{el}} = \frac{22,10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 730}$$

$$M_1 = 287,787 \text{ /N.m/}$$

předběžně navržen modul ozubených kol $m_{p1} = 4 \text{ /mm/}$

počet satelitů $j_s = 2$

tečná síla na centrálním ozubeném kole

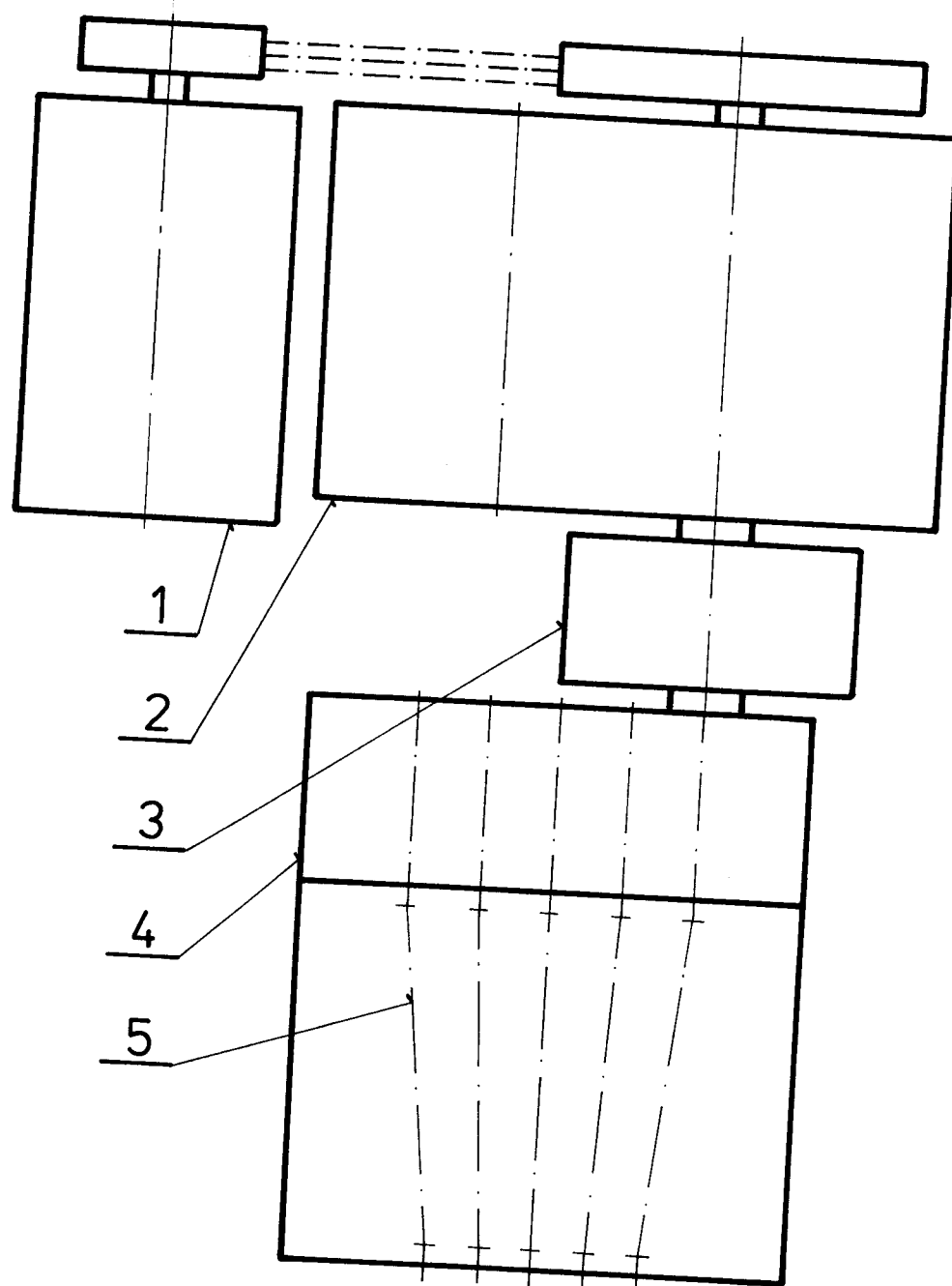
$$F_{1p1} = \frac{2 \cdot M_k \cdot 10^3}{m_{p1} \cdot z_1 \cdot j_s} = \frac{2 \cdot 287,787 \cdot 10^3}{4 \cdot 29 \cdot 2}$$

$$F_{1p1} = 2480,922 \text{ /N/}$$

tečná síla na výstupním korunovém kole

$$F_{4p1} = \frac{F_1 \cdot m_{p1} \cdot z_2}{m_{p1} \cdot z_3} = F_1 \cdot \frac{z_2}{z_3} = 2480,922 \cdot \frac{17}{18}$$

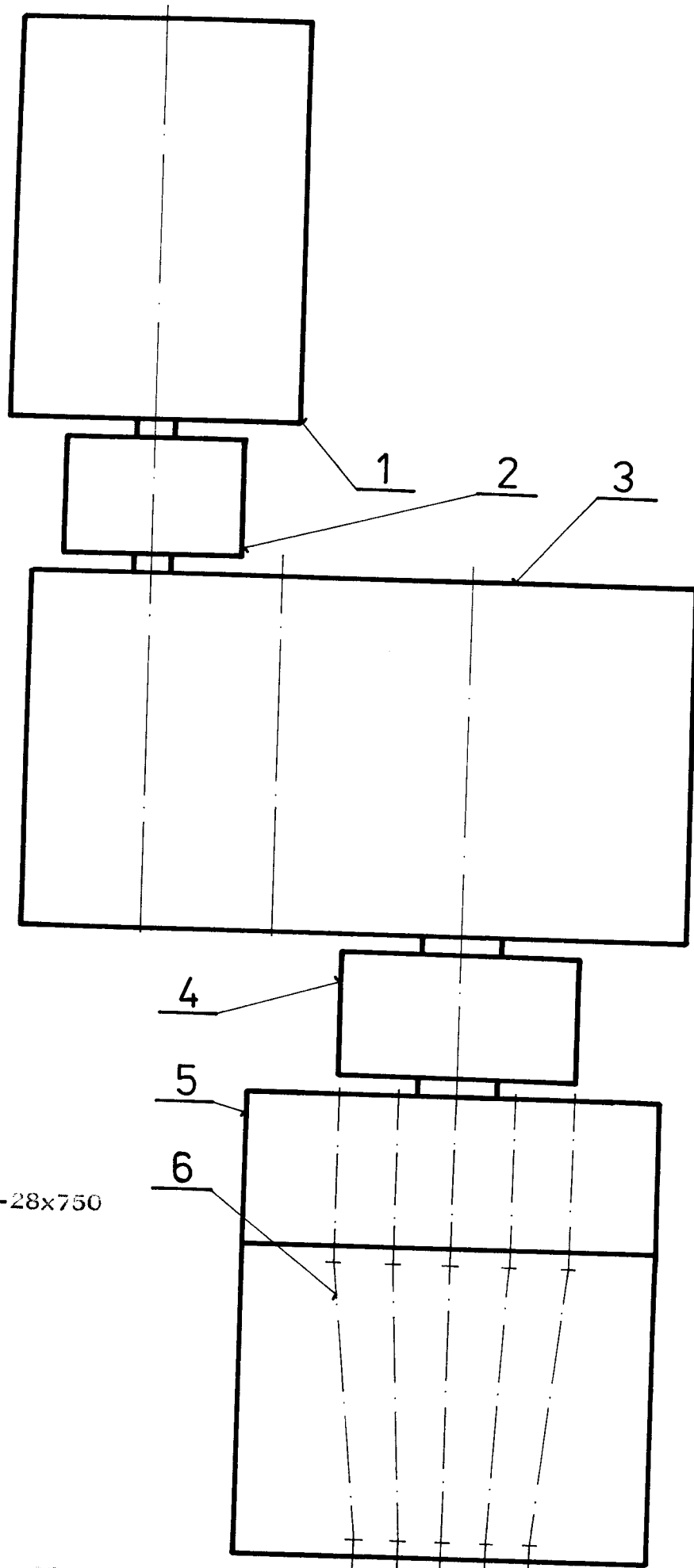
$$F_{4p1} = 2343,093 \text{ /N/}$$



obr.3

Varianta 1:

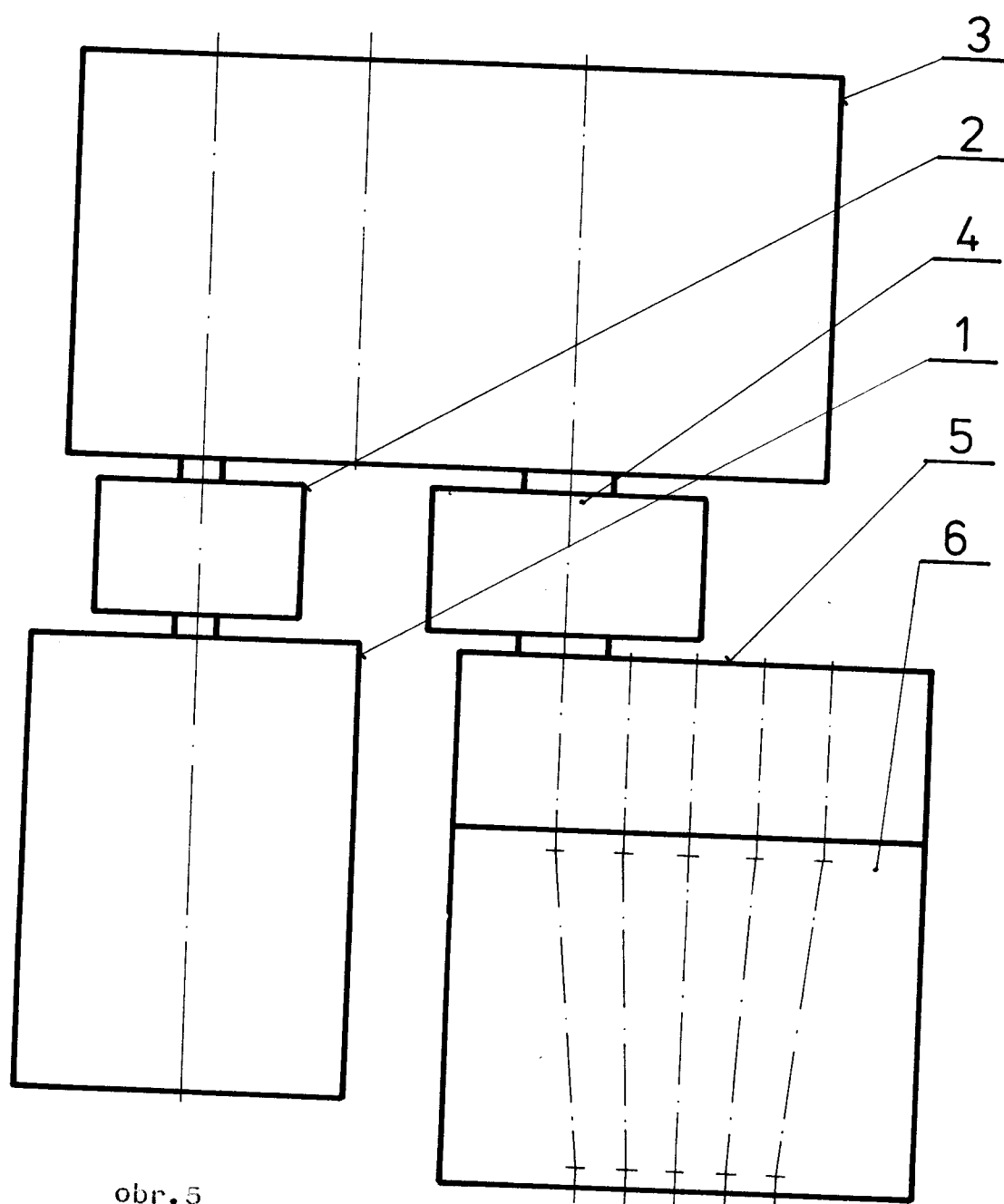
- 1 motor F 180LC4
- 2 převodovka TS 031 327-05-1-28 x 750
- 3 spojka
- 4 rozvodovka
- 5 kloubové hřídele



obr.4

Varianta 2:

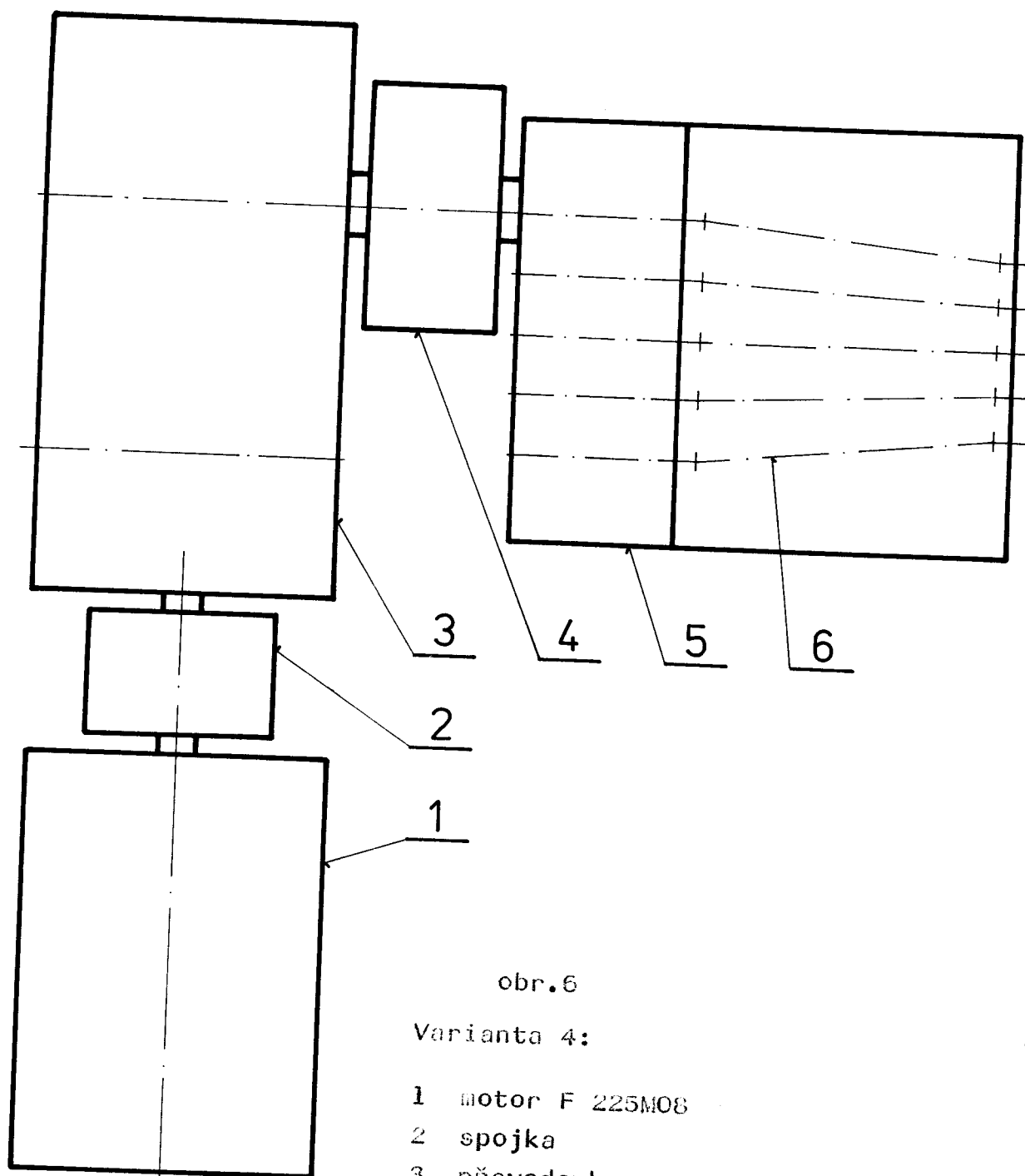
- 1 motor F 225M08
- 2 spojka
- 3 převodovka
TS 031 302-06-4-28x750
- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 kloubové hřídele



obr.5

Varianta 3:

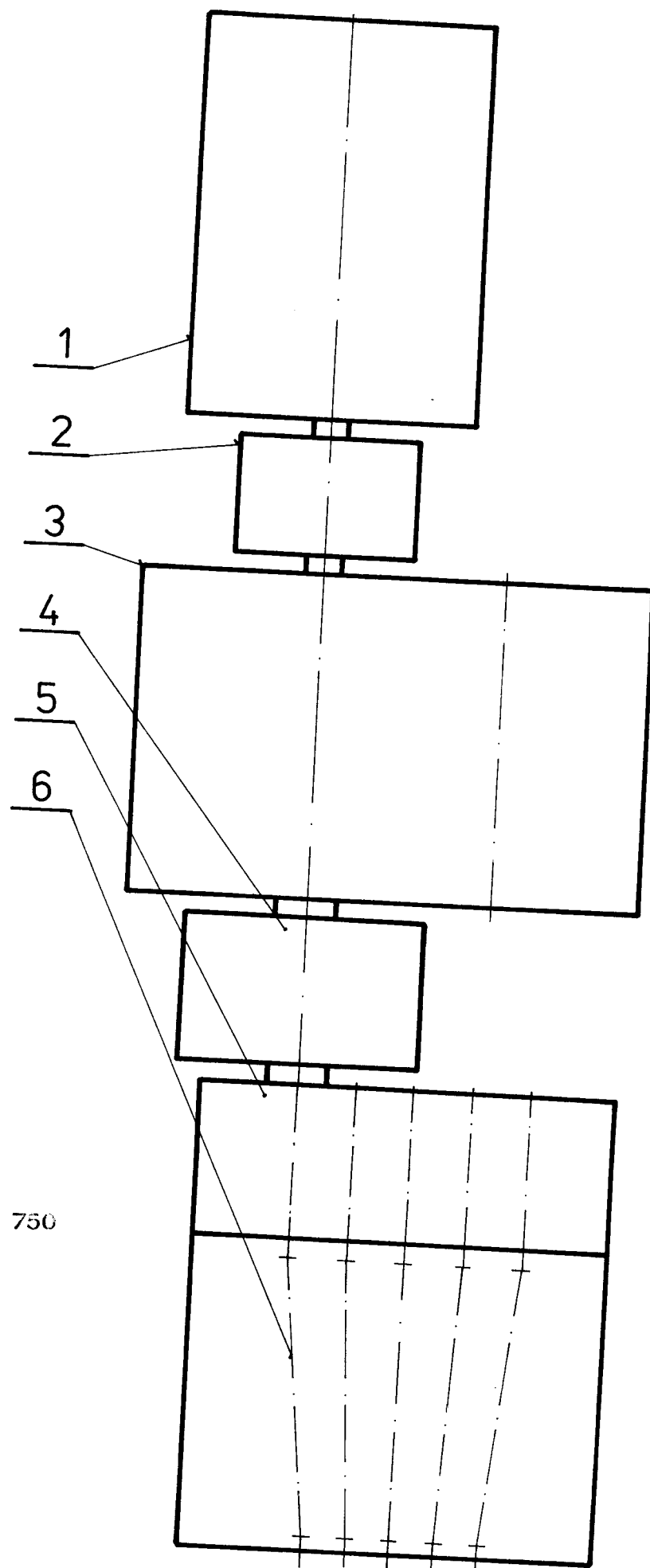
- 1 motor F 225M08
- 2 spojka
- 3 převodovka TS 031 302-06-4-28 x 750
- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 kloubové hřídele



obr.6

Varianta 4:

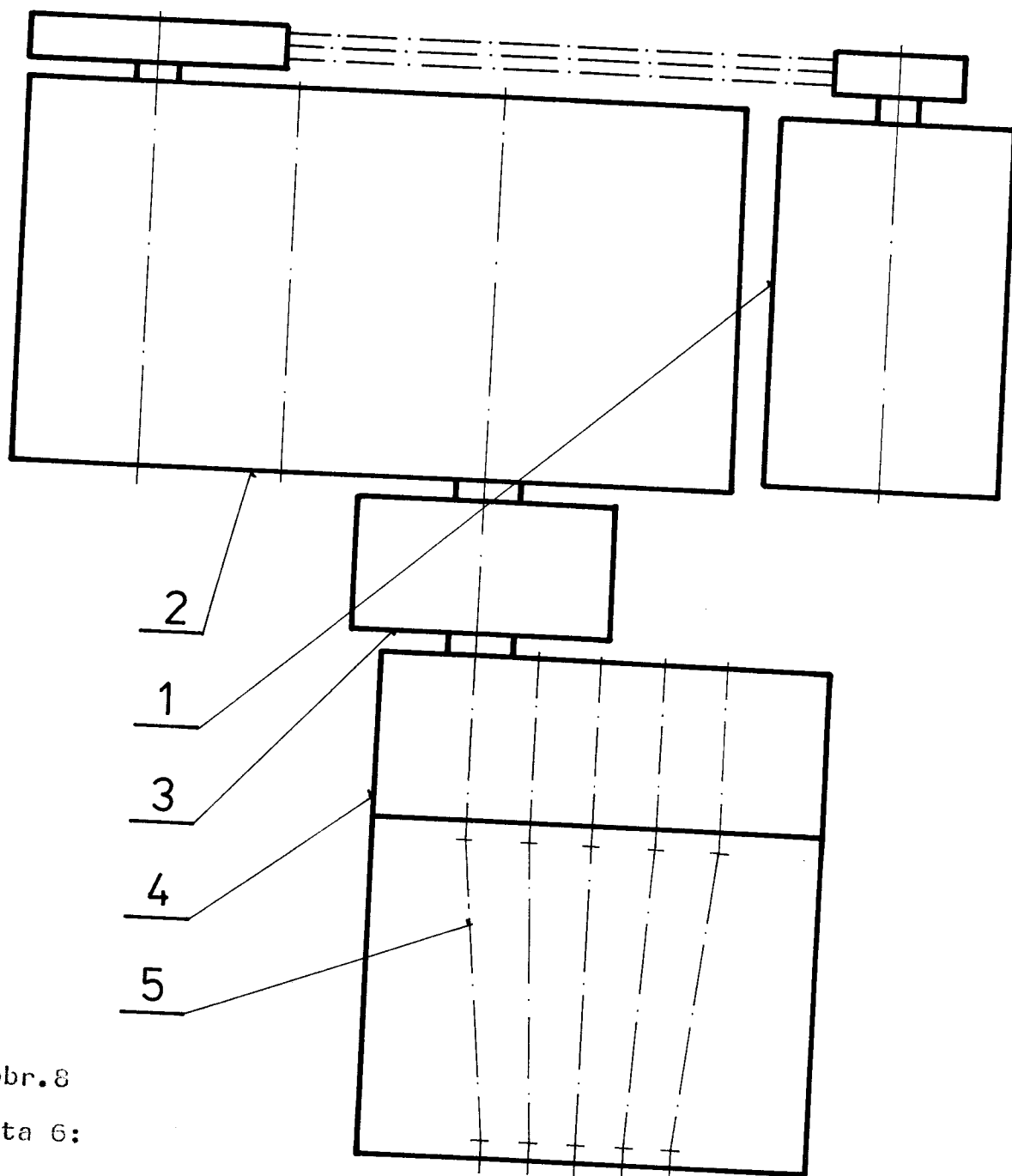
- 1 motor F 225M08
- 2 spojka
- 3 převodovka
TS 031 370-05-4-28 x 750
- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 kloubové hřídele



obr.7

Varianta 5:

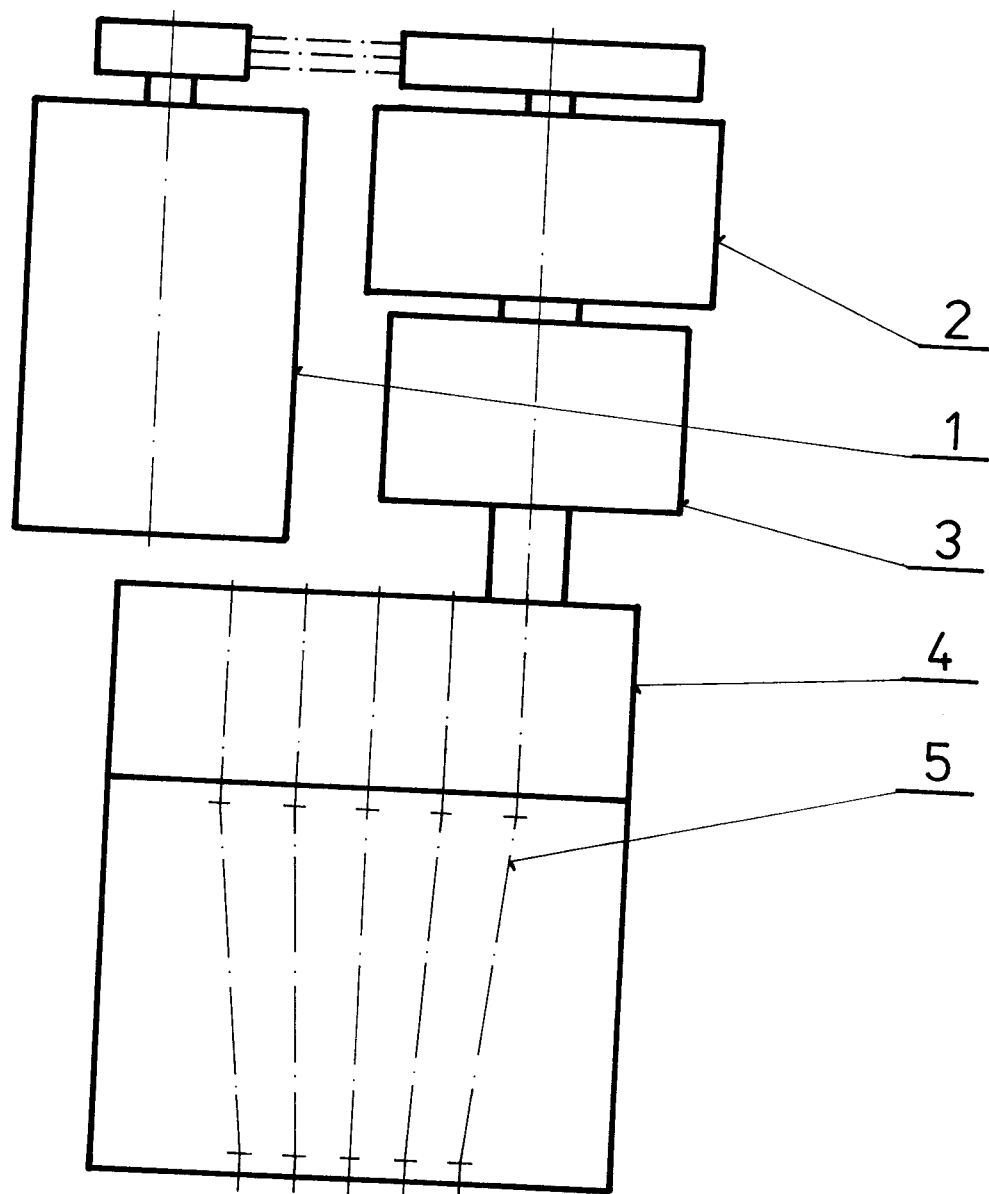
- 1 motor F 225M08
- 2 spojka
- 3 převodovka
TS 031 327-05-1-28 x 750
- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 kloubové hřídele



obr.8

Varianta 6:

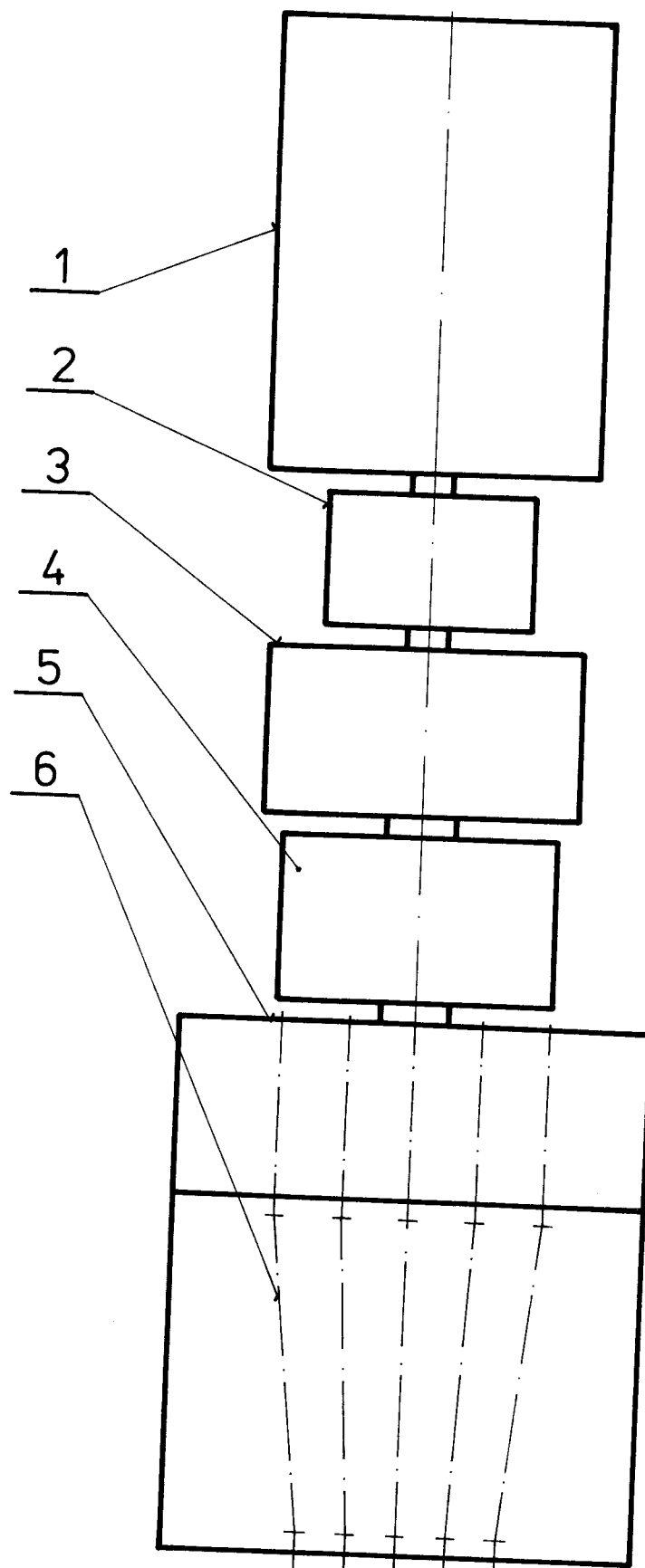
- 1 motor F 180L04
- 2 převodovka TS 031 302-06-4-28 x 750
- 3 spojka
- 4 rozvodovka
- 5 kloubové hřídele



obr.9

Varianta 7:

- 1 motor F 180L04
- 2 planetová převodovka
- 3 spojka
- 4 rozvodovka
- 5 kloubové hřídele



obr.10

Varianta 8:

- 1 motor F 225M08
- 2 spojka
- 3 planetová převodovka
- 4 spojka
- 5 rozvodovka
- 6 kloubové hřídele

Výběr optimální varianty sestavy motor - převodovka - rozvodovka
 Výběr je proveden pomocí metody bodové analýzy.

Kriteria pro hodnocení:

- A možnost nákupu seriově vyráběné převodovky
- B působení přidavných sil (napínání řemene)
- C nutnost použití napínacího systému
- D prostorové uspořádání
- E možnost krytování otáčejících se částí
- F nároky na údržbu
- G možnost úspory spojky

tab. 1 Fullerův trojúhelník pro rozhodnutí o důležitosti jednotlivých kritérií

$\frac{A}{B}$	$\frac{A}{C}$	$\frac{A}{D}$	$\frac{A}{E}$	$\frac{A}{F}$	$\frac{A}{G}$
$\frac{B}{C}$	$\frac{B}{D}$	$\frac{B}{E}$	$\frac{B}{F}$	$\frac{B}{G}$	
$\frac{C}{D}$	$\frac{C}{E}$	$\frac{C}{F}$	$\frac{C}{G}$		
$\frac{D}{E}$	$\frac{D}{F}$	$\frac{D}{G}$			
$\frac{E}{F}$	$\frac{E}{G}$				
$\frac{F}{G}$					

tab. 2 Zpracování Fullerova trojúhelníku

Označení kritéria	A	B	C	D	E	F	G
Počet získaných předností	6	3	3	5	0	3	1
Pořadí důležitosti kritéria	1	3	3	2	5	3	4
Hodnota kritéria	5	3	3	4	1	3	2

Bodové hodnocení jednotlivých variant:

kritérium splňuje výborně - 6 bodů
 dobře - 3 body
 uspokojivě - 1 bod
 nevyhovuje - 0 bodů

Výběr optimální varianty sestavy motor - převodovka - rozvodovka je proveden v tabulce 3.

Z tab. 3 vyplynulo nejvýhodnější uspořádání hnací skupiny rovnáčky tlustých plechů - varianta č. 3

V dané sestavě byl použit trojfázový asynchronní motor nakrátko F 225 M08 ($P_e = 22 \text{ kW}$; $n_e = 730 \text{ min}^{-1}$; $M_{\max}/M_n = 2,1$) ve spojení s převodovkou TS 031 302 - 06 - 4 - 28 x 750.

Stanovení odchylky od navržené rovnací rychlosti skutečné otáčky rovnacích válců (převodové číslo rozvodovky $u = 1$)

$$n_v = \frac{n_e}{i_p} = \frac{730}{28}$$

$$n_v = 26,071 \text{ /min}^{-1}/$$

skutečná rovnací rychlost

$$v_s = \pi \cdot d \cdot n_v = \pi \cdot 0,125 \cdot 26,071$$

$$v_s = 10,238 \text{ /m} \cdot \text{min}^{-1}/$$

Skutečná rovnací rychlost se liší od zadané o 2,38%, což je v našem případě vyhovující.

tab. 3

Rozhodovací tabulka

Variant	1	2	3	4	5	6	7	8
Kritérium Hodnota	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body
A 5	6 30	6 30	6 30	6 30	6 30	6 30	0 0	0 0
B 3	1 3	6 18	6 18	6 18	6 18	1 3	3 9	6 18
C 3	1 3	6 18	6 18	6 18	6 18	1 3	3 9	6 18
D 4	3 12	1 4	6 24	2 8	1 4	1 3	1 3	6 18
E 1	2 2	3 3	4 4	3 3	3 3	1 1	5 20	1 4
F 3	3 9	6 18	6 18	6 18	6 18	3 9	3 9	6 18
G 2	6 12	0 0	0 0	0 0	0 0	6 12	6 12	0 0
Součet bodů	71	91	112	95	91	74	56	61

2.1.3 Návrh rozvodovky

Úkolem rozvodovky je rozdělit přenášený krouticí moment na pět hřídelů, jež budou zajišťovat přes teleskopické kloubové hřídele pohon jednotlivých rovnacích válců.

Návrh je rozdělen na tyto části:

- návrh rozměrů a kontrola ozubení
- návrh rozměru vstupního hřídele
- návrh rozměru výstupních hřídelů
- návrh a výpočet uložení hřídelů

Návrh rozměrů a kontrola ozubení (provedena dle/15/)

Rozvedení krouticího momentu na jednotlivé výstupní hřídele bude provedeno pomocí ozubených kol s vnějším nekorigovaným ozubením s přímými zuby. Navržen počet zubů $z_p = 25$, modul $m_p = 6$ mm, úhel záběru $= 20^\circ$, hlavová vůle $c_a = 0,25m_p$, poloměr zaoblení paty $r_{f \max.} = 0,25 m_p$, základní profil ČSN 01 4607, materiál ozub. kola 14 223 cementováno, kaleno.

Volba šířky ozubení

orientační rozměry šíře ozubení vypočtených z doporučených hodnot poměrné šířky ozubeného věnce

$$\psi_m = b_w / m_{nr} = 10 + 12$$

$$b_w = \psi_m \cdot m_{nr} = (10 + 12) \cdot 6 = (60 + 72) \text{ /mm/}$$

$$\psi_d = b_w / d_{1r} = 0,6 + 1,2$$

$$b_w = \psi_d \cdot d_{1r} = (0,6 + 1,2) \cdot 174 = (104,4 + 208,8) \text{ /mm/}$$

$$\psi_a = b_w / a_r = 0,2 + 0,6$$

$$b_w = \psi_a \cdot a_r = (0,2 + 0,6) \cdot 174 = (34,8 + 104,4) \text{ /mm/}$$

Šířka ozubení navržena $b_w = 130$ mm.

Určení součinitele bezpečnosti proti porušení zubu únavovým lomem

$$s_F = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot Y_X}{\sigma_F}$$

časová pevnost v ohybu pro $5 \cdot 10^7$ cyklů určená experimentálně /17/

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 295 \text{ /MPa/}$$

součinitel vrubu v oblasti patní přechodové křivky

$$Y_S = 1,02$$

součinitel drsnosti v oblasti patní přechodové křivky

$$Y_R = 1,07$$

součinitel velikosti

$$Y_X = 1 - (m_{nr} - 5) / 175 = 1 - (6-5) / 175 = 0,994$$

srovnávací ohybové napětí v patě zubu

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w \cdot m_{nr}} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot k_F$$

krouticí moment na vstupním hřídeli rozvodovky

$$M_{kv} = \eta_p \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_v} = 0,85 \cdot \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot 28}{2 \cdot \pi \cdot 730}$$

$$M_{kv} = 6\,849,331 \text{ /N.m/}$$

krouticí moment rozváděný na zbylé čtyři výstupní hřídele

$$M_{kv}^p = \frac{4}{5} \cdot M_{kv} = \frac{4}{5} \cdot 6\,849,331$$

$$M_{kv}^p = 5\,479,465 \text{ /N.m/}$$

jmenovitá obvodová síla na ozub. kole vstupního hřídele

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kv}^p}{m_r \cdot z_r} = \frac{2 \cdot 5\,479,465}{6 \cdot 29 \cdot 10^{-3}}$$

$$F_t = 62\,982,355 \text{ /N/}$$

součinitel tvaru zubu

$$\gamma_F = 2,46$$

součinitel vlivu záběru profilu /1/

$$\gamma_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

součinitel záběru profilu /1/

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{d_a^2 - d_b^2}{\pi \cdot m \cdot \cos} - z_r \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\pi} \\ &= \frac{186^2 - 159^2}{\pi \cdot 6 \cdot \cos 20^\circ} - 29 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\pi}\end{aligned}$$

$$\varepsilon_\alpha = 1,930$$

$$\gamma = \frac{1}{1,930} = 0,518$$

součinitel sklonu zubu

$$\gamma_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \qquad \beta = 0^\circ$$

$$\gamma_\beta = 1$$

součinitel přídatných zatížení

$$k_F = k_I \cdot k_V \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta}$$

provozní součinitel

$$k_I = 1,35$$

součinitel vnitřních dynamických sil

$$k_V = 1$$

součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar

$$k_{F\beta} = 1,08$$

součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$\frac{W_{Ft}}{k_{F\alpha}} = k_I \cdot k_V \cdot k_{F\beta} \cdot \frac{F_t}{b_w}$$

$$\frac{W_{Ft}}{k_{F\alpha}} = 1,35 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot \frac{62\,982,355}{130} = 706,371 \text{ /N.mm}^{-1}/$$

$$k_{F\alpha} = 1,1$$

$$k_F = k_I \cdot k_V \cdot k_{F\beta} \cdot k_{F\alpha} = 1,35 \cdot 1 \cdot 1,08 \cdot 1,1$$

$$k_F = 1,604$$

$$\sigma_F = \frac{62\,982,355}{130 \cdot 6} \cdot 2,64 \cdot 0,518 \cdot 1 \cdot 1,604$$

$$\sigma_F = 177,096 \text{ /MPa/}$$

$$s_F = \frac{295 \cdot 1,02 \cdot 1,07 \cdot 1}{177,096}$$

$$s_F = 1,818$$

Minimální bezpečnost pro ohyb v patě zubu se dle zkušenosti volí 1,4 + 1,7. Navržené kolo z hlediska bezpečnosti proti porušení zubů únavovým lomem vyhovuje.

Součinitel bezpečnosti proti tvorbě pittingů (dolíčkového opotřebení)

$$s_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}} \cdot z_L \cdot z_V \cdot z_R \cdot z_X}{\sigma_H}$$

časová kontaktní pevnost pro $5 \cdot 10^7$ cyklů /17/

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 1500 \text{ /MPa/}$$

součinitel maziva

$$z_L = 1,0$$

součinitel obvodové rychlosti

$$z_V = 1,0$$

součinitel drsnosti boků zubů

$$z_R = 0,95$$

součinitel velikosti

$$z_X = 1,0$$

srovnávací napětí v dotyku

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b_w \cdot d_{1r}}} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot z_M \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{k_H}$$

průměr roztečné kružnice pastorku

$$d_{1r} = m_{nr} \cdot z_r = 6 \cdot 29$$

$$d_{1r} = 174 \text{ /mm/}$$

převodové číslo

$$u = 1$$

součinitel materiálu

$$z_M = 268,5 \text{ /MPa}^{1/2}/$$

součinitel tvaru zubů pro běžné ozubení a nástroj se základním profilem dle ČSN 01 4607

$$z_H = 1,76$$

součinitel součtové délky stykových čar zubů

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,930}{3}}$$

$$z_\varepsilon = 0,831$$

součinitel přídatných zatížení

$$k_H = k_I \cdot k_V \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}$$

součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů podél stykových čar

$$k_{H\beta} = 1,03$$

součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$\frac{W_{Ht}}{k_{H\alpha}} = k_I \cdot k_V \cdot k_{H\beta} \cdot \frac{F_t}{b_w}$$

$$\frac{W_{Ht}}{k_{H\alpha}} = 1,35 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot \frac{62\,982,355}{130} = 673,669 \text{ /N.mm}^{-1}\text{/}$$

$$k_{H\alpha} = 1,1$$

$$k_H = k_I \cdot k_V \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = 1,35 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,1$$

$$k_H = 1,530$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{62\,982,355}{130 \cdot 174} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot 268,5 \cdot 1,76 \cdot 0,831 \cdot \sqrt{1,530}$$

$$\sigma_H = 1\,146,267 \text{ /MPa/}$$

$$s_H = \frac{1\,500 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1}{1\,146,267}$$

$$s_H = 1,243$$

Minimální bezpečnost pro dotykové namáhání se volí v rozmezí mezi 1,1 + 1,2. Navržené ozubené kolo z hlediska bezpečnosti proti tvorbě pittingů vyhovuje.

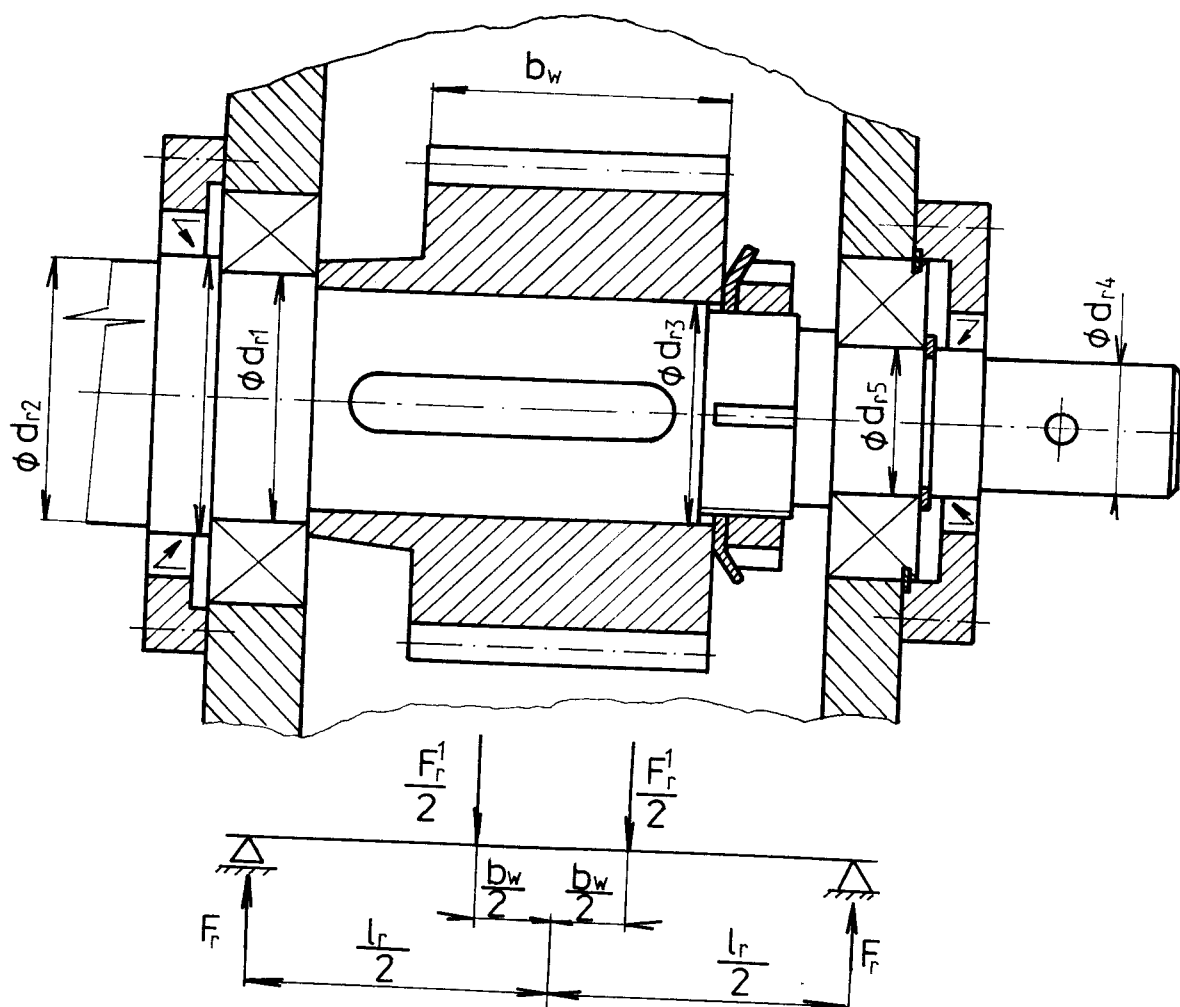
Návrh uložení hřídelů rozvodovky (obr.11)

Návrh rozměrů hřídelů

Rozměry vstupního hřídele rozvodovky jsou navrženy s přihlédnutím k rozměrům ozubeného kola, výstupního hřídele převodovky a přípojovacího průměru pracovního válce.

$$d_{r1} = 110 \text{ mm} , \quad d_{r2} = 100 \text{ mm}$$

$$d_{r3} = 98 \text{ mm} , \quad d_{r4} = 50 \text{ mm}$$



obr, 11

Hřídel je namáhán na krut a na ohyb
napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_{kv}}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kv}}{\pi \cdot d_{r3}^3} = \frac{16 \cdot 6\,849,331 \cdot 10^3}{\pi \cdot 98^3}$$

$$\tau_k = 37,063 \text{ MPa/}$$

napětí v ohybu

navrhuji vzdálenost ložisek $l_r = 250 \text{ mm}$

ohybová síla F je vypočtena z radiálních složek zatížení ozubených kol.

radiální složka zatížení na ozubeném kole

$$F_r^1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 62\,982,355 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ$$

$$F_r^1 = 22\,923,702 \text{ /N/}$$

reakce v uložení (obr.11)

$$F_r \cdot l_r - \frac{F_r^1}{2} \cdot \left(l_r - \frac{l_r}{2} + \frac{b_w}{4} \right) - \frac{F_r^1}{2} \cdot \left(\frac{l_r}{2} - \frac{b_w}{4} \right) = 0$$

$$F_r = \frac{F_r^1}{2} = \frac{22\,923,702}{2}$$

$$F_r = 11\,461,851 \text{ /N/}$$

ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot F_r \cdot \left(\frac{l_r}{2} - \frac{b_w}{4} \right)}{\pi \cdot d_r^3}$$

$$\sigma_o = \frac{32 \cdot 11\,461,851 \cdot \left(\frac{250}{2} - \frac{130}{4} \right)}{\pi \cdot 98^3}$$

$$\sigma_o = 11,474 \text{ /MPa/}$$

ekvivalentní tahové namáhání je vypočteno pomocí Huber-Mises-Henckyho (HMH) pevnostní podmínky

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{11,474^2 + 3 \cdot 37,063^2}$$

$$\sigma_e = 65,212 \text{ /MPa/}$$

Materiál hřídele navržen 11 600, $R_e = 320 \text{ MPa}$

bezpečnost proti porušení

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{320}{65,212}$$

$$k = 4,907$$

..... bezpečnost vyhovuje

Návrh pera hnacího hřídele

délku pera určíme z dovoleného kontaktního tlaku

dovolený kontaktní tlak $p_D = 100 \text{ MPa}$ /7/

$$p_D = \frac{F_t}{j \cdot t_1 \cdot l_{\min}}$$

tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{D_r} = \frac{2 \cdot 6\,849,331 \cdot 10^3}{100}$$

$$F_t = 136\,986,620 \text{ /N/}$$

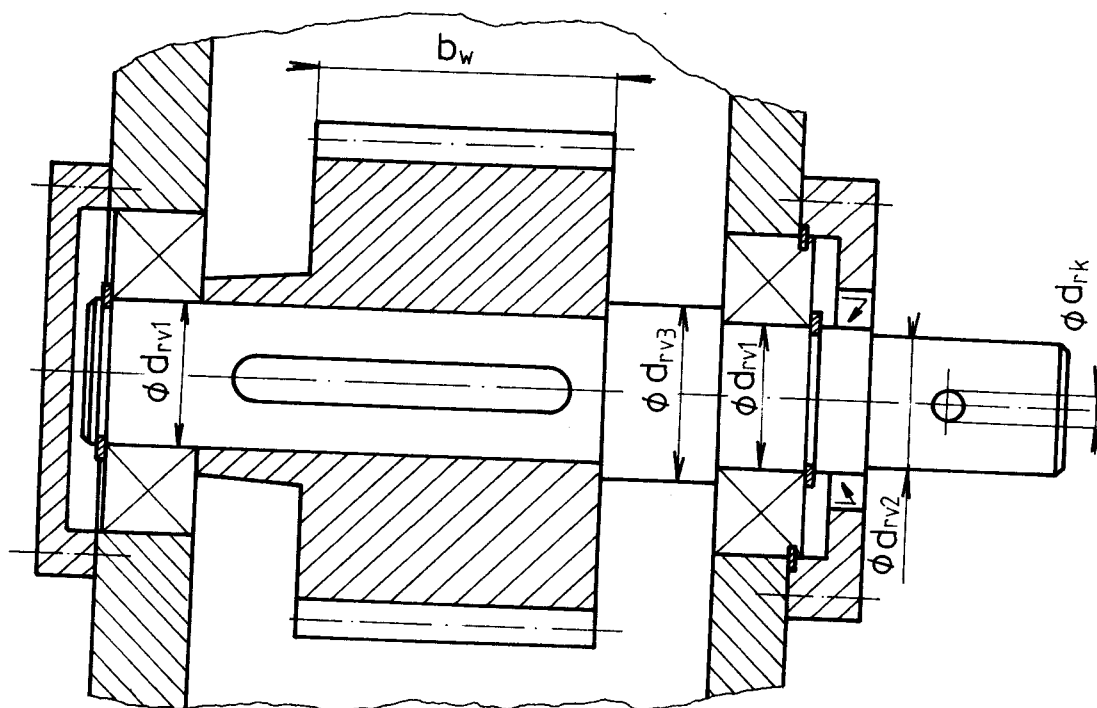
navržena dvě pera pootočená o 180° , $j = 2$

minimální délka per

$$l_{\min} = \frac{F_t}{j \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{136\,986,620}{2 \cdot 6,1 \cdot 100}$$

$$l_{\min} = 112,284 \text{ /mm/}$$

Navržena dvě pera 28e7 x 16 x 125 ČSN 02 2562.



obr.12

Rozměry a uložení výstupních hřídelů (obr.12)

navrženo: $d_{rv1} = 55 \text{ mm}$, $d_{rv2} = 50 \text{ mm}$, $d_{rk} = 16 \text{ mm}$

Kontrola namáhání připojovacího konce hřídele

napětí v krutu

$$k = \frac{M_{kv}}{j_v \cdot W_k}$$

průřezový modul v krutu

poměr délky otvoru pro kolík k průměru hřídele

$$\frac{d_{rv2}}{d_{rk}} = \frac{50}{16} = 3,125$$

součinitel pro krut obdélníkových průřezů $\beta_{kr} = 0,118$ [17]

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{rv2}^3}{16} - \beta_{kr} \cdot d_{rv2}^2 \cdot d_{rk} = \frac{\pi \cdot 50^3}{16} - 0,118 \cdot 50^2 \cdot 16$$

$$W_k = 19\,823,693 \text{ /mm}^3/$$

$$\tau_k = \frac{6\,849,331 \cdot 10^3}{5 \cdot 19\,823,693}$$

$$\tau_k = 69,102 \text{ /MPa/}$$

ekvivalentní tahové namáhání

$$\sigma_e = \sqrt{3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{3 \cdot 69,102^2}$$

$$\sigma_e = 119,689 \text{ /MPa/}$$

Materiál hřídele navržen 11 600, $R_e = 320 \text{ MPa}$

bezpečnost proti porušení

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} = \frac{320}{119,689}$$

$$k = 2,674 \quad \dots\dots\dots \text{bezpečnost vyhovuje}$$

Návrh uložení hřídelů rozvodovky (obr.11,12)

Požadovaná životnost ložisek $L_h = 25\,000 \text{ hodin}$

ekvivalentní zatížení ložiska

$$F_e = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

obvodové zatížení vnitřního kroužku $V = 1$

$$F_a = 0, \quad F_r = F_r^1 \quad \dots \quad F_a / V \cdot F_r \leq e_1 \quad \dots \quad X = 1$$

navrženo jednořadé kuličkové ložisko $m = 3$

$$F_e = 1 \cdot 1 \cdot 11\,461,851$$

$$F_e = 11\,461,851 \text{ /N/}$$

základní dynamická únosnost ložiska

$$C = \left(\frac{L_h \cdot n_e}{16\,667 \cdot i_p} \right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{25\,000 \cdot 730}{16\,667 \cdot 28} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 11\,461,851$$

$$C = 38\,904,846 \text{ /N/}$$

Hnací hřídel byl osazen ložiskem 6020 ČSN 02 4630
($C = 46\,500 \text{ N}$) a ložiskem 6311 ČSN 02 4630 ($C = 56\,000 \text{ N}$).
Ostatní hřídele byly osazeny dvojicemi ložisek 6311 ČSN 02 4630.

Návrh per hnaných hřídelů

délku per určíme z dovoleného kontaktního tlaku $p_D = 100 \text{ MPa}$
průměr hřídele pod ozubeným kolem byl navržen 55 mm

tečná síla

$$F_t = \frac{2M_{kv}}{d_{rv1} \cdot j_v} = \frac{2 \cdot 6\,844,331 \cdot 10^3}{55 \cdot 3}$$

$$F_t = 49\,776,953 \text{ /N/}$$

minimální délka pera

$$l_{\min} = \frac{F_t}{j \cdot t_1 \cdot p_D} = \frac{49\,776,953}{1 \cdot 3,8 \cdot 100}$$

$$l_{\min} = 130,992 \text{ /mm/}$$

Každý z hnaných hřídelů byl osazen perem $16 \times 10 \times 140$
ČSN 02 2562.

Návrh per hnacího hřídele (pod ozubeným kolem)
tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kv}^p}{d_{r3}} = \frac{2 \cdot 5\,479,465 \cdot 10^3}{98}$$

$$F_t = 111\,825,816 \text{ /N/}$$

minimální délka pera

hřídel je osazen dvojicí per pootočených o 180°

$$l_{\min} = \frac{F_t}{j \cdot t_l \cdot p_D} = \frac{111\,825,816}{2 \cdot 6,1 \cdot 100}$$

$$l_{\min} = 91,661 \text{ /mm/}$$

Hnací hřídel byl osazen dvojicí per 28e7 x 16 x 125 ČSN 02 2562.

2.1.4 Návrh spojek

Návrh spojky mezi elektromotorem a převodovkou.

Omezující podmínky pro návrh:

- provozní otáčky 730 min^{-1}
- maximální vnější průměr spojky 680 mm (omezení výškou osy vstupního hřídele převodovky nad základnou)
- připojovací průměr hřídele elektromotoru 60 mm
- průměr vstupního hřídele převodovky 60 mm
- přenášený krouticí moment

$$M_{ke} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_e} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 730}$$

$$M_{ke} = 287,787 \text{ /N.m/}$$

- vyrovnání případné nesouososti a nerovnoběžnosti hřídelů elektromotoru a převodovky
- tlumení rozběhu stroje

Na základě výše uvedených požadavků byla z /27/ navržena lineární pružná spojka^s hadovitými pružinami VPS 4132.1

s maximálním přenášeným kroutícím momentem při trvalém zatížení 560 N.m, maximálním průměrem připojovacích hřídelů 65 mm, vnějším průměrem 192 mm, dovolenou montážní úchylkou souososti 0,18 mm a dovolenou úchylkou rovnoběžnosti hřídelů 0,20 mm.

Návrh spojky mezi převodovkou a rozvodovkou.

Omezující podmínky pro návrh:

- provozní otáčky $26,071 \text{ min}^{-1}$
- maximální vnější průměr spojky 680 mm
- připojovací průměr výstupního hřídele převodovky 130 mm
- průměr vstupního hřídele rozvodovky 100 mm
- vyrovnaní případných úchylek souososti a rovnoběžnosti hřídelů
- tlumení rozběhu
- přenášený kroutící moment (ztráty na převodovce zanedbány)

$$M_{kp} = \frac{P \cdot i_p}{2 \cdot \pi \cdot n_e} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 28 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 730}$$

$$M_{kp} = 8\,058,037 \text{ /N.m/}$$

I v tomto případě byla navržena z /27/ lineární pružná spojka s hadovitými pružinami VPS 4137.1 se jmenovitým kroutícím momentem 11 200 N.m, maximálním průměrem připojovacích hřídelů 140 mm, vnějším průměrem 432 mm, dovolenou montážní úchylkou souososti 0,20 mm a dovolenou montážní úchylkou rovnoběžnosti hřídelů 0,25 mm.

2.1.5 Návrh kloubových hřídelů

Kloubový hřídel (obr.16) je tvořen drážkovaným hřídelem s nábojem a zakončen na každé straně homokinetickým kloubem (obr.13). Vertikální pohyb nosiče horních rovnacích válců, které jsou také poháněné, je umožněn zkracováním a prodlužováním těchto hřídelů. Zároveň se pomocí těchto hřídelů umožní vyrovnaní nesouososti mezi výstupními hřídeli rozvodovky a rovnacími válci, tepelná dilatace a vyrovnaní montážních odchylek.

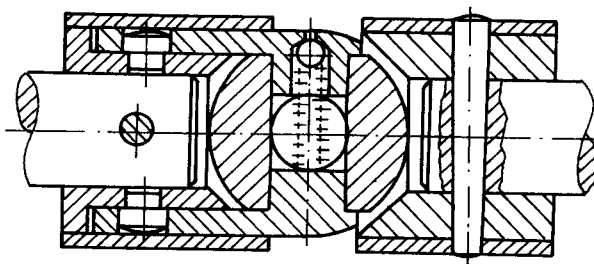
Omezující podmínky pro návrh:

- provozní otáčky $26,071 \text{ min}^{-1}$
- krouticí moment přenášený jedním hřídelem

$$M_{kv1} = \frac{P \cdot \eta_p \cdot \eta_r}{2 \cdot j_v \cdot \pi \cdot n_v} = \frac{22 \cdot 10^3 \cdot 0,85 \cdot 0,8 \cdot 60}{2 \cdot 5 \cdot \pi \cdot 26,071}$$

$$M_{kv1} = 1\,095,911 \text{ /N.m/}$$

- průměr připojovacího konce hřídele rovnacího válce 50 mm
- průměr výstupních hřídelů rozvodovky 50 mm



obr.13

Z nomogramu /2/ byl navržen pro zadané omezující podmínky Jednoduchý kloub 50 A ON 02 3913.3.

Návrh drážkového hřídele a náboje kloubových hřídelů

- z /5/ dovolený kontaktní tlak drážkování $p_D = 30 \text{ MPa}$
- navrženo drážkování $8 \times 52 \times 60$ ČSN 01 4942

tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{kv1}}{D_s} = \frac{4 \cdot 1\,095,911}{(52+60) \cdot 10^{-3}}$$

$$F_t = 39\,139,679 \text{ /N/}$$

skutečná činná plocha všech drážek na 1 mm délky náboje

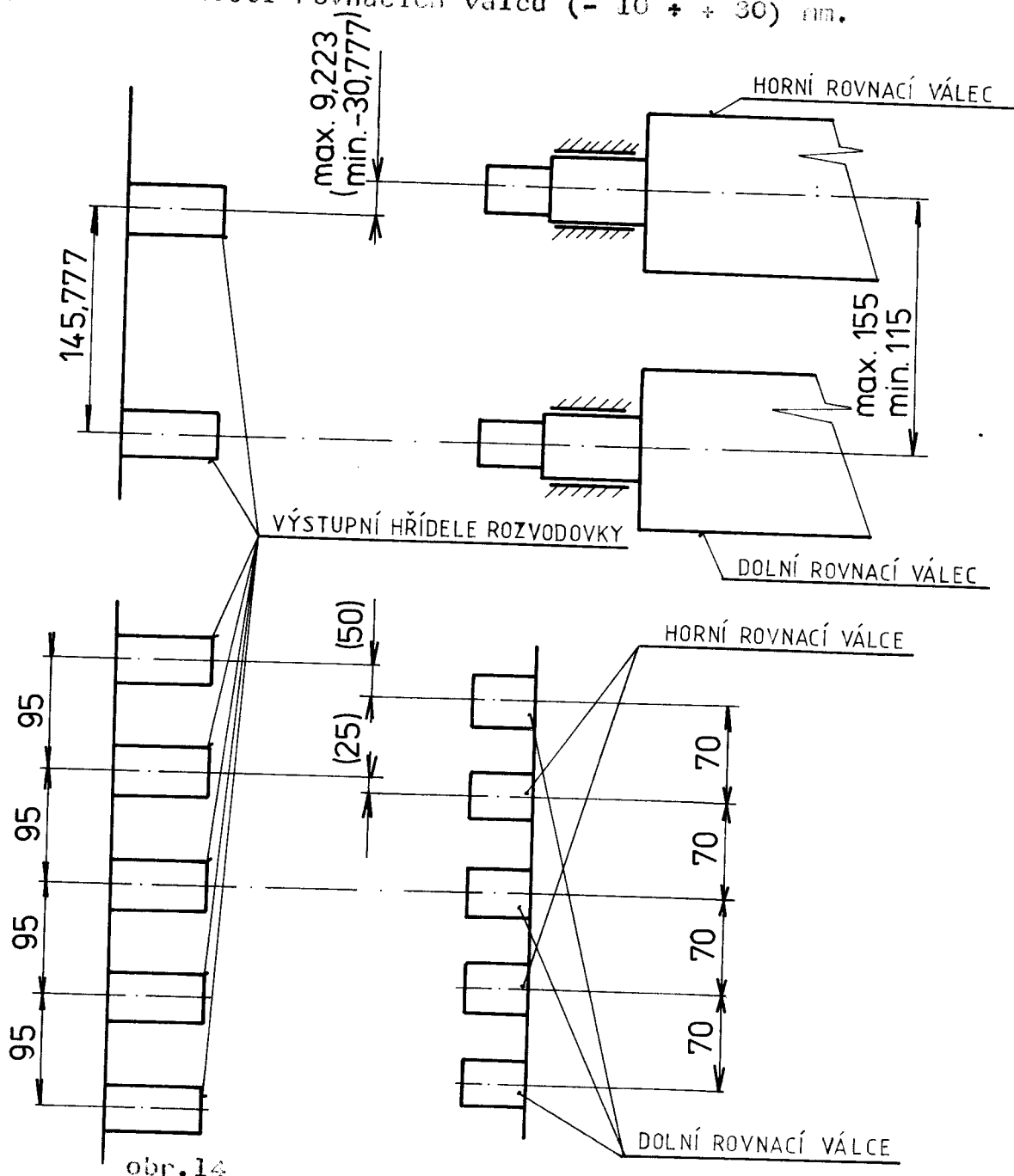
$$A = 18 \text{ mm}$$

minimální délka drážkování

$$l_{\min d} = \frac{F_t}{p_D \cdot \dot{A}} = \frac{39\,139,679}{30 \cdot 18}$$

$$l_{\min d} = 72,481 \text{ /mm/}$$

Určení minimální a maximální odchylky souososti výstupních hřídelů rozvodovky a pracovních rovnacích válců (obr.14) pro rozsah přestavitelnosti rovnacích válců (- 10 + + 30) mm.

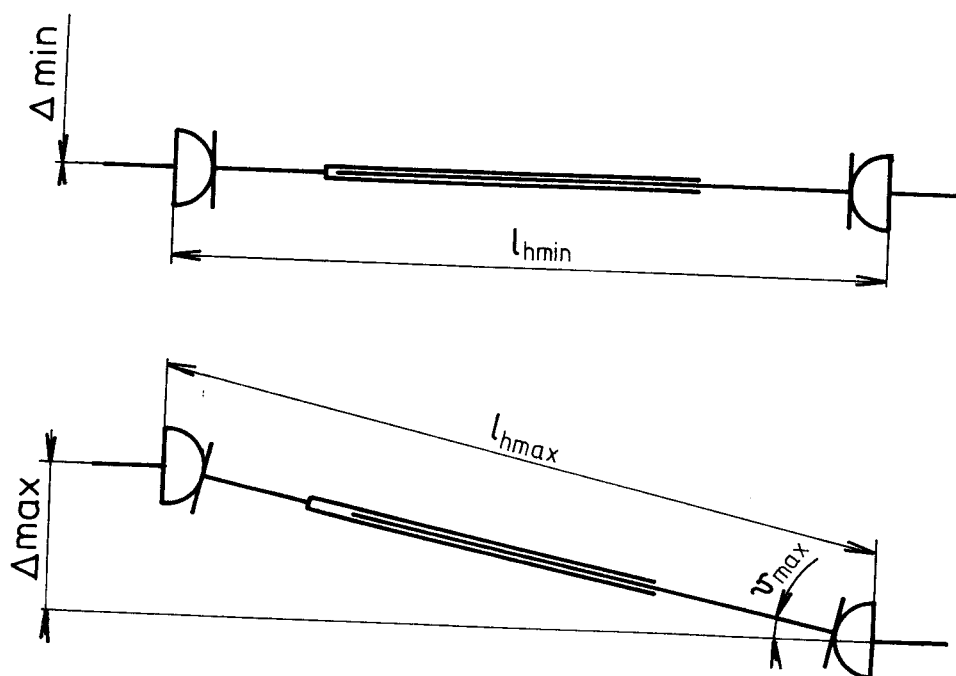


obr.14

minimální odchylka souososti $\Delta_{\min} = 0 \text{ mm}$
 maximální odchylka souososti $\Delta_{\max} = 50 \text{ mm}$

Rozdíl délek kloubového hřídele při minimální a maximální odchylce souososti.

navržena délka zasunutého kloubového hřídele s ohledem na prostorové uspořádání skupiny motor-převodovka-rozvodovka
 $l_{h \min} = 350 \text{ mm}$



obr.15

délka vysunutého kloubového hřídele (obr.15)

$$l_{h \max} = \sqrt{l_{h \min}^2 + \Delta_{\max}^2} = \sqrt{350^2 + 50^2}$$

$$l_{h \max} = 353,553 \text{ /mm/}$$

rozdíl délek vysunutého a zasunutého kloubového hřídele

$$\Delta l_h = l_{h \max} - l_{h \min} = 353,553 - 350$$

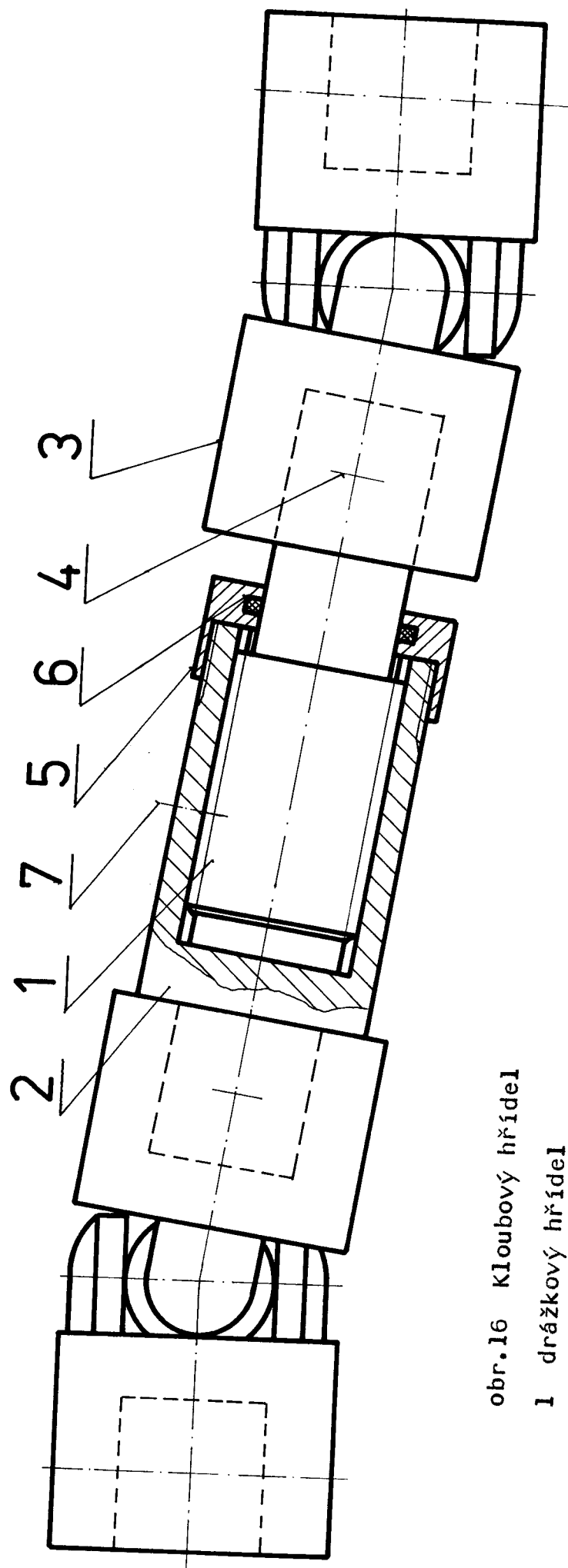
$$\Delta l_h = 3,553 \text{ /mm/}$$

maximální úhlová výchylka hřídele

$$\varphi_{\max} = \arctg \frac{\Delta_{\max}}{l_{h \min}} = \arctg \frac{50}{350}$$

$$\varphi_{\max} = 8,130 \text{ } ^\circ /$$

Navržený homokinetický kloub je schopen bezpečně přenést požadovaný krouticí moment i při maximální vypočtené úhlové výchylce hřídele (při stále stejném smyslu otáčení, stejnoměrném zatížení a pro úhel vychýlení os 5° je kloub schopen přenášet 1 500 N.m při daných provozních otáčkách).



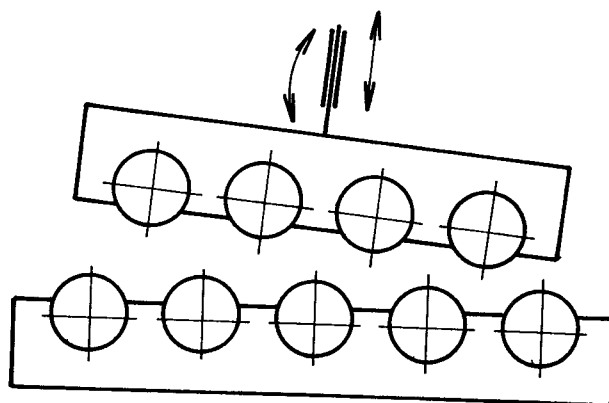
obr.16 Kloubový hřídel

- 1 drážkový hřídel
- 2 náboj
- 3 homokinetický kloub
- 4 střížný kolík
- 5 matice
- 6 těsnění
- 7 maznice

2.2 Návrh způsobu přestavování horních rovinacích a výběhových válců

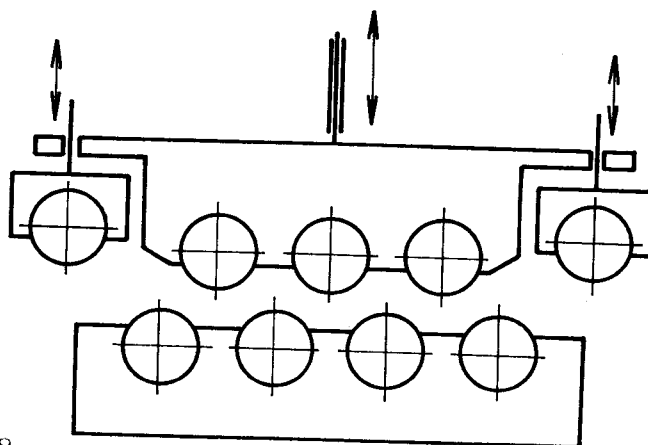
Podle toho lze rozdělit rovinací stroje

- na rovnačky se šikmým uložením řad rovinacích válců (obr.17), u tohoto způsobu odpadá nutnost použití výběhových válců a ohyb plechu se při průchodu strojem rovnoměrně zmenšuje, dle /12/ se však tento způsob přestavování používá pro rovnání plechů jen do tloušťky 4 mm



obr. 17

- na rovnačky s rovnoběžným uložením řad rovinacích válců (obr.18), zde se plech při rovnání ohýbá pod všemi válci stejně a je nutné zde použít výběhových válců, dle /12/ se tyto rovnačky používají na rovnání tlustých plechů o tloušťce cca 12 mm, respektive na předrovnávání (hrubé rovnání). Tento způsob vyhovuje zadaným požadavkům na rovnačku a proto budou jednotlivé možnosti jeho uspořádání podrobněji rozpracovány.



obr.18

2.2.1 Rozbor jednotlivých variant přestavování nosiče horních rovnacích a výběhových válců

přestavování nosiče je možno provést pomocí:

- 1) hydraulických válců
- 2) pohybových šroubů s maticí poháněných elektromotorem
- 3) pohybových šroubů s maticí poháněných rotačními hydro-motory

ad 1) V tomto případě by se použilo pro přestavování výběhových válců vždy po dvou přímočarých hydromotorech a k přestavování celého nosiče jeden přímočarý hydromotor. S ohledem na dosažení maximální tuhosti by tyto motory musely být vybaveny hydraulickými zámky, mít minimální možnou výšku a maximální možný průměr. Z toho vyplývá, že všech pět přímočarých hydromotorů by bylo nutno vyrobit. Dále je nutno zjistit, zda je možno dodržet požadavky minimální tuhosti stroje.

Určení tuhosti tvářecího stroje podle typu

$$c_t = c_e \cdot \sqrt{0,1 \cdot F_j}$$

Rotační rovnáčka je zařazena do skupiny tvářecích strojů II

$$c_e = 100 / \text{kN/mm/}$$

Jmenovitou zátěžnou sílu lze získat ze síly působící na jeden válec, jak byla určena v /7/, a počtu válců, které jsou zatíženy (na nosiči jsou zatíženy vždy dva rovnací a jeden výběhový válec).

$$c_t = 100 \cdot \sqrt{0,1 \cdot 3 \cdot 225} = 821,584 / \text{kN} \cdot \text{mm}^{-1} /$$

celková přípustná deformace

$$\Delta y = F_j / c_t = 3 \cdot 225 / 821,584$$

$$\Delta y = 0,822 / \text{mm/}$$

Za předpokladu, že nosič by byl osazen hydraulickým přímočarým motorem o maximálním možném průměru pístu (omezení konstrukcí stroje) $D_p = 350 \text{ mm}$, a výška sloupce kapaliny ve válci po nastavení nosiče na maximální tloušťku rovnacího

materiálu je $l_{sk} = 40 \text{ mm}$, bude změna objemu kapaliny v závislosti na změně tlaku kapaliny

$$\Delta V = \beta_k \cdot p \cdot V$$

součinitel stlačitelnosti kapaliny

$$\beta_k = 6 \cdot 10^{-10} \text{ /m}^2 \cdot \text{N}^{-1} \text{ /4/}$$

změna působící síly při zatížení nosiče

$$\Delta F = 3 \cdot 225 \cdot 10^3 = 6,75 \cdot 10^5 \text{ /N/}$$

deformace způsobená stlačením kapaliny při zatížení

$$\Delta l_s = \frac{4 \cdot \Delta F \cdot l_{sk}}{\pi \cdot D_p^2} = 6 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{4 \cdot 6,75 \cdot 10^5 \cdot 0,04}{\pi \cdot 0,350^2 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Delta l_s = 0,168 \text{ /mm/}$$

Z /7/ průhyb válců od zatížení

$$w_{\max} = 0,155 \text{ mm}$$

Už z tohoto neúplného výpočtu deformací lze usoudit, že v této variantě bude dosažení požadované tuhosti stroje konstrukčně náročnější. Další nevýhodou tohoto způsobu přestavování nosičů válců je nutnost použití tlakového zdroje hydraulické kapaliny.

ad 2) Při použití čtyř pohybových šroubů s maticemi poháněných elektromotorem k přestavování nosiče lze požadované tuhosti dosáhnout bez větších problémů. Přestavování výběhových válců je možno provést vždy pomocí dvojice pohybových šroubů s maticemi na každý výběhový válec. Odpadne použití hydraulického zdroje, bude však nutno zajistit nákup nebo výrobu převodovek, spojovacích hřídelů a rovodovek pro přenos kroutícího momentu od elektromotorů k jednotlivým šroubům.

ad 3) U varianty přestavování nosičeⁱ jednotlivých výběhových válců pomocí pohybových šroubů s maticí poháněných rotačními hydromotory zůstane zachována možnost dosažení požadované tuhosti bez větších obtíží a odpadne konstrukce a výroba převodového a rozvodového ústrojí. Nevýhodou této varianty je nutnost použití hydraulického agregátu a náročnější bude také

synchronizace otáček pohybových šroubů neboť každý pohybový šroub by byl poháněn vlastním rotačním hydromotorem.

2.2.2 Volba alternativního řešení přestavování nosiče horních rovnacích a výběhových válců

Pro výběr optimálního řešení bylo použito metody bodové analýzy.

Kritéria pro hodnocení:

- A citlivost přestavování
- B tuhost uložení
- C nároky na údržbu
- D nároky na realizaci
- E nutnost doplňkového zdroje energie
- F synchronizace pohonu nosičů

tab.4 Fullerův trojúhelník pro rozhodnutí o důležitosti jednotlivých kritérií

$\frac{A}{B}$	$\frac{A}{C}$	$\frac{A}{D}$	$\frac{A}{E}$	$\frac{A}{F}$
$\frac{B}{C}$	$\frac{B}{D}$	$\frac{B}{E}$	$\frac{B}{F}$	
$\frac{C}{D}$	$\frac{C}{E}$	$\frac{C}{F}$		
$\frac{D}{E}$	$\frac{D}{F}$			
$\frac{E}{F}$				

Bodové hodnocení jednotlivých kritérií

splňuje: výborně 6 bodů
 dobře 3 body
 uspokojivě 1 bod
 nevyhovuje 0 bodů

tab.5 Zpracování Fullérova trojúhelníku

Označení kritéria	A	B	C	D	E	F
Počet získaných předností	3	5	1	4	2	0
Pořadí důležitosti kritéria	3	1	5	2	4	6
Hodnota kritéria	4	6	2	5	3	1

tab.6 Rozhodovací tabulka

Variananta		1	2	3
Kritérium Hodnota		Hodnocení Body	Hodnocení Body	Hodnocení Body
A	4	6 24	6 24	6 24
B	6	1 6	6 36	6 36
C	2	4 8	3 6	4 8
D	5	4 20	3 15	5 25
E	3	0 0	6 18	0 0
F	1	3 3	6 6	1 1
Součet bodů		61	105	94

Z tabulky 6 vyplynula nejvhodnější varianta č. 2 - přestavování nosiče horních a výběhových válců pomocí pohybových šroubů poháněných elektromotory.

2.2.3 Zpracování vybraného řešení

V této kapitole je proveden návrh pohybových šroubů, elektromotorů a převodových ústrojí určených pro přestavování jak celého nosiče horních rovnacích a výběhových válců tak i dvou nosičů výběhových válců jež jsou uloženy na výše uvedeném nosiči (viz obr.18).

Návrh pohybových šroubů

dovolený tlak pro dvojici materiálů použitých při výrobě šroubu a matice kalená ocel - bronz $p_D = 12 \text{ MPa}$ /1/

pro přestavování horního nosiče předběžně navrženy čtyři šrouby Tr 80 x 4 ČSN 01 4050

axiální zatížení jednoho šroubu

celková axiální síla způsobená ohybem procházejícího materiálu se rozdělí stejnoměrně na každý šroub

$$F_{A1} = \frac{3 \cdot F_z}{4} = \frac{3 \cdot 225 \cdot 10^3}{4}$$

$$F_{A1} = 168\,750 \text{ /N/}$$

střední průměr závitu šroubu $d_2 = 78,0 \text{ mm}$ /2/

součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po výšce matice

$$k_\beta = 1,2 \quad /1/$$

aktivní hloubka závitu $h_w = 2,0 \text{ mm}$ /2/

součinitel výšky matice pro nedělené matice $\psi = 1,5 + 2,5$

navrženo $\psi = 1,9$

rozteč závitu $t_z = 4 \text{ mm}$ /21/

stykový tlak

$$p_\xi = \frac{t_z \cdot F_{A1} \cdot k_\beta}{\pi \cdot d_2^2 \cdot h_w \cdot \psi} = \frac{4 \cdot 168\,750 \cdot 1,2}{\pi \cdot 78,0^2 \cdot 2 \cdot 1,9}$$

$$p_\xi = 11,152 \text{ /MPa/}$$

Šrouby s maticemi navrhované pro pohon horního nosiče na otláčení vyhovují.

výška matice

$$h_m = \psi \cdot d_2 = 1,8 \cdot 78,0$$

$$h_m = 148,20 \text{ /mm/}$$

Kontrola šroubu na vzpěr
štíhlost

$$\lambda = \frac{l}{i}$$

délka namáhané části šroubu odhadnuta na $l_s = 300 \text{ mm}$
poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{4 \cdot J}{\pi \cdot d_3^2}}$$

vnitřní průměr závitu šroubu $d_3 = 75,5 \text{ mm}$
kvadratický moment průřezu

$$J = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 75,5^4}{64}$$

$$J = 1,594 \cdot 10^6 \text{ /mm}^4/$$

$$i = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,594 \cdot 10^6}{\pi \cdot 75,5^2}} = 18,875 \text{ /mm/}$$

$$\lambda_s = \frac{300}{18,875} = 15,894$$

..... nepružný vzpěr
($\lambda_m = 100 \text{ /17/}$)

redukované napětí

$$\sigma_{red} = c \cdot \frac{F_{A1}}{S} = c \cdot \frac{4 \cdot F_{A1}}{\pi \cdot d_3^2}$$

vzpěrný součinitel $c = 1$

/17/

$$\sigma_{red} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 168\,750}{\pi \cdot 75,5^2}$$

$$\sigma_{red} = 37,693 \text{ /MPa/}$$

materiál šroubů navržen 12 060 Re = 350 MPa /17/

bezpečnost proti porušení

$$k_{\text{š}} = \frac{Re}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{350}{37,693}$$

$$k_{\text{š}} = 9,286 \quad \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

Pro přestavování nosičů výběhových válců bylo navrženo použít vždy po dvou šroubech Tr 60 x 3 ČSN 01 4050.

axiální zatížení jednoho šroubu

$$F_{\text{Ašv}} = \frac{F_z}{2} = \frac{225 \cdot 10^3}{2}$$

$$F_{\text{Ašv}} = 112\,500 \text{ /N/}$$

střední průměr závitu $d_{2\text{šv}} = 57,5 \text{ mm}$

součinitel nerovnoměrnosti rozložení zatížení po výšce matice

$$k = 1,1$$

aktivní hloubka závitu $h_w = 1,5 \text{ mm}$

součinitel výšky matice navržen $\Psi = 2,0$

rozteč závitu $t_{\text{šv}} = 3 \text{ mm}$

stykový tlak

$$p_{\text{šv}} = \frac{3 \cdot 112\,500 \cdot 1,1}{\pi \cdot 58,5^2 \cdot 1,5 \cdot 2,0}$$

$$p_{\text{šv}} = 11,510 \text{ /MPa/} \quad \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

výška matice

$$h_{w\text{šv}} = \Psi \cdot d_{2\text{šv}} = 2,0 \cdot 58,5$$

$$h_{w\text{šv}} = 117,0 \text{ /mm/}$$

kontrola šroubu na vzpěr

zatěžovaná délka šroubu odhadnuta na $l_{\text{šv}} = 280 \text{ mm}$

malý průměr závitu $d_{3\text{šv}} = 56,5 \text{ mm}$

$$\text{kvadratický moment průřezu } J_{\text{šv}} = \frac{\pi \cdot 56,5^4}{64} = 500\,225,0 \text{ /mm}^4/$$

poloměr setrvačnosti

$$i_{\text{šv}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 500 \cdot 225,0}{\pi \cdot 56,5^2}} = 14,125 \text{ /mm/}$$

štíhlostní poměr

$$\lambda_{\text{šv}} = \frac{280}{14,125} = 19,823 \quad \dots\dots \text{nepružný vzpěr}$$

vzpěrný součinitel $c = 1$ /17/

redukované napětí

$$\sigma_{\text{redšv}} = c \cdot \frac{4 \cdot F_{\text{Ašv}}}{\pi \cdot d_{\text{3šv}}^2} = 1 \cdot \frac{4 \cdot 112 \cdot 500}{\pi \cdot 56,5^2}$$

$$\sigma_{\text{redšv}} = 44,871 \text{ /MPa/}$$

materiál šroubů navržen 12 060 $Re = 350 \text{ MPa}$

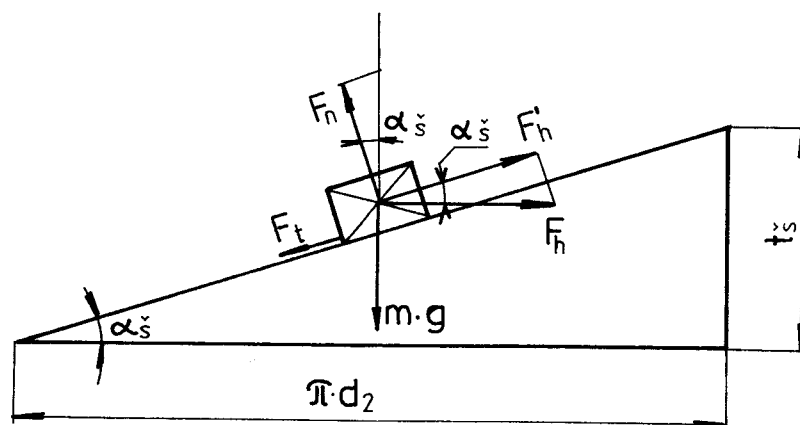
bezpečnost proti porušení

$$k_{\text{šv}} = \frac{Re}{\sigma_{\text{redšv}}} = \frac{350}{44,871}$$

$$k_{\text{šv}} = 7,800 \quad \dots\dots\dots \text{vyhovuje}$$

Návrh elektromotoru pro přestavování horních rovnicích a výběhových válců.

Při návrhu se vychází ze silových poměrů na pohybovém šroubu (obr.19)



obr.19

hnací síla

$$F_h = m \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha_{\text{š}} + \sin \alpha_{\text{š}}) \cdot \frac{1}{\cos \alpha_{\text{š}}}$$

hmotnost nosiče horních rovnacích a výběhových válců odhadnuta na 1 500 kg

úhel stoupání pohybových šroubů Tr 80 x 4

$$\alpha_{\text{š}} = \arctg \frac{t_{\text{š}}}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{4}{\pi \cdot 78,0}$$

$$\alpha_{\text{š}} = 0,935^\circ$$

součinitel tření pro dvojici ocel-bronz $f = 0,15$ /17/

$$F_h = 1\,500 \cdot 9,804 \cdot (0,15 \cdot \cos 0,935^\circ + \sin 0,935^\circ) \cdot \frac{1}{\cos 0,935^\circ}$$

$$F_h = 2\,445,955 \text{ /N/}$$

krouticí moment na šroubu

$$M_{\text{š}} = F_h \cdot \frac{d_2}{2} = 2\,445,955 \cdot \frac{78,0}{2} \cdot 10^{-3}$$

$$M_{\text{š}} = 95,392 \text{ /N.m/}$$

výkon elektromotoru

$$P_n = \frac{1}{\eta_{\text{cš}}} \cdot M_{\text{š}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{št}}$$

odhadnuta účinnost pohybového šroubu

$$\eta_{\text{š}} = 0,92$$

šnekového převodu v rozvodovce

$$\eta_{\text{Rš}} = 0,72$$

převodovky

$$\eta_{\text{pš}} = 0,8$$

celková účinnost

$$\eta_{\text{cš}} = \eta_{\text{š}} \cdot \eta_{\text{Rš}} \cdot \eta_{\text{pš}} = 0,92 \cdot 0,72 \cdot 0,8$$

$$\eta_{\text{cš}} = 0,530$$

otáčky šroubu se určí ze zdvihové rychlosti, která byla změřena u XRM 2 000/12 $v_z = 1,75 \text{ mm. sec}^{-1}$

$$n_{\text{št}} = \frac{v_z}{t_{\text{š}}} = \frac{1,75}{4} = 0,438 \text{ /sec}^{-1}$$

$$P_n = \frac{1}{0,530} \cdot 95,392 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,438$$

$$P_n = 494,759 \text{ /W/}$$

Z /17/ byl navržen pro pohon nosiče horních válců trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko uzavřený 3AP 80-4s (výkon 550W, otáčky 1 405 min⁻¹).

Hmotnost nosiče výběhového válce byla odhadnuta na 300 kg.
hnací síla

$$F_h = 300 \cdot 9,804 \cdot (0,15 \cdot \cos 0,935^\circ + \sin 0,935^\circ) \cdot \frac{1}{\cos 0,935^\circ}$$

$$F_h = 489,191 \text{ /N/}$$

krouticí moment

$$M_g = 489,191 \cdot \frac{58,5}{2} \cdot 10^{-3}$$

$$M_g = 14,309 \text{ /N.m/}$$

výkon elektromotoru

$$P_{nv} = \frac{1}{0,530} \cdot 14,309 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,583$$

$$P_{nv} = 98,900 \text{ /W/}$$

otáčky šroubu

$$n_{gt} = 1,75 / 3 = 0,583 \text{ /sec}^{-1} /$$

Z /17/ byl navržen pro pohon přestavování nosiče výběhového válce trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko uzavřený 3AP 63-4s (výkon 120W, otáčky 1 380 min⁻¹).

Návrh převodových ústrojí pro přestavování horních rovinací a výběhových válců.

Převodové ústrojí pro přestavování horních rovinací a výběhových válců (obr.20).

Převodové ústrojí bude tvořeno násuvnou jednostupňovou převodovkou NK 1 0905 s převodem $i_{pn} = 5$, která je spojena s elektromotorem řemenovým převodem, a šnekovým převodem.

celkový požadovaný převod

$$i_{cn} = \frac{n_{en}}{n_{št}} = i_{ř} \cdot i_{nš} \cdot i_{pn} = \frac{1\,405}{60 \cdot 0,583}$$

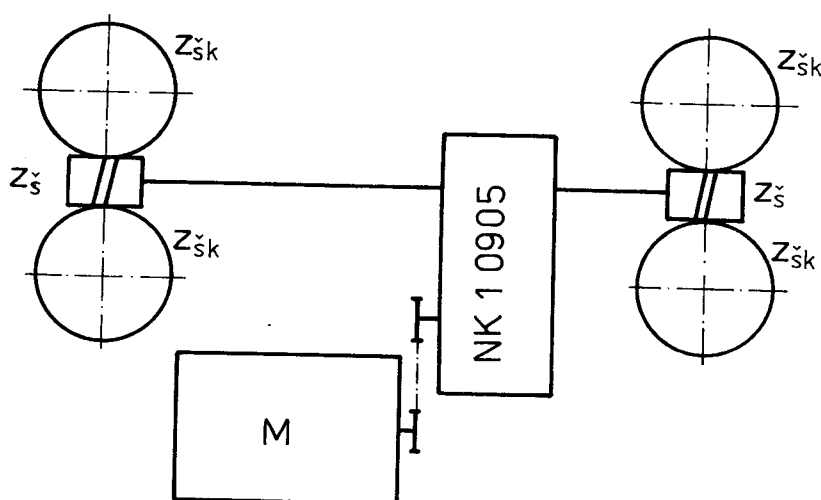
$$i_{cn} = 40,166$$

šnekový převod navržen s dvouchodým šnekem a převodovým číslem $i_{nš} = 8$ ($z_{š} = 2$, $z_{šk} = 16$)

řemenový převod

$$i_{ř} = \frac{i_{cn}}{i_{nš} \cdot i_{pn}} = \frac{40,166}{8 \cdot 5}$$

$$i_{ř} = 1,004$$



obr. 20

Převodové ústrojí pro přestavování nosičů výběhových válců.

Pohybové šrouby pro přestavování nosičů výběhových válců jsou poháněny dle obr. 21. Elektromotor, který je spojen s násuvnou převodovkou přes pružnou spojku, pohání rozváděcí hřídel a pomocí šnekového převodu otáčí dvojici pohybových šroubů.

celkový požadovaný převod

$$i_{cnv} = \frac{n_{env}}{n_{št}} = \frac{1\ 380}{60 \cdot 0,583}$$

$$i_{cnv} = 39,451$$

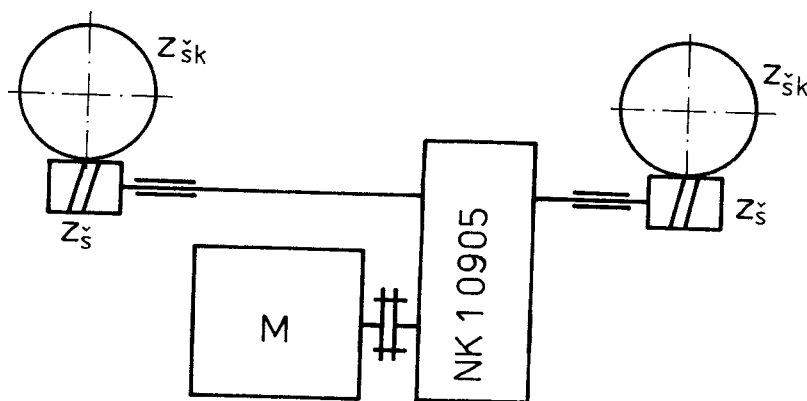
navrženo převodové číslo šnekového soukolí $i_{nš} = 8$ ($z_{š} = 2$, $z_{šk} = 16$)

skutečný převod

$$i_{cns} = i_{pn} \cdot i_{nš} = 5 \cdot 8$$

$$i_{cns} = 40$$

Rozdíl mezi převodem vypočteným z navržené rychlosti posuvu nosiče a navrženým převodem činí 1,392 %, což je vyhovující.



obr. 21

3. Popis konstrukce stroje

Navrhovaná rovnačka je určena k rovnání výstřižků a výpalků ze středně tlustých a tlustých plechů o minimální délce 650 mm, maximální tloušťce 15 mm, při pracovní šířce 400 mm. Rovnání se provádí za studena. Rovnačka je provedena jako pětiválečková se dvěma výběhovými válci a s oboustranným během. Plech se vyrovnává jedním nebo více průchody mezi rovnacími válci. Nastavení těchto válců se pak provádí v závislosti na tloušťce a velikosti deformace rovnaného plechu. Stroj je tvořen těmito skupinami (viz výkresy 01-KOM-OS-171-01/1 a 02-KOM-OS-171-01/2) :

- rám stroje
- pohon rovnacích válců
- nosič horních válců
- ovládací panel
- elektroinstalace

Rám stroje je řešen jako konstrukce svařená z tlustých plechů a je složen ze dvou bočnic vzájemně spojených stolem ve střední části, ve spodní části základovou deskou a v horní části rámu pomocí U-profilů. Bočnice mají upravené plochy pro uchycení domečků spodních rovnacích válců a jsou na nich také uloženy vodící plochy pro vedení nosiče horních válců. V horní části rámu je uložen elektromotor 3AP 80-4s, násuvná převodovka NK 1 0905 a transmise zakončená na obou koncích dvouchodými šneky. Toto ústrojí je určeno k pohonu čtyř pohybových šroubů zajišťujících přestavování nosiče horních válců, které jsou uloženy rovněž na rámu stroje. Tento je upevněn v základové desce osmi kotevními šrouby a v místech uložení domečků dolních rovnacích válců je vyztužen žebry.

Pro pohon rovnačky (viz 02-KOM-OS-171-01-02) je použit trojfázový asynchronní motor nakrátko F 225M08 o výkonu 22kW při 730 ot/min, výrobce ZSE Mez Frenštát pod Radhoštěm k.p. Pro spojení elektromotoru s převodovkou a převodovky s rozvodovkou jsou určeny pružné spojky lineární s hadovitými pružinami VPS, které vyrábějí Přerovské strojírny n.p..

Spojky jsou na hřídelích zajištěny pery a vymešovacími kroužky. Redukci otáček elektromotoru k dosažení požadované rovnací rychlosti zajišťuje dvoustupňová převodovka s čelními ozubenými koly TS 031 302-06-4-28x750 z VSS Košice. Za převodovkou následuje rozvodovka (viz 02-KOM-OS-171-01-02-03), která zajišťuje rozvedení krouticího momentu na pět výstupních hřídelů s nimiž jsou potom pomocí kloubových hřídelů spojeny jednotlivé pracovní válce. Rozvodovka je vlastní konstrukce, těleso je nedělené, svařené z tlustých plechů, v něm jsou uloženy ve valivých ložiskách jednotlivé výstupní hřídele na něž se rozvádí krouticí moment pomocí ozubených kol. Mazání je zajištěno broděním ozubených kol v oleji. Kloubové hřídele jsou tvořeny drážkovanými hřídeli na nichž jsou nasazeny náboje, aby se umožnilo zkracování a prodlužování těchto hřídelů při přestavování nosiče horních válců. Hřídele jsou zakončeny na každé straně homokinetickým kloubem podle ON 02 3913, (výrobce DAKON - Kovopodnik MH Bruntál, se sídlem v Krnově). Pomocí těchto kloubů je umožněn přenos krouticího momentu na jednotlivé válce i při nesouososti mezi výstupními hřídeli rozvodovky a jednotlivými pracovními válci. Spojení kloubových hřídelů s pracovními válci je provedeno pomocí kolíků, které zároveň slouží i jako pojistka proti přetížení stroje.

Konstrukce nosiče horních válců je tvořena rámem svařované konstrukce ve tvaru ležatého písmene H. Nosič je veden ve čtyřech plochých vedeních. Vymezení vůlí ve vedeních se provádí pomocí vymešovacích šroubů umístěných na rámu stroje. Posuv celého nosiče je proveden pomocí čtyř pohybových šroubů, jež jsou poháněny přes šnekový převod od transmisního hřídele umístěného spolu s převodovkou a hnacím elektromotorem na rámu stroje. Matice těchto pohybových šroubů a matice pohybových šroubů pro přestavování výběhových válců jsou uchyceny na tomto nosiči a příslušná místa jsou vyztužena žebrováním. K nosiči jsou také připevněny pomocí šroubů domečky ložisek pro uložení dvou rovnacích válců (viz /7/). Na obou stranách nosiče jsou upevněny vždy dvojice rovnoběžných vedení výběhových válců. Přestavování výběhových válců je zajištěno pomocí dvojic pohybových šroubů s maticemi, jež jsou poháněny přes šnekový převod, transmisní hřídele a

násuvné převodovky trojfázovými asynchronními motory s roto-rem nakrátko 3AP 63-4s. Uložení a utěsnění výběhových válců je stejné jako u válců pracovních.

Poloha nastavení výběhových válců i válců rovnacích je signalizována pomocí číselníkových ukazatelů umístěných na stroji. Odměřovací zařízení je tvořeno ozubeným hřebenem a ozubeným kolem, které je na společném hřídeli s ručičkou ukazatele. Koncové polohy při přestavování výběhových válců i nosiče horních válců jsou jištěny koncovými spínači.

Dolní rovnací válce (viz /7/) jsou obdobně jako horní rovnací válce uloženy v soudečkových naklápěcích ložiskách 22 311 JB, která jsou upevněna ve dvou domečkách. Domečky jsou opět dělené a spojené s rámem šrouby. Výběhové i rovnací válce jsou vyrobené z oceli 12 060.1, pracovní část válců je povrchově kalena. Výběhové válce se liší od rovnacích v tom, že nemají připojovací válcový konec hřídele pro připojení kloubového hřídele.

Ovládací panel rovnačky je předsazen 1000 mm před rovnačku tak, aby z toho místa byl dokonalý přehled o pracovním prostoru. Na ovládacím panelu se nacházejí hlavní vypínač, jež je uzamykatelný pomocí klíče, ovládací tlačítka pro přestavování poloh válců, tlačítka pro ovládání smyslu otáčení rovnacích válců a stop tlačítko. Označení symbolů a rozmístění tlačítek na ovládacím pultu je provedeno podle ČSN 34 0172 Předpisy pro označování a polohu ovládacích tlačítek.

Všechna elektrická zařízení na rovnačce jsou provedena podle ČSN 34 1630 Elektrická zařízení pracovních strojů a jejich barevná úprava je provedena podle ČSN 34 1630 a ČSN 35 7116.

Nátěr rovnačky odpovídá ČSN 20 0009 Barevné odstíny nátěrů obráběcích strojů na kovy a na dřevo a tvářecích strojů, nebezpečné prostory stroje jsou označeny podle ČSN 01 2720 Barevné označení zdrojů nebezpečí.

Základní směrnice pro provoz a údržbu jsou obsaženy v ČSN 21 0732 Bezpečnostní předpisy pro rovnačky.

4. Technicko-ekonomické hodnocení

Navržená rotační rovnačka je určena k rovnání výpalků a výstřižků do maximální tloušťky plechu 15 mm a maximální šířky 400 mm při minimální délce 650 mm. Tyto dílce nelze rovnat na žádné v socialistických zemích vyráběné rotační rovnačce.

Tyto dílce jsou v současnosti v n.p. ZTS Stavostroj rovnány na dvou frikčních lisech, případně dorovnávány ručně při následující operaci kladivem. Rovnání plechů na těchto lisech je operace provozovaná na základě vyjímky povolené Krajským inspektorátem bezpečnosti práce. Dělníci vykonávající tuto práci musí být vzhledem k této vyjímce odměňováni časovou mzdou, což je z hlediska podniku nevýhodné.

Navrhovaný způsob rovnání na rotační rovnačce tuto nevýhodu nemá a na operaci mohou být stanoveny časové normy, což má velký význam z hlediska kontroly práce a nezanedbatelná je také stimulace výkonnosti pracovníků provádějících tuto operaci.

Při stávajícím způsobu rovnání tato operace váže šest pracovníků s časovou mzdou 11,40 Kčs/hod a 40% prémie. Po zavedení rovnání na rotační rovnačce se předpokládá úspora dvou pracovníků, což při dvousměnném provozu a dvacetijedna pracovních dnech v měsíci činí úsporu na mzdových nákladech měsíčně 5 530,- Kčs.

Při odhadu pořizovací ceny rotační rovnačky na 520 000,- Kčs a uvažované sociální přírážce ke mzdě 20% je návratnost investice 6,5 roku.

Pokud se vezme v úvahu Zákon o státním podniku, který v době uvedení stroje do provozu bude již v platnosti a kde v jeho návrhu byla sociální přírážka navrhována na 40 až 50%, sníží se doba návratnosti této investice na 5,5 roku.

Při průměrné životnosti tvářecích strojů 14 let je doba návratnosti této investice vyhovující zvláště pak vezme-li se v úvahu, že zavedení stroje přinese zvýšení bezpečnosti práce, snížení její fyzické náročnosti a nezanedbatelný je také vliv na pracovní prostředí, zejména na snížení hlučnosti a prašnosti.

5. Závěr

Rotační rovnačka tlustých plechů, tak jak byla navržena v této diplomové práci, splňuje požadavky na zařízení pro rovnání výstřižků a výpalků z plechů formulované v zadání.

Rovnačka umožňuje rovnat plechy zadaných vlastností ($R_m = 500 \text{ MPa}$, $R_e = 350 \text{ MPa}$) do tloušťky 15 mm při maximální šířce 400 mm a minimální délce plechu 650 mm, což plně vyhovuje požadavkům zadaným np. ZTS Stavostroj Nové Město nad Metují.

Závěrem bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce ing. Přemyslu Pokornému a konzultantovi Břetislavu Vlčkovi z n.p. ZTS Stavostroj za vedení a pomoc jež mi poskytli při vypracování této diplomové práce.

Seznam použité literatury

- / 1/ Boháček, F.-kol.: Části a mechanismy strojů III.
2. vyd. skripta VUT, Brno 1987
- / 2/ Bolek, A.-Krejčí, V.: Hřídelové spojky.
1. vyd. SNTL, Praha 1967
- / 3/ Breník, P.-Píč, J.: Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty.
2. vyd. SNTL, Praha 1986
- / 4/ Cerha, J. : Hydraulické mechanismy v oboru výrobních strojů. 1. vyd. skripta VŠST, Liberec 1971
- / 5/ Černoch, S. : Strojně technická příručka.
13. vyd. SNTL, Praha 1977
- / 6/ Frölich, J.-kol.: Valivá ložiska 1973.
1. vyd. SNTL, Praha 1974
- / 7/ Christoph, J.: DP - 1987 Rotační rovnáčka na výstřižky a výpalky z tlustých plechů. Liberec 1987
- / 8/ Klepš, Z.: Hřídelové spojky.
1. vyd. SNTL, Praha 1966
- / 9/ Kopecký, M.-Rudolf, B.: Tvářecí stroje.
1. vyd. skripta ČVUT, Praha 1983
- /10/ Kopecký, M.-Rudolf, B.: Tvářecí stroje - základy stavby a využití. 1. vyd. SNTL, Praha 1985
- /11/ Kopecký, M.-Rudolf, B.: Tvářecí stroje - základy výpočtů a konstrukce. 1.vyd. SNTL/ALFA, Praha 1979
- /12/ Kováč, A.-Jenkut, M.: Tvárniace stroje.
1. vyd. ALFA, Bratislava 1978
- /13/ Pokorný, P.-Dušák, K.: Teorie obrábění a montáže, část II.
1. vyd. skripta VŠST, Liberec 1986
- /14/ Pospíšil, F.: Závity - šrouby - matice a příslušenství.
1. vyd. SNTL, Praha 1975
- /15/ Prášil, L.-Olehlová, M.: Části strojů a mechanismů (cvičení). 1. vyd. skripta VŠST, Liberec 1984
- /16/ Stříž, B. : Pružnost a pevnost, I. díl.
2. vyd. skripta VŠST, Liberec 1983
- /17/ Vávra, P.-kol.: Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické.
1. vyd. SNTL, Praha 1983
- /18/ Věchet, V. : Technologické projekty.
1. vyd. skripta VŠST, Liberec 1982

- /19/ XXVII. sjezd KSSS - Politická zpráva ÚV KSSS.
Svoboda, Praha 1986
- /20/ Politická zpráva ÚV KSČ - XVII. sjezd KSČ.
Svoboda, Praha 1986
- /21/ ČSN 01 4050 Lichoběžníkový závit rovnoramenný jednochodý.
- /22/ ČSN 02 2507 Pera a drážky.
- /23/ ČSN 20 0009 Barevné odstíny nátěrů obráběcích strojů na
kovy a na dřevo a tvářecích strojů.
- /24/ ČSN 21 0732 Bezpečnostní předpisy pro rovnačky
- /25/ Chepos Brno o.p., závod VSS Košice, Košice: Katalog Chepos.
1967
- /26/ Naveta n.p. Jablonec n. Nisou, závod Rokytnice n. Jizerou,
Rokytnice nad Jizerou: Násuvné převodovky.
- /27/ Přerovské strojírny n.p., Přerov: Katalog Přerovských stro-
jíren n.p.. 1979
- /28/ Strojárň Piesok n.p., Piesok: Návod k obsluze a údržbě
rovnačky plechu XRM 1600/3,15 , XRM 2000/6,3.
- /29/ Šmeralovy závody Brno n.p., závod Hronov, Hronov: Návod
k obsluze a údržbě rovnačky plechu XRM 200/12.
1962
- /30/ ZSE Mez Frenštát pod Radhoštěm n.p., Frenštát p. Radhoštěm:
Trojfázové asynchronní motory nakrátko řady
F, VF. 1982