



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

Katedra konstruování
strojů
Fakulta strojní

KKS/KVS, KOS

Posuvové mechanizmy - příklady

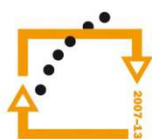
Zdeněk Hudec

verze - 1.0

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem
a státním rozpočtem České republiky



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE
DO ROZVOJE
Vzdělávání

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Katedra konstruování strojů

Hledáte kvalitní studium?

Nabízíme vám jej na Katedře konstruování strojů

Katedra konstruování strojů je jednou ze šesti kateder Fakulty strojní na Západočeské univerzitě v Plzni a patří na fakultě k největším. Fakulta strojní je moderní otevřenou vzdělávací institucí uznávanou i v oblasti vědy a výzkumu uplatňovaného v praxi.

Katedra konstruování strojů disponuje moderně vybavenými laboratořemi s počítačovou technikou, na které jsou např. studentům pro studijní účely neomezeně k dispozici nové verze předních CAD (Pro/Engineer, Catia, NX) a CAE (MSC Marc, Ansys) systémů. Laboratoře katedry jsou ve všední dny studentům plně k dispozici např. pro práci na semestrálních, bakalářských či diplomových pracích, i na dalších projektech v rámci univerzity apod.

Kvalita výuky na katedře je úzce propojena s celouniverzitním systémem hodnocení kvality výuky, na kterém se průběžně, zejména po absolvování jednotlivých semestrů, podílejí všichni studenti.

V současné době probíhá na katedře konstruování strojů významná komplexní inovace výuky, v rámci které mj. vznikají i nové kvalitní učební materiály, které budou v nadcházejících letech využívány pro podporu výuky. Jeden z výsledků této snahy máte nyní ve svých rukou.

V rámci výuky i mimo ni mají studenti možnost zapojit se na katedře také do spolupráce s předními strojírenskými podniky v plzeňském regionu i mimo něj. Řada studentů rovněž vyjíždí na studijní stáže a praxe do zahraničí.

Nabídka studia na katedře konstruování strojů:

Bakalářské studium (3roky, titul Bc.)		
Studijní program	B2301: strojní inženýrství („zaměřený univerzitně“)	B2341: strojírenství (zaměřený „profesně“)
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	Design průmyslové techniky Diagnostika a servis silničních vozidel Servis zdravotnické techniky
Magisterské studium (2roky, titul Ing.)		
Studijní program	N2301: Strojní inženýrství	
Zaměření	Stavba výrobních strojů a zařízení Dopravní a manipulační technika	

Více informací naleznete na webech www.kks.zcu.cz a www.fst.zcu.cz

Západočeská univerzita v Plzni, 2014

ISBN 978-80-261-0388-2

© doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

Katedra konstruování strojů

Předmluva

Předkládaná publikace slouží jako text pro studium předmětů KVS a KOS strojní fakulty. Je zaměřena na konstrukci posuvových mechanismů obráběcích strojů.

Text je členěn na 4 kapitoly:

- Mechanizmy k dosažení přímočarého pohybu. Kapitola zahrnuje zatěžovací stavy, návrh a kontrolu součástí posuvového mechanismu s kuličkovým šroubem, řešení mechanismů s rotačními servopohony a s mechanicky nebo elektricky předepnutými pastorky na ozubeném hřebenu. Dále je popsána konstrukce s lineárními servopohony.
- Mechanizmy k dosažení rotačního pohybu. Kapitola zahrnuje zatěžovací stavy, návrh a kontrolu posuvového mechanismu s pastorky předepnutými elektricky na ozubeném věnci.
- Užití diferenciálu v posuvových mechanismech pro rotační pohyb tělesa frézovacího zařízení a přímočarý pohyb nože vyvrtávacího zařízení
- Vlastnosti posuvového mechanismu ve vztahu k technologickým požadavkům stroje

Katedra konstruování strojů

OBSAH

1	Mechanismy k dosažení přímočarého pohybu	1
1.1	Funkční struktura posuvového mechanismu - blokové schéma	1
1.2	Charakteristika motoru, kinematické a energetické vztahy	2
1.3	Zatěžovací stavy posuvového mechanismu	6
1.3.1	Zatěžovací stavy při obrábění.....	8
1.3.2	Zatěžovací stavy při rychloposuvu (Obr. 4, Obr. 5)	11
1.3.3	Zatěžovací stavy v obou směrech pohybu a při shodných hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu (symetrické zatěžování).....	17
1.3.4	Zatěžovací stavy v obou směrech pohybu a při rozdílných hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu (asymetrické zatěžování).....	18
1.3.5	Výpočet výkonu a momentu motoru	20
1.4	Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem a předepnutými pastorky.....	21
1.4.1	Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem.....	24
1.4.1.1	Kuličkový šroub s předepnutými maticemi	24
1.4.1.2	Zatěžovací stavy matice kuličkového šroubu	27
1.4.1.2.1	Vektory zatížení předepnutých částí matice kuličkového šroubu F_1, F_2	28
1.4.1.2.2	Vektor otáček předepnutých částí matice kuličkového šroubu n_r	29
1.4.1.2.3	Životnost kuličkového šroubu a matic.....	30
1.4.1.3	Vzpěr šroubu	32
1.4.1.4	Kritické otáčky šroubu	33
1.4.1.5	Uložení kuličkového šroubu	35
1.4.1.6	Zatěžovací stavy uložení kuličkového šroubu.....	36
1.4.1.6.1	Vektory zatížení předepnutých ložisek kuličkového šroubu F_1, F_2	37
1.4.1.6.2	Vektor otáček předepnutých ložisek kuličkového šroubu n_r	40
1.4.1.6.3	Životnost uložení ložisek kuličkového šroubu	41
1.4.1.7	Předepínání ložisek kuličkového šroubu	43
1.4.1.8	Tuhost kuličkového šroubu s jeho uložením	52
1.4.1.8.1	Tuhost vlastního kuličkového šroubu.....	52
1.4.1.8.2	Celková tuhost sestavy kuličkového šroubu.....	54
1.4.1.9	Vlastní frekvence kuličkového šroubu.....	56
1.4.1.10	Účinnost nepředepnutého kuličkového šroubu	58
1.4.1.11	Pasivní odpory předepnutého kuličkového šroubu.....	59
1.4.1.12	Vstupní převodová skříň.....	61
1.4.1.13	Setrvačné hmoty jednotlivých částí mechanismu	66
1.4.1.14	Ztráta pohybu (vůle).....	69
1.4.2	Posuvový mechanismus s předepnutými pastorky a hřebenem.....	72
1.4.2.1	Posuvový mechanismus s mechanickým předepnutím (Obr. 33)	72
1.4.2.1.1	Finální převod (irs).....	74
1.4.2.1.2	Předepnutý převod (ips), reduktor (ipr)	75
1.4.2.1.3	Vstupní převod (i1p), jmenovité otáčky motoru, celkový převod (i1s)	78
1.4.2.1.4	Zatěžovací stavy posuvového mechanismu	80
1.4.2.1.4.1	Vektory zatížení finálního převodu posuvového mechanismu $F_{9.10}, F_{19.10}$ a vektor otáček n_r	80
1.4.2.1.4.2	Zatížení souhmotí SH5.1, SH5.2	83

Katedra konstruování strojů

1.4.2.1.4.3	Zatížení souhmotí SH4.1, SH4.1	89
1.4.2.1.4.4	Zatížení souhmotí SH3.1, SH3.2	91
1.4.2.1.4.5	Zatížení souhmotí SH2.1, SH2.2	93
1.4.2.1.4.6	Zatížení souhmotí SH1	95
1.4.2.1.5	Tuhost jedné větve posuvového mechanismu	101
1.4.2.1.6	Systém mechanického předepnutí převodových větví	116
1.4.2.1.7	Tuhost mechanicky předepnutého mechanismu	116
1.4.2.1.8	Vlastní frekvence mechanismu	120
1.4.2.1.9	Návrh předepínacího mechanismu	120
1.4.2.2	Posuvový mechanismus s elektrickým předepnutím – systém Master-Slave (dále M-S)	126
1.4.2.2.1	Zatížení saní a pastorků	126
1.4.2.2.2	Volba předpětí pastorků	132
1.4.2.2.3	Výkon a jmenovité otáčky motoru (n_1), celkový převod (i_{1s}), převod reduktoru (i_{1r}), finální převod (i_{rs})	134
1.4.2.2.4	Tuhost elektricky předepnutého mechanismu	140
1.4.2.2.5	Porovnání systémů předepnutí	141
1.5	Lineární servopohony	142
1.5.1	Funkční struktura lineárního posuvového mechanismu - blokové schéma	142
2	Mechanismy k dosažení rotačního pohybu	145
2.1	Funkční struktura rotačního posuvového mechanismu - blokové schéma	145
2.2	Charakteristika motoru	146
2.3	Kinematické vztahy	146
2.4	Zatěžovací stavy výstupního členu posuvového mechanismu kruhového pohybu	147
2.4.1	Zatěžovací stavy při obrábění	147
2.4.2	Zatěžovací stavy při rychloposuvu	148
2.4.3	Zatěžovací stavy v obou směrech pohybu - symetrické zatěžování	151
2.4.4	Zatěžovací stavy v obou směrech pohybu - asymetrické zatěžování	152
2.5	Posuvový mechanismus rotační s elektrickým předepnutím – systém Master-Slave (dále M-S)	153
2.5.1	Zatížení otočné desky saní a pastorků	153
2.5.2	Výkon a jmenovité otáčky motoru (n_1), celkový převod (i_{1s}), převod reduktoru (i_{1r}), finální převod (i_{rs})	158
3	Užití diferenciálu v posuvových mechanismech	164
3.1	Diferenciál využívající planetový převod	164
3.2	Diferenciál využívající harmonický převod (Harmonic Drive [4])	167
3.3	Posuvový mechanismus pro rotační pohyb frézovacího zařízení	169
3.4	Posuvový mechanismus pro přímočarý pohyb nože vyvrtávacího zařízení	180
4	Vlastnosti posuvového mechanismu ve vztahu k technologickým požadavkům stroje	184
4.1	Řízení polohového servomechanismu	184

Katedra konstruování strojů

4.2	Lineární interpolace	186
4.3	Derivace zrychlení – RYV (angl. JERK, něm. RÜCKBEGRENZUNG)	187
4.4	Kruhová interpolace	188
4.5	Vztah rychlostní konstanty polohového servomechanizmu k 1. vlastní frekvenci pohybové souřadnice servomechanizmu s mechanickým převodem	191
4.6	Rychlostní konstanta a tuhost lineárního pohonu.....	192
SEZNAMY		193
	Seznam tabulek	193
	Seznam příkladů	193
	Seznam obrázků.....	194
	Seznam použité literatury	196
	Firemní literatura (katalogy, www.)	196
	Publikace	196
	Přílohy.....	197

J_{1m} [kg m²].....moment setrvačnosti kotvy motoru na hřídeli l

J_{1r} [kg m²].... moment setrvačnosti vstupního převodu na hřídeli l

J_{rs} [kg m²] moment setrvačnosti výstupního převodu motoru na hřídeli r

m_s [kg].....hmotnost přesouvaných skupin mechanismu

1.2 Charakteristika motoru, kinematické a energetické vztahy

Pro posuvové mechanismy se v současné době používají převážně střídavé synchronní servopohony [26].

Dle [9] má servomotor řady 1FT6 tyto charakteristické veličiny (Obr. 2):

- závislost klidového krouticího momentu na otáčkách do jmenovitých otáček n_n (trvalý provoz $S1$):

$M_0(60K)$ při nárůstu teploty vinutí o 60°K

$M_0(100K)$ při nárůstu teploty vinutí o 100°K

- jmenovitý moment při jmenovitých otáčkách n_n :

$M_N(100K)$ při nárůstu teploty vinutí o 100°K

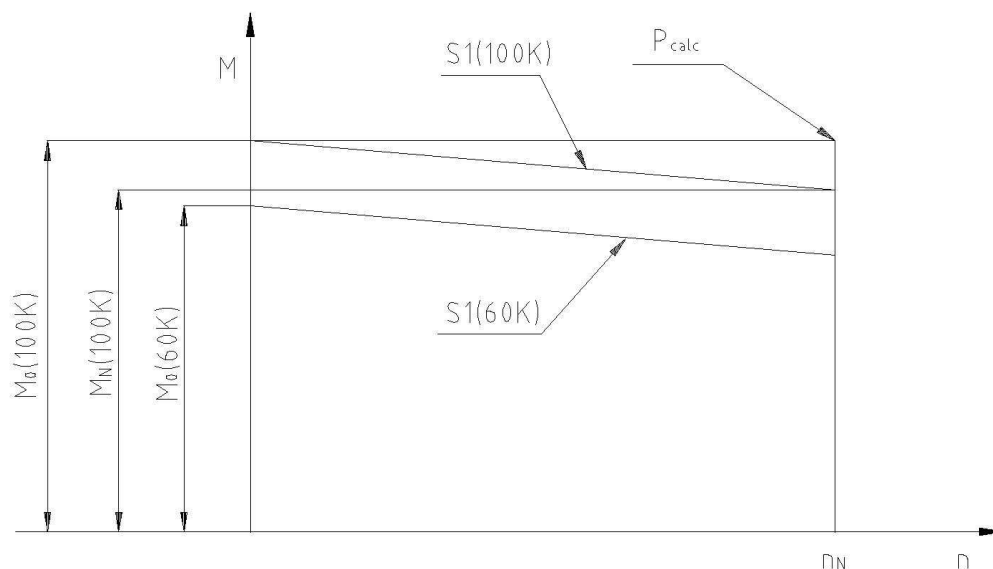
- jmenovité otáčky n_n

- regulační rozsah otáček při konstantním momentu: $r_M = 10000$

- teoretický výkon motoru P_{calc} daný vztahem

$$P_{calc} = M_0(100K) * \omega_n \dots\dots\dots(1)$$

- hmotnostní moment setrvačnosti rotoru J



Obr. 2 – Charakteristika servomotoru

Kinematické a energetické vztahy:

- vstupní převod (převod mezi motorem a vstupem finálního členu):

$$i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r} \dots\dots\dots(2)$$

- vztah mezi otáčkami a úhlovou rychlostí

$$\omega_1 = 2 * \pi * n_1 \dots\dots\dots(3)$$

- finální převod - převod rotačního pohybu na přímočarý:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots(4)$$

(h) je stoupání kuličkového šroubu nebo hydrostatického šneku, při užití hřebenu a pastorků je (h) obvod pastorku

- celkový převod mezi motorem a saněmi:

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5)$$

Dosazením:

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \dots\dots\dots(6)$$

- výkon

$$P_1 * \eta_{1s} = F_s * v_s \dots\dots\dots(7)$$

kde P_1 je výkon motoru, η_{1s} je celková účinnost daná vztahem:

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} \dots\dots\dots(8)$$

- moment motoru

$$M_1 * \omega_1 * \eta_{1s} = F_s * v_s \dots\dots\dots(9)$$

dosazením $i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5):$

$$M_1 = F_s * \frac{1}{i_{1s}} * \frac{1}{\eta_{1s}} \dots\dots\dots(10)$$

- moment na vstupu finálního členu mechanismu tj. charakteristický moment vstupní převodovky

$$M_r * \omega_r * \eta_{rs} = F_s * v_s$$

dosazením $i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots(4):$

$$M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(11)$$

Př.: 1 - Posuvový mechanismus otočného stolu - s kuličkovým šroubem (Obr. 3)

Dáno:

Max. síla na výstupní části mechanismu	$F_s = 15 \text{ kN}$
Max. rychlost výstupní části mechanismu	$v_s = 18 \text{ m/min}$
Max. otáčky motoru	$n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$
Stoupání kuličkového šroubu	$h = 20 \text{ mm}$
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta_{rs} = 0,96$

Stanovit:

- max. moment motoru M_1
- vstupní převod i_{1r}
- skutečnou sílu a rychlost na výstupním členu

Z $\omega_1 = 2 * \pi * n_1$ (3) úhlová rychlost:

$\omega_1 = 209,4 \text{ s}^{-1}$

Z $i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s}$ (5) celkový převod:

$i_{1s} = 698,1 \text{ m}^{-1}$

Z $i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h}$ (4) finální převod:

$i_{rs} = 314,15 \text{ m}^{-1}$

Z $i_{1s} = i_{1r} * i_{rs}$ (6) vstupní převod:

$i_{1r} = 2,22$

Z $M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}}$ (11) moment na vstupu finálního členu mechanismu:

$M_r = 48,7 \text{ Nm}$

Návrh převodu - páru ozubených kol doplněním vztahu

Z $i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r}$ (2):

$i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r} = \frac{z_2}{z_1}$ (12)

Volba:	$z_1 = 20$
--------	------------

Z $i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r} = \frac{z_2}{z_1}$ (12) pak plyne:

$z_2 = z_1 * i_{1r}$

$z_2 = 44$

Skutečný vstupní převod podle vztahu $i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r} = \frac{z_2}{z_1}$ (12):

$i_{1r} = 2,2$

Účinnost vstupního převodu -volba:	$\eta_{1r} = 0,98$
------------------------------------	--------------------

Z $i_{1s} = i_{1r} * i_{rs}$ (6) celkový převod

$i_{1s} = 691,15m^{-1}$

Celková účinnost ze vztahu $\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs}$ (8):

$\eta_{1s} = 0,941$

Z $M_1 = F_s * \frac{1}{i_{1s}} * \frac{1}{\eta_{1s}}$ (10)

$M_1 = 23,1Nm$

Volba motoru z katalogu:	$M_1 = 27Nm$
--------------------------	--------------

$$Z \ i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5):$$

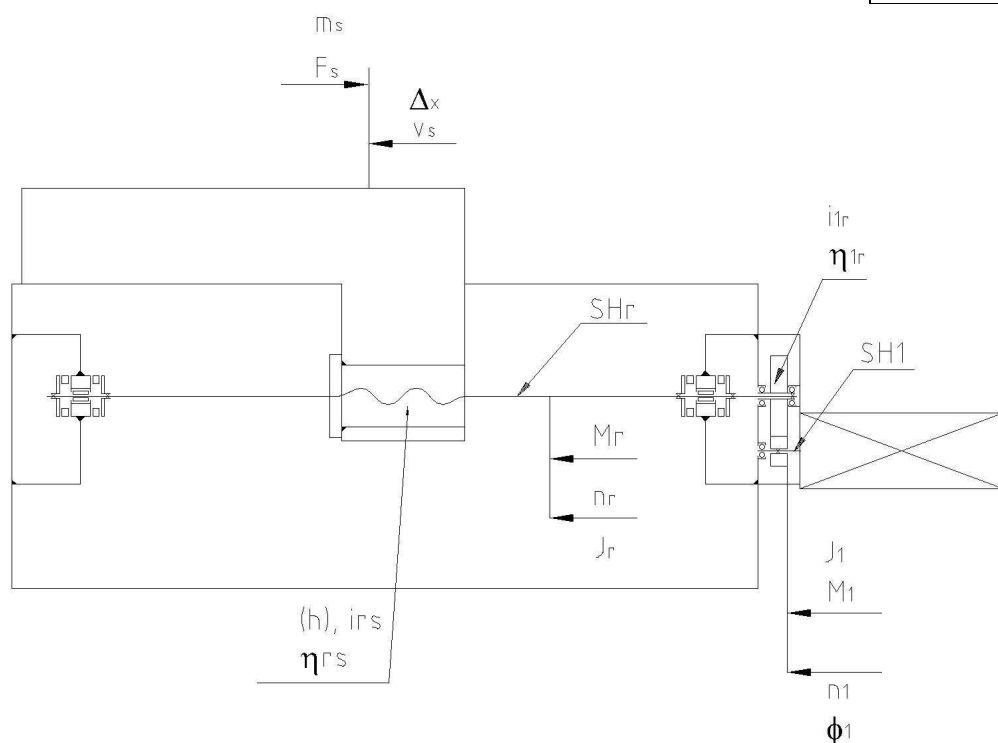
$$v_s = \frac{\omega_1}{i_{1s}} \dots\dots\dots(13)$$

$v_s = 18,1 \text{ m/min}$

$$Z \ M_1 = F_s * \frac{1}{i_{1s}} * \frac{1}{\eta_{1s}} \dots\dots\dots(10)$$

$$F_s = M_1 * i_{1s} * \eta_{1s} \dots\dots\dots(14)$$

$F_s = 16,8 \text{ kN}$



Obr. 3 - Kuličkový šroub s pevnou maticí

1.3 Zatěžovací stavy posuvového mechanismu

Zatěžovací stavy výstupního členu posuvového mechanismu zahrnují tyto vektory sestávající z 10 členů:

- vektor posuvové síly

$$F_s = [F_{s,i}] \text{ pro } i = 1 \dots 10 \dots\dots\dots(15)$$

Jednotlivé členy vektoru jsou tvořeny dle vztahů:

$$F_{s10} = -F_{s1}, F_{s9} = -F_{s2}, F_{s8} = -F_{s3} \dots\dots\dots(16)$$

$$F_{s7} = -F_{s4}, F_{s6} = -F_{s5} \dots\dots\dots(17)$$

kde jsou:

F_{s1}, F_{s2}, F_{s3}síly při obrábění

F_{s4}, F_{s5}síly při rychloposuvu

- vektor rychlosti

$$v_s = [v_{s.i}] \text{ pro } i = 1 \dots 10$$

Jednotlivé členy vektoru jsou tvořeny dle shodných vztahů jako síly tj.:

v_{s1}, v_{s2}, v_{s3}rychlosti při obrábění

v_{s4}, v_{s5}rychlosti při rychloposuvu

$$v_{s10} = -v_{s1}, v_{s9} = -v_{s2}, v_{s8} = -v_{s3} \dots\dots\dots(18)$$

$$v_{s7} = -v_{s4}, v_{s6} = -v_{s5} \dots\dots\dots(19)$$

- vektor doby běhu

$$T = [T_i] \text{ pro } i = 1 \dots 10 \dots\dots\dots(20)$$

Jednotlivé členy vektoru jsou tvořeny dle vztahů:

$T_1, T_2, T_3, T_8, T_9, T_{10}$ doby běhu při obrábění

T_4, T_5 doby běhu při rychloposuvu

$$T_7 = T_4, T_6 = T_5 \dots\dots\dots(21)$$

Hodnoty jednotlivých členů $T_1, T_2, T_3, T_8, T_9, T_{10}$ určují způsob zatěžování mechanismu – v obou smyslech pohybu při shodných hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu („symetricky“) nebo při různých hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu („asymetricky“).

Jednotlivé členy vektorů jsou vztaženy ke stavům obrábění a rychloposuvu - celková doba běhu je pak dána vztahem:

$$T_c = T_o + T_R \dots\dots\dots(22)$$

kde je:

T_o celková doba běhu při obrábění

T_R celková doba běhu při rychloposuvu

1.3.1 Zatěžovací stavy při obrábění

- posuvové síly:

$$F_{si} = F_i + F_{Ti} \dots \dots \dots (23)$$

kde jsou:

F_i řezná síla pro stavy $i = 1 \dots 3$

F_{Ti} třecí síla pro stavy $i = 1 \dots 3$

- řezné síly

Řezné síly jsou určeny přiřazením posuvového mechanismu k obráběcímu stroji, ke kterému se stanoví nástroje a řezné parametry.

Př.: 2 - Zatěžovací stavy při obrábění

Pro zjištění posuvové síly a rychlosti k přímočarému posuvovému mechanismu se k otočného stolu přiřadí horizontka a k jejím parametrům charakteristické nástroje pro frézování.

Dáno:

Výkon hlavního pohonu horizontky	$P = 100 \text{ kW}$
Omezný moment na vřetenu	$M_L = 12500 \text{ Nm}$
Účinnost hlavního pohonu 1. převodového stupně	$\eta_{1s} = 0,9$
Celková doba běhu při obrábění otočným stolem	$T_O = 8000 \text{ hod}$
Podíly jednotlivých stavů na celkové době obrábění	$q_{oi} = 0,3 \quad 0,5 \quad 0,2$

Stanovit:

- zatěžovací stavy výstupního členu pro oba smysly pohybu označené 1, 2, 3, 8, 9, 10

Z daných veličin se stanoví otáčky vřetene při omezném momentu n_L :

$$n_L = \frac{P * \eta_{1s}}{2 * \pi * M_L} \dots \dots \dots (24)$$

$n_L = 68,7 \text{ min}^{-1}$
➤ řezná rychlost při otáčkách n_L (volba pro obtížnou obrobiteľnost)
$v_1 = 100 \text{ m/min}$

Průměr čelní frézy při využívání otáček n_L :

$$D_1 = \frac{v_1}{\pi * n_L} \dots \dots \dots (25)$$

Po zaokrouhlení s ohledem na katalogovou řadu čelních fréz se stanoví:

$D_1 = 500 \text{ mm}$

Pro tento průměr frézy se stanoví maximální obvodová síla, kterou považujeme za posuvovou složku řezné síly:

$$F_1 = \frac{2 * M_L}{D_1} \dots\dots\dots(26)$$

$F_1 = 50 \text{ kN}$

Výpočtem řezných parametrů se stanoví posuvová rychlost [8]:

$v_{s1} = 0,5 \text{ m/min}$

F_2 optimální řezná síla (čelní frézování) - je určena parametry 2. převodového stupně:

Pro 2. převodový stupeň se stanoví:

- jmenovité otáčky:

$$n_{e2} = n_L * r_p * a_M \dots\dots\dots(27)$$

$n_{e2} = 260 \text{ min}^{-1}$

kde jsou:

$r_p = 3$ regulační rozsah motoru pohonu vřetene při konstantním výkonu

$a_M = 1,26$ max. mezistupňový pokles výkonu pohonu vřetene

- jmenovitý krouticí moment:

$$M_{e2} = \frac{P * \eta_{1s}}{2 * \pi * n_{e2}} \dots\dots\dots(28)$$

$M_{e2} = 3,3 \text{ kNm}$

Řezná rychlost při otáčkách n_{e2} (volba optimální řezné rychlosti)	$v_2 = 170 \text{ m/min}$
--	---------------------------

Průměr frézy při využívání otáček n_{e2} :

$$D_2 = \frac{v_2}{\pi * n_{e2}} \dots\dots\dots(29)$$

Po zaokrouhlení s ohledem na katalogovou řadu čelních fréz se stanoví:

$D_2 = 200 \text{ mm}$

Pro tento průměr frézy se stanoví obvodová síla, kterou považujeme za posuvovou složku řezné síly:

$$F_2 = \frac{2 * M_{e2}}{D_2} \dots\dots\dots(30)$$

$F_2 = 33 \text{ kN}$

Výpočtem řezných parametrů se stanoví posunová rychlost [8]:

$v_{s2} = 0,7 \text{ m/min}$

F_3řezná síla při frézování drážek (užití válcové čelní frézy):

Průměr a typ frézy, řezné podmínky dle [8]:

$D_3 = 40 \text{ mm}$

Výpočtem řezných parametrů se stanoví krouticí moment M_3 a posunová rychlost v_{s3} [8]:

$M_3 = 118 \text{ Nm}$
$v_{s3} = 0,8 \text{ m/min}$

Pro průměr frézy D_3 se pak stanoví obvodová síla, kterou považujeme za posuvovou složku řezné síly:

$$F_3 = \frac{2 * M_3}{D_3} \dots\dots\dots(31)$$

$F_3 = 6 \text{ kN}$

- třecí síly

$$F_{Ti} = f_v * \sum R_{vi} \dots\dots\dots(32)$$

kde je:

f_v součinitel tření ve vedení

$\sum R_{vi}$ suma reakcí ve vedení pro stav (i)

Pro kluzná vedení, kde je součinitel tření $f_v > 0,01$ je nutné provádět výpočet reakcí ve vedení a pak stanovit třecí sílu. U valivých a hydrostatických vedení se třecí síla zanedbává.

V dalším postupu je tedy:

$$F_{Ti} = 0 \dots\dots\dots (33)$$

Ze vztahu ($F_{si} = F_i + F_{Ti}$ (23)) pak vyplývá:

$$F_{si} = F_i$$

- jednotlivé doby běhu pro stavy obrábění 1, 2, 3, 8, 9,10 jsou dány vztahem:

$$T_i = 0,5 * T_o * q_{oi} \dots\dots\dots(34)$$

Stavy 8, 9 a 10 jsou pak dány vztahy $F_{s10} = -F_{s1}, F_{s9} = -F_{s2}, F_{s8} = -F_{s3}$
(16),

$$v_{s10} = -v_{s1}, v_{s9} = -v_{s2}, v_{s8} = -v_{s3} \dots\dots\dots(18)$$

Posuvové síly, posuvové rychlostí a doby běhu jsou pak vyčísleny v tabulce.

Tab. 1 - Zatěžovací stavy při obrábění

Stav	Posuvová síla (F_{si})	Rychlost (v_{si})	Doba běhu (T_{ic})
	N	m. min ⁻¹	hod
1	50000	-0,5	1050
2	33000	-0,7	1750
3	6000	-0,8	700
8	-6000	0,8	700
9	-33000	0,7	1750
10	-50000	0,5	1050
Celková doba obrábění	T_o		7000

1.3.2 Zatěžovací stavy při rychloposuvu (Obr. 4, Obr. 5)

Př.: 3 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu

Dáno:

Celková doba běhu při rychloposuvu	$T_R = 8000$ hod
Délka pojezdu	$L_I = 4$ m
Zrychlení, zpoždění	$a_s = 0,25$ m.s ⁻²
Rychlost rychloposuvu	$v_{sM} = 12$ m.min ⁻¹
Hmotnost pohyblivých skupin	$m_s = 70000$ kg

Stanovit:

- dráhu pojezdu rychloposuvem L_R
- zatěžovací stavy 4, 5, 6, 7 pro rychloposuv výstupního členu pro oba smysly pohybu

- volba dráhy rychloposuvu:

$$L_R = 0,75 * L_1 \dots\dots\dots(35)$$

$$L_R = 3 \text{ m}$$

Z těchto údajů se dalším postupem stanoví (Obr. 4):

$$a_s = \frac{dv^2}{2 * dx} \dots\dots\dots(36)$$

$$\int_0^{\frac{L_4}{2}} dx = \frac{1}{2 * a_s} * \int_0^{v_R} dv^2$$

- celková dráha zrychleného a zpžděného pohybu:

$$L_4 = \frac{v_{sM}^2}{a_s} \dots\dots\dots(37)$$

- celkový čas při zrychleném a zpžděném pohybu vyplývá ze vztahu:

$$a_s = \frac{dv}{dt} \dots\dots\dots(38)$$

tj.:

$$\int_0^{\frac{t_4}{2}} dt = \frac{0}{a_s} \dots\dots\dots$$

po integraci:

$$t_4 = \frac{2 * v_{sM}}{a_s} \dots\dots\dots(39)$$

- dráha rovnoměrného pohybu:

$$L_5 = L_R - L_4 \dots\dots\dots(40)$$

- doba běhu při rovnoměrném pohybu

$$t_5 = \frac{L_5}{v_{sM}} \dots\dots\dots(41)$$

po dosazení:

$$t_5 = \frac{L_R}{v_{sM}} - \frac{v_{sM}}{a_s} \dots\dots\dots(42)$$

- celková doba běhu při rychloposuvu:

$$t_R = t_4 + t_5 \dots\dots\dots(43)$$

po dosazení:

$$t_R = \frac{v_{sM}}{a_s} + \frac{L_R}{v_{sM}} \dots\dots\dots (44)$$

- poměrná doba běhu při zrychleném a zpožděném pohybu (Obr. 4):

$$q_{R4} = \frac{t_4}{t_R} = \frac{2}{1 + \frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R} = \frac{T_4}{T_R} \dots\dots\dots (45)$$

$q_{R4} = 0,1$

Z toho pak vyplývá doba běhu stroje při zrychleném a zpožděném pohybu pro stavy 4 a 7:

$$T_4 = 0,5 * q_{R4} * T_R \dots\dots\dots (46)$$

$T_4 = T_7 = 405 \text{ hod}$

- poměrná doba běhu při rovnoměrném pohybu:

při využití vztahů $t_5 = \frac{L_R}{v_{sM}} - \frac{v_{sM}}{a_s} \dots\dots\dots (42),$

$$t_R = \frac{v_{sM}}{a_s} + \frac{L_R}{v_{sM}} \dots\dots\dots (44):$$

$$q_{R5} = \frac{t_5}{t_R} = \frac{\frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R - 1}{\frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R + 1} = \frac{T_5}{T_R} \dots\dots\dots (47)$$

$q_{R5} = 0,9$

Doba běhu stroje při rovnoměrném pohybu je dána vztahem:

$$T_5 = 0,5 * q_{R5} * T_R \dots\dots\dots (48)$$

$T_5 = T_6 = 3595 \text{ hod}$

Funkce q_{R4}, q_{R5} mají smysl v intervalu $\langle 0,1 \rangle$ tj. pro $\frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R > 1$.

Doby běhu T_4, T_5, T_6, T_7 se pak přiřadí k příslušným parametrům $(F_{s4}, v_{s4}), (F_{s7}, v_{s7})$ a $(F_{s5}, v_{s5}), (F_{s6}, v_{s6})$.

- jednotlivé soubory parametrů (F_{si}, v_{si}) při pohybu zrychleném/zpožděném (doba běhu T_4) a rovnoměrném (doba běhu T_5) se stanoví:

Pohyb zrychlený a zpožděný:

$$F_{s4} = m_s * a_s + F_{T4} \dots\dots\dots (49)$$

$$F_{s4z} = -m_s * a_s + F_{T4}$$

Pozn.: V dalším postupu se předpokládá užití větší síly tj. F_{s4} , třecí síla F_{T4} se zanedbává.

$F_{s4} = 17,5 \text{ kN}$

Pro další výpočet se předpokládá:

$$v_{s4} = \frac{v_{sM}}{2} \dots\dots\dots (50)$$

$v_{s4} = 6 \text{ m/min}$

Pohyb rovnoměrný:

$$F_{s5} = F_{T5} \dots\dots\dots (51)$$

V dalším postupu se třecí síla F_{T5} se zanedbává.

$$v_{s5} = v_{sM} \dots\dots\dots (52)$$

$F_{s5} = 0 \text{ kN}$
$v_{s5} = 12 \text{ m/min}$

Stavy 6 a 7 jsou pak dány vztahy $F_{s7} = -F_{s4}$, $F_{s6} = -F_{s5}$
(17),

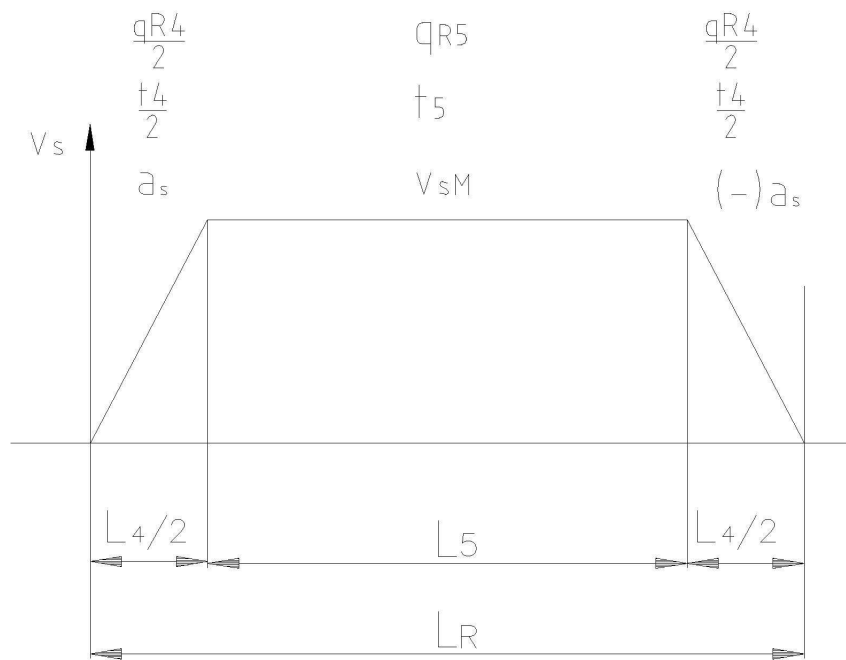
$$v_{s7} = - v_{s4}, v_{s6} = -v_{s5} \dots\dots\dots (19),$$

$$T_7 = T_4, T_6 = T_5 \dots\dots\dots (21).$$

Posuvové síly, posuvové rychlostí a doby běhu jsou pak vyčísleny v tabulce zatěžovacích stavů při rychloposuvu.

Tab. 2 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu

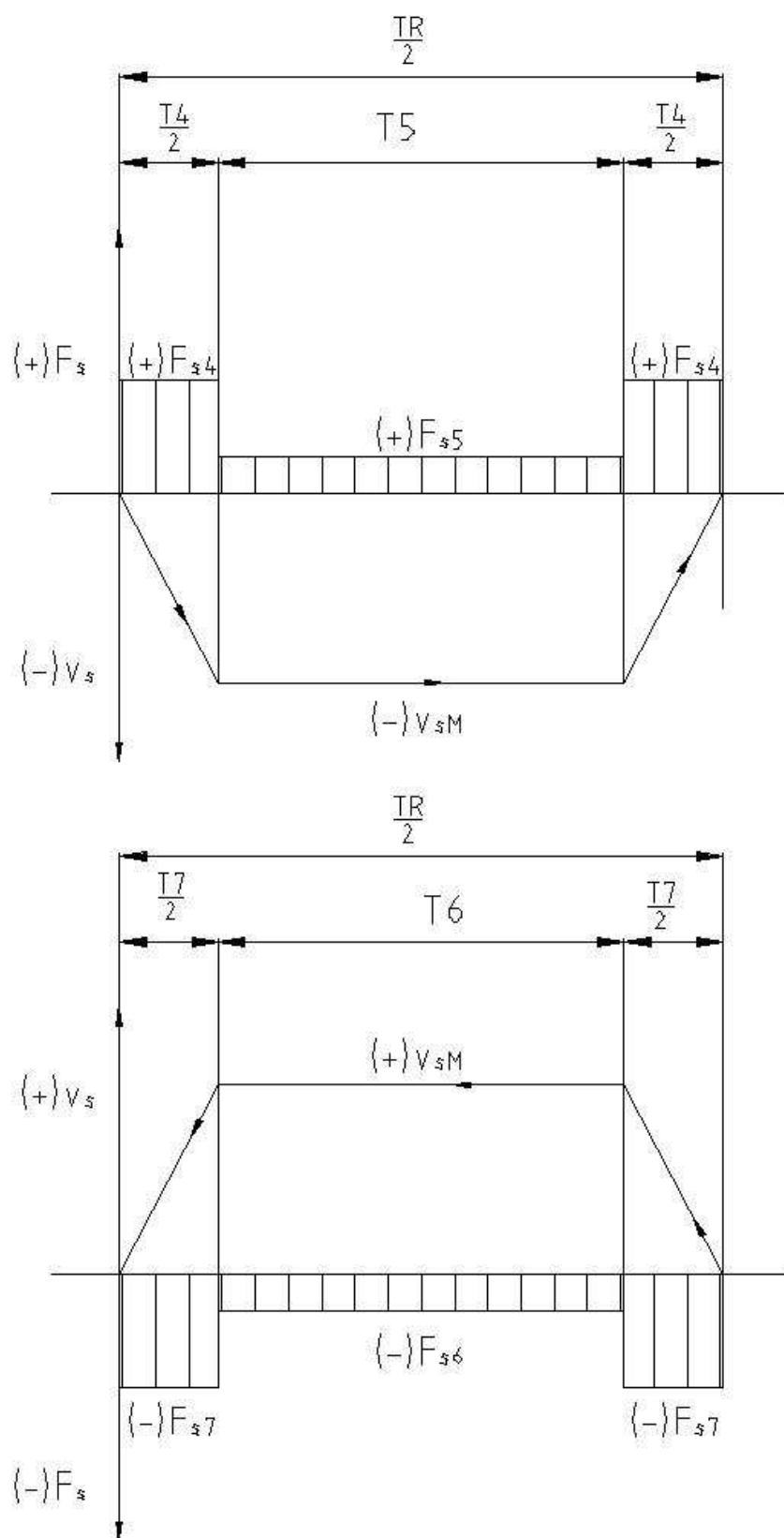
Stav	Posuvová síla (F_{si})	Rychlost (v_{si})	Doba běhu (T_{ic})
	N	m. min ⁻¹	hod
4	17500	-6	405
5	0	-12	3595
6	0	12	3595
7	-17500	6	405
Celková doba rychloposuvu	T_R	hod	8000



Obr. 4 - Rozdělení doby běhu při rychloposuvu

Cyklus rychloposuvu na dráze L_R je tvořen pohyby (Obr. 5):

- zrychleným při $-v_{s4}, -a_s, +F_{s4}, T_4/2$
- rovnoměrným $-v_{sM}, +F_{s5}, T_5$
- zpožděným $-v_{s4}, -a_s, +F_{s4}, T_4/2$
- zrychleným při $+v_{s7}, +a_s, -F_{s7}, T_7/2$
- rovnoměrným $+v_{sM}, -F_{s6}, T_6$
- zpožděným $+v_{s7}, +a_s, -F_{s7}, T_7/2$



Obr. 5 - Cyklus rychluposuvu

1.3.3 Zatěžovací stavy v obou smyslech pohybu a při shodných hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu (symetrické zatěžování)

Př.: 4 - Zatěžovací stavy při symetrickém zatěžování

Dáno:

Tab. 1 - Zatěžovací stavy při obrábění	
Tab. 2 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu	

Stanovit:

- zatěžovací stavy pro oba smysly pohybu a symetrické zatěžování

Z Tab. 1 a Tab. 2 se vytvoří Tab. 3, která obsahuje vektory:

$$\mathbf{F}_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \quad F_{s6} \quad F_{s7} \quad F_{s8} \quad F_{s9} \quad F_{s10} \dots\dots\dots(53)$$

$\mathbf{F}_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad 0 \quad -17,5 \quad -6 \quad -33 \quad -50 \text{ kN}$

$$\mathbf{v}_s = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} \dots\dots\dots(54)$$

$\mathbf{v}_s = -0,5 \quad -0,7 \quad -0,8 \quad -6 \quad -12 \quad 12 \quad 6 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5 \text{ m/min}$

$$\mathbf{T}_{sym} = T_1 \quad T_2 \quad T_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_5 \quad T_4 \quad T_3 \quad T_2 \quad T_1 \dots\dots\dots(55)$$

$\mathbf{T}_{sym} = 1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 405 \quad 3595 \quad 3595 \quad 405 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050 \text{ hod}$
--

Vektor doby běhu \mathbf{T}_{sym} určuje shodné hodnoty všech symetrických členů vektoru. Poměrná doba běhu q_i ve vztahu k celkové době běhu T_c se stanoví pomocí vztahu:

$$q_i = \frac{T_i}{T_c} \dots\dots\dots(56)$$

$\mathbf{q} = 0,07 \quad 0,117 \quad 0,047 \quad 0,03 \quad 0,24 \quad 0,24 \quad 0,03 \quad 0,047 \quad 0,117 \quad 0,07$
--

Tab. 3 - Zatěžovací stavy při obrábění a rychloposuvu v obou smyslech pohybu (symetrické zatěžování)

Stav	Posuvová síla (F_{si})	Rychlost (v_{si})	Poměrná doba běhu (q_i)	Doba běhu (T_i)	
	N	m. min ⁻¹	-	hod	
1	50000	-0,5	0,07	1050	celkem obrábění 3500
2	33000	-0,7	0,117	1750	

3	6000	-0,8	0,047	700	
4	17500	-6	0,027	405	celkem rychlo- posuv 8000
5	0	-12	0,24	3595	
6	0	12	0,24	3595	
7	-17500	6	0,027	405	
8	-6000	0,8	0,047	700	celkem obrábění 3500
9	-33000	0,7	0,117	1750	
10	-50000	0,5	0,07	1050	
			1,00		
	Celková doba běhu	T_c	hod	15000	

1.3.4 Zatěžovací stavy v obou směrech pohybu a při rozdílných hodnotách symetrických členů vektoru doby běhu (asymetrické zatěžování)

Vektor doby běhu T se určuje z vektoru doby běhu symetrického zatěžování $T_{sym} = T_1 \ T_2 \ T_3 \ T_4 \ T_5 \ T_5 \ T_4 \ T_3 \ T_2 \ T_1 \dots\dots\dots(55)$ dle vztahu:

$$T = T_1 * k_1 \ T_2 * k_2 \ T_3 * k_3 \ T_4 \ T_5 \ T_5 \ T_4 \ T_3 * (2 - k_3) \ T_2 * (2 - k_2) \ T_1 * (2 - k_1) \dots\dots\dots(57)$$

Parametr k_i pro $i = 1 \dots 3$ určuje způsob zatěžování:

- ryze asymetrické tj. působení řezných sil v jednom nebo v opačném směru pohybu:

$$k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ nebo } k = \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 \end{bmatrix}$$

- asymetrické tj. působení řezných sil v obou směrech pohybu:

$$2 \geq k_i \geq 0, \quad i = 1 \dots 3$$

Př.: 5 - Ryze asymetrické zatěžování

Řezné síly působí pouze v jednom směru, síly rychloposuvu v obou směrech.

Dáno:

Doba běhu při symetrickém zatěžování	$T_{sym} = T_1 \ T_2 \ T_3 \ T_4 \ T_5 \ T_5 \ T_4 \ T_3 \ T_2 \ T_1 =$ $= 1050 \ 1750 \ 700 \ 405 \ 3595 \ 3595 \ 405 \ 700 \ 1750 \ 1050 \text{ hod}$
Ryze asymetrické zatížení	$k = \begin{bmatrix} 2 & 2 & 2 \end{bmatrix}$

Celková doba běhu	$T_c = 15000$ hod
-------------------	-------------------

Stanovit:

- absolutní a poměrné doby běhu pro ryze asymetrické zatížení

Dosažením do předchozího vztahu se určí vektor doby běhu:

$$T = 2100 \quad 3500 \quad 1400 \quad 405 \quad 3595 \quad 3595 \quad 405 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \text{ hod}$$

Užitím $q_i = \frac{T_i}{T_c}$ (56) pak:

$q = 0,14 \quad 0,23 \quad 0,09 \quad 0,03 \quad 0,24 \quad 0,24 \quad 0,03 \quad 0 \quad 0 \quad 0$
--

Př.: 6 - Asymetrické zatížování

Řezné síly působí v obou smyslech, protilehlé členy vektoru doby běhu mají však různé hodnoty.

Dáno:

Doba běhu při symetrickém zatěžování	$T_{sym} = T_1 \quad T_2 \quad T_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_5 \quad T_4 \quad T_3 \quad T_2 \quad T_1 =$ $= 1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 405 \quad 3595 \quad 3595 \quad 405 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050$ hod
Asymetrické zatížení	$k = 0,5 \quad 0,5 \quad 0,5$
Celková doba běhu	$T_c = 15000$ hod

Stanovit:

- absolutní a poměrné doby běhu pro ryze asymetrické zatížení

Dosažením do předchozího vztahu se určí vektor doby běhu:

$$T = 525 \quad 875 \quad 350 \quad 405 \quad 3595 \quad 3595 \quad 405 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050 \text{ hod}$$

Užitím $q_i = \frac{T_i}{T_c}$ (56) pak:

$q = 0,035 \quad 0,058 \quad 0,023 \quad 0,03 \quad 0,24 \quad 0,24 \quad 0,03 \quad 0,07 \quad 0,175 \quad 0,105$
--

1.3.5 Výpočet výkonu a momentu motoru

Teoretický výkon motoru se stanoví ze vztahu

$P_1 * \eta_{1s} = F_s * v_s$ (7) pro maximální vnější sílu a rychloposuv (odpovídá to charakteristice motoru):

Př.: 7 - Výkon a moment motoru posuvového mechanismu stolu

Dáno:

Vektor posuvové síly	$F_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \quad F_{s6} \quad F_{s7} \quad F_{s8} \quad F_{s9} \quad F_{s10} =$ $= 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad 0 \quad -17,5 \quad -6 \quad -33 \quad -50 \text{ kN}$
Vektor rychlosti	$v_s = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} =$ $= -0,5 \quad -0,7 \quad -0,8 \quad -6 \quad -12 \quad 12 \quad 6 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5 \text{ m/min}$
Odhad celkové účinnosti mechanismu η_{1s}	$\eta_{1s} = 0,9$

Stanovit:

- výkon motoru a pak další údaje z katalogu motorů

Maximální síla a max. rychlost na saních se stanoví z vektoru posuvové síly a rychlosti:

$F_{sM} = F_{s1}$(58)

$F_{sM} = 50 \text{ kN}$

Pozn.: Pro dimenzování motoru se volí maximální posuvová síla při obrábění, síly vyvozené při rozběhu se neuvažují.

$v_{sM} = \max(|v_{si}|)$(59)

$v_{sM} = 12 \text{ m/min}$

tj.: $P_{calc} = F_{sM} * v_{sM} * \frac{1}{\eta_{1s}}$

$P_{calc} = 11,1 \text{ kW}$

<p>Katalog motorů [9]:</p> <ul style="list-style-type: none"> • teoretický výkon: P_{calc} • jmenovité otáčky (maximální) z katalogu: n_n • jmenovitý krouticí moment motoru: $M_n(100K)$ • klidový krouticí moment: $M_0(100K)$ 	<p>Siemens:1FT6 134-6AB71 $P_{calc}(100K)=11,5\text{kW}$ $n_n = 1500 \text{ min}^{-1}$ $M_n(100K)= 75 \text{ Nm}$ $M_0(100K)= 95 \text{ Nm}$</p>
---	--

V případě, že v katalogu výrobce motorů uvádí pouze hodnoty jmenovitého momentu $M_n(100K)$, pak se z katalogu zvolí jmenovité otáčky motoru n_n a stanoví se z

$(\omega_1 = 2 * \pi * n_1$(3)):

$$\omega_1 = 157 \text{ s}^{-1}$$

Ze vztahu ($M_1 * \omega_1 * \eta_{1s} = F_s * v_s$ (9) se stanoví M_1 pro:

F_{sM} , v_{sM} tj.:

$$M_1 = F_{sM} * \frac{v_{sM}}{\omega_1} * \frac{1}{\eta_{1s}} \text{ (60)}$$

$$M_1 = 70,8 \text{ Nm}$$

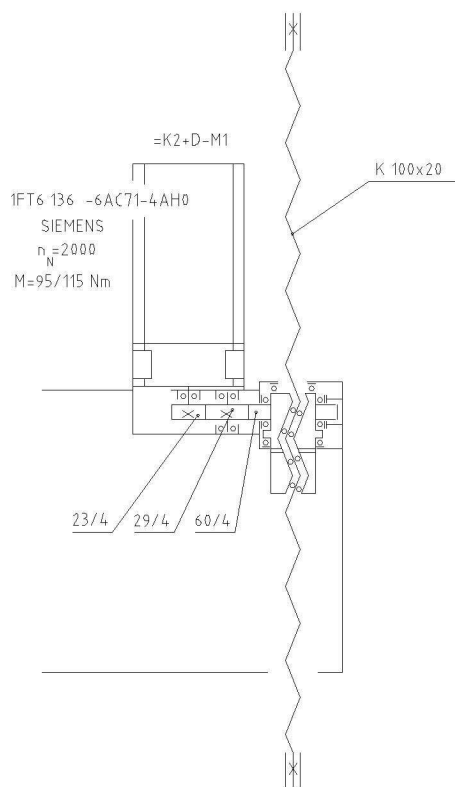
$M_1 < M_n(100K)$ tj. navržený motor vyhovuje

1.4 Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem a předepnutými pastorky

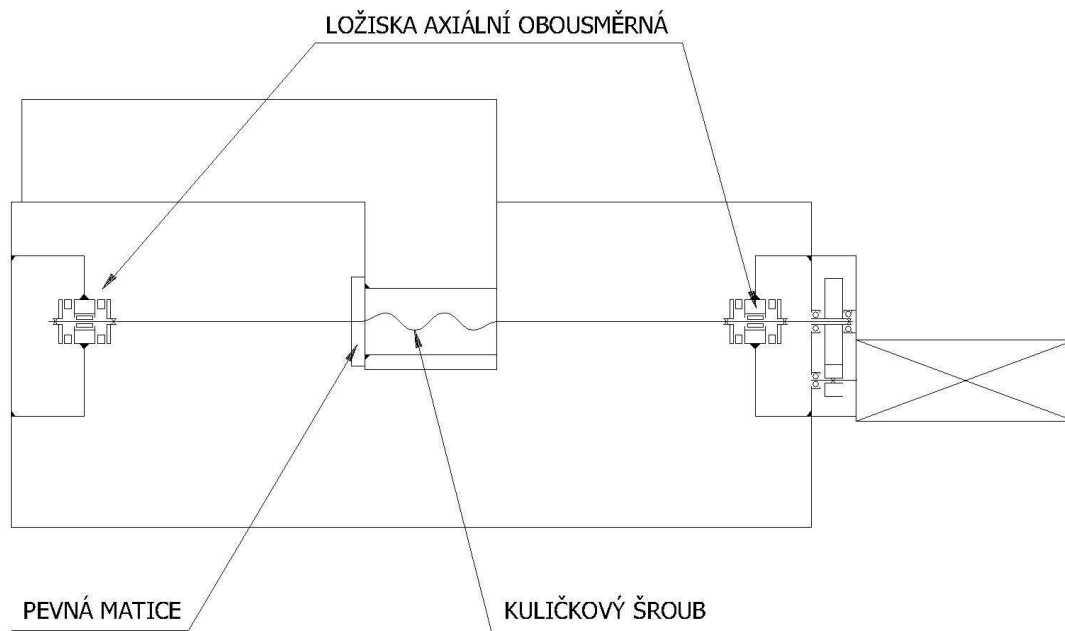
Charakteristika:

Řešení posuvového mechanismu, jehož pohyb je řízen v polohové vazbě se omezuje na tyto konstrukční principy:

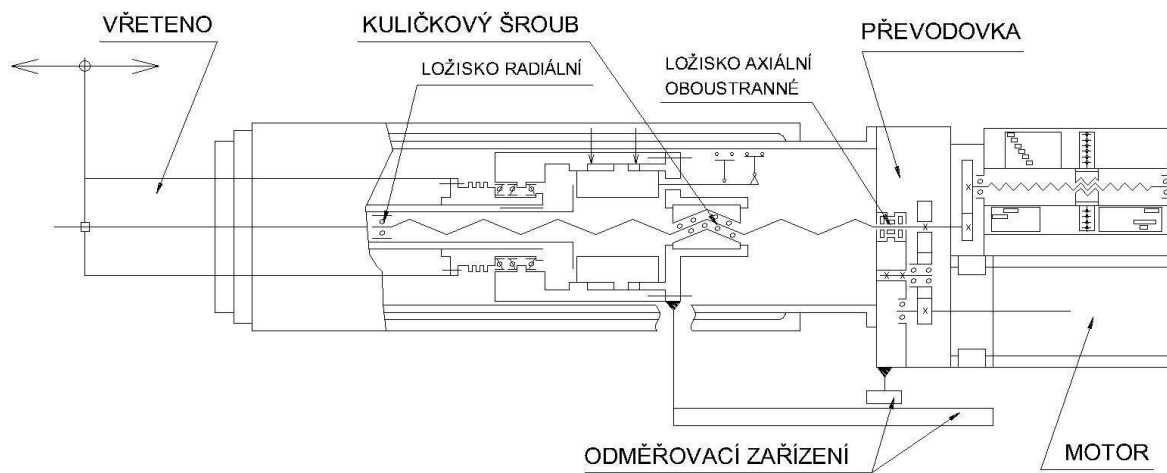
- kuličkový šroub s pevnou nebo s rotující maticí
- hřeben se dvěma pastorky, které jsou předepnuty buď mechanicky nebo elektricky
- hřeben a šnek s hydrostatickým předepnutím



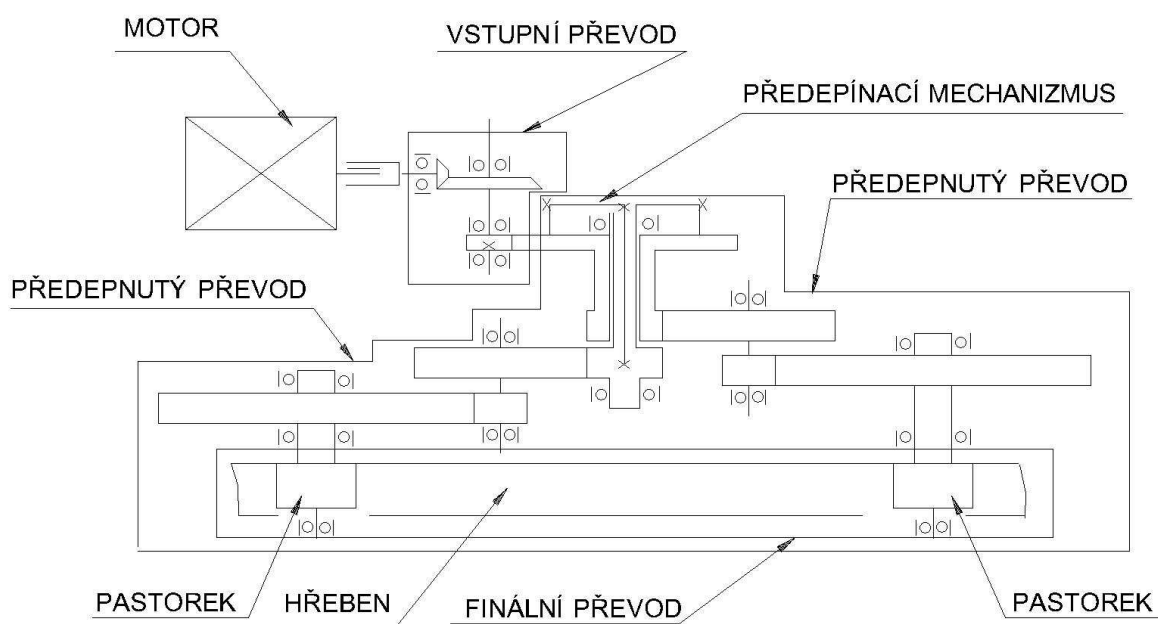
Obr. 6 – Kuličkový šroub s rotující maticí – oboustranně vetknutý [12]



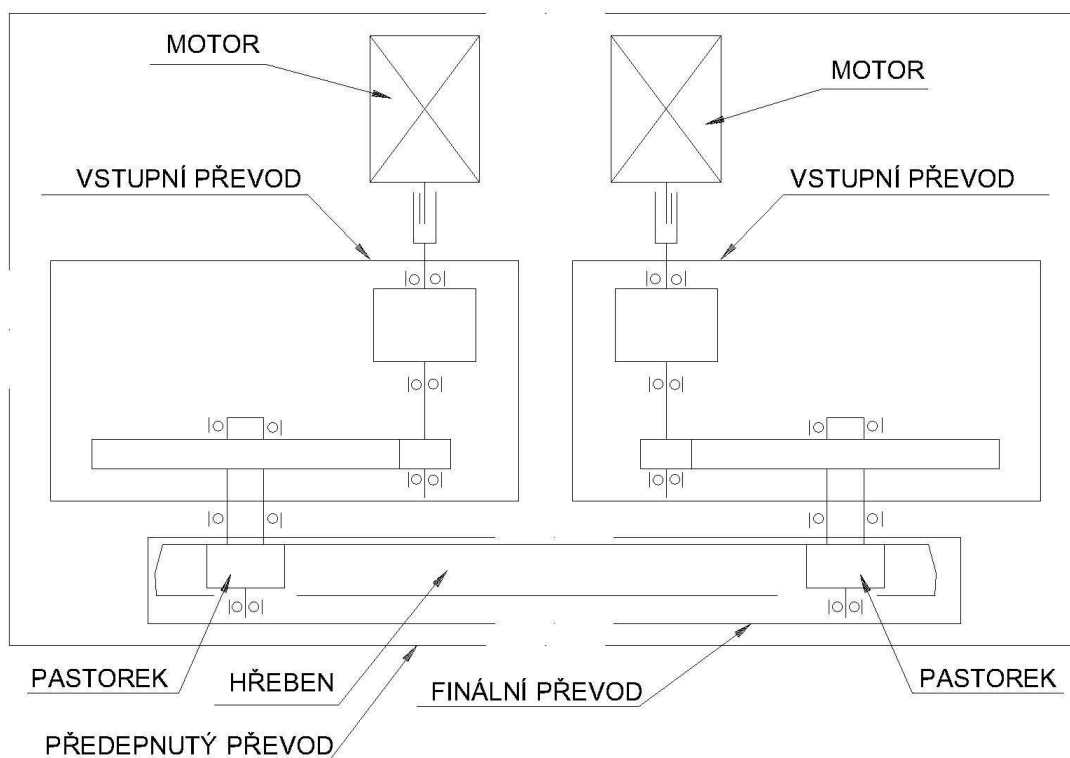
Obr. 7 – Kuličkový šroub s pevnou maticí - oboustranně vetknutý [12]



Obr. 8 - Kuličkový šroub s pevnou maticí jednostranně vetknutý [12]

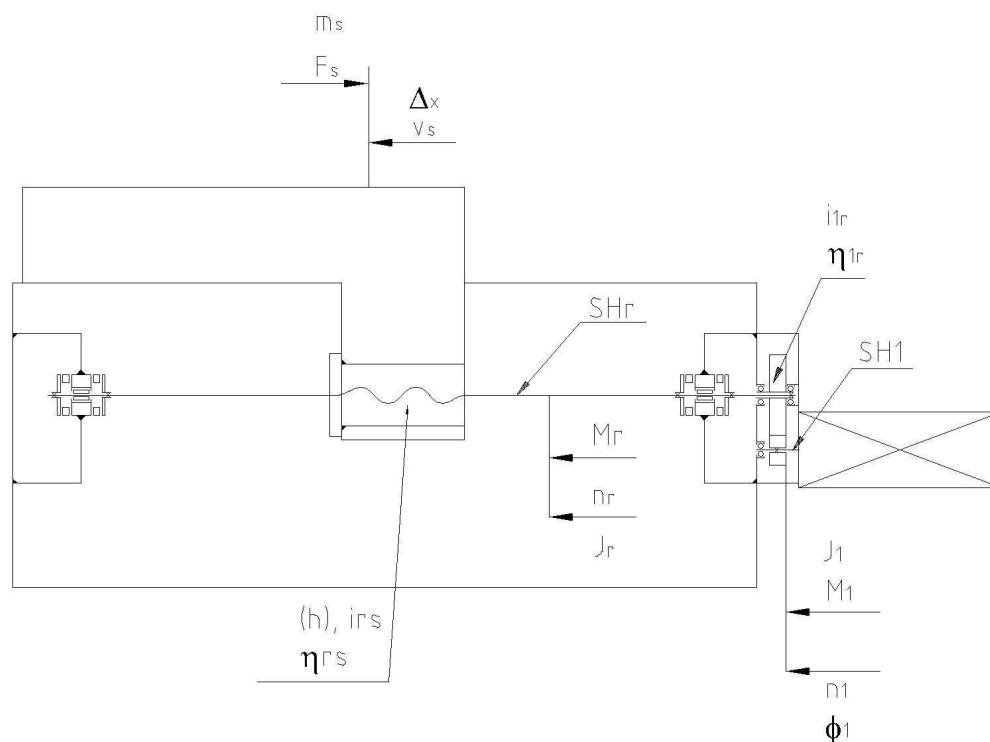


Obr. 9 – Hřeben se 2 mechanicky předeprnutými pastorky



Obr. 10– Hřeben se 2 elektricky předeprnutými pastorky

1.4.1 Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem



Obr. 11 - Kuličkový šroub s pevnou maticí - oboustranně vetknutý [12]

Charakteristika:

Posuvový mechanismus sestává z rotujícího kuličkového šroubu s předepjatými maticemi, který je uložen v 2 párech válečkových předepjatých ložisek a z převodovky poháněné regulačním střídavým motorem.

Postup výpočtu uvedený v následujících kapitolách je proveden programem Mathcad v souboru [29].

1.4.1.1 Kuličkový šroub s předepnutými maticemi

Závislost zatížení na deformaci v předepnutém převodu matice - kuličkový šroub je nelineární (Obr. 12). Nelineární závislost se nahradí dvěma lineárními funkcemi:

$$F_a = F_0 + 0,65 * F_s \dots\dots\dots(61)$$

$$F_b = F_0 - 0,35 * F_s \dots\dots\dots(62)$$

pro zatížení F_s v obou směrech pohybu. Předepnutá oblast je omezena vnější silou F_L , která je pak určeno vztahem:

$$F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63)$$

Velikost F_L se odvodí ze složek vektoru zatížení (Tab. 3) - jsou to stavy, u kterých musí být zaručeno vymezení vůle v posuvovém mechanismu. Ze stavů uvedených v Tab. 3 je to vektor $F_s^* = F_{s2}, F_{s3}$ - volí se max. hodnota ze složek tohoto vektoru tj.:

$$F_L = \max(F_{si}^*) \dots\dots\dots(64)$$

Předpětí finálního převodu se stanoví z

$$F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63):$$

$$F_0 = \frac{F_L}{2,85} \dots\dots\dots(65)$$

Př.: 8 - Parametry předepnutého převodu matice - kuličkový šroub

Dáno:

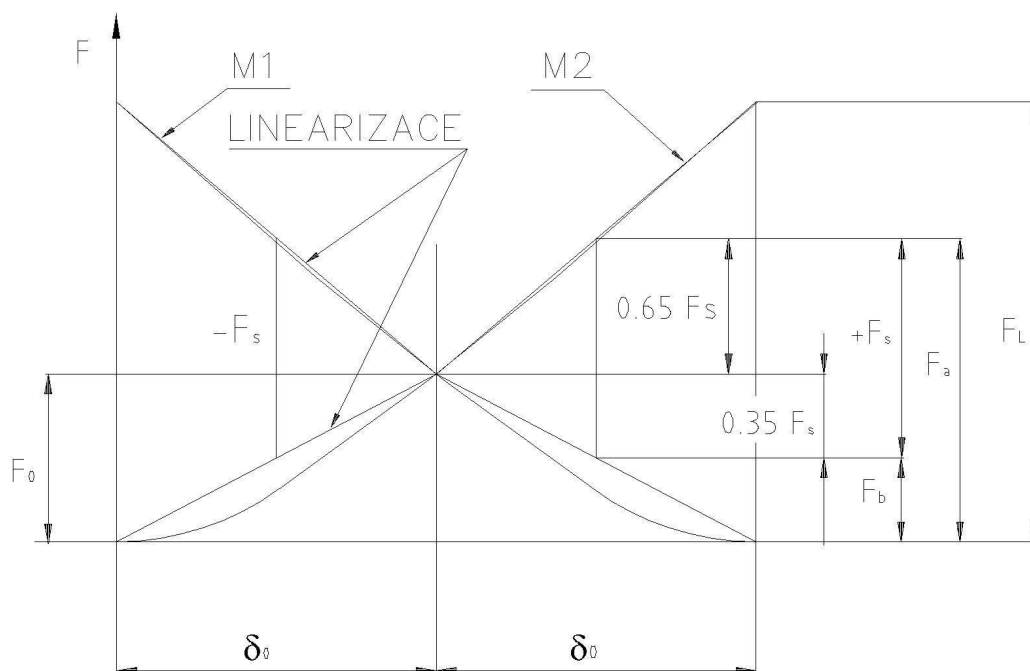
Vektor zatížení F_s pro $i = 1 \dots 5$	$F_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad \text{kN}$
Vektor zatížení F_s^* pro volbu předpětí (pouze síly při obrábění)	$F_s^* = 33 \quad 6 \quad \text{kN}$
Délka pojezdu	$L_l = 4 \text{ m}$

Stanovit:

- předpětí matic kuličkového šroubu F_0
- parametry šroubu dle katalogu
- volba předpětí ze vztahu $F_L = \max(F_{si}^*) \dots\dots\dots(64)$

a $F_0 = \frac{F_L}{2,85} \dots\dots\dots(65):$

$F_L = 33 \text{ kN}$
$F_0 = 11,6 \text{ kN}$



Obr. 12 - Charakteristika předepnuté matice kuličkového šroubu

- volba šroubu v závislosti na stanoveném předpětí (F_0):

$$C_a = \frac{F_0}{0,1} \dots\dots\dots(66)$$

$$C_a = 116 \text{ kN}$$

kde C_a je požadovaná dynamická únosnost matice kuličkového šroubu. Podle této veličiny se pak určí z katalogu šroubů[7]:

Kuličkový šroub	K100x20-4/AP+A – Kuřim[7]
Průměr	$d = 100 \text{ mm}$
Stoupání	$h = 20 \text{ mm}$
Počet závitů matice	$i = 4$
Statická únosnost	$C_0 = 562,5 \text{ kN}$
Dynamická únosnost	$C_a = 165,1 \text{ kN}$

Vzhledem k tomu, že předpětí matic kuličkového šroubu je vztaženo k dynamické únosnosti, musí se po předchozí volbě šroubu z katalogu stanovit nová hodnota předpětí tj.:

$$F_0 = 0,1 * C_a \dots\dots\dots(67)$$

$$F_0 = 16,5 \text{ kN}$$

Dále se stanoví dle empirických vztahů (Obr. 13):

- vzdálenost podpor:

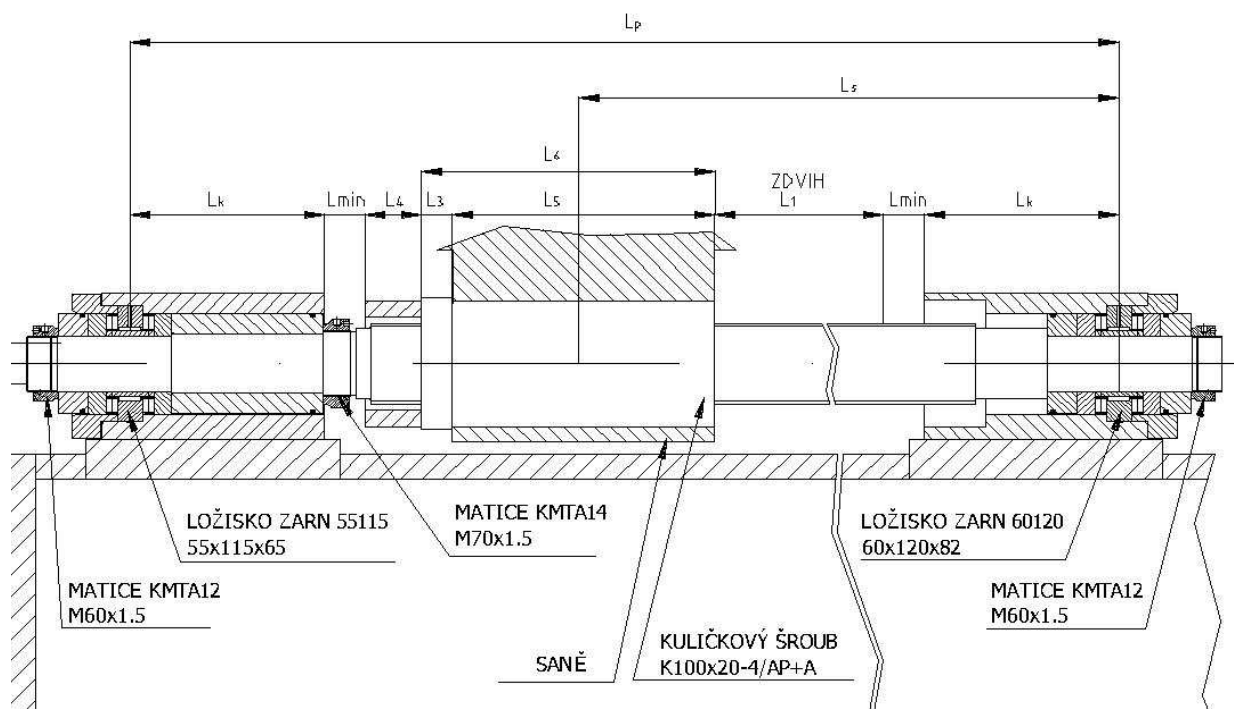
$$L_p = L_1 + 8 * d \dots\dots\dots(68)$$

$$L_p = 4,8 \text{ m}$$

- krajní poloha matice:

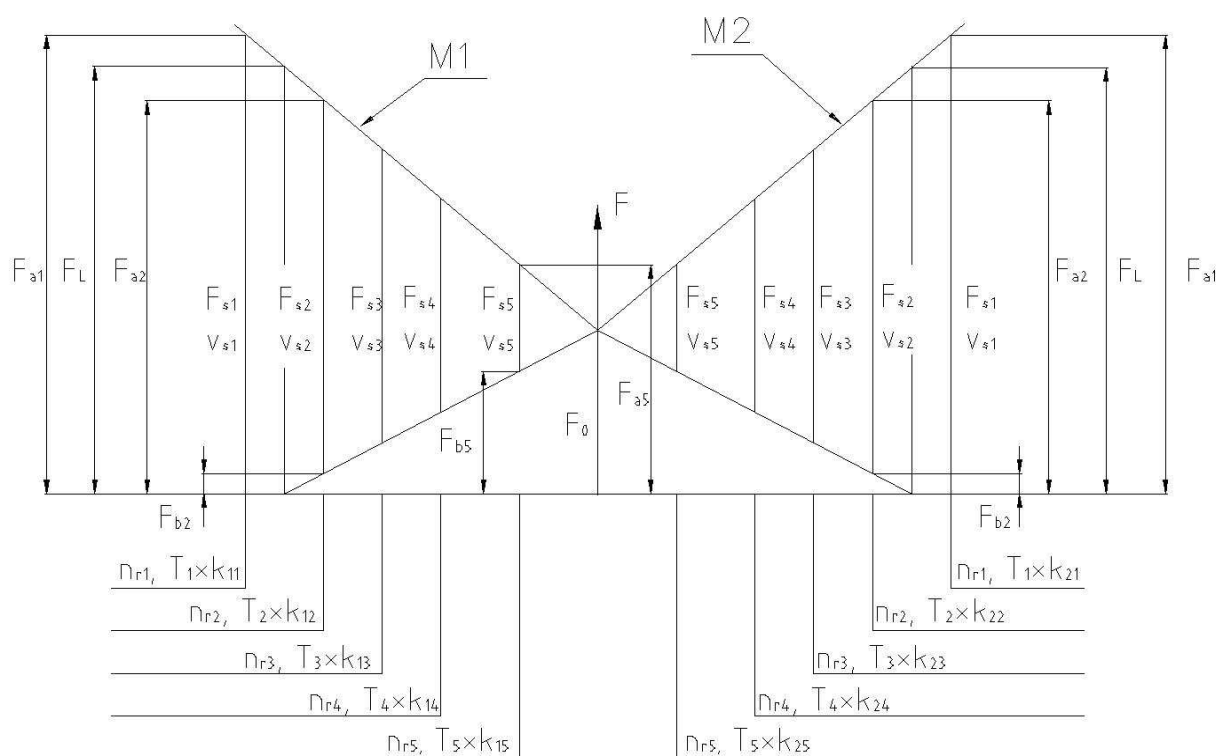
$$L_s = L_1 + 4 * d \dots\dots\dots(69)$$

$$L_s = 4,4 \text{ m}$$



Obr. 13 – Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem - uložení šroubu [12]

1.4.1.2 Zatěžovací stavy matice kuličkového šroubu



Obr. 14 - Zatížení jednotlivých částí matice kuličkového šroubu

1.4.1.2.1 Vektory zatížení předepnutých částí matice kuličkového šroubu F1, F2

Vnější zatížení matice je dáno vztahem:

$$F_S = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \quad F_{s6} \quad F_{s7} \quad F_{s8} \quad F_{s9} \quad F_{s10} \dots\dots\dots(53)$$

Pro stanovení zatížení jednotlivých částí matice M1 a M2 se z tohoto vektoru vybere vektor s nezápornými hodnotami tj. pro $i = 1 \dots 5$:

$$F_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \dots\dots\dots(70)$$

kteří se zadají do grafu předepnuté matice (Obr. 14). Zatížení jednotlivých částí matice M1 a M2 má tento tvar řádkových vektorů F_1, F_2 :

$$F_1 = F_{a1} \quad F_{a2} \quad F_{a3} \quad F_{a4} \quad F_{a5} \quad F_{b5} \quad F_{b4} \quad F_{b3} \quad F_{b2} \quad F_{b1} \dots\dots\dots(71)$$

$$F_2 = F_{b1} \quad F_{b2} \quad F_{b3} \quad F_{b4} \quad F_{b5} \quad F_{a5} \quad F_{a4} \quad F_{a3} \quad F_{a2} \quad F_{a1} \dots\dots\dots(72)$$

kde je:

F_{ai} maximální síla působící na matici

F_{bi} minimální síla působící na matici

Graf zatížení předepnuté matice je rozdělen mezní silou F_L , která je určena vztahem

$$F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63).$$

Výpočet F_{ai}, F_{bi} je určen vztahy:

- dvojice matic bude přenášet vnější síly v oblasti předepnutí v případě, že:

$$F_{si} < F_L \dots\dots\dots(73)$$

tj. pro $F_{si} < F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici matic dle vztahů:

$$F_a = F_0 + 0,65 * F_s \dots\dots\dots(61) \text{ tj. pro } i = 1 \dots 5 :$$

$$F_{ai} = F_0 + 0,65 * F_{si} \dots\dots\dots(74)$$

$$F_b = F_0 - 0,35 * F_s \dots\dots\dots(62) \text{ tj. pro } i = 1 \dots 5:$$

$$F_{bi} = F_0 - 0,35 * F_{si} \dots\dots\dots(75)$$

- dvojice matic bude přenášet vnější síly mimo oblast předepnutí v případě, že:

$$F_{si} \geq F_L \dots\dots\dots(76)$$

tj. pro $F_{si} \geq F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici matic pro $i = 1 \dots 5$:

$$F_{ai} = F_{si} \dots\dots\dots(77)$$

$$F_{bi} = 0 \dots\dots\dots(78)$$

1.4.1.2.2 Vektor otáček předepnutých částí matice kuličkového šroubu nr

Z vektoru rychlostí

$$v_S = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} \dots\dots\dots(54)$$

se stanoví vektor otáček n_r pro $i = 1 \dots 10$ dle vztahu:

$$n_{ri} = \frac{v_{si}}{h} \dots\dots\dots(79)$$

$$\mathbf{n}_r = n_{r1} \quad n_{r2} \quad n_{r3} \quad n_{r4} \quad n_{r5} \quad n_{r6} \quad n_{r7} \quad n_{r8} \quad n_{r9} \quad n_{r10} \dots\dots\dots(80)$$

Uvedené vektory F_1, F_2, v_s a n_r jsou stejné pro symetrické i asymetrické zatěžování. Rozlišení zatížení vzhledem ke smyslu pohybu určuje až vektor doby běhu T_L .

Př.: 9 - Vektory zatížení a otáček částí matice M1 a M2 pro vnější zatížení a rychlost posuvu

Dáno:

Vektor zatížení pro $i = 1 \dots 5$ z Tab. 3 (smysl pohybu se neuvažuje)	$F_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad \text{kN}$
Vektor rychlosti posuvu pro $i = 1 \dots 10$ z Tab. 3 (znaménko se neuvažuje)	$v_s = 0,5 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 6 \quad 12 \quad 12 \quad 6 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5 \text{ m.min}^{-1}$
Předpětí šroubu	$F_0 = 16,5 \text{ kN}$

Stanovit:

- vektory zatížení matic F_1, F_2
- vektor otáček n_r

Z $F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63)$:

$F_L = 47 \text{ kN}$

Z podmíněk $F_{si} < F_L \dots\dots\dots(73)$,

$F_{si} \geq F_L \dots\dots\dots(76)$ a příslušných vztahů se

stanoví maximální a minimální síly F_{ai}, F_{bi} působící na dvojici matic a vektory zatížení matic F_1, F_2 :

$$F_1 = F_{a1} \quad F_{a2} \quad F_{a3} \quad F_{a4} \quad F_{a5} \quad F_{b5} \quad F_{b4} \quad F_{b3} \quad F_{b2} \quad F_{b1} \dots\dots\dots(71)$$

$$F_2 = F_{b1} \quad F_{b2} \quad F_{b3} \quad F_{b4} \quad F_{b5} \quad F_{a5} \quad F_{a4} \quad F_{a3} \quad F_{a2} \quad F_{a1} \dots\dots\dots (72)$$

$$n_r = n_{r1} \quad n_{r2} \quad n_{r3} \quad n_{r4} \quad n_{r5} \quad n_{r6} \quad n_{r7} \quad n_{r8} \quad n_{r9} \quad n_{r10} \dots\dots\dots (80)$$

$F_1 = 50 \quad 38 \quad 20,3 \quad 27,9 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 10,4 \quad 14,5 \quad 4,9 \quad 0 \text{ kN}$ $F_2 = 0 \quad 4,9 \quad 14,5 \quad 10,4 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 27,9 \quad 20,3 \quad 38 \quad 50 \text{ kN}$ $n_r = 25 \quad 35 \quad 41 \quad 300 \quad 600 \quad 600 \quad 300 \quad 41 \quad 35 \quad 25 \text{ min}^{-1}$
--

1.4.1.2.3 Životnost kuličkového šroubu a matic

Př.: 10 – Životnost kuličkového šroubu a matic

Dáno:

Vektory zatížení F_1, F_2 viz Př.: 9	$F_1 = 50 \quad 38 \quad 20,3 \quad 27,9 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 10,4 \quad 14,5 \quad 4,9 \quad 0 \text{ kN}$ $F_2 = 0 \quad 4,9 \quad 14,5 \quad 10,4 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 27,9 \quad 20,3 \quad 38 \quad 50 \text{ kN}$
Vektor otáček n_r viz Př.: 9	$n_r = 25 \quad 35 \quad 41 \quad 300 \quad 600 \quad 600 \quad 300 \quad 41 \quad 35 \quad 25 \text{ min}^{-1}$
Vektor doby běhu pro symetrické zatížení q viz Př.: 4	$q = 0,07 \quad 0,12 \quad 0,05 \quad 0,03 \quad 0,24 \quad 0,24 \quad 0,03 \quad 0,05 \quad 0,12 \quad 0,07$
Celková doba běhu	$T_c = 15000 \text{ hod}$

Stanovit:

➤ životnost šroubu a předepnuté dvojité matice L_h a poměr životnosti k době běhu T_c .

- střední otáčky:

$$n_m = \sum_1^{10} q_i * n_{ri} \dots\dots\dots (81)$$

$n_m = 319 \text{ min}^{-1}$

- střední působící síly:
- matice 1:

$$F_{1m} = \left(\frac{\sum_{i=1}^{10} F_{1i}^3 * q_i * n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(82)$$

$F_{1m} = 18,3 \text{ kN}$

- matice 2:

$$F_{2m} = \left(\frac{\sum_{i=1}^{10} F_{1i}^3 * q_i * n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(83)$$

$F_{2m} = 18,3 \text{ kN}$

- životnost:

- matice1:

$$L_1 = \left(\frac{C}{F_{1m}} \right)^3 * 10^6 \dots\dots\dots(84)$$

$L_1 = 7,4e8$

- matice 2:

$$L_2 = \left(\frac{C}{F_{2m}} \right)^3 * 10^6 \dots\dots\dots(85)$$

$L_2 = 7,4e8$

- životnost šroubu a předepnuté dvojité matice

$$L_h = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{L_1} \right)^{\frac{10}{9}} + \left(\frac{1}{L_2} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{\frac{9}{10}}} * \frac{1}{n_m} \dots\dots\dots(86)$$

$L_h = 20670 \text{ hod}$

- poměr životnosti k době běhu:

$$S_h = \frac{L_h}{T_c} > 1 \dots\dots\dots(87)$$

$S_h = 1,4$

- statická bezpečnost pro $i = 1 \dots 2$:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_M} > 3 \dots\dots\dots (88)$$

1.4.1.3 Vzpěr šroubu

Kontrola šroubu na vzpěr se provádí podle výrobce kuličkových šroubů [11]

- kritická síla

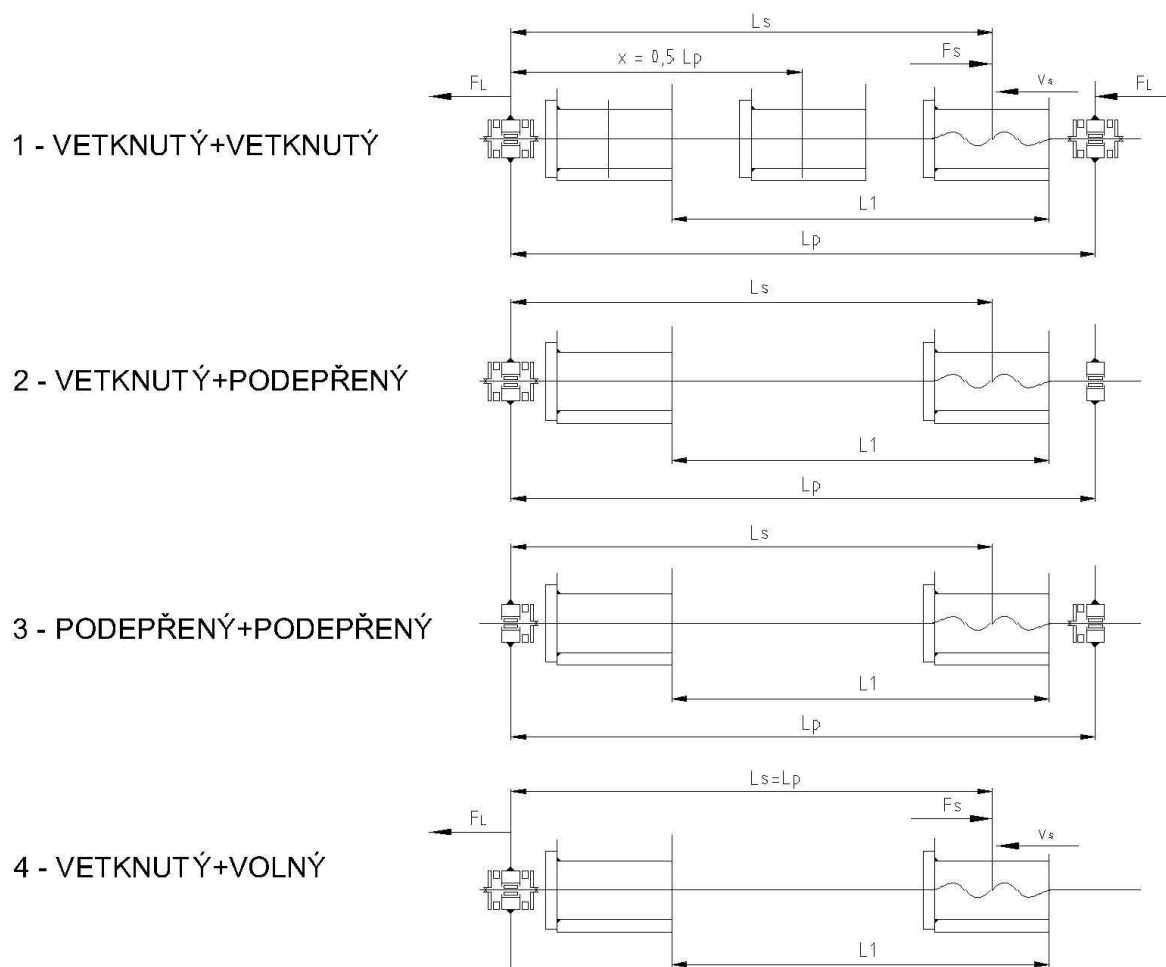
$$F_c = k_{vi} * \frac{d^4}{L_s^2} * \frac{E}{20} \dots\dots\dots (89)$$

- bezpečnost vzpěru:

$$s_v = \frac{F_c}{F_M} > 2 \dots\dots\dots (90)$$

Tab. 4 – Součinitel vzpěru [11]

i	Typy uložení konců šroubu	k_{vi}
1	Vetknuto – vetknuto (2 oboustranná axiální ložiska)	22,4
2	Vetknuto – podepřeno (1 oboustranné axiální ložisko + 1 radiální ložisko)	11,2
3	Podepřeno – podepřeno (2 jednostranná axiální ložiska)	5,6
4	Vetknuto – volné (1 oboustranné axiální ložisko)	1,4



Obr. 15 – Typy uložení kuličkového šroubu

1.4.1.4 Kritické otáčky šroubu

Kontrola šroubu se provádí podle výrobce kuličkových šroubů[11]:

- kritické otáčky

$$n_{ci} = k_{ni} * \frac{d}{L_p} * 10^7 [\text{min}^{-1}] \dots \dots \dots (91)$$

- bezpečnost max. otáček proti kritickým otáčkám:

$$s_n = \frac{n_c}{n_M} > 1,25 \dots \dots \dots (92)$$

kde jsou n_M maximální otáčky

Tab. 5 – Součinitel kritických otáček [11]

i	Typy uložení konců šroubu	k_{ni} [m/min]
1	Vetknuto – vetknuto (2 oboustranná axiální ložiska)	25,5
2	Vetknuto – podepřeno (1 oboustranné axiální ložisko + 1 radiální ložisko)	17,7
3	Podepřeno – podepřeno (2 jednostranná axiální ložiska)	11,5
4	Vetknuto – volné (1 oboustranné axiální ložisko)	3,9

Př.: 11 - Kontrola kuličkového šroubu na vzpěr a kritické otáčky

Dáno:

Průměr šroubu	$d = 100 \text{ mm}$
Krajní poloha matice	$L_s = 4,4 \text{ m}$
Vzdálenost podpor	$L_p = 4,8 \text{ m}$
Vektor posuvové síly	$F_s = F_{s1} \ F_{s2} \ F_{s3} \ F_{s4} \ F_{s5} \ F_{s6} \ F_{s7} \ F_{s8} \ F_{s9} \ F_{s10} =$ $= 50 \ 33 \ 6 \ 17,5 \ 0 \ 0 \ -17,5 \ -6 \ -33 \ -50 \text{ kN}$
Vektor otáček šroubu	$\mathbf{n}_r = n_{r1} \ n_{r2} \ n_{r3} \ n_{r4} \ n_{r5} \ n_{r6} \ n_{r7} \ n_{r8} \ n_{r9} \ n_{r10} =$ $= 25 \ 35 \ 41 \ 300 \ 600 \ 600 \ 300 \ 41 \ 35 \ 25 \text{ min}^{-1}$
Modul pružnosti oceli	$E = 2,1 \text{ e5 MPa}$
Konstanta závislá na způsobu uložení kuličkového šroubu k_{vi}	$k_{vi} = 22,4 \ 11,2 \ 5,6 \ 1,4$
Konstanta závislá na způsobu uložení kuličkového šroubu k_{ni}	$k_{ni} = 25,5 \ 17,7 \ 11,5 \ 3,9$

Stanovit:

- hodnocení jednotlivých uložení šroubu dle kritérií vzpěru a kritických otáček

Maximální síla a max. otáčky se stanoví z vektoru zatížení a otáček

$$F_M = \max (|F_{si}|) \dots \dots \dots (93)$$

$F_M = 50 \text{ kN}$

$$n_M = \max (n_r) \dots \dots \dots (94)$$

$n_M = 600 \text{ min}^{-1}$

- kritická síla a bezpečnost vzpěru pro uložení 1 2 3 4 dle vztahů

$$F_c = k_{vi} * \frac{d^4}{L_s^2} * \frac{E}{20} \dots \dots \dots (89),$$

$$s_v = \frac{F_c}{F_M} > 2 \dots \dots \dots (90)$$

$F_c = 22,4 \quad 11,2 \quad 5,6 \quad 1,4$
$s_v = 24,3 \quad 12,1 \quad 6,1 \quad 1,5$
nevyhovuje provedení 4

- kritické otáčky a bezpečnost pro uložení 1 2 3 4 dle vztahů

$$n_{ci} = k_{ni} * \frac{d}{L_p^2} * 10^7 [\text{min}^{-1}] \dots \dots \dots (91),$$

$$s_n = \frac{n_c}{n_M} > 1,25 \dots \dots \dots (92)$$

$n_c = 1300 \quad 914 \quad 594 \quad 201 \text{ min}^{-1}$
$s_n = 2,2 \quad 1,5 \quad 1 \quad 0,3$
nevyhovují provedení 3, 4

1.4.1.5 Uložení kuličkového šroubu

Volba určitého uložení kuličkového šroubu z uvedených standardních typů je ovlivněna požadavky na funkci mechanismu (tuhost), konstrukční prostor a náklady.

Pro uložení tzv. vetknutého konce kuličkového šroubu se používají převážně oboustranná axiální válečková ložiska nebo kuličková ložiska s kosouhlým stykem např. od firmy INA. Ložiska jsou vzájemně předeplnuta

1.4.1.6 Zatěžovací stavy uložení kuličkového šroubu

Uložení kuličkového šroubu typu „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, vetknuto-volné“ (**Obr. 16**) je zatíženo silou F_s tj.:

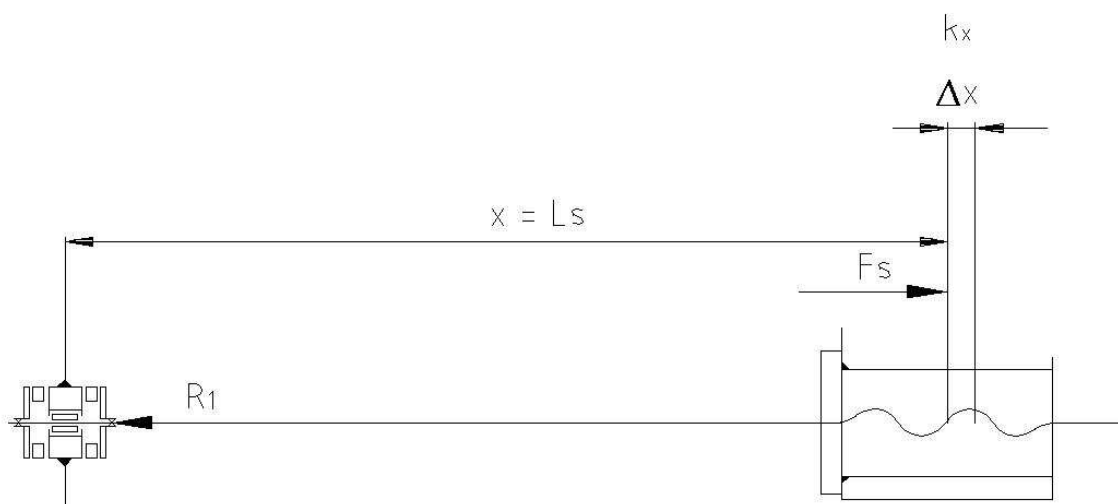
$$R_1 = F_s \dots\dots\dots(95)$$

U kuličkového šroubu typu „Vetknuto - vetknuto“ (Obr. 17) platí vztah:

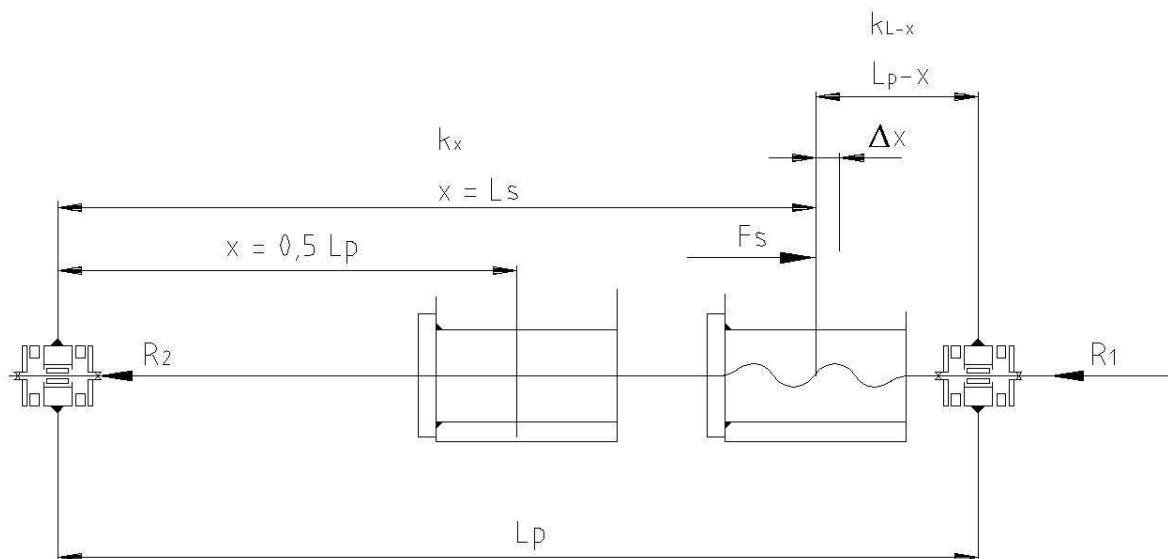
$$R_1 = F_s \frac{k_{L-x}}{k_{L-x} + k_x} = F_s \frac{1}{1 + \frac{k_x}{k_{L-x}}} \dots\dots\dots(96)$$

Pro $\frac{k_x}{k_{L-x}} \ll 1$ tj. při operacích v úvratích je $R_1 \approx F_s$. Uvažuje se proto se stejným zatížením

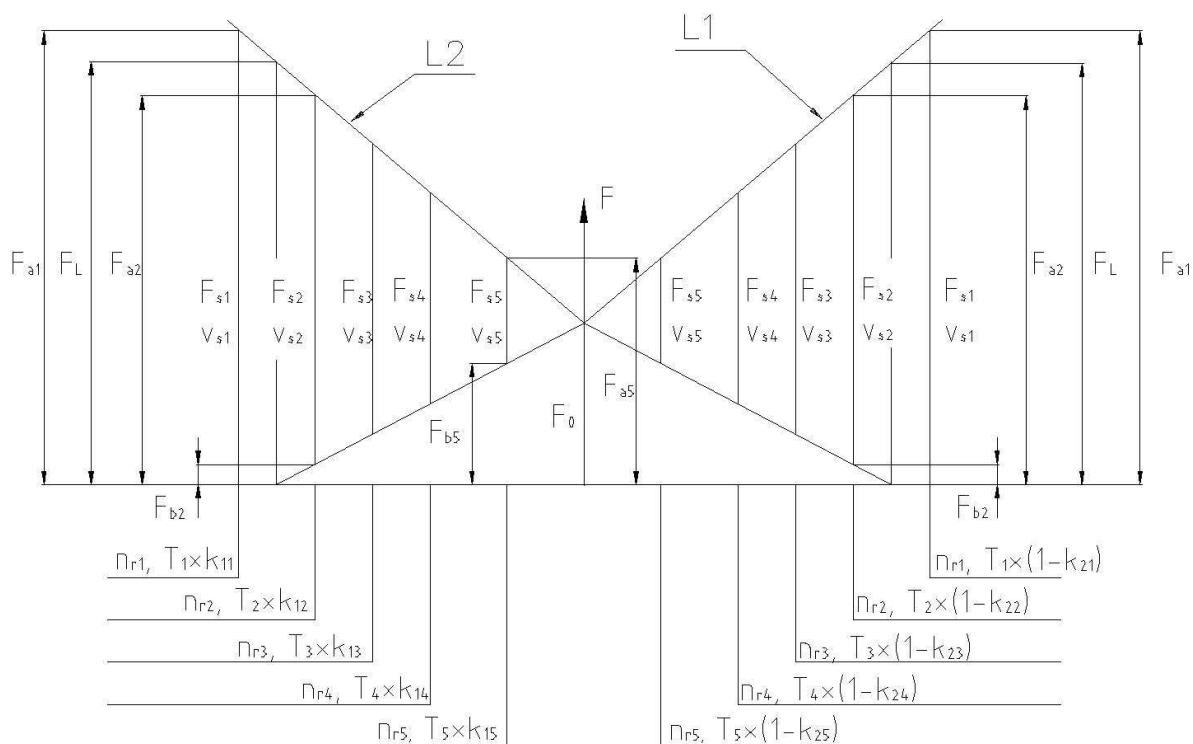
páru ložisek jako u kuličkového šroubu typu „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, vetknuto-volné“.



Obr. 16 - Zatížení páru ložisek kuličkového šroubu typu „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, vetknuto-volné“



Obr. 17 - Zatížení páru ložisek kuličkového šroubu typu „Vetknuto - vetknuto“



Obr. 18 - Zatížení předepnutých ložisek kuličkového šroubu

1.4.1.6.1 Vektory zatížení předepnutých ložisek kuličkového šroubu F1, F2

Předepnutá ložiska L1 a L2 jsou zatěžována 10 zatěžovacími stavy pro oba směry pohybu dle vztahu:

$$F_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \quad F_{s6} \quad F_{s7} \quad F_{s8} \quad F_{s9} \quad F_{s10} \dots\dots\dots (53)$$

Pro stanovení zatížení jednotlivých ložisek L1 a L2 se z tohoto vektoru vybere vektor s nezápornými hodnotami tj. pro $i = 1 \dots 5$ dle vztahu:

$F_s = F_{s1} \ F_{s2} \ F_{s3} \ F_{s4} \ F_{s5} \dots\dots\dots(70)$, které se zadají do grafu předepnutých ložisek (Obr. 18).

Zatížení jednotlivých ložisek L1 a L2 má tento tvar řádkových vektorů F_1, F_2 :

$$F_1 = F_{a1} \ F_{a2} \ F_{a3} \ F_{a4} \ F_{a5} \ F_{b5} \ F_{b4} \ F_{b3} \ F_{b2} \ F_{b1} \dots\dots\dots(97)$$

$$F_2 = F_{b1} \ F_{b2} \ F_{b3} \ F_{b4} \ F_{b5} \ F_{a5} \ F_{a4} \ F_{a3} \ F_{a2} \ F_{a1} \dots\dots\dots(98)$$

kde je:

F_{ai} maximální síla působící na ložisko

F_{bi} minimální síla působící na ložisko

Závislost zatížení na deformaci v předepnutém páru ložisek je nelineární. Nelineární závislost se nahradí dvěma lineárními funkcemi (Obr. 19):

$$F_a = F_0 + 0,6 * F_s \dots\dots\dots(99)$$

$$F_b = F_0 - 0,4 * F_s \dots\dots\dots(100)$$

pro zatížení F_s v obou smyslech pohybu. Předepnutá oblast je omezena vnější silou F_L , která je pak určena vztahem:

$$F_L = 2,5 * F_0 \dots\dots\dots(101)$$

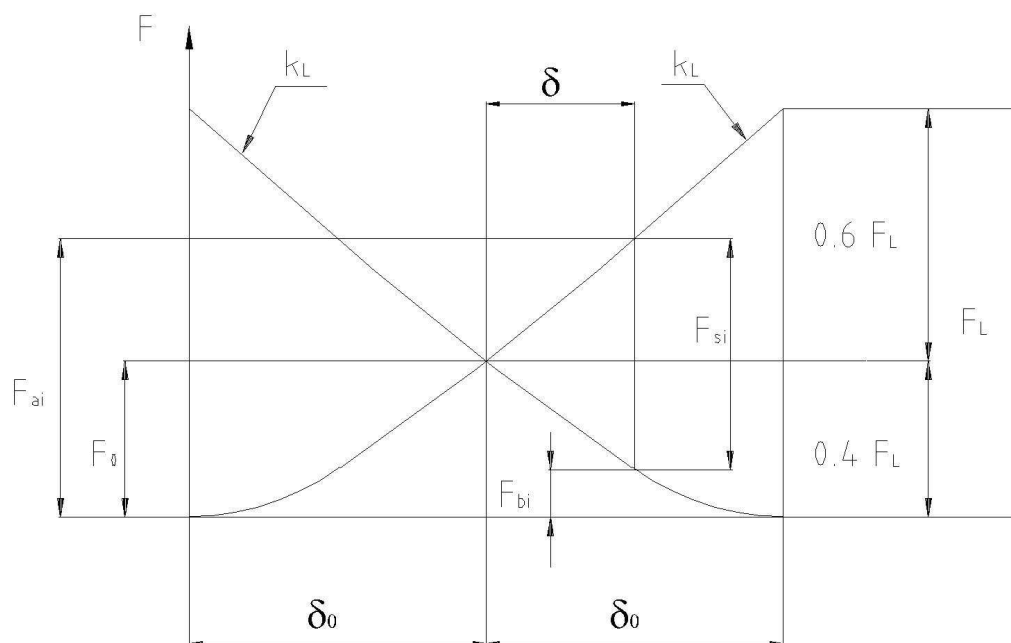
Velikost F_L se odvodí ze vztahu:

$$F_L = \max(F_{si}^*) \dots\dots\dots(64)$$

Předpětí ložisek se stanoví z $F_L = 2,5 * F_0 \dots\dots\dots($

101):

$$F_0 = \frac{F_L}{2,5} \dots\dots\dots(102)$$



Obr. 19 - Charakteristika páru předepnutých ložisek kuličkového šroubu

Výpočet F_{ai} , F_{bi} je určen vztahy (Obr. 19):

- dvojice ložisek bude přenášet vnější síly v oblasti předepnutí v případě, že:

$$F_{si} \leq F_L \dots \dots \dots (103)$$

tj. pro $F_{si} \leq F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici ložisek

pro $i = 1 \dots 5$ dle vztahů:

$$F_{ai} = F_0 + 0,6 * F_{si} \dots \dots \dots \text{maximální síly} \dots \dots \dots (104)$$

$$F_{bi} = F_0 - 0,4 * F_{si} \dots \dots \dots \text{minimální síly} \dots \dots \dots (105)$$

- dvojice ložisek bude přenášet vnější síly mimo oblast předepnutí v případě, že:

$$F_{si} > F_L \dots \dots \dots (106)$$

tj. pro $F_{si} > F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici ložisek pro $i = 1 \dots 5$:

$$F_{ai} = F_{si} \dots \dots \dots \text{maximální síly} \dots \dots \dots (107)$$

$$F_{bi} = 0 \dots \dots \dots \text{minimální síly} \dots \dots \dots (108)$$

Př.: 12 - Stanovení parametrů páru předepnutých ložisek

Dáno:

Vektor zatížení z Tab. 3	$F_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad \text{kN}$
Vektor zatížení pro volbu předpětí	$F_s^* = 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad \text{kN}$

Stanovit:

- předpětí ložisek kuličkového šroubu F_0
- parametry ložisek dle katalogu

- volba předpětí ze vztahu $F_L = \max(F_{si}^*) \dots \dots \dots (64)$

a $F_0 = \frac{F_L}{2,5} \dots \dots \dots (102)$

$F_L = 33 \text{ kN}$
$F_0 = 13,2 \text{ kN}$

- volba ložiska v závislosti na stanoveném předpětí (F_0):

$C_a = \frac{F_0}{0,1} \dots \dots \dots (109)$

$C_a = 132,3 \text{ kN}$

kde C_a je požadovaná dynamická únosnost ložiska. Podle této veličiny se pak určí z katalogu ložisek:

Katalog INA [5]: ZARN 60120 TN: $C_{a0} = 247 \text{ kN}$ $C_a = 163 \text{ kN}$

- nová hodnota předpětí

$F_0 = 0,1 * C_a \dots \dots \dots (110)$

$F_0 = 16.3 \text{ kN}$

1.4.1.6.2 Vektor otáček předepnutých ložisek kuličkového šroubu nr

Z vektoru rychlostí

$v_s = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} \dots \dots \dots (54)$

se stanoví vektor otáček n_r pro $i = 1 \dots 10$ dle vztahů:

$n_{ri} = \frac{v_{si}}{h} \dots \dots \dots (79)$

$$\mathbf{n}_r = n_{r1} \ n_{r2} \ n_{r3} \ n_{r4} \ n_{r5} \ n_{r6} \ n_{r7} \ n_{r8} \ n_{r9} \ n_{r10} \dots\dots\dots(80)$$

Uvedené vektory F_1, F_2, v_s a n_r jsou stejné pro symetrické i asymetrické zatěžování. Rozlišení zatížení vzhledem ke smyslu pohybu určuje až vektor doby běhu T_I .

1.4.1.6.3 Životnost uložení ložisek kuličkového šroubu

Př.: 13 - Životnost ložisek kuličkového šroubu pro symetrické zatížení

Dáno:

Vektor zatížení F_s viz Př.: 9	$F_s = 50 \ 33 \ 6 \ 17,5 \ 0 \ \text{kN}$
Předpětí F_0 viz Př.: 12	$F_0 = 16,3 \text{kN}$
Vektor otáček n_r viz Př.: 9	$n_r = 25 \ 35 \ 41 \ 300 \ 600 \ 600 \ 300 \ 41 \ 35 \ 25 \text{ min}^{-1}$
Vektor doby běhu pro symetrické zatížení q viz Př.: 4	$q =$ 0,07 0,12 0,05 0,03 0,24 0,24 0,03 0,05 0,12 0,07
Celková doba běhu	$T_c = 15000 \text{ hod}$
Statická únosnost ložiska	$C_0 = 562,5 \text{ kN}$

Stanovit:

- vektory zatížení F_1, F_2
- střední otáčky a síly
- životnost předepnutých ložisek L_h a poměr životnosti k době běhu S_h

Z $F_L = 2,5 * F_0 \dots\dots\dots(101):$

$F_L = 47 \text{ kN}$

Z podmíněk $F_{si} \leq F_L \dots\dots\dots(103),$

$F_{si} > F_L \dots\dots\dots(106)$ a příslušných vztahů se stanoví:

$F_1 = 50 \ 36,1 \ 19,8 \ 26,8 \ 16,3 \ 16,3 \ 9,3 \ 14 \ 3,1 \ 0 \text{ kN}$
$F_2 = 0 \ 3,1 \ 14 \ 9,3 \ 16,3 \ 16,3 \ 26,8 \ 19,8 \ 36,1 \ 50 \text{ kN}$

- střední otáčky:

dle $n_m = \sum_1^{10} q_i * n_{ri}$ (81)

$n_m = 319,3 \text{ min}^{-1}$

- střední působící síly:

$$F_{m1} = \left(\frac{\sum_1^{10} (F_{1i})^{\frac{10}{3}} * q_i * n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{3}{10}} \dots\dots\dots(111)$$

$F_{m1} = 18,3 \text{ kN}$

$$F_{m2} = \left(\frac{\sum_1^{10} (F_{1i})^{\frac{10}{3}} * q_i * n_{ri}}{n_m} \right)^{\frac{3}{10}} \dots\dots\dots(112)$$

$F_{m2} = 18,3 \text{ kN}$

- životnost pro $i = 1 \dots 2$:

$$L_{hi} = \left(\frac{C_a}{F_{mi}} \right)^{\frac{10}{3}} * \frac{10^6}{n_m} \dots\dots\dots(113)$$

$L_{h1} = 76790 \text{ hod}$
$L_{h2} = 76790 \text{ hod}$

- poměr životnosti ložiska k době běhu pro $i = 1 \dots 2$:

$$S_{hi} = \frac{L_{hi}}{T_c} > 1 \dots\dots\dots(114)$$

$S_{h1} = 5,1$
$S_{h2} = 5,1$

- statická bezpečnost pro pro $i = 1 \dots 2$:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_M} \geq S_{0D} \dots\dots\dots(115)$$

Pozn.: Tato podmínka je značně konzervativní ve srovnání s programem [27], který uvažuje ve výpočtu se statickým ekvivalentním zatížením místo maximální síly F_M .

$S_0 = 5$	
$S_{0D} = 3$	Kuličková ložiska
$S_{0D} = 5$	Válečková ložiska

1.4.1.7 Předepínání ložisek kuličkového šroubu

Při uložení šroubu „Vetknuto-podepřeno“ a „Vetknuto-volné“ (Obr. 16) je předepnut pouze pár axiálních ložisek na jednom konci šroubu.

Při uložení šroubu „Vetknuto-vetknuto“ (Obr. 17) se předepínají oba páry axiálních ložisek při čemž musí být část kuličkového šroubu mezi ložisky nepředepnuta.

Tuhost (k_{Lc}) a přepínací síla předepnutého páru axiálních ložisek v uspořádání dle Obr. 20 se stanoví z katalogu [5].

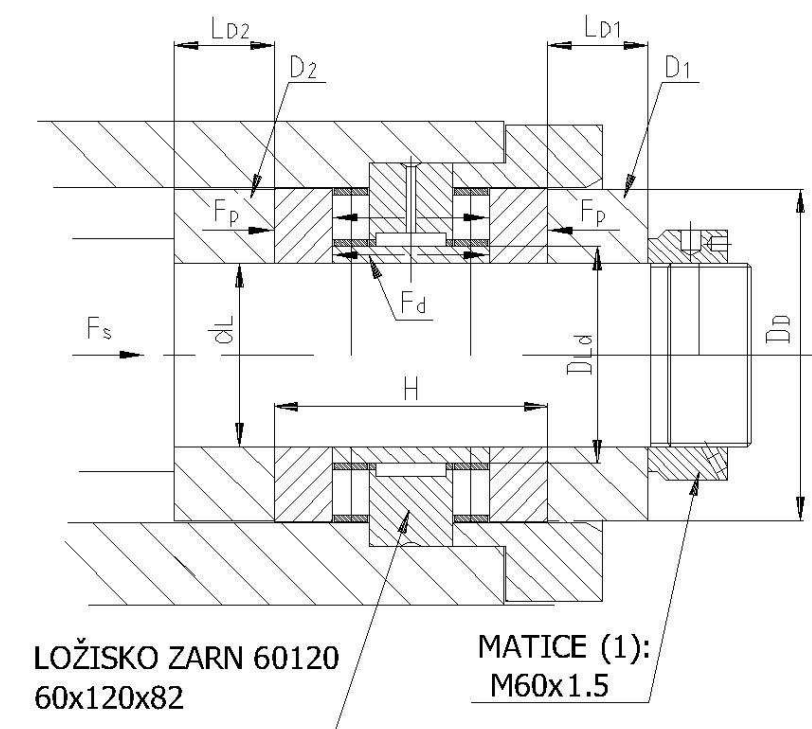
Př.: 14 - Stanovení tuhosti a předepínací síly páru předepnutých ložisek

Dáno:

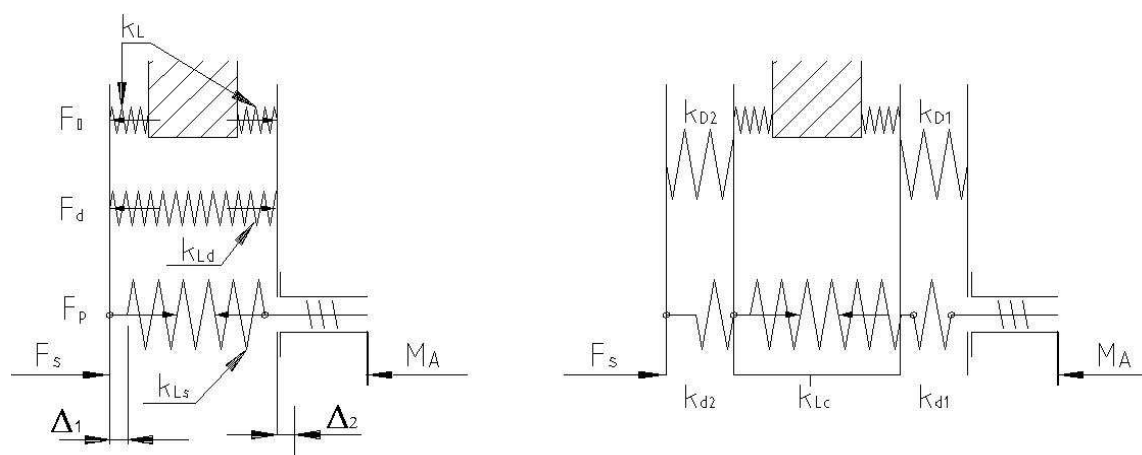
Typ a rozměr ložiska	FAG: ZARN 60120
Katalog:	
• axiální tuhost	$k_{Lc} = 5300 \text{ kN/mm}$
• axiální předepínací síla	$F_p = 42190 \text{ N}$
Hodnoty tuhosti a předepínací síly platí pro uložení dle Obr. 20 bez distančních kroužků D1, D2	
Předepínací moment na matici M60x2	$M_A = 250 \text{ Nm}$
Matice:	
• průměr vnitřní	M60x1,5
Distanční kroužky:	
• průměr	$D_D = 105 \text{ mm}$
• délky	$L_{D1} = 30 \text{ mm}$
	$L_{D2} = 30 \text{ mm}$

Stanovit:

- axiální tuhost uložení kuličkového šroubu v páru axiálních ložisek při užití distančních kroužků D1 a D2
- zatížení matice při předepínání (měrný tlak v závitech, na čelní ploše matice)
- kroučící moment při předepínání ložisek - porovnání s hodnotou M_A



Obr. 20 - Předepnutý pár axiálních ložisek kuličkového šroubu [12]



Obr. 21- Předepnutý pár axiálních ložisek kuličkového šroubu - schéma

Z Obr. 20, Obr. 21 je zřejmé, že pro vyvození síly F_0 v páru ložisek je nutné vyvodit sílu F_p tj.:

$$F_p = F_0 + F_d \dots\dots\dots (116)$$

kde axiální síla F_d působí na vnitřní kroužek radiálního ložiska. Velikost jednotlivých sil závisí na tuhosti kroužku a válečků axiálního ložiska (k_L), na tuhosti a axiální vůli kroužku radiálního ložiska (k_{Ld}) a na tuhosti ložiskového čepu (k_{Ls}). Těmito dílčími tuhostmi je určena celková axiální tuhost ložiska (k_{Lc}), která je stanovena výrobcem pro délku ložiskového čepu

H. Přidáním distančních kroužků $D1$, $D2$ do předepnutého spoje ložiska se celková tuhost zmenší - stanoví se pomocí vztahů:

- tuhost distančních kroužků (k_D) se zahrnutím tuhosti předepnutého čepu (k_d):

$$k_{Dc} = k_D + k_d = \frac{\pi}{4} E * \frac{D_D^2}{L_{D1} + L_{D2}} \dots\dots\dots(117)$$

$k_{Dc} = 30030 \text{ kN} / \text{mm}$

- celková poddajnost a tuhost předepnutého páru ložisek A s vloženými distančními kroužky $D1$, $D2$:

$$c_{LA} = \frac{1}{k_{Lc}} + \frac{1}{k_{Dc}} \dots\dots\dots(118)$$

$$k_{LA} = \frac{1}{c_{LA}} \dots\dots\dots(119)$$

$k_{LA} = 4500 \text{ kN} / \text{mm}$
$k_{Lc} = 5300 \text{ kN} / \text{mm}$

Z porovnání je patrný výrazný pokles tuhosti vlivem distančních kroužků.

Měrný tlak v závitech matice M60x1,5 se stanoví pomocí doplňujících údajů a vztahů:

• průměr	$d_m = 60 \text{ mm}$
• stoupání závitu	$P_h = 1,5 \text{ mm}$
• nosná hloubka závitu	$v_n = 0,5413 P_h = 0,81 \text{ mm}$
• šířka	$B = 32 \text{ mm}$
• střední průměr	$d_2 = d_m - v_n$

$$p_z = \frac{F_p}{\pi * d_2 * v_n * B} * P_h \dots\dots\dots(120)$$

$p_{z1} = 13,1 \text{ MPa}$	
Dovolená hodnota	$p_D = 40 \text{ MPa}$

Měrný tlak na čelní ploše matice - doplňující údaj:

• průměr vnější	$D_{m1} = 70 \text{ mm}$
-----------------	--------------------------

$$p_m = \frac{4F_p}{\pi * (D_m^2 - d_m^2)} \dots\dots\dots(121)$$

	$p_{m1} = 41 \text{ MPa}$
Dovolená hodnota [15]	$p_D = 40 \text{ MPa}$

Krouticí moment v závitu - doplňující údaje:

• součinitel tření v závitu	$f_z = 0,09$
• vrcholový úhel závitu	$\beta = 60^\circ$

$$\gamma = \arg \operatorname{tg} \frac{P_h}{\pi * d_2} \dots\dots\dots(122)$$

$$\varphi = \arg \operatorname{tg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \dots\dots\dots(123)$$

$$M_z = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \dots\dots\dots(124)$$

$M_{z1} = 140 \text{ Nm}$

Třecí moment čela matice - doplňující údaje:

• součinitel tření	$f_L = 0,09$
--------------------	--------------

$$M_T = \frac{F_p}{3} f_L \frac{D_m^3 - d_m^3}{D_m^2 - d_m^2} \dots\dots\dots(125)$$

$M_{T1} = 124 \text{ Nm}$

Celkový moment na matici I:

$$M_1 = M_{z1} + M_{T1} \dots\dots\dots(126)$$

	$M_I = 264 \text{ Nm}$
Požadovaný moment	$M_A = 250 \text{ Nm}$

Pozn.: Dosažení požadované hodnoty předepínací síly je podmíněno znalostí hodnoty součinitelů tření f_z a f_L (experimentálně ověřené), ze kterých se pak stanoví předchozím

postupem požadovaný moment. Další podmínkou je minimální rozptyl hodnot součinitelů tření. Max. rozptylu $\pm 5\%$ lze dosáhnout užitím příslušných mazacích tuků na bázi MoS_2 ,

Př.: 15 - Předepnutí 2. páru ložisek

Dáno:

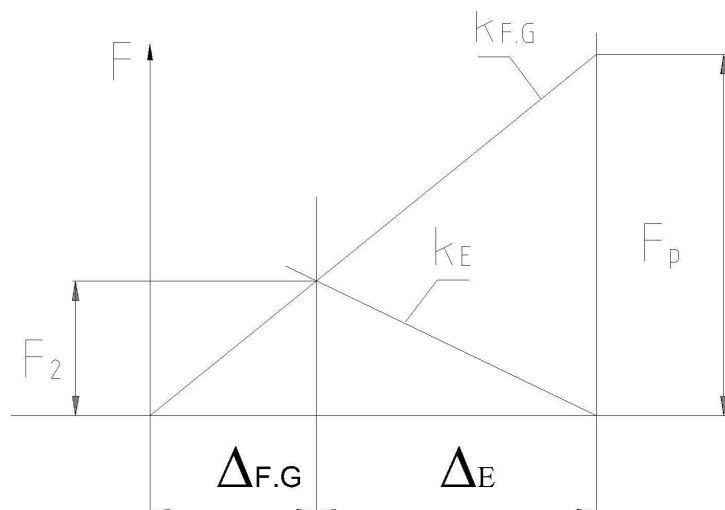
Obr. 23 – Rozměry součástí předepnutého kuličkového šroubu	
Typ a rozměr ložisek	INA: ZARN 60120
Katalog:	
• axiální tuhost	$k_{Lc} = 5300 \text{ kN/mm}$
• axiální předepínací síla	$F_p = 42190 \text{ N}$
Celková axiální tuhost páru ložisek A - viz Př.: 14	$k_{LA} = 4500 \text{ kN/mm}$
Matice:	
• průměr vnitřní	M60x1,5
• průměr vnější	$D_m = 70 \text{ mm}$
• průměr vnitřní	M70x1,5
• průměr vnější	$D_{m3} = 80 \text{ mm}$
Distanční kroužky:	
• průměr	$D_D = 105 \text{ mm}$
• délky	$L_{D3} = 150 \text{ mm}$
	$L_{D4} = 30 \text{ mm}$
Části kuličkového šroubu:	
• průměr	$d_{s1} = 100 \text{ mm}$
• délka	$L_{s1} = 4000 \text{ mm}$
• průměr	$d_{s2} = 62 \text{ mm}$
• délka	$L_{s2} = 162 \text{ mm}$
• průměr	$d_{s3} = d_L = 60 \text{ mm}$
• délka	$L_{s3} = 127 \text{ mm}$

Stanovit:

- postup předepínání ložiska B - předepínací síly a momenty

Předpětí 2. páru ložisek (F_p) je určeno (Obr. 23):

- předepnutím částí $F.G$ silou F_2
- vzájemným předepnutím částí $F.G$ a E tak, aby síla v částech $F.G$ byla rovna F_p a v části E nulová.



Obr. 22 – Předepínání 2. páru axiálních ložisek maticí (3)

Platí tedy:

$$F_2 = k_E * \Delta_E \dots\dots\dots(127)$$

$$F_p = (k_E + k_{F.G}) * \Delta_E \dots\dots\dots(128)$$

Z těchto vztahů pak plyne:

$$F_2 = F_p * \frac{k_E}{k_E + k_{F.G}} \dots\dots\dots(129)$$

Z rozměrů součástí sestavy kuličkového šroubu (Obr. 23) se stanoví jednotlivé tuhosti:

- pro $i = 1 \dots 3$

$$k_{si} = \frac{\pi}{4} E * \frac{d_{si}^2}{L_{si}} \dots\dots\dots(130)$$

$k_{s1} = 412,3 \text{ kN/mm}$
$k_{s2} = 3900 \text{ kN/mm}$
$k_{s3} = 4700 \text{ kN/mm}$

- distanční kroužek

$$k_{D4} = \frac{\pi}{4} E * \frac{D_D^2 - d_L^2}{L_{D4}} \dots\dots\dots(131)$$

$k_{D4} = 35190 \text{ kN/mm}$

Tuhosti jednotlivých částí dle Obr. 23:

- poddajnost a tuhost částí F.G:

$$c_{F.G} = \frac{1}{k_{s2}} + \frac{1}{k_{s3}} + \frac{1}{k_{d4}} + \frac{1}{0,5 * k_{Lc}}$$

$$k_{F.G} = \frac{1}{c_{F.G}} \dots\dots\dots(132)$$

$k_{F.G} = 1140 \text{ kN/mm}$

- poddajnost a tuhost části E:

$$c_E = \frac{1}{k_{s1}} + \frac{1}{k_{Lc1}}$$

$$k_E = \frac{1}{c_E} \dots\dots\dots(133)$$

$k_E = 337 \text{ kN/mm}$

Zatížení matice 2:

$$Z F_2 = F_p * \frac{k_E}{k_E + k_{F.G}} \dots\dots\dots(129)$$

$F_2 = 10,5 \text{ kN}$

Krouticí moment v závitu:

$$Z M_z = F_p \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma + \varphi) \dots\dots\dots(124):$$

$M_{z2} = 35 \text{ Nm}$

Třecí moment čela matice:

$$Z M_T = \frac{F_p}{3} f_L \frac{D_m^3 - d_m^3}{D_m^2 - d_m^2} \dots\dots\dots(125):$$

$M_{T2} = 31 \text{ Nm}$

Celkový moment na matici 2:

Záměnou $2 \rightarrow 1$ pro $M_1 = M_{z1} + M_{T1}$ (126):

$M_2 = 66 \text{ Nm}$

Zatížení matice 3:

Měrný tlak v závitech matice M70x1,5 se stanoví pomocí doplňujících údajů a vztahů [15]:

• průměr	$d_{m1} = 70 \text{ mm}$
• stoupání závitu	$P_h = 1,5 \text{ mm}$
• nosná hloubka závitu	$v_n = 0,5413 P_h = 0,81 \text{ mm}$
• šířka	$B = 32 \text{ mm}$
• střední průměr	$d_2 = d_{m1} - v_n = 70 \text{ mm}$

$Z p_z = \frac{F_p}{\pi * d_2 * v_n * B} * P_h$ (120):

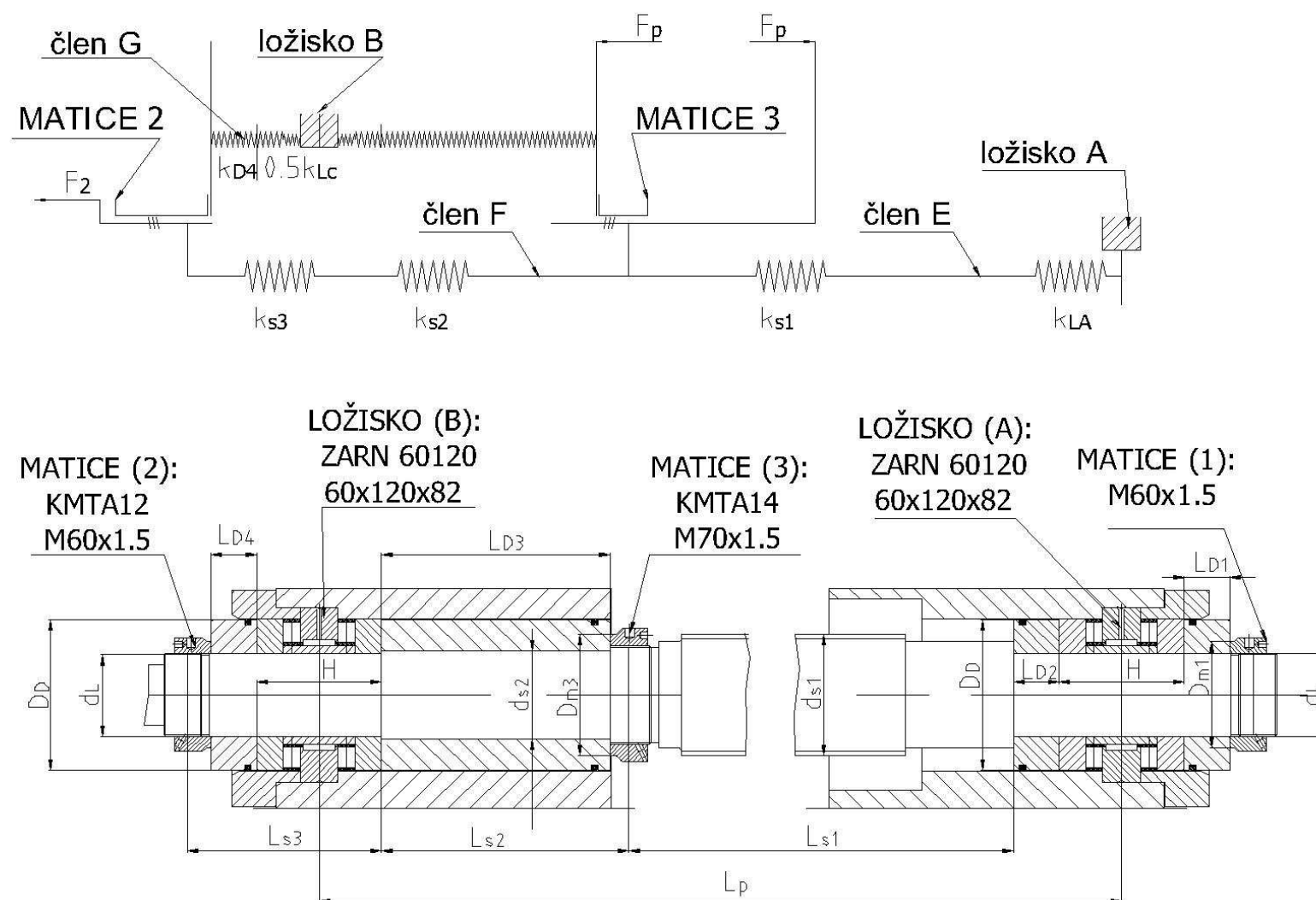
	$p_{z3} = 11,2 \text{ MPa}$
Dovolená hodnota	$p_D = 40 \text{ MPa}$

Měrný tlak na čelní ploše matice - doplňující údaj:

• průměr vnější	$D_{m1} = 80 \text{ mm}$
-----------------	--------------------------

$Z p_m = \frac{4F_p}{\pi * (D_m^2 - d_m^2)}$ (121)

	$p_{m3} = 36 \text{ MPa}$
Dovolená hodnota	$p_D = 40 \text{ MPa}$



Obr. 23 – Rozměry součástí předepnutého kuličkového šroubu [12]

Krouticí moment v závitu - doplňující údaje:

• součinitel tření v závitu	$f_z = 0,09$
• vrcholový úhel závitu	$\beta = 60^\circ$

$$Z \quad \gamma = \arg \operatorname{tg} \frac{P_h}{\pi * d_2} \dots\dots\dots (122)$$

$$\varphi = \arg \operatorname{tg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} \dots\dots\dots (123) \text{ a}$$

$$M_z = F_p \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \dots\dots\dots (124):$$

$M_{z3} = 162 \text{ Nm}$

Třecí moment čela matice - doplňující údaje:

• součinitel tření	$f_L = 0,09$
--------------------	--------------

$$Z \quad M_T = \frac{F_p}{3} f_L \frac{D_m^3 - d_m^3}{D_m^2 - d_m^2} \dots\dots\dots (125):$$

$M_{T3} = 143 \text{ Nm}$

Celkový moment na matici 3:

Záměnou $3 \rightarrow 1$ pro $M_1 = M_{z1} + M_{T1} \dots\dots\dots (126):$

$M_3 = 305 \text{ Nm}$

1.4.1.8 Tuhost kuličkového šroubu s jeho uložením

1.4.1.8.1 Tuhost vlastního kuličkového šroubu

Tuhost vlastního kuličkového šroubu závisí na způsobu jeho uložení:

- pro způsob uložení šroubu dle Obr. 24 – Celková tuhost kuličkového šroubu typu „Vetknuto – vetknuto“:
 - tuhost v posunutí:

$$k_{s1} = E * A_s * \frac{L_p}{(L_p - x) * x} \dots\dots\dots (134)$$

kde je:

$$A_s = \frac{\pi}{4} * d_{s1}^2 \dots\dots\text{průřez šroubu}$$

Minimální hodnota se stanoví pro: $x = 0,5 L_p$ tj.:

$$k_{s1\min} = 4 * E * A_s * \frac{1}{L_p} \dots\dots\dots(135)$$

➤ tuhost v posunutí transformovaného z kroucení:

$$k_\varphi = \frac{G * J_k}{x} \dots\dots\dots(136)$$

kde je:

Gmodul pružnosti ve smyku

$$J_k = \frac{\pi}{32} d^4 \dots\dots\dots\text{modul tuhosti v kroucení}$$

$$x = \frac{L_p}{2} \dots\dots\dots\text{délka krutu} \dots\dots\dots(137)$$

Tuhost v posunutí transformovaná z kroucení je pak dána vztahem:

$$k_{\varphi,s} = k_\varphi * i_{rs}^2 \dots\dots\dots(138)$$

Celková tuhost v posunutí šroubu se pak stanoví tímto postupem:

$$c_{s1,\varphi} = \frac{1}{k_{s1\min}} + \frac{1}{k_{\varphi,s}} \dots\dots\dots(139)$$

$$k_{s1,\varphi} = \frac{1}{c_{s1,\varphi}} \dots\dots\dots(140)$$

- pro způsob uložení šroubu dle Obr. 25 - Celková tuhost kuličkového šroubu typů „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, Vetknuto-volné“:

➤ tuhost v posunutí:

$$k_{s2} = E * A_s * \frac{1}{x} \dots\dots\dots(141)$$

Minimální hodnota se stanoví pro: $x = L_s$ tj.:

$$k_{s2\min} = E * A_s * \frac{1}{L_s} \dots\dots\dots(142)$$

➤ tuhost v posunutí transformovaného z kroucení:

S využitím vztahu $k_\varphi = \frac{G * J_k}{x}$ (136) a dosazením:

$$x = L_s \dots\dots\dots\text{délka krutu} \dots\dots\dots(143)$$

S využitím vztahu $k_{\varphi,s} = k_{\varphi} * i_{rs}^2$ (138) se celková tuhost v posunutí šroubu stanoví tímto postupem:

$$c_{s2,\varphi} = \frac{1}{k_{s2min}} + \frac{1}{k_{\varphi,s}} \dots\dots\dots(144)$$

$$k_{s2,\varphi} = \frac{1}{c_{s1,\varphi}} \dots\dots\dots(145)$$

1.4.1.8.2 Celková tuhost sestavy kuličkového šroubu

Celková tuhost kuličkového šroubu včetně jeho uložení (k_c) sestává z těchto částí:

- tuhosti předepnuté dvojice matic (k_m)
- tuhosti vlastního kuličkového šroubu ($k_{s1,\varphi}, k_{s2,\varphi}$)
- tuhosti axiálního uložení šroubu ($k_{LA} = k_{LB} = k_{LC}$) se zahrnutím spojení předepjatých axiálních ložisek s tělesem rámu (např. distanční kroužky)
- tuhosti spojení tělesa předepjatých axiálních ložisek šroubu a kuličkové matice s rámem stroje (k_{sLA}, k_{sLB}, k_{sm}) (řešeno v [17])
- tuhosti vlastních těles ložisek (řeší se pomocí MKP)

Pro celkovou minimální tuhost platí vztah:

- pro způsob uložení šroubu „Vetknuto-vetknuto“ dle Obr. 24:

$$c_{c1} = \frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_{s1,\varphi}} + \frac{1}{k_{LA} + k_{LB}} + \frac{1}{k_{sm}} + \frac{1}{k_{sLA} + k_{sLB}} \dots\dots\dots(146)$$

$$k_{c1} = \frac{1}{c_{c1}} \dots\dots\dots(147)$$

- pro způsob uložení šroubu „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, Vetknuto-volné“ dle Obr. 25:

$$c_{c2} = \frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_{s2,\varphi}} + \frac{1}{k_{LA}} + \frac{1}{k_{sm}} + \frac{1}{k_{sLA}} \dots\dots\dots(148)$$

$$k_{c2} = \frac{1}{c_{c2}} \dots\dots\dots(149)$$

Př.: 16 - Stanovení celkové min. tuhosti kuličkového šroubu s jeho uložení

Dáno:

Obr. 23 – Rozměry součástí předepnutého kuličkového šroubu	
Typ a rozměr ložisek	FAG: ZARN 60120
• axiální tuhost dvojice ložisek	$k_{LA} = k_{LB} = k_{LC} = 5300 \text{ kN/mm}$
Kuličkový šroub	K100x20-4/AP+A - Kuřim
• průměr	$d = 100 \text{ mm}$
• tuhost dvojice matic	$k_m = 2500 \text{ kN/mm}$

• vzdálenost podpor	$L_p = 4,8 \text{ m}$
• krajní poloha matice	$L_s = 4,4 \text{ m}$
Hmotnost přesouvaných skupin	$m_s = 70000 \text{ kg}$
Modul pružnosti	$E = 210e3 \text{ MPa}$
Tuhosti k_{sL} se neuvažují.	

Stanovit:

- tuhost kuličkového šroubu s uložením pro typ „Vetknuto - vetknuto“ a „Vetknuto - volné“

$$Z \quad k_{s1\min} = 4 * E * A_s * \frac{1}{L_p} \quad \dots\dots\dots(135) \text{ a}$$

$$k_{s2\min} = E * A_s * \frac{1}{L_s} \quad \dots\dots\dots(142) \text{ vyplývá min. tuhost šroubu:}$$

$k_{s1\min} = 1374 \text{ kN} / \text{mm}$
$k_{s2\min} = 358 \text{ kN} / \text{mm}$

$$Z \quad c_{s1,\varphi} = \frac{1}{k_{s1\min}} + \frac{1}{k_{\varphi,s}} \quad \dots\dots\dots(139),$$

$$c_{s2,\varphi} = \frac{1}{k_{s2\min}} + \frac{1}{k_{\varphi,s}} \quad \dots\dots\dots(144),$$

$$c_{c1} = \frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_{s1,\varphi}} + \frac{1}{k_{LA} + k_{LB}} + \frac{1}{k_{sm}} + \frac{1}{k_{sLA} + k_{sLB}} \quad \dots\dots\dots(146),$$

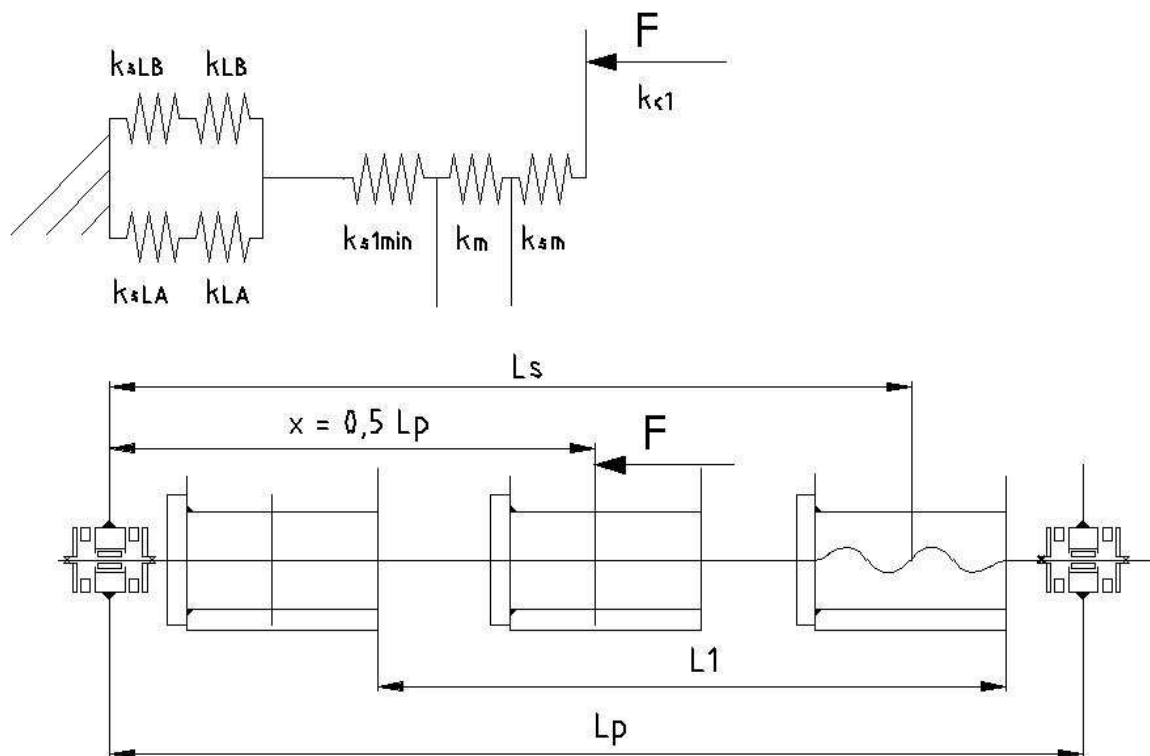
$$c_{c2} = \frac{1}{k_m} + \frac{1}{k_{s2,\varphi}} + \frac{1}{k_{LA}} + \frac{1}{k_{sm}} + \frac{1}{k_{sLA}} \quad \dots\dots\dots(148).$$

$$Z \quad k_{c1} = \frac{1}{c_{c1}} \quad \dots\dots\dots(147) \text{ a}$$

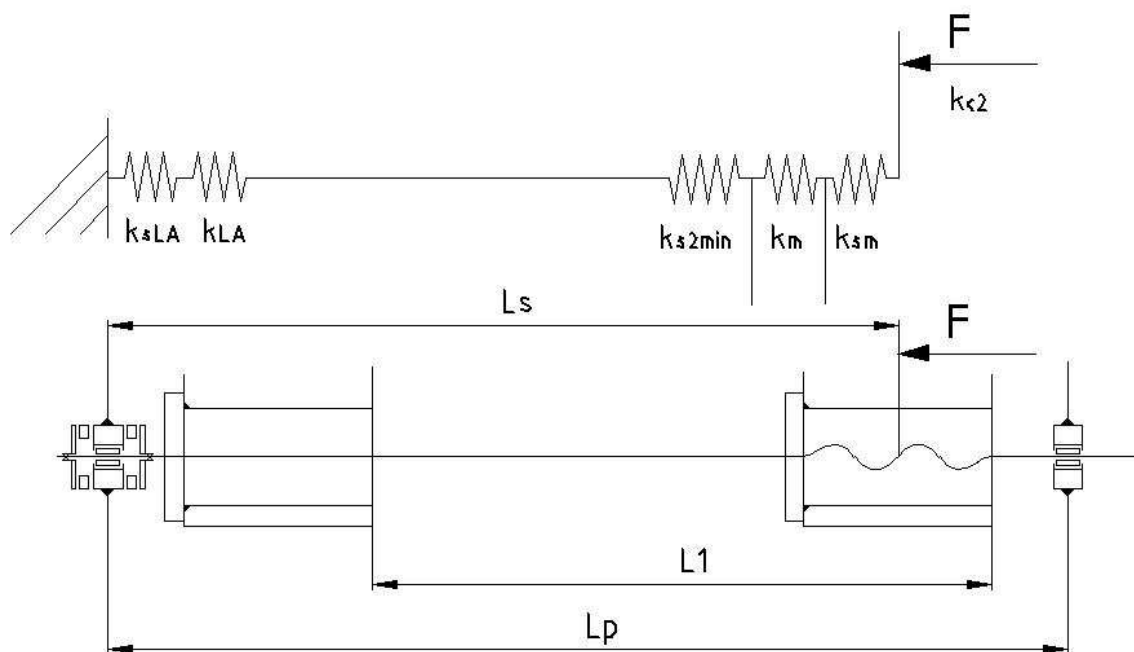
$$k_{c2} = \frac{1}{c_{c2}} \quad \dots\dots\dots(149) \text{ se určí:}$$

$k_{c1} = 610 \text{ kN} / \text{mm}$
$k_{c2} = 230 \text{ kN} / \text{mm}$

Ze srovnání výsledných tuhostí je zřejmý přínos uložení šroubu „Vetknuto-vetknuto“.



Obr. 24 – Celková tuhost kuličkového šroubu typu „Vetknuto – vetknuto“



Obr. 25 - Celková tuhost kuličkového šroubu typů „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, Vetknuto-volné“

1.4.1.9 Vlastní frekvence kuličkového šroubu

Vlastní frekvence translační je dána vztahem:

$$\Omega_{0i} = \sqrt{\frac{k_{ci}}{m_s}} \dots\dots\dots(150)$$

$$f_{0i} = \frac{\Omega_{0i}}{2 * \pi} \dots\dots\dots(151)$$

Z lit. [19] vyplývá vztah určující max. hodnotu K_v :

$$K_v \leq 0,2 * \Omega_0 \dots\dots\dots(152)$$

kde K_v je rychlostní konstanta polohové smyčky, která ovlivňuje především přesnost polohování zvláště při interpolaci pohybu v několika souřadnicích.

Tab. 6 - Minimální hodnoty vlastních frekvencí a maximální možná rychlostní konstanta v závislosti na přesouvané hmotnosti[13]

Hmotnost	Min. vlastní frekvence		Max. rychlostní konstanta polohové smyčky
	f_0 [Hz]	Ω_0 [s ⁻¹]	
m_s [kg]	f_0 [Hz]	Ω_0 [s ⁻¹]	K_v [s ⁻¹]
<10000	50	314	<62
<20000	30	188	<37
>20000	10	63	<12

Pozn.: Podrobnější analýza závislosti rychlostní konstanty K_v na struktuře stroje (tuhost posuvového mechanismu i tvary kmitů rámu stroje) je uvedena v [22], [25].

Př.: 17 - Stanovení min. vlastní frekvence a max. rychlostní konstanty polohové smyčky

Dáno:

Min. tuhost kuličkového šroubu s uložením pro typ „Vetknuto - vetknuto“	$k_{s1min} = 1374kN / mm$
Min. tuhost kuličkového šroubu s uložením pro typ „Vetknuto - volné“	$k_{s2min} = 358kN / mm$
Přesouvaná hmotnost	$m_s = 70000$ kg

Stanovit:

vlastní frekvenci a rychlostní konstantu polohové smyčky tuhost pro typ „Vetknuto - vetknuto“ a „Vetknuto - volné“

$$Z \Omega_{0i} = \sqrt{\frac{k_{ci}}{m_s}} \dots\dots\dots (150),$$

$$f_{0i} = \frac{\Omega_{0i}}{2 * \pi} \dots\dots\dots (151)$$

a $K_v \leq 0,2 * \Omega_0 \dots\dots\dots (152):$

- „Vetknuto - vetknuto“:

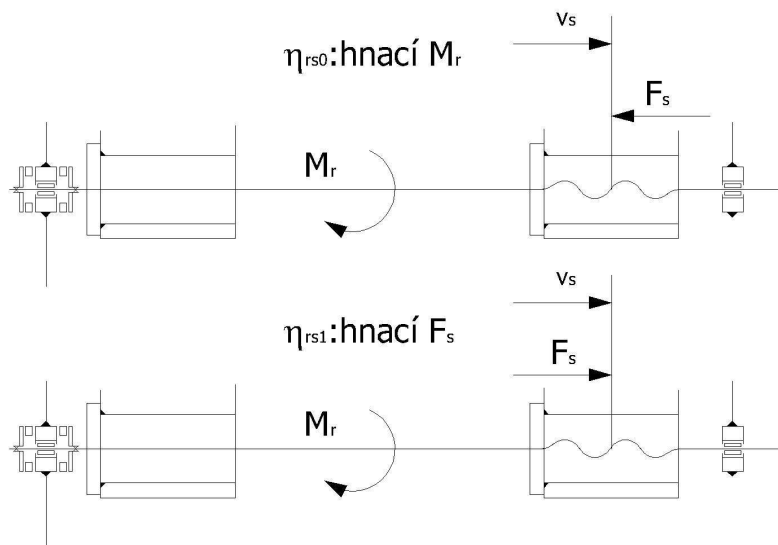
$\Omega_{01} = 140 [s^{-1}]$
$f_{01} = 22,2 \text{ Hz}$
$K_v < 28 s^{-1}$

- „Vetknuto - volné“:

$\Omega_{02} = 71 [s^{-1}]$
$f_{01} = 11,4 \text{ Hz}$
$K_v < 14 s^{-1}$

Ze srovnání vyplývá technická přednost typu „Vetknuto - vetknuto“.

1.4.1.10 Účinnost nepředepnutého kuličkového šroubu



Obr. 26 – Účinnost nepředepnutého kuličkového šroubu

- pro hnací moment M_r a poháněnou sílu F_s („Zvedání“):

$$\eta_{rs} = \frac{tg \alpha}{tg(\alpha + \phi)} \dots\dots\dots (153)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi * d} \dots \dots \dots (154)$$

$$\operatorname{tg} \phi = f \dots \dots \dots (155)$$

- pro hnací sílu F_s a poháněný moment M_r (Spouštění“):

$$\eta_{rs1} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \phi)}{\operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (156)$$

1.4.1.11 Pasivní odpory předepnutého kuličkového šroubu

Pro matice M1 a M2 předepnuté silou F_0 , zatížené silou F_s a momentem M_r (Obr. 27) platí vztahy:

$$F_s - F_a + F_b = 0$$

$$M_r = (F_{ia} - F_{ib}) \frac{D}{2}$$

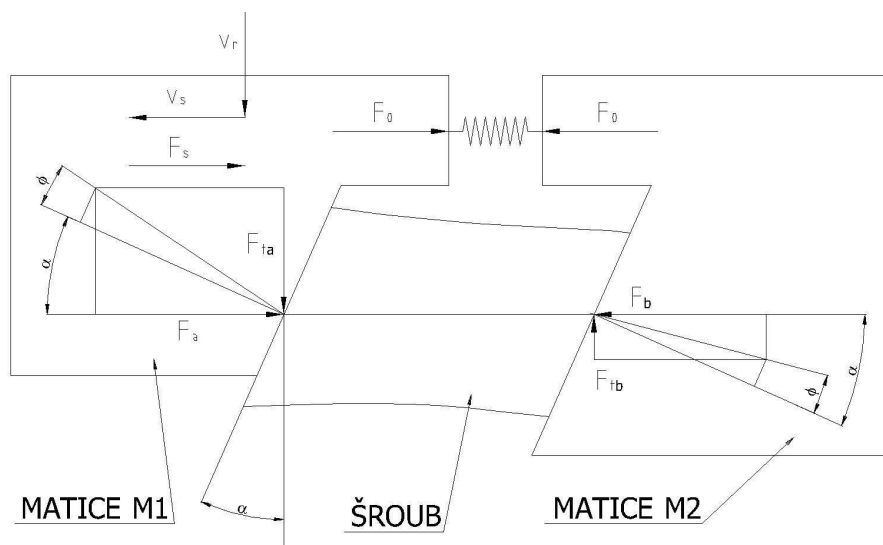
$$F_{ia} = F_a * \operatorname{tg}(\alpha + \phi)$$

$$F_{ib} = F_b * \operatorname{tg}(\alpha - \phi)$$

$$F_a = F_0 + \frac{F_s}{2}$$

$$F_b = F_0 - \frac{F_s}{2}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D}$$



Obr. 27 – Schéma předepnuté dvojice matic a šroubu

Z uvedených vztahů se stanoví:

$$M_r * \frac{2\pi}{h} = \left(F_0 + \frac{F_s}{2} \right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \phi)}{\operatorname{tg} \alpha} - \left(F_0 - \frac{F_s}{2} \right) \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \phi)}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Po zavedení vztahů $\eta_{rs} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \phi)}$ (153) a

$$\eta_{rs1} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \phi)}{\operatorname{tg} \alpha} \dots\dots\dots(156),$$

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots(4) \text{ pak platí pro hnací moment}$$

na šroubu:

$$M_{rPred.i} = \left(F_0 \frac{1 - \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} + \frac{|F_{si}|}{2} \frac{1 + \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} \right) * \frac{1}{i_{rs}} \dots\dots\dots(157)$$

Výraz platí pokud je vnější síla $F_{si} < F_L$ (73), kde je

$$F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63). \text{ Je vhodný pro zjišťování}$$

pasivního odporu v posuvovém mechanismu tj. pro $F_s = F_T$:

$$M_{rT} = \left(F_0 \frac{1 - \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} + \frac{F_T}{2} \frac{1 + \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} \right) * \frac{1}{i_{rs}} \dots\dots\dots(158)$$

Pasivní moment na šroubu musí splňovat tyto podmínku:

- vztah k jmenovitému momentu motoru:

$$M_{rT} * \frac{1}{i_{1r}} * \frac{1}{\eta_{1r}} \leq 0,25 M_n \dots\dots\dots(159)$$

Pokud je vnější síla $F_{si} \geq F_L$ (76), pak se

hnací moment stanoví pomocí vztahu:

$$M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(11)$$

Tento vztah se určuje základní parametr vstupní převodovky - krouticí moment na její výstupní hřídeli.

Př.: 18 - Stanovení účinnosti a pasivního momentu mechanismu

Dáno:

Kuličkový šroub	K100x20-4/AP+A - Kuřim
Průměr	$d = 100 \text{ mm}$
Stoupání	$h = 20 \text{ mm}$
Součinitel tření v matici kuličkového šroubu	$f = 0,005$
Předpětí	$F_0 = 16,5 \text{ kN}$
Vstupní převod	$i_{1r} = 2,5$
Účinnost vstupního převodu	$\eta_{1r} = 0,98$
Pasivní odpor vedení	$F_T = 15 \text{ kN}$
Jmenovitý moment motoru	$M_n = 95 \text{ Nm}$

Stanovit:

- účinnosti a pasivní moment na šroubu

Z $\text{tg } \alpha = \frac{h}{\pi * d}$ (154),
 $\text{tg } \phi = f$ (155) se stanoví:

$\eta_{rs} = 0,93$
$\eta_{rs1} = 0,92$

Z $i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h}$ (4),

$M_{rT} = \left(F_0 \frac{1 - \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} + \frac{F_T}{2} \frac{1 + \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} \right) * \frac{1}{i_{rs}}$ (158) se stanoví

pasivní moment na šroubu:

$M_{rT} = 23,3 \text{ Nm}$

Z $M_{rT} * \frac{1}{i_{1r}} * \frac{1}{\eta_{1r}} \leq 0,25 M_n$ (159) se stanoví:

$\frac{M_{rT}}{M_n} * \frac{1}{i_{1r}} * \frac{1}{\eta_{1r}} = 0,25$
--

tj. poměr třecího momentu k momentu motoru vyhovuje podmínce.

1.4.1.12 Vstupní převodová skříň

Vstupní převodová skříň je podle katalogu určena těmito limitními parametry:

- na vstupní hřídeli (1): max. otáčky, jmenovité otáčky, moment setrvačnosti
- na výstupní hřídeli ($2 \equiv r$): jmenovitý moment, akcelerační moment, havarijní moment
- převod i_{1r}
- účinnost η_{1r}
- přesnost (torzní ztráta pohybu)
- životnost
- torzní tuhost
- hladina hluku

Další parametry je nutné kontrolovat při uložení pastorku na výstupním hřídeli skříňě:

- tuhost v naklopení
- přípustná axiální síla
- přípustný klopný moment

Parametry jsou určeny katalogem dodavatele převodovky např. [1], [4] .

Výpočet převodovky vychází z těchto údajů:

- vektor zatížení F_s
- vektor rychlosti v_s
- vektor otáček dle: $n_{ri} = \frac{v_{si}}{h}$ (79),

$$\mathbf{n}_r = n_{r1} \quad n_{r2} \quad n_{r3} \quad n_{r4} \quad n_{r5} \quad n_{r6} \quad n_{r7} \quad n_{r8} \quad n_{r9} \quad n_{r10} \dots\dots\dots(80)$$

- vektor doby běhu T případně q :

Př.: 19 - Vektory zatížení, otáček a doby běhu vstupní převodovky

Dáno:

Vektor zatížení pro $i = 1 \dots 10$	$F_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0 \quad 0 \quad -17,5 \quad -6 \quad -33 \quad -50 \text{ kN}$
Vektor rychlosti posuvu	$v_s = -0,5 \quad -0,7 \quad -0,8 \quad -6 \quad -12 \quad 12 \quad 6 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5 \text{ m.min}^{-1}$
Doba běhu pro symetrické zatěžování	$T = 1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 405 \quad 3595 \quad 3595 \quad 405 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050 \text{ hod}$
Celková doba běhu	$T_c = 15000 \text{ hod}$
Poměrná doba běhu	$q = 0,07 \quad 0,117 \quad 0,047 \quad 0,03 \quad 0,24 \quad 0,24 \quad 0,03 \quad 0,047 \quad 0,117 \quad 0,07$
Předpětí šroubu	$F_0 = 16,5 \text{ kN}$
Stoupání šroubu	$h = 20 \text{ mm}$

Účinnost šroubu - „Zvedání“	$\eta_{rs} = 0,93$
Účinnost šroubu - „Spouštění“	$\eta_{rs1} = 0,92$
Max. otáčky motoru	$n_1 = 3000 \text{ min}^{-1}$
Výkon - typ motoru	$P_{calc} = 11 \text{ kW}$ - Siemens 1FT6 108 – 8AF7 (chlazený vodou)
Celkový převod	$i_{1s} = 1570,79 \text{ m}^{-1}$

Stanovit:

- vektor otáček n_r
- vektor momentu na výstupním hřídeli vstupní převodovky M_r
- vstupní převod i_{1r} , přiřazení převodovky z katalogu

Dosazením do vztahu:

$$n_{ri} = \frac{v_{si}}{h} \dots\dots\dots(79)$$

se stanoví:

$$n_r = -25 \quad -35 \quad -41 \quad -300 \quad -600 \quad 600 \quad 300 \quad 41 \quad 35 \quad 25 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots(4)$$

$$i_{rs} = 314,159$$

$$F_L = 2,85 * F_0 \dots\dots\dots(63)$$

$$F_L = 47 \text{ kN}$$

jestliže $F_{si} < F_L \dots\dots\dots(73)$ pak:

$$M_{r \text{ Pred. } i} = \left(F_0 \frac{1 - \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} + \frac{|F_{si}|}{2} \frac{1 + \eta_{rs} * \eta_{rs1}}{\eta_{rs}} \right) * \frac{1}{i_{rs}} \dots\dots\dots(157)$$

jestliže $F_{si} \geq F_L \dots\dots\dots(76)$ pak:

$$M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(11)$$

Výsledkem je vektor momentu na výstupní hřídeli vstupní převodovky se zahrnutím předpětí kuličkového šroubu:

$$\mathbf{M}_{rPred} = 172 \quad 113 \quad 27 \quad 64 \quad 8 \quad 8 \quad 64 \quad 27 \quad 113 \quad 172 \text{ Nm}$$

Při zanedbání předpětí kuličkového šroubu je moment dán vztahem

$$M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(11):$$

$$\mathbf{M}_r = -172 \quad -113 \quad -20 \quad -60 \quad 0 \quad 0 \quad 60 \quad 20 \quad 113 \quad 172 \text{ Nm}$$

Při porovnání hodnot \mathbf{M}_{rPred} s \mathbf{M}_r je zřejmé, že jediným přínosem výpočtu \mathbf{M}_{rPred} je nenulová hodnota zátěžného momentu při vysokých otáčkách výstupního hřídele skříně tj. momentové zatížení převodovky při rychloposuvu vlivem předpětí šroubu. Při běžném výpočtu mechanismu s kuličkovým šroubem a předeprnutými maticemi lze tedy používat pouze vztah pro \mathbf{M}_r . Výpočet dle \mathbf{M}_{rPred} má smysl pouze v případě mechanismů, které jsou zatěžovány zanedbatelnou vnější silou např. řezací laserové stroje.

Soubor dat (\mathbf{M}_r, n_r, T) případně (\mathbf{M}_r, n_r, q) lze použít pro konstrukci vstupní převodovky (např. pomocí PREV) nebo pro její výběr z katalogu.

Pro volbu vstupní převodovky z katalogu motoru Siemens [9] se stanoví:

- maximální hodnota momentu při režimu obrábění $M_{rM} = |M_{r1}|$ (rozběhové stavy se neuvažují):

$$M_{rM} = 172 \text{ Nm}$$

Limitní hodnota jmenovitého momentu zvolené převodovky musí být větší

- vstupní převod i_{1r} :

$$z \ i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots(4) \text{ a}$$

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \dots\dots\dots(6) \text{ se stanoví:}$$

$$i_{1r} = 5$$

Při výběru je někdy vhodné stanovit:

- střední otáčky na vstupní hřídeli (1) dle vztahů:

$$n_{rm} = \sum_1^{10} q_i * |n_{ri}| \dots\dots\dots(160)$$

$$n_{1m} = n_{rm} * i_{1r} \dots\dots\dots(161)$$

$$n_{1m} = 1596 \text{ min}^{-1}$$

Limitní hodnota jmenovitých otáček zvolené převodovky musí být větší

- střední moment

$$M_{rm} = \left(\frac{\sum_1^{10} |M_{ri}|^3 * q_i * |n_{ri}|}{n_m} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(162)$$

$$M_{rm} = 47 \text{ Nm}$$

Limitní hodnota jmenovitého momentu zvolené převodovky musí být větší

Tato podmínka má zřejmě smysl jedině tehdy, když akcelerační nebo havarijní momenty převyšují hodnoty momentu pro režim obrábění natolik, že dojde k zvýšení M_{rm} .

- akcelerační moment z vektoru M_r :

$$M_{rA} = |M_{r4}| \dots\dots\dots(163)$$

$$M_{rA} = 60 \text{ Nm}$$

Limitní hodnota akceleračního momentu zvolené převodovky musí být větší

- havarijní moment z vektoru M_r – v daném příkladě se s havarijním zatížením nepočítá – v případě potřeby by se omezil počet členů vektoru pro obrábění (M_{r1} , M_{r2}) a M_{r3} by se využil pro havarijní zatížení.

Limitní hodnota havarijního momentu zvolené převodovky musí být větší

Tab. 7 – Volba vstupní převodovky

Vstupní parametry - požadavky				Katalog Siemens(Alphagear)[9]: SP180 - MF1
				Limitní hodnoty
				Jmenovitý moment
Maximální moment při režimu obrábění	M_{rM}	Nm	172	360
				Maximální otáčky
Max. otáčky na vstupní hřídeli	n_1	min^{-1}	3000	3500

Převod	i_{1r}		5	5
				Jmenovité otáčky
Střední otáčky	n_{1m}	min^{-1}	1596	1500
				<i>Překročení limitu!</i>
				Jmenovitý moment
Střední moment	M_{rm}	Nm	47	360
				Akcelerační moment
Akcelerační moment z vektoru \mathbf{M}_r	M_{r4}	Nm	60	1100
				Havarijní moment
Havarijní moment	M_{r3}	Nm	neuveden ve výpočtu	2750
Účinnost η_{1r}		-		0,94
Moment setrvačnosti	J_{1r}	kgm^2		27,9e-4

1.4.1.13 Setrvačné hmoty jednotlivých částí mechanismu

Redukce hmotností se provádí podle schématu na Obr. 28, kde jsou tyto veličiny:

J_{1m} [kg m^2].....moment setrvačnosti kotvy motoru na hřídeli l

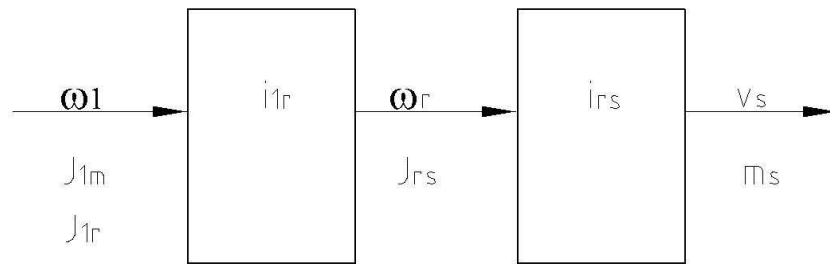
J_{1r} [kg m^2].... moment setrvačnosti vstupního převodu na hřídeli l

J_{rs} [kg m^2] moment setrvačnosti výstupního převodu (kuličkového šroubu) na hřídeli r

m_s [kg].....hmotnost přesouvaných skupin mechanismu

i_{1r} [-]...vstupní převod mechanismu

i_{rs} [m^{-1}]...výstupní převod mechanismu



Obr. 28 - Blokové schéma setrvačných hmot posuvového mechanismu

Př.: 20 - Analýza setrvačných hmot posuvového mechanismu

Dáno:

Motor Siemens 1FT6 108 – 8AF7 [9]:	
• Jmenovitý moment	$M_n(100K) = 37 \text{ Nm}$
• Klidový moment	$M_0(100K) = 70 \text{ Nm}$
• Moment setrvačnosti motoru	$J_{Im} = 260e-4 \text{ kgm}^2$
Moment setrvačnosti vstupního převodu SP180S-MF1 na hřídeli I	$J_{Ir} = 27,9e-4 \text{ kgm}^2$
Převod SP140 [9]	$i_{Ir} = 5$
Kuličkový šroub [7]	K100x20-4/AP+A - Kuřim
Stoupání šroubu	$h = 20 \text{ mm}$
Průměr šroubu	$d = 100 \text{ mm}$
Délka šroubu	$L_p = 4,8 \text{ m}$
Měrná hmotnost materiálu šroubu	$\rho = 7,85e3 \text{ kg/m}^3$
Hmotnost přesouvaných skupin	$m_s = 70000 \text{ kg}$

Stanovit:

- celkový převod mechanismu i_{Is}
- redukci setrvačných hmot na hřídel I a na přesouvané skupiny s
- porovnání setrvačných hmot
- dosažitelné zrychlení mechanismu a_s

Ze vztahů $i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h}$ (4) a

$i_{Is} = i_{Ir} * i_{rs}$ (6) se stanoví:

$i_{rs} = 314,159 \text{ m}^{-1}$
$i_{Is} = 1570,795 \text{ m}^{-1}$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu se stanoví ze vztahu:

$$J_{rs} = \frac{\pi * d^2}{4} * L_p * \rho * \frac{d^2}{8} \dots\dots\dots(164)$$

$J_{rs} = 0,37 \text{ kgm}^2$

Moment setrvačnosti posuvového mechanismu včetně posouvaných skupin redukováný na hřídel motoru (J_{1p}) vyplývá ze vztahů:

$$\frac{1}{2} J_{1p1} * \omega_1^2 = \frac{1}{2} J_{rs} * \omega_r^2 \dots\dots\dots\text{finální převod}$$

$$\frac{1}{2} J_{1p2} * \omega_1^2 = \frac{1}{2} m_s * v_s^2 \dots\dots\dots\text{posouvané skupiny}$$

$$J_{1p} = J_{1r} + J_{rs} * \frac{1}{i_{1r}^2} + m_s * \frac{1}{i_{1s}^2} \dots\dots\dots(165)$$

$J_{1p} = 0,046 \text{ kgm}^2$

Podíl momentu setrvačnosti posouvaných skupin a převodů k momentu setrvačnosti motoru:

$$\mu_p = \frac{J_{1p}}{J_{1m}} \dots\dots\dots(166)$$

$\mu_p = 1,8$
Systémy s $\mu_p > 2$ mají horší dynamickou stabilitu (překmitý při rozjezdu a zastavení) [16], [12].

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru I:

$$J_{1c} = J_{1m} + J_{1r} + J_{rs} * \frac{1}{i_{1r}^2} + m_s * \frac{1}{i_{1s}^2} \dots\dots\dots(167)$$

$J_{1c} = 0,072 \text{ kgm}^2$

Podíly jednotlivých částí posuvového systému:

$$\mu_m = \frac{J_{1m}}{J_{1c}}, \mu_{1r} = \frac{J_{1r}}{J_{1c}}, \mu_{rs} = \frac{J_{rs}}{J_{1c} * i_{1r}^2}, \mu_s = \frac{m_s}{J_{1c} * i_{1s}^2} \dots\dots\dots(168)$$

Motor	Vstupní převod	Kuličkový šroub	Přesouvané skupiny
-------	----------------	-----------------	--------------------

$\mu_m = \frac{J_{1m}}{J_{1c}}$	$\mu_{1r} = \frac{J_{1r}}{J_{1c}}$	$\mu_{rs} = \frac{J_{rs}}{J_{1c} * i_{1r}^2}$	$\mu_s = \frac{m_s}{J_{1c} * i_{1s}^2}$
0,36	0,039	0,21	0,394

Z tabulky je zřejmý vysoký podíl hmotnosti kuličkového šroubu a přesouvaných skupin.

Teoretické zrychlení saní (a_s) při klidovém momentu motoru se stanoví ze vztahů:

- zrychlující moment $M_1 = 2 * M_0(100K)$ tj.:

$$M_1 = 140 \text{ Nm}$$

- zrychlující posuvová síla dle $F_s = M_1 * i_{1s} * \eta_{1s}$ (14):

$$F_s = 197 \text{ kN}$$

- celková hmotnost redukována na saně vyplývá ze vztahu:

$$\frac{1}{2} J_{1c} * \omega_1^2 = \frac{1}{2} m_{cs} * v_s^2 \text{ tj.}$$

$$m_{sc} = J_{1c} * \left(\frac{\omega_1}{v_s} \right)^2 = J_{1c} * i_{1s}^2 \text{(169)}$$

$$m_{sc} = 1,77e5 \text{ kg}$$

- teoretické zrychlení:

$$a_s = \frac{F_s}{m_{sc}} \text{(170)}$$

$$a_s = 1,1 \text{ m/s}^2$$

1.4.1.14 Ztráta pohybu (vůle)

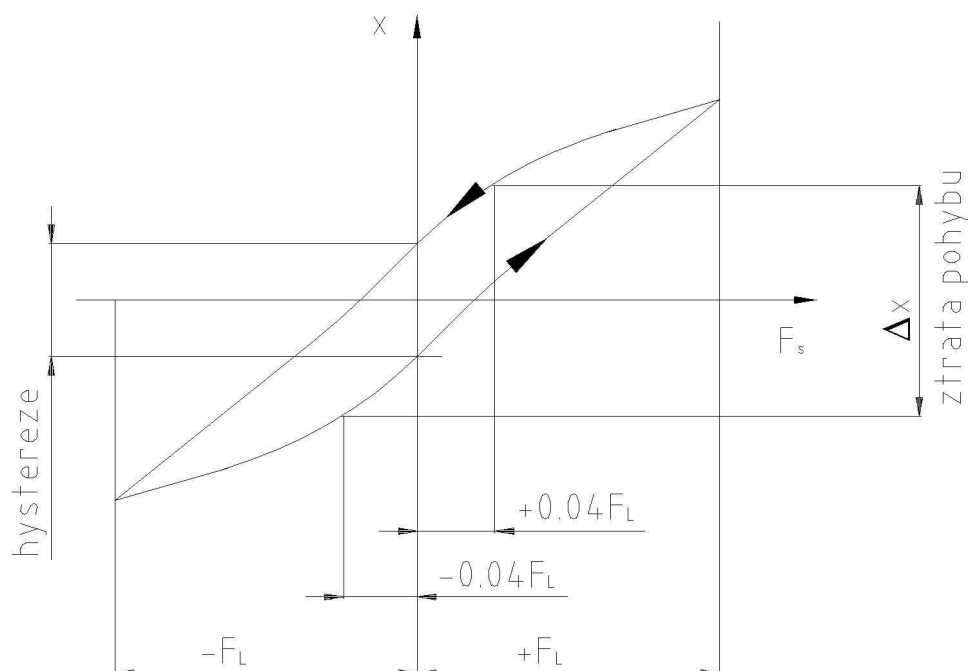
Ztráta pohybu posuvového mechanismu zahrnuje součet mechanických vůlí a hysterezí.

Ztráta pohybu (Δx , $\Delta \varphi$) je definována na výstupním členu mechanismu při působení vnější síly (ΔF) nebo momentu (ΔM) o velikosti:

$$\Delta F = \pm 0,04 * F_L \text{ resp. } \Delta M = \pm 0,04 * M_L$$

kde F_L je zvolená jmenovitá hodnota ze zatěžovacích stavů (viz

$$FL = \max(F_{si}^*) \text{(64)}$$

**Obr. 29 – Ztráta pohybu a hystereze**

Hysterezní křivka vznikne při zatěžování v naznačeném směru - hodnota hystereze a ztráty pohybu je zřejmá z Obr. 29.

Hystereze se pak měří při nulovém vnějším zatížení.

Celková přípustná ztráta pohybu na finálním členu posuvového mechanismu:

$$\Delta x_c \leq 0,02 \text{ mm} \dots\dots\dots (171)$$

Na celkovou ztrátu pohybu má obvykle rozhodující vliv finální člen mechanismu. Vliv vstupní převodovky na ztrátu pohybu je však vhodné ohodnotit.

Př.: 21 - Porovnání ztráty pohybu vstupních převodovek posuvového mechanismu

Dáno:

Varianty vstupní převodovky:	
A. Převod SP140 - torzní ztráta pohybu na výstupu z převodovky dle katalogu [1]	$\Delta \varphi_r = 0,2 * 10^{-3} \text{ rad}$
B. Převod čelními koly	
• průměr ozubeného kola na výstupním hřídeli	$D_r = 180 \text{ mm}$
• boční vůle zubů výstupního ozubeného kola	$\Delta_r = 0,1 \text{ mm}$
Celková ztráta pohybu na finálním členu	$\Delta x_c = 0,02 \text{ mm}$
Finální převod	$i_{rs} = 314,159 \text{ m}^{-1}$

Stanovit:

- ztrátu pohybu (vůli) převodu čelními koly (varianta B) a porovnat ji s variantou A
- transformaci ztráty pohybu vstupního převodu na výstupní člen mechanismu

Torzní vůle na výstupním kole se stanoví pomocí vztahu:

$$\Delta\varphi_r = \frac{2 * \Delta_r}{D_r} \dots\dots\dots(172)$$

Varianta B	$\Delta\varphi_r = 1 * 10^{-3} \text{ rad}$
Z porovnání je zřejmé, že nakupovaná převodovka SP 140 má podstatně menší ztrátu pohybu než převod s čelními koly.	

Transformace torzní vůle na finální člen se provede vztahem:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{\varphi_r}{\Delta x_r} \dots\dots\dots(173)$$

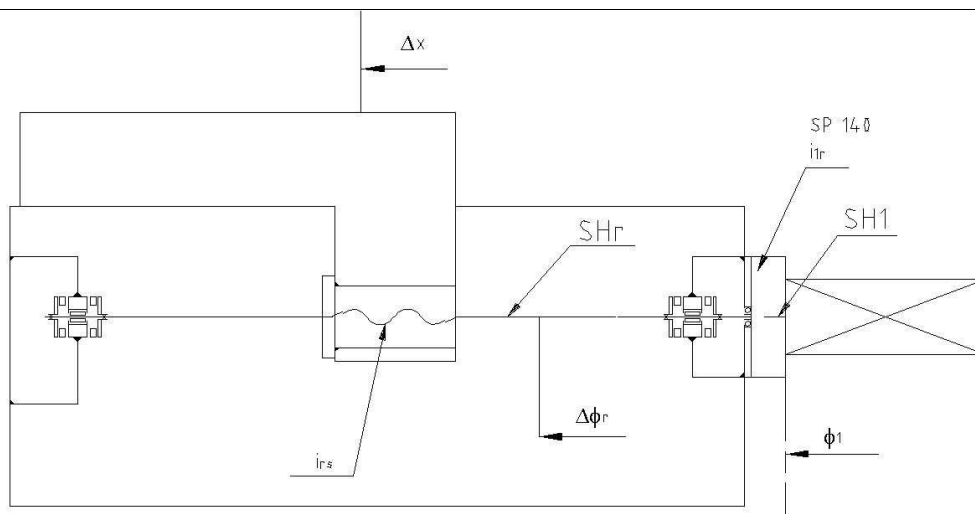
Z toho pak plyne:

$$\Delta x_r = \frac{\varphi_r}{i_{rs}} \dots\dots\dots(174)$$

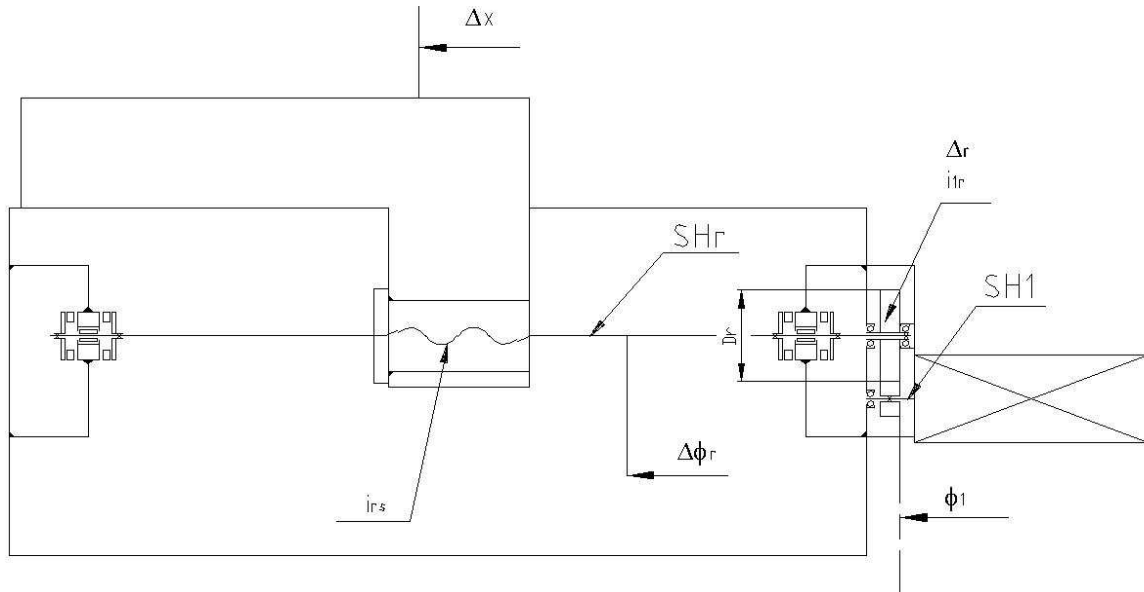
a poměrná ztráta pohybu vstupního převodu:

$$\delta_r = \frac{\Delta x_r}{\Delta x_c} = \frac{\varphi_r}{\Delta x_c * i_{rs}} \dots\dots\dots(175)$$

$\Delta x_r = 0,003 \text{ mm}$
$\Delta x = 0,02 \text{ mm}$
$\delta_r = 0,15$
Vliv torzní vůle vstupního převodu na celkovou ztrátu pohybu je zanedbatelný.



Obr. 30 - Ztráta pohybu posuvového mechanismu s vstupním převodem SP 140



Obr. 31 - Ztráta pohybu posuvového mechanismu s vstupním převodem čelními koly

1.4.2 Posuvový mechanismus s předepnutými pastorky a hřebenem

Posuvový mechanismus obsahuje převodovku se dvěma vzájemně předepnutými převodovými větvemi, jejichž výstupní pastorky zabírají do hřebenu. Pokud je předepnutí vyvozováno mechanicky je tato převodovka je spojena s vstupní převodovou skříní, která je poháněna regulačním střídavým motorem (Obr. 9). Jestliže se předepnutí provádí elektricky pak je každá převodová větev opatřena regulačním motorem (Obr. 10). Při návrhu základních rozměrů mechanismu se využívá z tohoto souboru zatížení pouze maximální síla F_M .

1.4.2.1 Posuvový mechanismus s mechanickým předepnutím (Obr. 33)

Sestává ze dvou vzájemně předepnutých převodů (i_{ps}), a vstupního převodu (i_{lp}). Předepnutá převodovka zahrnuje finální převod (i_{rs}) a reduktor (i_{pr}). Předepnutí se provádí předepínacím mechanismem.

Platí kinematické vztahy:

- celkový převod mezi motorem a saněmi dle

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5)$$

- finální převod (pastorek – hřeben) dle

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots 4) \text{ tj.:}$$

$$i_{rs_p} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p} \dots\dots\dots (176)$$

kde h_p je obvod pastorku

- předepnutý převod:

$$i_{ps} = i_{pr} * i_{rs_p} \dots\dots\dots (177)$$

- reduktor předepnutého převodu:

$$i_{pr} = \frac{\omega_p}{\omega_r} \dots\dots\dots(178)$$

- vstupní převod:

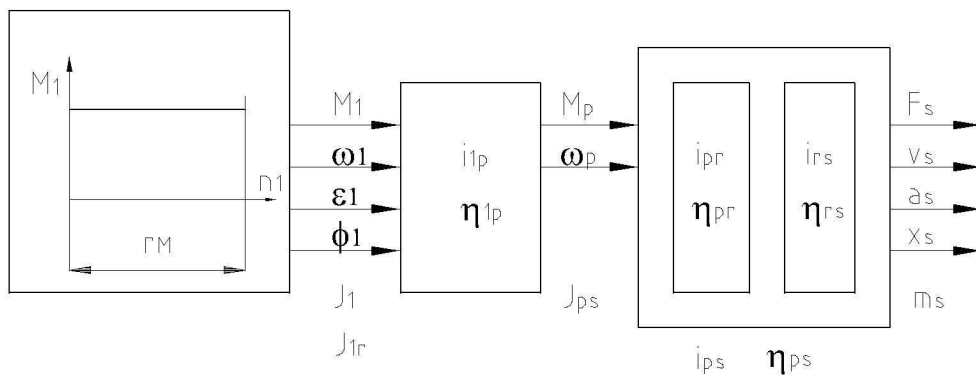
$$i_{1p} = \frac{\omega_1}{\omega_p} \dots\dots\dots(179)$$

Z uvedených vztahů pak vyplývá vztah mezi celkovým a vstupním převodem:

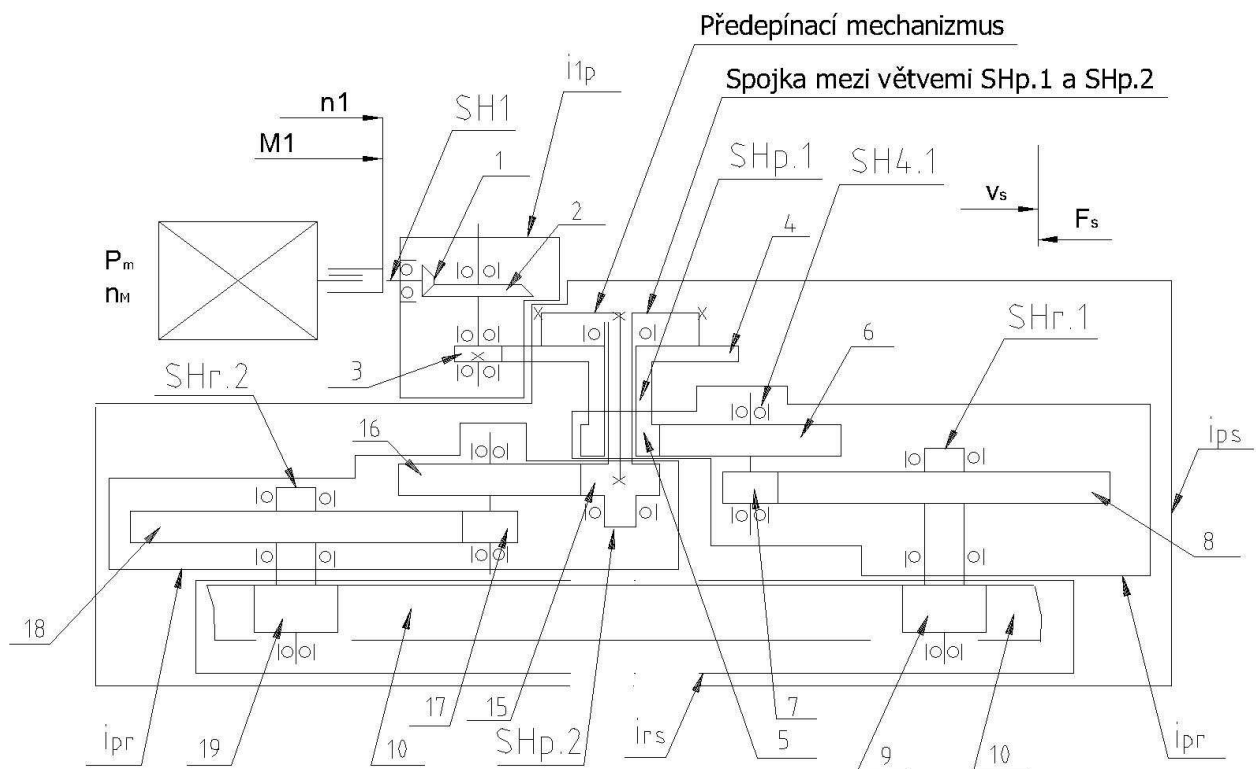
$$i_{1s} = i_{1p} * i_{ps} = i_{1p} * i_{pr} * i_{rs} \dots\dots\dots(180)$$

- účinnost jedné větve

$$\eta_{1s0} = \eta_{1p} * \eta_{pr} * \eta_{rs_p} \dots\dots\dots(181)$$



Obr. 32- Blokové schéma posuvového mechanismu s mechanickým předepnutím



Obr. 33 – Hřeben se dvěma pastorky mechanicky předeřinutými – návrh převodů

1.4.2.1.1 Finální převod (irs)

Finální převod se určí tímto postupem:

- stanovení obvodu pastorku (h_p) v závislosti na maximální síle (F_{sM}):

Maximální síla se stanoví z vektoru zatížení $F_s M =$

$$F_s l \dots \dots \dots (58).$$

Obvod pastorku (h_p) se stanoví ze vztahů:

- volba počtu zubů: $z_9 = 17 - 21$
- volba úhlu sklonu: $\beta_9 = 0 - 20^\circ$ - závisí na skladbě dílů lože, na kterých je hřeben uložen
- volba poměru modulu k šířce ozubení:

$$\psi = \frac{b}{m} = 12 - 15$$

- dovolené namáhání zubu v ohybu – tvrzený materiál:
 $c = 35 \text{ MPa}$
- modul (m_9) se stanoví ze vztahů:

$$F = c * b * t \dots \dots \dots (182)$$

$$t = \pi m$$

Dosažením za $F = F_M$, c , ψ se stanoví:

$$m_9 = \sqrt{\frac{F_M}{\pi * c * \psi}}$$

Obvod pastorku (h_p):

$$h_p = \pi * \frac{z_9 * m_9}{\cos \beta_9} \dots\dots\dots(183)$$

Pozn.: Obvod pastorku se obvykle upravuje na celé číslo pomocí korekce.

Př.: 22 - Stanovení parametrů finálního převodu hřeben - pastorek

Dáno:

Max. síla na výstupní části mechanismu	$F_M = F_I = 50 \text{ kN}$
Počet zubů pastorku	$z_9 = 21$
Úhel sklonu zubu	$\beta_9 = 10^\circ 7' 50''$
Poměr šířky k modulu	$\psi = \frac{b}{m} = 13$
Dovolené namáhání zubu v ohybu (materiál 14220.4 cementovaný kalený)	$c = 35 \text{ MPa}$

Stanovit:

- obvod pastorku h_p , finální převod i_{rs_p}

Dle $m_9 = \sqrt{\frac{F_M}{\pi * c * \psi}}$:

$m_9 = 5 \text{ mm}$

Dle $h_p = \pi * \frac{z_9 * m_9}{\cos \beta_9} \dots\dots\dots(183):$

$h_p = 335 \text{ mm}$

Finální převod se pak stanoví pomocí vztahu

$$i_{rs_p} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p} \dots\dots\dots(176) \text{ tj.}:$$

$i_{rs_p} = 18,75 \text{ m}^{-1}$

1.4.2.1.2 Předepnutý převod (ips), reduktor (ipr)

Předepnutý převod, který je dán vztahem

$$i_{ps} = i_{pr} * i_{rs_p} \dots\dots\dots(177) \text{ určuje vliv}$$

hodnoty ztráty pohybu vstupního převodu na celkovou ztrátu pohybu na finálním členu mechanismu:

Při využití vztahu

$$\delta_r = \frac{\Delta x_r}{\Delta x_c} = \frac{\varphi_r}{\Delta x_c * i_{rs}} \dots\dots\dots (175) \text{ se stanoví}$$

poměrná ztráta pohybu vstupního převodu:

$$\delta_p = \frac{\varphi_p}{\Delta x_c * i_{ps}} \dots\dots\dots (184)$$

Za předpokladu, že $\delta_p = \delta_r$, $\varphi_p = \varphi_r$ (shodná ztráta pohybu vstupního členu) by předepnutý převod systému hřeben se dvěma mechanicky předepnutými pastorky měl vyhovovat vztahu:

$$i_{ps} = i_{rs} = \frac{2 * \pi}{h} \dots\dots\dots (185)$$

tj. předepnutému převodu matice – kuličkový šroub (i_{rs}) obdobné únosnosti. Dosazením za i_{ps} a i_{rs} se stanoví:

$$i_{pr} * \frac{2 * \pi}{h_p} = \frac{2 * \pi}{h}$$

Z tohoto vztahu se pak stanoví převod reduktoru:

$$i_{pr} = \frac{h_p}{h} \dots\dots\dots (186)$$

Např. pro $h_p = 335$ mm a $h = 20$ mm je $i_{pr} = 17$.

Takto velký převod reduktoru nelze optimálně (vzhledem ke konstrukčnímu prostoru) realizovat pomocí dvou párů kol. Proto se volí menší převod v rozsahu:

$$i_{pr} = 4 - 9 \dots\dots\dots (187)$$

Převod reduktoru je pak dán 2 páry kol:

$$i_{pr} = i_{p4} * i_{4r} \dots\dots\dots (188)$$

kde je:

$$i_{p4} = \frac{z_6}{z_5} \dots\dots\dots (189)$$

$$i_{4r} = \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots (190)$$

Převod se stanoví takto:

$$(i_{4r}) : (i_{p4}) = 2 : 1 \dots\dots\dots (191)$$

- $z_7 = 17 - 21$
- $m_7 = m_9 - 1 \text{ mm}$
- $z_5 = 20 - 25$
- $m_5 = m_7$

Př.: 23 - Stanovení parametrů předepnutého převodu

Dáno:

Finální převod	$i_{rs_p} = 18,75 \text{ m}^{-1}$
Počet zubů pastorku z_7	$z_7 = 17$
Modul pastorku	$m_7 = 4 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku z_5	$z_5 = 25$
Modul pastorku	$m_5 = 3,5 \text{ mm}$
Převod reduktoru	$i_{pr} = 9$

Stanovit:

➤ převod reduktoru i_{pr} , dílčí převody i_{p4} , i_{4r} , předepnutý převod i_{ps}

$$\mathbf{Z} \quad i_{pr} = i_{p4} * i_{4r} \dots\dots\dots(188) \text{ a}$$

$$(i_{4r}) : (i_{p4}) = 2 : 1 \dots\dots\dots(191) \text{ plyne:}$$

$$9 = \frac{z_6}{25} * \frac{z_8}{17}$$

$$\left(\frac{z_8}{17}\right) : \left(\frac{z_6}{25}\right) = 2 : 1$$

$z_8 = 69$
$z_6 = 55$

$$\mathbf{Z} \quad i_{pr} = i_{p4} * i_{4r} \dots\dots\dots(188) \text{ a}$$

$$i_{ps} = i_{pr} * i_{rs_p} \dots\dots\dots(177)$$

$$i_{p4} = \frac{z_6}{z_5} \dots\dots\dots(189),$$

$$i_{4r} = \frac{z_8}{z_7} \dots\dots\dots(190)$$

$i_{p4} = 2,2$
$i_{4r} = 4,05$
$i_{pr} = 8,93$
$i_{ps} = 167,49 \text{ m}^{-1}$

1.4.2.1.3 Vstupní převod (i_{1p}), jmenovité otáčky motoru, celkový převod (i_{1s})

Z uvedených vztahů se stanoví výkon motoru, podle něhož se stanoví z katalogu typ a příslušné parametry jmenovitých otáček.

K dané maximální rychlosti výstupní části mechanismu v_s se pak přiřadí jmenovité otáčky motoru z katalogu n_I .

Celkový převod mechanismu je dán vztahem

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5), \omega_1 = 2 * \pi * n_1 \dots\dots\dots (3).$$

Dosažením i_{1s} a stanoveného předepnutého převodu i_{ps} do

$$i_{1s} = i_{1p} * i_{ps} = i_{1p} * i_{pr} * i_{rs} \dots\dots\dots (180) \text{ se určí } i_{1p}.$$

Př.: 24 - Stanovení celkového a vstupního převodu

Dáno:

Maximální rychlost výstupní části mechanismu (rychloposuv)	$v_s = 12 \text{ m/min}$
Maximální (jmenovité) otáčky motoru	$n_I = 1500 \text{ min}^{-1}$
Předepnutý převod	$i_{ps} = 167,49 \text{ m}^{-1}$

Stanovit:

➤ celkový převod i_{1s} , vstupní převod i_{1p}

$$Z i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{a } \omega_1 = 2 * \pi * n_1 \dots\dots\dots (3):$$

$i_{1s} = 785,4 \text{ m}^{-1}$

$$Z i_{1s} = i_{1p} * i_{ps} = i_{1p} * i_{pr} * i_{rs} \dots\dots\dots (180) \text{ se stanoví:}$$

$$i_{1p} = \frac{i_{1s}}{i_{ps}} \dots\dots\dots (192)$$

$i_{1p} = 4,68$

V případě, že se hodnota (i_{1p}) realizuje dvěma páry ozubených kol tj.:

- z_3, z_4, z_1 - volba z konstrukčního prostoru

$z_3 = 38$
$z_4 = 80$
$z_1 = 12$

- z_2 se pak stanoví ze vztahu :

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(193)$$

$z_2 = 26$

Skutečný vstupní převod je pak dán vztahy:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(193)$$

$i_{12} = 2,16$

$$i_{2p} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots(194)$$

$i_{2p} = 2,1$

$$i_{1p} = i_{12} * i_{2p} \dots\dots\dots(195)$$

$i_{1p} = 4,56$

Skutečný celkový převod je dán vztahem

$$i_{1s} = i_{1p} * i_{ps} = i_{1p} * i_{pr} * i_{rs} \dots\dots\dots(180):$$

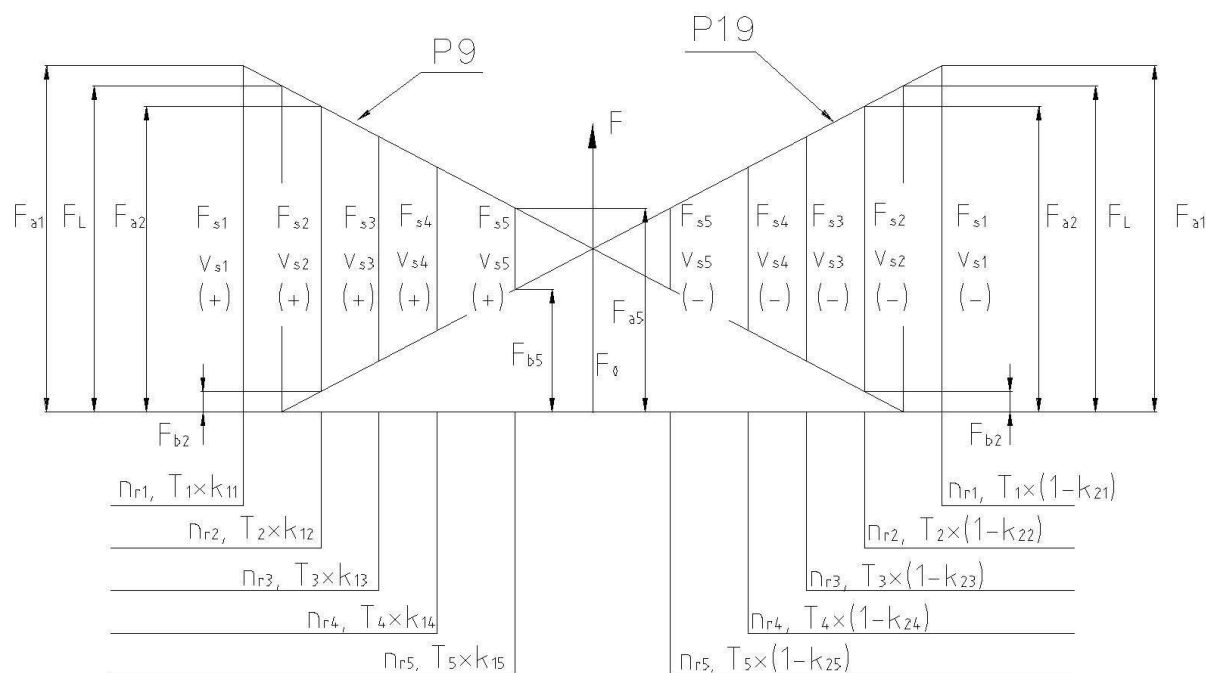
$i_{1s} = 763,75 \text{ m}^{-1}$

Skutečná maximální rychlost výstupní části dle

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \dots\dots\dots(5):$$

$v_s = 12,3 \text{ m/min}$

1.4.2.1.4 Zatěžovací stavy posuvového mechanismu



Obr. 34 - Zatížení pastorků P19 a P9 finálního převodu

1.4.2.1.4.1 Vektory zatížení finálního převodu posuvového mechanismu $F_{9.10}$, $F_{19.10}$ a vektor otáček n_r

Vnější zatížení saní je dáno vztahem:

$$F_S = F_{s1} \ F_{s2} \ F_{s3} \ F_{s4} \ F_{s5} \ F_{s6} \ F_{s7} \ F_{s8} \ F_{s9} \ F_{s10} \dots\dots\dots(53)$$

Pro stanovení zatížení jednotlivých pastorků P9 a P19 se z tohoto vektoru vybere vektor s nezápornými hodnotami tj. pro $i = 1 \dots 5$:

$$F_s = F_{s1} \ F_{s2} \ F_{s3} \ F_{s4} \ F_{s5} \dots\dots\dots(70)$$

kteří se zadají do grafu předepnutých pastorků (**Obr. 34**). Zatížení jednotlivých pastorků P9 a P19 má tento tvar řádkových vektorů $F_{19.10}$, $F_{9.10}$ (vektory mají opačný smysl):

$$F_{9.10} = F_{a1} \ F_{a2} \ F_{a3} \ F_{a4} \ F_{a5} \ F_{b5} \ F_{b4} \ F_{b3} \ F_{b2} \ F_{b1} \dots\dots\dots(196)$$

$$F_{19.10} = -F_{b1} \ -F_{b2} \ -F_{b3} \ -F_{b4} \ -F_{b5} \ -F_{a5} \ -F_{a4} \ -F_{a3} \ -F_{a2} \ -F_{a1} \dots\dots\dots(197)$$

kde je:

F_{ai} maximální síla působící na pastorek

F_{bi} minimální síla působící na pastorek

Vektor vnější síly je pak dána vztahem:

$$F_{si} = F_{9.10i} + F_{19.10i} \dots\dots\dots(198)$$

Při určování maximálních (F_{ai}) a minimálních (F_{bi}) hodnot zatížení pastorku a hřebenu se předpokládá shodná tuhost obou převodových větví.

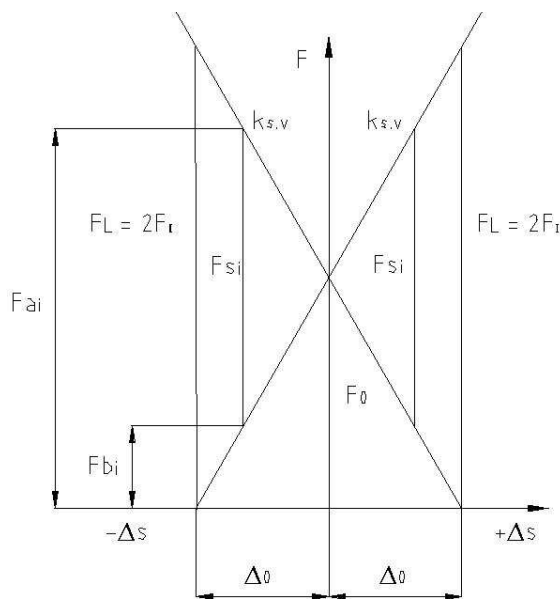
Závislost zatížení na deformaci v předepnutém převodu je lineární a je určena vztahy:

$$F_a = F_0 + 0,5 * F_s \dots\dots\dots(199)$$

$$F_b = F_0 - 0,5 * F_s \dots\dots\dots(200)$$

pro zatížení F_s v obou směrech pohybu. Předepnutá oblast je omezena vnější silou F_L , která je pak určeno vztahem:

$$F_L = 2 * F_0 \dots\dots\dots(201)$$



Obr. 35 - Charakteristika předepnutého mechanismu se dvěma pastorky

Velikost F_L se stanoví z vektoru $FL = \max(F_{si}^*) \dots\dots\dots(64)$, kde je:

$$F_s^* = F_{s2}, F_{s3}, F_{s4}$$

Jsou to stavy, u kterých musí být zaručeno vymezení vůle v posuvovém mechanismu.

Volí se max. hodnota ze složek tohoto vektoru tj.:

$$F_L = \max(F_{s2}, F_{s3}, F_{s4}) \dots\dots\dots(202)$$

Předpětí finálního převodu se stanoví z

$$F_L = 2 * F_0 \dots\dots\dots(201) \text{ tj.}:$$

$$F_0 = \frac{F_L}{2} \dots\dots\dots(203)$$

Př.: 25 - Parametry převodu mechanicky předepnutého posuvového mechanismu

Dáno:

Vektor zatížení F_s pro $i = 1 \dots 5$ (smysl pohybu se neuvažuje)	$F_s = 50 \quad 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0$ kN
Vektor zatížení F_s^* pro volbu předpětí	$F_s^* = 33 \quad 6 \quad 17,5 \quad 0$ kN
Vektor rychlosti posuvu pro $i = 1 \dots 10$	$v_s = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} =$ $= -0,5 \quad -0,7 \quad -0,8 \quad -6 \quad -12 \quad 12 \quad 6 \quad 0,8 \quad 0,7 \quad 0,5$ m/min

Stanovit:

- mezní sílu F_L a předpětí mechanismu na pastorcích F_0
- vektor otáček n_r
- vektory zatížení pastorků $F_{9,10}, F_{19,10}$

• volba předpětí ze vztahů $F_L = \max(F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4}) \dots\dots\dots(202)$

a $F_0 = \frac{F_L}{2} \dots\dots\dots(203):$

$F_L = 33$ kN
$F_0 = 16,5$ kN

Výpočet F_{ai}, F_{bi} je určen vztahy:

- dvojice pastorků bude přenášet vnější síly v oblasti předepnutí v případě, že:

$F_{si} < F_L \dots\dots\dots(204)$

tj. pro $F_{si} < F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici pastorků dle vztahů:

$F_a = F_0 + 0,5 * F_s \dots\dots\dots(199)$ tj. pro $i = 1 \dots 5 :$

$F_{ai} = F_0 + 0,5 * F_{si} \dots\dots\dots$ maximální síly $\dots\dots\dots(205)$

$F_b = F_0 - 0,5 * F_s \dots\dots\dots(200)$ tj. pro $i = 1 \dots 5:$

$F_{bi} = F_0 - 0,5 * F_{si} \dots\dots\dots$ minimální síly $\dots\dots\dots(206)$

- dvojice pastorků bude přenášet vnější síly mimo oblast předepnutí v případě, že:

$$F_{si} \geq F_L \dots\dots\dots(207)$$

tj. pro $F_{si} \geq F_L$ se stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici pastorků pro

$i = 1 \dots 5$:

$$F_{ai} = F_{si} \dots\dots\dots\text{maximální síly} \dots\dots\dots(208)$$

$$F_{bi} = 0 \dots\dots\dots\text{minimální síly} \dots\dots\dots(209)$$

Z vektoru rychlostí

$$v_S = v_{s1} \quad v_{s2} \quad v_{s3} \quad v_{s4} \quad v_{s5} \quad v_{s6} \quad v_{s7} \quad v_{s8} \quad v_{s9} \quad v_{s10} \dots\dots\dots(54)$$

se stanoví prvky vektoru otáček n_r pro $i = 1 \dots 10$ dle vztahu:

$$n_{ri} = \frac{v_{si}}{h} \dots\dots\dots(79) \text{ pro } h = h_p:$$

$$\mathbf{n}_r = n_{r1} \quad n_{r2} \quad n_{r3} \quad n_{r4} \quad n_{r5} \quad n_{r6} \quad n_{r7} \quad n_{r8} \quad n_{r9} \quad n_{r10} \dots\dots\dots(80)$$

Uvedené vektory $F_{9,10}$, $F_{19,10}$, v_s a n_r jsou stejné pro symetrické i asymetrické zatížení. Rozlišení zatížení určuje až vektor doby běhu T .

Z podmíněk $F_{si} < F_L \dots\dots\dots(204)$,

$F_{si} \geq F_L \dots\dots\dots(207)$ a příslušných vztahů se

stanoví maximální a minimální síly působící na dvojici pastorků a vektory zatížení pastorků $F_{9,10}$, $F_{19,10}$ dle vztahů:

$$F_{9,10} = F_{a1} \quad F_{a2} \quad F_{a3} \quad F_{a4} \quad F_{a5} \quad F_{b5} \quad F_{b4} \quad F_{b3} \quad F_{b2} \quad F_{b1} \dots\dots\dots(196)$$

$$F_{19,10} = -F_{b1} \quad -F_{b2} \quad -F_{b3} \quad -F_{b4} \quad -F_{b5} \quad -F_{a5} \quad -F_{a4} \quad -F_{a3} \quad -F_{a2} \quad -F_{a1} \dots\dots\dots(197)$$

$F_{9,10} = 50 \quad 33,1 \quad 19,5 \quad 25,3 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 7,8 \quad 13,6 \quad 0 \quad 0 \text{ kN}$
$F_{19,10} = 0 \quad 0 \quad -13,6 \quad -7,8 \quad -16,5 \quad -16,5 \quad -25,3 \quad -19,5 \quad -33,1 \quad -50 \text{ kN}$
$n_r = -1,5 \quad -2,1 \quad -2,5 \quad -18 \quad -35,8 \quad 35,8 \quad 18 \quad 2,5 \quad 2,1 \quad 1,5 \text{ min}^{-1}$

1.4.2.1.4.2 Zatížení souhmotí SH5.1, SH5.2

Hnací moment na kole 8 od pastorku 7 je dán vztahy:

- pro $sign(v_s) = -1$ (tj. pro $i = 1 \dots 5$) a při respektování levotočivé soustavy souřadnic Obr. 36

$$M_{8,7i} * \omega_{5i} * \eta = -F_{9,10i} * v_{si}$$

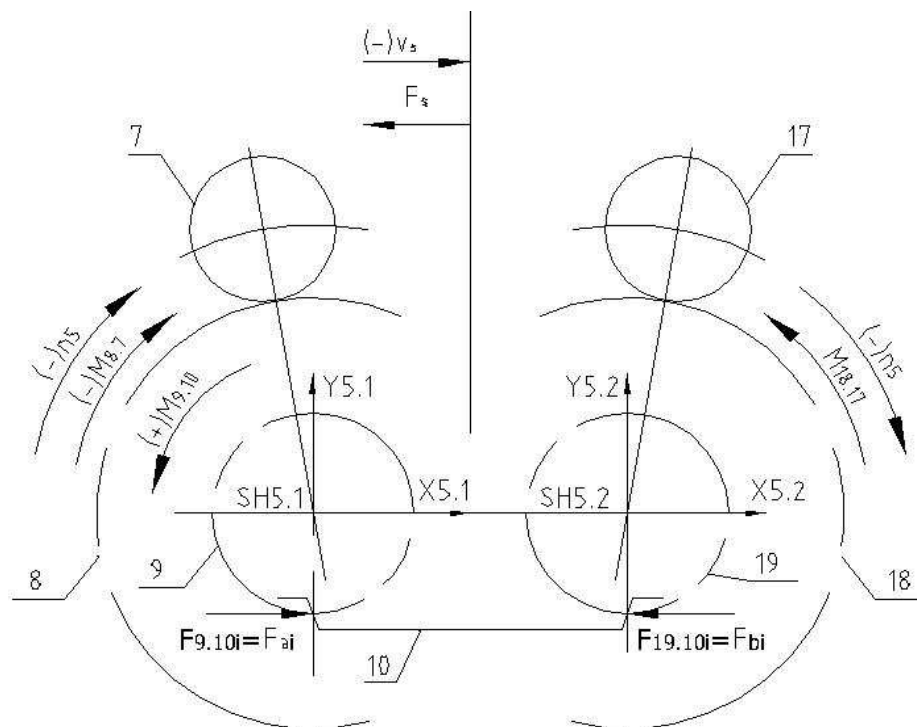
$$M_{18,17i} * \omega_{5i} = -F_{19,10i} * v_{si} * \eta$$

Po dosazení vztahu $i_{5s} = i_{rs_p} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p}$ (

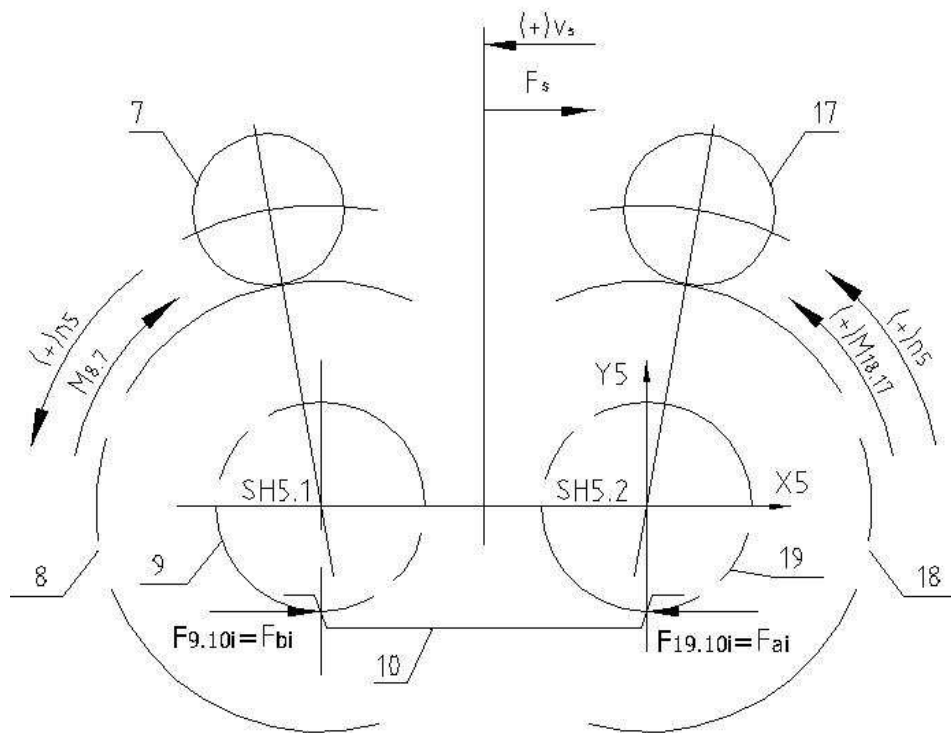
176):

$$M_{8,7i} = -F_{9,10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(210)$$

$$M_{18,17i} = -F_{19,10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \eta \dots\dots\dots(211)$$



Obr. 36 - Schéma předepnutých pastorků a hřebenu - smysl pohybu (-v_s)



Obr. 37 - Schéma předepnutých pastorků a hřebenu - smysl pohybu (+ v_s)

- pro $sign(v_s) = +1$ (tj. pro $i = 6...10$) a při respektování levotočivé soustavy souřadnic Obr. 37

$$M_{8.7i} * \omega_{5i} = -F_{9.10i} * v_{si} * \eta$$

$$M_{18.17i} * \omega_{5i} * \eta = -F_{19.10i} * v_{si}$$

Obdobně pak po dosazení vztahu

$$i_{5s} = i_{rs_p} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p} \dots\dots\dots (176):$$

$$M_{8.7i} = -F_{9.10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \eta \dots\dots\dots (212)$$

$$M_{18.17i} = -F_{19.10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots (213)$$

Reakční momenty na pastorku 9 a 19 jsou dány vztahy:

$$M_{9.10i} = -M_{8.7i} \dots\dots\dots (214)$$

$$M_{19.10i} = -M_{18.17i} \dots\dots\dots (215)$$

Př.: 26 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH5.1 a SH5.2

Dáno:

Zatížení pastorku 9 od hřebene 10	$F_{9,10} = 50 \quad 33,1 \quad 19,5 \quad 25,3 \quad 16,5 \quad 16,5 \quad 7,8 \quad 13,6 \quad 0 \quad 0 \text{ kN}$
Zatížení pastorku 19 od hřebene 10	$F_{19,10} = 0 \quad 0 \quad -13,6 \quad -7,8 \quad -16,5 \quad -16,5 \quad -25,3 \quad -19,5 \quad -33,1 \quad -50 \text{ kN}$
Otáčky pastorků	$n_5 = -1,5 \quad -2,1 \quad -2,5 \quad -18 \quad -35,8 \quad 35,8 \quad 18 \quad 2,5 \quad 2,1 \quad 1,5 \text{ min}^{-1}$
Absolutní doba běhu v obou směrech pohybu - ryze asymetrické zatěžování - viz Př.: 5	$T_I = 2100 \quad 3500 \quad 1400 \quad 400 \quad 3600 \quad 3600 \quad 400 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \text{ hod}$
Finální převod	$i_{5s} = 18,75 \text{ m}^{-1}$

Stanovit:

- vektory zatížení souhmotí $M_{9,10}, M_{19,10}, M_{8,7}, M_{18,17}$
- příslušnou vnější sílu F_s

Vnější síla se určí ze vztahu

a momenty pro $i = 1 \dots 5$ ze vztahů:

$$M_{8,7i} = -F_{9,10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(210),$$

$$M_{18,17i} = -F_{19,10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \eta \dots\dots\dots(211),$$

momenty pro $i = 6 \dots 10$ ze vztahů:

$$M_{8,7i} = -F_{9,10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \eta \dots\dots\dots(212),$$

$$M_{18.17i} = -F_{19.10i} * \frac{1}{i_{5s}} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(213),$$

momenty pro $i = 1 \dots 10$ ze vztahů:

$$M_{9.10i} = -M_{8.7i} \dots\dots\dots(214) \text{ a}$$

$$M_{19.10i} = -M_{18.17i} \dots\dots\dots(215).$$

Vektory doby běhu a otáčekse převezmou ze zadání.

Výsledky se vloží do

Tab. 8.

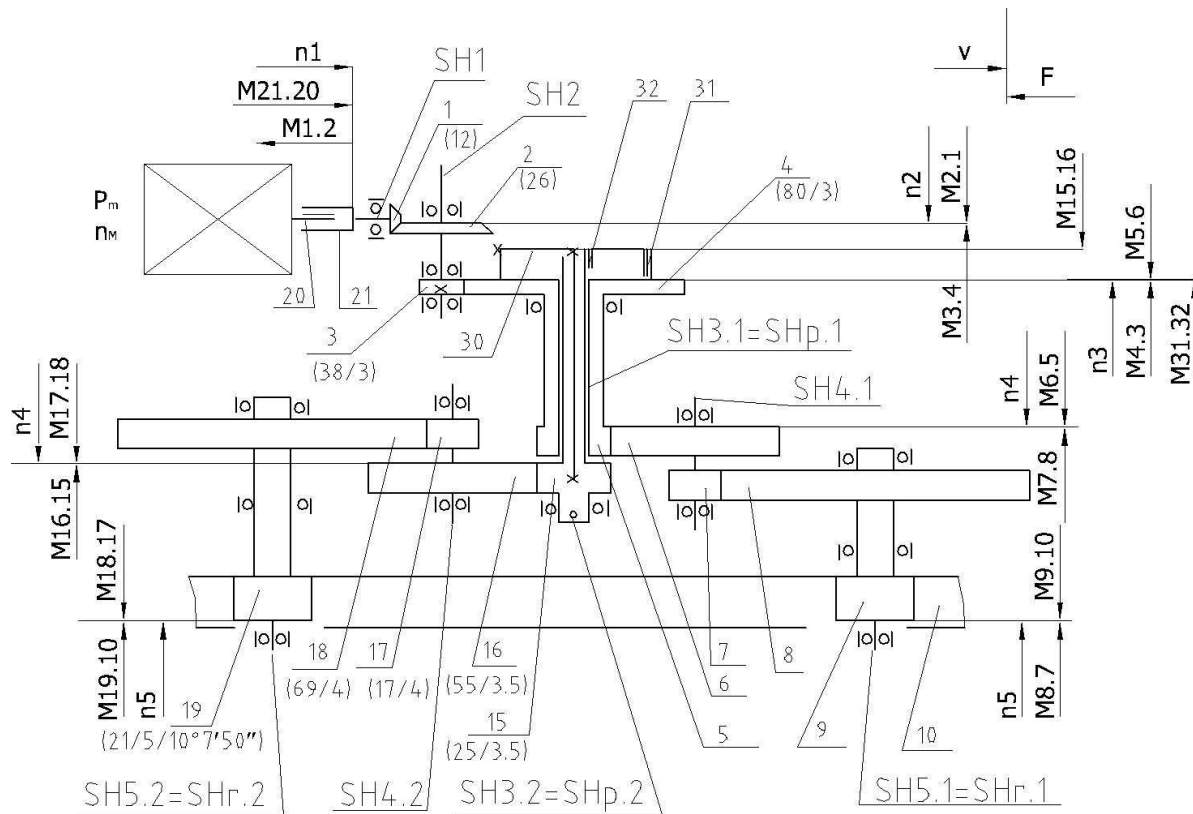
Tab. 8 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH5.1, SH5.2

Stav	Moment na pastorku 9 od hřebenu 10 ($M_{9.10}$)	Moment na kole 8 od kola 7 ($M_{8.7}$)	Otáčky souhmotí (n_5)	Vnější síla (F_s)	Doba běhu (T_I)	Moment na pastorku 19 od hřebenu 10 ($M_{19.10}$)	Moment na kole 18 od kola 17 ($M_{18.17}$)
	Nm	Nm	min ⁻¹	kN	hod	Nm	Nm
1	2722	-2722	-1,5	50	2100	0	0
2	1800	-1800	-2,1	33,1	3500	0	0
3	1060	-1060	-2,5	5,9	1400	-711	711
4	1376	-1376	-18	17,5	400	-407	407
5	900	-900	-35,8	0	3600	-864	864
6	864	-864	35,8	0	3600	-900	900
7	407	-407	18	-17,5	400	-1376	1376
8	711	-711	2,5	-5,9	0	-1060	1060
9	0	0	2,1	-33,1	0	-1800	1800
10	0	0	1,5	-50	0	-2722	2722
T_c					15000		

Vstupní skříň: souhmotí SH1, SH2, převodové prvky 20, 21, 1, 2, 3, 4

Předepnutá převodovka:

1. větev: souhmotí SH3.1, SH4.1, SH5.1
převodové prvky 5, 6, 7, 8, 9, (10)
2. větev: souhmotí SH3.2, SH4.2, SH5.2
převodové prvky 15, 16, 17, 18, 19, (10) , 30, 31



Obr. 38 – Hřeben se dvěma pastorky mechanicky předepnutými – zátěžné stavy

Př.: 27 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH4.1 a SH4.2

Dáno:

Stav	Moment na kole 8 od kola 7 ($M_{8.7}$)	Otáčky souhmotí (n_5)	Doba běhu (T_I)	Moment na kole 18 od kola 17 ($M_{18.17}$)
	Nm	min^{-1}	hod	Nm
1	-2722	-1,5	2100	0
2	-1800	-2,1	3500	0
3	-1060	-2,5	1400	711
4	-1376	-18	400	407
5	-900	-35,8	3600	863

6	-864	35,8	3600	900
7	-407	18	400	1376
8	-711	2,5	0	1060
9	0	2,1	0	1800
10	0	1,5	0	2722
T_c			15000	

Převod ze souhmotí SH4 na SH5	$i_{45} = 4,05$
Obr. 38	

Stanovit:

- vektory zatížení souhmotí $M_{7.8}$, $M_{6.5}$, $M_{17.18}$, $M_{16.15}$
- vektor otáček n_4

1.4.2.1.4.3 Zatížení souhmotí SH4.1, SH4.1

Vektor otáček se stanoví ze vztahu:

$$n_4 = (-)n_5 * i_{45} \dots \dots \dots (216)$$

Zatížení ze vztahů.

- pro $i = 1 \dots 5$:

$$M_{7.8i} = M_{8.7i} * \frac{1}{i_{45}} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (217)$$

$$M_{17.18i} = M_{18.17i} * \frac{1}{i_{45}} * \eta \dots \dots \dots (218)$$

- pro $i = 6 \dots 10$:

$$M_{7.8i} = M_{8.7i} * \frac{1}{i_{45}} * \eta \dots \dots \dots (219)$$

$$M_{17.18i} = M_{18.17i} * \frac{1}{i_{45}} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (220)$$

- pro $i = 1 \dots 10$:

$$M_{6.5i} = -M_{7.8i} \dots \dots \dots (221)$$

$$M_{16.15i} = -M_{17.18i} \dots \dots \dots (222)$$

Doba běhu se převezme ze zadání. Výsledky se vloží do

Tab. 9.

Tab. 9 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH4.1, SH4.2

Stav	Moment na kole 6 od pastorku 5 ($M_{6,5}$)	Moment na pastorku 7 od kola 8 ($M_{7,8}$)	Otáčky suhmotí (n_4)	Doba běhu (T_{12})	Moment na kole 16 od pastorku15 ($M_{16,15}$)	Moment na kole 17 od kola 18 ($M_{17,18}$)
	Nm	Nm	min ⁻¹	hod	Nm	Nm
1	684	-684	6	2100	0	0
2	452	-452	8	3500	0	0
3	266	-266	10	1400	-172	172
4	346	-346	73	400	-98	98
5	226	-226	145	3600	-208	208
6	209	-209	-145	3600	-226	226
7	98	-98	-73	400	-346	346
8	172	-172	-10	0	-266	266
9	0	0	-8	0	-452	452
10	0	0	-6	0	-684	684
T_c				15000		

Př.: 28 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH3.1 a SH3.2

Dáno:

Stav	Moment na kole 6 od pastorku 5 ($M_{6,5}$)	Otáčky suhmotí (n_4)	Doba běhu (T_{12})	Moment na kole 16 od pastorku15 ($M_{16,15}$)
	Nm	min ⁻¹	hod	Nm
1	684	6	2100	0
2	452	8	3500	0
3	266	10	1400	-172
4	346	73	400	-98

5	226	145	3600	-208
6	209	-145	3600	-226
7	98	-73	400	-346
8	172	-10	0	-266
9	0	-8	0	-452
10	0	-6	0	-684
T_c				15000

Převod ze souhmotí SH3 na SH4	$i_{34} = 2,2$
Obr. 38	

Stanovit:

- vektory zatížení souhmotí $M_{5,6}$, $M_{15,16}$, $M_{4,3}$
- vektor otáček n_3

1.4.2.1.4.4 Zatížení souhmotí SH3.1, SH3.2

Vektor otáček se stanoví ze vztahu:

$$n_3 = (-)n_4 * i_{34} \dots \dots \dots (223)$$

Zatížení ze vztahů:

- pro $i = 1 \dots 5$:

$$M_{5,6i} = M_{6,5i} * \frac{1}{i_{34}} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (224)$$

$$M_{15,16i} = M_{16,15i} * \frac{1}{i_{34}} * \eta$$

- pro $i = 6 \dots 10$:

$$M_{5,6i} = M_{6,5i} * \frac{1}{i_{34}} * \eta \dots \dots \dots (225)$$

$$M_{15,16i} = M_{16,15i} * \frac{1}{i_{34}} * \frac{1}{\eta}$$

- Hnací moment na kole 4 od pastorku 3 je dán vztahem pro $i = 1 \dots 10$:

$$M_{4,3i} = (-1)(M_{5,6i} + M_{15,16i}) \dots \dots \dots (226)$$

Výsledky se vloží do Tab. 10.

Tab. 10 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH3

Stav	Moment na pastorku 5 od kola 6 ($M_{5,6}$)	Hnací moment na kole 4 od kola 3 ($M_{4,3}$)	Moment pastorku 15 od kola 16 od ($M_{15,16}$)	Otáčky suhmotí (n_3)	Doba běhu (T_I)
	Nm	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1	317	-317	0	-13,3	2100
2	210	-210	0	-18,6	3500
3	123,5	-47	-76,5	-22	1400
4	160	-117	-44	-160	400
5	105	-12	-93	-320	3600
6	93	12	-105	320	3600
7	44	117	-160	160	400
8	76,5	47	-123,5	22	0
9	0	210	-210	18,6	0
10	0	317	-317	13,3	0
			T_c		15000

Př.: 29 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH2

Dáno:

Stav	Hnací moment na kole 4 od kola 3 ($M_{4,3}$)	Otáčky suhmotí (n_3)	Doba běhu (T_I)
	Nm	min ⁻¹	hod
1	-317	-13,3	2100
2	-210	-18,6	3500
3	-47	-22	1400
4	-117	-160	400

5	-12	-320	3600
6	12	320	3600
7	117	160	400
8	47	22	0
9	210	18,6	0
10	317	13,3	0
T_c			15000

Převod ze souhmotí SH2 na SH3	$i_{23} = 2,1$
Obr. 38	

- vektory zatížení souhmotí $M_{3,4}$, $M_{2,1}$
- vektor otáček n_2

1.4.2.1.4.5 Zatížení souhmotí SH2.1, SH2.2

Vektor otáček a zatížení souhmotí se stanoví ze vztahů:

$$n_2 = (-)n_3 * i_{23} \dots \dots \dots (227)$$

Zatížení souhmotí SH2 pro $i = 1 \dots 10$:

$$M_{3,4i} = M_{4,3i} * \frac{1}{i_{2p}} * \frac{1}{\eta} \dots \dots \dots (228)$$

$$M_{2,1i} = -M_{3,4i} \dots \dots \dots (229)$$

Výsledky se vloží do Tab. 11.

Tab. 11- Zatěžovací stavy – souhmotí SH2

Stav	Moment na kole 2 od pastorku 1 ($M_{2,1}$)	Moment pastorku 3 od kola 4 od ($M_{3,4}$)	Otáčky souhmotí (n_2)	Doba běhu (T_I)
	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1	95,2	-95,2	45,3	2100
2	63	-63	63,4	3500

3	14,1	-14,1	4,4	1400
4	35	-35	543,8	400
5	3,6	-3,6	1100	3600
6	-3,6	3,6	-1100	3600
7	-35	35	-543,8	400
8	-14,1	14,1	-74,4	0
9	-63	63	-63,4	0
10	-95,2	95,2	-45,3	0
T_c				15000

Př.: 30 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH1

Dáno:

Stav	Hnací moment na kole 2 od kola 1 ($M_{2,1}$)	Otáčky souhmotí (n_1)	Doba běhu (T_I)
	Nm	min ⁻¹	hod
1	95,2	45,3	2100
2	63	63,4	3500
3	14,1	4,4	1400
4	35	543,8	400
5	3,6	1100	3600
6	-3,6	-1100	3600
7	-35	-543,8	400
8	-14,1	-74,4	0
9	-63	-63,4	0
10	-95,2	-45,3	0
T_c			15000

Převod ze souhmotí SH1 na SH2	$i_{12}=2,16$
Obr. 38	

- vektory zatížení souhmotí $M_{1,2}$, $M_{21,20}$
- vektor otáček n_1

1.4.2.1.4.6 Zatížení souhmotí SH1

Vektor otáček a zatížení souhmotí se stanoví ze vztahů:

$$n_1 = (-)n_2 * i_{12} \dots\dots\dots(230)$$

Zatížení souhmotí SH1 pro $i = 1 \dots 10$:

$$M_{1,2i} = M_{2,1i} * \frac{1}{i_{12}} * \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(231)$$

$$M_{21,20i} = -M_{1,2i} \dots\dots\dots(232)$$

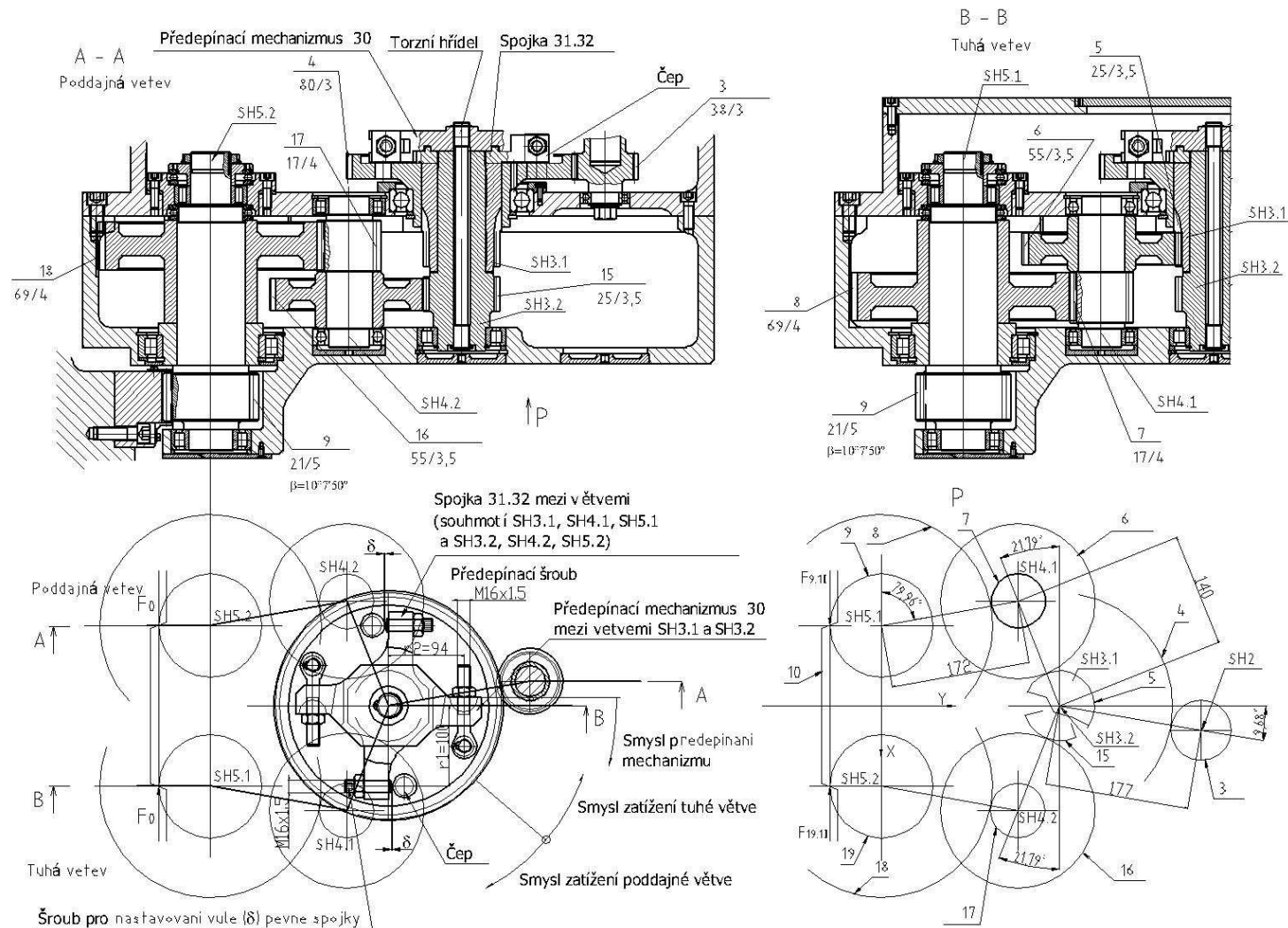
Výsledky se vloží do

Tab. 12.

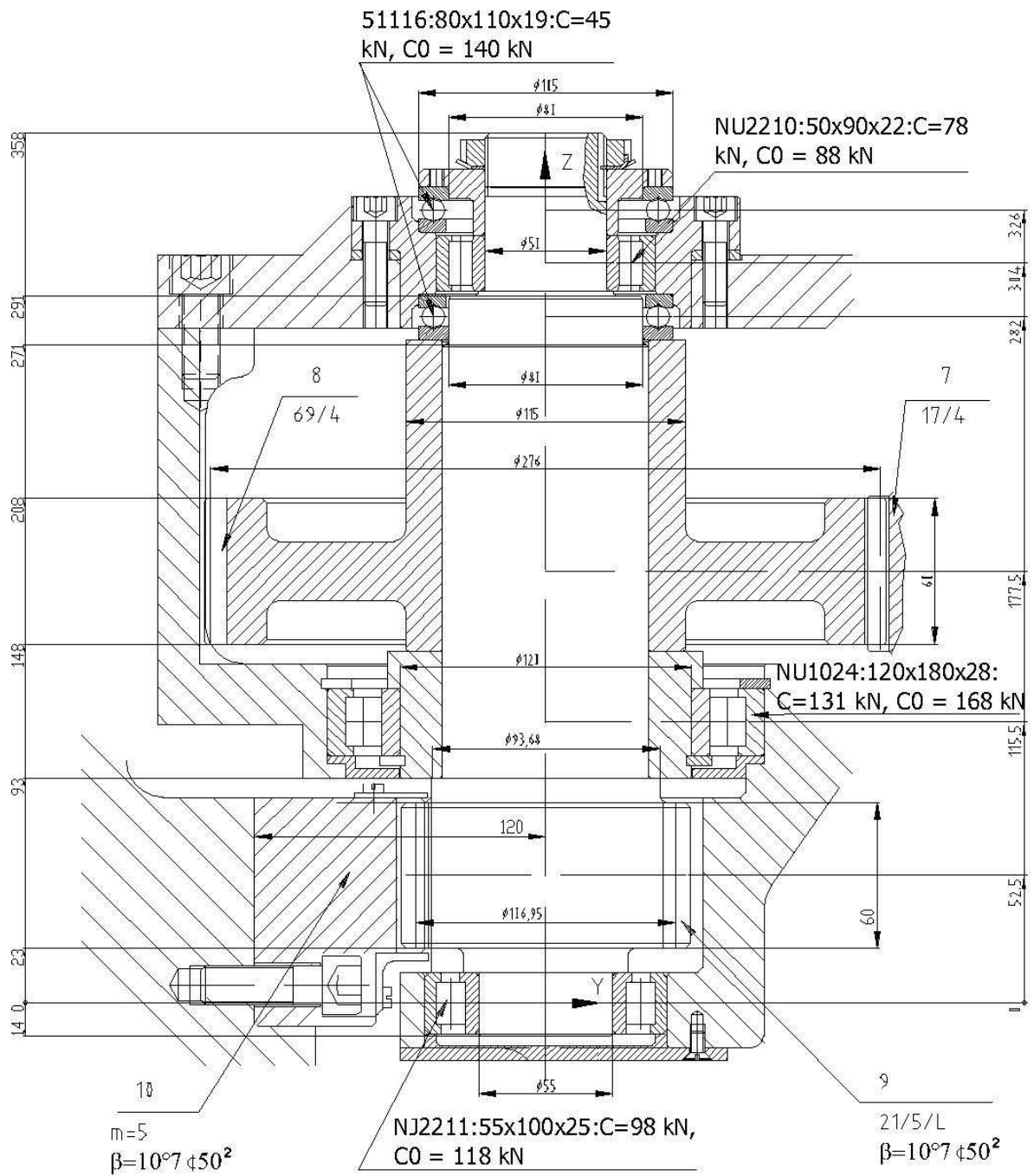
Tab. 12 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH1

Stav	Moment na pastorku 1 od kola 2 ($M_{1,2}$)	Moment spojce 21 od motoru 20 ($M_{21,20}$)	Otáčky souhmotí (n_1)	Doba běhu (T_I)
	Nm	Nm	min ⁻¹	hod
1	-70,6	70,6	62,3	2100
2	-46,7	46,7	87,2	3500
3	-10,5	10,5	102,3	1400
4	-26	26	747,7	400
5	-2,7	2,7	1500	3600
6	2,7	-2,7	-1500	3600
7	26	-26	-747,7	400
8	10,5	-10,5	-102,3	0
9	46,7	-46,7	-87,2	0
10	70,6	-70,6	-62,3	0
T_c				15000

Tyto údaje společně s kinematickým schématem umožňují zpracovat návrh převodovky (Obr. 39) a následně konstrukční návrhy souhmotí SH5 – SH3 pro zadání údajů do programu PREV. Podle výstupů z programu PREV se upřesní návrhy souhmotí (tj. především rozměry ozubených kol a ložisek).

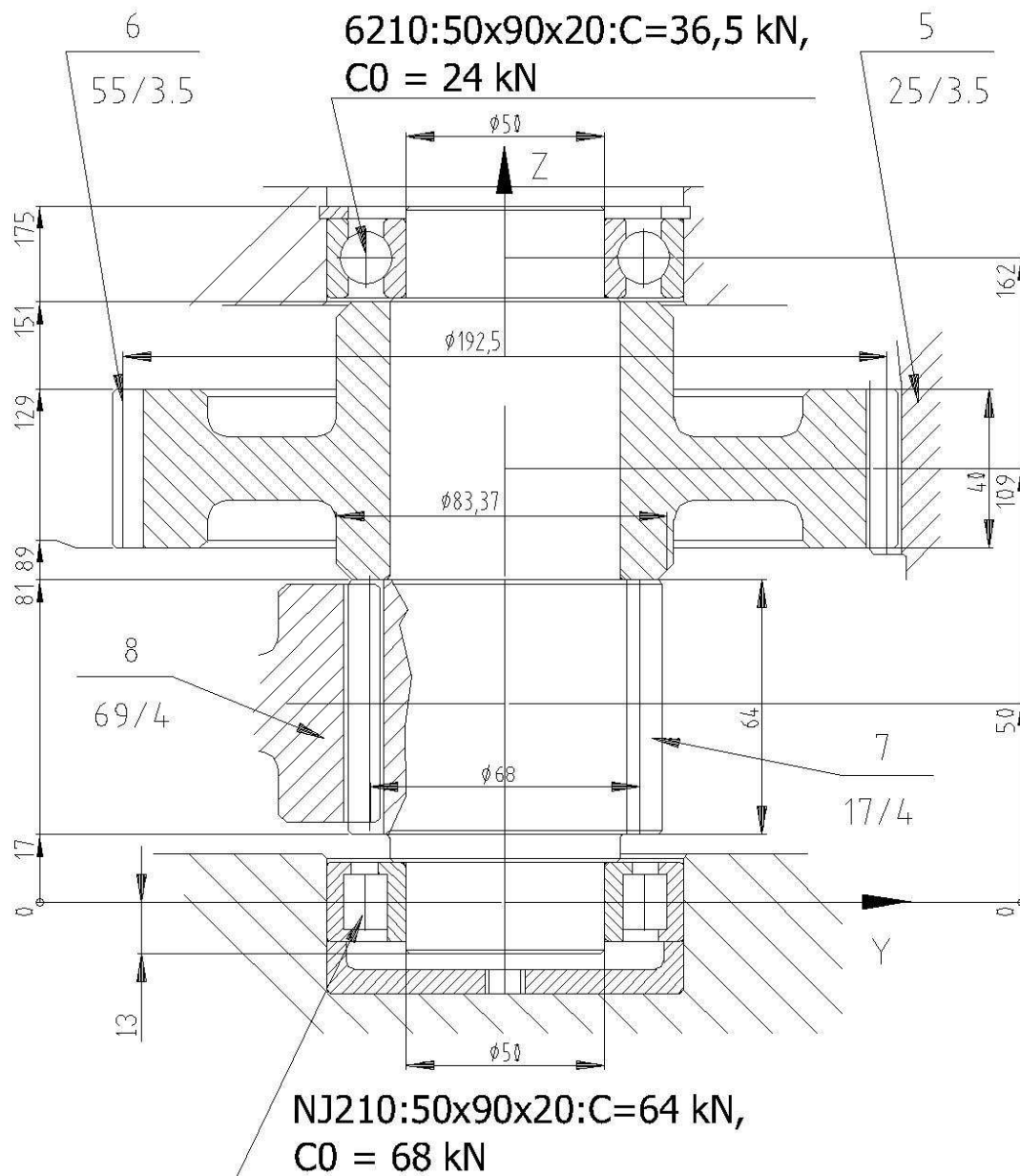


Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky [12]



Obr. 40 – Souhmotí SH5.1 [12]

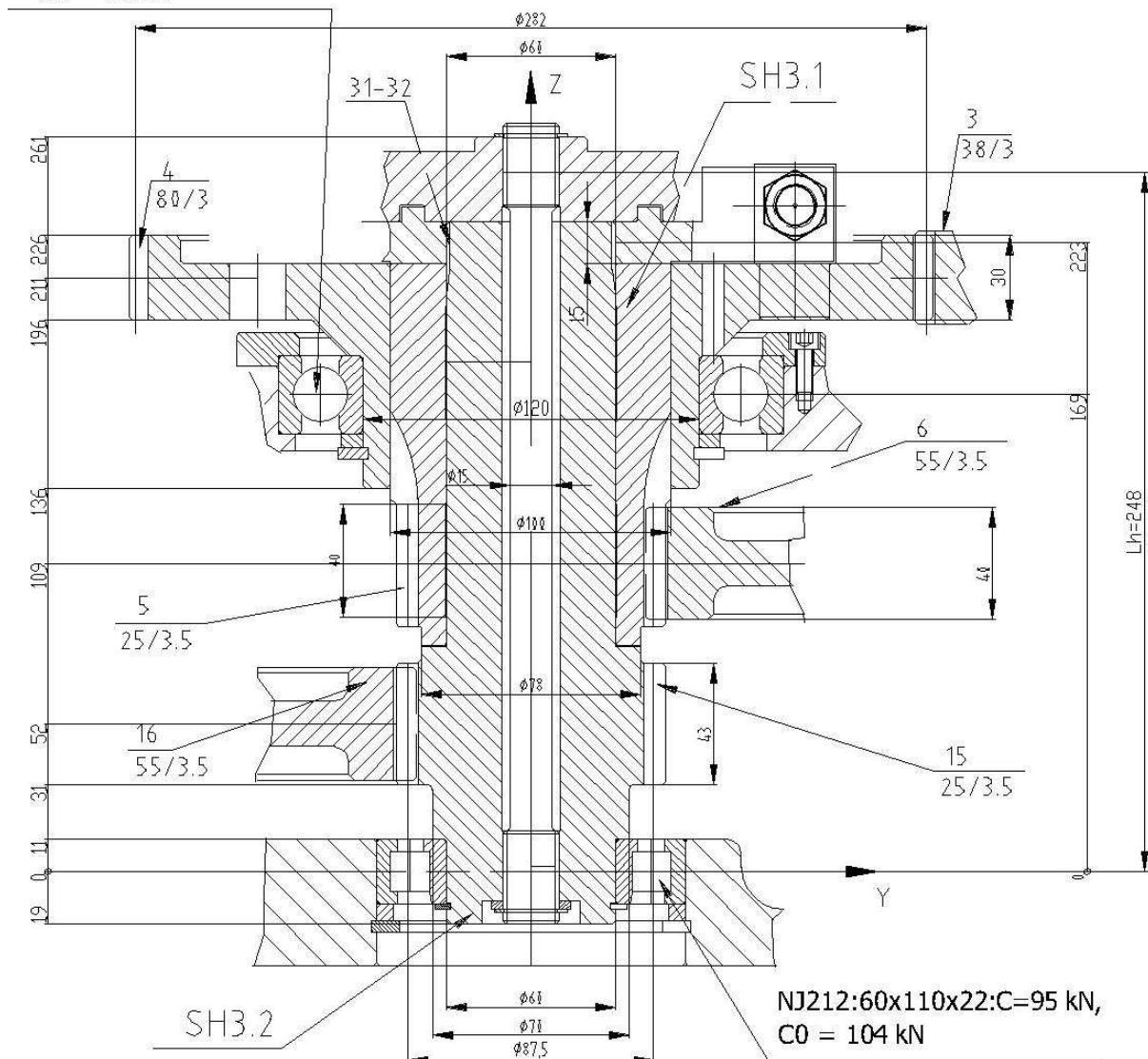
Název příslušného souboru PREV[28]	sh5.dhl
Název výsledkového souboru PREV[28]	sh5.vys



Obr. 41 – Soumotí SH4.1 [12]

Název příslušného souboru PREV[28]	sh4.dhl
Název výsledkového souboru PREV[28]	sh4.vys

6024:120x180x28:C=83 kN,
C0 = 78 kN



Obr. 42 – Souhmotí SH3.1, SH3.2 [12]

Název příslušného souboru PREV[28]	sh3.dhl
Název výsledkového souboru PREV[28]	sh3.vys

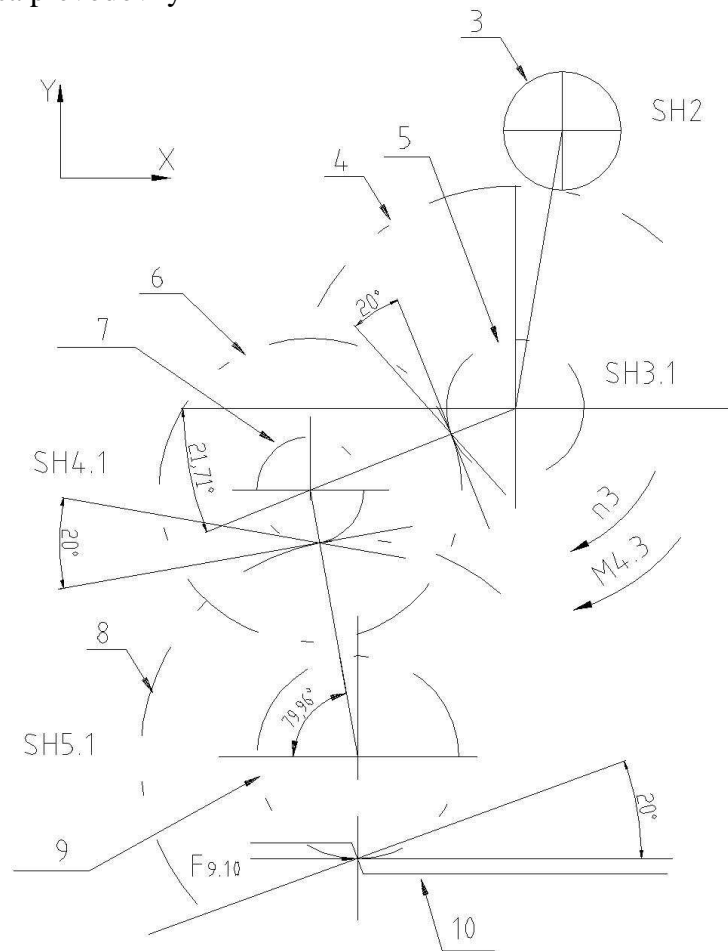
Souhmotí SH3.1 je uloženo na kluzných ložiskách umístěných na hřídeli souhmotí SH3.2. Souhmotí SH3.2 je uloženo na valivých ložiskách.

Souhmotí SH3.1 a SH3.2 se programují v jednom souboru *sh3.dhl*, kótování v náčrtu je přizpůsobeno programu PREV. Tím se vypouští výpočet kluzných ložisek souhmotí SH3.2 a předepínacího mechanismu. Výpočet těchto součástí se provádí obvyklým způsobem.

1.4.2.1.5 Tuhost jedné větve posuvového mechanismu

Celková tuhost jedné větve („tuhé“ větve SH3.1, SH4.1, SH5.1 - Obr. 43) je určena těmito dílčími tuhostmi:

- tuhostí záběru ozubených kol
- ohybovou tuhostí hřídelů jednotlivých souhmotí v místě záběru ozubených kol
- torzní tuhostí jednotlivých souhmotí
- tuhostí ložisek jednotlivých souhmotí
- tuhostí tělesa převodovky



Obr. 43 – Schéma jedné větve posuvového mechanismu

Př.: 31 - Transformace tuhosti záběru ozubených kol na tuhost v posunutí

Dáno:

Průměrná tuhost páru zubů na jednotku šířky záběru (b) [23]	$k_b = 7 \text{ kN} / \text{mm}^2$
Šířka záběru pastorku 9 s hřebenem 10	$b_{9.10} = 60 \text{ mm}$

Šířka záběru pastorku 7 s kolem 8	$b_{7,8} = 40 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku 7	$z_7 = 17$
Modul ozubení pastorku 7	$m_7 = 4 \text{ mm}$
Úhel sklonu zubů pastorku 7	$\beta_7 = 0^\circ$
Šířka záběru pastorku 5 s kolem 6	$b_{5,6} = 40 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku 5	$z_5 = 25$
Modul ozubení pastorku 5	$m_5 = 3,5 \text{ mm}$
Úhel sklonu zubů pastorku 5	$\beta_5 = 0^\circ$
Finální převod souhmotí SH5 na saně s	$i_{5,s} = 18,75 \text{ m}^{-1}$
Převod ze souhmotí SH4 na SH5	$i_{45} = 4,05$
Převod ze souhmotí SH3 na SH4	$i_{34} = 2,2$

Stanovit:

- dílčí tuhosti záběrů $k_{5,6}$, $k_{7,8}$, $k_{9,10}$
- celkovou tuhost záběru redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s,c}$ a podíly dílčích tuhostí

Tuhost záběru ozubených kol se určuje na valivé kružnici ozubeného kola.

Tuhost záběru pastorku (5) s kolem (6), pastorku (7) s kolem (8) a pastorku (9) s hřebenem (10):

$$k_{5,6} = k_b * b_{5,6} \dots\dots\dots(233)$$

$$k_{7,8} = k_b * b_{7,8}$$

$$k_{9,10} = k_b * b_{9,10}$$

$k_{5,6} = 280 \text{ kN/mm}$
$k_{7,8} = 280 \text{ kN/mm}$
$k_{9,10} = 420 \text{ kN/mm}$

Redukce jednotlivých tuhostí na pohyb saní se stanoví pomocí vztahů:

$$\frac{1}{2} * k_{5,6} * \Delta_{5,6}^2 = \frac{1}{2} * k_{s5,6} * \Delta_{s5,6}^2 \dots\dots\dots(234)$$

$$\frac{1}{2} * k_{7,8} * \Delta_{7,8}^2 = \frac{1}{2} * k_{s7,8} * \Delta_{s7,8}^2 \dots\dots\dots(235)$$

kde jsou:

$k_{5,6}, k_{7,8}, k_{9,10}$ tuhosti záběru jednotlivých párů

$k_{s5,6}, k_{s7,8}$ tuhosti záběru jednotlivých párů redukované na saně

$\Delta_{5,6}, \Delta_{7,8}$ posunutí v záběru jednotlivých párů

$\Delta_{s5,6}, \Delta_{s7,8}$ posunutí v záběru jednotlivých párů redukována na saně

Posunutí v záběru jsou určena vztahy:

$$\Delta_{5,6} = \varphi_3 * \frac{D_5}{2} \dots\dots\dots(236)$$

$$\Delta_{7,8} = \varphi_4 * \frac{D_7}{2} \dots\dots\dots(237)$$

kde jsou:

φ_3, φ_4 natočení souhmotí SH3 a SH4

D_5, D_7 průměry pastorků stanovené pomocí vztahů:

$$D_5 = \frac{m_5 * z_5}{\cos \beta_5} \dots\dots\dots(238)$$

$$D_7 = \frac{m_7 * z_7}{\cos \beta_7} \dots\dots\dots(239)$$

$D_5 = 87,5 \text{ mm}$
$D_7 = 68 \text{ mm}$

$$i_{3s} = i_{34} * i_{45} * i_{5s} \dots\dots\dots(240)$$

$$i_{4s} = i_{45} * i_{5s} \dots\dots\dots(241)$$

$i_{3s} = 167,48 \text{ m}^{-1}$
$i_{4s} = 76,13 \text{ m}^{-1}$

Po dosazení se stanoví:

- tuhosti jednotlivých záběrů redukované na saně:

$$k_{s5.6} = k_{5.6} * i_{3s}^2 * \frac{D_5^2}{4} \dots\dots\dots(242)$$

$$k_{s7.8} = k_{7.8} * i_{4s}^2 * \frac{D_7^2}{4} \dots\dots\dots(243)$$

$$k_{s9.10} = k_{9.10} \dots\dots\dots(244)$$

$k_{s5.6} = 15,1e3 \text{ kN/mm}$
$k_{s7.8} = 1,876e3 \text{ kN/mm}$
$k_{s9.10} = 420 \text{ kN/mm}$

- celková poddajnost a tuhost záběrů redukována na saně:

$$c_{s.zab} = \frac{1}{k_{s5.6}} + \frac{1}{k_{s7.8}} + \frac{1}{k_{s9.10}} \dots\dots\dots(245)$$

$c_{s.zab} = 0,003 \text{ mm/kN}$

$$k_{s.zab} = \frac{1}{c_{s.zab}} \dots\dots\dots(246)$$

335,5 kN/mm

- podíly jednotlivých poddajností záběrů:

$1 = \frac{k_{s.zab}}{k_{s5.6}} + \frac{k_{s.zab}}{k_{s7.8}} + \frac{k_{s.zab}}{k_{s9.10}} = 0,02 + 0,18 + 0,8$

Z výsledku je zřejmé, že poddajnost záběru pastorku 5 s kolem 6 má zanedbatelný vliv na celkovou poddajnost.

Př.: 32 - Transformace ohybové tuhosti hřídelí na tuhost v posunutí

Dáno:

Obvodová síla záběru pastorku 9 s hřebenem 10	$F_{9,10} = 50 \text{ kN}$
Finální převod souhmotí SH5 na saně (s)	$i_{5s} = 18,75 \text{ m}^{-1}$
Převod ze souhmotí SH4 na SH5	$i_{45} = 4,05$

Převod ze souhmotí <i>SH3</i> na <i>SH4</i>	$i_{34} = 2,2$			
Kolo 5:				
• počet zubů	$z_5 = 25$			
• modul	$m_5 = 3,5 \text{ mm}$			
• úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$			
• úhel sklonu zubu	$\beta = 0^\circ$			
Kolo 7:				
• počet zubů	$z_7 = 17$			
• modul	$m_7 = 4 \text{ mm}$			
• úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$			
• úhel sklonu zubu	$\beta = 0^\circ$			
Kolo 9:				
• počet zubů	$z_9 = 21$			
• modul	$m_9 = 5 \text{ mm}$			
• úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$			
• úhel sklonu zubu	$\beta = 10^\circ \sim 50^\circ$			
Uspořádání souhmotí v převodovce	Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky			
PREV: <i>sh3.vys</i> , <i>sh4.vys</i> : zatěžovací stav 1	Deformace hřídelí jednotlivých souhmotí v místě záběru ozubených kol			
	u_x	u_y	u_0	Obr.
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm	
SH3/5	-0,16e-4	0,11e-2	0,11e-2	44
SH4.1/6	-0,384e-2	0,123e-2	0,4e-2	44
SH4.1/7	-0,579e-2	0,175e-2	0,605e-2	45
SH5.1/8	-0,47e-4	0,22e-3	0,22e-3	45

PREV:sh5.vys: zatěžovací stav 1	Deformace hřídele souhmotí v místě záběru pastorku			
Souhmotí/Kolo	mm	mm	mm	
SH5/9	0,97e-3	0,53e-3	0,11e-3	46

Stanovit:

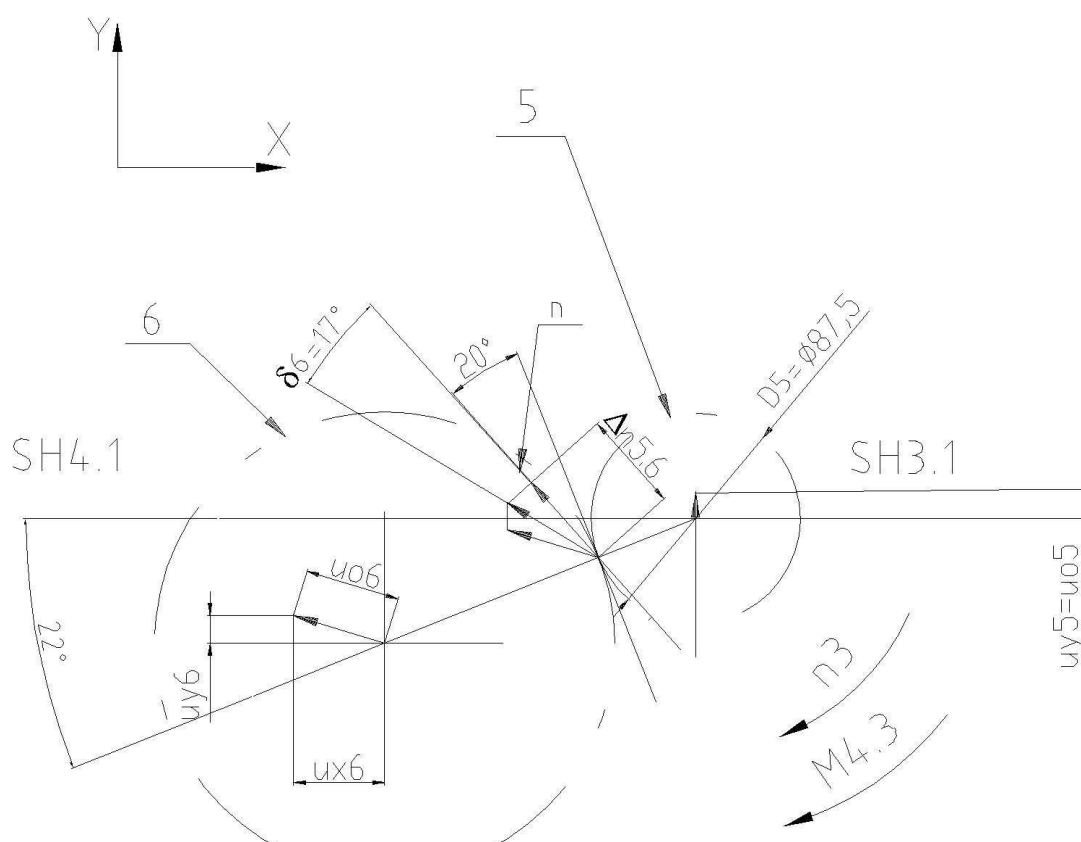
- celkovou ohybovou tuhost redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s,ohyb}$ a podíly dílčích poddajností

Hodnoty deformace (u_x , u_y , u_0) se zakreslí ve vhodném měřítku do příslušného náčrtu (Obr. 44, Obr. 45, Obr. 46) na jednotlivé osy souhmotí a pak se vektor posunutí (u_0) přenesse na záběrový bod, promítne se na záběrovou přímkou a z náčrtu se odměří absolutní hodnota posunutí na záběrové přímce tj.:

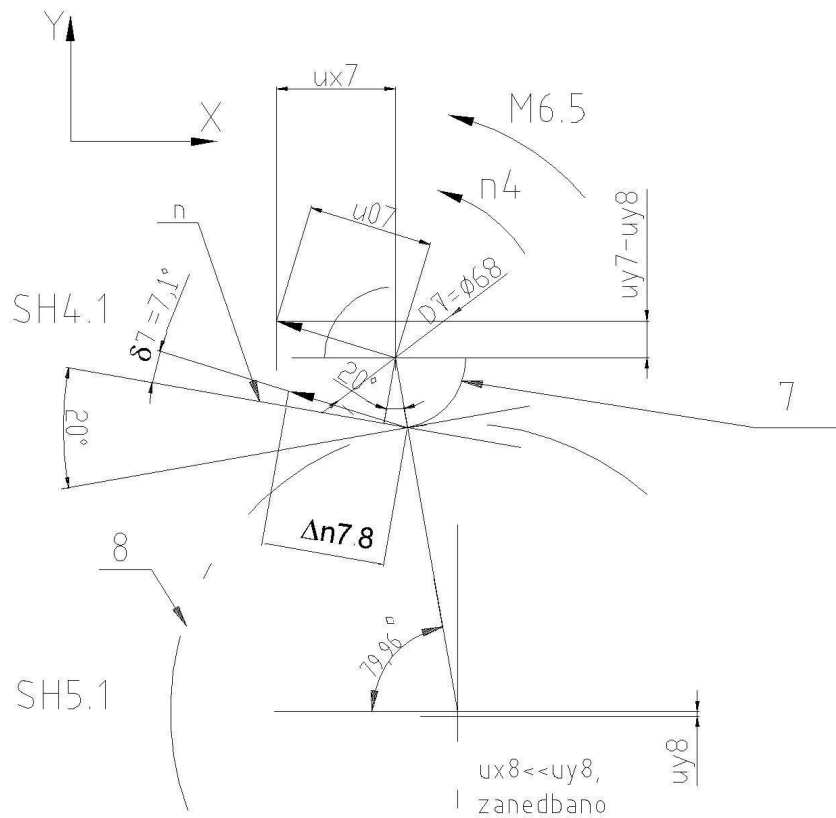
$$\Delta n_{5,6} = 0,004 \text{ mm}$$

$$\Delta n_{7,8} = 0,006 \text{ mm}$$

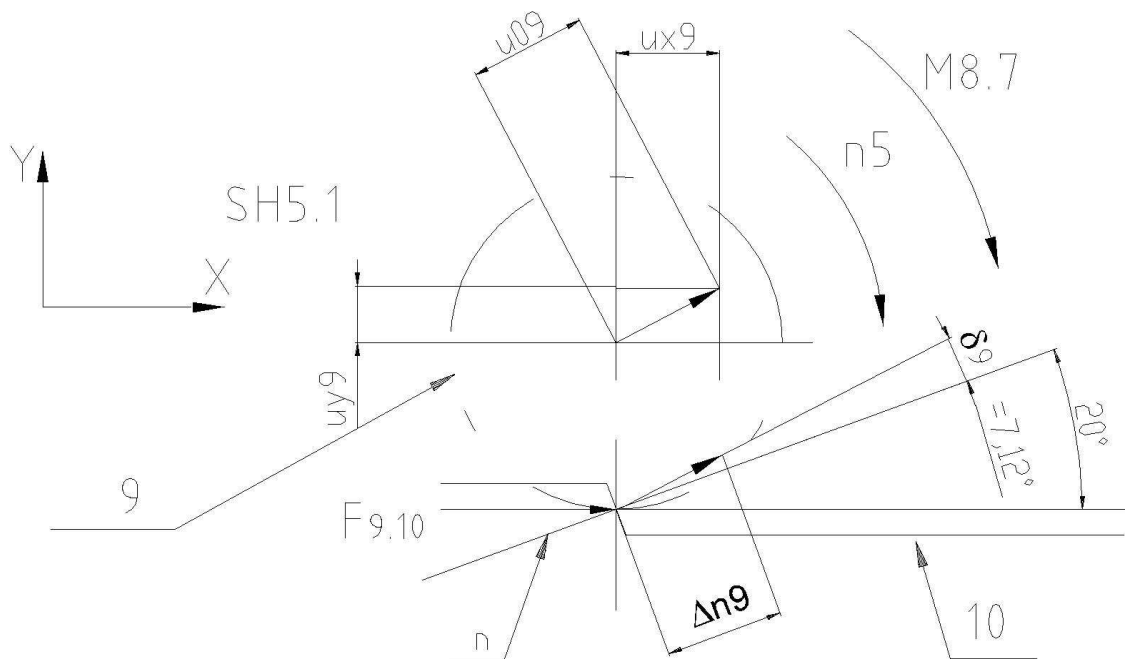
$$\Delta n_{9,10} = 0,0011 \text{ mm}$$



Obr. 44 – Ohybová deformace hřídelí SH3.1, SH4.1 v místech kol 5 a 6



Obr. 45 - Ohybová deformace hřídelí SH5.1, SH4.1 v místech kol 7 a 8



Obr. 46 - Ohybová deformace hřídele SH5.1 v místě kola 9

Transformace jednotlivých posunutí na úhel natočení se stanoví pomocí vztahů:

$$\Delta n_{5,6} = \varphi_3 * \frac{D_5 * \cos \alpha}{2} \dots\dots\dots(247)$$

$$\Delta n_{7,8} = \varphi_4 * \frac{D_7 * \cos \alpha}{2}$$

$$i_{3s} = \frac{\omega_3}{v_s} = \frac{\varphi_3}{\Delta_{s5,6}} \dots\dots\dots(248)$$

$$i_{4s} = \frac{\omega_4}{v_s} = \frac{\varphi_4}{\Delta_{s7,8}}$$

$$D_5 = \frac{m_5 * z_5}{\cos \beta_5} \dots\dots\dots(249)$$

$$D_7 = \frac{m_7 * z_{7,5}}{\cos \beta_7}$$

$$D_9 = \frac{m_9 * z_9}{\cos \beta_9}$$

$$i_{3s} = i_{34} * i_{45} * i_{5s} \dots\dots\dots(250)$$

$$i_{4s} = i_{45} * i_{5s}$$

$i_{3s} = 167,487 \text{ m}^{-1}$
$i_{4s} = 76,126 \text{ m}^{-1}$

Při využití předchozích vztahů se stanoví výrazy pro posunutí transformované na pohyb saní:

➤ ze záběru (5.6):

$$\Delta_{s5,6} = \Delta n_{5,6} * \frac{1}{i_{3s}} * \frac{2}{D_5 * \cos \alpha} \dots\dots\dots(251)$$

➤ ze záběru (7.8):

$$\Delta_{s7,8} = \Delta n_{7,8} * \frac{1}{i_{4s}} * \frac{2}{D_7 * \cos \alpha} \dots\dots\dots(252)$$

Záběr (9.10) se transformuje na pohyb saní dle vztahu:

$$\Delta_{s9,10} = \Delta n_9 * \frac{1}{\cos \alpha} \dots\dots\dots(253)$$

$\Delta_{s5.6} = 5,8e-4 \text{ mm}$
$\Delta_{s7.8} = 2e-3 \text{ mm}$
$\Delta_{s9,10} = 1e-3 \text{ mm}$

Celkové posunutí je pak dáno vztahem:

$$\Delta_{s.ohyb} = \Delta_{s5.6} + \Delta_{s7.8} + \Delta_{s9,10} \dots\dots\dots(254)$$

$\Delta_{s.ohyb} = 4e-3 \text{ mm}$

Po dosazení $F_{9,10}$ se stanoví:

- celková poddajnost vyplývající z ohybu hřídelů:

$$c_{s.ohyb} = \frac{\Delta_{s.ohyb}}{F_{9,10}} \dots\dots\dots(255)$$

$c_{s.ohyb} = 8,4e-5 \text{ mm/kN}$

- celková tuhost z ohybu hřídelů:

$$k_{s.ohyb} = \frac{1}{c_{s.ohyb}} \dots\dots\dots(256)$$

$k_{s.ohyb} = 11e+3 \text{ kN/mm}$

- podíly jednotlivých poddajností záběrů - získají se násobením jednotlivých vztahů

výrazem $\frac{1}{\Delta_{s.ohyb}}$:

$1 = \frac{\Delta_{s.5.6}}{\Delta_{s.ohyb}} + \frac{\Delta_{s.7.8}}{\Delta_{s.ohyb}} + \frac{\Delta_{s.9.10}}{\Delta_{s.ohyb}} = 0,13 + 0,58 + 0,27$
--

Z výsledku je zřejmý větší vliv souhmotí SH4 a SH5 na celkovou poddajnost z ohybu hřídelů.

Př.: 33 - Transformace torzní tuhosti hřídelí na tuhost v posunutí

Dáno:

Obvodová síla záběru pastorku 9 s hřebenem 10 (zatěžovací stav 1)	$F_{9,10} = 50 \text{ kN}$
---	----------------------------

Převod ze souhmotí SH3 na saně (s)	$i_{3s} = 167,487 \text{ m}^{-1}$		
Převod ze souhmotí SH4 saně (s)	$i_{4s} = 76,126 \text{ m}^{-1}$		
Finální převod ze souhmotí SH5 na saně (s)	$i_{5s} = 18,75 \text{ m}^{-1}$		
PREV:sh3.vys, sh4.vys, sh5.vys: zatěžovací stav 1	Torzní deformace hřídelů jednotlivých souhmotí		
	SH3.1	SH4.1	SH5.1
	φ_3	φ_4	φ_5
	rad	rad	rad
	0,227e-4	0,14e-3	0,203e-3

Stanovit:

- celkovou torzní tuhost redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s.krut}$ a podíly dílčích poddajností

Transformace jednotlivých torzních deformací na pohyb saní se provede pomocí vztahů:

$$i_{3s} = \frac{\omega_3}{v_s} = \frac{\varphi_3}{\Delta_{s,3}} \dots\dots\dots (257)$$

$$i_{4s} = \frac{\omega_4}{v_s} = \frac{\varphi_4}{\Delta_{s,4}}$$

$$i_{5s} = \frac{\omega_5}{v_s} = \frac{\varphi_5}{\Delta_{s,5}}$$

Z těchto vztahů se stanoví posunutí vztažená na pohyb saní:

$\Delta_{s,3} = 1,4e-4 \text{ mm}$
$\Delta_{s,4} = 2e-3 \text{ mm}$
$\Delta_{s,5} = 11e-3 \text{ mm}$

Celkové posunutí je pak dáno vztahem:

$$\Delta_{s.krut} = \Delta_{s,3} + \Delta_{s,4} + \Delta_{s,5} \dots\dots\dots (258)$$

$\Delta_{s.krut} = 13e-3 \text{ mm}$

Po dosazení se stanoví:

- celková poddajnost vyplývající z krutu hřídelů:

$$c_{s.krut} = \frac{\Delta_{s.krut}}{F_{9,10}} \dots\dots\dots (259)$$

$$c_{s.krut} = 2,54e-4 \text{ mm/kN}$$

- celková tuhost z krutu hřídelů:

$$k_{s.krut} = \frac{1}{c_{s.krut}} \dots\dots\dots (260)$$

$$k_{s.krut} = 3,9e+3 \text{ kN/mm}$$

- podíly jednotlivých poddajností krutu - získají se násobením jednotlivých vztahů výrazem

$$\frac{1}{\Delta_{s.krut}} :$$

$$1 = \frac{\Delta_{s.3}}{\Delta_{s.krut}} + \frac{\Delta_{s.4}}{\Delta_{s.krut}} + \frac{\Delta_{s.5}}{\Delta_{s.krut}} = 0,01 + 0,14 + 0,85$$

Z výsledku je zřejmý větší vliv souhmotí SH4 a SH5 na celkovou poddajnost z krutu hřídelů

Př.: 34 - Transformace tuhosti ložisek na tuhost v posunutí

Dáno:

Obvodová síla záběru pastorku 9 s hřebenem 10 (zatěžovací stav 1)	$F_{9,10} = 50 \text{ kN}$
---	----------------------------

PREV: sh5.vys: zatěžovací stav 1			Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice		R_x	R_y	R_R
	mm		N	N	N
1	NJ 2211	$z_1 = 0$	-18502	-12301	22218
2	NU 1024	$z_2 = 115,5$	-52209	-5464	52494
Záběr pastorek - hřeben 9.10		$z_3 = 52,5$			
Úhel záběru		$\alpha = 20^\circ$			

Katalog ložisek (např. SKF)	Vnitřní průměry ložiska	
Ložisko	Vnější průměr vnitřního	Vnitřní průměr vnějšího kroužku F[mm]

	kroužku E[mm]	
NJ 2211	90	66
NU 1024	165	135

Stanovit:

- tuhost ložisek redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s,lož}$

Výpočet je omezen pouze na souhmotí SH5.1, kde jsou použita válečková jednořadá ložiska NJ2211, NU1024, jejichž deformace bude mít vliv na posunutí pastorku (9).

Deformace ložiska s jednou řadou válečků je dána vztahem [14]:

$$\delta = 7,68 * 10^{-5} * \frac{|F_R|^{0,9}}{\left(\frac{z_v}{5}\right)^{0,9} * L_v^{0,8}} \text{ [mm]} \dots\dots\dots (261)$$

kde je:

F_R [N] reakce v ložisku

L_v [mm] délka válečku

z_v počet válečků v řadě

Uvedené hodnoty se stanoví takto:

z katalogových rozměrů ložiska E a F se stanoví průměr válečku [6]:

$$D_v = \frac{E - F}{2} \dots\dots\dots (262)$$

kde je:

E [mm] vnější průměr vnitřního kroužku

F [mm] vnitřní průměr vnějšího kroužku

pro D_v se z katalogu ložisek stanoví délka válečku L_v

počet válečků se pak stanoví ze vztahu:

$$z_v = \pi * \frac{F + D_v}{D_v + 3} \dots\dots\dots (263)$$

Z těchto vztahů se stanoví rozměry a počet válečků, dále posunutí hřídele v místech jednotlivých ložisek při přiřazení:

$$F_R = F_{R_x}, \Delta_x = \delta * (-1) * \text{sgn}(F_{R_x}),$$

$$F_R = F_{R_y}, \Delta_y = \delta * (-1) * \text{sgn}(F_{R_y}) \text{ tj. posunutí má opačné znaménko než příslušná reakce}$$

Poř.	Typ ložiska	Vnitřní průměry ložiska		Prům. vál.	Délka vál.	Počet vál.	Def.	Def.					
		<i>E</i>	<i>F</i>						<i>D_v</i>	<i>L_v</i>	<i>z_v</i>	<i>Δ_x</i>	<i>Δ_y</i>
		mm	mm						mm	mm	-	mm	mm
1	NJ2211	90	66	12	18	16	0,018	0,012					
2	NU1024	165	135	15	22	26	0,025	0,003					

Osa souhmotí SH5.1 posunutá vlivem reakcí R_x, R_y je určena těmito vztahy:

- krajními body přímky

Δx_1	Δy_1	$z_1 = 0,018$	0,012	0 mm
Δx_2	Δy_2	$z_2 = 0,025$	0,003	115,5 mm

- rovnici přímky

$$\frac{x - \Delta x_1}{\Delta x_2 - \Delta x_1} = \frac{y - \Delta y_1}{\Delta y_2 - \Delta y_1} = \frac{z - z_1}{z_2 - z_1} \dots\dots\dots (264)$$

Poloha záběru ozubeného kola je dána souřadnicí (z_3).

Souřadnice ($\Delta x_3, \Delta y_3$) příslušné k (z_3) se stanoví ze vztahů, které jsou odvozeny z předchozího vztahu po dosazení hodnot ($\Delta x_1, \Delta x_2$), ($\Delta y_1, \Delta y_2$) tj.:

$$\Delta y_3 = \Delta y_1 + \frac{z_3 - z_1}{z_2 - z_1} * (\Delta y_2 - \Delta y_1) \dots\dots\dots (265)$$

$$\Delta x_3 = \Delta x_1 + \frac{z_3 - z_1}{z_2 - z_1} * (\Delta x_2 - \Delta x_1) \dots\dots\dots (266)$$

$\Delta x_3 = 0,021$ mm
$\Delta y_3 = 0,008$ mm

Posunutí na saních je pak dáno vztahem:

$$\Delta_{s,loz} = \Delta x_3 + \Delta y_3 * tg \alpha \dots\dots\dots (267)$$

$\Delta_{s,loz} = 0,024$ mm

Po dosazení se stanoví:

- poddajnost vyplývající z deformace ložiska:

$$c_{s,loz} = \frac{\Delta_{s,loz}}{F_{9,10}} \dots\dots\dots (268)$$

$c_{s,loz} = 4,775e-4$ mm/kN

- tuhost z deformace ložiska:

$$k_{s,loz} = \frac{1}{c_{s,loz}} \dots\dots\dots (269)$$

$$k_{sloz} = 2,09e+3 \text{ kN/mm}$$

Př.: 35 - Transformace tuhosti skříně na tuhost v posunutí

Dáno:

Obvodová síla záběru pastorku 9 s hřebenem 10 (zatěžovací stav 1)	$F_{9,10} = 50 \text{ kN}$
---	----------------------------

PREV: sh5.vys: zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	R_x	R_y	R_R
	mm	N	N	N
1	0	-18502	-12301	22218
2	115,5	-52209	-5464	52494
3	304			
Záběr pastorek - hřeben 9.10	52,5			
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$			

PREV: sh4.vys: zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	F_{Rx}	F_{Ry}	F_{RR}
	mm	N	N	N
1	0	16231	-4408	16819
2	162	9912	-4928	11069

PREV: sh3.vys: zatěžovací stav 1		Reakce v ložiskách		
Ložisko	Souřadnice z	F_{Rx}	F_{Ry}	F_{RR}
	mm	N	N	N
1	0	-541	-7904	7922
2	169	-541	-7189	7210

Stanovit:

- tuhost skříně redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s,skr}$

Postup výpočtu MKP:

- zpracování 3D modelu (NX, CATIA apod.)
- vložení zátěžných sil do jednotlivých uložených míst souhmotí SH5, SH4, SH3 - model musí mít soustavu souřadnic shodnou s PREV, zátěžné síly mají absolutní hodnotu reakcí zjištěných v PREV a opačné znaménko.
- zjištění deformace ve směrech X, Y v místě záběru pastorku s hřebenem 9.10: $\Delta x_3, \Delta y_3$

Posunutí na saních je pak dáno vztahem:

$$\Delta_{s.skr} = \Delta x_3 + \Delta y_3 * tg \alpha \dots\dots\dots(270)$$

Po dosazení se stanoví:

- poddajnost vyplývající z deformace skříně:

$$c_{s.skr} = \frac{\Delta_{s.skr}}{F_{9.10}} \dots\dots\dots(271)$$

- tuhost vyplývající z deformace skříně:

$$k_{s.skr} = \frac{1}{c_{s.skr}} \dots\dots\dots(272)$$

Př.: 36 - Stanovení celkové tuhosti 1 větve posuvového mechanismu

Dáno:

Tuhost vyplývající z deformace v záběru kol	$k_{s.zab} = 335,5 \text{ kN/mm}$
Tuhost vyplývající z ohybu hřídelů	$k_{s.ohyb} = 11e+3 \text{ kN/mm}$
Tuhost vyplývající z krutu hřídelů	$k_{s.krut} = 3,9e+3 \text{ kN/mm}$
Tuhost vyplývající z deformace ložisek	$k_{s.sloz} = 2,09e+3 \text{ kN/mm}$
Tuhost vyplývající z deformace skříně	$k_{s.skr} = 20e+3 \text{ kN/mm}$

Stanovit:

- celkovou tuhost 1 větve posuvového mechanismu $k_{s.celk}$ a podíly jednotlivých poddajností

Celková poddajnost a tuhost jedné větve se odvodí ze vztahů:

$$c_{s.v1} = \frac{1}{k_{s.zab}} + \frac{1}{k_{s.ohyb}} + \frac{1}{k_{s.krut}} + \frac{1}{k_{s.sloz}} + \frac{1}{k_{s.skr}} \dots\dots\dots(273)$$

$$c_{s.v1} = 0,004 \text{ mm / kN}$$

$$k_{s.v1} = \frac{1}{c_{s.v1}} \dots\dots\dots(274)$$

$$k_{s,v1} = 260 \text{ kN / mm}$$

Podíly jednotlivých poddajností záběrů - získají se násobením jednotlivých vztahů výrazem

$$\frac{1}{c_{s,v1}} :$$

$$1 = \frac{c_{s,zab}}{c_{s,v1}} + \frac{c_{s,ohyb}}{c_{sv1}} + \frac{c_{s,krut}}{c_{s,v1}} + \frac{c_{s,loz}}{c_{s,v1}} + \frac{c_{s,skr}}{c_{s,v1}} = 0,77 + 0,02 + 0,07 + 0,12 + 0,01$$

Z výsledku je zřejmý převažující vliv záběru a ložisek souhmotí SH5. Další položky jsou podstatně menší což je dáno kvalitním řešením jednotlivých souhmotí.

1.4.2.1.6 Systém mechanického předepnutí převodových větví

(Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky)

Předepínací mechanismus umožňuje:

- vzájemně předepnout převodové větve přesnou hodnotou síly a tak vymezit vůle posuvového mechanismu.
- snížit vliv nepřesností mechanismu na kolísání předepínací síly způsobující vysoké zatížení mechanismu i při nulové vnější síle

Předepínací mechanismus je tvořen ramenem uloženým na torzním hřídeli (Obr. 39 – prvek 30), který je uložen v souhmotí SH3.2. Rameno je předepínáno šrouby, které jsou uloženy v čepch na souhmotí SH3.1.

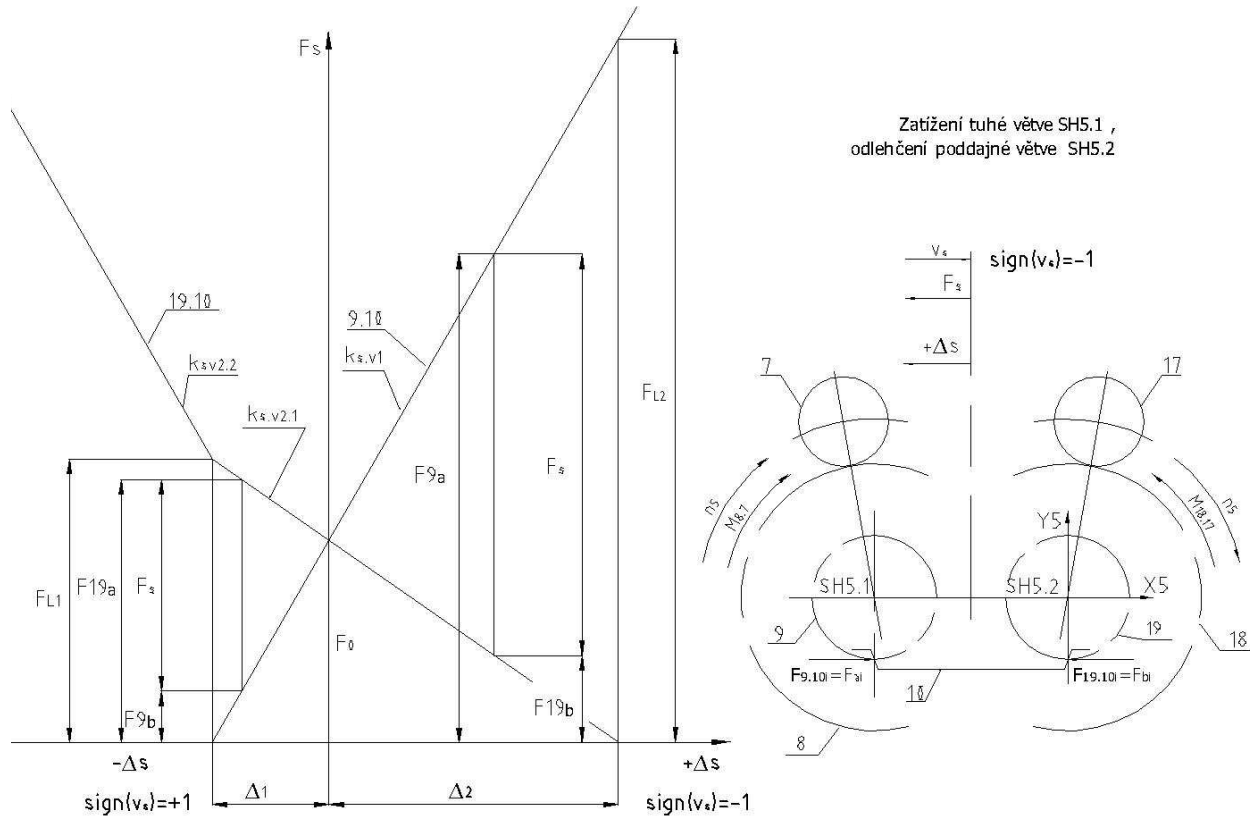
Tuhá spojka 31.32 je tvořena ramenem, které je nasazeno na spojkovém ozubení souhmotí SH3.2 a je opatřeno odtlačovacími šrouby, které se při vnějším zatížení opírají do čepů umístěných na souhmotí SH3.1. Po předepnutí pružnou spojkou se šrouby pevné spojky nastaví na vůli (δ).

1.4.2.1.7 Tuhost mechanicky předepnutého mechanismu

Tuhost převodovky je určena tuhostmi jednotlivých větví, které jsou vzájemně předepnuty.

Tuhost „tuhé“ větve ($k_{s,v1}$) byla stanovena vztahem:

$$(k_{s,v1} = \frac{1}{c_{s,v1}} \dots \dots \dots (274))$$



Obr. 47 – Charakteristika předepnuté převodovky

Tuhost „poddajné“ větve je sestává z těchto částí (Obr. 47):

- z tuhosti ($k_{s,v2.2}$), která je tvořena souhmotími SH3.2, SH4.2, SH5.2, pro kterou lze předpokládat:

$$k_{s,v2.2} = k_{s,v1} \dots \dots \dots (275)$$

- z tuhosti ($k_{s,v2.1}$), která je dána vztahem:

$$\frac{1}{k_{s,v2.1}} = \frac{1}{k_{s,v2.2}} + \frac{1}{k_{s,hrid}} \dots \dots \dots (276)$$

kde ($k_{s,hrid}$) je tuhost torzního hřídele redukována na saně, která se stanoví ze vztahů:

$$\frac{1}{2} * k_{t,hrid} * \varphi_3^2 = \frac{1}{2} * k_{s,hrid} * \Delta_s^2 \dots \dots \dots (277)$$

$$i_{3s} = \frac{\omega_3}{v_s} = \frac{\varphi_3}{\Delta_s}$$

kde $k_{t,hrid}$ je torzní tuhost hřídele, i_{3s} převod mezi souhmotím SH3 a finálním členem (saněmi) s.

Př.: 37 - Tuhost poddajné větve předeprnuté převodovky

Dáno:

Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předeprnutými pastorky	
Tuhost „tuhé“ větve	$k_{s.v1} = 260 \text{ kN/mm}$
Převod ze souhmotí SH3 na saně (s)	$i_{3s} = 167,487 \text{ m}^{-1}$
Torzní hřídel „poddajné“ větve:	
• průměr	$d = 15 \text{ mm}$
• délka	$L_h = 248 \text{ mm}$
• modul pružnosti v krutu	$G = 80 \times 10^3 \text{ MPa}$

Stanovit:

- tuhost torzního hřídele redukovanou na finální člen mechanismu $k_{s.hrid}$
- tuhost „poddajné“ větve $k_{s.v2.1}, k_{s.v2.2}$
- celkovou tuhost mechanismu $k_{s.celk}$

Torzní tuhost hřídele se stanoví ze vztahů:

$$k_{t.hrid} = \frac{G * J_h}{L_h} \dots\dots\dots(278)$$

kde je polární moment průřezu:

$$J_h = \frac{\pi}{32} * d^4$$

$k_{t.hrid} = 1603 \text{ Nm/rad}$

Ze vztahu $(\frac{1}{2} * k_{t.hrid} * \varphi_3^2 = \frac{1}{2} * k_{s.hrid} * \Delta_s^2 \dots\dots\dots(277))$ vyplývá torzni tuhost hřídele redukována na saně:

$$k_{s.hrid} = k_{t.hrid} * \left(\frac{\varphi_3}{\Delta_s}\right)^2 = k_{t.hrid} * i_{3s}^2 \dots\dots\dots(279)$$

$k_{s.hrid} = 45 \text{ kN/mm}$

Tuhost „poddajné“ větve ($k_{s.v2.1}$) se stanoví ze vztahů:

$$k_{s.v2.2} = k_{s.v1} \dots\dots\dots(275),$$

$$\frac{1}{k_{s.v2.1}} = \frac{1}{k_{s.v2.2}} + \frac{1}{k_{s.hrid}} \dots\dots\dots(276)$$

$k_{s.v2.2} = 260 \text{ kN/mm}$

$k_{s.v2.1} = 38,3 \text{ kN/mm}$

Celková tuhost předepnutého mechanismu je pak se stanoví pro tyto způsoby zatěžování (Obr. 47):

- zatěžování „tuhé“ větve (SH5.1) na finálním členu silou F_s - posunutí Δ_s :
 $sign(\Delta_s) = +1$...smysl posunutí

a) $0 \leq \Delta_s \leq \Delta_2$...interval předepnutých větví - celková tuhost:

$$k_{s.cel.a} = k_{s.v1} + k_{s.v2.1} \dots \dots \dots (280)$$

$k_{s.cel.a} = 315,4 \text{ kN/mm}$

b) $\Delta_2 < \Delta_s$...interval nepředepnuté větve:

$$k_{s.cel.b} = k_{s.v1} \dots \dots \dots (281)$$

$k_{s.cel.b} = 260 \text{ kN/mm}$

- zatěžování „poddajné“ větve (SH5.2) na finálním členu silou F_s - posunutí Δ_s :
 $sign(\Delta_s) = -1$...smysl posunutí

a) $\Delta_1 \leq \Delta_s \leq 0$...interval předepnutých větví - celková tuhost:

$$k_{s.cel} = k_{s.cel.a} \dots \dots \dots (282)$$

$k_{s.cel.a} = 315,4 \text{ kN/mm}$

b) $\Delta_s < \Delta_1$...interval nepředepnuté větve:

$$k_{s.cel} = k_{s.cel.b} \dots \dots \dots (283)$$

$k_{s.cel.b} = 260 \text{ kN/mm}$

Z uvedených vztahů vyplývá, že posuvový mechanismus má 2 hodnoty tuhosti. Pro nastavení charakteristických hodnot polohové smyčky (K_v) je určující hodnota tuhosti ($k_{s.cel.a}$).

Př.: 38 - Celková tuhost a vlastní frekvence mechanicky předepnutého mechanismu včetně spojení

Dáno:

Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky	
Obr. 47 – Charakteristika předepnuté převodovky	
Celková tuhost v intervalech předepnutých větví $0 \leq \Delta_s \leq \Delta_2$ a $\Delta_1 \leq \Delta_s \leq 0$:	$k_{s.cel.a} = 315,4 \text{ kN/mm}$
Celková tuhost v intervalu nepředepnutých větví $\Delta_s < \Delta_1$:	$k_{s.cel.b} = 260 \text{ kN/mm}$
Tuhost spojení převodovky se saněmi [17]	$k_{s.spoj} = 2000 \text{ kN/mm}$
Hmotnost	$m_s = 70000 \text{ kg}$

Stanovit:

- celkovou tuhost a vlastní frekvenci převodovky

Celková poddajnost převodovky včetně spojení je dána vztahem:

a) v intervalech předepnutých větví $0 \leq \Delta_s \leq \Delta_2$ a $\Delta_1 \leq \Delta_s \leq 0$:

$$\frac{1}{k_{s.cel.spoj.a}} = \frac{1}{k_{s.cel.a}} + \frac{1}{k_{s.spoj}} \dots\dots\dots (284)$$

b) v intervalu nepředepnutých větví $\Delta_s < \Delta_1$:

$$\frac{1}{k_{s.cel.spoj.b}} = \frac{1}{k_{s.cel.b}} + \frac{1}{k_{s.spoj}} \dots\dots\dots (285)$$

Z toho vyplývá:

$k_{s.cel.spoj.a} = 272,4 \text{ kN/mm}$
$k_{s.cel.spoj.b} = 230 \text{ kN/mm}$

1.4.2.1.8 Vlastní frekvence mechanismu

Vlastní frekvence translační je dána vztahem:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k_{s.cel.spoj.a}}{m_s}} \dots\dots\dots (286)$$

$$f_0 = \frac{\Omega_0}{2 * \pi}$$

$\Omega_0 = 62,3 \text{ s}^{-1}$
$f_0 = 9,9 \text{ Hz}$

Výsledky jsou na spodní hranici přípustných hodnot (Tab. 6 - Minimální hodnoty vlastních frekvencí a maximální možná rychlostní konstanta v závislosti na přesouvané hmotnosti[13]).

1.4.2.1.9 Návrh předepínacího mechanismu

Spojka 3I.32 mezi větvemi (Obr. 39) zajišťuje přenos zatížení, které je větší než je F_{L1} (Obr. 47) a tuhost mechanismu pro $\Delta_s < \Delta_1$. Maximální zatížení torzního hřídele je pak dáno silou F_{L1} .

Př.: 39 - Dimenzování předepínacího mechanismu a nastavení vůle spojky mezi větvemi posuvového mechanismu

Dáno:

Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky	
Obr. 42 – Souhmotí SH3.1, SH3.2	
Obr. 47 – Charakteristika předepnuté převodovky	
Tuhost „tuhé“ větve	$k_{s.v1} = 260 \text{ kN/mm}$
Tuhost „poddajné“ větve	$k_{s.v2.1} = 38,3 \text{ kN/mm}$
Převod ze souhmotí SH3 na finální člen mechanismu (saně (s))	$i_{3s} = 167,487 \text{ m}^{-1}$
Účinnost převodu	$\eta_{3s} = 0,941$
Předpětí posuvového mechanismu	$F_0 = 16,5 \text{ kN}$
Vektor vnějšího zatížení	$F_s =$ 50 33 6 17,5 0 0 -17,5 -6 -33 -50 kN
Torzni hřídel „poddajné“ větve:	
• průměr	$d = 15 \text{ mm}$
• délka	$L_h = 248 \text{ mm}$
• materiál	15241.4
➤ dovolené namáhání v krutu	$\tau_D = 600 \text{ MPa}$
Délka ramene spojky 31.32	$r_1 = 100 \text{ mm}$
Odchylka přesnosti mechanismu vztažená na saně	$\delta_s = 0,03 \text{ mm}$

Stanovit:

- charakteristické parametry předepnuté převodovky $F_{L1}, F_{L2}, \Delta_1, \Delta_2, F_a$
- vektory zatížení pastorků $F_{9.10}, F_{19.10}$
- hodnotu vůle δ spojky 31.32 mezi větvemi posuvového mechanismu
- namáhání torzní hřídele předepínacího mechanismu větví převodovky
- vliv nepřesnosti mechanismu na kolísání předpětí během pohybu

Deformace „tuhé“ větve při předepnutí silou F_0 je dána vztahem:

$$\Delta_1 = \frac{F_0}{k_{s.v1}} \dots\dots\dots(287)$$

$\Delta_1 = 0,063mm$

Mezní síla F_{L1} při zatěžování „poddajné“ větve ($sign(\Delta_s) = -1$):

$$F_{L1} = F_0 + k_{s.v2.1} * \Delta_1 \dots\dots\dots(288)$$

$F_{L1} = 19kN$

Deformace „poddajné“ větve při předepnutí silou F_0 je dána vztahem:

$$\Delta_2 = \frac{F_0}{k_{s.v2.1}} \dots\dots\dots(289)$$

$\Delta_2 = 0.43mm$

Mezní síla F_{L2} při zatěžování „tuhé“ větve ($sgn(\Delta_s) = +1$):

$$F_{L2} = F_0 + k_{s.v1} * \Delta_2 \dots\dots\dots(290)$$

$F_{L2} = 128,5kN$

Výpočet $F_{19_{ai}}$, $F_{9_{bi}}$ a $F_{9_{ai}}$, $F_{19_{bi}}$ je určen vztahy dle Obr. 47 – Charakteristika předepnuté převodovky.

Pro stanovení zatížení jednotlivých pastorků P9 a P19 se z vektoru

$$F_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \quad F_{s6} \quad F_{s7} \quad F_{s8} \quad F_{s9} \quad F_{s10} \dots\dots\dots(53)$$

vybere vektor s nezápornými hodnotami tj. pro $i = 1 \dots 5$:

$$F_s = F_{s1} \quad F_{s2} \quad F_{s3} \quad F_{s4} \quad F_{s5} \dots\dots\dots(70)$$

Vnější zatížení z daných nezáporných 5 stavů se zadá do tohoto grafu pro oba smysly pohybu:

- pro smysl zatížení $sign(\Delta_s) = -1$ tj. $sign(v_s) = +1$, $i = 1 \dots 5$:

$$F_{si} \geq F_{L1} \dots\dots\dots(291)$$

$$F_{19_{ai}} = F_{si} \dots\dots\dots\text{maximální síly na pastorku 19} \dots\dots\dots(292)$$

$$F_{9_{bi}} = 0 \dots\dots\dots\text{minimální síly na pastorku 9} \dots\dots\dots(293)$$

$$F_{si} < F_{L1} \dots\dots\dots(294)$$

$$F_{19_{ai}} = F_0 + F_{si} * \frac{1}{1 + \frac{k_{s.v1}}{k_{s.v2.1}}} \dots\dots\dots\text{maximální síly na pastorku 19} \dots\dots\dots(295)$$

$$F_{9_{bi}} = F_0 - F_{si} * \frac{1}{1 + \frac{k_{s.v2.1}}{k_{s.v1}}} \dots \text{minimální síly na pastorku 9} \dots (296)$$

- pro smysl zatížení $sign(\Delta_s) = +1$ tj. $sign(v_s) = -1$, $i = 1 \dots 5$:

➤ $F_{si} \leq F_{L2}$ (podmínka je splněna pro všechny vnější síly)

$$F_{9_{ai}} = F_0 + F_{si} * \frac{1}{1 + \frac{k_{s.v2.1}}{k_{s.v1}}} \dots \text{maximální síly na pastorku 9} \dots (297)$$

$$F_{19_{bi}} = F_0 - F_{si} * \frac{1}{1 + \frac{k_{s.v1}}{k_{s.v2.1}}} \dots \text{minimální síly na pastorku 19} \dots (298)$$

$F_{19_a} = 50$	33,1	17,3	18,8	16,5	kN
$F_{19_b} = 10,2$	12,3	15,8	14,3	16,5	kN
$F_{9_a} = 60,2$	45,4	21,6	31,8	16,5	kN
$F_{9_b} = 0$	0	11,4	1,3	16,5	kN

Zatížení pastorků P9 a P19 má tvar řádkových vektorů $F_{9,10}$, $F_{19,10}$:

$$F_{9,10} = F_{9_{b1}} \quad F_{9_{b2}} \quad F_{9_{b3}} \quad F_{9_{b4}} \quad F_{9_{b5}} \quad F_{9_{a5}} \quad F_{9_{a4}} \quad F_{9_{a3}} \quad F_{9_{a2}} \quad F_{9_{a1}} \dots (299)$$

$$F_{19,10} = -F_{19_{a1}} \quad -F_{19_{a2}} \quad -F_{19_{a3}} \quad -F_{19_{a4}} \quad -F_{19_{a5}} \quad -F_{19_{b5}} \quad -F_{19_{b4}} \quad -F_{19_{b3}} \quad -F_{19_{b2}} \quad -F_{19_{b1}} \dots (300)$$

$F_{19,10} = -10,2$	-12,3	-15,8	-14,3	-16,5	-16,5	-18,8	-17,3	-33,1	-50	kN
$F_{9,10} = 60,2$	45,4	21,6	31,8	16,5	16,5	1,3	11,4	0	0	kN

Tyto výsledky se použijí pro stanovení zatěžovacích stavů dle

Př.: 26 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH5.1 a SH5.2.

Z porovnání vyplývá větší maximální hodnota zatížení pastorku (9) při užití tohoto výpočtu.

Nastavení vůle δ spojky 31.32:

- převod mezi spojkou a finálním členem mechanismu:

$$i_{3s} = \frac{\omega_3}{v_s} = \frac{\varphi_3}{\Delta_1} \dots (301)$$

Z tohoto vztahu vyplývá:

$$\varphi_3 = \Delta_1 * i_{3s} \dots\dots\dots(302)$$

- vůle δ je určena vztahem:

$$\delta \leq \varphi_3 * r_1 \dots\dots\dots(303)$$

Po dosazení:

$\delta = 1mm$

Namáhání torzního hřídele předepínacího mechanismu:

- zatížení torzního hřídele předepínacího mechanismu se stanoví z tohoto vztahu:

$$M_3 * \omega_3 * \eta_{3s} = F_{L1} * v_s$$

tj.:

$$M_3 = F_{L1} * \frac{1}{i_{3s}} * \frac{1}{\eta_{3s}} \dots\dots\dots(304)$$

$M_3 = 181Nm$

- namáhání:

$$\tau = \frac{M_3}{W_k} \dots\dots\dots(305)$$

kde je:

$$W_k = \frac{\pi}{16} * d^3$$

$\tau = 181 \text{ MPa}$
$\tau_D = 600 \text{ MPa}$

Vliv nepřesnosti mechanismu na kolísání předpětí :

- absolutní odchylka předpětí je pak dána vztahy:

$$\Delta F_0 = \delta_s * k_{s,v1} = (\delta_s - \delta_{s1})k_{s,v2,1}$$

Z těchto vztahů vyplývá odchylka předpětí:

$$\Delta F_0 = \delta_s * \frac{k_{s,v1}}{1 + \frac{k_{s,v1}}{k_{s,v2,1}}} \dots\dots\dots(306)$$

Pro mechanismus s poddajnou větví $k_{s,v2,1}$ a tuhou větví $k_{s,v1}$ platí:

$$\Delta F_{0,pod} = \Delta F_0$$

$$\Delta F_{0.pod} = 1kN$$

Pro mechanismus se 2 tuhými větvemi $k_{s.v1}$ platí:

$$\Delta F_{0.tuh} = \delta_s * \frac{k_{s.v1}}{2} \dots\dots\dots (307)$$

$$\Delta F_{0.tuh} = 3,9kN$$

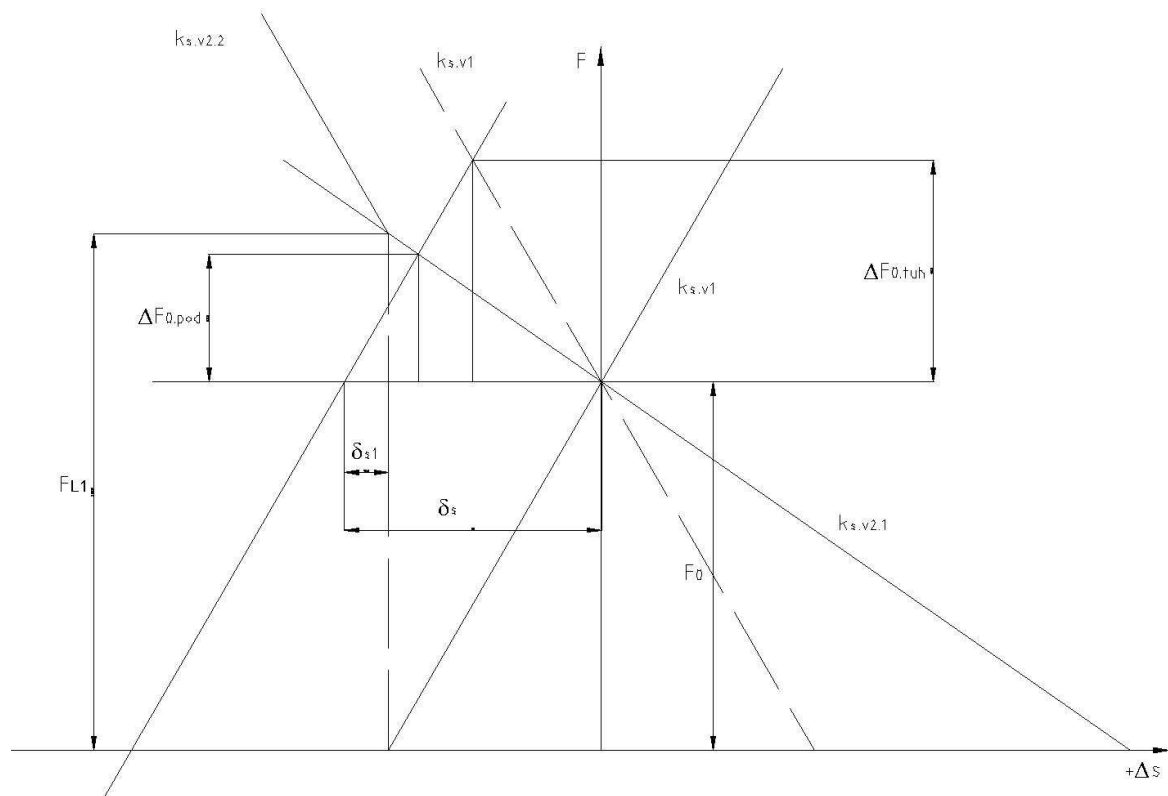
- poměr odchylek předpětí

$$\frac{\Delta F_{0.tuh}}{\Delta F_{0.pod}} = \frac{1 + \frac{k_{s.v1}}{k_{s.v2.1}}}{2}$$

$$\frac{\Delta F_{0.tuh}}{\Delta F_{0.pod}} = 3,9$$

Z výsledků je zřejmý vliv poddajné větve na snížení hodnoty přírůstku předpětí při nepřesnosti mechanismu.

Perspektivně se mechanismus musí řešit s maximální tuhostí tj. s tuhým předepnutím. Nárůst předpětí pak omezit zvýšením přesnosti mechanismu (ozubených kol, hřebenu a uložení), která je vyjádřena parametrem (δ_s).



Obr. 48 – Vliv nepřesnosti mechanismu na kolísání předpětí

1.4.2.2 Posuvový mechanismus s elektrickým předepnutím – systém Master-Slave (dále M-S)

Posuvový mechanismus sestává ze dvou vzájemně předepnutých převodových částí, každá je opatřena pohonem.

Každá větev převodovky o celkovém převodu (i_{1s}) zahrnuje finální převod (i_{rs}), reduktor (i_{pr}) a vstupní reduktor (i_{1p}) (Obr. 49). Toto schéma se využívá v případech, když není na trhu dostupná vstupní převodovka s požadovanou hodnotou krouticího momentu případně při řešení prostorových požadavků konstrukce.

Většinou lze mechanismus zjednodušit na finální převod (i_{rs}) a vstupní reduktor (i_{1r}) (Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předepnutými (M – S) – varianta B). Způsob uložení pastorku závisí na velikosti zatížení – pro menší zatížení se volí uložení pastorku na výstupní hřídel převodovky (Obr. 51). Tímto provedením se zřejmě dosahuje nejmenší stavební délky.

Elektrický systém umožňuje dle [10] (Obr. 52 – Zatížení pastorků mechanismu M – S):

- vzájemně předepnout převodové větve přesnou hodnotou síly a tak vymezit vůle posuvového mechanismu (oblasti A)
- snímat a vyhodnotit vnější zatížení posuvového mechanismu a nastavit na pastorcích jednotlivých větvích příslušné síly (oblasti A, B, C, D)

1.4.2.2.1 Zatížení saní a pastorků

Síly na pastorcích a vnější síla působící na saně jsou určeny vztahy:

$$F_s = F_9 + F_{19} \dots \dots \dots (308)$$

Pro pásma A, B dle Obr. 52 platí:

$$F_9 = F_0 + k * x$$

$$F_{19} = -F_0 + k * x$$

kde F_0 je předpětí pastorků, k je konstanta.

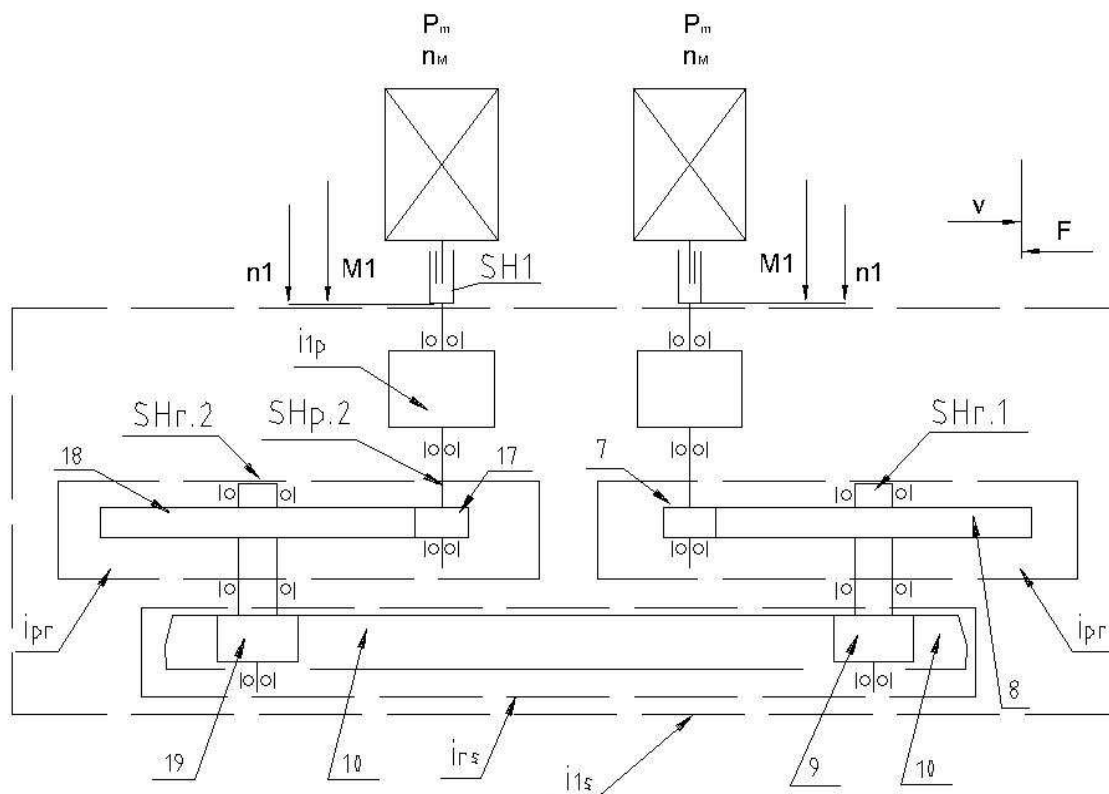
Odečtením těchto vztahů se určí $F_{19} = F_9 - 2F_0$ a dosadí do

$$F_s = F_9 + F_{19} \dots \dots \dots (308) \text{ – výsledkem je:}$$

$$F_s = 2F_9 - 2F_0 \dots \dots \dots (309)$$

Z tohoto vztahu pak plyne:

$$F_9 = F_0 + \frac{F_s}{2} \dots \dots \dots (310)$$



Obr. 49 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předepnutými (M-S) – var. A

Obdobně platí:

$$F_{19} = -F_0 + \frac{F_s}{2} \dots\dots\dots(311)$$

Mezní hodnota $F_{s,B}$ pásma B se stanoví přiřazením:

$$F_{19} = F_{19,B}, F_9 = F_{9,B} = F_M \dots\dots\dots(312)$$

kde F_M je maximální síla na jednom pastorku při režimu obrábění, dále dosazením do

$$F_9 = F_0 + \frac{F_s}{2} \dots\dots\dots(310),$$

$$F_{19} = -F_0 + \frac{F_s}{2} \dots\dots\dots(311) \text{ výsledkem je:}$$

$$F_{9,B} - F_{19,B} = 2F_0 \dots\dots\dots(313)$$

Dosazením do $F_s = F_9 + F_{19} \dots\dots\dots(308)$ se stanoví mezní hodnota pásma B:

$$F_{s,B} = 2(F_M - F_0) \dots\dots\dots(314)$$

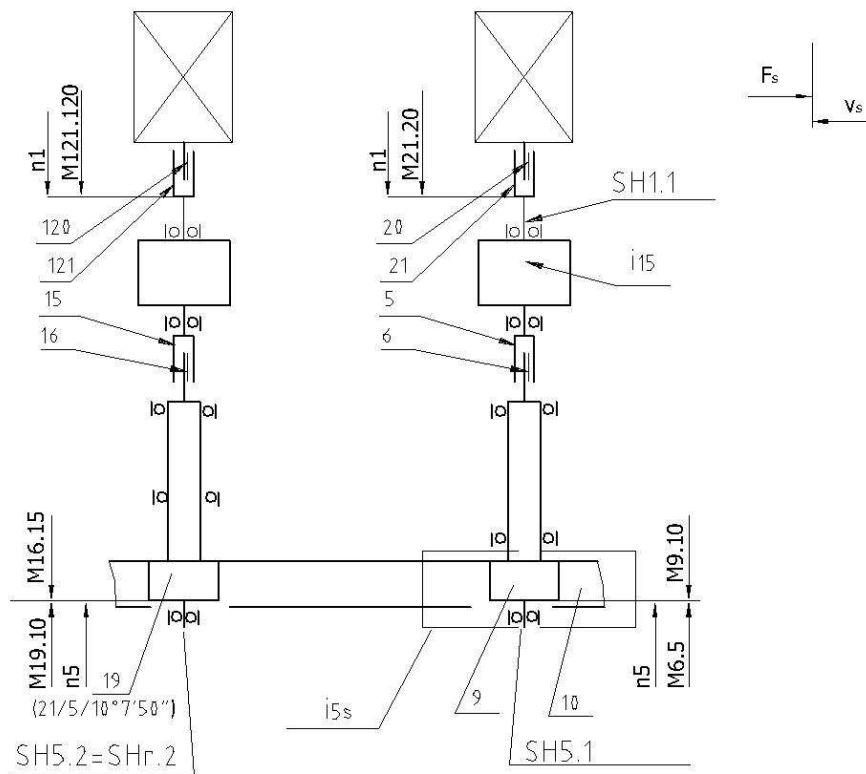
Mezní hodnota $F_{s,C}$ pásma C (maximální síla na saních) je určena vztahem:

$$F_{s,C} = F_{sM} = F_{sI} \dots\dots\dots(58),$$

kde je F_{sM} maximální síla na saních při režimu obrábění F_{sI} .

Dále platí pro mez pásma C:

$$F_9 = F_{19} = F_M \dots\dots\dots(315)$$



Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předeputými (M – S) – varianta B



Obr. 51 – Servomotor s převodovkou, pastorkem a hřebenem [1]

Po dosazení do $F_s = F_9 + F_{19}$ (308):

$F_{s,c} = 2F_M$, z něhož vyplývá:

$$F_M = \frac{F_{s,c}}{2} \text{(316)}$$

Zatížení saní je dáno vektorem F_{si} , pro $i = 1 \dots 10$, pro jehož členy platí:

$$F_{s10} = -F_{s1}, F_{s9} = -F_{s2}, F_{s8} = -F_{s3}, F_{s7} = -F_{s4}, F_{s6} = -F_{s5} \text{(317)}$$

Pro nezáporné hodnoty F_{si} ($i = 1 \dots 5$) se vektor zatížení pastorku 9 stanoví ze vztahů:

- Jestliže $F_{si} \leq F_{s.B}$ (tj. $F_{si} \leq 2(F_M - F_0)$) pak:

$$F_{9,i} = F_0 + \frac{F_{si}}{2} \dots\dots\dots(318)$$

- Jestliže $F_{si} > F_{s.B}$ (tj. $F_{si} > 2(F_M - F_0)$) pak:

$$F_{9,i} = F_M \dots\dots\dots(319)$$

Výsledkem je vektor zatížení pastorku 9:

$$\mathbf{F}_9 = [F_{9 \cdot 1} \quad F_{9 \cdot 2} \quad F_{9 \cdot 3} \quad F_{9 \cdot 4} \quad F_{9 \cdot 5}] \dots\dots\dots(320)$$

Vektor zatížení pastorku 19 se stanoví ze vztahu

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{F}_9 + \mathbf{F}_{19} \dots\dots\dots(308) \text{ tj.}:$$

$$F_{19,i} = F_{si} - F_{9,i} \text{ tj.}:$$

$$\mathbf{F}_{19} = [F_{19 \cdot 1} \quad F_{19 \cdot 2} \quad F_{19 \cdot 3} \quad F_{19 \cdot 4} \quad F_{19 \cdot 5}] \dots\dots\dots(321)$$

Vektory zatížení pastorků od hřebene 10 pro $i = 1 \dots 10$ jsou pak dány vztahy:

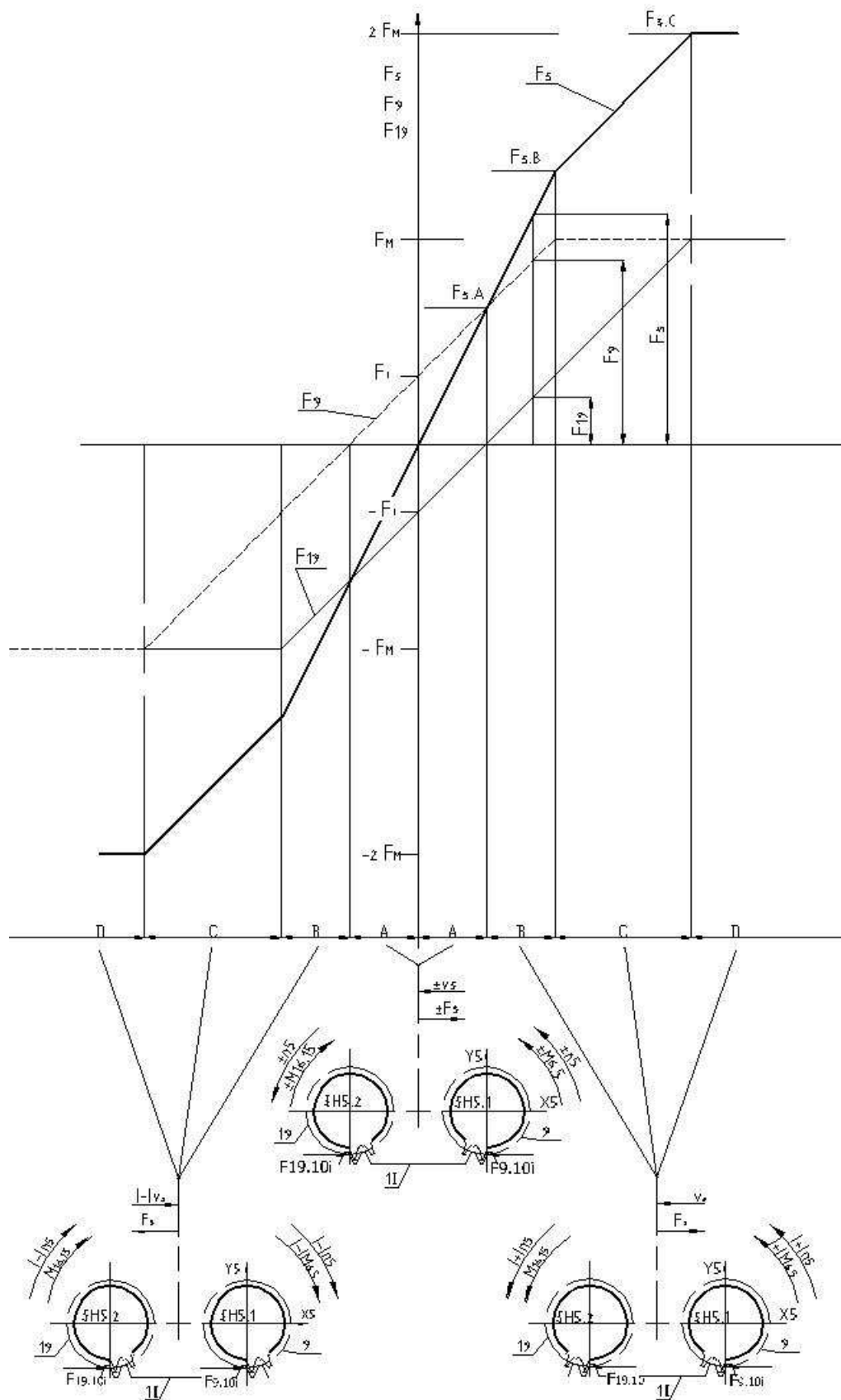
$$\mathbf{F}_{9,10} = [F_{9,1} \quad F_{9,2} \quad F_{9,3} \quad F_{9,4} \quad F_{9,5} \quad -F_{19,5} \quad -F_{19,4} \quad -F_{19,3} \quad -F_{19,2} \quad -F_{19,1}] \dots\dots\dots$$

...(322)

$$\mathbf{F}_{19,10} = [F_{19,1} \quad F_{19,2} \quad F_{19,3} \quad F_{19,4} \quad F_{19,5} \quad -F_{9,5} \quad -F_{9,4} \quad -F_{9,3} \quad -F_{9,2} \quad -F_{9,1}] \dots\dots\dots(323)$$

K vektorům $\mathbf{F}_{9,10}$, $\mathbf{F}_{19,10}$ pro $i = 1 \dots 10$ přísluší vektory:

- Posuvové rychlosti v_{si}
- Doby běhu T_i



Obr. 52 – Zatížení pastorků mechanismu M – S

1.4.2.2.2 Volba předpětí pastorků

Dle zkušeností z provozu posuvových mechanismů M – S realizovaných na otočných stolech a frézovacích a vyvrtávacích strojích [12] je postačující volit předpětí v rozsahu:

$$F_0 = 0,1 - 0,3 F_M,$$

kde F_M vyplývá ze vztahů $F_M = \frac{F_{s,C}}{2}$ (316)

$$F_{s,C} = F_s M = F_s l \dots \dots \dots (58)$$

Př.: 40- Zatížení pastorků mechanismu M-S

Dáno:

Vektor posuvové složky řezné síly pro $i = 1 \dots 3$	$F_{I_s} = [90 \quad 45 \quad 9] \text{ kN}$
Vektor rychlosti pro $i = 1 \dots 3$	$v_s = [0,13 \quad 0,35 \quad 0,5] \text{ m/min}$
Vektor doby běhu pro $i = 1 \dots 3$	$T = [2100 \quad 3500 \quad 1400] \text{ hod}$
Vektor síly při rychloposuvu pro $i = 4 \dots 5$	$F_{I_s} = [2,2 \quad 0] \text{ kN}$
Vektor rychlosti při rychloposuvu pro $i = 4 \dots 5$	$v_s = [3 \quad 6] \text{ m/min}$
Vektor doby běhu při rychloposuvu pro $i = 4 \dots 5$	$T = [210 \quad 7790] \text{ hod}$
Třecí síla	$F_T = 27 \text{ kN}$
Předpětí pastorků	$F_0 = 0,3 F_M$
Druh zatížení	<i>Symetrické</i>
Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předeprnutými (M – S) – varianta B	

Stanovit:

- Zatížení saní a pastorků

Vektor zatížení saní pro $i = 1 \dots 5$ se určí ze vztahu:

$$F_{s,i} = F_{I_s,i} + F_T \dots \dots \dots (324)$$

$$F_s = [117 \quad 72 \quad 36 \quad 29 \quad 27] \text{ kN}$$

Vektor rychlosti pro $i = 1 \dots 5$ se upraví změnou znaménka:

$$v_s = [-0,13 \quad -0,35 \quad -0,5 \quad -3 \quad -6] \text{ m/min}$$

Maximální posuvová síla je největší hodnota z vektoru zatížení při obrábění tj.:

$$F_{s,C} = F_s M = F_s l \dots \dots \dots (58)$$

$$F_{s,C} = 117 \text{ kN}$$

Pozn.: Setrvačné síly při rychloposuvu se při určování maximální posuvové síly neuvažují.

Ze vztahu P_0 dosazení do $F_s = F_9 + F_{19} \dots \dots \dots (308)$:

$F_{s,C} = 2F_M$, z něhož vyplývá:

$$F_M = \frac{F_{s,C}}{2} \dots \dots \dots (316) \text{ se stanoví maximální síla}$$

na pastorku F_M při režimu obrábění:

$$F_M = 58,5 \text{ kN}$$

Předpětí pastorků je dáno vztahem

$$F_0 = 0,3 F_M$$

$$F_0 = 17,6 \text{ kN}$$

Vektor zatížení saní pro $i = 1 \dots 10$ se určí ze vztahu $F_{s10} = -F_{s1}$, $F_{s9} = -F_{s2}$, $F_{s8} = -F_{s3}$, $F_{s7} = -F_{s4}$, $F_{s6} = -F_{s5} \dots \dots \dots (317)$:

$$F_s = [117 \quad 72 \quad 36 \quad 29 \quad 27 \quad -27 \quad -29 \quad -36 \quad -72 \quad -117] \text{ kN}$$

Obdobně vektor rychlosti:

$$v_s = [-0,13 \quad -0,35 \quad -0,5 \quad -3 \quad -6 \quad 6 \quad 3 \quad 0,5 \quad 0,35 \quad 0,13] \text{ m/min}$$

Vektor doby běhu pro symetrické zatížení:

$$T = [1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 105 \quad 3895 \quad 3895 \quad 105 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050] \text{ hod}$$

Vektor zatížení pastorku 9 se stanoví ze vztahů

$$F_{9,i} = F_0 + \frac{F_{si}}{2} \dots \dots \dots (318) \text{ a}$$

$$F_{9,i} = F_M \dots \dots \dots (319) \text{ dle příslušných podmínek.}$$

Vektor je pak dán vztahem:

$$F_9 = [F_{9 \cdot 1} \quad F_{9 \cdot 2} \quad F_{9 \cdot 3} \quad F_{9 \cdot 4} \quad F_{9 \cdot 5}] \dots\dots\dots (320):$$

$$F_9 = [58,5 \quad 53,5 \quad 35,5 \quad 32 \quad 31] \text{ kN}$$

Vektor zatížení pastorku 19 vyplývá ze vztahu

$$F_s = F_9 + F_{19} \dots\dots\dots (308) \text{ tj.: } F_{19,i} = F_{si} - F_{9,i}$$

a pak

$$F_{19} = [F_{19 \cdot 1} \quad F_{19 \cdot 2} \quad F_{19 \cdot 3} \quad F_{19 \cdot 4} \quad F_{19 \cdot 5}] \dots\dots\dots (321):$$

$$F_{19} = [58,5 \quad 18,5 \quad 0,5 \quad -3 \quad -4] \text{ kN}$$

Vektory zatížení pastorků od hřebene 10 pro $i = 1 \dots 10$ jsou dány vztahy:

$$F_{9,10} = [F_{9,1} \quad F_{9,2} \quad F_{9,3} \quad F_{9,4} \quad F_{9,5} \quad -F_{19,5} \quad -F_{19,4} \quad -F_{19,3} \quad -F_{19,2} \quad -F_{19,1}] \dots\dots\dots$$

...(322)

$$\text{a } F_{19,10} = [F_{19,1} \quad F_{19,2} \quad F_{19,3} \quad F_{19,4} \quad F_{19,5} \quad -F_{9,5} \quad -F_{9,4} \quad -F_{9,3} \quad -F_{9,2} \quad -F_{9,1}]$$

.....(323):

$$F_{9,10} = [58,5 \quad 53,5 \quad 35,5 \quad 32,2 \quad 31 \quad 4 \quad 3 \quad -0,5 \quad -18,5 \quad -58,5] \text{ kN}$$

$$F_{19,10} = [58,5 \quad 18,5 \quad 0,5 \quad -3 \quad -4 \quad -31 \quad -32 \quad -35,5 \quad -53,5 \quad -58,5] \text{ kN}$$

K těmto vektorům se přiřadí již stanovené vektory rychlosti v_s a doby běhu T pro výpočet bezpečnosti pastorků a hřebenu.

1.4.2.2.3 Výkon a jmenovité otáčky motoru (n1), celkový převod (i1s), převod reduktoru (i1r), finální převod (irs)

Př.: 41 – Základní parametry posuvového mechanismu M-S přímočarého pohybu

Dáno:

Obvodová síla pastorku 9	$F_{9,10} = [58,5 \quad 53,5 \quad 35,5 \quad 32,2 \quad 31 \quad 4 \quad 3 \quad -0,5 \quad -18,5 \quad -58,5] \text{ kN}$
Obvodová síla pastorku 19	$F_{19,10} = [58,5 \quad 18,5 \quad 0,5 \quad -3 \quad -4 \quad -31 \quad -32 \quad -35,5 \quad -53,5 \quad -58,5] \text{ kN}$
Rychlost	$v_s = [-0,13 \quad -0,35 \quad -0,5 \quad -3 \quad -6 \quad 6 \quad 3 \quad 0,5 \quad 0,35 \quad 0,13] \text{ m/min}$
Doba běhu	$T = [1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 105 \quad 3895 \quad 3895 \quad 105 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050] \text{ hod}$

Hmotnost suportu	$m_{sC} = 9000 \text{ kg}$
Účinnost finálního převodu	$\eta_{rs} = 0,98$
Celková účinnost - odhad	$\eta_{1s} = 0,9$
Modul hřebenu a pastorku	$m_9 = 5 \text{ mm}$
Úhel sklonu hřebenu a pastorku	$\beta_9 = 10,131^\circ$
Počet zubů pastorku	$z_9 = 21$
Smysl stoupání	levý
Obr. 40 – Souhmotí SH5.1	vzor pro rekonstrukci
Moment setrvačnosti souhmotí SH5.1	$J_{rs} = 0,1 \text{ kgm}^2$
Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předepnutými (M – S) – varianta B	

Stanovit:

- parametry motoru (P_1, n_1)
- parametry redukční převodovky ($i_{1r}, n_1, \eta_{1r}, M_r, J_{1r}$)
- finální převod i_{rs} , celkový převod i_{1s} , celkovou účinnost η_{1s}
- analýzu setrvačných hmot mechanismu
- vektory parametrů finálního převodu a převodovky (M_{ri}, n_{ri}, T_i)

Maximální síla působící na pastorek při obrábění F_M je zřejmě dána vztahy:

$$F_{sC} = F_s M = F_s l \dots \dots \dots (58),$$

$$F_M = \frac{F_{sC}}{2} \dots \dots \dots (316)$$

$$F_M = 58,5 \text{ kN}$$

Maximální rychlost saní ze vztahu:

$$v_{sM} = \max(|v_{si}|) \dots \dots \dots (59):$$

$$v_{sM} = 6 \text{ m/min}$$

Ze vztahů ($P_1 * \eta_{1s} = F_s * v_s \dots \dots \dots (7)$) se stanoví

potřebný výkon motoru:

$$P_1 = F_M * v_{sM} * \frac{1}{\eta_{1s}}$$

$P_1 = 6,4 \text{ kW}$

Podle výkonu se z katalogu se vybere typ motoru s příslušnými parametry:

<p>Motor Siemens 1FT6 105 - 1AC71:</p> <p>$P_{calc} = 8 \text{ kW}$</p> <p>$n_1 = 2000 \text{ min}^{-1}$jmenovité otáčky</p> <p>$M_1 = 38 \text{ Nm}$...jmenovitý moment při nárůstu teploty vinutí o 100°K</p> <p>$M_0(100) = 50 \text{ Nm}$... klidový krouticí moment při nárůstu teploty vinutí o 100°K</p> <p>$J_{Im} = 0,0168 \text{ kgm}^2$moment setrvačnosti kotvy motoru</p>
--

Finální převod i_{rs} se stanoví ze vztahů

$$h_p = \pi * \frac{z_9 * m_9}{\cos \beta_9} \dots\dots\dots(183)$$

$$i_{rs_p} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2 * \pi}{h_p} \dots\dots\dots(176)$$

$i_{rs} = 18,751 \text{ m}^{-1}$

Maximální moment M_{rM} na souhmotí SHr se stanoví ze vztahu:

$$M_r = F_s * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(11)$$

pro $F_s = F_M$:

$M_{rM} = 3184 \text{ Nm}$

Vektory momentu na pastorcích 9 a 19 se stanoví ze vztahů:

$$M_{6.5i} = F_{9.10i} * \frac{-1}{i_{rs} * \eta_{rs}} \dots\dots\dots(325)$$

$$M_{16.15i} = F_{19.10i} * \frac{-1}{i_{rs} * \eta_{rs}}$$

$$M_{9.10i} = -M_{6.5i}$$

$$M_{19.10i} = -M_{16.15i}$$

$M_{6,5} = [-3184 \quad -2914 \quad -1935 \quad -1751 \quad -1690 \quad -220 \quad -159 \quad 24 \quad 1004 \quad 3184] \text{ Nm}$
$M_{16,15} = [-3184 \quad -1004 \quad -24 \quad 159 \quad 220 \quad 1690 \quad 1751 \quad 1935 \quad 2914 \quad 3184] \text{ Nm}$
$M_{9,10} = [3184 \quad 2914 \quad 1935 \quad 1751 \quad 1690 \quad 220 \quad 159 \quad -24 \quad -1004 \quad -3184] \text{ Nm}$
$M_{19,10} = [3184 \quad 1004 \quad 24 \quad -159 \quad -220 \quad -1690 \quad -1751 \quad -1935 \quad -2914 \quad -3184] \text{ Nm}$

Dále se stanoví vektor otáček n_{ri} pro ze vztahu: $n_{ri} = \frac{v_{si}}{h}$ (

79):

$n_r = [-0,4 \quad -1 \quad -1,5 \quad -9 \quad -18 \quad 18 \quad 9 \quad 1,5 \quad 1 \quad 0,4] \text{ m/min}$
--

Stanovené vektory momentů $M_{6,5}$, $M_{9,10}$, $M_{16,15}$, $M_{19,10}$, otáček n_r a zadaný vektor T se použijí pro výpočet bezpečnosti hřebenu a pastorku pomocí programu PREV a pro výpočet vstupní převodovky.

Celkový převod se stanoví ze vztahů $i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s}$ (5),

$\omega_1 = 2 * \pi * n_1$ (3) pro $v_s = v_{sM}$:

$i_{1s} = 2094 \text{ m}^{-1}$

Vstupní převod se určí ze vztahu $i_{1s} = i_{1r} * i_{rs}$ (

6):

$i_{1r} = 111,7$

Pro volbu vstupní převodovky z katalogu Alphagear [1] se dále stanoví:

- maximální hodnota momentu při režimu obrábění $M_{rM} = |M_{r1}|$ (rozběhové stavy se neuvažují):

$M_{rM} = 3184 \text{ Nm}$
Limitní hodnota jmenovitého momentu zvolené převodovky musí být větší

- střední otáčky na vstupní hřídeli (1) dle vztahů:

$$n_{rm} = \sum_1^{10} q_i * |n_{ri}| \quad \dots\dots\dots(160)$$

$$n_{1m} = n_{rm} * i_{1r} \quad \dots\dots\dots(161)$$

$n_{1m} = 1085 \text{ min}^{-1}$

Limitní hodnota jmenovitých otáček zvolené převodovky musí být větší
--

- střední moment pro převodovky na pastorcích 9 a 19 dle vztahu:

$$M_{rm} = \left(\frac{\sum_1^{10} |M_{ri}|^3 * q_i * |n_{ri}|}{n_m} \right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(162), \text{ do kterého se dosadí:}$$

$$M_{rm} = M_{9,10,m}, M_{ri} = M_{9,10i} \text{ dále } M_{rm} = M_{19,10,m}, M_{ri} = M_{19,10i} :$$

$M_{9,10,m} = 1400 \text{ Nm}$
$M_{19,10,m} = 1400 \text{ Nm}$
Limitní hodnota jmenovitého momentu zvolené převodovky musí být větší

- akcelerační moment z vektoru $M_{9,10}$ dle vztahu

$$MrA = |M_{r4}| \dots\dots\dots(163), \text{ do kterého se dosadí}$$

$$M_{r4} = M_{9,10,4}$$

$M_{rA} = 1751 \text{ Nm}$
Limitní hodnota akceleračního momentu zvolené převodovky musí být větší

Z katalogu se vybere vstupní převodovka.

Tab. 13 – Volba vstupní převodovky pro M – S

Vstupní parametry - požadavky				Katalog Alphagear[1]: TP +300 High Torque 3- stage
				Limitní hodnoty
				Jmenovitý moment
Maximální moment při režimu obrábění	M_{rM}	Nm	3184	3500
				Maximální otáčky
Max. otáčky na vstupní hřídeli	n_l	min^{-1}	2000	3500
Převod	i_{lr}		111,7	110

				Jmenovité otáčky
Střední otáčky	n_{Im}	min^{-1}	1085	2000
				Jmenovitý moment
Střední moment	$M_{9,10,m}$	Nm	1400	3500
				Akcelerační moment
Akcelerační moment z vektoru $M_{9,10}$	$M_{9,10,4}$	Nm	1751	5500
				Havarijní moment
Havarijní moment z vektoru $M_{9,10}$	$M_{9,10,3}$	Nm	neuveden ve výpočtu	13250
Účinnost η_{1r}		-		0,93
Moment setrvačnosti	J_{1r}	kgm^2		11,6 e-4
Max. axiální síla	F_{aM}	N		33000

Celkový převod se upraví v závislosti na skutečné hodnotě vstupního převodu dle vztahu:

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \dots\dots\dots(6)$$

$i_{1s} = 2063 \text{ m}^{-1}$

Celková účinnost se upraví v závislosti na skutečné hodnotě účinnosti vstupního převodu dle vztahu:

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} \dots\dots\dots(8)$$

$\eta_{1s} = 0,911$

Síla dosažitelná motorem F_{M10} se stanoví pro $M_1 = M_0(100)$ ze vztahu:

$$M_1 = F_s * \frac{1}{i_{1s}} * \frac{1}{\eta_{1s}} \dots\dots\dots(10):$$

$F_s = F_{M10} = 94 \text{ kN}$
vyhovuje, je větší než požadovaná F_M

Rychlost dosažitelná motorem v_{sM} se stanoví ze vztahu:

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} \quad (5)$$

$v_{sM} = 6,1 \text{ m/min}$
vyhovuje, je větší než požadovaná

Analýza momentů setrvačnosti mechanismu se provádí pomocí vztahů:

$$J_{1p} = J_{1r} + J_{rs} * \frac{1}{i_{1r}^2} + m_s * \frac{1}{i_{1s}^2} \quad (165)$$

kde jsou:

J_{1p} ...moment setrvačnosti posouvaných skupin redukováný na hřídel motoru

J_{rs} moment setrvačnosti pastorku

$m_s = \frac{m_{sC}}{2}$ hmotnost suportu vztažená na 1 větev mechanismu M - S

$J_{1p} = 0,0022 \text{ kgm}^2$

$$\mu_p = \frac{J_{1p}}{J_{1m}} \quad (166)$$

$\mu_p = 0,133$
Vyhovuje - systémy s $\mu_p > 2$ mají horší dynamickou stabilitu (překmitý při rozjezdu a zastavení) [16], [12].

1.4.2.2.4 Tuhost elektricky předeprnutého mechanismu

Př.: 42 - Celková tuhost a vlastní frekvence elektricky předeprnutého mechanismu včetně spojení

Dáno:

Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předeprnutými (M – S) – varianta B	
Celková tuhost 1 větve mechanismu	$k_{s.v1.MS} = 260kN / mm$

Tuhost spojení převodovky se saněmi	$k_{s.spoj} = 2000 \text{ kN/mm}$
Hmotnost	$m_s = 70000 \text{ kg}$

Stanovit:

- celkovou tuhost a vlastní frekvenci mechanismu a porovnat s výsledky Př.: 38 -
Celková tuhost a vlastní frekvence mechanicky předepnutého mechanismu včetně spojení

Obě větve mají zřejmě stejnou tuhost tj. celková tuhost převodů je:

$$k_{s.cel.MS} = 2 * k_{s.v1.MS} \dots\dots\dots(326)$$

$k_{s.cel.MS} = 520 \text{ kN/mm}$

Celková poddajnost mechanismu včetně spojení je dána vztahem:

$$\frac{1}{k_{s.cel.spoj.MS}} = \frac{1}{k_{s.cel.MS}} + \frac{1}{k_{s.spoj}} \dots\dots\dots(327)$$

Z toho vyplývá:

$k_{s.cel.spoj.MS} = 412 \text{ kN/mm}$

Vlastní frekvence translační je dána vztahem:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{k_{s.cel.spoj.MS}}{m_s}} \dots\dots\dots(328)$$

$\Omega_0 = 76,7 \text{ s}^{-1}$

Z porovnání s hodnotami stanovenými pro mechanicky předepnutou převodovku je patrný nárůst hodnot tuhosti a tím i vlastní frekvence.

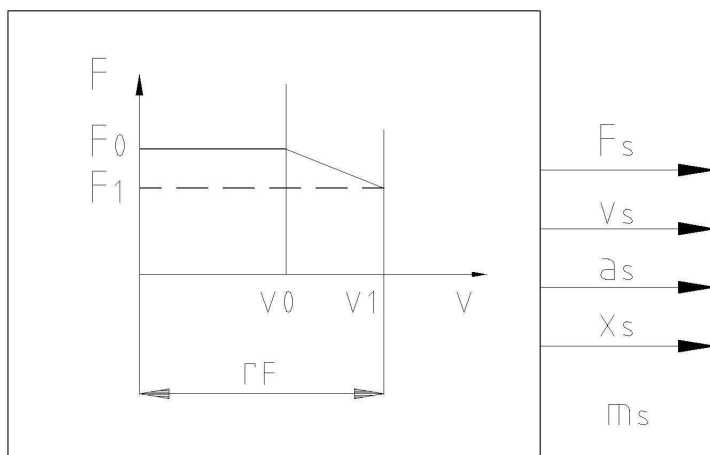
1.4.2.2.5 Porovnání systémů předepnutí

Vlastnost	Systém hřeben – 2 pastorky		
	Mechanické předepnutí	Elektrické předepnutí (M – S)	Kuličkový šroub s předepnutou dvojicí matic
Technické parametry	nižší předpětí - vysoká přetížitelnost	nižší předpětí - vysoká přetížitelnost	nižší předpětí - střední přetížitelnost
Tuhost pro délku pojezdu $L_1 = 4\text{m}$	$k_{s.cel.spoj_b} = 230 \text{ kN/mm}$	$k_{s.cel.spoj_{MS}} = 412 \text{ kN/mm}$	$k_{c1} = 610 \text{ kN/mm}$
Tuhost – pozn.:	Nižší při střední přesnosti převodovky.	Vyšší než u systému mech. předepnutí za	

	Stejná jako (M-S) při vyšší přesnosti dílů převodovky.	předpokladu vyšší přesnosti dílů převodovky	
Ztráta pohybu	Vyšší – nevyomezené vůle ve vstupní převodovce	Nižší – úplně vymezené vůle	Nižší
Seřizování při oživování a provozu	náročné	jednoduché	jednoduché
Přesnost dílů převodovky	Střední	Vysoká	-
Konstrukční náročnost	Vysoká	Nízká	Nízká
Materiálové náklady	Nižší v elektrické části	Vyšší v el. části, nižší v mech. části	Nižší v elektrické části

1.5 Lineární servopohony

1.5.1 Funkční struktura lineárního posuvového mechanismu - blokové schéma



Obr. 53 - Blokové schéma lineárního posuvového mechanismu (srv. s Obr. 1)

Posuvový mechanismus sestává z vstupní části (lineární servomotor) a výstupní části (stůl). Lineární motor se skládá z primární a sekundární části. Primární část má obvykle pevné rozměry, sekundární sestává z několika sekcí, které jsou určeny délkou pojezdu skupiny stroje. Primární část synchronního motoru obsahuje železné lamely se střídavým třífázovým vinutím. Sekundární část je pak vybavena permanentními magnety. Motor je řízen v polohové vazbě tj. s inkrementálním odměřováním.

Na Obr. 53 jsou použity tyto veličiny:

F_1 [N] ...jmenovitá síla motoru

F_0 [N] ...maximální síla motoru (lze využívat pouze při rozběhu a brzdění)

v_l [m/min] rychlost motoru při provozní síle F_l (maximální rychlost)

v_0 [m/min] rychlost motoru při síle F_0

a_s [$m\ s^{-2}$] zrychlení motoru

x_s [m]posunutí motoru

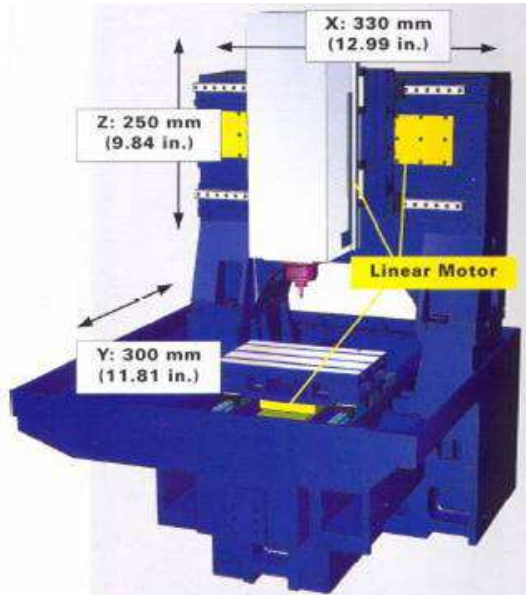
Př.: 43 - Stanovení lineárního pohonu posuvu saní frézky

Dáno:

Maximální rychlost stolu (rychloupusv)	$v_{sM} = 30\ m/min$
Zrychlení stolu	$a_s = 10\ m/min$
Maximální posuvová síla	$F_s = 5000\ N$
Hmotnost pohyblivých skupin (stůl + obrobek)	$m_s = 1000\ kg$
Obr. 54 - Frézka s lineárními pohony posuvů	

Stanovit:

- typ a parametry motoru (F_l , v_l , F_2 , v_2), zrychlení (a_s)



Obr. 54 - Frézka s lineárními pohony posuvů [21]

Z katalogu [9] se k daným parametrům (v_{sM} , F_s) vybere vhodný lineární motor:

Typ: Siemens 1FT3 900 - 4WB00 - 0AA1	
Jmenovitá síla	$F_{rated} = 8100\ N$

Max. rychlost při F_{rated}	$v_{rated} = 160 \text{ m/min}$
Maximální síla	$F_{MAX} = 20700 \text{ N}$
Max. rychlost při F_{MAX}	$v_{MAX} = 160 \text{ m/min}$
Výkon	$P_{calc} = 68,9 \text{ kW}$
Hmotnost motoru	$m_I = 56 \text{ kg}$

Zřejmě platí:

$$F_1 = F_{rated} = 8100 \text{ N} > F_s$$

$$v_1 = v_{rated} = 160 \text{ m/min} > v_s$$

Celé pásmo posuvových rychlostí od 0 do v_s lze využívat. Nevýhodou je zřejmě vysoký instalovaný výkon, který nelze využít v okolí $v_{rated} = 160 \text{ m/min}$.

Pro rozběh a brzdění platí:

- zrychlující síla: $F_0 = F_{MAX}$

$$F_0 = 20700 \text{ N}$$

- celková hmotnost:

- $m_{sc} = m_s + m_I$

$$m_{sc} = 1056 \text{ kg}$$

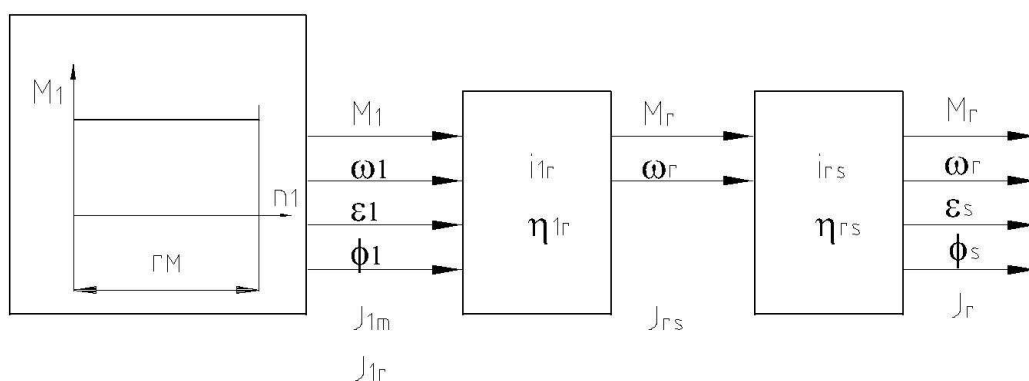
- dosažitelné zrychlení

$$a_{sM} = \frac{F_0}{m_{sc}}$$

$$a_{sM} = 19,6 \text{ m/s}^2$$

2 Mechanizmy k dosažení rotačního pohybu

2.1 Funkční struktura rotačního posuvového mechanismu - blokové schéma



Obr. 55 - Blokové schéma rotačního posuvového mechanismu

Posuvový mechanismus slouží pro transformaci energie a informací. Sestává z vstupní části - (servomotor, vstupní převod) a výstupní části (výstupní převod, stůl nebo vřeteno atd). Je řízen v polohové vazbě tj. je vybaven odměřováním polohy.

Na Obr. 56 jsou použity tyto veličiny:

M_l [Nm] ...moment motoru

ω_l [s^{-1}]úhlová rychlost motoru

ε_l [$rad\ s^{-2}$]úhlové zrychlení motoru

ϕ_l [rad]úhlové natočení motoru

M_r [Nm]...moment na vstupu finálního členu mechanismu

ω_r [s^{-1}]....úhlová rychlost na vstupu finálního členu mechanismu

M_s [N]...síla na výstupní části mechanismu (věnec, otočná deska stolu)

ω_s [$m\ s^{-1}$].... rychlost výstupní části mechanismu

ε_s [$m\ s^{-2}$].... zrychlení výstupní části mechanismu

ϕ_s [m].... dráha výstupní části mechanismu

i_{lr} [-]...převod mechanismu mezi motorem a finálním členem (vstupní převod)

η_{1r} [-]...účinnost mechanismu mezi motorem a finálním členem

i_{rs} [m^{-1}]...finální převod mechanismu

η_{rs} [-]...účinnost finálního členu mechanismu

J_{1m} [$kg\ m^2$].....moment setrvačnosti kotvy motoru na hřídeli l

J_{1r} [$kg\ m^2$]..... moment setrvačnosti vstupního převodu

na hřídeli l

J_{rs} [$kg\ m^2$] moment setrvačnosti výstupního převodu na hřídeli r

J_s [kg]..... moment setrvačnosti rotujících skupin mechanismu(otočná deska stolu, obrobek)

2.2 Charakteristika motoru

Pro posuvové mechanismy rotačního pohybu se používají převážně střídavé servopohony. Servomotor řady 1FT6 má charakteristické veličiny dle [9].

2.3 Kinematické vztahy

- celkový vstupní převod (převod mezi motorem a vstupem finálního členu) dle

$$i_{1r} = \frac{\omega_1}{\omega_r} \dots\dots\dots(2)$$

- vztah mezi otáčkami a úhlovou rychlostí dle

$$\omega_1 = 2 * \pi * n_1 \dots\dots\dots(3)$$

- finální převod - převod rotačního pohybu na rotační:

$$i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{z_{10}}{z_9} \dots\dots\dots(329)$$

kde je (z_{10}) počet zubů věnce, (z_9) počet zubů pastorku

- celkový převod mezi motorem a saněmi:

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{\omega_s} \dots\dots\dots (330)$$

Dosazením:

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \dots\dots\dots(331)$$

- dílčí převody celkového vstupního převodu vyplývají ze vztahu:

$$i_{1r} = i_{1p} * i_{pr} \dots\dots\dots(332)$$

kde je i_{1p} převodovka přiřazená k motoru dle katalogu

2.4 Zatěžovací stavy výstupního členu posuvového mechanismu kruhového pohybu

Posuvové momenty jsou dány vztahem:

$$M_{si} = M_i + M_{Ti} \dots\dots\dots (333)$$

kde jsou:

M_i moment řezné síly F_i na jmenovitém průměru obrobku D_e pro stavy $i = 1 \dots 3$ tj.:

$$M_i = F_i * \frac{D_e}{2} \dots\dots\dots (334)$$

M_{Ti} třecí moment pro stavy $i = 1 \dots 3$

U valivých a hydrostatických vedení, která se převážně používají pro kruhová vedení stolů se třecí moment zanedbává. V dalším postupu je tedy:

$$M_{Ti} = 0 \dots\dots\dots (335)$$

tj.:

$$M_{si} = M_i \dots\dots\dots (336)$$

Řezné síly F_i jsou určeny přiřazením posuvového mechanismu k obráběcímu stroji, ke kterému se stanoví nástroje a řezné parametry.

2.4.1 Zatěžovací stavy při obrábění

Pro zjištění posuvové síly a rychlosti k posuvovému mechanismu s kruhovým pohybem se k otočného stolu přiřadí horizontka a k jejím parametrům charakteristické nástroje pro frézování (viz Př.: 2 - Zatěžovací stavy při obrábění). Tyto parametry se obvykle sníží zvoleným součinitelem k_{kp} na hodnoty odpovídající technologickému využití mechanismu s kruhovým pohybem.

Př.: 44 - Zatěžovací stavy posuvového mechanismu kruhového pohybu otočného stolu při obrábění

Dáno:

Zatěžovací stavy přímočarého posuvového mechanismu	Tab. 1 - Zatěžovací stavy při obrábění (F_{si} , v_{si} , q_{oi} , T_i)
Součinitel posuvové síly mechanismu kruhového pohybu	$k_{kp} = 0,6$
Jmenovitý průměr obrobku	$D_e = 2,5$ m

Stanovit:

- zatěžovací stavy výstupního členu mechanismu

Pak platí pro:

- vektor posuvových momentů:

$$M_{si} = F_i * \frac{D_e}{2} * k_{kp} \dots\dots\dots (337)$$

- vektor úhlových rychlostí a otáček

$$\omega_{si} = v_{si} * \frac{2}{D_e} \dots\dots\dots (338)$$

$$n_{si} = \frac{\omega_{si}}{2\pi}$$

Výsledkem je Tab. 14.

Tab. 14 - Zatěžovací stavy výstupního členu mechanismu rotačního pohybu při obrábění

Stav	Posuvový moment (M_{si})	Otáčky (n_{si})	Doba běhu (T_i)
	Nm	min ⁻¹	hod
1	37500	-0,02	hod
2	24750	-0,05	1050
3	4500	-0,06	1750
8	-4500	0,06	700
9	-24750	0,05	700
10	-37500	0,02	1750
Celková doba obrábění	T_o		7000

2.4.2 Zatěžovací stavy při rychloposuvu

Př.: 45 - Zatěžovací stavy posuvového mechanismu otočného stolu při rychloposuvu

Dáno:

Celková doba běhu při rychloposuvu	$T_R = 8000$ hod
Celkové natočení	2π
Jmenovitý průměr obrobku	$D_e = 2,5$ m
Zrychlení, zpoždění na jmenovitém průměru obrobku D_e	$a_s = 0,25$ m.s ⁻²
Rychlost rychloposuvu na jmenovitém průměru obrobku D_e	$v_{sM} = 12$ m.min ⁻¹
Hmotový moment setrvačnosti pohyblivých skupin	$J_s = 54690$ kgm ²

Stanovit:

- úhel pojezdu rychloposuvem φ_R
- zatěžovací stavy 4, 5, 6, 7 pro rychloposuv výstupního členu pro oba směry pohybu

- volba dráhy rychloposuvu:

$$\varphi_R = \frac{\pi}{2} \dots\dots\dots(339)$$

- stanovení úhlové rychlosti a zrychlení ze vztahů :

$$v_s = \frac{D_e}{2} \omega_s, a_s = \frac{D_e}{2} \varepsilon_s \dots\dots\dots(340)$$

$$\omega_{sM} = 2\pi * n_{sM} \dots\dots\dots(341)$$

tj.:

$$\omega_{sM} = \frac{2}{D_e} v_{sM}$$

$$\varepsilon_s = \frac{2}{D_e} a_s$$

$\omega_{sM} = 0,16s^{-1}$
$n_{sM} = 1,5 \text{ min}^{-1}$
$\varepsilon_s = 0,2s^{-2}$

- přiřazení délky pojezdu k natočení rychloposuvem ze vztahu:

$$L_R = \frac{D_e}{2} \varphi_R \dots\dots\dots(342)$$

- uvedené výrazy v_{sM} , a_s , L_R se dosadí do vztahů:

$$q_{R4} = \frac{t_4}{t_R} = \frac{2}{1 + \frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R} = \frac{T_4}{T_R} \dots\dots\dots(45),$$

$$T_4 = 0,5 * q_{R4} * T_R \dots\dots\dots(46),$$

$$q_{R5} = \frac{t_5}{t_R} = \frac{\frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R - 1}{\frac{a_s}{v_{sM}^2} * L_R + 1} = \frac{T_5}{T_R} \quad (47),$$

$$T_5 = 0,5 * q_{R5} * T_R \quad (48)$$

$q_{R4} = 0,34$	$T_4 = T_7 = 1356 \text{ hod}$
$q_{R5} = 0,66$	$T_5 = T_6 = 2644 \text{ hod}$

- jednotlivé soubory parametrů (M_{si}, ω_i) při pohybu zrychleném/zpožděném (doba běhu T_4) a rovnoměrném (doba běhu T_5) se stanoví:

Pohyb zrychlený a zpožděný:

$$M_{s4} = J_s * \epsilon_s + M_{T4} \quad (343)$$

$$M_{s4z} = -J_s * \epsilon_s + M_{T4}$$

Pozn.: V dalším postupu se předpokládá užití většího momentu tj. M_{s4} , třecí moment M_{T4} se zanedbává.

$M_{s4} = 11 \text{ kNm}$

Pro další výpočet se předpokládá:

$$n_{s4} = \frac{n_M}{2} \quad (344)$$

$n_{s4} = 0,76 \text{ min}^{-1}$

Pohyb rovnoměrný:

$$M_{s5} = M_{T5} \quad (345)$$

V dalším postupu se třecí moment M_{T5} se zanedbává.

$$n_{s5} = n_M \quad (346)$$

$M_{s5} = 0 \text{ kNm}$
$n_{s5} = 1,5 \text{ min}^{-1}$

Posuvové momenty, otáčky a doby běhu jsou pak vyčísleny v tabulce zatěžovacích stavů při rychloposuvu.

Tab. 15 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu kruhového pohybu

Stav	Posuvový moment (M_{si})	Otáčky (n_{si})	Doba běhu (T_i)
	Nm	min^{-1}	hod
4	11000	-0,76	1356
5	0	-1,5	2644
6	0	1,5	2644
7	11000	0,76	1356
Celková doba rychloposuvu	T_R	hod	8000

Předpokládá se, že cyklus rychloposuvu na dráze φ_R je tvořen pohyby dle Obr. 5.

2.4.3 Zatěžovací stavy v obou smyslech pohybu - symetrické zatěžování

Př.: 46 - Zatěžovací stavy při symetrickém zatěžování mechanismu kruhového pohybu

Dáno:

Tab. 14 - Zatěžovací stavy výstupního členu mechanismu rotačního pohybu při obrábění	
Tab. 15 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu kruhového pohybu	

Stanovit:

- zatěžovací stavy pro oba smysly pohybu a symetrické zatěžování

Z Tab. 14 a Tab. 15 se vytvoří Tab. 16, která obsahuje vektory:

$$\mathbf{M}_s = M_{s1} \quad M_{s2} \quad M_{s3} \quad M_{s4} \quad M_{s5} \quad M_{s6} \quad M_{s7} \quad M_{s8} \quad M_{s9} \quad M_{s10}$$

$$\mathbf{M}_s = 37500 \quad 24750 \quad 4500 \quad 1100 \quad 0 \quad 0 \quad -1100 \quad -4500 \quad -24750 \quad -37500 \text{ kN}$$

$$\mathbf{n}_s = n_{s1} \quad n_{s2} \quad n_{s3} \quad n_{s4} \quad n_{s5} \quad n_{s6} \quad n_{s7} \quad n_{s8} \quad n_{s9} \quad n_{s10}$$

$$\mathbf{n}_s = -0,02 \quad -0,05 \quad -0,06 \quad -0,76 \quad -1,5 \quad 1,5 \quad 0,76 \quad 0,06 \quad 0,05 \quad 0,02 \text{ min}^{-1}$$

$$\mathbf{T}_{sym} = T_1 \quad T_2 \quad T_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_5 \quad T_4 \quad T_3 \quad T_2 \quad T_1$$

$$\mathbf{T}_{sym} = 1050 \quad 1750 \quad 700 \quad 1356 \quad 2644 \quad 2644 \quad 1356 \quad 700 \quad 1750 \quad 1050 \text{ hod}$$

Vektor doby běhu \mathbf{T}_{sym} určuje shodné hodnoty všech symetrických členů vektoru. Poměrná doba běhu q_i ve vztahu k celkové době běhu T_c se stanoví pomocí vztahu:

$$q_i = \frac{T_i}{T_c}$$

$$q = 0,07 \quad 0,117 \quad 0,047 \quad 0,09 \quad 0,176 \quad 0,176 \quad 0,09 \quad 0,047 \quad 0,117 \quad 0,07$$

Tab. 16 - Zatěžovací stavy při obrábění v obou smyslech kruhového pohybu

Stav	Posuvový moment (M_{si})	Otáčky (n_{si})	Poměrná doba běhu (q_i)	Doba běhu (T_i)	
	Nm	min ⁻¹	-	hod	
1	37500	-0,02	0,07	1050	celkem obrábění 3500
2	24750	-0,05	0,117	1750	
3	4500	-0,06	0,05	700	
4	11000	-0,8	0,09	1356	celkem rychloposuv 8000
5	0	-1,5	0,18	2644	
6	0	1,5	0,18	2644	
7	-11000	0,8	0,09	1356	
8	-4500	0,06	0,05	1050	celkem obrábění 3500
9	-24750	0,05	0,117	1750	
10	-37500	0,02	0,07	700	
			1	0	
	Celková doba běhu	T_c	hod	15000	

2.4.4 Zatěžovací stavy v obou smyslech pohybu - asymetrické zatěžování

Asymetrické zatěžování mechanismu je určeno pouze vektorem doby běhu. Vektor doby běhu T se určuje z vektoru doby běhu symetrického zatěžování $T_{sym} =$

$$T_1 \quad T_2 \quad T_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_5 \quad T_4 \quad T_3 \quad T_2 \quad T_1 \dots\dots\dots(55) \text{ dle vztahu:}$$

$$T = [T_1 * k_1 \quad T_2 * k_2 \quad T_3 * k_3 \quad T_4 \quad T_5 \quad T_5 \quad T_4 \quad T_3 * (2 - k_3) \quad T_2 * (2 - k_2) \quad T_1 * (2 - k_1)].$$

Parametr k_i pro $i = 1 \dots 3$ určuje způsob zatěžování:

- ryze asymetrické tj. působení řezných sil v jednom nebo v opačném smyslu pohybu:
 $k = 0 \quad 0 \quad 0$ nebo $k = 2 \quad 2 \quad 2$

- asymetrické tj. působení řezných sil v obou smyslech pohybu:

$$2 \geq k_i \geq 0, i = 1 \dots 3$$

Podrobně viz kap. 1.3.4.

2.5 Posuvový mechanismus rotační s elektrickým předepnutím – systém Master-Slave (dále M-S)

Každá větev převodovky o celkovém převodu (i_{1s}) zahrnuje finální převod (i_{rs}), reduktor (i_{pr}) a vstupní reduktor (i_{1p}) (Obr. 57 – Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu) podobně jako mechanismus přímočarého pohybu. Toto schéma se využívá v případech, když není na trhu dostupná vstupní převodovka s požadovanou hodnotou krouticího momentu anebo, když prostor konstrukce neumožňuje jednoduché uspořádání s finálním převodem (i_{rs}) a vstupním reduktorem (i_{1r}) (Obr. 57).

Elektrický systém dle [10] umožňuje:

- vzájemně předepnout převodové větve přesnou hodnotou momentu a tak vymezit vůle posuvového mechanismu (oblasti A)
- snímat a vyhodnotit vnější zatížení posuvového mechanismu a nastavit na pastorcích jednotlivých větvích příslušné momenty (oblasti A, B, C, D)

2.5.1 Zatížení otočné desky saní a pastorků

Momenty na věnci 10 od pastorků 9 a 19 a vnější moment M_s působící na otočnou desku saní jsou určeny vztahy:

$$M_s = M_{10,9} + M_{10,19} \dots \dots \dots (347)$$

Pro pásma A, B platí dle Obr. 58:

$$M_{10,9} = M_0 + \frac{M_s}{2} \dots \dots \dots (348)$$

$$M_{10,19} = -M_0 + \frac{M_s}{2} \dots \dots \dots (349)$$

kde M_0 je moment předpětí pastorků vztažený na věnec.

Mezní hodnota $M_{s,B}$ pásma B se stanoví přiřazením:

$$M_{10,19} = M_{19,B}, M_{10,9} = M_{9,B} = M_M \dots \dots \dots (350)$$

kde M_M je maximální moment jednoho pastorku vztažený na věnec při režimu obrábění, $M_{19,B}$ a $M_{9,B}$ jsou mezní hodnoty zatížení jednotlivých pastorků. Dosazením do

$$M_{10,9} = M_0 + \frac{M_s}{2} \dots \dots \dots (348),$$

$$M_{10,19} = -M_0 + \frac{M_s}{2} \dots \dots \dots (349) \text{ se stanoví:}$$

$$M_{9,B} - M_{19,B} = 2M_0 \dots \dots \dots (351)$$

Dosazením do $M_s = M_{10.9} + M_{10.19}$ (347) se určí mezní hodnota pásma B:

$$M_{s.B} = 2(M_M - M_0) \dots\dots\dots(352)$$

Mezní hodnota $M_{s.C}$ pásma C (maximální moment na věnci otočné desky saní) je určena vztahem

$$M_{s.C} = M_{sM} = M_{s1} \dots\dots\dots(353)$$

kde M_{sM} je maximální moment na otočné desce saní při režimu obrábění M_{s1} .

Dále platí pro mez pásma C:

$$M_{10.9} = M_{10.19} = M_M \dots\dots\dots(354)$$

Po dosazení do $M_s = M_{10.9} + M_{10.19}$ (347):

$M_{s.C} = 2M_M$, ze kterého plyne:

$$M_M = \frac{M_{s.C}}{2} \dots\dots\dots(355)$$

Zatížení saní je dáno vektorem M_{si} , pro $i = 1 \dots 10$, pro jehož členy platí:

$$M_{s10} = -M_{s1}, M_{s9} = -M_{s2}, M_{s8} = -M_{s3}, M_{s7} = -M_{s4}, M_{s6} = -M_{s5} \dots\dots\dots(356)$$

Pro nezáporné hodnoty M_{si} ($i = 1 \dots 5$) se vektor zatížení pastorku 9 stanoví ze vztahů:

- Jestliže $M_{si} \leq M_{s.B}$ (tj. $M_{si} \leq 2(M_M - M_0)$) pak:

$$M_{9,i} = M_0 + \frac{M_{si}}{2} \dots\dots\dots(357)$$

- Jestliže $M_{si} > M_{s.B}$ (tj. $M_{si} > 2(M_M - M_0)$) pak:

$$M_{9,i} = M_M \dots\dots\dots(358)$$

Výsledkem je vektor zatížení pastorku 9:

$$\mathbf{M}_9 = [M_{9.1} \quad M_{9.2} \quad M_{9.3} \quad M_{9.4} \quad M_{9.5}] \dots\dots\dots(359)$$

Vektor zatížení pastorku 19 se stanoví ze vztahu

$$M_s = M_{10.9} + M_{10.19} \dots\dots\dots(347) \text{ tj.}:$$

$$M_{19,i} = M_{si} - M_{9,i} \text{ tj.}:$$

$$\mathbf{M}_{19} = [M_{19.1} \quad M_{19.2} \quad M_{19.3} \quad M_{19.4} \quad M_{19.5}] \dots\dots\dots(360)$$

Vektory zatížení věnce 10 od pastorků 9 a 19 pro $i = 1 \dots 10$ jsou pak dány vztahy:

$$M_{10,9} = [M_{9,1} \quad M_{9,2} \quad M_{9,3} \quad M_{9,4} \quad M_{9,5} \quad -M_{19,5} \quad -M_{19,4} \quad -M_{19,3} \quad -M_{19,2} \quad -M_{19,1}] \cdot (361)$$

$$M_{10,19} = [M_{19,1} \quad M_{19,2} \quad M_{19,3} \quad M_{19,4} \quad M_{19,5} \quad -M_{9,5} \quad -M_{9,4} \quad -M_{9,3} \quad -M_{9,2} \quad -M_{9,1}] \dots\dots\dots(362)$$

K vektoru $M_{10,9}$, $M_{10,19}$ pro $i = 1 \dots 10$ přísluší vektory:

- Úhlové rychlosti ω_{si} případně otáček n_{si}
- Doby běhu T_i

Př.: 47 - Zatížení pastorků mechanismu kruhového pohybu M-S

Dáno:

Vektor posuvového momentu pro $i = 1 \dots 10$	$M_s = [37500 \quad 24750 \quad 4500 \quad 11000 \quad 0 \quad 0 \quad 11000 \quad 4500 \quad 24750 \quad 37500]$ kNm
Vektor otáček pro $i = 1 \dots 10$	$n_s = [-0,02 \quad -0,05 \quad -0,06 \quad -0,76 \quad -1,5 \quad 1,5 \quad 0,76 \quad 0,06 \quad 0,05 \quad 0,02]$ min^{-1}
Vektor doby běhu pro $i = 1 \dots 10$	$T = [2100 \quad 3500 \quad 1400 \quad 1240 \quad 2760 \quad 2760 \quad 1240 \quad 1400 \quad 3500 \quad 2100]$ hod
Předpětí pastorků	$M_0 = 0,3 M_M$
Druh zatížení	<i>Symetrické</i>
	Obr. 56 - Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu

Stanovit:

- Zatížení pastorků

Maximální posuvový moment na stole je největší hodnota z vektoru zatížení při obrábění tj.:

$$M_{s,C} = M_{sM} = M_{s1} \dots\dots\dots(353)$$

$$M_{s.C} = 37500 \text{ Nm}$$

Pozn.: Setrvačné síly při rychloposuvu se při určování maximálního posuvového momentu neuvažují.

Ze vztahu $M_M = \frac{M_{s.C}}{2}$ (355) se stanoví maximální moment pastorku vztažený na věnec:

$$M_M = 18750 \text{ Nm}$$

Předpětí pastorků je dáno vztahem:

$$M_0 = 0,3 M_M$$

$$M_{s0} = 5625 \text{ Nm}$$

Vektor zatížení pastorku 9 se stanoví ze vztahů

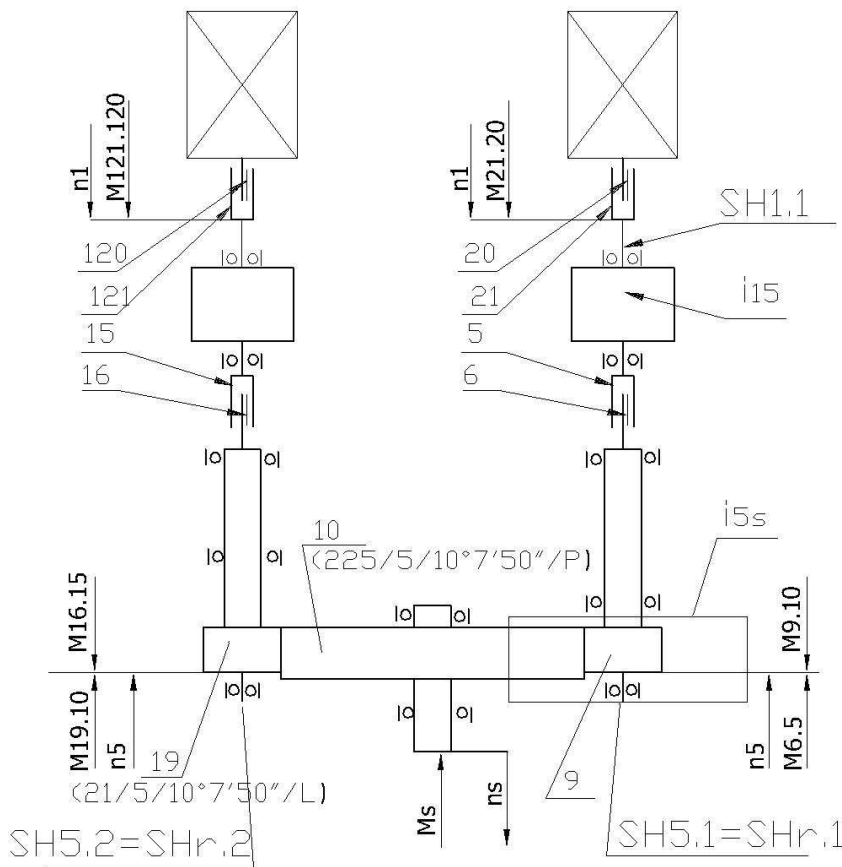
$$M_{9,i} = M_0 + \frac{M_{si}}{2} \dots\dots\dots(357) \text{ a}$$

$$M_{9,i} = M_M \dots\dots\dots(358) \text{ dle příslušných podmínek.}$$

Vektor je pak dán vztahem:

$$M_9 = [M_{9 \cdot 1} \quad M_{9 \cdot 2} \quad M_{9 \cdot 3} \quad M_{9 \cdot 4} \quad M_{9 \cdot 5}] \dots\dots\dots(359)$$

$$M_9 = [18,75 \quad 18 \quad 7,9 \quad 11,1 \quad 5,6] \text{ kNm}$$



Obr. 56 - Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu

Vektor zatížení pastorku 19 vyplývá ze vztahu

$$M_s = M_{10,9} + M_{10,19} \dots\dots\dots(347) \text{ tj.}:$$

$$M_{19} = [M_{19,1} \quad M_{19,2} \quad M_{19,3} \quad M_{19,4} \quad M_{19,5}] \dots\dots\dots(360)$$

$$M_{19} = [18,75 \quad 6,75 \quad -3,38 \quad -0,15 \quad -5,6] \text{ kNm}$$

Vektory zatížení věnce 10 od pastorků 9 a 19 pro $i = 1 \dots 10$ dle $M_{10,9} =$

$$[M_{9,1} \quad M_{9,2} \quad M_{9,3} \quad M_{9,4} \quad M_{9,5} \quad -M_{19,5} \quad -M_{19,4} \quad -M_{19,3} \quad -M_{19,2} \quad -M_{19,1}] \dots\dots(361)$$

a $M_{10,19} = [M_{19,1} \quad M_{19,2} \quad M_{19,3} \quad M_{19,4} \quad M_{19,5} \quad -M_{9,5} \quad -M_{9,4} \quad -M_{9,3} \quad -M_{9,2} \quad -M_{9,1}]$
(362):

$$M_{10,9} = [18,75 \quad 18 \quad 7,9 \quad 11,1 \quad 5,6 \quad 5,6 \quad 0,15 \quad 3,38 \quad -6,75 \quad -18,75] \text{ kNm}$$

$$M_{10,19} = [18,75 \quad 6,75 \quad -3,38 \quad -0,16 \quad -5,6 \quad -5,6 \quad -11,1 \quad -7,9 \quad -18 \quad -18,75] \text{ kNm}$$

K těmto vektorům se přiřadí již stanovené vektory rychlosti v_s a doby běhu T pro výpočet bezpečnosti pastorků a věnce.

2.5.2 Výkon a jmenovité otáčky motoru (n_1), celkový převod (i_{1s}), převod reduktoru (i_{1r}), finální převod (i_{rs})

Výkon se odvodí ze vztahu:

$$P_1 * \eta_{1s} = M_M * \omega_{sM} \dots\dots\dots(363)$$

kde P_1 je výkon motoru, η_{1s} je celková účinnost daná vztahem:

$$\eta_{1s} = \eta_{1r} * \eta_{rs} \dots\dots\dots(364)$$

Maximální úhlová rychlost saní ze vztahu:

$$\omega_{sM} = \max(|\omega_{si}|) \dots\dots\dots(365)$$

M_M je dán vztahy $M_{s.C} = M_{sM} = M_{s1} \dots\dots\dots(353),$

$$M_M = \frac{M_{s.C}}{2} \dots\dots\dots(355)$$

Moment motoru:

$$M_1 * \omega_1 * \eta_{1s} = M_M * \omega_s \dots\dots\dots(366)$$

dosazením $i_{1s} = \frac{\omega_1}{\omega_s} \dots\dots\dots(330):$

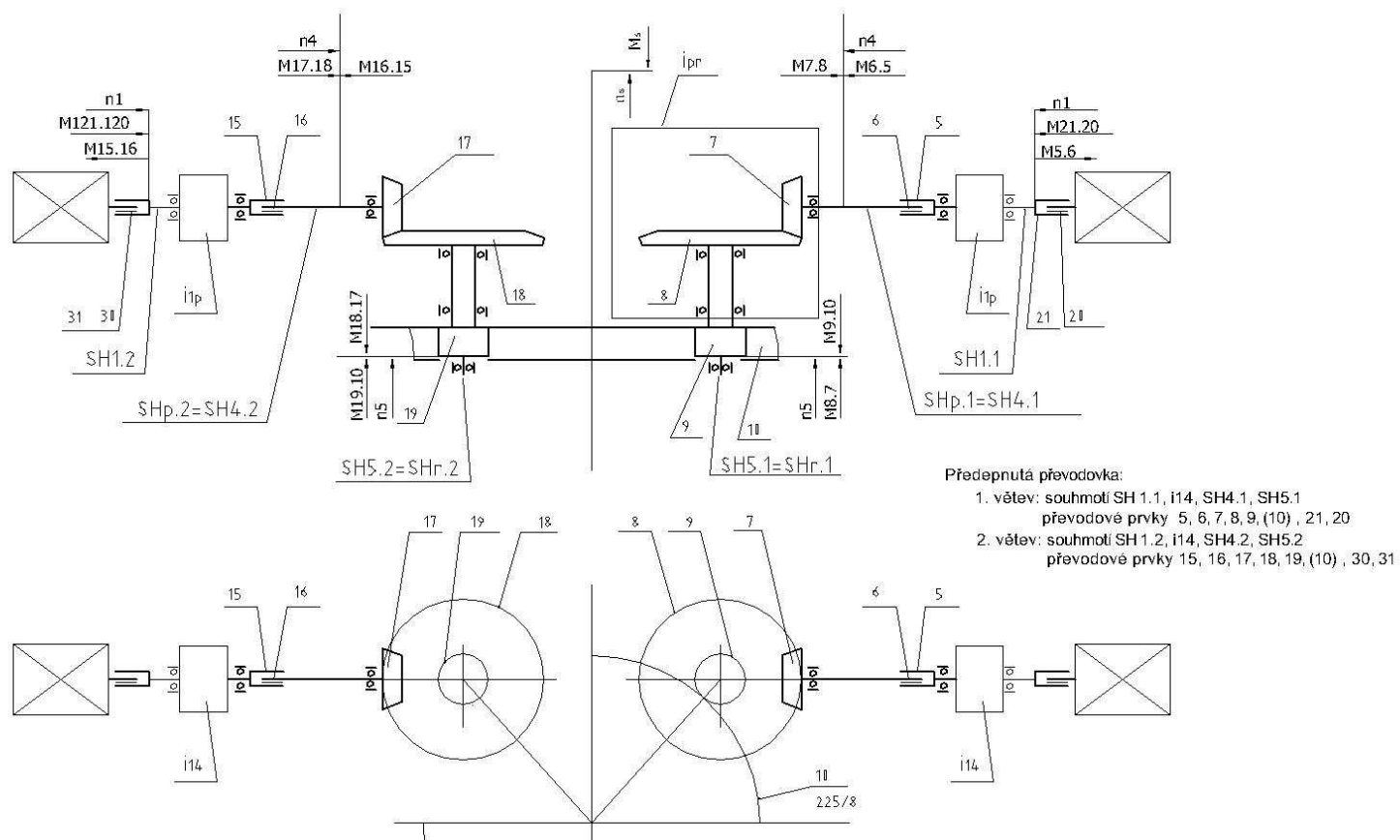
$$M_1 = M_M * \frac{1}{i_{1s}} * \frac{1}{\eta_{1s}} \dots\dots\dots(367)$$

Moment na vstupu finálního členu mechanismu tj. charakteristický moment vstupní převodovky:

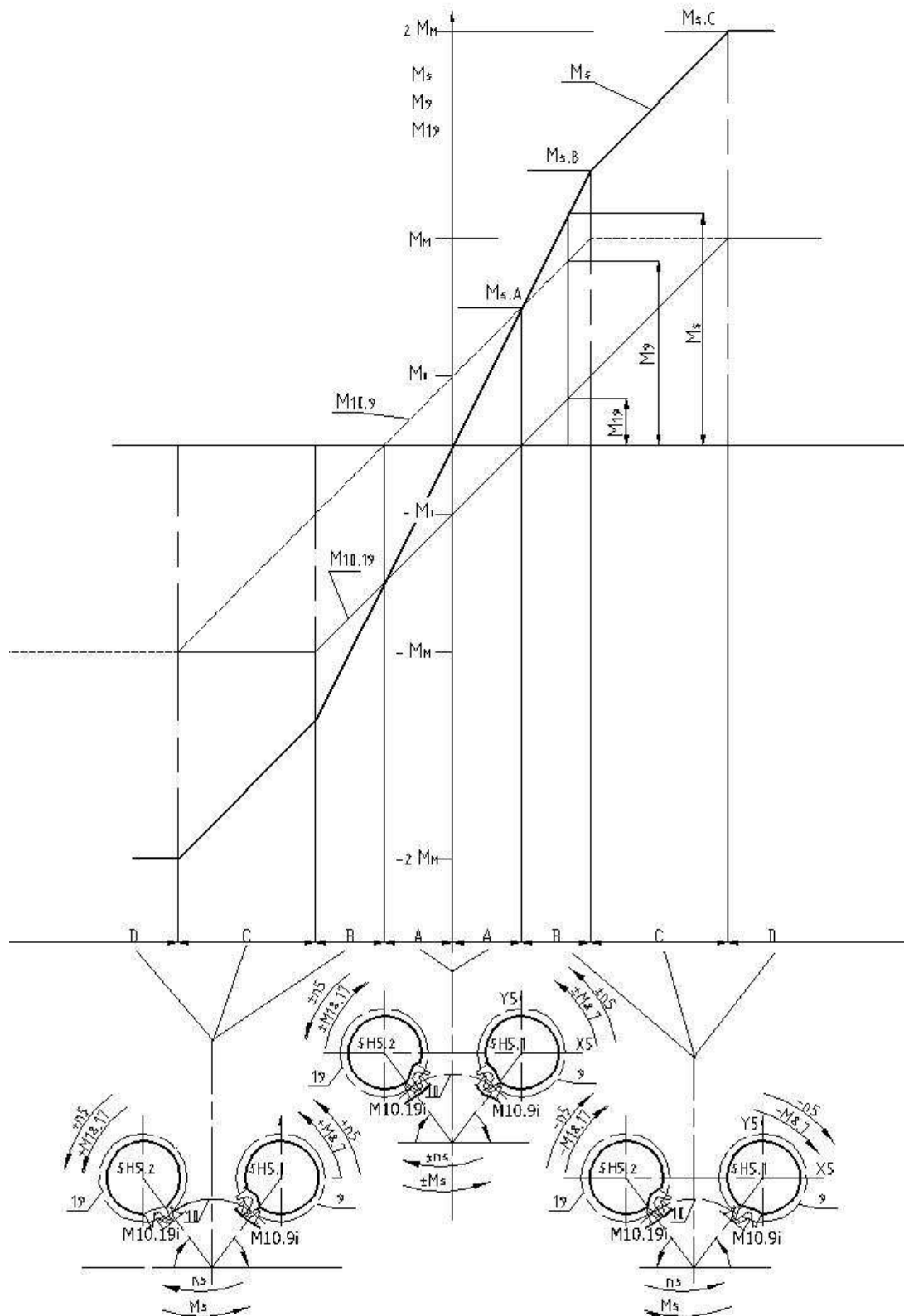
$$M_r * \omega_r * \eta_{rs} = M_M * \omega_s$$

dosazením $i_{rs} = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{z_{10}}{z_9} \dots\dots\dots(329):$

$$M_r = M_M * \frac{1}{i_{rs}} * \frac{1}{\eta_{rs}} \dots\dots\dots(368)$$



Obr. 57 – Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu s reduktorem i_{pr}



Obr. 58 – Zatížení pastorků mechanismu M – S rotačního pohybu

Př.: 48 - Základní parametry posuvového mechanismu M-S rotačního pohybu otočného stolu

Dáno:

Max. moment na výstupní části mechanismu (otočný stůl)	$M_{s,C} = M_{sM} = 18,75 \text{ kNm}$
Max. otáčky výstupní části mechanismu	$n_{sM} = 2,3 \text{ min}^{-1}$
Finální převod - počet zubů:	
• věnec	$z_{10} = 225$
• pastorek	$z_9 = 21$
Účinnost finálního převodu	$\eta_{rs} = 0,98$
Účinnost mechanismu - odhad	$\eta_{1s} = 0,9$
Obr. 57 – Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu s reduktorem i_{pr}	

Stanovit:

- parametry motoru (P_1, n_1)
- parametry převodovky ($i_{1p}, \eta_{1p}, J_{1p}$)
- parametry reduktoru (i_{1r}, η_{1r})
- finální převod i_{rs} , celkový převod i_{1s} , celkovou účinnost η_{1s}

Ze vztahu $P_1 * \eta_{1s} = M_M * \omega_{sM}$ (363): a

$$\omega_{sM} = 2\pi * n_{sM} \dots\dots\dots(341),$$

$$M_M = \frac{M_{s,C}}{2} \dots\dots\dots(355)$$

$$\text{tj.: } P_1 = \frac{M_M * \omega_{sM}}{\eta_{1s}}$$

$$P_1 = 3,4 \text{ kW}$$

Katalog motoru a přiřazené převodovky:	Siemens [9]:1FT6 084-8AF7
• Teoretický výkon	$P_{calc}(100K) = 4,6 \text{ kW}$
• Jmenovité otáčky (maximální)	$n_n = 3000 \text{ min}^{-1}$
• Jmenovitý krouticí moment motoru	$M_1 = Mn(100K) = 14,7 \text{ Nm}$
• Klidový krouticí moment	$M_0(100K) = 20 \text{ Nm}$
• Moment setrvačnosti	$J_1 = 170e-4 \text{ kgm}^2$

Přiřazená převodovka (vstupní převod):	SP 240S-MF2
• Převod	$i_{1p} = 50$
• Účinnost	$\eta_{1p} = 0,94$
• Moment setrvačnosti	$J_{1p} = 27,9e-4 \text{ kgm}^2$

Celkový požadovaný převod ze vztahu $i_{1s} = \frac{\omega_1}{\omega_s}$ (

330):

$$i_{1s} = 1963$$

Finální převod je dán vztahem:

$$i_{rs} = \frac{z_{10}}{z_9}$$

$$i_{rs} = 10,714$$

Celkový vstupní převod ze vztahu $i_{1s} = i_{1r} * i_{rs}$ (

331) tj.:

$$i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}}$$

$$i_{1r} = 183,26$$

Redukční převod se stanoví ze vztahu

$$i_{1r} = i_{1p} * i_{pr} \text{(332):}$$

$$i_{pr} = 3,1$$

Volba počtu zubů pastorku:

$$z_7 = 17$$

Stanovení počtu zubů kola a skutečného převodu a účinnosti reduktoru:

$$z_8 = i_{pr} * z_7 \text{(369)}$$

$$z_8 = 52$$

$$i_{pr} = 3,06$$

$\eta_{pr} = 0,98$

Skutečný celkový převod a účinnost:

$$i_{1s} = i_{1p} * i_{pr} * i_{rs} \dots\dots\dots(370)$$

$$\eta_{1s} = \eta_{1p} * \eta_{pr} * \eta_{rs} \dots\dots\dots(371)$$

$i_{1s} = 1639$

$\eta_{1s} = 0,9$

Skutečné otáčky a moment:

$$n_s = \frac{n_1}{i_{1s}} \dots\dots\dots(372)$$

$$M_s = M_1 * i_{1s} * \eta_{1s} \dots\dots\dots(373)$$

$n_s = 1,8 \text{ min}^{-1}$	vyhovuje
$M_s = 29,2 \text{ kNm}$	vyhovuje

3 Užití diferenciálu v posuvových mechanismech

3.1 Diferenciál využívající planetový převod

Diferenciálem lze zajistit nezávislost pohybu posuvového mechanismu na hlavním řezném pohybu (vyvrtávací zařízení) nebo na pohybu dalšího posuvového mechanismu (frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi).

Kinematické vztahy se určují pro tyto veličiny:

$\omega_{D1} [s^{-1}]$ úhlová rychlost centrálního kola

$\omega_{D2} [s^{-1}]$ úhlová rychlost korunového kola

$\omega_{DU} [s^{-1}]$ úhlová rychlost unášeče

z_{D1} počet zubů centrálního kola

z_{D2} počet zubů korunového kola

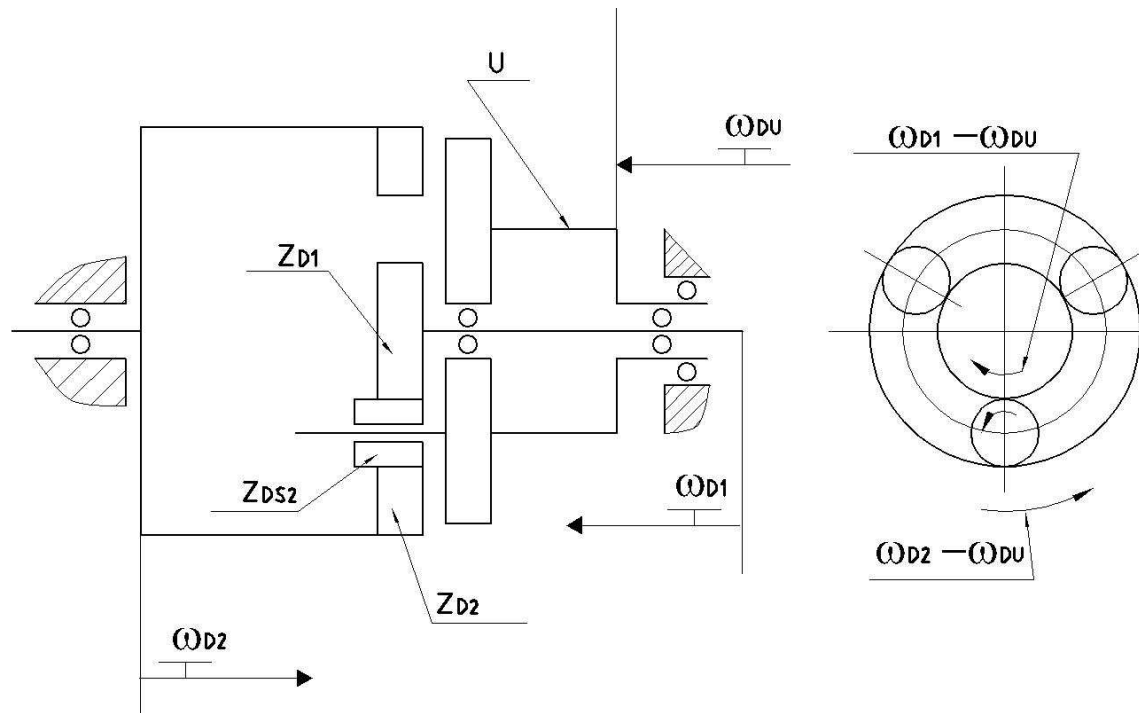
i_0 převodový poměr pevného převodu

Diferenciál je mechanismus se 2 stupni volnosti, pro který platí vztah:

$$\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = -\frac{z_{D2}}{z_{D1}} \dots\dots\dots(374)$$

kde je znaménko určeno smyslem pohybu dle Obr. 59 - je to tzv. záporný převodový poměr pevného převodu i_0 [18].

Pro funkci diferenciálu je výhodné, aby převod i_0 byl záporný - dosahuje vyšší účinnosti než převod s kladnou hodnotou převodového poměru (Obr. 60). Kladné planetové převody s převodovým poměrem v okolí +1 jsou samosvorné. Proto v případě, když je nutné použít pro diferenciál čelní kola se provádí satelit s mezikolem (Obr. 61).



Obr. 59- Planetový převod s vnitřním ozubením korunového kola se záporným převodovým poměrem $-i_0$

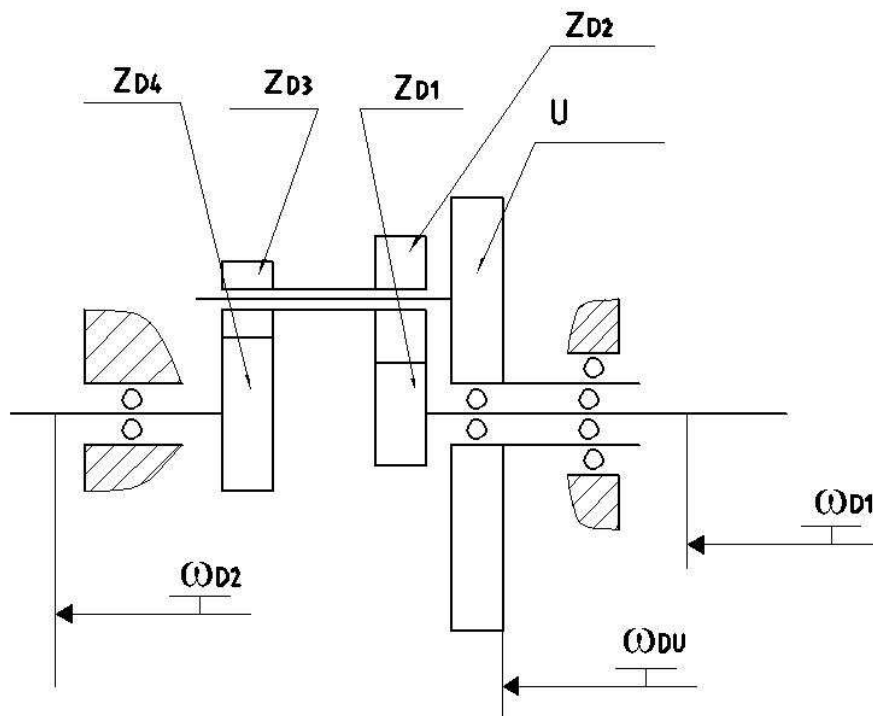
Smysl převodového poměru se stanoví ze vztahů:

- pro planetový převod dle Obr. 60:

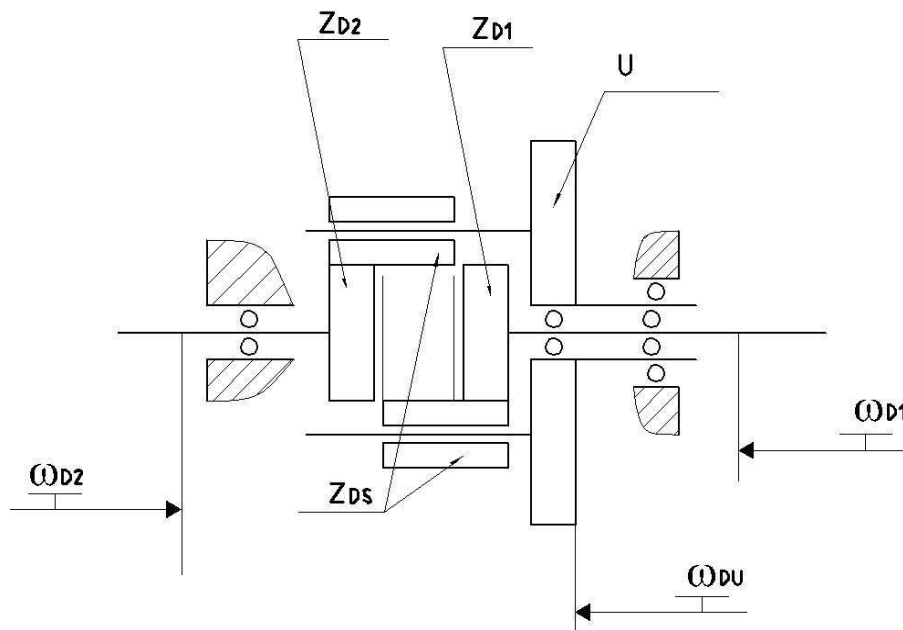
$$\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = +i_0 = (-) \frac{z_{D2}}{z_{D1}} * (-) \frac{z_{D4}}{z_{D3}} \dots\dots\dots(375)$$

- pro planetový převod dle Obr. 61:

$$\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = (-) \frac{z_{DS}}{z_{D1}} * (-) \frac{z_{DS}}{z_{DS}} * (-) \frac{z_{D2}}{z_{DS}} \dots\dots\dots(376)$$

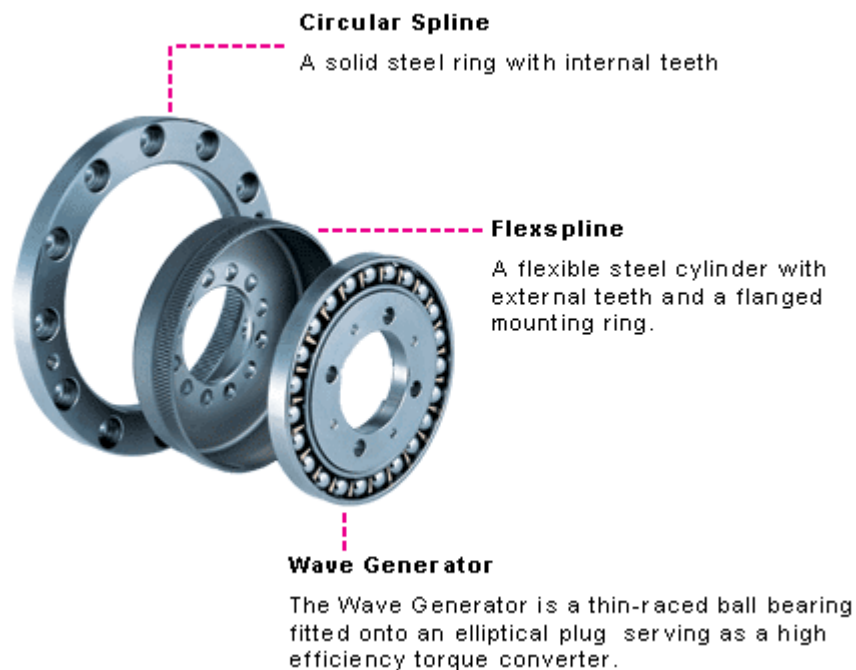


Obr. 60 - Planetový převod s kladným převodovým poměrem $+i_0$



Obr. 61 - Planetový převod se záporným převodovým poměrem $-i_0$ a s vnějším ozubením

3.2 Diferenciál využívající harmonický převod (Harmonic Drive [4])



Obr. 62 - Struktura harmonického převodu [4]

Harmonický převod sestává z těchto částí:

- Circular Spline (CS) – kroužek s vnitřním ozubením a plochami pro pevné spojení s přírubou pomocí šroubů
- Flexspline (FS) – pružný ocelový válec s vnějším ozubením a plochami pro pevné spojení s přírubou pomocí šroubů
- Wave generator (WG) – vlnový generátor zahrnující kuličkové ložisko uložené na eliptickém čepu a a plochy pro pevné spojení s přírubou pomocí šroubů

Kinematické vztahy se určují pro tyto veličiny:

$\omega_C [s^{-1}]$ úhlová rychlost Circular Spline (CS)

$\omega_F [s^{-1}]$ úhlová rychlost Flexspline (FS)

$\omega_W [s^{-1}]$ úhlová rychlost Wave generátor (WG)

z_C počet zubů CS

z_F počet zubů FS

i jmenovitý převod (je uveden v katalogu harmonické převodovky)

Obvykle platí:

$$z_C - z_F = 2 \dots\dots\dots(377)$$

Úhlové rychlosti jsou pak vázány vztahem:

$$\frac{\omega_F - \omega_W}{\omega_C - \omega_W} = + \frac{z_F}{z_C} = \frac{z_F}{z_F + 2} \dots\dots\dots(378)$$

Harmonický převod lze využívat v těchto variantách:

- při upnutí CS k rámu tj.: $\omega_C = 0$ se stanoví z předchozího vztahu:
 ➤ jmenovitý převod (i):

$$i_{W.F} = \frac{\omega_W}{\omega_F} = \frac{-z_F}{z_C - z_F} = -\frac{z_F}{2} = -i \dots\dots\dots(379)$$

$$\text{tj.: } i = \frac{z_F}{2} \dots\dots\dots(380)$$

Dosazením do $\frac{\omega_F - \omega_W}{\omega_C - \omega_W} = + \frac{z_F}{z_C} = \frac{z_F}{z_F + 2}$ 378):
 $\dots\dots\dots($

$$\frac{\omega_F - \omega_W}{\omega_C - \omega_W} = \frac{i}{i + 1} \dots\dots\dots(381)$$

➤ opačný převod:

$$i_{F.W} = \frac{\omega_F}{\omega_W} = -\frac{1}{i} \dots\dots\dots\text{samosvorný převod}$$

- při upnutí FS k rámu tj.: $\omega_F = 0$ se stanoví:

$$i_{W.C} = \frac{\omega_W}{\omega_C} = i + 1 \dots\dots\dots(382)$$

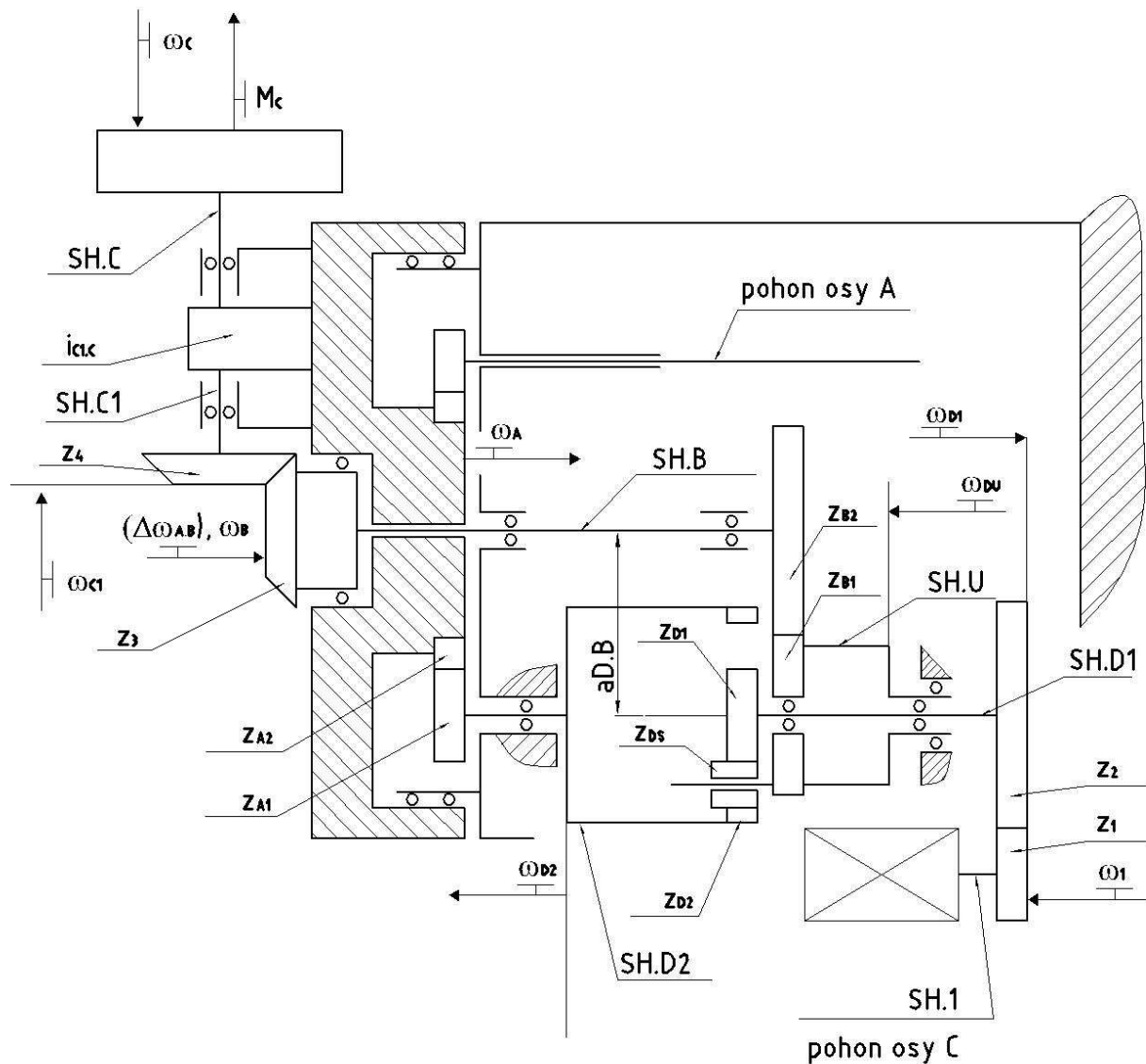
$$i_{C.W} = \frac{\omega_C}{\omega_W} = \frac{1}{i + 1} \dots\dots\dots\text{samosvorný převod}$$

- při upnutí WG k rámu tj.: $\omega_W = 0$ se stanoví:

$$i_{F.C} = \frac{\omega_F}{\omega_C} = \frac{i + 1}{i} \dots\dots\dots(383)$$

$$i_{C.F} = \frac{\omega_C}{\omega_F} = \frac{i}{i + 1} \dots\dots\dots(384)$$

3.3 Posuvový mechanismus pro rotační pohyb frézovacího zařízení



Obr. 63 - Posuvový mechanismus s diferenciálem

Př.: 49 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem pro zařízení se dvěma otočnými osami

Dáno:

Diferenciál:	
• počet zubů centrálního kola	$z_{D1} = 26$
• počet zubů korunového kola	$z_{D2} = 70$
• pohon osy C odvozen od unášeče SH.U diferenciálu poháněného motorem od hřídele centrálního kola SH.D1	
• účinnost převodu diferenciálu z centrálního kola na unášeč	$\eta_{D1.DU} = 0,9$

Jmenovité otáčky posuvového motoru	$n_I = 2000 \text{ min}^{-1}$
Max. otáčky osy C	$n_C = 10 \text{ min}^{-1}$
Max. krouticí moment na ose C	$M_C = 500 \text{ Nm}$
Převodovka HPG 65 - Harmonic Drive (finální převod osy C) [4]:	
• jmenovitý moment	$M_M = 800 \text{ Nm}$
• převod	$i_{Cl.C} = 20$
• účinnost	$\eta_{Cl.C} = 0,8$
Obr. 63 - Posuvový mechanismus s diferenciálem	

Stanovit:

- převod z korunového kola diferenciálu SH.D2 na osu A: $i_{D2.A}$
- převod z unašeče diferenciálu SH.U na osu B: $i_{DU.B}$
- celkový převod a účinnost z motoru na osu C: $i_{l.C}, \eta_{l.C}$
- výkon motoru osy C

Ze vztahu $\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = -\frac{z_{D2}}{z_{D1}} \dots\dots\dots(374)$

se stanoví:

$$i_0 = \frac{z_{D2}}{z_{D1}} = \frac{70}{26}$$

Převod z SH.D2 na osu A:

$$i_{D2.A} = \frac{\omega_{D2}}{\omega_A} = (-) \frac{z_{A2}}{z_{A1}} \dots\dots\dots(385)$$

Převod z SH.DU na osu B:

$$i_{DU.B} = \frac{\omega_{DU}}{\omega_B} = (-) \frac{z_{B2}}{z_{B1}} \dots\dots\dots(386)$$

Podmínka relativního pohybu os A, B:

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D2}}{i_{D2.A}} - \frac{\omega_{DU}}{i_{DU.B}} \dots\dots\dots(387)$$

$$Z \frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = -\frac{z_{D2}}{z_{D1}} \dots\dots\dots(374)$$

vyplývá:

$$\omega_{DU} = \frac{\omega_{D1} + i_0 * \omega_{D2}}{1 + i_0}, \text{ který se dosadí do}$$

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D2}}{i_{D2.A}} - \frac{\omega_{DU}}{i_{DU.B}} \dots\dots\dots(387):$$

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D2}}{i_{D2.A}} - \frac{1}{i_{DU.B}} * \frac{\omega_{D1} + i_0 * \omega_{D2}}{1 + i_0} = \omega_{D2} \left(\frac{1}{i_{D2.A}} - \frac{i_0}{i_{DU.B}(1 + i_0)} \right) - \frac{\omega_{D1}}{(1 + i_0) * i_{DU.B}} \dots\dots\dots(388)$$

Pro dosažení nezávislosti relativního pohybu na ω_{D2} je nutnou podmínkou:

$$\frac{1}{i_{D2.A}} - \frac{i_0}{i_{DU.B}(1 + i_0)} = 0 \dots\dots\dots(389)$$

tj.:

$$\frac{i_{DU.B}}{i_{D2.A}} = \frac{i_0}{1 + i_0} \dots\dots\dots(390)$$

Po dosazení vztahů $i_{D2.A} = \frac{\omega_{D2}}{\omega_A} = (-) \frac{z_{A2}}{z_{A1}} \dots\dots\dots(385), :$

$$\frac{z_{A1} * z_{B2}}{z_{A2} * z_{B1}} = \frac{i_0}{1 + i_0} \dots\dots\dots(391)$$

Dosazením daného i_0 :

$$\frac{z_{A1} * z_{B2}}{z_{A2} * z_{B1}} = \frac{i_0}{1 + i_0} = \frac{\frac{z_{D2}}{z_{D1}}}{1 + \frac{z_{D2}}{z_{D1}}} = \frac{z_{D2}}{z_{D1} + z_{D2}} \dots\dots\dots(392)$$

$$\frac{z_{A1} * z_{B2}}{z_{A2} * z_{B1}} = \frac{70}{26 + 70} = \frac{70}{96}$$

Stanovený zlomek lze rozložit na součinitele se zahrnutím podmínky rovnosti osových vzdáleností mezi osu diferenciálu a osou $A \equiv B$:

$a_{D.B} = a_{D.A}$ tj.:

$$z_{A1} + z_{A2} \approx z_{B1} + z_{B2} \dots\dots\dots(393)$$

tj.:

$\frac{z_{A1}}{z_{A2}} * \frac{z_{B2}}{z_{B1}} = \frac{20}{32} * \frac{28}{24}$
$i_{D2.A} = -\frac{z_{A2}}{z_{A1}} = -\frac{32}{20}$
$i_{DU.B} = -\frac{z_{B2}}{z_{B1}} = -\frac{28}{24}$

Zjištěné počty zubů se upraví podle dané osové vzdálenosti.

Vztah

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D2}}{i_{D2.A}} - \frac{1}{i_{DU.B}} * \frac{\omega_{D1} + i_0 * \omega_{D2}}{1 + i_0} = \omega_{D2} \left(\frac{1}{i_{D2.A}} - \frac{i_0}{i_{DU.B}(1 + i_0)} \right) - \frac{\omega_{D1}}{(1 + i_0) * i_{DU.B}} \dots \dots \dots (388)$$

se zahrnutím $\frac{1}{i_{D2.A}} - \frac{i_0}{i_{DU.B}(1 + i_0)} = 0 \dots \dots \dots (389)$ se upraví

na tvar:

$$\omega_A - \omega_B = -\frac{\omega_{D1}}{(1 + i_0) * i_{DU.B}}$$

tj.:

$$\frac{\omega_{D1}}{\omega_A - \omega_B} = -(1 + i_0) * i_{DU.B} \dots \dots \dots (394)$$

Převod z motoru na souhmotí diferenciálu SH.D1:

$$i_{1.D1} = \frac{\omega_1}{\omega_{D1}} = \frac{z_2}{z_1} \dots \dots \dots (395)$$

Převod mezi osami B a C₁:

$$i_{B.C1} = \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_{C1}} = \frac{z_4}{z_3} \dots \dots \dots (396)$$

Převod a účinnost mezi osami C₁ a C (dáno - převodovka HPG 65):

$$i_{C1.C} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_C} \dots\dots\dots(397)$$

$i_{C1.C} = 20$
$\eta_{C1.C} = 0,8$

Dosazením vztahů $i_{1.D1} = \frac{\omega_1}{\omega_{D1}} = \frac{z_2}{z_1} \dots\dots\dots(395),$

$$i_{B.C1} = \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_{C1}} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots(396),$$

$$i_{C1.C} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_C} \dots\dots\dots(397) \text{ do}$$

$$\frac{\omega_{D1}}{\omega_A - \omega_B} = -(1 + i_0) * i_{DU.B} \dots\dots\dots(394) \text{ se stanoví}$$

převod mezi osou C a posuvovým motorem:

$$i_{1.C} = \frac{\omega_1}{\omega_C} = \frac{n_1}{n_C} = i_{1.D1} * (1 + i_0) * i_{DU.B} * i_{B.C1} * i_{C1.C} \dots\dots\dots(398)$$

Z daných hodnot n_I a n_C se stanoví:

$i_{1.C} = 200$

Při zadané hodnotě $i_{C1.C} = 20$ a vypočtené $i_0 = \frac{z_{D2}}{z_{D1}} = \frac{70}{26}$ se stanoví zbývající převody:

$$i_{1.D1} * i_{DU.B} * i_{B.C1} = \frac{i_{1.C}}{(1 + i_0) * i_{C1.C}}$$

$i_{1.D1} * i_{DU.B} * i_{B.C1} = 2,7$
--

Tento převod lze realizovat jedním nebo dvěma páry kol s ohledem na prostorové možnosti.

Účinnost mezi osou C a posuvovým motorem $\eta_{1.C}$:

Dílčí účinnosti:

Vstupní převod	$\eta_{1.D1} = 0,98$
Převod diferenciálu z centrálního kola na unášec	$\eta_{D1.DU} = 0,9$
Převod z unášče na osu B	$\eta_{DU.B} = 0,98$
Převod mezi osami B a C1	$\eta_{B.C1} = 0,98$
Převod z C1 na C	$\eta_{C1.C} = 0,8$

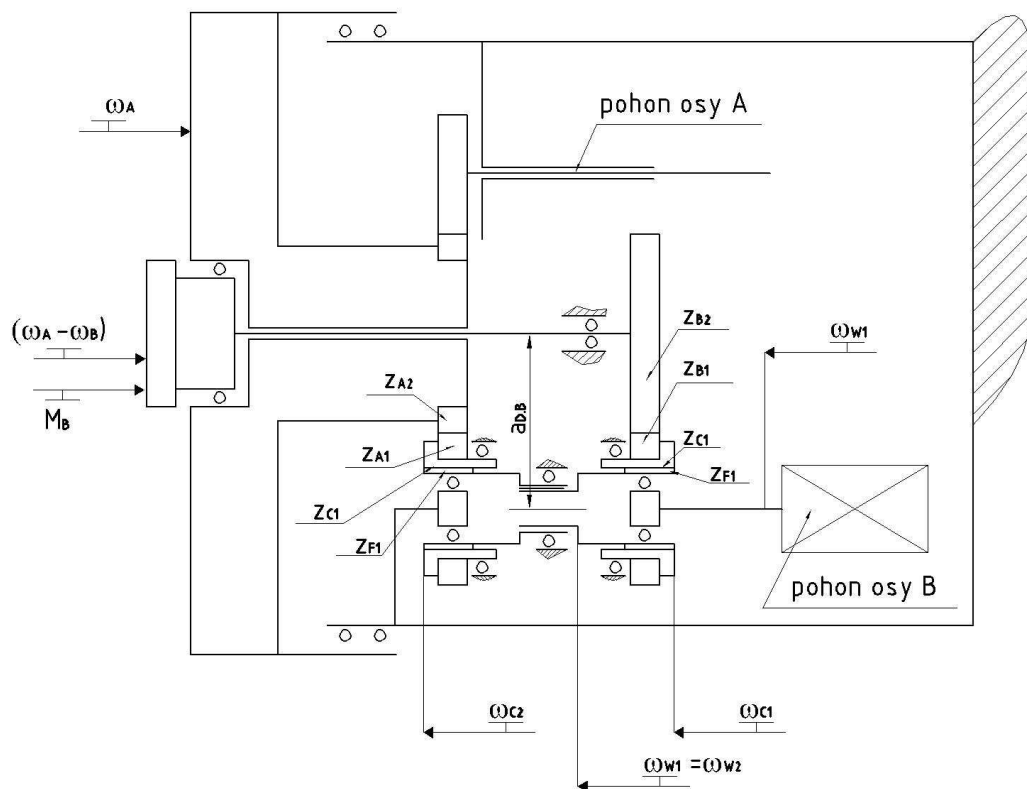
$$\eta_{1.C} = \eta_{1.D1} * \eta_{D1.U} * \eta_{DU.B} * \eta_{B.C1} * \eta_{C1.C} \dots\dots\dots(399)$$

$\eta_{1.C} = 0,68$

Výkon motoru:

$$P_{cal} = \frac{M_C * \omega_C}{\eta_{1.C}} \dots\dots\dots(400)$$

$P_{cal} = 0,8kW$



Obr. 64 - Posuvový mechanismus s diferenciálem typu Harmonic Drive

Př.: 50 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem typu HD pro zařízení se dvěma otočnými osami

Dáno:

Diferenciál:	2xHDUF „Back to Back“ [4]
• převod	$i = 50$
• účinnost	$\eta_{W,B} = 0,9$
Jmenovité otáčky posuvového motoru	$n_{WI} = 2000 \text{ min}^{-1}$
Max. relativní otáčky osy B vzhledem k ose A	$n_{A,B} = 20 \text{ min}^{-1}$
Max. krouticí moment na ose B	$M_B = 500 \text{ Nm}$
Obr. 64 - Posuvový mechanismus s diferenciálem typu Harmonic Drive	

Stanovit:

- převod z diferenciálu na osu A: $i_{C2,A}$
- převod z diferenciálu na osu B: $i_{C1,B}$
- výkon posuvového motoru P_{cat}

Ze vztahu $\frac{\omega_F - \omega_W}{\omega_C - \omega_W} = \frac{i}{i+1}$ (381) vyplývají

vztahy:

- pro pravou stranu (1) diferenciálu

$$\frac{\omega_{F1} - \omega_{W1}}{\omega_{C1} - \omega_{W1}} = \frac{i}{i+1} \dots\dots\dots(401)$$

- pro levou stranu (2) diferenciálu $\omega_{W2} = 0$:

$$i_{F2,C2} = \frac{\omega_{F2}}{\omega_{C2}} = \frac{i+1}{i} \dots\dots\dots(402)$$

Dále platí:

$$\omega_{F2} = \omega_{F1} \dots\dots\dots(403)$$

Převod z osy C2 na osu A:

$$i_{C2,A} = \frac{\omega_{C2}}{\omega_A} = -\frac{z_{A2}}{z_{A1}} \dots\dots\dots(404)$$

Převod z osy C1 na osu B:

$$i_{C1.B} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_B} = -\frac{z_{B2}}{z_{B1}} \dots\dots\dots(405)$$

Podmínka relativního pohybu os A, B:

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{C2}}{i_{C2.A}} - \frac{\omega_{C1}}{i_{C1.B}} \dots\dots\dots(406)$$

Do tohoto vztahu se dosadí výrazy ze vztahu

$$\frac{\omega_{F1} - \omega_{W1}}{\omega_{C1} - \omega_{W1}} = \frac{i}{i+1} \dots\dots\dots(401):$$

$$\omega_{C1} = \omega_{F1} \frac{i+1}{i} - \omega_{W1} \frac{1}{i}, \text{ dále za } \omega_{F2} \text{ ze vztahu}$$

$$i_{F2.C2} = \frac{\omega_{F2}}{\omega_{C2}} = \frac{i+1}{i} \dots\dots\dots(402) \text{ a}$$

$$\omega_{F2} = \omega_{F1} \dots\dots\dots(403):$$

$$\omega_{A.B} = \omega_A - \omega_B = \omega_{F1} \left(\frac{1}{i_{F2.C2} * i_{C2.A}} - \frac{1}{i_{C1.B}} * \frac{i+1}{i} \right) + \frac{\omega_{W1}}{i * i_{C1.B}} \dots\dots\dots(407)$$

Pro dosažení nezávislosti relativního pohybu $\omega_{A.B}$ na ω_{F1} je nutnou podmínkou:

$$\left(\frac{1}{i_{F2.C2} * i_{C2.A}} - \frac{1}{i_{C1.B}} * \frac{i+1}{i} \right) = 0 \dots\dots\dots(408)$$

Výraz se pak upraví na tvar:

$$\omega_{A.B} = \omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{W1}}{i * i_{C1.B}} \dots\dots\dots(409)$$

$$n_{A.B} = n_A - n_B = \frac{n_{W1}}{i * i_{C1.B}} \dots\dots\dots(410)$$

Z toho vyplývá vztah pro převod:

$$i_{C1.B} = \frac{n_{W1}}{i * n_{A.B}}$$

$i_{C1.B} = 2$

Využitím vztahu $i_{C1.B} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_B} = -\frac{z_{B2}}{z_{B1}} \dots\dots\dots(405)$ při volbě

$z_{B1} = 20$ se stanoví:

$z_{B2} = 40$

Po dosazení do $\left(\frac{1}{i_{F2.C2} * i_{C2.A}} - \frac{1}{i_{C1.B}} * \frac{i+1}{i} \right) = 0$ (408) za

$$i_{F2.C2} = \frac{\omega_{F2}}{\omega_{C2}} = \frac{i+1}{i} \dots\dots\dots(402),$$

$$i_{C2.A} = \frac{\omega_{C2}}{\omega_A} = -\frac{z_{A2}}{z_{A1}} \dots\dots\dots(404) \text{ a}$$

$$i_{C1.B} = \frac{\omega_{C1}}{\omega_B} = -\frac{z_{B2}}{z_{B1}} \dots\dots\dots(405) \text{ se stanoví:}$$

$$\frac{z_{A1}}{z_{A2}} * \frac{z_{B2}}{z_{B1}} = 1 \dots\dots\dots(411)$$

Vztah lze řešit se zahrnutím podmínky rovnosti osových vzdáleností mezi osu diferenciálu a osou $A \equiv B$ tj.:

$$z_{A1} + z_{A2} \approx z_{B1} + z_{B2} \dots\dots\dots(393)$$

a volbou rozměrů jednoho páru kol dle prostorových možností konstrukce:

$z_{A1} = 20$

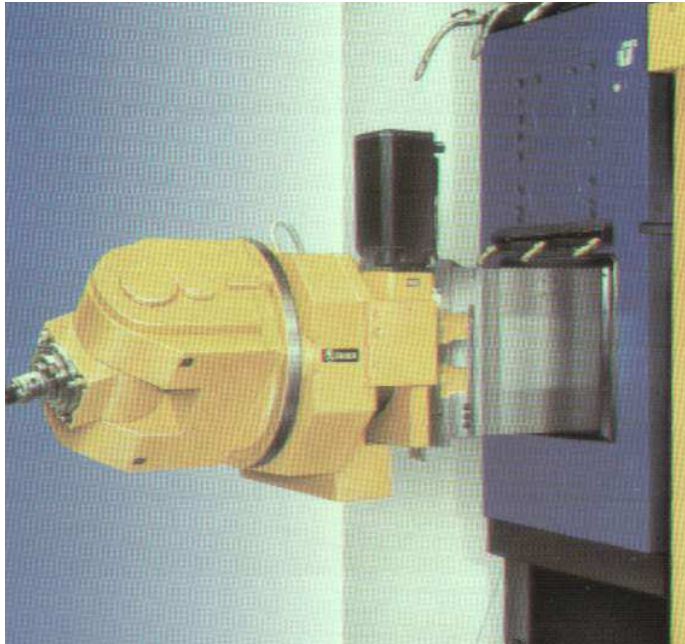
$z_{A2} = 40$

Výkon motoru:

$$P_{cal} = \frac{M_B * 2\pi * n_{B.A}}{\eta_{W.B}} \dots\dots\dots(412)$$

$P_{cal} = 1,1kW$

Posuvový mechanismus s diferenciálem se používá pro frézovací zařízení se dvěma souvisle řízenými souřadnicemi (Obr. 64, Obr. 65, Obr. 66, Obr. 67).



Obr. 65 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 90° umístěné na vodorovném frézovacím stroji [12]



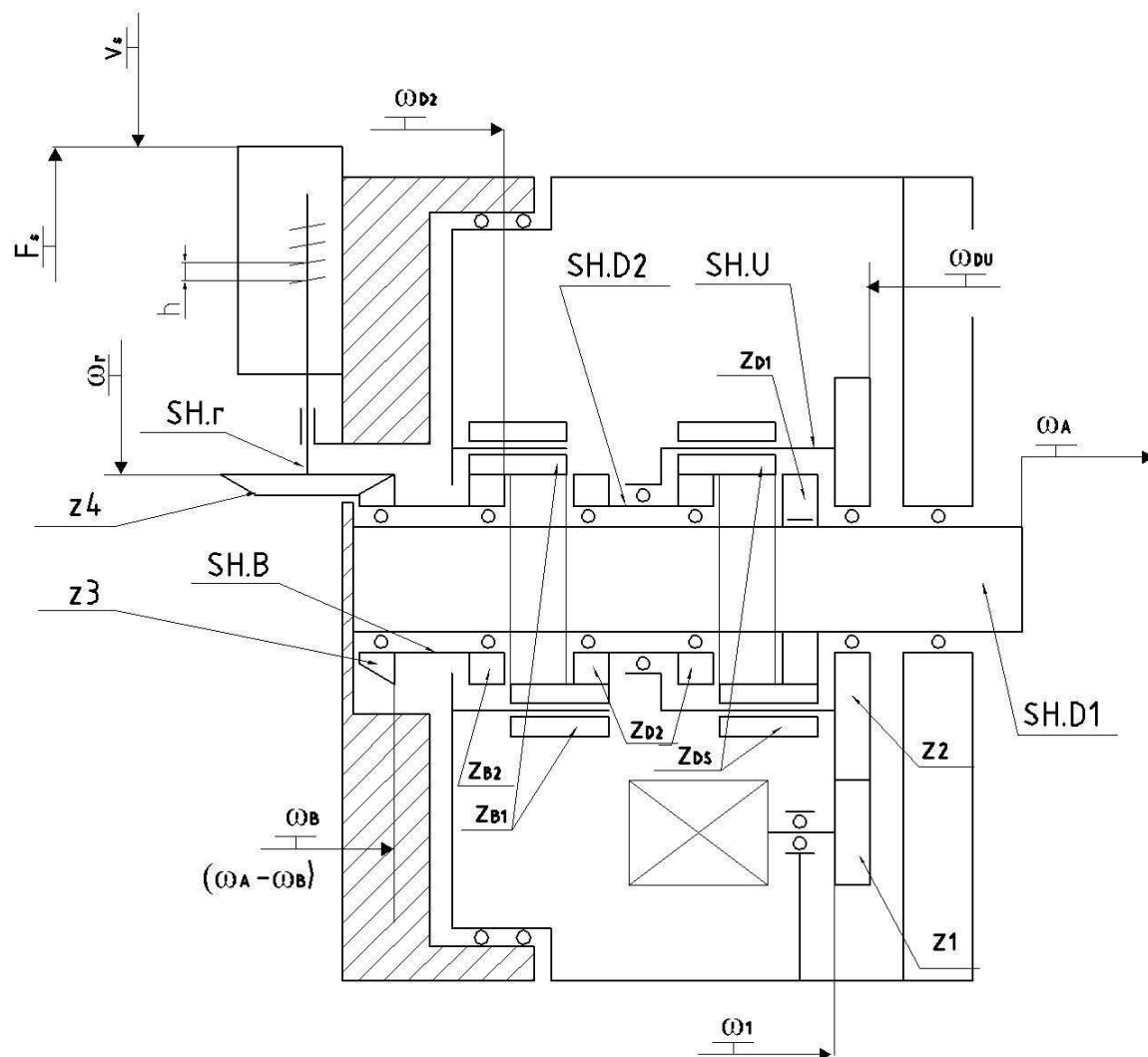
Obr. 66 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 45° [3]



Obr. 67 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 90° umístěné na portálovém stroji[6]

Alternativně lze tato zařízení řešit bez diferenciálu umístěním motoru na pohyblivou část a užitím pohyblivých přívodů energie a informací mezi pohyblivou a pevnou částí. Pro menší točivé momenty se používají prstencové motory vestavěné do těles frézovacího zařízení. Výhodou této konstrukce je dokonalé vymezení vůle posuvového mechanismu a vysoké hodnoty rychlosti a zrychlení.

3.4 Posuvový mechanismus pro přímočarý pohyb nože vyvrtávacího zařízení



Obr. 68 - Kinematické schéma vyvrtávacího zařízení

Př.: 51 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem pro vyvrtávací zařízení

Dáno:

Diferenciál - struktura:	
• 1. centrální kolo	z_{D1}
• 2. centrální kolo	$z_{D2} = z_{D1}$
• 2 satelity zabírající v serii	z_{DS}
• pohon saní odvozen od 2.centrálního kola z_{D2} (suhmotí SH.D2) diferenciálu poháněného motorem od unášeče SH.U	
• účinnost převodu diferenciálu z unášeče na 2. centrální kolo	$\eta_{DU.D2} = 0,9$

Jmenovité otáčky posuvového motoru	$n_l = 2000 \text{ min}^{-1}$
Max. posuvová rychlost saní	$v_s = 1 \text{ m/min}^{-1}$
Max. síla na saních	$F_s = 500 \text{ N}$
Kuličkový šroub K25x5 (finální převod):	
• stoupání	$h = 5 \text{ mm}$
• účinnost	$\eta_{rs} = 0,93$
Obr. 68 - Kinematické schéma vyvrtávacího zařízení	

Stanovit:

- převod z 2. centrálního kola diferenciálu z_{D2} na kuličkový šroub r : $i_{D2,r}$
- převod z unašeče diferenciálu SH.U na osu B: $i_{DU,B}$
- celkový převod a účinnost z motoru na osu C: $i_{l,s} \eta_{l,s}$
- výkon motoru posuvového mechanismu

Ze vztahu $\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = (-) \frac{z_{DS}}{z_{D1}} * (-) \frac{z_{DS}}{z_{DS}} * (-) \frac{z_{D2}}{z_{DS}} \dots\dots\dots(376)$ pro $z_{D2} =$

z_{D1} vyplývá:

$$i_0 = 1$$

Převod z SH.D1 na osu A je zřejmě:

$$i_{D1,A} = \frac{\omega_{D1}}{\omega_A} = 1$$

Převod a účinnost z SH.D2 na osu B:

$$i_{D2,B} = \frac{\omega_{D2}}{\omega_B} = (-) \frac{z_{B1}}{z_{D2}} * (-) \frac{z_{B1}}{z_{B1}} * (-) \frac{z_{B2}}{z_{B1}} = (-) \frac{z_{B2}}{z_{D2}} \dots\dots\dots(413)$$

$$\eta_{D2,B} = \eta^3$$

$$\eta_{D2,B} = 0,94$$

Podmínka relativního pohybu os A, B:

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D1}}{i_{D1,A}} - \frac{\omega_{D2}}{i_{D2,B}} \dots\dots\dots(414)$$

Ze vztahu $\frac{\omega_{D1} - \omega_{DU}}{\omega_{D2} - \omega_{DU}} = -i_0 = (-) \frac{z_{DS}}{z_{D1}} * (-) \frac{z_{DS}}{z_{DS}} * (-) \frac{z_{D2}}{z_{DS}} \dots\dots\dots($ 376) pro $z_{D2} =$

z_{D1} vyplývá:

$$\omega_{D2} = 2\omega_{DU} - \omega_{D1} \dots\dots\dots(415)$$

Po dosazení:

$$\omega_A - \omega_B = \frac{\omega_{D1}}{i_{D1.A}} - \frac{1}{i_{D2.B}} (2\omega_{D2} - \omega_{D1}) = \omega_{D1} * \left(\frac{1}{i_{D1.A}} + \frac{1}{i_{D2.B}} \right) - \frac{2\omega_{DU}}{i_{D2.B}} \dots\dots\dots(416)$$

Pro dosažení nezávislosti relativního pohybu na ω_{D1} je nutnou podmínkou:

$$\frac{1}{i_{D1.A}} + \frac{1}{i_{D2.B}} = 0 \dots\dots\dots(417)$$

tj.:

$$i_{D2.B} = -1 = (-) \frac{z_{B2}}{z_{D2}} \dots\dots\dots(418)$$

tj.:

$z_{B2} = z_{D2}$

Po dosazení:

$$\omega_A - \omega_B = 2\omega_{DU} \text{ tj.:}$$

$$\frac{\omega_{DU}}{\omega_A - \omega_B} = \frac{1}{2} \dots\dots\dots(419)$$

Převod a účinnost z motoru na souhmotí diferenciálu SH.DU:

$$i_{1.DU} = \frac{\omega_1}{\omega_{DU}} \dots\dots\dots(420)$$

Převod a účinnost mezi osami B a r:

$$i_{B.r} = \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_r} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots(421)$$

Převod a účinnost mezi členy r a s (dán - kuličkový šroub o stoupání h, s účinností η_{rs}):

$$i_{r.s} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2\pi}{h} \dots\dots\dots(422)$$

$$i_{rs} = 1256,63 \text{ m}^{-1}$$

Dosazením vztahů $i_{1.DU} = \frac{\omega_1}{\omega_{DU}}$ (420), ,

$$i_{B.r} = \frac{\omega_A - \omega_B}{\omega_r} = \frac{z_4}{z_3} \dots\dots\dots(421),$$

$$i_{r.s} = \frac{\omega_r}{v_s} = \frac{2\pi}{h} \dots\dots\dots(422) \text{ do}$$

$$\frac{\omega_{DU}}{\omega_A - \omega_B} = \frac{1}{2} \dots\dots\dots(419) \text{ se stanoví převod}$$

mezi pohybem saní v_s a posuvového motoru ω_I :

$$i_{1.s} = \frac{\omega_1}{v_s} = \frac{2\pi n_1}{v_s} = \frac{1}{2} i_{1.DU} * i_{B.r} * i_{r.s} \dots\dots\dots(423)$$

Z daných hodnot n_I a v_s se stanoví:

$$i_{1.s} = 12566,4 \text{ m}^{-1}$$

Při vypočtené $i_{rs} = 1256,63 \text{ m}^{-1}$ se stanoví zbývající převody:

$$i_{1.DU} * i_{B.r} = 2 \frac{i_{1.s}}{i_{r.s}}$$

$$i_{1.DU} * i_{B.r} = 20$$

Tento převod nelze realizovat dvěma páry ozubených kol - motor bude proto vybaven převodovkou.

Účinnost mezi hřídelí posuvového motoru I a členem s :

Dílní účinnosti:

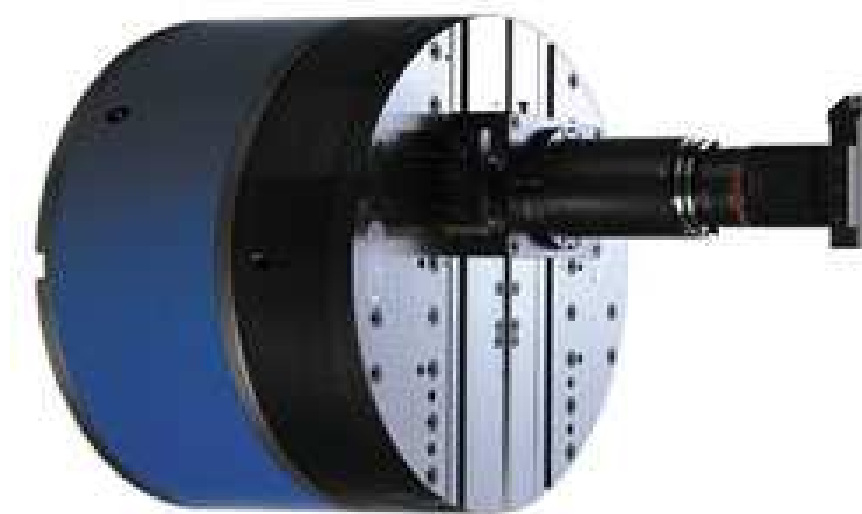
Vstupní převod	$\eta_{1.DU} = 0,9$
Převod diferenciálu z unášeče na 2. centrální kolo	$\eta_{DU.D2} = 0,9$
Převod z 2. centrálního kola na osu B	$\eta_{D2.B} = 0,94$
Převod mezi osami B a r	$\eta_{B.r} = 0,98$
Kuličkový šroub	$\eta_{rs} = 0,93$

$$\eta_{1.s} = \eta_{1.DU} * \eta_{DU.D2} * \eta_{D2.B} * \eta_{B.r} * \eta_{r.s} \dots\dots\dots(424)$$

$$\eta_{1.C} = 0,69$$

$$P_{cal} = \frac{F_s * v_s}{\eta_{1.s}} \dots\dots\dots(425)$$

$$P_{cal} = 0,01kW$$



Obr. 69 - Vyvrťovací zařízení [2]

Alternativně lze toto zařízení řešit bez diferenciálu umístěním motoru na pohyblivou část a užitím kroužků a kartáčů pro přenos energie a informací mezi pohyblivou a pevnou částí. Výhodou tohoto řešení je vysoká přesnost polohování nástroje což se projeví zvláště při soustružení kuželových a obecných ploch užitím interpolace ve dvou souřadnicích.

4 Vlastnosti posuvového mechanismu ve vztahu k technologickým požadavkům stroje

4.1 Řízení polohového servomechanismu

Posuvový servomechanismus s trvalou polohovou vazbou – polohový servomechanismus - se používá u systémů se souvislým řízením. Odměřování polohy je trvalou součástí polohové smyčky a spolu s polohovým diferenčním členem tvoří s vlastními mechanickými, elektrickými případně hydraulickými nebo pneumatickými částmi pohonu jeden funkční celek, který zajišťuje přesný pohyb finální části mechanismu [24]. Snímač odměřování může být umístěn na motoru (nepřímé odměřování) nebo na finální posouvané části stroje (saně, stůl apod.) – přímé odměřování (Obr. 70)[26].

Polohové servomechanizmy jsou v oblasti obráběcích strojů realizovány obvykle servomotory elektrickými a to v těchto provedeních [26]:

- elektromechanické pohony:
 - pro přímočarý pohyb (rotační motor s kuličkovým nebo hydrostatickým šroubem, nebo s párem pastorků a hřebenem, případně s hydrostatickým šnekem a hřebenem)
 - pro kruhový pohyb (rotační motor s párem pastorků a věncem)
- přímé pohony:
 - pro přímočarý pohyb – lineární pohony
 - pro kruhový pohyb - přímé rotační pohyby (prstencové elektromotory)

Pohyb servopohonu je řízen signálem polohového diferenčního členu, který je úměrný polohové odchylce - viz blokové schéma (Obr. 70). Polohová odchylka je dána vztahem:

$$\Delta = x_1 - x_2 \dots\dots\dots(426)$$

kde je:

x_1 řídicí signál polohy

x_2 skutečná poloha snímaná odměřováním

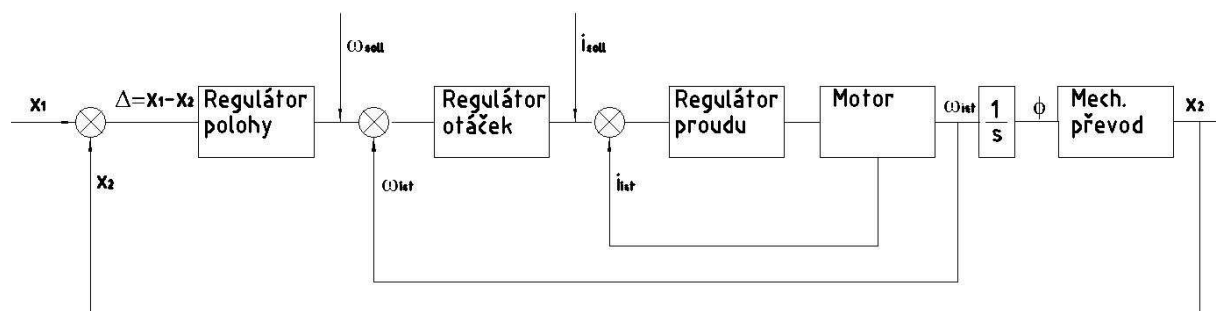
Pro polohový servomechanismus je charakteristické, že konstantní polohové odchylce Δ odpovídá konstantní rychlosti v_2 . Rychlost je vázána s odchylkou vztahem:

$$v_2 = K_V * \Delta \dots\dots\dots(427)$$

kde je K_V [s^{-1}] rychlostní konstanta [22].

Pro dané hodnoty K_V , v_2 se tento vztah převede na tvar $\Delta = x_1 - x_2 = \frac{v_2}{K_V}$ z něhož je zřejmé,

že při ustálené rychlosti se bude finální člen servomechanizmu zpoždovat za vstupní informací x_1 o hodnotu úměrnou rychlosti v_2 . Při zastavení vstupního signálu x_1 pak dochází k časově optimálnímu dojetí finálního členu do polohy x_2 , která je teoreticky shodná se zadanou polohou x_1 . Odchylky mezi x_1 a x_2 jsou pak dány pouze vnitřními a vnějšími poruchami ve smyčce [24].



Obr. 70 – Blokové schéma polohového servomechanizmu s přímým odměřováním

4.2 Lineární interpolace

Lineární interpolací pohybu ve dvou souřadnicích se vytváří přímka skloněná pod zvoleným úhlem. To umožňuje frézovat přímé plochy nebo soustružit kuželové plochy. V souřadnicích X, Y platí vztahy:

$$\Delta_x = \frac{v_x}{K_{Vx}}$$

$$\Delta_y = \frac{v_y}{K_{Vy}}$$

$$v_x = v * \cos \alpha$$

$$v_y = v * \sin \alpha$$

Vzdálenost skutečné dráhy od programované je pak dána vztahem.

$$\Delta_n = (\Delta_y - \Delta_x * \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha$$

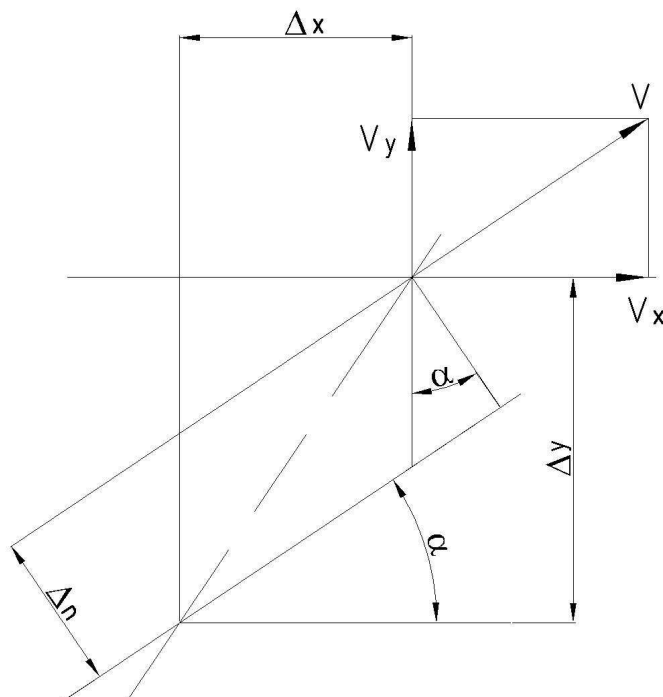
Po dosazení předchozích vztahů:

$$\Delta_n = \frac{v}{2} \left(\frac{1}{K_{Vy}} - \frac{1}{K_{Vx}} \right) \sin 2\alpha \dots\dots\dots (428)$$

Tuto odchylku lze zřejmě vymežit za předpokladu:

$$K_{Vx} = K_{Vy} \dots\dots\dots (429)$$

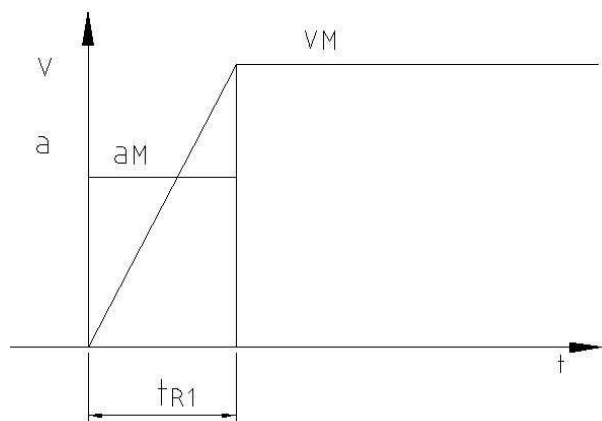
tj. při nastavení shodných rychlostních konstant v obou souřadnicích. Tato podmínka není postačující pro napojování lineárních úseků s různými směrnici α , kde vznikne chyba vlivem přechodového děje přenosu [19].



Obr. 71 – Odchylka skutečné dráhy od programované při lineární interpolaci

4.3 Derivace zrychlení – RYV (angl. JERK, něm. RÜCKBEGRENZUNG)

Při skutečném rozběhu a brzdění pohonu nelze použít skokovou změnu zrychlení tak, jak se uvažuje při výpočtu mechanických částí pohonu (kap. 1.3.2, Obr. 5 - **Cyklus rychloposuvu**) protože by to vyvolalo velký nárůst sil a tím rozkmitávání konstrukce. Proto se v řídicím systému nastavuje RYV tj. omezení derivace zrychlení jednotlivě pro každou osu (AXIS JERK) nebo pro více spolupracujících os (PATH JERK).



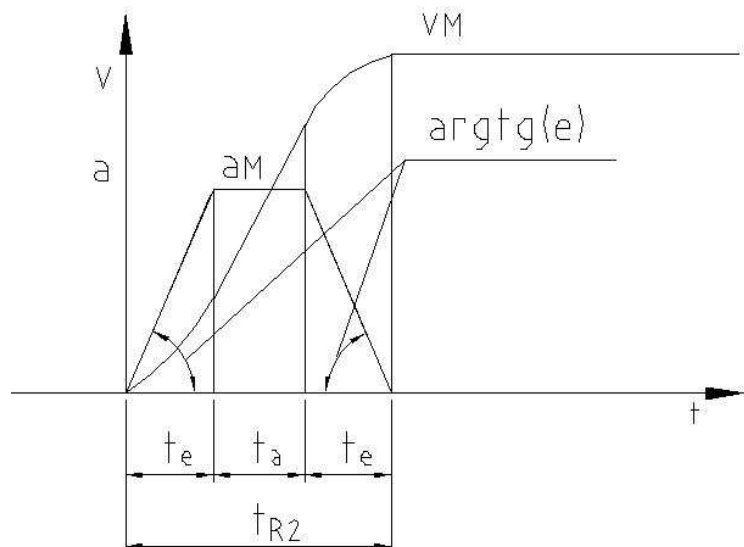
Obr. 72 – Zrychlení a rychlost při idealizovaném rozběhu pohonu

Ryv je tedy dán vztahem:

$$e = \frac{da}{dt} \dots\dots\dots (430)$$

Průběh zrychlení a rychlosti je pak zřejmý z Obr. 73. Ryv je zde určen vztahem:

$$e = \frac{a_M}{t_e} \dots\dots\dots(431)$$



Obr. 73 - Zrychlení a rychlost při užití ryvu

4.4 Kruhová interpolace

Kruhovou interpolací pohybu ve dvou souřadnicích se vytváří kružnice nebo její část napojená na přímku. Lze pak vytvářet válcové plochy frézováním nebo řezáním plamenem nebo laserem; při soustružení se pak vytvářejí obecné rotační plochy. Při obrábění válcové plochy je rozhodující tvarová přesnost v závislosti na poloměru kružnice R_0 a obvodové rychlosti v . Pro pohyb po obvodu kružnice platí vztahy:

- pro souřadnici X – dráha, rychlost, zrychlení a max. hodnota ryvu:

$$x = R_0 \cos \omega t$$

$$v_x = -R_0 * \omega \sin \omega t$$

$$a_x = -R_0 * \omega^2 \cos \omega t$$

$$e_{xM} = R_0 * \omega^3 \dots\dots\dots(432)$$

- pro souřadnici Y – dráha, rychlost, zrychlení a max. hodnota ryvu:

$$y = R_0 \sin \omega t$$

$$v_y = R_0 * \omega \cos \omega t$$

$$a_y = -R_0 * \omega^2 \sin \omega t$$

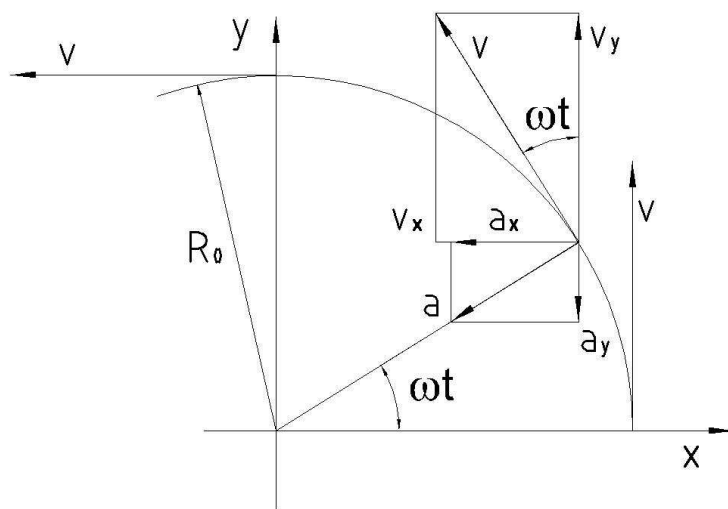
$$e_{yM} = R_0 * \omega^3$$

- na obvodě kružnice – rychlost a zrychlení:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = R_0 * \omega \dots\dots\dots(433)$$

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = R_0 * \omega^2 = \frac{v^2}{R_0} \dots\dots\dots(434)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že obvodová rychlost na daném obráběném poloměru je určena zrychlovací schopností pohonů v jednotlivých osách.



Obr. 74– Kruhová interpolace pohybu v souřadnicích X, Y

Tvarová přesnost je určena za předpokladů [19]:

- polohová regulační smyčka má přibližně chování obvodu s přenosem ve tvaru:

$$F(j\omega) = \frac{1}{\frac{j\omega}{K_v} + 1}$$

Pak platí pro amplitudu kmitů vztah:

$$R = R_0 * |F(j\omega)| = \frac{R_0}{\left| \frac{j\omega}{K_v} + 1 \right|} = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{\omega}{K_v} \right)^2 + 1}} = \frac{R_0}{\sqrt{\left(\frac{v_s}{R_0 * K_v} \right)^2 + 1}} \dots\dots\dots(435)$$

- úhlová rychlost interpolace je mnohem menší než rychlostní konstanta tj.:
 $\omega \ll K_v$

Pak se stanoví přibližný vztah pro chybu poloměru při kruhové interpolaci:

$$\Delta R = R - R_0 = -\frac{R_0 * \omega^2}{2K_v^2} = -\frac{v^2}{2R_0 * K_v^2} \dots\dots\dots(436)$$

Ze vztahu je zřejmé, že chyba tvaru se zvětšuje s rostoucí objížděcí rychlostí v a klesá s rostoucí rychlostní konstantou K_v .

Př.: 52 – Frézování díry kruhovou interpolací - metodou HSC [20]

Dáno:

Fréza:	
• průměr	$D = 10 \text{ mm}$
• počet zubů	$z = 2$
• posuv na zub	$s_z = 0,05 \text{ mm}$
• řezná rychlost	$v_c = 600 \text{ m/min}$
Obrobek:	
• materiál	19556.4 (56 HRC)
• poloměr obráběné díry	$R_0 = 10 \text{ mm}$
Stroj:	
• rychlostní konstanta souřadnicích X, Y (dle Tab. 6 - Minimální hodnoty vlastních frekvencí a maximální možná rychlostní konstanta v závislosti na přesouvané hmotnosti[13])	$K_v = 60 \text{ s}^{-1}$
• max. zrychlení v souřadnicích X, Y	$a_{sM} = 0,25 \text{ m/s}^2$

Stanovit:

- objížděcí rychlost frézy: v
- zrychlení: a
- ryv: e
- chybu poloměru: ΔR

Objížděcí rychlost frézy se stanoví ze vztahu:

$$v = s_z * z * \frac{v_c}{\pi * D} \dots\dots\dots(437)$$

$v = 1910 \text{ mm / min}$

Potřebné maximální zrychlení v obou osách se stanoví ze vztahu

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = R_0 * \omega^2 = \frac{v^2}{R_0} \dots\dots\dots(434):$$

$a = 0,1 \text{ m / s}^2$

Potřebný ryv pro obě souřadnice se stanoví ze vztahu

$$e_{xM} = R_0 * \omega^3 \dots\dots\dots(432) \text{ a}$$

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = R_0 * \omega \dots\dots\dots(433):$$

$$e_M = \frac{v^3}{R_0^2}$$

$e_M = 0,32m / s^2$

Chyba poloměru při kruhové interpolaci dle vztahu

$$\Delta R = R - R_0 = -\frac{R_0 * \omega^2}{2K_V^2} = -\frac{v^2}{2R_0 * K_V^2} \dots\dots\dots(436):$$

$\Delta R = 0,01mm$

Z výsledků je zřejmé, že frézování metodou HSC lze provádět s přijatelnou přesností i na středně těžkých strojích kde je poměrně nízká rychlostní konstanta a zrychlení.

4.5 Vztah rychlostní konstanty polohového servomechanismu k 1. vlastní frekvenci pohybové souřadnice servomechanismu s mechanickým převodem

První (nejnižší) vlastní frekvence pohybové souřadnice polohového servomechanismu s mechanickým převodem (kuličkovým šroubem, předepnutými pastorky apod.) určuje hodnotu rychlostní konstanty. První vlastní frekvence je dána vztahem

$$\Omega_{0i} = \sqrt{\frac{k_{ci}}{m_s}} \dots\dots\dots(150), \text{ kde je:}$$

k_{ci} ... celková minimální translační tuhost finálního mechanického převodu

m_s ... hmotnost přesouvaných skupin

Max. hodnota rychlostní konstanty je pak určena vztahem dle [19]:

$$K_V \leq 0,2 * \Omega_0 \dots\dots\dots(152)$$

Z tohoto vztahu je zřejmé, že dosažení vysoké hodnoty rychlostní konstanty je podmíněno vysokou 1. vlastní frekvencí tj. vysokou tuhostí finálního mechanického převodu a nízkou hmotností přesouvaných skupin.

4.6 Rychlostní konstanta a tuhost lineárního pohonu

Lineární pohony neobsahují mechanické části s výraznou poddajností tj. nevznikají u těchto pohonů vlastní mechanické frekvence nízké hodnoty. Pohon se považuje za absolutně tuhý v dostatečně širokém pásmu frekvence. Kvalita regulace je pak určena zpracováním informací v regulačních obvodech. Vlastní frekvence je pak dána vztahem [19]:

$$\Omega_0 = \sqrt{K_v * K_R} \dots\dots\dots(438)$$

kde je K_R je zesílení rychlostní smyčky.

Tuhost se pak stanoví dosazením do tohoto vztahu za $\Omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_s}}$:

$$k = m_s * K_v * K_R \dots\dots\dots(439)$$

Lineární pohon má tedy možnost dosáhnout vyšší hodnotu rychlostní konstanty K_V než pohon s mechanickým převodem a tím snížit chybu poloměru i tvarovou odchylku obráběného obrysu způsobenou třením při přechodu mezi jednotlivými kvadranty[19].

SEZNAMY

Seznam tabulek

Tab. 1 - Zatěžovací stavy při obrábění	11
Tab. 2 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu	14
Tab. 3 - Zatěžovací stavy při obrábění a rychloposuvu v obou směrech pohybu (symetrické zatěžování).....	17
Tab. 4 – Součinitel vzpěru al, 11/2006, 6FC5397-2BP10-2BA0	32
Tab. 5 – Součinitel kritických otáček al, 11/2006, 6FC5397-2BP10-2BA0.....	34
Tab. 6 - Minimální hodnoty vlastních frekvencí a maximální možná rychlostní konstanta v závislosti na přesouvané hmotnosti[13]	57
Tab. 7 – Volba vstupní převodovky	65
Tab. 8 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH5.1, SH5.2	87
Tab. 9 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH4.1, SH4.2	90
Tab. 10 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH3	92
Tab. 11- Zatěžovací stavy – souhmotí SH2	93
Tab. 12 - Zatěžovací stavy– souhmotí SH1	95
Tab. 13 – Volba vstupní převodovky pro M – S	138
Tab. 14 - Zatěžovací stavy výstupního členu mechanismu rotačního pohybu při obrábění..	148
Tab. 15 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu kruhového pohybu	151
Tab. 16 - Zatěžovací stavy při obrábění v obou směrech kruhového pohybu.....	152

Seznam příkladů

Př.: 1 - Posuvový mechanismus otočného stolu - s kuličkovým šroubem (Obr. 3).....	4
Př.: 2 - Zatěžovací stavy při obrábění	8
Př.: 3 - Zatěžovací stavy při rychloposuvu.....	11
Př.: 4 - Zatěžovací stavy při symetrickém zatěžování.....	17
Př.: 5 - Ryze asymetrické zatěžování	18
Př.: 6 - Asymetrické zatížení	19
Př.: 7 - Výkon a moment motoru posuvového mechanismu stolu	20
Př.: 8 - Parametry předepnutého převodu matice - kuličkový šroub.....	25
Př.: 9 - Vektory zatížení a otáček částí matice M1 a M2 pro vnější zatížení a rychlost posuvu	29
Př.: 10 – Životnost kuličkového šroubu a matic.....	30
Př.: 11 - Kontrola kuličkového šroubu na vzpěr a kritické otáčky.....	34
Př.: 12 - Stanovení parametrů páru předepnutých ložisek	40
Př.: 13 - Životnost ložisek kuličkového šroubu pro symetrické zatížení	41
Př.: 14 - Stanovení tuhosti a předepínací síly páru předepnutých ložisek.....	43
Př.: 15 - Předepnutí 2. páru ložisek	47
Př.: 16 - Stanovení celkové min. tuhosti kuličkového šroubu s jeho uložením	54
Př.: 17 - Stanovení min. vlastní frekvence a max. rychlostní konstanty polohové smyčky.....	57
Př.: 18 - Stanovení účinnosti a pasivního momentu mechanismu	61
Př.: 19 - Vektory zatížení, otáček a doby běhu vstupní převodovky	62
Př.: 20 - Analýza setrvačných hmot posuvového mechanismu	67
Př.: 21 - Porovnání ztráty pohybu vstupních převodovek posuvového mechanismu	70
Př.: 22 - Stanovení parametrů finálního převodu hřeben - pastorek	75
Př.: 23 - Stanovení parametrů předepnutého převodu.....	77
Př.: 24 - Stanovení celkového a vstupního převodu.....	78

Př.: 25 - Parametry převodu mechanicky předepnutého posuvového mechanismu	82
Př.: 26 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH5.1 a SH5.2.....	86
Př.: 27 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH4.1 a SH4.2.....	88
Př.: 28 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH3.1 a SH3.2.....	90
Př.: 29 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH2	92
Př.: 30 - Stanovení zatěžovacích stavů pro souhmotí SH1	94
Př.: 31 - Transformace tuhosti záběru ozubených kol na tuhost v posunutí	101
Př.: 32 - Transformace ohybové tuhosti hřídelí na tuhost v posunutí	104
Př.: 33 - Transformace torzní tuhosti hřídelí na tuhost v posunutí.....	109
Př.: 34 - Transformace tuhosti ložisek na tuhost v posunutí	111
Př.: 35 - Transformace tuhosti skříně na tuhost v posunutí.....	114
Př.: 36 - Stanovení celkové tuhosti 1 větve posuvového mechanismu	115
Př.: 37 - Tuhost poddajné větve předepnuté převodovky.....	118
Př.: 38 - Celková tuhost a vlastní frekvence mechanicky předepnutého mechanismu včetně spojení.....	119
Př.: 39 - Dimenzování předepínacího mechanismu a nastavení vůle spojky mezi větvemi posuvového mechanismu	121
Př.: 40- Zatížení pastorků mechanismu M-S	132
Př.: 41 – Základní parametry posuvového mechanismu M-S přímočarého pohybu.....	134
Př.: 42 - Celková tuhost a vlastní frekvence elektricky předepnutého mechanismu včetně spojení.....	140
Př.: 43 - Stanovení lineárního pohonu posuvu saní frézky	143
Př.: 44 - Zatěžovací stavy posuvového mechanismu kruhového pohybu otočného stolu při obrábění	147
Př.: 45 - Zatěžovací stavy posuvového mechanismu otočného stolu při rychloposuvu	148
Př.: 46 - Zatěžovací stavy při symetrickém zatěžování mechanismu kruhového pohybu	151
Př.: 47 - Zatížení pastorků mechanismu kruhového pohybu M-S	155
Př.: 48 - Základní parametry posuvového mechanismu M-S rotačního pohybu otočného stolu	161
Př.: 49 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem pro zařízení se dvěma otočnými osami.....	169
Př.: 50 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem typu HD pro zařízení se dvěma otočnými osami.....	175
Př.: 51 - Návrh posuvového mechanismu s diferenciálem pro vyvrtávací zařízení.....	180
Př.: 52 – Frézování díry kruhovou interpolací - metodou HSC [20].....	190

Seznam obrázků

Obr. 1 – Blokové schéma posuvového mechanismu	1
Obr. 2 – Charakteristika servomotoru	2
Obr. 3 - Kuličkový šroub s pevnou maticí	6
Obr. 4 - Rozdělení doby běhu při rychloposuvu	15
Obr. 5 - Cyklus rychloposuvu	16
Obr. 6 – Kuličkový šroub s rotující maticí – oboustranně vetknutý [12].....	21
Obr. 7 – Kuličkový šroub s pevnou maticí - oboustranně vetknutý [12].....	22
Obr. 8 - Kuličkový šroub s pevnou maticí jednostranně vetknutý [12]	22
Obr. 9 – Hřeben se 2 mechanicky předepnutými pastorky	23
Obr. 10– Hřeben se 2 elektricky předepnutými pastorky.....	23
Obr. 11 - Kuličkový šroub s pevnou maticí - oboustranně vetknutý [12].....	24
Obr. 12 - Charakteristika předepnuté matice kuličkového šroubu.....	25
Obr. 13 – Posuvový mechanismus s kuličkovým šroubem - uložení šroubu [12].....	27

Obr. 14 - Zatížení jednotlivých částí matice kuličkového šroubu.....	27
Obr. 15 – Typy uložení kuličkového šroubu.....	33
Obr. 16 - Zatížení páru ložisek kuličkového šroubu typu „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, vetknuto-volné“	36
Obr. 17 - Zatížení páru ložisek kuličkového šroubu typu „Vetknuto - vetknuto“	37
Obr. 18 - Zatížení předepnutých ložisek kuličkového šroubu	37
Obr. 19 - Charakteristika páru předepnutých ložisek kuličkového šroubu	39
Obr. 20 - Předepnutý pár axiálních ložisek kuličkového šroubu [12].....	44
Obr. 21- Předepnutý pár axiálních ložisek kuličkového šroubu - schéma.....	44
Obr. 22 – Předepínání 2. páru axiálních ložisek maticí (3).....	48
Obr. 23 – Rozměry součástí předepnutého kuličkového šroubu [12].....	51
Obr. 24 – Celková tuhost kuličkového šroubu typu „Vetknuto – vetknuto“	56
Obr. 25 - Celková tuhost kuličkového šroubu typů „Vetknuto-podepřeno, Podepřeno-podepřeno, Vetknuto-volné“	56
Obr. 26 – Účinnost nepředepnutého kuličkového šroubu	58
Obr. 27 – Schéma předepnuté dvojice matic a šroubu	59
Obr. 28 - Blokové schéma setrvačných hmot posuvového mechanismu.....	67
Obr. 29 – Ztráta pohybu a hystereze	70
Obr. 30 - Ztráta pohybu posuvového mechanismu s vstupním převodem SP 140.....	71
Obr. 31 - Ztráta pohybu posuvového mechanismu s vstupním převodem čelními koly	72
Obr. 32- Blokové schéma posuvového mechanismu s mechanickým předepnutím.....	73
Obr. 33 – Hřeben se dvěma pastorky mechanicky předepnutými – návrh převodů	74
Obr. 34 - Zatížení pastorků P19 a P9 finálního převodu.....	80
Obr. 35 - Charakteristika předepnutého mechanismu se dvěma pastorky.....	81
Obr. 36 - Schéma předepnutých pastorků a hřebenu - smysl pohybu ($-v_s$).....	84
Obr. 37 - Schéma předepnutých pastorků a hřebenu - smysl pohybu ($+v_s$).....	85
Obr. 38 – Hřeben se dvěma pastorky mechanicky předepnutými – zátěžné stavy	88
Obr. 39 – Posuvová skříň se dvěma předepnutými pastorky [12]	97
Obr. 40 – Souhmotí SH5.1 [12]	98
Obr. 41 – Souhmotí SH4.1 [12]	99
Obr. 42 – Souhmotí SH3.1, SH3.2 [12]	100
Obr. 43 – Schéma jedné větve posuvového mechanismu.....	101
Obr. 44 – Ohybová deformace hřídelí SH3.1, SH4.1 v místech kol 5 a 6.....	106
Obr. 45 - Ohybová deformace hřídelí SH5.1, SH4.1 v místech kol 7 a 8.....	107
Obr. 46 - Ohybová deformace hřídele SH5.1 v místě kola 9.....	107
Obr. 47 – Charakteristika předepnuté převodovky	117
Obr. 48 – Vliv nepřesností mechanismu na kolísání předpětí	126
Obr. 49 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předepnutými (M-S) – var. A	127
Obr. 50 – Hřeben se dvěma pastorky elektricky předepnutými (M – S) – varianta B.....	129
Obr. 51 – Servomotor s převodovkou, pastorkem a hřebenem [1]	129
Obr. 52 – Zatížení pastorků mechanismu M – S.....	131
Obr. 53 - Blokové schéma lineárního posuvového mechanismu (srv. s Obr. 1)	142
Obr. 54 - Frézka s lineárními pohony posuvů [21]	143
Obr. 55 - Blokové schéma rotačního posuvového mechanismu.....	145
Obr. 56 - Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu.....	157
Obr. 57 – Posuvový mechanismus rotačního pohybu otočného stolu s reduktorem i_{pr}	159
Obr. 58 – Zatížení pastorků mechanismu M – S rotačního pohybu	160
Obr. 59- Planetový převod s vnitřním ozubením korunového kola se záporným převodovým poměrem $-i_0$	165
Obr. 60 - Planetový převod s kladným převodovým poměrem $+i_0$	166
Obr. 61 - Planetový převod se záporným převodovým poměrem $-i_0$ a s vnějším ozubením	166

Obr. 62 - Struktura harmonického převodu [4].....	167
Obr. 63 - Posuvový mechanismus s diferenciálem	169
Obr. 64 - Posuvový mechanismus s diferenciálem typu Harmonic Drive.....	174
Obr. 65 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 90° umístěné na vodorovném frézovacím stroji [12]	178
Obr. 66 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 45° [3].....	178
Obr. 67 - Frézovací zařízení se dvěma řízenými souřadnicemi se sklonem os 90° umístěné na portálovém stroji[6]	179
Obr. 68 - Kinematické schéma vyvrtávacího zařízení	180
Obr. 69 - Vyvrtávací zařízení [2]	184
Obr. 70 – Blokové schéma polohového servomechanizmu s přímým odměřováním.....	185
Obr. 71 – Odchylka skutečné dráhy od programované při lineární interpolaci	187
Obr. 72 – Zrychlení a rychlost při idealizovaném rozběhu pohonu.....	187
Obr. 73 - Zrychlení a rychlost při užití ryvu	188
Obr. 74– Kruhová interpolace pohybu v souřadnicích X, Y	189

Seznam použité literatury

Firemní literatura (katalogy, www.)

- [1] ALPHAGEAR: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.wittenstein.co.uk/>
- [2] D'ANDREA S.p.A.: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.dandrea.com/>
- [3] FOREST-LINE: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.forest-line.com>
- [4] HARMONIC DRIVE: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: www.harmonicdrive.net
- [5] INA Schaeffler KG. Kugellager: [cit.2013-08-12]. <http://www.ina.de/>
- [6] INGERSOLL: [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.ingersoll.com/>
- [7] KUŘIM KULIČKOVÉ ŠROUBY. [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.kurim.cz/>
- [8] SANDVIK Coromant. [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.coroguide.com/>
- [9] SIEMENS. [cit.2013-08-12]. Dostupné z: www.siemens.cz/pohony
- [10] SIEMENS. Special functions: Speed/Torque Coupling, Master-Slave (TE3) Function Manual, 11/2006, 6FC5397-2BP10-2BA0
- [11] STEINMEYER KUGELGEWINDGETRIEBE: Katalog.
- [12] ŠKODA MACHINE TOOL. [cit.2013-08-12]. Dostupné z: <http://www.cz-smt.cz/>, Materiály zapůjčené s laskavým svolením ŠMT

Publikace

- [13] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje, Konstrukce a výpočty, Praha: 1982, SNTL Technický průvodce 59
- [14] FROHLICH, J. Technika uložení s valivými ložisky, Praha 1978, SNTL
- [15] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra, Brno, Computer Press, 1999

- [16] HOUŠA, J. A KOL. Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů, Praha 1985, SNTL
- [17] HUDEC, Z. Spojení pevná - příklady, Učební text ZČU, Plzeň 2013. ISBN 978-80-261-0397-4
- [18] KLEIN, B. Planetengetriebe im Maschinenbau - Bauformenuebersicht, Werkstatt und Betrieb 114 (1981) 2
- [19] RUDOLF, H., GOETZ, F., SIEGLER, R., GRINGEL, M., KNORR, M. Direktantriebe – Auslegung und Vergleich, Fertigungstechnisches Kolloquium Stuttgart 1997
- [20] SKOPEČEK, T. Aspekty použití HSM při výrobě zápustek a forem, Plzeň 2003, ZČU
- [21] SMOLÍK, J., SEDLÁČEK, P. Stroje pro opracování nerotačních obrobků, nové kinematické struktury, Praha 2006, ČVUT
- [22] SOUČEK, P. Servomechanizmy ve výrobních strojích, Praha 2004, ČVUT
- [23] TUPLIN, W.A. Namáhání ozubených kol, Praha 1964, SNTL
- [24] VÁVRA, Z. Elektrohydraulické servopohony pro číslicově řízené obráběcí stroje, Praha 1973, SNTL
- [25] VESELÝ, J. Komplexní modelování dynamiky a řízení NC strojů, Praha 2009, ČVUT
- [26] ZAHRADNÍK, J., PISKAČ, L., PFEIFER, V., FORMÁNEK, J. Elektrická výzbroj obráběcích strojů, Plzeň 2006, ZČU

Přílohy

- [27] Program Excel / MitCalc: BearingSKF_01.xls
- [28] Program PREV: soubory Sh3.dhl, Sh3.vys, Sh4.dhl, Sh4.vys, Sh5.dhl, Sh5.vys
- [29] Program Mathcad: soubor: kul_sroub4.xml. Plzeň: ZČU, 2014

KKS/KVS,KOS POSUVOVÉ MECHANIZMY - PŘÍKLADY

doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.

Vydavatel: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství
Univerzitní 8, 306 14 Plzeň
tel.: 377 631 951
e-mail: vydavatel@vyd.zcu.cz

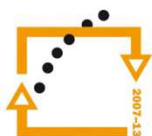
Katedra: konstruování strojů
Vedoucí katedry: doc. Ing. Václava Lašová, CSc.
Určeno: pro studenty FST
Vyšlo: červen 2013
Počet stran: 206
Nositelé
autorských práv: doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.
Západočeská univerzita v Plzni
Vydání: 1. vydání, on-line

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou úpravou.

doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



**OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost**

INVESTICE
DO ROZVOJE
VZDĚLÁVÁNÍ

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Tento projekt je spolufinancován Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky v rámci projektu č. CZ.1.07/2.2.00/07.0235 „Inovace výuky v oboru konstruování strojů včetně jeho teoretické, metodické a počítačové podpory“.