

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce
Fakulta strojní
Obor 23 - 21 - 8

stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a spotřební
průmysl

zaměření
balící a polygrafické stroje
Katedra částí strojů a mechanismů

ULOŽENÍ TISKOVÝCH VÁLCŮ OFSETOVÉHO STROJE

DP - KST - 069

Elias T o m e h

Vedoucí práce : Doc.Ing. Štěpán Beneš, CSc, VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh :

Počet stran 85
Počet obrázků 57
Počet tabulek 15
Počet výkresů 5

v Liberci 24. května 1985

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DILA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Elias T o m e h
obor 23-21-8 zaměření balicí a polygrafické stroje

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

Název tématu: Uložení tiskových válců ofsetového stroje

Zásady pro vypracování:

V konstrukci tiskových strojů a je nutné provést takové řešení
Uložení tiskových válců, aby byla zajištěna požadovaná jakost
tisku, Proveďte:

1. Rozbor provozních podmínek a zatížení valivých ložisek formového, ofsetového a tlakového válce.
2. Zhodnocení současného řešení uložení tiskových válců u zvoleného typu ofsetového tiskového stroje ADAST.
3. Zhodnocení základních vlivů uložení tiskových válců na jakost tisku.
4. Návrh metody výpočtu základní trvanlivosti a modifikované trvanlivosti ložisek.
5. Výpočet pružných deformací ložisek tiskových válců.
6. Konstrukční řešení uložení tiskových válců a jeho zhodnocení.
7. Hrubé ekonomické zhodnocení navrženého řešení

Do 14.12. 1984 proveďte body 1 až 4

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

Rozsah grafických prací: 40 stran textu

Rozsah průvodní zprávy: 4x výkresy montážní skupiny, 1x výkres součásti

Seznam odborné literatury:

Fröhlich, J.: Technika uložení s valivými ložisky
Výkresová dokumentace stroje ADAST
Odborné publikace příslušného zaměření

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Štěpán Beneš, CSc.

Datum zadání diplomové práce: 8. 10. 1984

Termín odevzdání diplomové práce: 25. 5. 1985

L.S.

Doc. Ing. O. Krejčíř, CSc.

Vedoucí katedry

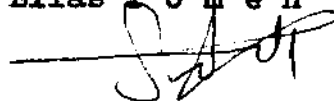
Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc.

Děkan

v Liberci dne 8. 10. 1984

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

Elias T o m e h



v Liberci dne 24.5.1985

Použitá označení	7
1. Úvod	9
2.0. Rozbor provozních podmínek a zatížení valivých ložisek FV, OV a TV	10
2.1. Výpočet sil působících na valivá ložiska	13
2.2. Výpočet radiálního zatížení ložisek ofsetového válce od ozubení	16
2.2.1. Výsledné radiální zatížení ložisek OV	19
2.3. Výpočet radiálního zatížení ložisek tlakového válce od ozubení	20
2.3.1. Výsledné radiální zatížení ložisek TV	23
2.4. Výpočet radiálního zatížení ložisek formového válce od ozubení	24
2.4.1. Výsledné radiální zatížení ložisek FV	25
3.0. Rozbor základních vlivů přesnosti uložení tiskových válců na jakost tisku	26
3.1. Dynamické poměry v tiskovém ústrojí	26
3.2. Vliv vnitřní vůle na trvanlivost ložiska a změnu osové vzdálenosti	26
3.2.1. Vliv radiální vůle	27
3.2.2. Vliv axiální vůle	29
3.3. Vliv kanálů tiskových strojů	31
3.4. Vliv počtu valivých tělísek	32
3.5. Vliv tiskového tlaku	32
4.0. Výpočet pružných deformací ložisek tiskových válců	34
4.1. Rozdělení sil v ložisku	35
4.2. Určení průměru a počtu valivých tělísek	36
4.3. Výpočet pružné radiální deformace valivých ložisek bez vůle	37
4.4. Metoda výpočtu pružné radiální deformace tiskových válců	38
4.5. Výpočet deformace ložisek tiskových válců tiskového stroje AD 724	38
4.5.1. Velikost deformace ložisek OV	41
4.5.2. Velikost deformace ložisek TV	41
4.5.3. Velikost deformace ložisek FV	41

4.6.	Výpočet deformace ložisek tiskových válců tiskového stroje AD 725	42
4.6.1.	Velikost deformace ložisek OV	42
4.6.2.	Velikost deformace ložisek TV	42
4.6.3.	Velikost deformace ložisek FV	43
5.0.	Zhodnocení současného řešení uložení tiskových válců u stroje AD 724 a AD 725	45
5.1.	Zhodnocení OV	45
5.2.	Zhodnocení FV	45
5.3.	Zhodnocení TV	46
5.4.	Celkové zhodnocení tiskových válců	46
6.0.	Výpočet základní trvanlivosti a modifikované trvanlivosti ložisek tiskového stroje AD 724 a AD 725	48
6.1.	Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložisek tiskových válců	49
6.2.	Výpočet základní trvanlivosti ložisek	50
6.3.	Výpočet modifikované trvanlivosti ložisek tiskových strojů	55
7.0.	Konstrukční řešení uložení tiskových válců a jeho zhodnocení	62
7.1.	Výpočet pružné radiální deformace navržených valivých ložisek	63
7.1.1.	Velikost deformace ložisek TV	64
7.1.2.	Velikost deformace ložisek FV	64
7.2.	Výpočet trvanlivosti a modifikované trvanlivosti navržených ložisek	67
7.2.1.	Výpočet základní trvanlivosti navržených ložisek	67
7.2.2.	Výpočet modifikované trvanlivosti navržených ložisek	68
8.0.	Zjišťování přesnosti uložení a stavu valivých ložisek tiskových válců měřením	70
8.1.	Relativní kmitání	70
8.1.1.	Kinetická dráha hřídele	71
8.1.2.	Úchylky kruhovitosti hřídele	73
8.1.3.	Úchylky kruhovitosti a kinetická dráha tiskových válců	74
8.2.	Bezdemontážní diagnostika valivých ložisek	75

9.0. Ekonomické zhodnocení navrženého řešení	78
10.0. Přínosy řešení	80
11.0. Závěr	82
Seznam použité literatury	
Seznam výkresů	

Použitá označení :

F_o, F_s	- obvodová a skutečná obvodová síla mezi zuby náhonových kol [N]
F_A, F_R	- axiální, radiální složka síly mezi zuby [N]
F_{Rb}	- radiální složka síly mezi zuby v náhonu barevníku [N]
F_1, F_2	- celková přitlačná síla mezi FV a OV a mezi OV a TV [N]
p	- přenášený výkon [W]
$Q_{max.}$	- největší zatížení valivého tělesa [N]
$R_{Ar} + R_{Fr}$	- výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení [N]
$R_{ArV} + R_{FrV}$	- výsledné radiální zatížení ložisek v jednotlivých místech tiskové jednotky [N]
V_r, V_a	- vůle ložiska radiální, axiální [μm]
a_1, a_2	- osové vzdálenosti mezi tiskovými válci [mm]
b	- vzdálenost středu ložiska od působíště síly na ozubeném kole [mm]
d	- průměr díry vnitřního kroužku ložiska [mm]
D	- vnější průměr vnějšího kroužku ložiska [mm]
d_o	- průměr valivého tělesa [mm]
i	- počet řad valivých tělísek
l	- vzdálenost středu ložisek [mm]
l_a	- činná délka válečku (jehly) [mm]
n	- otáčky ozubeného kola [1/min]
P_1, P_2	- přitlačné síly mezi tiskovými válci [N]
r	- poloměr roztečné kružnice ozubeného kola [mm]
z	- počet valivých tělísek v jedné řadě
α	- úhel záběru [°]
β	- úhel sklonu zubů [°]
λ_1, λ_2	- zaboření tiskových válců [mm]
F_r	- výsledné radiální zatížení ložiska [N]
F_{rmin}, F_{rmax}	- max. a min. radiální zatížení ložiska [N]
$\delta_{max}, \delta_{min}$	- největší, nejmenší pružné deformace [μm]
δ_r	- pružná radiální deformace ložiska s libovolnou radiální vůlí [μm]
δ_r	- pružná radiální deformace ložiska s $V_r = 0$ [μm]
δ_a	- pružná deformace v axiálním směru [μm]

ε	- parametr zatížené oblasti ložiska
β	- koeficient pružných deformací
ψ	- úhlová souřadnice [°]
Δa_1	- změna osové vzdálenosti během jednoho cyklu při přerušení dotyku válců [μm]
Δa_2	- změna osové vzdálenosti při dotyku válců mimo kanálu [μm]
C	- základní dynamická únosnost ložiska [N]
L_h	- základní trvanlivost ložiska [h]
L_v	- trvanlivost ložiska při určité radiální vůli [h]
F_e	- efektivní zatížení ložiska [N]
ρ	- součinitel trvanlivosti
L_{na}	- modifikované trvanlivosti ložisek [mil. ot.]
S	- spolehlivost ložiska [%]
δ_e	- elastická deformace [μm]
OV	- ofsetový válec
TV	- tlakový válec
FV	- formový válec
A	- levé ložisko ofsetového válce
B	- pravé ložisko ofsetového válce
C	- levé ložisko tlakového válce
D	- pravé ložisko tlakového válce
E	- levé ložisko formového válce
F	- pravé ložisko formového válce

1. Úvod

Na XVI. sjezdu KSČ byla zdůrazněna pozornost polygrafickým strojům a jejich vysoké reprodukční hodnotě, která určuje perspektivní rozvoj Československého polygrafického průmyslu.

V současné době je asi 90 % veškeré výroby tiskových strojů dodáváno na export, převážně do Sovětského svazu a zemí RVHP. V ČSSR i v zahraničí stále vzrůstá zájem o maloformátové archové ofsetové stroje, které vyrábí koncernový podnik ZVS Adamovské strojírny.

Přenos informací tiskem má stále větší význam, současný prudký rozvoj vědy a techniky, který zasahuje do všech oblastí socialistické ekonomiky přináší sebou i neustálé zvyšování životní úrovně. Tato skutečnost se promítá do nejrůznějších oblastí života společnosti a zákonitě tedy i do výroby a spotřeby tiskovin.

Nejdůležitější kritéria pro posuzování kvality tiskových strojů je dosažena jakost tisku, velikost efektivního výkonu a provozní spolehlivost na jakost tisku, na vybarvenost potiskové plochy a na přesný soutisk. Má vliv mnoho činitelů, které se mohou i vzájemně ovlivňovat.

Jedním z nejdůležitějších kvalitativních parametrů pro hodnocení tiskového stroje je jeho schopnost vytvořit a udržet velký tiskový tlak.

Důležitá je jeho rovnoměrnost po obvodu a délce tiskového válce. Není-li dodržen tento požadavek, má to za následek nekvalitní přenos tiskového bodu a při potiskování ploch vznikají barevné pruhy. Důležitým měřítkem velikosti tiskového tlaku při použití ofsetové techniky je hloubka zaboření do pružného potahu.

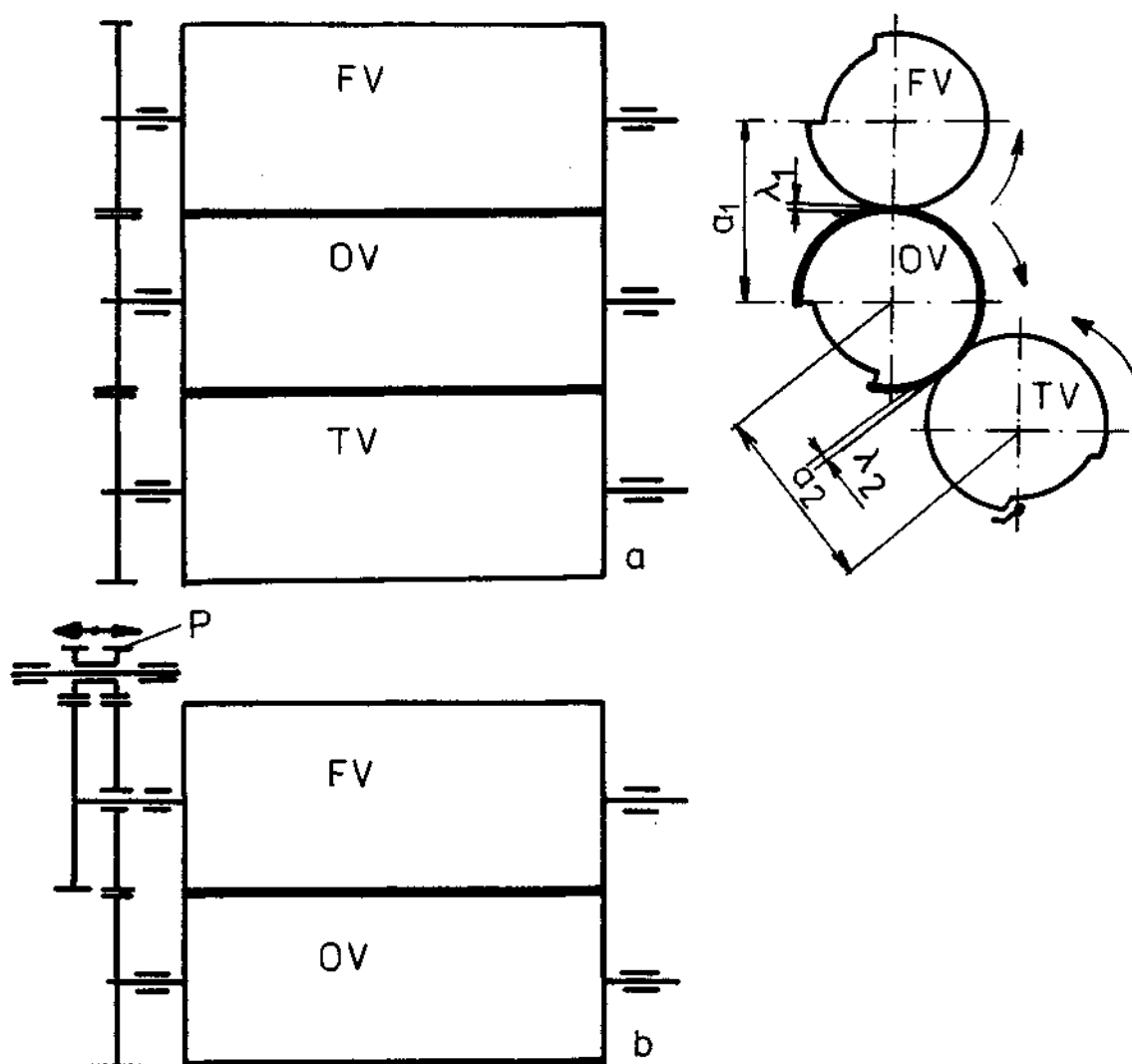
V konstrukci tiskových strojů je nutné věnovat mimořádnou pozornost uložení pomocí valivých ložisek, které jsou zatíženy proměnnými silami co do směru a velikosti.

Proměnné zatížení ložisek válců tiskového ústrojí způsobuje odpovídající změnu osové vzdálenosti tiskových válců a také změnu tiskového tlaku. Pro dosažení jakostního tisku by tedy tuhost uložení válců tiskové jednotky měla zajistit, aby změna osové vzdálenosti nepřeskočila určitou hodnotu.

2.0. Rozbor provozních podmínek a zatížení valivých ložisek formového, ofsetového a tlakového válce

ADAST DOMINANT 724 je moderní maloformátový archový ofsetový stroj. Tento dvoubarvový ofsetový stroj se v praxi používá v širokém rozsahu výkonu 4 500 až 10 000 archů za hodinu.

Tiskové ústrojí archových ofsetových tiskových strojů a tedy i AD 724 je tvořeno formovým válcem FV, na kterém je upnuta forma; ofsetovým válcem OV, který je opatřen pružným potahem a tlakovým válcem TV se systémem chytačů pro uchycení potiskovaného archu papíru - obr. 2.1.



obr. 2.1. - schéma náhonu válců tiskového ústrojí

- a - bez obvodového seřizování formového válce FV,
- b - se zařízením pro obvodové seřizování formového válce FV za chodu (P - dvojitý pastorek s opačnými sklony zubů)

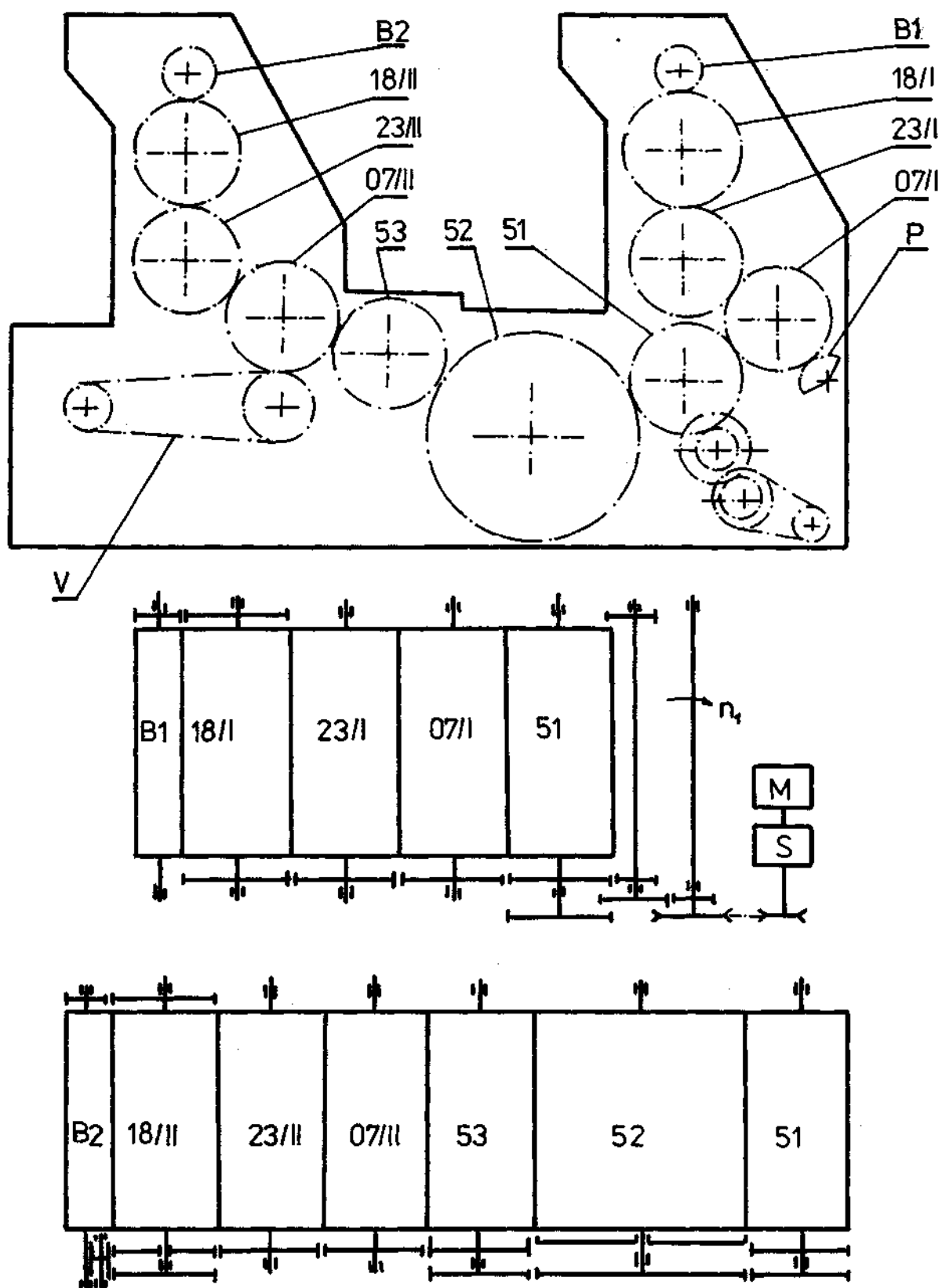
Náhon válců tiskového ústrojí je proveden čelními koly se šikmými zuby, pouze systém barevníku je poháněn čelním soukolím s přímými zuby, přičemž mezi válci existuje přídatná kinematická vazba dotykem válců v oblasti mimo relativní průchod kanálů. S ohledem na dosažení požadované kvality tisku musí náhon tiskového ústrojí splňovat tyto požadavky :

- smyk v dotykové oblasti mezi válcem formovým a ofsetovým a mezi válcem tlakovým a ofsetovým musí být minimální a neměl by překročit hodnotu 0,01 mm.
 - amplituda relativních kmitů mezi válcem formovým a ofsetovým a mezi válcem tlakovým a ofsetovým v celém užívaném výkonu tiskového stroje nesmí překročit hodnotu 0,01 mm.
- Uvedené mezní hodnoty platí jak v obvodovém tak i axiálním směru.

Ozubená kola jsou základními součástmi archových tiskových strojů, jejich kvalita má přímý vliv na jakost tisku. Schéma náhonu tiskového stroje ADAST DOMINANT 724 je na obr. 2.2. kde značí :

B1,B2	- systém barevníku	P	- předchytáč
23	- ofsetový válec	V	- řetězový vykladač
51	- přebírací válec	07	- tlakový válec
53	- obracecí válec	18	- formový válec
M + S	- elektromotor a indukč. spojka	52	- přenášeč válec

Osová vzdálenosti obr./2.1./ a_1 , a_2 nejsou pevné. Osová vzdálenost a_1 se mění v závislosti na velikosti potřebného zaboření mezi FV a OV/ výjimkou jsou stroje s nákrůžky, u nichž se tato osová vzdálenost nemění/. Osová vzdálenost a_2 je určena velikostí potřebného zaboření mezi OV a TV a tloušťkou potiskovaného materiálu. Tato problematika je zpracována v další kapitole.



obr. 2.2. - schéma náhonu tiskového stroje
ADAST DOMINANT 724

2.1. Výpočet sil působících na valivá ložiska :

Ložiska tiskových válců jsou zatížena vlastní hmotností válců, přitlačnými silami a silami od náhonu ozubenými koly. V celém náhonu ozubenými koly budeme považovat síly v ozubení za konstantní a vypočteme je na základě přenášeného výkonu a otáček.

Motor stroje má výkon 2,2 kW. Pro výpočet budeme uvažovat výkon 9000 archů/h., z kterého určíme otáčky tiskových válců a tedy i otáčky ozubených kol.

Obvodová síla v ozubení bude pro :

poloměr roztočné kružnice ozubení kola	-	$r = 100 \text{ mm}$
přenášený výkon	-	$p = 1100 \text{ W}$
otáčky ozubených kol	-	$n = 150 \text{ l/min.}$

$$F_0 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{p}{r \cdot n} = 700 \text{ N}$$

Přídavné síly vznikající v ozubení v důsledku nevyhnutelných výrobních nepřesností vyjadřujeme vhodnými součiniteli.

Skutečná obvodová síla se vypočítá pomocí součinitelů f_k, f_d kde :

- $f_k = 1,1$ je součinitel přídavných sil, které vznikají vlivem nepřesností ozubení
- $f_d = 1,1$ je součinitel přídavných sil, které vznikají působením strojů, na něž je převod začleněn. Podle /1/

$$F_s = f_k \cdot f_d \cdot F_0 = 847,4 \text{ N}$$

Této skutečné obvodové síle odpovídá axiální síla

$$F_A = F_s \cdot \operatorname{tg} \beta = 360,57 \text{ N}$$

a radiální síla $F_R = F_s \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 247,76 \text{ N}$

kde :

- $\alpha = 15^\circ$ je úhel záběru
- $\beta = 23^\circ 03'$ je úhel sklonu zubů

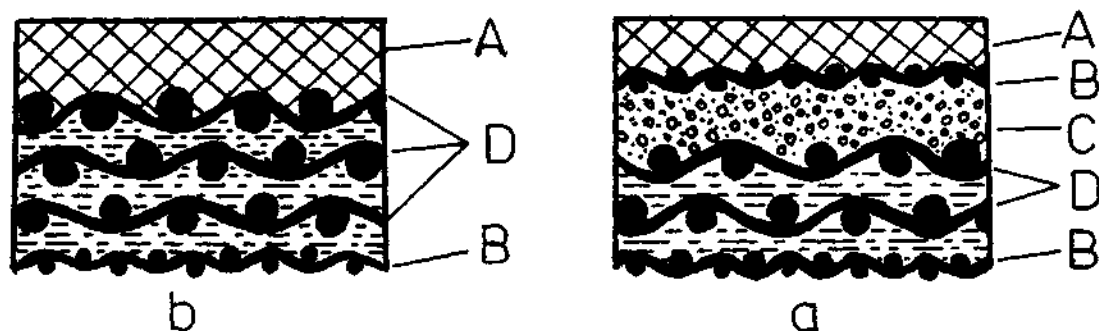
Kde síly v náhonu barevníku budou pro úhel záběru $\alpha = 20^\circ$

Skutečná obvodová síla $F_s = 847,4 \text{ N}$
a radiální síla $F_{Rb} = F_s \cdot \operatorname{tg} \alpha = 308,28 \text{ N}$

Velikosti celkových přitlačných sil F_1 a F_2 jsou závislé na velikosti zaboření, vlastnostech a šíři použitého ofsetového potahu a průměru válců.

Používá se dva druhy potahů :

- stlačitelný ofsetový potah - obr.2.3.a
- nestlačitelný ofsetový potah - obr.2.3.b



Obr.2.3. Průřez ofsetových potahů

Kde značí : A tisková vrstva gumy
B tenké plátne
C kompresibilní vrstva
D tlusté plátne

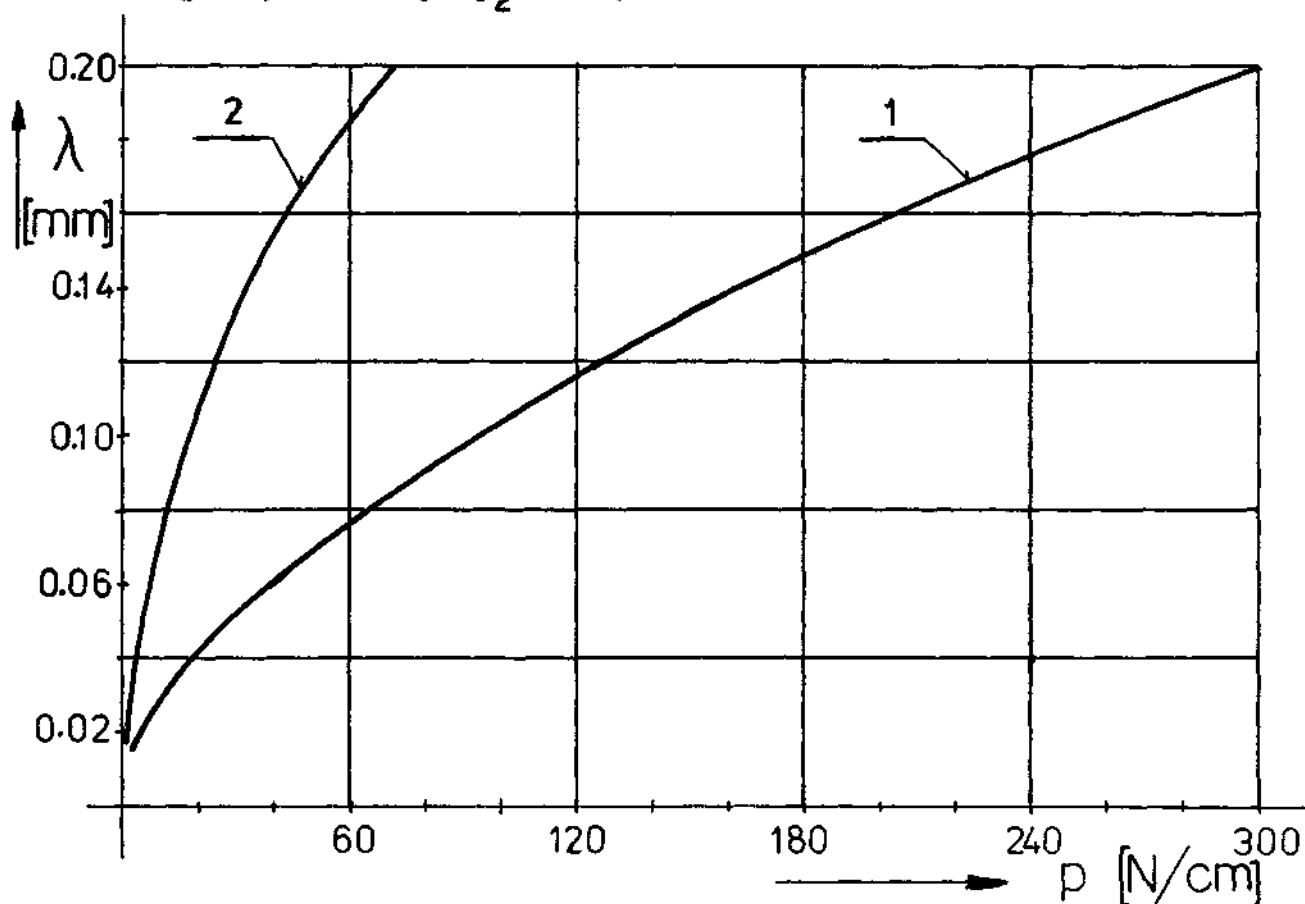
Charakteristika těchto potahů je znázorněna na obr.2.4.

Pro řešení byly uvažovány hodnoty zaboření :

mezi ofsetovým a formovým válcem $\lambda_1 = 0,1 \text{ mm}$
mezi ofsetovým a tlakovým válcem $\lambda_2 = 0,15 \text{ mm}$

Těmto hodnotám odpovídá pro potah Vulcán 714 (jeho charakteristika je na obr.2.4.) a průměr válců 200 mm tato velikost přitlačných sil p :

$\lambda_1 = 0,1$ mm je $p_1 = 17,56$ N/cm
 $\lambda_2 = 0,15$ mm je $p_2 = 38,4$ N/cm



Obr. 2.4 Charakteristika ofsetového potahu v radiálním směru
 1 - potah nestlačitelný (čs. potah broušený)
 2 - potah stlačitelný (Vulcan 714)

Potahy mají charakteristiku nelineární progresivní. Ofsetový potah má délku $l = 66$ cm, celkové přítlačné síly budou :

$$\begin{aligned} F_1 &- OV \times FV & F_1 &= p_1 \cdot l = 1158,96 \text{ N} \\ F_2 &- OV \times TV & F_2 &= p_2 \cdot l = 2534,4 \text{ N} \end{aligned}$$

Jedná-li se o tiskovou jednotku bez smykových kroužků, vzniká při styku hran ráz. Podle /2/ byla zjištěna velikost koeficientu rázu $k = 3$, velikost rázu byla zahrnuta pomocí tohoto koeficientu. Velikost přítlačných sil v okamžiku rázu bude :

$$\begin{aligned} F_{1r} &= k \cdot F_1 = 3476,7 \text{ N} \\ F_{2r} &= k \cdot F_2 = 7603,2 \text{ N} \end{aligned}$$

Předpokládejme, že tyto přítlačné síly prochází středem válců, protože jejich posunutí vlivem třecích sil o rameno valivého odporu je zanedbatelné.

2.2. Výpočet radiálního zatížení ložisek ofsetového válce OV od ozubení

Ofsetový válec je uložen na ložiskách NN 3012K ČSN 024700. Půjde tedy o výpočet zatížení ložisek v místě A, B jak je znázorněno na obr.2.5. pro :

$$F_R = 246,76 \text{ N}$$

$$l = 658 \text{ mm}$$

$$m_{OV} = 82 \text{ kg}$$

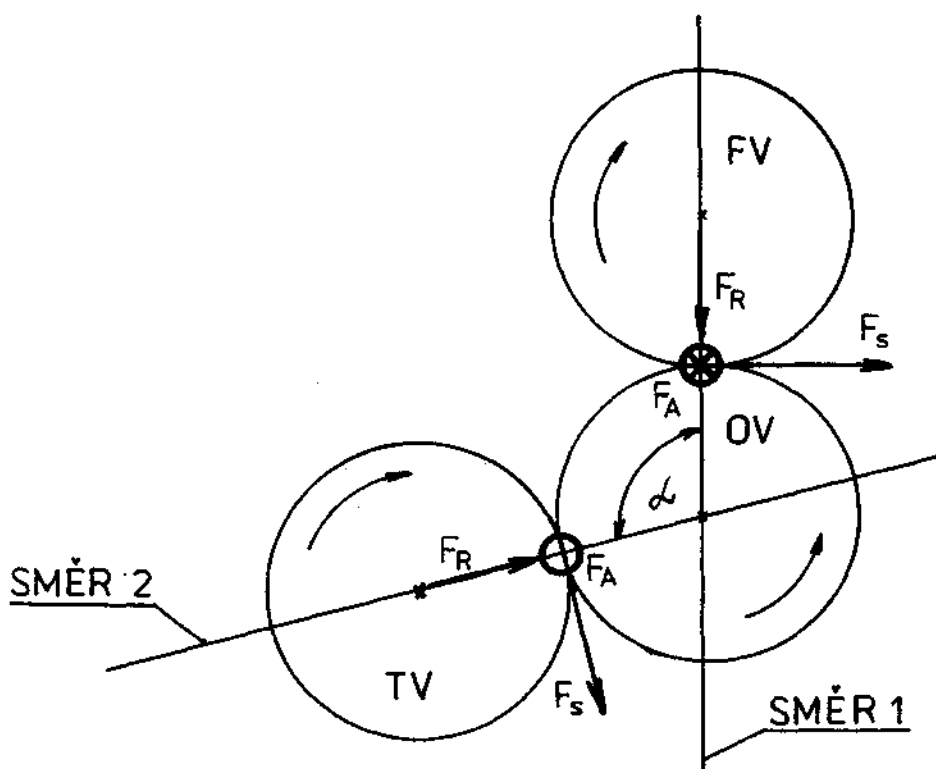
$$F_A = 360,57 \text{ N}$$

$$b = 45 \text{ mm}$$

$$\alpha = 105^\circ$$

$$F_B = 847,4 \text{ N}$$

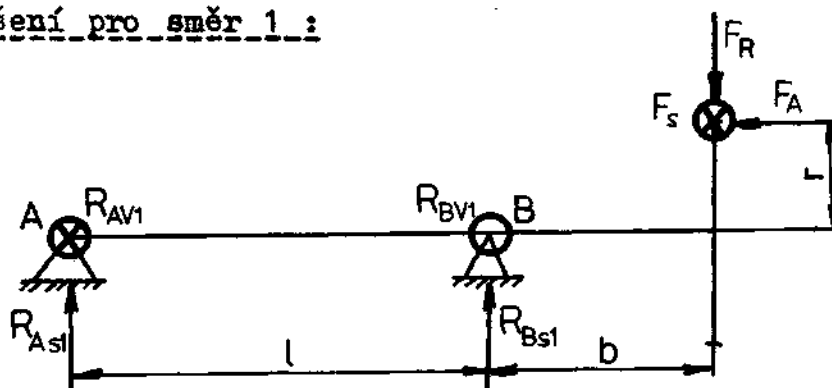
$$r = 100 \text{ mm}$$



Obr.2.5. Silové poměry v tiskovém ústrojí

Řešení provedeme pomocí superpozice pro směry 1 a 2.

Řešení pro směr 1 :



Obr.2.6. Reakce v ložiskách ofsetového válce ve směru 1

Podle obr. 2.6. - svislá síla je :

$$R_{As1} = F_A \cdot \frac{F}{l} - F_R \cdot \frac{b}{l} \quad (1)$$

$$R_{Bs1} = F_R \cdot \frac{l+b}{l} - F_A \cdot \frac{F}{l} \quad (2)$$

a vodorovná síla je :

$$R_{AV1} = F_s \cdot \frac{b}{l} \quad (3)$$

$$R_{BV1} = F_s \cdot \frac{l+b}{l} \quad (4)$$

Výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení bude :

$$R_{Ar1} = \sqrt{R_{As1}^2 + R_{AV1}^2} \quad (5)$$

$$R_{Br1} = \sqrt{R_{Bs1}^2 + R_{BV1}^2} \quad (6)$$

podle rovnic (1) až (6) dostaneme :

$$R_{As1} = 37,92 \text{ N}$$

$$R_{Bs1} = 208,83 \text{ N}$$

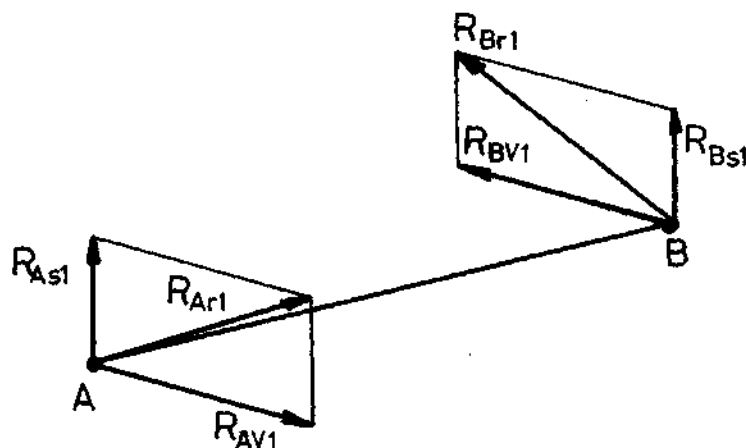
$$R_{AV1} = 57,95 \text{ N}$$

$$R_{BV1} = 905,35 \text{ N}$$

$$R_{Ar1} = 69,25 \text{ N}$$

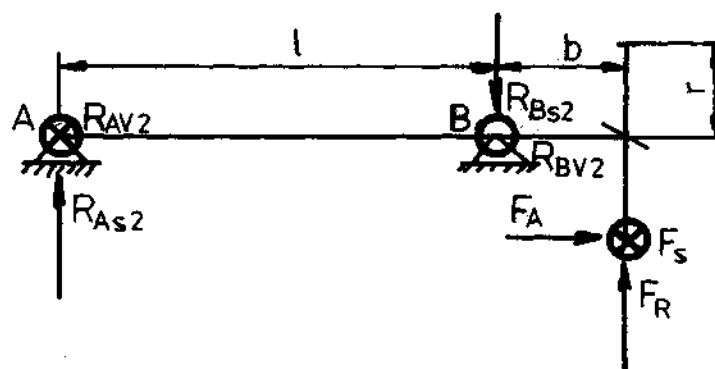
$$R_{Br1} = 929,12 \text{ N}$$

tyto výsledky jsou nakresleny na obr. 2.7. (bez měřítka)



Obr.2.7. Reakce v ložiskách ofsetového válce

Řešení pro směr 2 :



Obr. 2.8. - schéma ofsetového válce pro směr 2

Podle obr. 2.8. je svislá síla :

$$R_{As2} = F_R \cdot \frac{b}{l} + F_A \cdot \frac{F}{l} \quad (7)$$

$$R_{Bs2} = F_R \cdot \frac{l+b}{l} + F_A \cdot \frac{F}{l} \quad (8)$$

a vodorovná síla :

$$R_{AV2} = F_S \cdot \frac{b}{l} \quad (9)$$

$$R_{BV2} = F_S \cdot \frac{l+b}{l} \quad (10)$$

výsledné radiální zatížení ložísek od ozubení bude :

$$R_{Ar2} = \sqrt{R_{As2}^2 + R_{AV2}^2} \quad (11)$$

$$R_{Br2} = \sqrt{R_{Bs2}^2 + R_{BV2}^2} \quad (12)$$

podle rovnic (7) až (12) dostaneme :

$$R_{As2} = 71,67 \text{ N}$$

$$R_{Bs2} = 318,43 \text{ N}$$

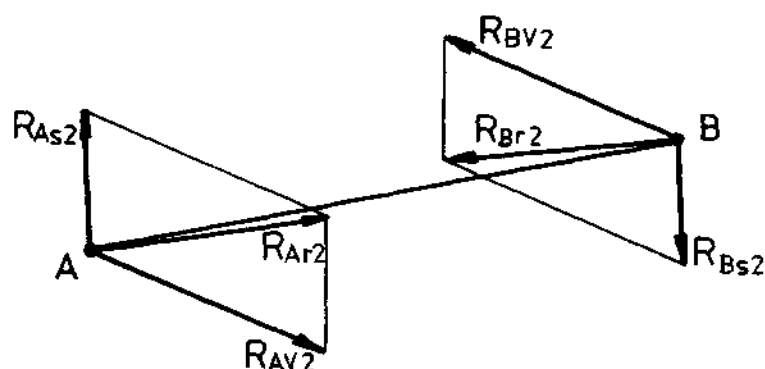
$$R_{AV2} = 57,95 \text{ N}$$

$$R_{BV2} = 905,35 \text{ N}$$

$$R_{Ar2} = 92,16 \text{ N}$$

$$R_{Br2} = 959,71 \text{ N}$$

tyto výsledky jsou znázorněny na obr.2.9. (bez měřítko)



Obr.2.9.

Výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení je dáno vektorovým součtem :

$$\begin{aligned}\vec{R}_{Ar} &= \vec{R}_{Ar1} + \vec{R}_{Ar2} \\ \vec{R}_{Br} &= \vec{R}_{Br1} + \vec{R}_{Br2}\end{aligned}$$

2.2.1. Výsledné radiální zatížení ložisek offsetového válce

Vedle sil od ozubení přenáší každé ložisko polovinu hmotnosti offsetového válce m_{Ov} to je pro $m_{Ov} = 82$ kg a rozloží se rovnoměrně na obě ložiska $R_{AO} = R_{BO} = 402,21$ N a polovinu přítláčných sil F_1, F_2 . Výsledné radiální zatížení ložisek je dáno vektorovým součtem působících sil :

$$\begin{aligned}\vec{R}_{ArV} &= \vec{R}_{Ar} + \vec{R}_{AO} + \frac{\vec{F}_1}{2} + \frac{\vec{F}_2}{2} \\ \vec{R}_{BrV} &= \vec{R}_{Br} + \vec{R}_{BO} + \frac{\vec{F}_1}{2} + \frac{\vec{F}_2}{2}\end{aligned}$$

Výsledky jsou uvedeny v tab.2.1.

Tab.2.1.

$E/2$ [N]	$E/2$ [N]	$R_{AO}=R_{BO}$ [N]	R_{Ar} [N]	R_{Br} [N]	R_{ArV} [N]	R_{BrV} [N]
579,48	1267,2	402,21	161,41	1888,83	2410,3	4137,72

2.3. Výpočet radiálního zatížení ložisek tlakového válce TV od ozubení

Řešení provedeme pomocí superpozice pro směry 1 a 2 na konstrukčním uspořádání, které je na obr.2.10., kde půjde o výpočet zatížení ložisek (6208/P62, ČSN 024630) v místě C, D pro :

$$F_R = 246,76 \text{ N}$$

$$l = 815 \text{ mm}$$

$$m_{TV} = 89 \text{ kg}$$

$$F_A = 360,57 \text{ N}$$

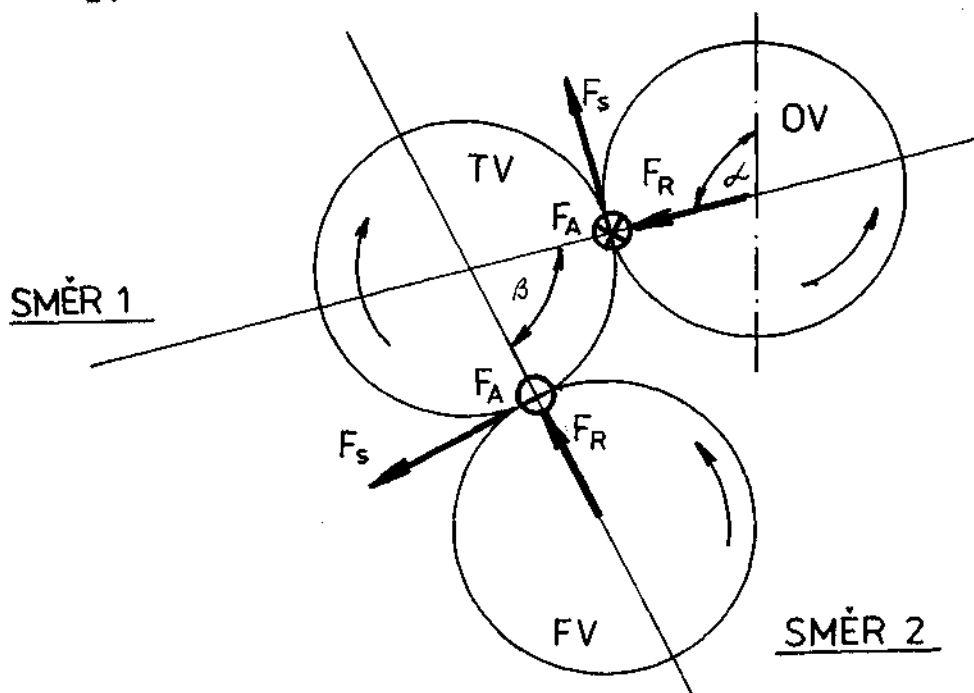
$$b = 40 \text{ mm}$$

$$\alpha = 105^\circ$$

$$F_S = 847,4 \text{ N}$$

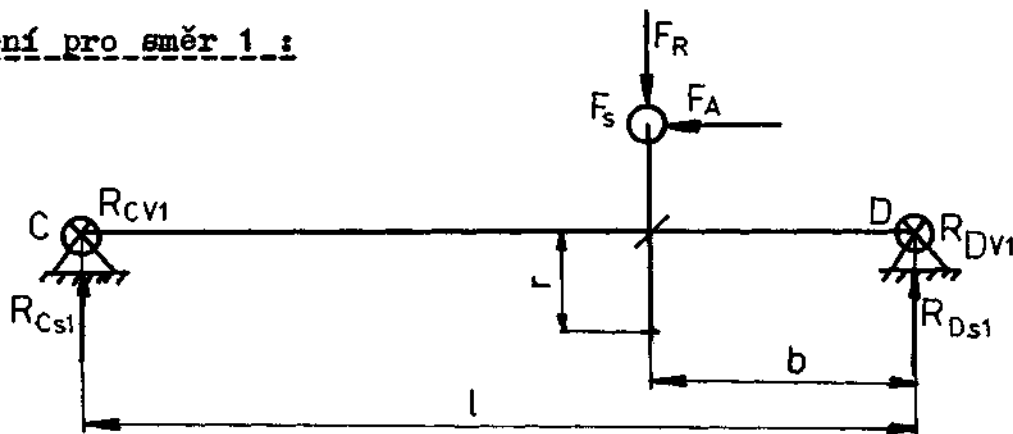
$$r = 100 \text{ mm}$$

$$\beta = 67,81^\circ$$



Obr.2.10.

Řešení pro směr 1 :



Obr.2.11. Schéma tlakového válce pro řešení ve směru 1

Podle obr.2.11. svislá síla je :

$$R_{Cs1} = F_R \cdot \frac{b}{l} + F_A \cdot \frac{r}{l} \quad (13)$$

$$R_{Ds1} = F_R \cdot \frac{l-b}{l} - F_A \cdot \frac{r}{l} \quad (14)$$

a vodorovná síla je :

$$R_{CV1} = F_s \cdot \frac{b}{l} \quad (15)$$

$$R_{DV1} = F_s \cdot \frac{l-b}{l} \quad (16)$$

Výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení bude :

$$R_{Cr1} = \sqrt{R_{Cs1}^2 + R_{CV1}^2} \quad (17)$$

$$R_{Dr1} = \sqrt{R_{Ds1}^2 + R_{DV1}^2} \quad (18)$$

podle rovnic (13) až (18) dostaneme :

$$R_{Cs1} = 12,11 \text{ N}$$

$$R_{Ds1} = 190,4 \text{ N}$$

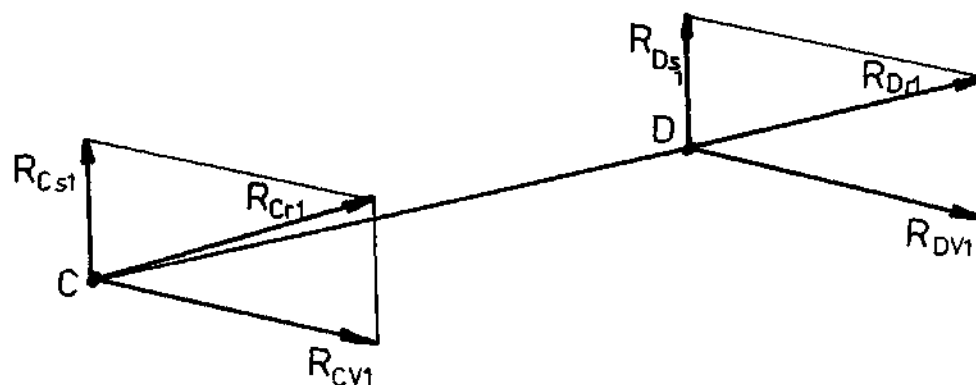
$$R_{CV1} = 41,59 \text{ N}$$

$$R_{DV1} = 805,8 \text{ N}$$

$$R_{Cr1} = 43,31 \text{ N}$$

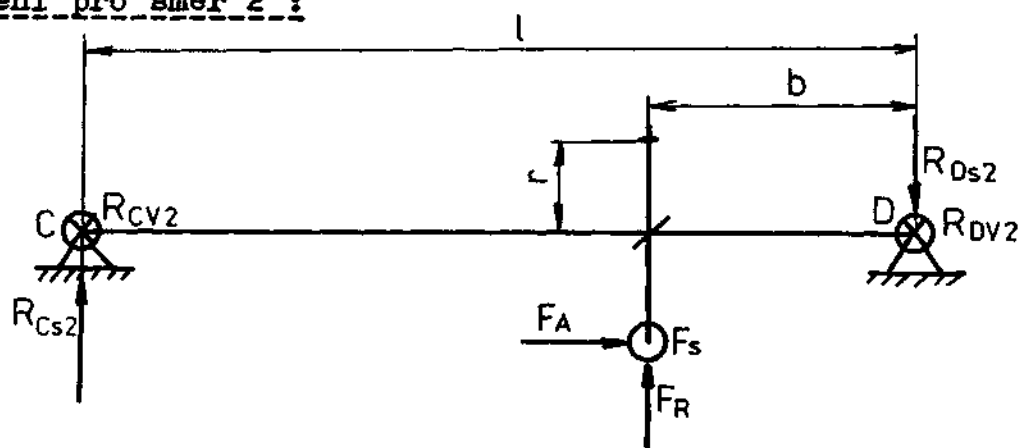
$$R_{Dr1} = 827,98 \text{ N}$$

pro lepší názornost tyto výsledky jsou nakresleny na obr.2.12.
(bez měřítka)



Obr.2.12.

Řešení pro směr 2 :



Obr.2.13. Schéma tlakového válce pro směr 2

Podle obr.2.13. je svislá síla :

$$R_{Cs2} = F_A \cdot \frac{F}{l} - F_R \cdot \frac{b}{l} \quad (19)$$

$$R_{Ds2} = F_A \cdot \frac{F}{l} + F_R \cdot \frac{l-b}{l} \quad (20)$$

a vodorovná síla :

$$R_{Cv2} = F_s \cdot \frac{b}{l} \quad (21)$$

$$R_{Dv2} = F_s \cdot \frac{l-b}{l} \quad (22)$$

výsledné radiální zatížení ložisek TV od ozubení bude :

$$R_{Cr2} = \sqrt{R_{Cs2}^2 + R_{Cv2}^2} \quad (23)$$

$$R_{Dr2} = \sqrt{R_{Ds2}^2 + R_{Dv2}^2} \quad (24)$$

podle rovnic (19) až (24) dostaneme :

$$R_{Cs2} = 32,13 \text{ N}$$

$$R_{Ds2} = 252,34 \text{ N}$$

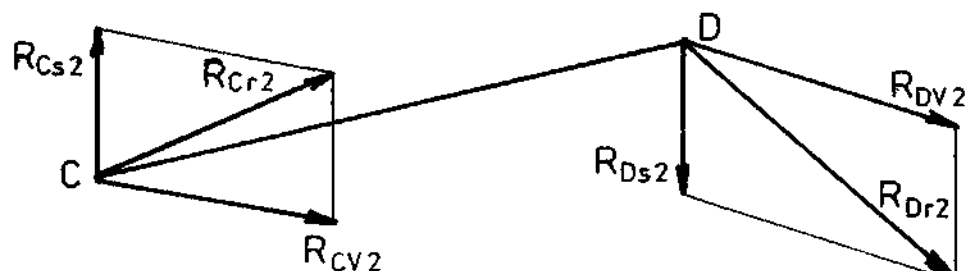
$$R_{Cv2} = 41,59 \text{ N}$$

$$R_{Dv2} = 805,8 \text{ N}$$

$$R_{Cr2} = 52,55 \text{ N}$$

$$R_{Dr2} = 844,38 \text{ N}$$

tyto výsledky jsou pro lepší orientaci znázorněny graficky na obr.2.14. (bez měřítka)



Obr.2.14.

Výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení je dáno vektorovým součtem :

$$\vec{R}_{Cr} = \vec{R}_{Cr1} + \vec{R}_{Cr2}$$

$$\vec{R}_{Dr} = \vec{R}_{Dr1} + \vec{R}_{Dr2}$$

2.3.1. Výsledné radiální zatížení ložisek tlakového válce TV

Kromě sil od ozubení každé ložisko přenáší polovinu hmotnosti tlakového válce $m_{TV} = 89$ kg, tedy případně na každé ložisko $R_{CT} = R_{DT} = 436,54$ N a polovinu přítláčné síly F_2 .

Výsledné radiální zatížení ložisek je dáno vektorovým součtem působících sil.

$$\vec{R}_{CrV} = \vec{R}_{Cr} + \vec{R}_{CT} + \frac{\vec{F}_2}{2}$$

$$\vec{R}_{DrV} = \vec{R}_{Dr} + \vec{R}_{DT} + \frac{\vec{F}_1}{2}$$

Výsledky tohoto řešení jsou uvedeny v tab.2.2.

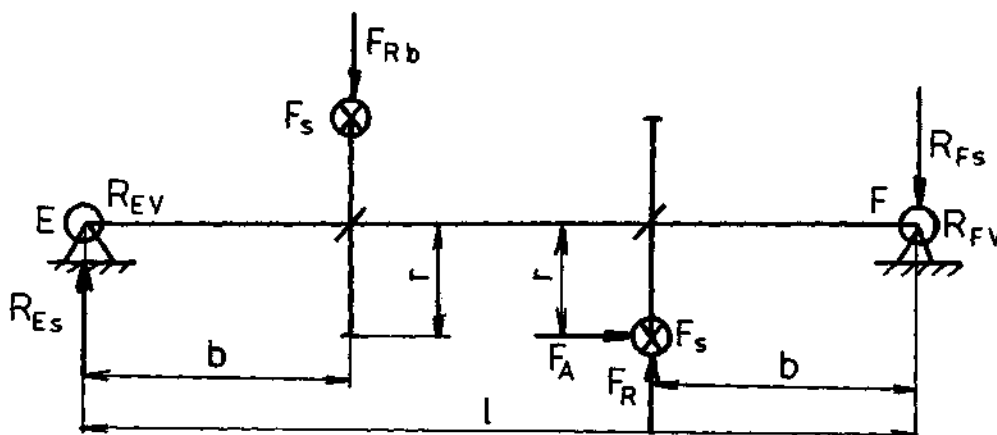
Tab.2.2.

$F_1/2$ [N]	$F_2/2$ [N]	$R_{CT}=R_{DT}$ [N]	R_{Cr} [N]	R_{Dr} [N]	R_{CrV} [N]	R_{DrV} [N]
579,48	1267,2	436,54	95,86	1672,36	1779,98	3356,485

2.4. Výpočet radiálního zatížení ložisek formového válce FV od ozubení

Formový válec je uložen v ložiskách 6208/P62, ČSN 024630, kde půjde o výpočet zatížení ložisek v místě E, F jak je znázorněno na obr.2.15. pro :

$$\begin{array}{lll} F_{Rb} = 308,42 \text{ N} & F_A = 360,57 \text{ N} & F_S = 847,4 \text{ N} \\ l = 815 \text{ mm} & b = 40 \text{ mm} & r = 100 \text{ mm} \\ F_R = 246,76 \text{ N} & m_{FV} = 86 \text{ kg} & \end{array}$$



Obr.2.15. Schéma zatížení formového válce FV od ozubení

Podle obr.2.15. svislá síla je :

$$R_{Es} = F_{Rb} \cdot \frac{l-b}{l} - F_R \cdot \frac{b}{l} + F_A \cdot \frac{r}{l} \quad (25)$$

$$R_{Fs} = F_R \cdot \frac{l-b}{l} + F_A \cdot \frac{r}{l} - F_{Rb} \cdot \frac{b}{l} \quad (26)$$

a vodorovná síla je :

$$R_{Ev} = F_S \cdot \frac{l-b}{l} + F_S \cdot \frac{b}{l} \quad (27)$$

$$R_{Fv} = F_S \cdot \frac{b}{l} + F_S \cdot \frac{l-b}{l} \quad (28)$$

výsledné radiální zatížení ložisek od ozubení bude :

$$R_{Er} = \sqrt{R_{Es}^2 + R_{Ev}^2} \quad (29)$$

$$R_{Fr} = \sqrt{R_{Fs}^2 + R_{Fv}^2} \quad (30)$$

podle rovnic (25) až (30) dostaneme :

$$R_{Es} = 1716,25 \text{ N}$$

$$R_{Fs} = 237,2 \text{ N}$$

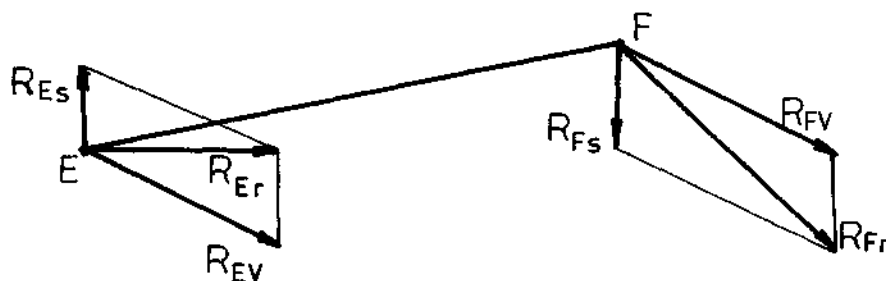
$$R_{EV} = 847,4 \text{ N}$$

$$R_{FV} = 847,4 \text{ N}$$

$$R_{Er} = 1914,05 \text{ N}$$

$$R_{Fr} = 879,97 \text{ N}$$

Tyto výsledky jsou znázorněny na obr.2.16. (bez měřítka)



Obr.2.16.

2.4.1. Výsledné radiální zatížení ložisek formového válce FV

Vedle sil od ozubení každé ložisko přenáší polovinu hmotnosti formového válce $m_{FV} = 86 \text{ kg}$, tedy případně na každé ložisko $R_{EF} = R_{FF} = 421,83 \text{ N}$ a polovinu přitlačné síly F_1 . Výsledné radiální zatížení ložisek FV je dáno vektorovým součtem působících sil.

$$\vec{R}_{ErV} = \vec{R}_{Er} + \vec{R}_{EF} + \frac{\vec{F}_1}{2}$$

$$\vec{R}_{FrV} = \vec{R}_{Fr} + \vec{R}_{FF} + \frac{\vec{F}_1}{2}$$

Výsledky jsou uvedeny v tab.2.3.

Tab.2.3.

$F_1/2 \text{ [N]}$	$F_2/2 \text{ [N]}$	$R_{EF}=R_{FF} \text{ [N]}$	$R_{Er} \text{ [N]}$	$R_{Fr} \text{ [N]}$	$R_{ErV} \text{ [N]}$	$R_{FrV} \text{ [N]}$
579,48	1267,2	421,83	1914,05	879,97	2915,36	1881,28

3.0. Rozbor základních vlivů přesnosti uložení tiskových válců na jakost tisku

Jakost tisku pojímáme jako výsledek tiskového procesu, který je podmíněn zvolenou technikou, odborností tiskaře, tiskovou formou, strojem a potiskovaným papírem. Zajišťuje se dosažený výsledek tiskového procesu, nikoliv příčiny vad a chyby, ani způsob jejich odstranění.

Dílčí vlastnosti určující jakost tisku jsou : optimální vybarvení, kontrast, gradace, tónový rozsah, soutisk, smyk, zdvojování tiskového bodu a barevnost.

3.1. Dynamické poměry v tiskovém ústrojí

Teoretická vypočtená zatížení valivých ložisek se budou lišit od skutečného průběhu v provozních podmínkách.

Provozní zatížení ložisek v závislosti na úhlu pootočení, nebo čase bude mít obecný průběh, neboť v tiskovém ústrojí jsou tyto výrazné zdroje buzení kmitáním :

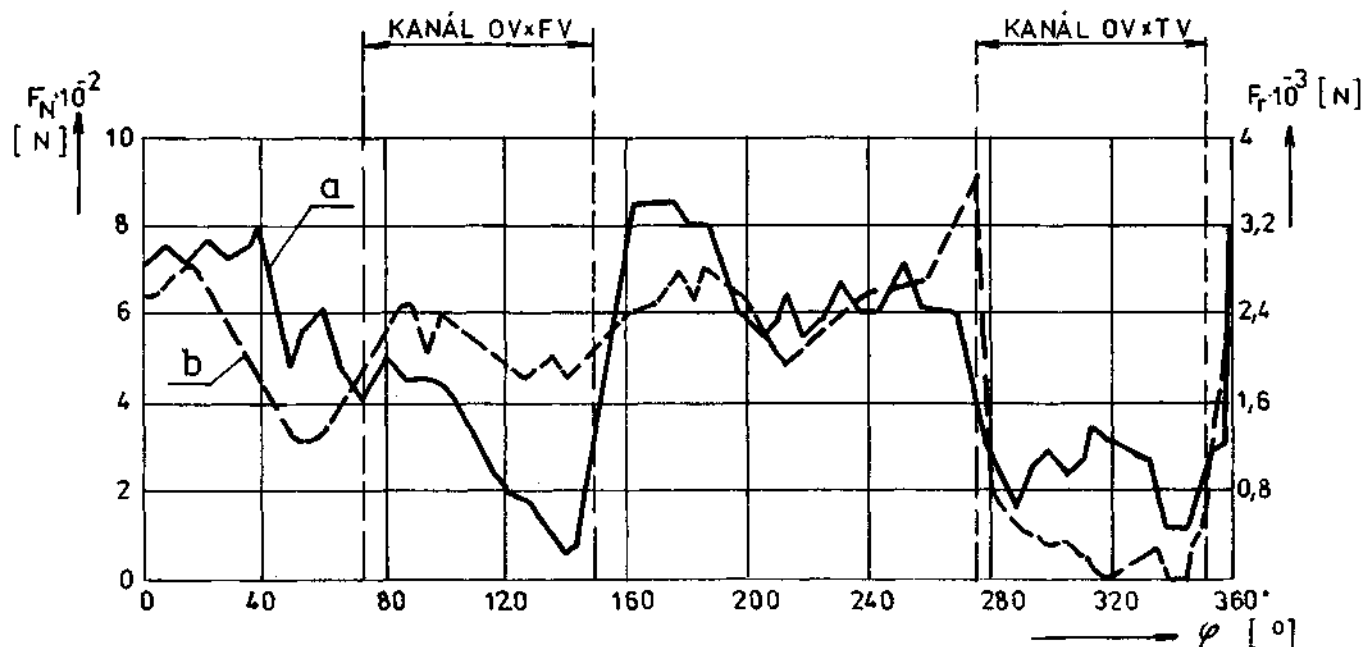
- buzení od ozubení - kinematický a parametrický zdroj buzení
- kinematické parametrické buzení od valivých ložisek
- buzení od průchozu kanálu mezi tiskovými válci.

U obvodového archového tiskového ofsetového stroje bylo provedeno měření tečných a radiálních sil - obr.3.1.

Z provedeného měření tedy vyplývá, že skutečná zatížení ložisek se značně liší od zatížení vypočtených ložisek.

3.2. Vliv vnitřní vůle na trvanlivost ložiska a změnu osové vzdálenosti

Vůle ložiska je míra, o kterou se dá jeden kroužek posunout proti druhému. Toto posunutí může být ve směru radiálním (radiální vůle), nebo ve směru axiálním (axiální vůle).



Obr.3.1. Časový průběh tečných sil na ofsetovém válci a radiálních sil na ložisko tlakového válce při zaboření $\lambda = 0,15$ mm podle /2/

a - tečné síly na ofsetovém válci, ofsetový potah nestlačitelný

b - radiální síly na ložisko tlakového válce, ofsetový potah stlačitelný

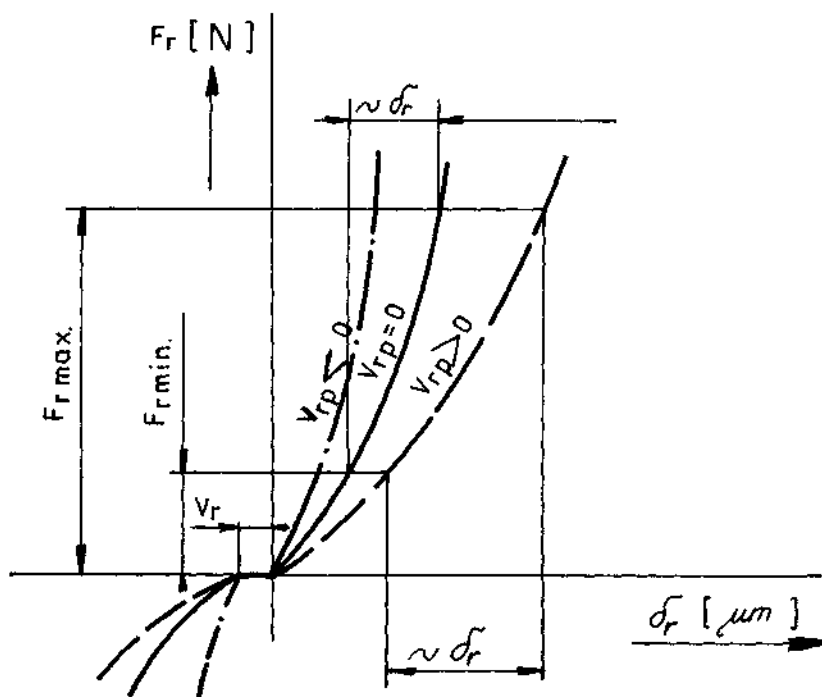
3.2.1. Vliv radiální vůle

Radiální vůle má rozhodující vliv na správný chod ložiska. Zamontované ložisko má tedy vždy menší vůli než je výrobní vůle ložiska (nezamontovaného). Zmenšení radiální vůle je dáno velikostí přesahu ložiskových kroužků na čepu a díře tělesa a závisí tedy na volbě tolerancí úložných ploch pro ložiska. V provozu nastane další změna radiální vůle, především její zmenšení, vlivem provozního tepelného spádu mezi vnitřním kroužkem a zpravidla lépe chlazeným vnějším kroužkem. Na změnu radiální vůle mají vliv pružné deformace způsobené zatížením a okolní zdroje tepla. Směrodatný je proto stav ložiska při ustálených provozních poměrech.

Valivá ložiska mají tři stádia radiální vůle :

- výrobní V_{rv}
- montážní $V_{rm} < V_{rv}$
- provozní $V_{rp} \approx V_{rm}$

Rozhodující pro vlastnosti ložisek je provozní radiální vůle. Na obr.3.2. je znázorněno - vliv radiální vůle u radiálních kuličkových ložisek na jejich deformaci v provozních podmínkách.



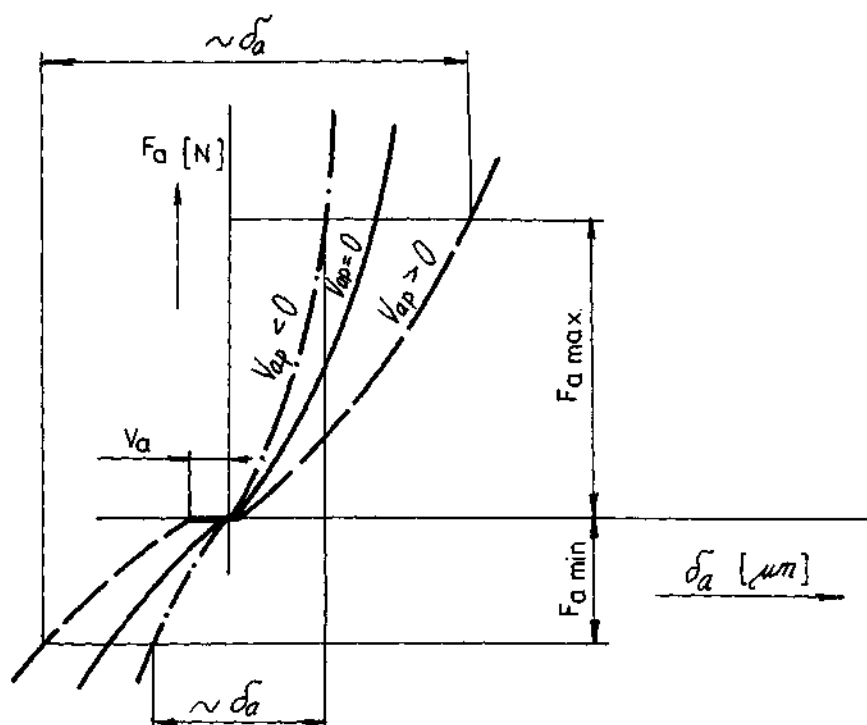
Obr.3.2.

Všechna ložiska, u nichž je radiální vůle určena rozměry oběžných dráh, se vyrábějí s normální vůlí, která je o něco větší než vůle, kterou má mít ložisko v provozu. U ložiska normálního provedení je radiální vůle stanovena tak, že se jeden z ložiskových kroužků může uložit pevně, což je dostačující pro většinu provozních poměrů. Ložiska s jinou než normální vůlí se označují přídatnými znaky C_1 až C_5 viz /4/.

Nejen příliš malá, ale i příliš velká radiální vůle má škodlivý vliv na chod i trvanlivost ložiska. Vliv radiální vůle na trvanlivost ložisek se projevuje především při malých zatíženích a větších vůlích.

3.2.2. Vliv axiální vůle

Za předpokladu, že dynamická složka axiální síly je různá od nuly a při použití radiálních jednořadých kuličkových ložisek s určitou radiální vůlí V_r , bude charakteristika ložiska v axiálním směru výrazně nelineární - obr.3.3.

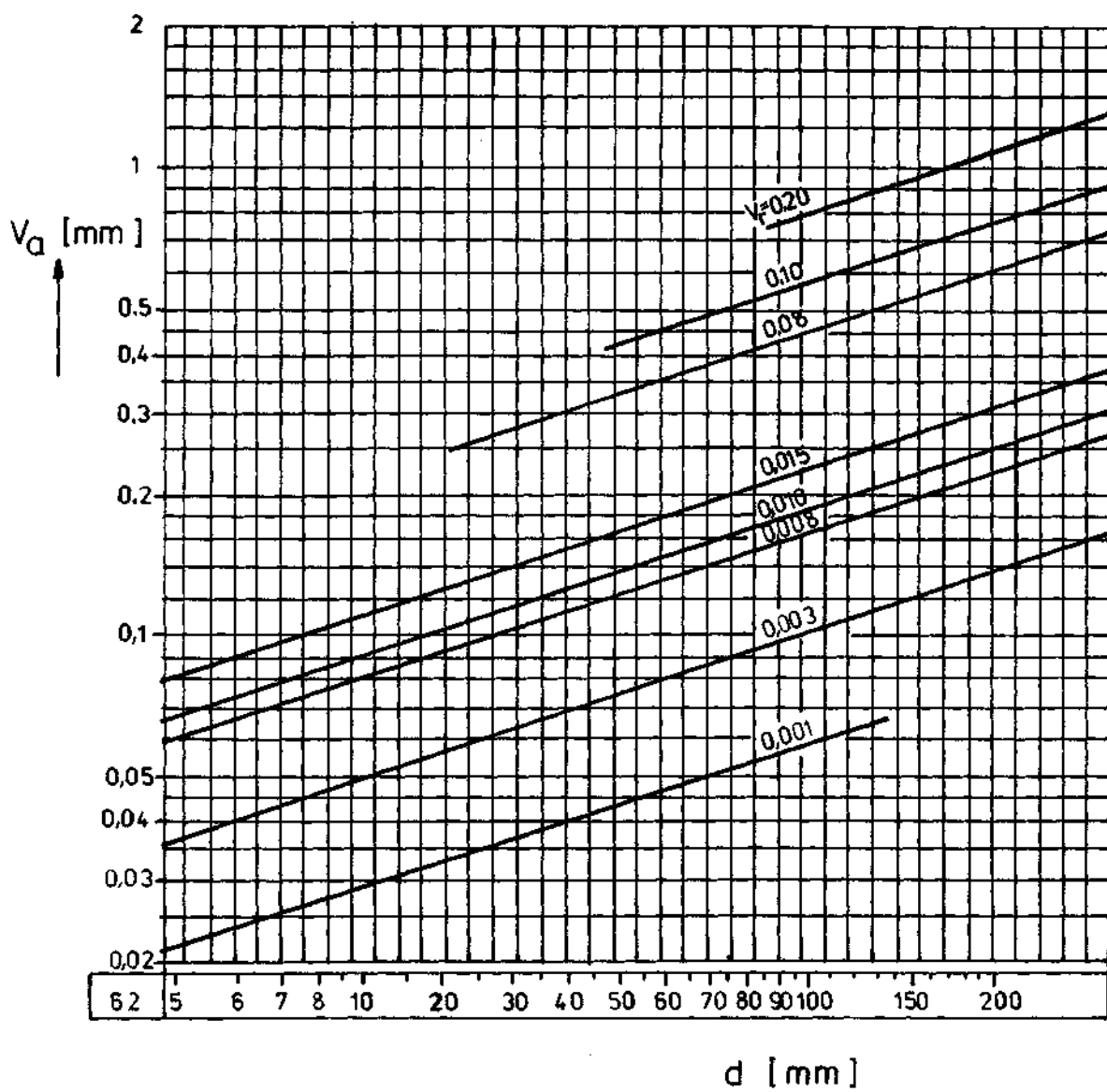


Obr.3.3.

Axiální vůle V_a závisí na radiální vůli ložiska V_r . A mezi těmito vůlemi existují vztahy, které jsou pro jednotlivé druhy ložisek různé a jsou uvedené např. v /1/

$$V_a = K \cdot V_r \quad ; \quad K > 1$$

Při statickém určitém uložení formového válce a tlakového válce pomocí kuličkových ložisek (AD 724) může dojít za dynamických poměrů k jejich relativnímu posunutí v axiálním směru vůči ofsetovému válci až o hodnoty uvedené na obr.3.4.. Např. u kuličkových ložisek 6208/P62 ČSN 024636, s průřezem čepu 40 mm o radiální vůli $V_r = (0,001 \text{ až } 0,011) \text{ mm}$ je $K = 13 \text{ až } 40$, přičemž větší hodnota K přísluší menší radiální vůli.

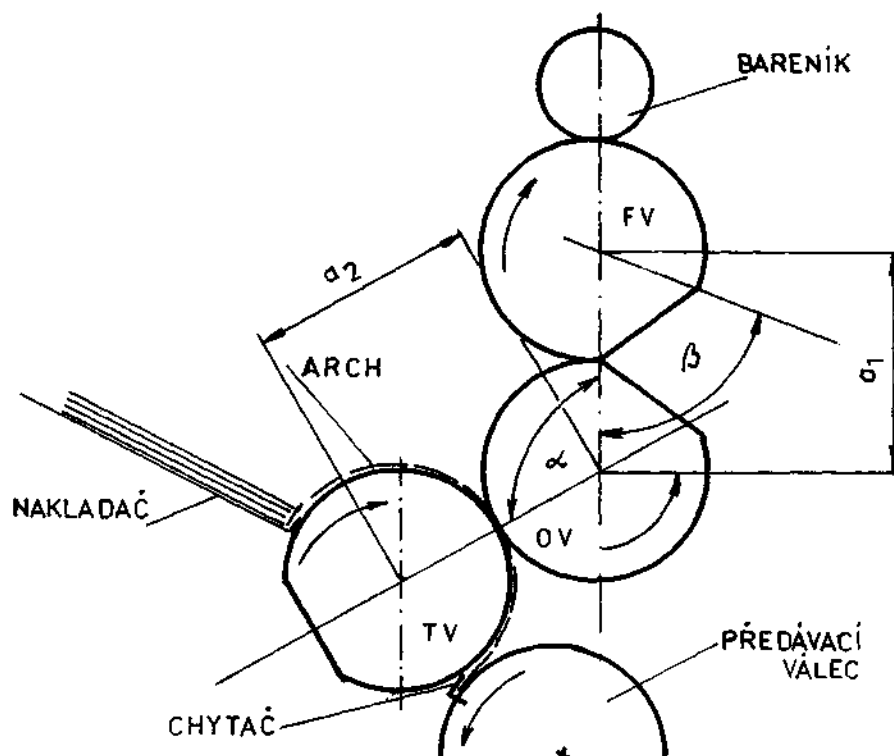


Obr.3.4. Závislost axiální vůle radiálních kuličkových ložisek na průměru a radiální vůli

Z tohoto hlediska je vhodné volit statické neurčité uložení, zejména u tlakového válce (příčným) a to tak, aby se omezila možnost relativních axiálních posuvů.

U formového válce je vhodné u axiálních kuličkových ložisek vyvodit určité předpětí těchto ložisek.

3.3. Vliv kanálů tiskových strojů



Obr.3.5.

Během tisku není zatížení válců stálé, ale periodicky se mění během jedné otáčky stroje.

Změna tlaku nastává v těchto fázích :

- najetí FV na válec ofsetový
- najetí OV na válec tlakový
- vyjetí FV ze styku s ofsetovým válcem
- vyjetí OV ze styku s tlakovým válcem

Tyto fáze mohou po sobě následovat i v jiném pořadí. Závisí to na úhlu α , který svírají osy válců a na úhlu kanálu β , obr.3.5.. Tlak mezi FV a OV bývá kolem 50 N/cm a mezi OV a TV až 118 N/cm. Tlak mezi válci závisí mimo jiné na druhu tisku a kvalitě papíru. Pro kvalitní tisky a křídový papír se používá větších tlaků, pro savý papír a méně kvalitní tisky menších tlaků. Najetím hran válců na sebe vznikne ráz, který se dá částečně omezit vhodným tvarováním přechodu mezi kanálem a válcovou částí. Tento ráz vyvolává kmity mezi tiskovými válci a musí být omezený, aby nedocházelo ke zhoršenému tisku (ke smyku).

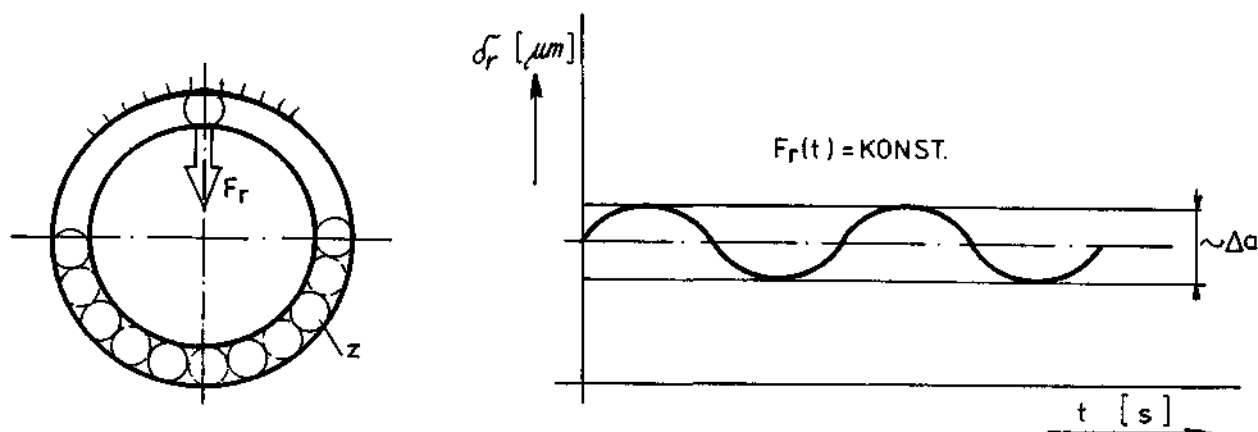
3.4. Vliv počtu valivých tělísek

Při kladné provozní radiální vůli ložiska a konstantním radiálním zatížením v závislosti na relativní poloze valivých tělísek s klecí se mění radiální tuhost ložiska.

Periodickou změnou tuhosti radiálního ložiska v závislosti na čase dochází i ke změně deformace ložiska, což má za následek periodickou změnu osové vzdálenosti. Změna osové vzdálenosti - obr.3.6. závisí přímo na velikosti provozní radiální vůle a nepřímo na počtu valivých tělísek.

$$\Delta a \approx \frac{V_{rp}}{z} \quad \text{kde :}$$

V_{rp} provozní radiální vůle
 z počet valivých tělísek



Obr.3.6. Vliv počtu valivých tělísek

Pro požadavek co nejmenší změny osové vzdálenosti tiskových válců vůči sobě je vhodné pro jejich uložení volit taková ložiska, která mají malou radiální vůli a velký počet valivých tělísek.

3.5. Vliv tiskového tlaku

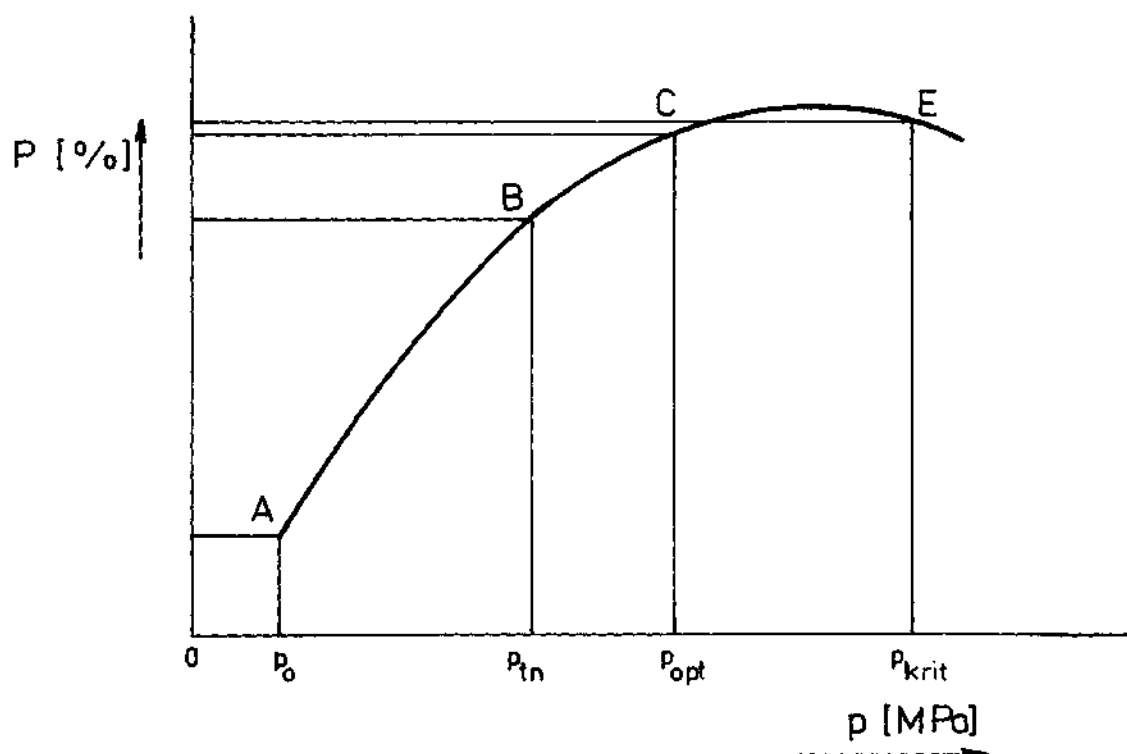
Jedním z nejdůležitějších kvalitativních parametrů pro hodnocení tiskového stroje je jeho schopnost vytvořit a udržet dostatečně velký tiskový tlak. Mezi základní poznatky v tiskové technice patří závislost přenosu barvy, který je charakterizován koeficientem přenosu barvy P vyjádřeným v % na tiskovém tlaku p , jak je znázorněno na obr.3.7.

$$P = \frac{G_o}{G_p} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde :

G_o množství barvy předané na potiskovaný materiál

G_p množství barvy nanesené na ofsetovém válci



Obr.3.7. Závislost velikosti P % na tiskovém tlaku p

Bod A t.j. při tlaku p_0 je přenos barvy v podstatě náhodný. Bod B určuje nejmenší technologický nutný tlak p_{tn} . Bod C odpovídá optimální tlak p_{opt} . - při tomto tlaku se dosáhne nejlepší přenos barvy. Při překročení tohoto tlaku dochází již ke zhoršenému přenosu barvy (bod E), eventuelně k porušení tiskového bodu.

4.0. Výpočet pružných deformací ložisek tiskových válců

Určení skutečné hodnoty pružných radiálních deformací valivých ložisek nás zajímá především u uložení části strojů a vysokými požadavky na přesnost. Mezi taková uložení patří uložení tiskových válců tiskových strojů, uložení vřeten obráběcích strojů atd..

Uložení tiskových válců ovlivňuje podstatnou měrou kvalitu tisku a má být pokud možno tuhé. Podle kapitoly 3.1. budeme uvažovat ve výpočtu pružné radiální deformace ložisek :

- maximální radiální zatížení, které bude

u tlakového válce $F_{rmax.} \approx 1,5 F_r$

u formového válce $F_{rmax.} \approx 1,7 F_r$

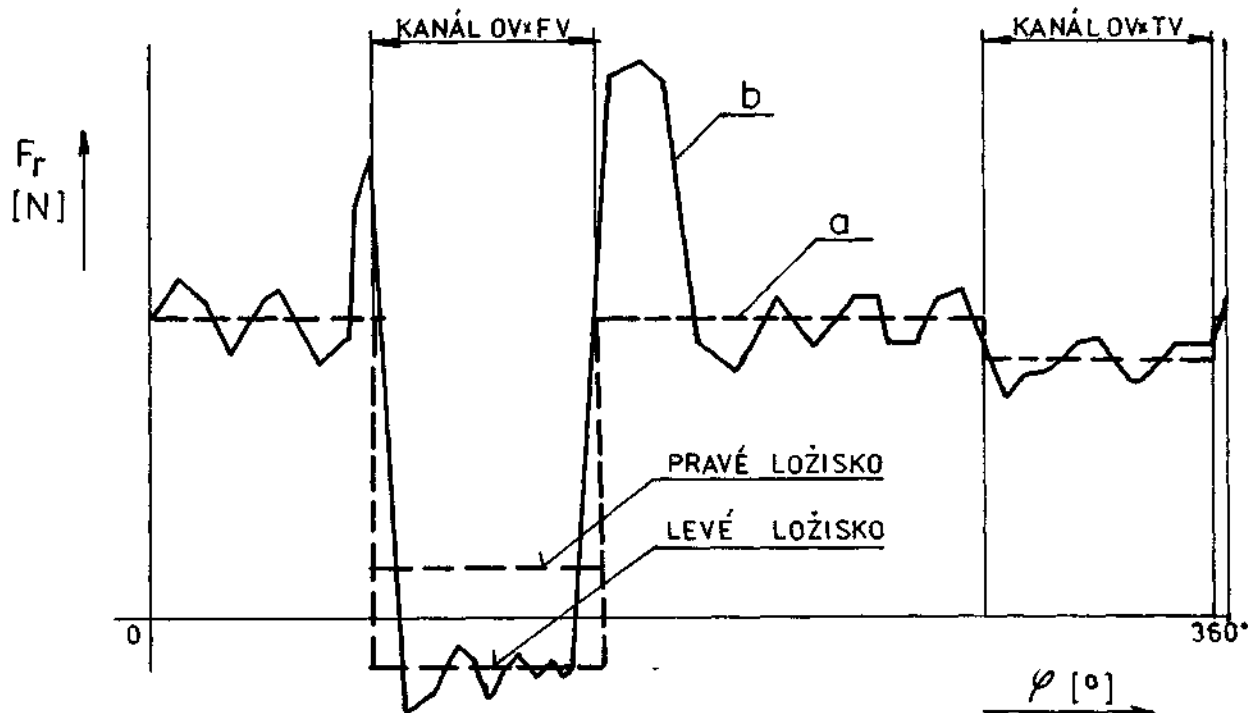
- minimální radiální zatížení, které bude

u tlakového válce $F_{rmin.} \approx 0,22 F_r$

u formového válce $F_{rmin.} \approx 0,1 F_r$

- vypočtené radiální zatížení (podle kapitoly 2.0.)

Na obr.4.1. je proveden odhad časového průběhu provozních radiálních zatížení ložisek formového válce.



Obr.4.1. Odhad časového průběhu provozního radiálního zatížení ložisek FV

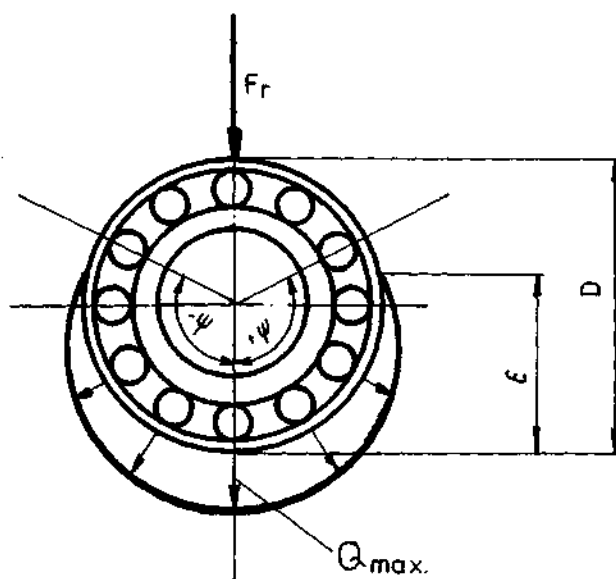
a - statické zatížení

b - dynamické zatížení levého ložiska

4.1. Rozdělení sil v ložisku

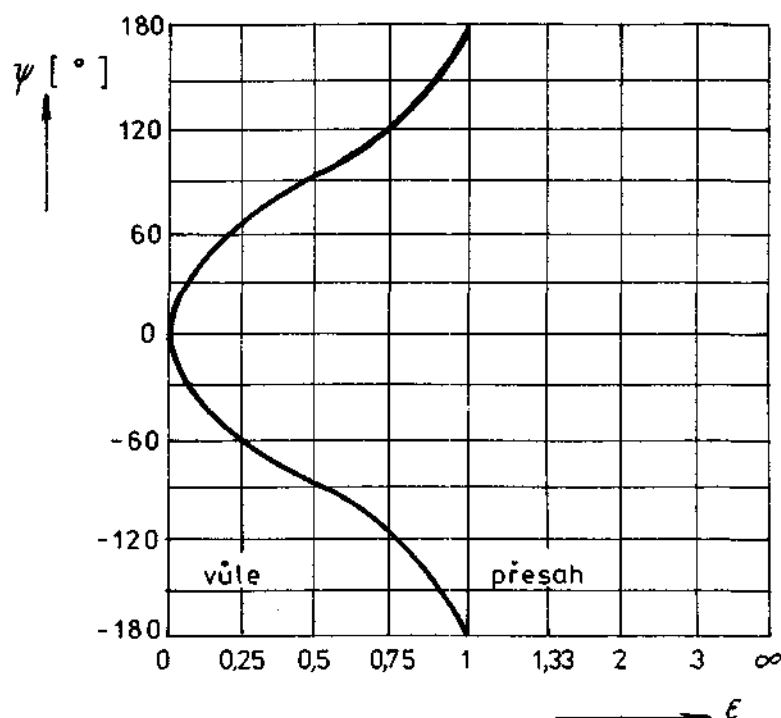
Na ložisko působí zpravidla vnější síly jak v radiálním, tak v axiálním směru. Ložisko může mít pozitivní, nebo negativní vůli v zamontovaném stavu.

Deformace, resp. zatížení valivých těles je podle obr.4.2. největší v jednom místě zatíženého pásma. Zatížení ubývá symetricky na obě strany až k nule v jistém bodě a celé pásmo je více nebo méně zatíženo až k minimum v protilehlé poloze k maximálnímu zatížení. Vzájemná souvislost mezi zatížením ložiska a zatížením valivých těles je různá pro ložiska s bodovým stykem a pro ložiska s přímkovým stykem. Při bodovém styku je zatížení úměrné $3/2$ mocniny deformace a výsledky jsou potom eliptické funkce. Při přímkovém styku válečku a oběžné dráhy je zatížení přibližně úměrné deformaci a řešení dává relativně jednoduché závislosti.



Obr.4.2. Zatížení valivých ložisek

Protažení zatížené oblasti valivého ložiska závisí na jeho vnitřní konstrukci, na zatížení a na ložiskové vůli. Protažení bývá popsáno úhlovou souřadnicí ψ konečného bodu zatížené oblasti nebo parametrem zatížené oblasti ϵ . Na obr.4.3. je znázorněno závislost mezi parametrem zatížení ϵ a úhlovou souřadnicí ψ .



Obr.4.3. Závislost mezi ϵ a ψ

Pro výpočty se používá parametr zatížení ϵ , protože úhlová souřadnice ψ v oblasti předpětí nedává při zatížení celého obvodu, kromě triviálních hodnot $\psi = \pm 180^\circ$, žádných dalších údajů o rozložení zatížení.

Zřejmě platí pro :

$\epsilon \geq 1$ - je zatížený celý obvod

$\epsilon \leq 1$ - je obvod zatížený jen částečně

$\epsilon = 0.5$ - je zatížena polovina obvodu ložiska
($V_r = 0$) a $\delta_a = 0$

$\epsilon = \infty$ - celý obvod je zatížen rovnoměrně,
 $\delta_{\max.} = \delta_{\min.}$ a $\delta_r = 0$

4.2. Určení průměru a počtu valivých tělísek

Pro výpočet pružných radiálních deformací ložisek musíme ještě znát průměr a počet valivých tělísek.

Výpočet provedeme podle vztahů :

$$d_o = q_1 (D - d) \quad (31)$$

$$z = q_2 (D + d) / d_o \quad (32)$$

Velikost součinitele q_1, q_2 byla určena podle /5/. Průměry a počty valivých tělísek pro jednotlivé typy ložisek jsou uvedeny v tab.4.1.

Tab.4.1.

Typ ložiska	D [mm]	d [mm]	q_1	q_2	d_o [mm]	z
6208/P62 ČSN 024630	80	40	$0,216 \pm 0,33$	$0,99 \pm 0,89$	12	10
NN 3012K ČSN 02470.0	95	60	$0,205 \pm 0,257$	$1,24 \pm 0,97$	8	24
3209/P62 ČSN 024665	85	45	$0,241 \pm 0,29$	$1,48 \pm 1,25$	11,113	17
6011/P62 ČSN 024620	90	55	$0,216 \pm 0,33$	$0,99 \pm 0,89$	11,113	13
NN 3011K ČSN 02470.0	90	55	$0,205 \pm 0,257$	$1,24 \pm 0,97$	9	20
NAO 40 x 65 x 36	65	40	$0,13 \pm 0,21$	$0,78 \pm 1,0$	4	26
NAO 50 x 78 x 36	78	50	$0,13 \pm 0,21$	$0,78 \pm 1,0$	3,5	36

Když se jedná o ložiska jednořadá (6208/P62, 6011/P62) je $i = 1$. V případě dvouřadého ložiska (NN 3012K, NN 3011K, 3209/P62) je $i = 2$ a celkový počet valivých tělísek se rovná dvojnásobnému počtu z.

4.3. Výpočet pružné radiální deformace valivých ložisek bez vůle

Při nulové radiální vůli je zatížena polovina obvodu ložiska ($\epsilon = 0,5$). Výpočet pružné radiální deformace valivých ložisek bez vůle bude proveden podle /3/.

pro kuličková ložiska platí :

$$\delta_{r0} = \frac{1,2766 \cdot F_r^{2/3}}{[(i \cdot z)^{2/3} \cdot d_0^{1/2}]}$$

pro válečková a jehlová ložiska platí :

$$\delta_{r0} = \frac{0,333 \cdot F_r^{0,9}}{[(i \cdot z)^{0,9} \cdot d_0^{0,5}]}$$

při libovolné ložiskové vůli tedy platí :

$$\delta_r = \delta_e + V_r/2$$

$$\delta_e = \delta_{max}$$

kde δ_e je elastická deformace

pro ložiska s předpětím ($V_r < 0$) tedy platí

$$\delta_r = \delta_e$$

$$\delta_{max} = \delta_e - V_r/2$$

Při nulové ložiskové vůli, jakož i předpětí jsou celkové radiální deformace a čistě elastické deformace totožné viz /3/.

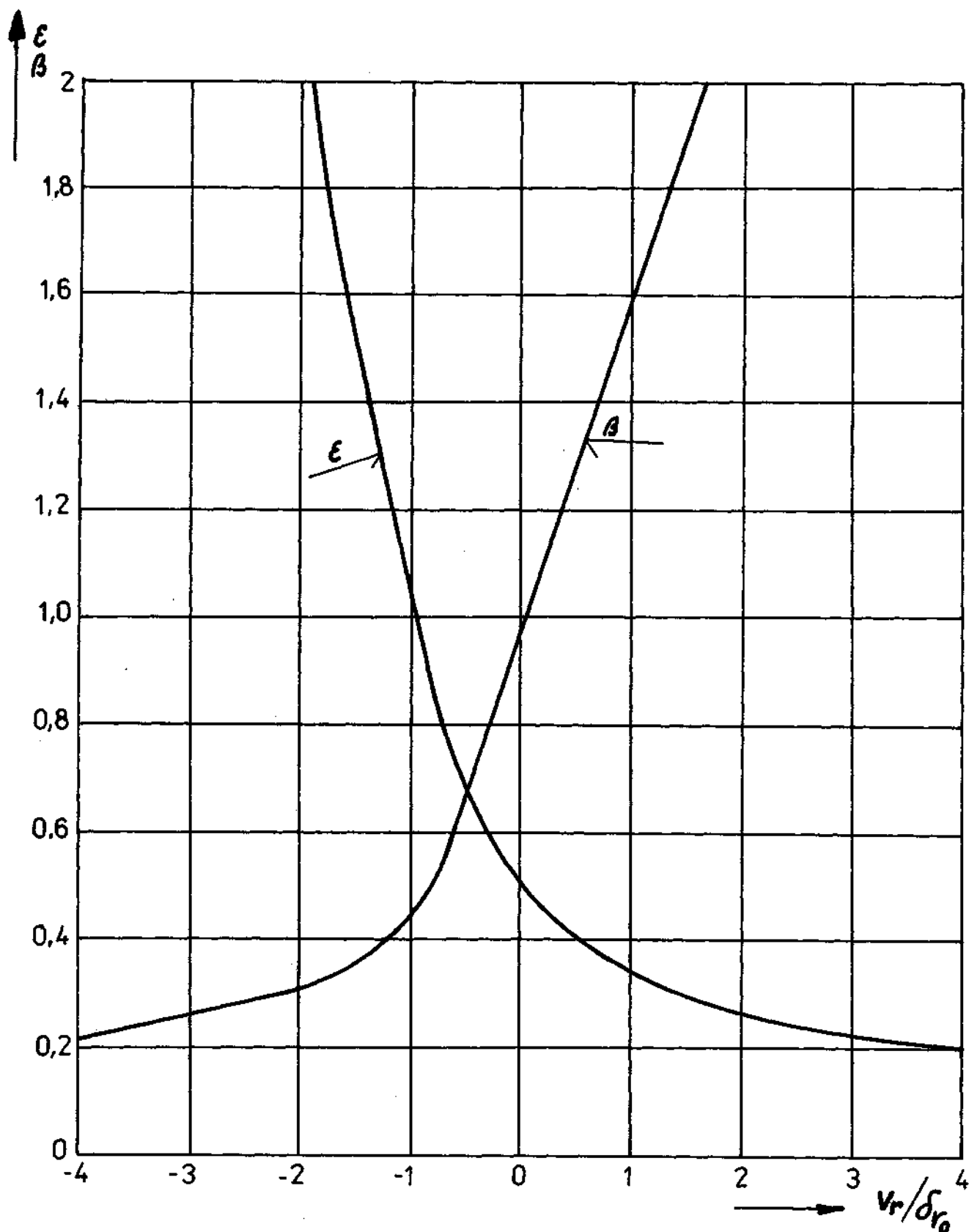
4.4. Metoda výpočtu pružné radiální deformace tiskových válců δ_r

Při výpočtu pružných radiálních deformací ložisek budeme postupovat takto :

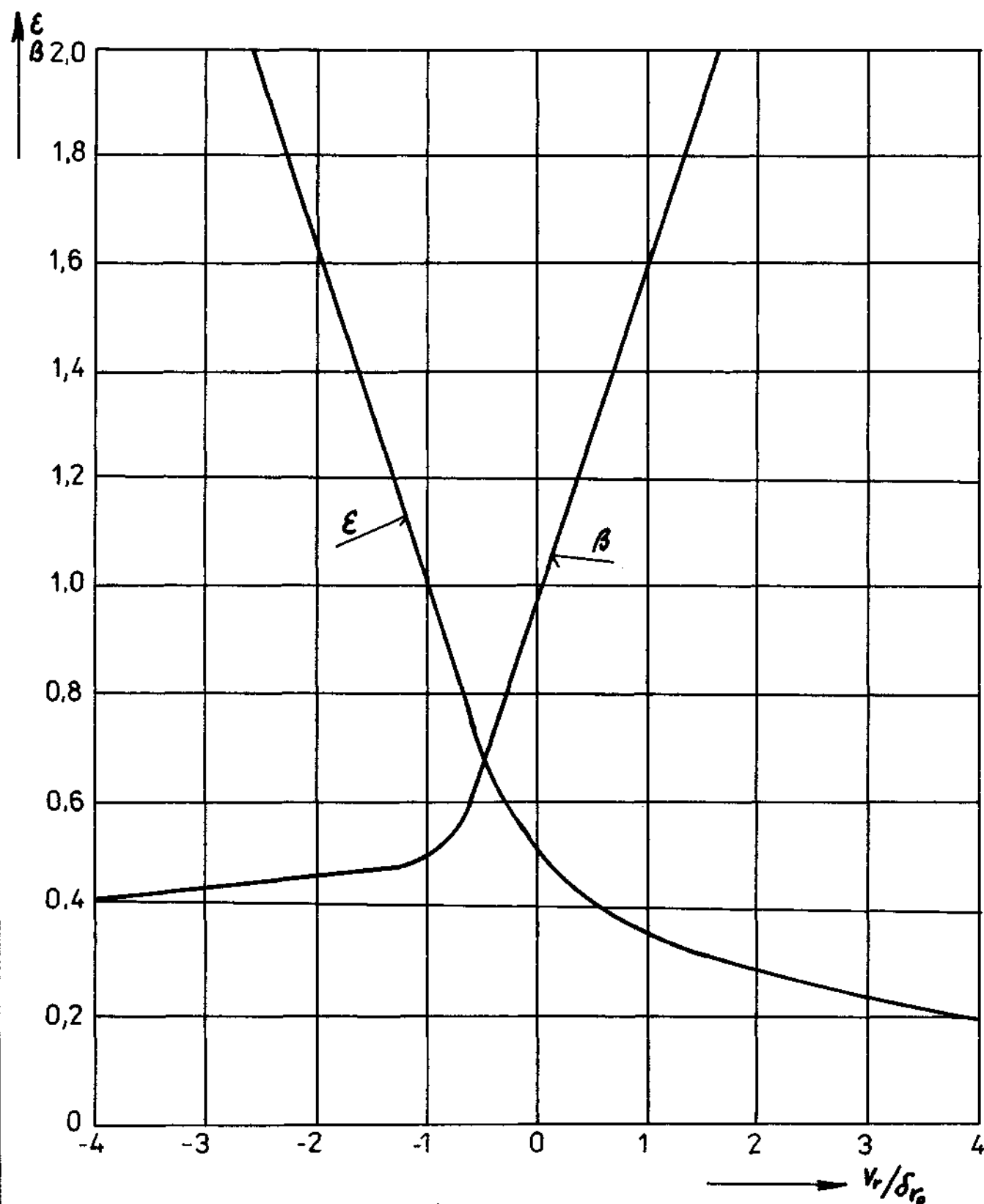
- výpočet δ_{r0} podle rovnice (33) nebo (34)
- výpočet poměrné ložiskové vůle V_r/δ_{r0} , která obsahuje všechny potřebné a směrodatné hodnoty mající vliv na rozložení zatížení v ložisku
- určení koeficientu pružných deformací β z obr.4.4. nebo z obr.4.5., kde jsou znázorněny závislosti mezi β , ε a V_r/δ_{r0}
- výpočet podle vztahu

$$\delta_r = \beta \cdot \delta_{r0}$$

4.5. Výpočet deformace ložisek tiskových válců tiskového stroje AD 724



Obr.4.4. Závislost mezi poměrnou ložiskovou vůlí, koeficientem pružných deformací β a parametrem zatíženě oblasti ϵ pro kuličková ložiska



Obr.4.5. Závislost mezi poměrnou ložiskovou vůlí v_r/δ_{r0} , koeficientem pružných deformací β a parametrem zatížené oblasti ϵ pro válečkové a jehlové ložiska.

4.5.1. Velikost deformace ložisek ofsetového válce

Jedná se o výpočet deformací ložisek (NN 3012K, ČSN 024700) v místě A, B pro která je dáno :

$$\begin{array}{llll} i = 2 & z = 24 & d = 60 \text{ mm} & l = 8 \text{ mm} \\ r = 0,5 \text{ mm} & V_r = 0 & D = 95 \text{ mm} & l_a = l - 2r = 7 \text{ mm} \end{array}$$

Výsledky jsou uvedené v tab.4.2.

Tab.4.2. Výsledky deformace ložisek OV

MÍSTO	VÝP. VELIČ.					
	F_r [N]	F_{rmax} [N]	δ_{r0} [μm]	V_r/δ_{r0}	β	δ_r [μm]
A	2410,3	2410,3	2,382	0	1	2,382
B	4137,72	4137,72	3,875	0	1	3,875

4.5.2. Velikost deformace ložisek tlakového válce

Jedná se o výpočet deformací ložisek (6208/P62, ČSN 024630) v místě C, D pro která je dáno :

$$\begin{array}{lll} i = 1 & z = 10 & d = 40 \text{ mm} \\ d_o = 12 \text{ mm} & V_r = 3 \mu\text{m} & D = 80 \text{ mm} \end{array}$$

Výsledky jsou uvedené v tab.4.3.

4.5.3. Velikost deformace ložisek formového válce

Formový válec je uložen v ložiskách stejně jako tlakový válec, proto výpočet deformace ložisek formového válce provedeme stejně jako u tohoto.

Výsledky jsou uvedené v tab.4.3.

4.6. Výpočet deformace ložisek tiskových válců tiskového stroje AD 725

ADAST Dominant 725 je inovované provedení stroje AD 724, u kterého byly provedeny změny, v konstrukci uložení tiskových válců a dále kromě jiného je provedeno nové řešení nastavovací formového válce.

Výsledky radiálního zatížení valivých ložisek tiskových válců tiskového stroje AD 725 jsou stejné jako u stroje AD 724. V této práci je provedeno porovnání přesnosti uložení tiskových válců, které byly zjištěny na základě výpočtu pružných deformací. Radiální uložení tiskových válců u stroje AD 725 má oproti stroji AD 724 tyto základní změny :

- TV v místě D je dvouřadé kuličkové ložisko typu 3209/P62
- FV v místě E je jednořadé kuličkové ložisko typu 6011/P62
- v místě F je dvouřadé válečkové ložisko typu NN 3011K

4.6.1. Velikost deformace ložisek ofsetového válce

Ofsetový válec u stroje AD 725 je uložen v ložiskách stejně jako u stroje AD 724 a tedy výsledky deformace ložisek tohoto válce jsou shodné s výsledky v tab.4.2.

4.6.2. Velikost deformace ložisek tlakového válce

Tlakový válec je uložen na levé straně v jednořadém kuličkovém ložisku typu 6208/P62, ČSN 024630 a na pravé straně v ložisku dvouřadém kuličkovém typu 3209/P62, ČSN 024665. Jde o výpočet deformace v místech C, D.

Pro jednořadé kuličkové ložisko (místo C) platí :

$i = 1$	$z = 10$	$d_o = 12 \text{ mm}$
$d = 40 \text{ mm}$	$D = 80 \text{ mm}$	$V_r = 3 \text{ } \mu\text{m}$

Pro dvouřadé kuličkové ložisko platí (místo D) :

$$\begin{array}{lll}
 i = 2 & z = 17 & d_o = 11,113 \text{ mm} \\
 V_r = 7 \text{ } \mu\text{m} & d = 45 \text{ mm} & D = 85 \text{ mm}
 \end{array}$$

Výsledky jsou uvedené v tab.4.4.

4.6.3. Velikost deformace ložisek formového válce

Formový válec je uložen na levé straně v jednořadém kuličkovém ložisku typu 6011/P62, ČSN 024630 a na pravé straně v dvouřadém válečkovém ložisku NN3011K, ČSN 02470.0. Jde o výpočet deformace v místech E, F.

Pro jednořadé kuličkové ložisko (místo E) platí :

$$\begin{array}{lll}
 i = 1 & z = 13 & d_o = 11,113 \text{ mm} \\
 d = 55 & D = 90 \text{ mm} & V_r = 3 \text{ } \mu\text{m}
 \end{array}$$

Pro dvouřadé válečkové ložisko (místo F) platí :

$$\begin{array}{lll}
 i = 2 & z = 20 & d_o = 9 \text{ mm} \\
 V_r = 0 & l = 9 \text{ mm} & l_o = 8 \text{ mm} \\
 r = 0,5 \text{ mm} & d = 55 \text{ mm} & D = 90 \text{ mm}
 \end{array}$$

Výsledky jsou uvedené v tab.4.4.

Tab.4.3. Výsledky deformací ložisek TV a PV
u stroje AB 724

MÍSTO	C	D	E	F
F_r [N]	1779,98	3356,48	2915,36	1881,28
δ_{r0} [μm]	17,64	26,93	24,51	18,3
v_r/δ_{r0}	0,17	0,111	0,122	0,163
β	1,13	1,05	1,08	1,09
δ_r [μm]	19,93	28,27	26,47	19,94
$F_{r\min}$ [N]	391,59	738,42	291,54	188,12
$\delta_{r0\min}$ [μm]	6,43	9,81	5,28	3,94
$v_r/\delta_{r0\min}$	0,466	0,305	0,568	0,761
β	1,285	1,21	1,35	1,44
$\delta_{r\min}$ [μm]	8,26	11,87	7,12	5,67
$F_{r\max}$ [N]	2669,97	5034,72	4956,11	3198,17
$\delta_{r0\max}$ [μm]	23,12	35,28	34,92	26,07
$v_r/\delta_{r0\max}$	0,129	0,085	0,086	0,115
β	1,08	1,04	1,042	1,078
$\delta_{r\max}$ [μm]	24,96	36,69	36,38	28,1

Tab.4.4. Výsledky deformací ložisek TV a PV
u stroje AD 725

MÍSTO	C	D	E	F
F_r [N]	1779,98	3356,48	2915,36	1881,28
δ_{r0} [μm]	17,64	12,21	21,1	2,01
v_r/δ_{r0}	0,17	0,573	0,142	0
β	1,13	1,351	1,09	1
δ_r [μm]	19,93	16,49	23,1	2,01
$F_{r\min}$ [N]	391,59	738,42	291,54	188,12
$\delta_{r0\min}$ [μm]	6,43	4,45	4,54	0,25
$v_r/\delta_{r0\min}$	0,466	1,573	0,66	0
β	1,285	1,91	1,41	1
$\delta_{r\min}$ [μm]	8,26	8,41	6,4	0,25
$F_{r\max}$ [N]	2669,97	5034,72	4956,11	3198,17
$\delta_{r0\max}$ [μm]	23,12	16,00	30,07	3,25
$v_r/\delta_{r0\max}$	0,129	0,437	0,099	0
β	1,08	1,279	1,07	1
$\delta_{r\max}$ [μm]	24,96	20,46	32,17	3,25

5.0. Zhodnocení současného řešení uložení tiskových válců u stroje AD 724 a AD 725

Vypočtené radiální deformace a změny osové vzdálenosti jsou provedeny za předpokladu tuhého rámu stroje - není uvažována deformace rámu.

5.1. Zhodnocení ofsetového válce

Podle výkresu AD 715, č.v. HK-0-2375200 je ofsetový válec u stroje AD 724 a 725 uložen v rámu stroje tak, aby bylo možno jej přestavovat do tlaku (změna osové vzdálenosti vzhledem k formovému a tlakovému válci).

Tuhost uložení ofsetového válce u těchto strojů je dána jednak radiálními ložisky na obou stranách NN 3012K, ČSN 024700 a v axiálním směru je na pravé straně uložen pomocí radiálního kuličkového ložiska 6012, ČSN 024630, které má vnější kroužek ve válci uložen s vůlí a pomocí axiálního kuličkového ložiska 61111 ČSN 024730. Obě tyto ložiska jsou smontována s axiálním předpětím. Tuhost uložení tohoto válce je dána také tuhostí mechanismu pro přestavování tlaku.

Protože za provozních podmínek je radiální deformace ložisek menší než 0,004 mm, lze přibližně brát polohu osy ofsetového válce v závislosti na čase, jako konstantu (vliv tuhosti mechanismu pro přestavování tlaku není ve výpočtech uvažován).

5.2. Zhodnocení formového válce

Podle výkresu AD 725, č.v. HK-0-1875220 je formový válec na pravé straně v radiálním směru uložen v rámu stroje pomocí dvouřadého válečkového ložiska NN 3011K ČSN 02470.0 a na levé straně je uchycen dvěma kuličkovými ložisky 6011/P62 ČSN 024630 (u stroje AD 724 je uložen v rámu stroje na pravé i na levé straně pomocí jednořadých kuličkových ložisek 6208/P62).

Axiální poloha válce je odvozena od mechanismu plynulého nastavování, ve kterém je válec uložen pomocí dvou axiálních jednořadých ložisek - 51101 ČSN 024730 - s předpětím.

5.3. Zhodnocení tlakového válce

Podle výkresu AD 725, č.v. HK-0-0775210 je tlakový válec na pravé straně v radiálním i v axiálním směru uložen v rámu stroje pomocí dvouřadého kuličkového ložiska 3209/P62 ČSN 024665 a na levé straně pomocí kuličkového jednořadého ložiska 6208/P62 ČSN 024630 (u stroje AD 724 je uložen v rámu stroje na pravé i na levé straně pomocí jednořadých kuličkových ložisek 6208/P62 ČSN 024630).

Lze předpokládat, že u uvedeného dvouřadého kuličkového ložiska závisí jeho axiální vůle na vůli radiální. Obdobně jako u jednořadých kuličkových ložisek - viz obr.3.4.

V dostupné literatuře není uvedena závislost axiální vůle na radiální vůli u dvouřadých kuličkových ložisek.

Protože deformace ložisek v radiálním směru je značná, způsobí i tomu odpovídající změnu osové vzdálenosti. Změna osové vzdálenosti u formového válce je znázorněna na obr.5.1. a u tlakového válce na obr.5.2. kde značí :

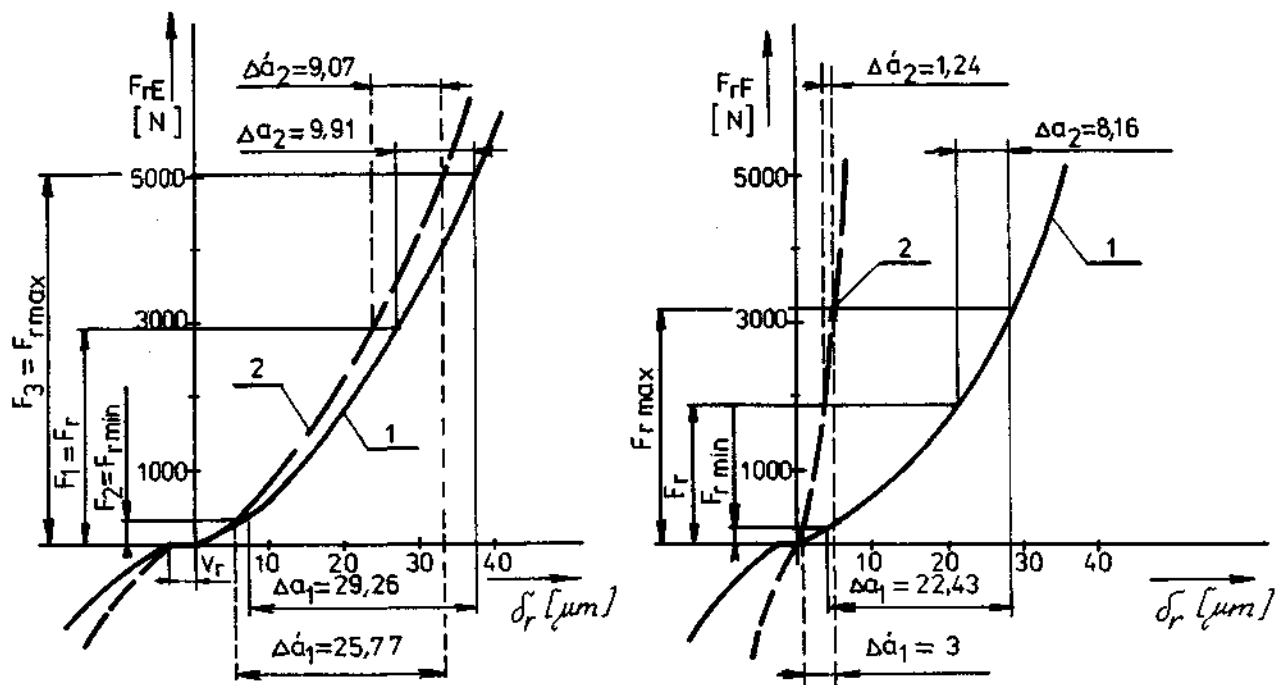
Δa_1 změna osové vzdálenosti během jednoho cyklu (za jednu otáčku), zahrnující vliv změny silových poměrů při přerušení dotyku válců průchodem kanálů.

Δa_2 změna osové vzdálenosti při dotyku válců mimo kanálu.

V prvním přiblížení lze říci, že velikost Δa_2 přímo ovlivňuje jakost tisku, určuje velikost dynamických rázů při náběhu a výběru hran kanálů.

5.4. Celkové zhodnocení tiskových válců

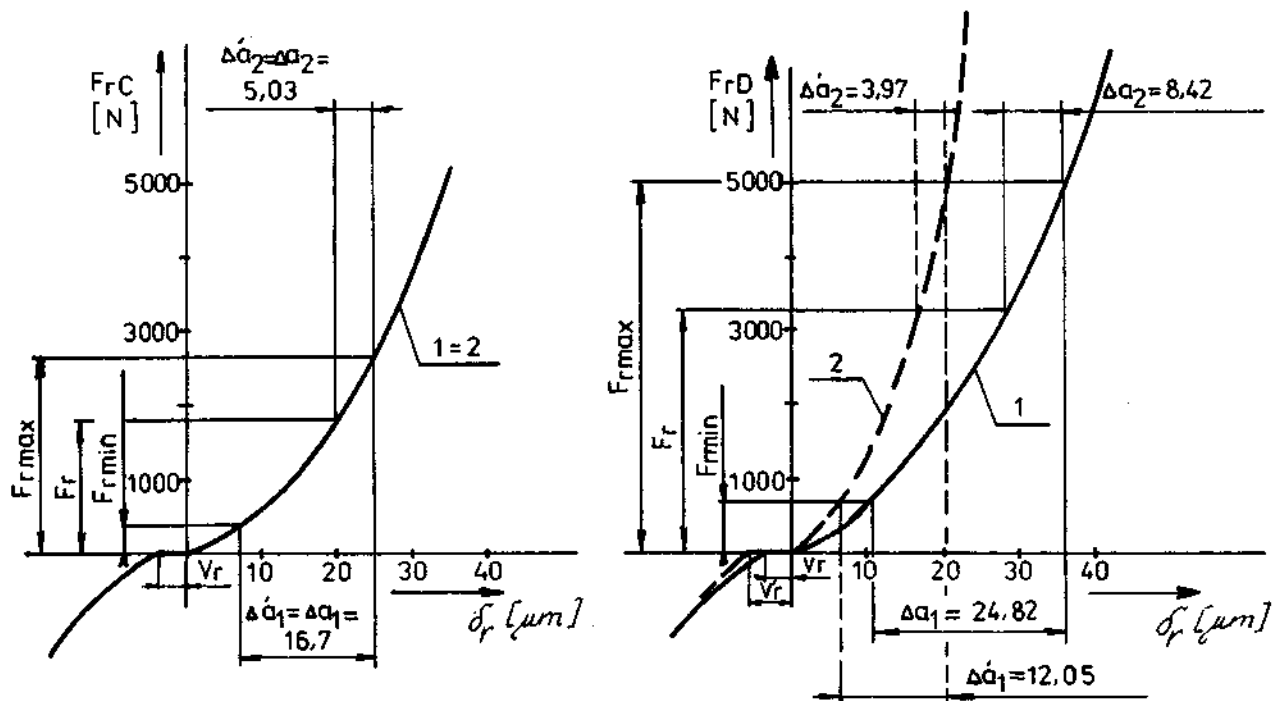
Jedním z mnoha elementů, které mohou působit na kvalitu tisku je tuhost uložení tiskových válců. Tato tuhost uložení se projeví ve velikosti pružných radiálních deformací, které mají vliv na změnu osové vzdálenosti mezi tiskovými válci a tím samozřejmě i na kvalitu tisku.



Obr. 5.1. Charakteristika ložísek formového válce

1 - ADAST DOMINANT 724

2 - ADAST DOMINANT 725



Obr. 5.2. Charakteristika ložísek tlakového válce

1 - ADAST DOMINANT 724

2 - ADAST DOMINANT 725

U ložisek dvouřadých válečkových a ložisek dvouřadých kuličkových jsou valivá ložiska ve dvou řadách navzájem přesazena a proto vliv cyklické změny osové vzdálenosti je do určité míry potlačen.

U radiálního jednořadého kuličkového ložiska může cyklická změna osové vzdálenosti vlivem malého počtu valivých tělísek (kuliček) ovlivnit podstatnou měrou jakost tisku jak je uvedeno v kapitole 5.1. až 5.3.. Změna osové vzdálenosti dosahuje v dynamických poměrech takové hodnoty (Δa_2), které mohou ovlivnit jakost tisku.

Z uvedeného rozboru tedy vyplývá, že na uložení tiskových válců jsou kladeny vysoké nároky. Dá se říci, že splnění těchto požadavků není možné uspokojivě provést konstrukcí uložení pomocí standardních tuzemských valivých ložisek.

Z dostupné literatury lze zjistit, že přední světový výrobci tiskových strojů řeší uložení tiskových válců pomocí speciálních nebo upravených valivých ložisek.

6.0. Výpočet základní trvanlivosti a modifikované trvanlivosti ložisek tiskového stroje AD 724 a AD 725

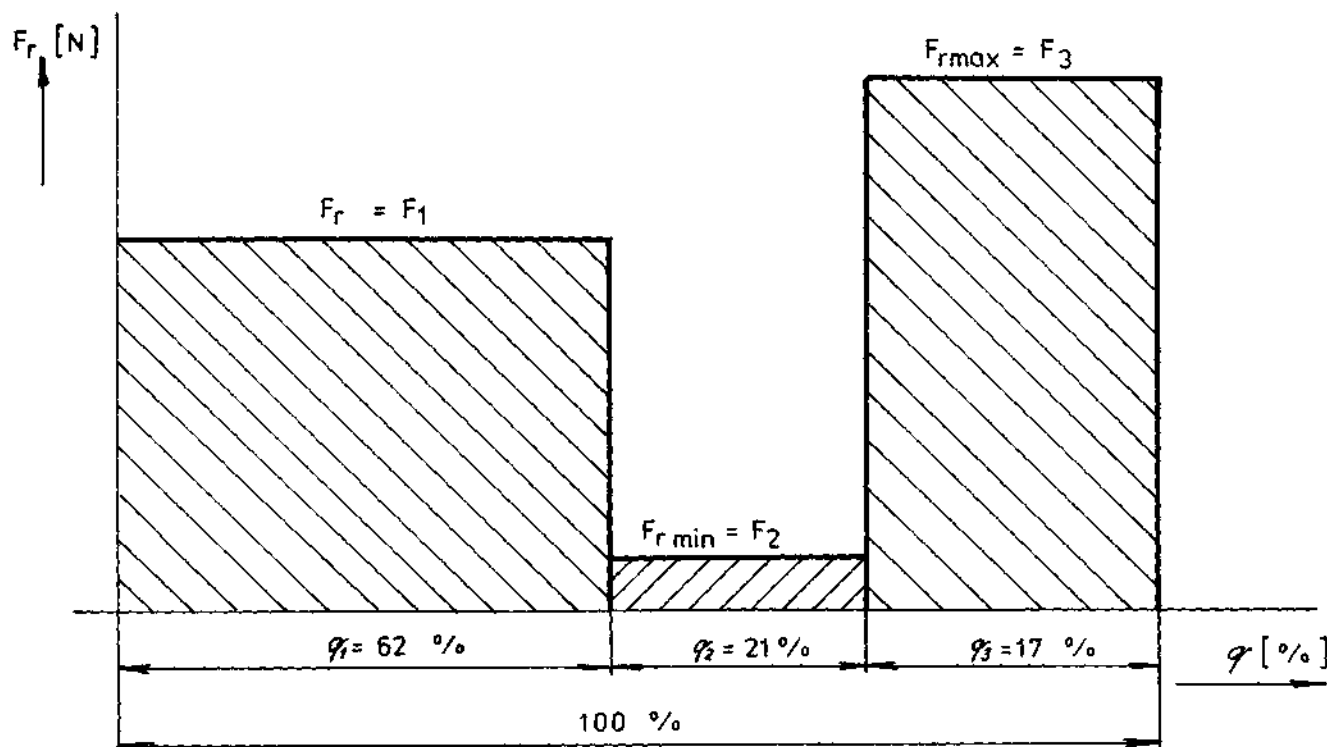
Stanovení požadované velikosti ložiska vychází z požadavků na zatížitelnost, trvanlivost a provozní bezpečnost valivého ložiska. Valivé ložisko, které správně namontované a mazané bude v provozu za normálních podmínek vyřazeno únavou materiálu, t.j. následkem opakovaného namáhání na stykových plochách mezi valivými tělesy a kroužky se projeví únavová trhlinka, která způsobí poruchu. Únavová doba, která závisí na zatížení a otáčkách ložiska se nazývá trvanlivost.

Pro vyjimečné případy, kdy jde o výpočet modifikované trvanlivosti bereme v úvahu kromě zatížení a otáček další vlivy některých součinitelů.

6.1. Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení ložisek tiskových válců

Na valivé ložisko působí zpravidla proměnné síly různého směru, někdy i při různých otáčkách a po různou dobu.

Vnější soustava sil působících na uložení musí být při výpočtu rozložena na síly působící v radiálním i v axiálním směru. Působící síly v axiálním směru v našem případě jsou nulové. Zatížení ložisek je třeba z daných vnějších sil vypočítat co nejpřesněji. Je-li zatížení proměnné, je třeba znát též jeho průběh v závislosti na čase.



Obr.6.1.

Působí-li na ložisko při neproměnných otáčkách zatížení stejného směru, jehož velikost se v určitém časovém období mění (obr.6.1.), lze vypočítat střední neproměnné zatížení F_s z rovnice :

$$F_s = F_e = \sqrt{F_1^n \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^n \cdot \frac{q_2}{100} + F_3^n \cdot \frac{q_3}{100}}$$

kde : F_s je střední neproměnné zatížení [N]

F_1, F_2, F_3	neproměnné dílčí zatížení	[N]
q_1, q_2, q_3	podíl působení dílčích zatížení na celkovou trvanlivost	[%]
$p \approx 3$	s vyhovující přesností platí pro všechny druhy ložisek	

Valivá ložiska se považují při poměru C/F_e pod 6 za vysokou zatížena, mezi 6 a 15 za středně zatížena a při hodnotách přes 15 za nízko zatížena. Výsledky ekvivalentního dynamického zatížení u stroje AD 724 a AD 725 jsou stejné a jsou uvedené v tab.6.1.

6.2. Výpočet základní trvanlivosti ložisek

Trvanlivost je počet otáček, které ložisko vydrží, než se objeví první známky únavy materiálu na některém z obou kroužků, nebo na některém volném tělese.

Při výpočtu trvanlivosti je důležité, aby valivá ložiska byla dimenzována optimálně, t.j. aby nebyla předimenzována ani poddimenzována. V ISO bylo mezinárodně dohodnuto, že trvanlivost nesmí klesnout pod minimální hodnotu 90 % všech ložisek.

Trvanlivost ložiska s nulovou radiální vůlí je :

$$L_h = \left(\frac{C}{F_e} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

kde : p mocnitél trvanlivosti pro kuličková ložiska $p = 3$
válečková ložiska $p = 10/3$

C základní dynamická únosnost ložisek

pro stroje AD 724 je pro ložiska :

FV a TV $C = 25000 \text{ N}$

OV $C = 58000 \text{ N}$

pro stroje AD 725 je pro ložiska :

FV - v místě E $C = 21600 \text{ N}$

v místě F $C = 55000 \text{ N}$

TV - v místě C $C = 25000 \text{ N}$

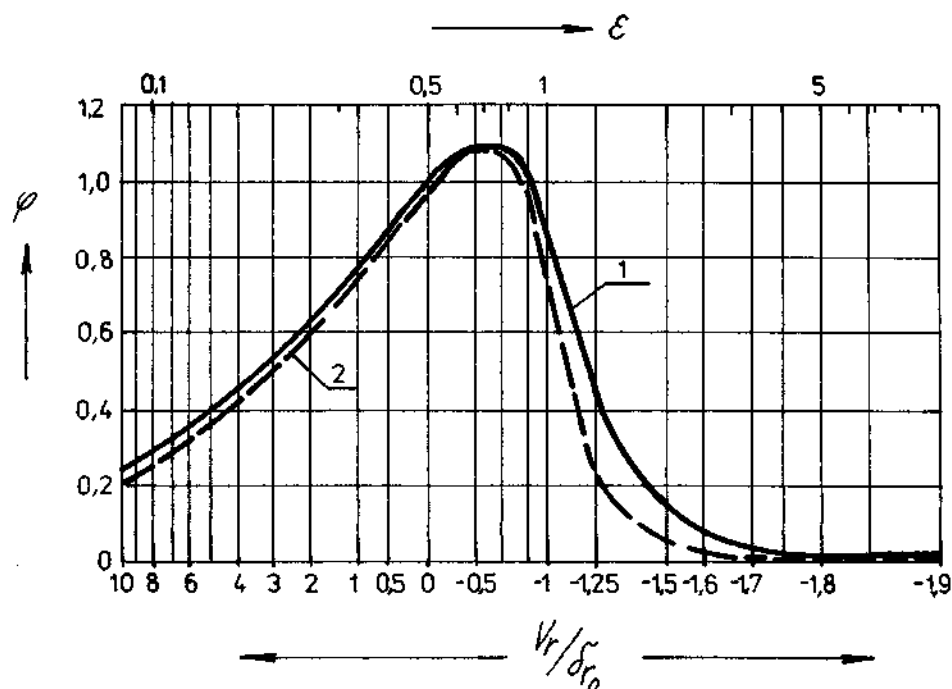
v místě D $C = 41500 \text{ N}$

OV - v místě A,B $C = 58000 \text{ N}$

n provozní otáčky [1/min.]

Vliv radiální vůle zahrne do výpočtu pomocí součinitele φ . Jeho hodnota se odečte z diagramu na obr.6.2. pomocí poměrné ložiskové vůle V_r/δ_{r0} . Tímto součinitelem násobíme vypočtenou trvanlivost při nulové radiální vůli podle vztahu :

$$L_v = \varphi \cdot L_h$$



Obr.6.2. Součinitel trvanlivosti φ jako funkce ε

a V_r/δ_{r0}

1 - kuličková ložiska

2 - válečková ložiska

Výsledky trvanlivosti ložisek použitých u stroje AD 724 jsou uvedeny v tab.6.1. a u stroje AD 725 jsou uvedeny v tab. 6.2.. Pro rychlou orientaci můžeme odečíst trvanlivost ložiska L_h s nulovou radiální vůlí ze síťového diagramu :

- pro kuličková ložiska na obr.6.3., kde L_h odečteme pomocí otáček a poměru C/F_e
- pro válečková ložiska na obr.6.4., kde L_h odečteme taky pomocí otáček a poměru C/F_e .

Tab.6.1. Vypočtené velikosti trvanlivostí ložisek tiskových válců stroje AD 724

Místo	A	B	C	D	E	F
F_e [N]	2410,3	4137,7	1889,39	3562,8	3303,85	2131,97
L_h [h]	4469721	737869,79	257402,45	38388,68	48241,16	179157,18
δ_{r_0} [μm]	2,382	3,875	18,36	28,023	26,648	19,899
V_r/δ_{r_0}	0	0	0,166	0,107	0,112	0,15
φ	0,97	0,97	0,929	0,94	0,939	0,932
L_v [h]	4335629,3	715733,69	239126,87	36085,35	45204,55	166974,49

Tab.6.2. Vypočtené velikosti trvanlivostí ložisek tiskových válců stroje AD 725

Místo	A	B	C	D	E	F
F_e [N]	2410,3	4137,72	1889,39	3562,8	3303,85	2131,97
L_h [h]	4469721	737869,79	257402,45	175601,2	31049,73	5636758,6
δ_{r_0} [μm]	2,382	3,875	18,36	12,71	22,95	2,26
V_r/δ_{r_0}	0	0	0,166	0,55	0,13	0
φ	0,97	0,97	0,929	0,824	0,938	0,97
L_v [h]	4335629,3	715733,69	239126,87	144695,4	29124,65	5467655,8

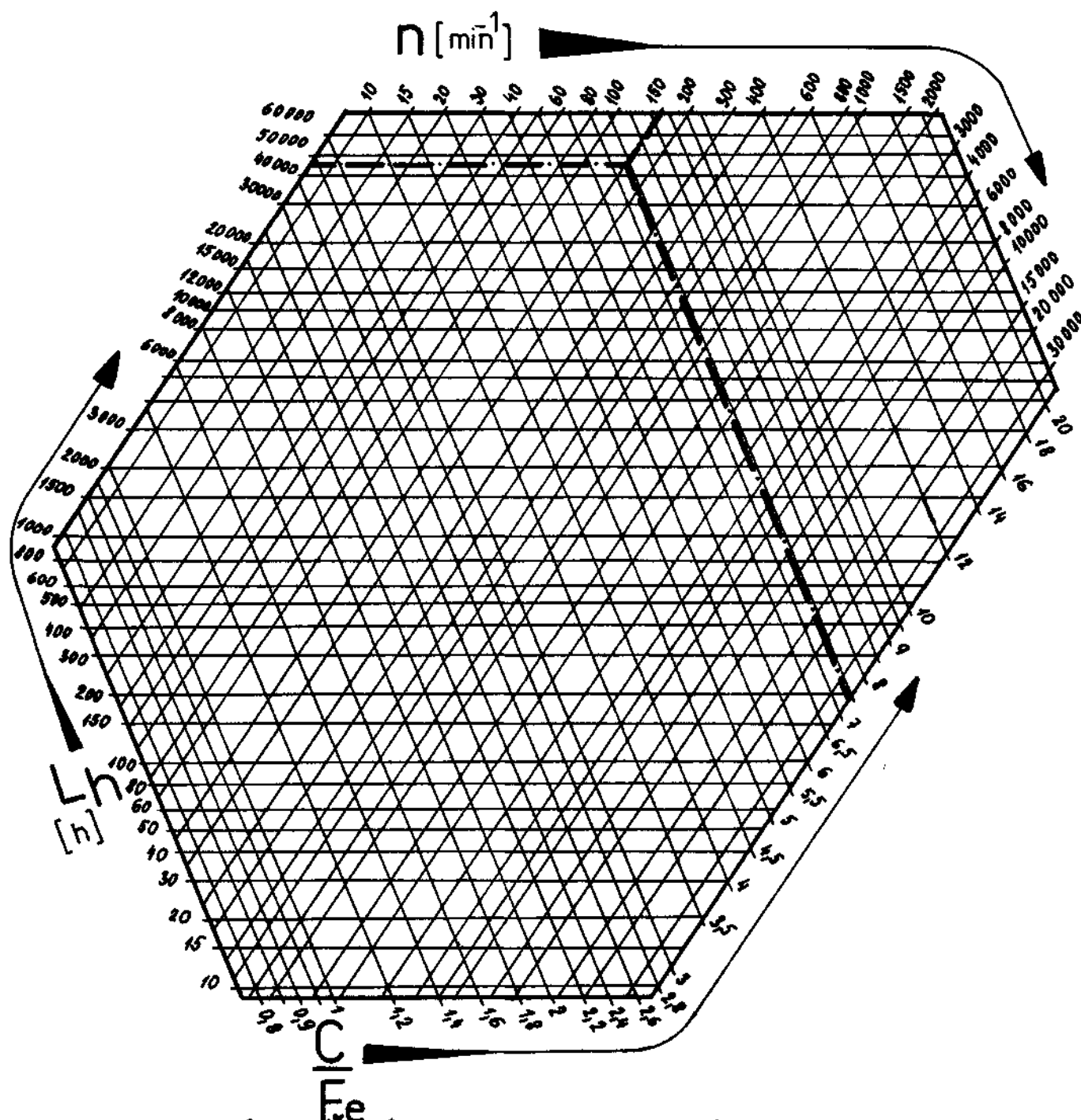
Příklad výpočtu (bod D) :

základní - $C = 25000 \text{ N}$

$F_0 = 3356,48 \text{ N}$

$n = 150 \text{ 1/min.}$

pro $C/F_0 = 7,44$ a $n = 150 \text{ 1/min.}$ odečteme $L_h = 45912 \text{ h}$



Obr. 6.3. Síťový diagram ke stanovení trvanlivosti kuličkových ložisek

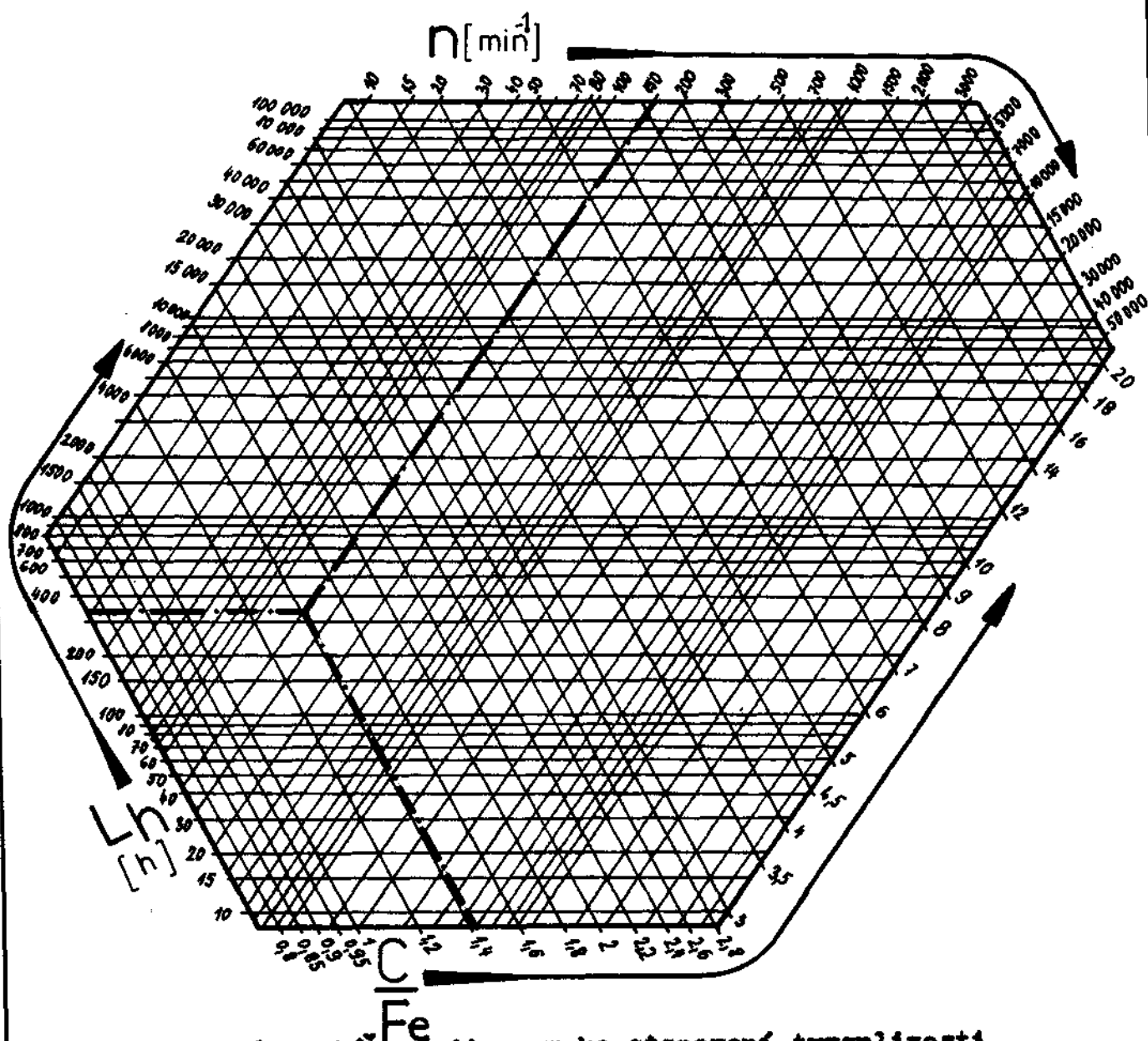
Příklad výpočtu :

dáno - $C = 58000$ N

$P_0 = 41428,57$ N

$n = 150$ 1/min.

pro $C/P_0 = 1,4$ a $n = 150$ 1/min. odečteme $L_n = 340$ h



Obr.6.4. Síťový diagram ke stanovení trvanlivosti jehlových a válečkových ložisek

6.3. Výpočet modifikované trvanlivosti ložisek

Někteří výrobci valivých ložisek uvádějí tak zvaný výpočet modifikované trvanlivosti zahrnující vliv některých dalších součinitelů, jako spolehlivost, materiál, mazání, na trvanlivosti valivých ložisek.

Modifikovaná rovnice trvanlivosti je :

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_v$$

kde : L_{na} modifikovaná trvanlivost v mil. otáček. Index n , je rozdíl požadované pravděpodobnosti dosažení, nebo překročení trvanlivosti vyjádřené v [%]

a_1 koeficient pravděpodobnosti, že ložisko dosáhne požadované trvanlivosti. Jeho hodnoty jsou v tab.6.3.

a_2 koeficient materiálu

a_3 koeficient provozních podmínek

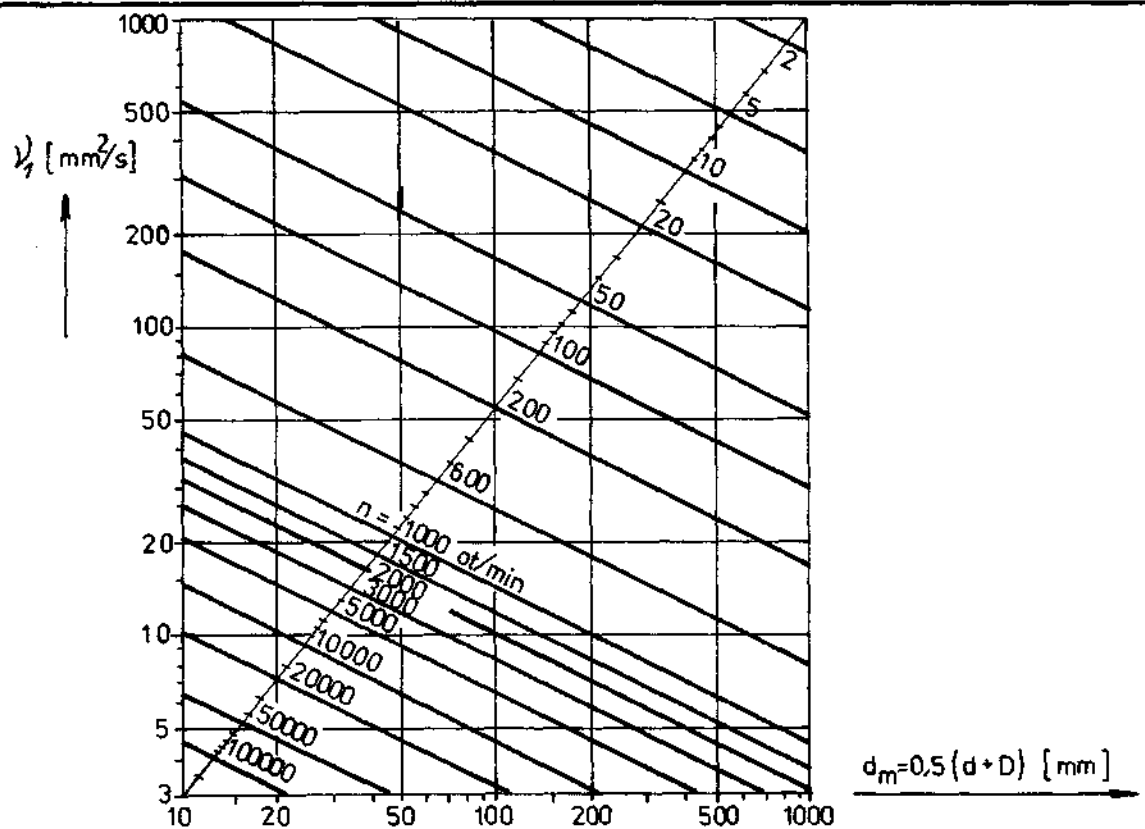
Tab.6.3.

Spolehlivost S [%]	90	95	96	97	98	99
Zkrácené označení spolehliv.	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Součinitel a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Kinematická viskozita je nutná k dostatečnému mazání valivého styku. Viskozita použitého mazacího oleje při provozní teplotě 70° C byla podle /1/ odečtena $\nu = 28 \text{ mm}^2/\text{s}$, která nemá být menší než $12 \text{ mm}^2/\text{s}$.

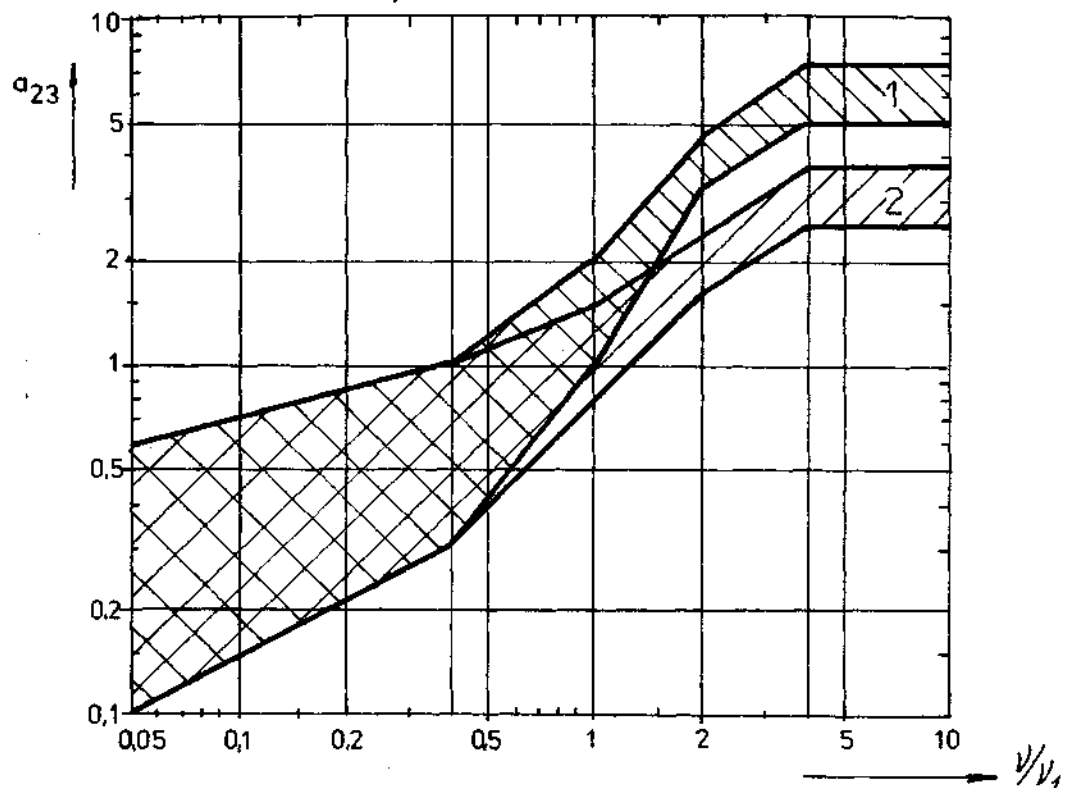
Požadovanou kinematickou viskozitu ν_1 určíme z diagramu na obr.6.5. pomocí středního průměru ložiska $d_m = 0,5 (d + D)$ a provozních otáček $n = 150 [1/\text{min.}]$

Koeficienty a_2 , a_3 nelze považovat za vzájemné nezávislé. Podle /4/ byl určen jediný koeficient a_{23} pro materiál a mazání. Při normální čistotě maziva se koeficient a_{23} , který byl



Obr.6.5. Normogram pro stanovení vizkozity mazacího oleje

určen pro ložisko ze standardní oceli, odečte se z diagramu na obr.6.6. pomocí poměru ν/ν_1 .



Obr.6.6. Závislost součinitele a_{23} na poměru ν/ν_1

1 - ocel přetavená ve vakuu

2 - standardní ocel pro ložiska

Odečtené hodnoty kinematické vizkozity ν_1 a koeficientu a_{23} pro stroje AD 724 a AD 725 jsou uvedeny v tab.6.4.

Tab.6.4.

Místo		ADAST DOMINANT 724		ADAST DOMINANT 725	
		$\nu_1 [mm^2.s^{-1}]$	a_{23}	$\nu_1 [mm^2.s^{-1}]$	a_{23}
OF	A	79	0,29 ÷ 0,98	79	0,29 ÷ 0,98
	B				
TV	C	90	0,275 ÷ 0,925	90	0,275 ÷ 0,925
	D			86	0,28 ÷ 0,93
FV	E	90	0,275 ÷ 0,925	80	0,29 ÷ 0,98
	F				

Při vizkozitním poměru menším než 1 se má použít oleje s přísadami EP. Je-li tento poměr menší než 0,4 jsou k mazání oleje s přísadami EP nezbytně nutné. Při vizkozitním poměru větším než 1 mohou tyto oleje u středně velkých a velkých ložisek zvýšit provozní spolehlivost.

Výpočet modifikované trvanlivosti ložisek použitých u stroje AD 724 a AD 725 byl vypočten pro spolehlivosti 90, 95, 96, 97, 98 a 99 %.

Výsledky pro stroj AD 724 jsou uvedeny v tab.6.5. a pro stroj AD 725 v tab.6.6.

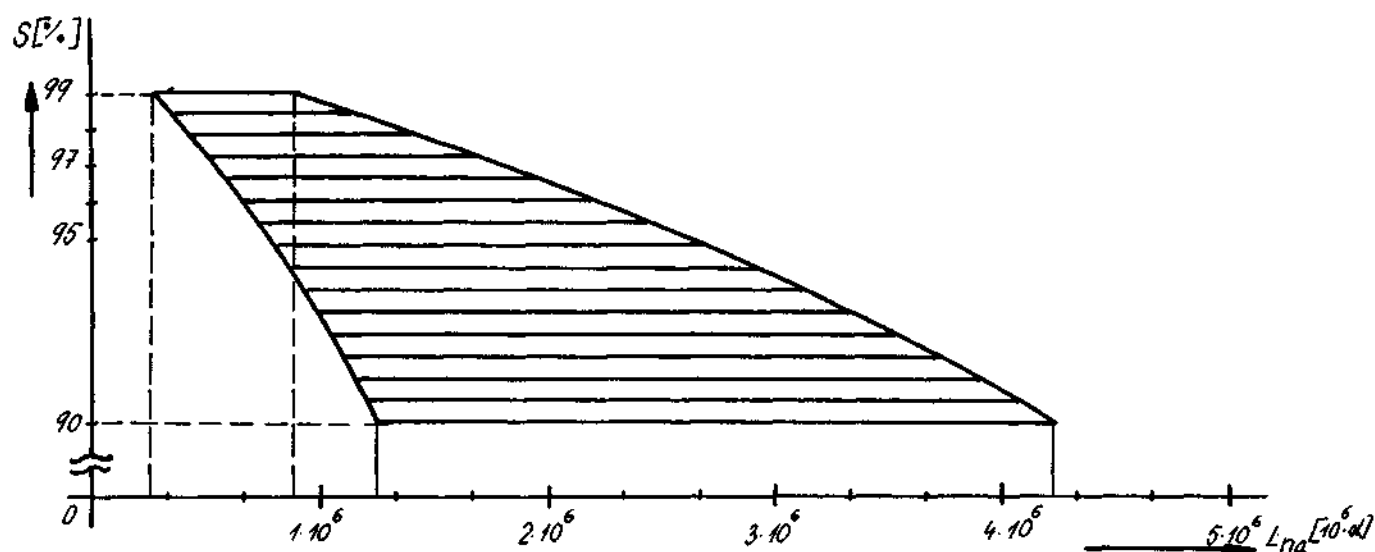
Závislost modifikované trvanlivosti na spolehlivosti ložisek tiskového stroje AD 724 je znázorněna na obr. 6.7. až 6.10. a stroje AD 725 na obr.6.11. až 6.13..

Tab.6.5.

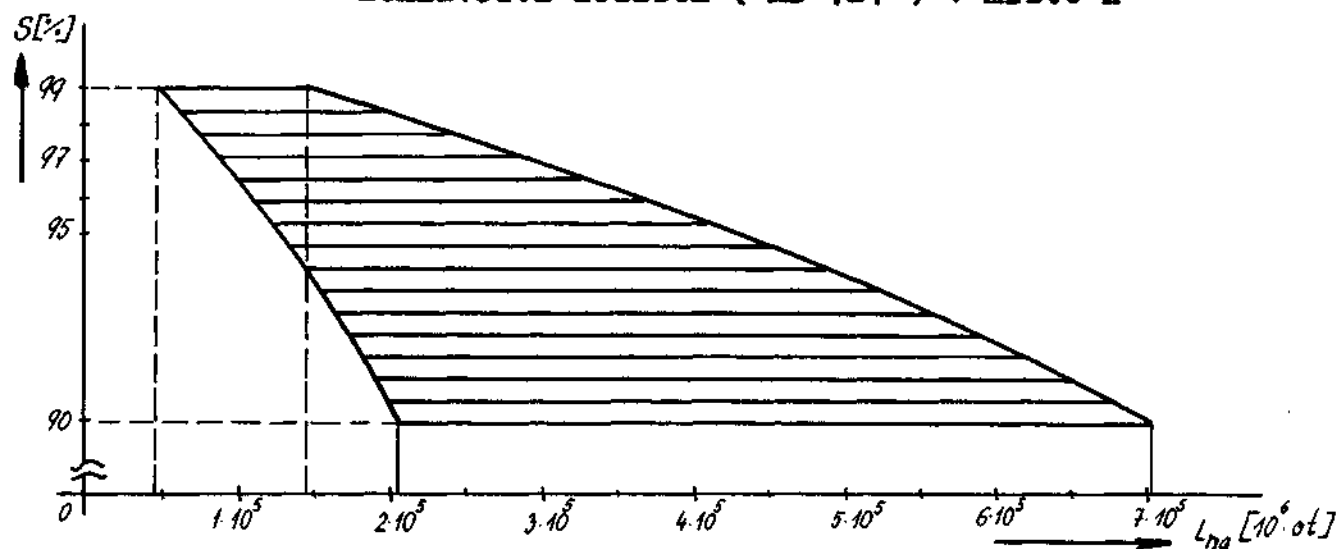
Misto	A	B	C	D	E	F
L _{10a}	1257332,5 4248916,7	207562,77 701419,01	65759,89 221192,35	9923,47 33378,95	12431,25 41814,2	45917,98 154451,4
L _{5a}	779546,15 2634328,3	128688,91 434879,79	40771,13 137139,26	6152,55 20694,95	7707,37 25924,8	28469,15 95759,87
L _{4a}	666386,22 2251925,8	110008,26 371752,07	34852,74 117231,94	5259,44 17690,84	6588,56 22161,53	24336,53 81859,24
L _{3a}	553226,3 1869523,3	91327,61 308624,36	28934,35 97324,63	4366,32 14686,74	5469,75 18398,25	20203,91 67958,61
L _{2a}	414919,72 1402142,5	68495,71 231468,27	21700,76 72993,48	3274,74 11015,05	4102,31 13798,69	15152,93 50968,96
L _{1a}	264039,82 892272,5	43588,18 147297,99	13809,57 46450,4	2083,93 7009,58	2610,56 8780,98	9642,77 32434,79

Tab.6.6.

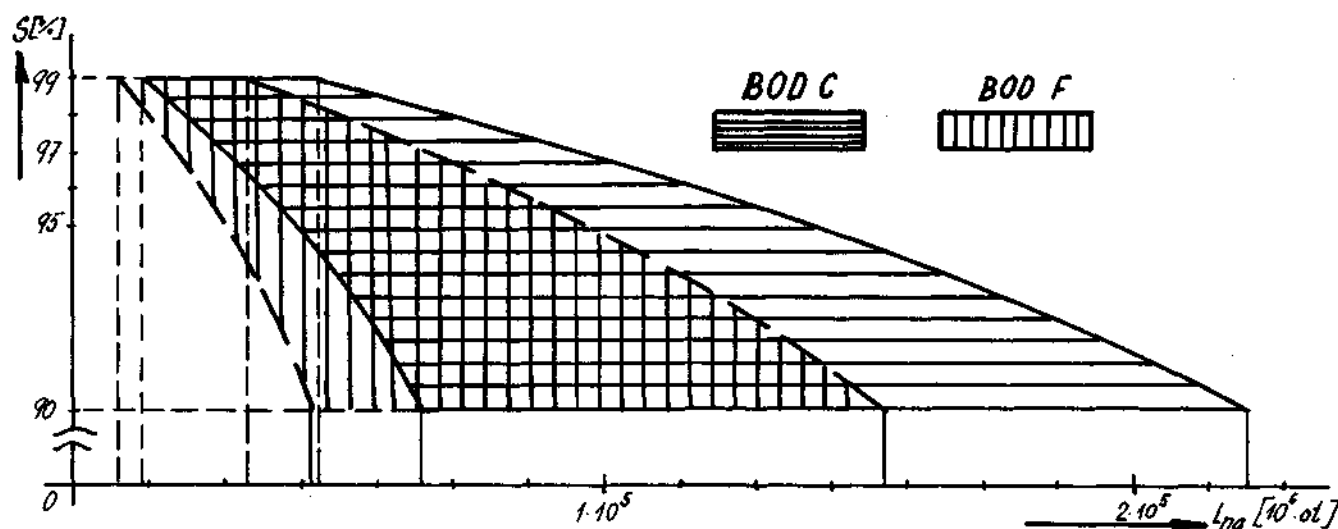
Misto	D	E	F
L _{10a}	40514,7 + 134566,69	8446,15 + 28542,15	1585619,9 + 5358302,6
L _{5a}	25119,11 + 83431,35	5236,61 + 17696,14	983084,36 + 3322147,6
L _{4a}	21472,79 + 71320,35	4476,46 + 15127,34	840378,57 + 2839900,4
L _{3a}	17826,47 + 59209,34	3716,3 + 12558,55	697672,77 + 2357653,1
L _{2a}	13369,85 + 44407	2787,23 + 9418,91	523254,58 + 1768239,8
L _{1a}	8508,08 + 28259	1773,7 + 5993,85	332980,19 + 1125243,5



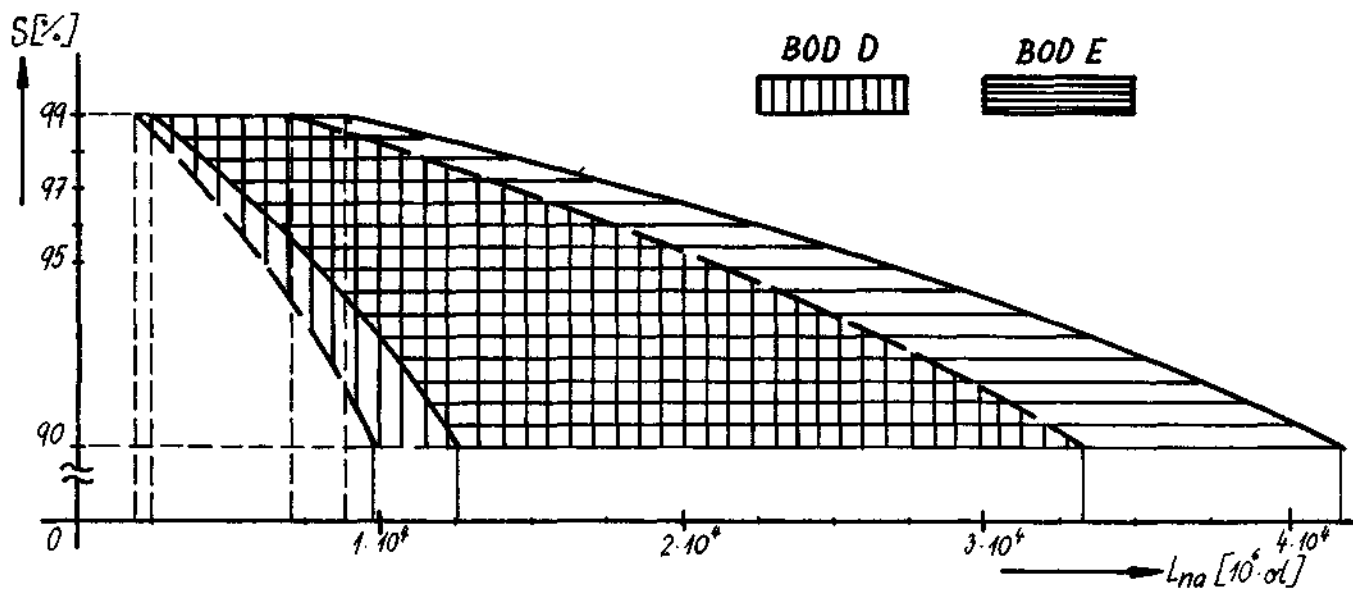
Obr.6.7. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek (AD 724) v místě A



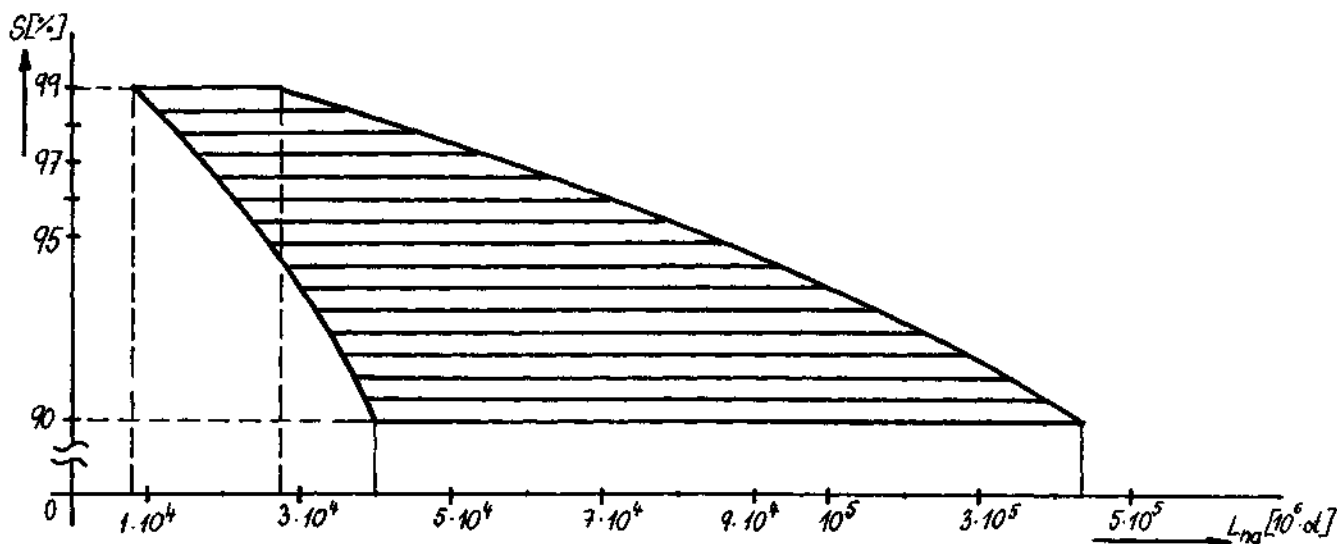
Obr.6.8. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek (AD 724) v místě B



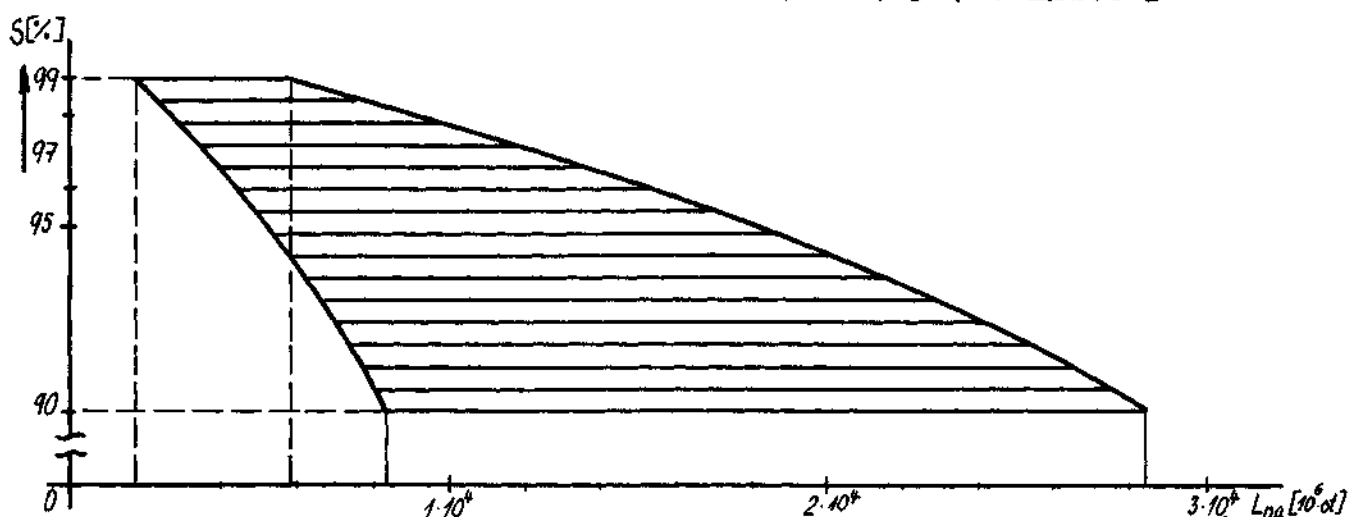
Obr.6.9. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek (AD 724) v místě C, F



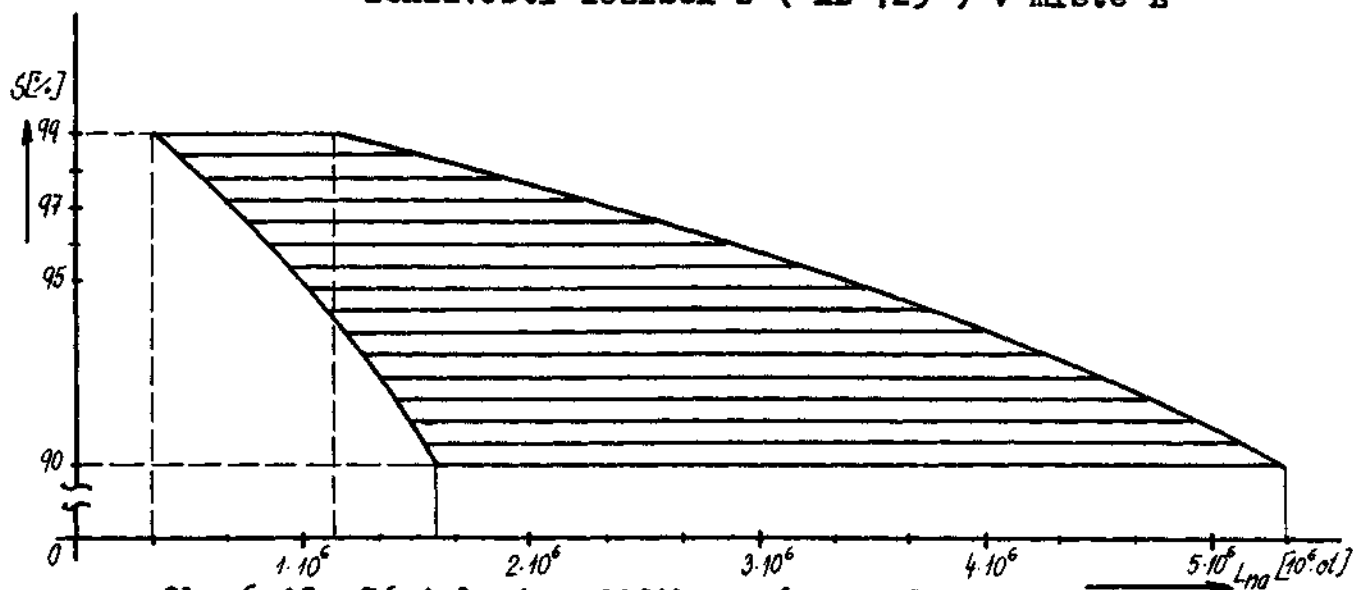
Obr.6.10. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spo-
lehlivosti ložisek tiskového stroje AD 724 v mís-
tě D, E



Obr.6.11. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spo-
lehlivosti ložisek S (AD 725) v místě D

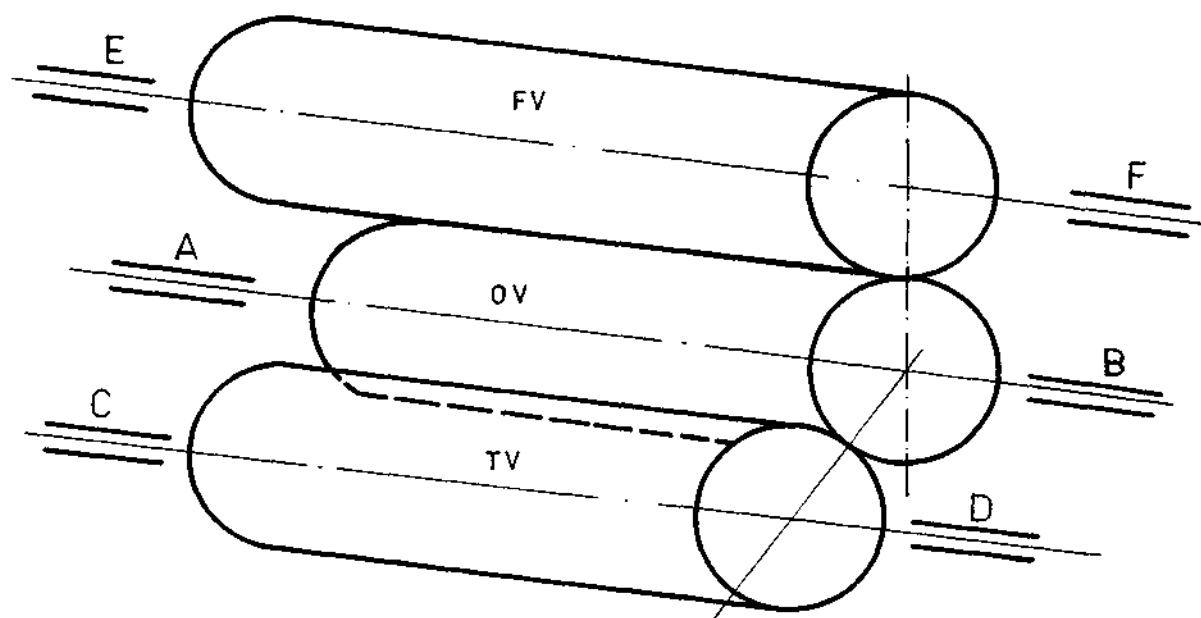


Obr.6.12. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spo-
lehlivosti ložisek S (AD 725) v místě E



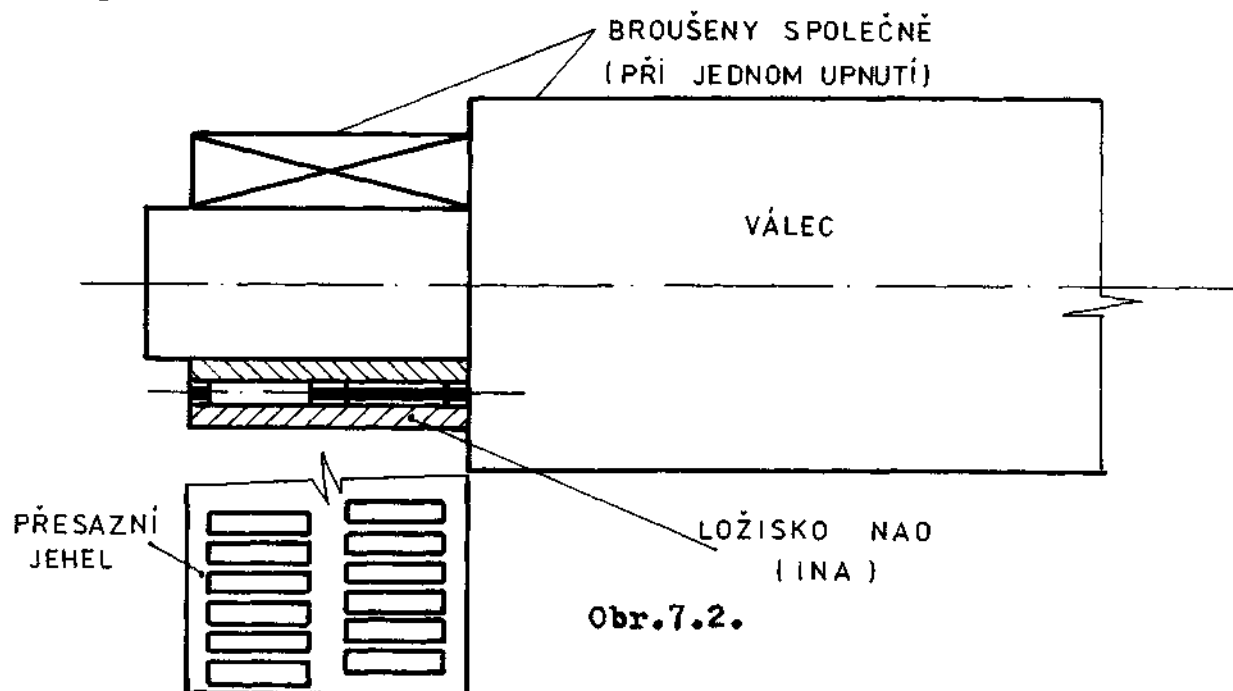
Obr.6.13. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spo-
lehlivosti ložisek S (AD 725) v místě F

7.0. Konstrukční řešení uložení tiskových válců a jeho zhodnocení



Obr.7.1. Schéma uložení tiskových válců

U stávajícího řešení AD 724 a AD 725 je ofsetový válec uložen pomocí dvouřadých válečkových ložisek NN 3012K ČSN 02470.0, jejich tuhost, přesnost a trvanlivost plně vyhovuje požadavkům na dodržení jakosti tisku.



Obr.7.2.

Zvýšení přesnosti a tuhosti uložení formového a tlakového válce, jejich uložení je navrženo pomocí dvouřadých jehlových ložisek typu NAO, výrobce INA - Wälzlager (NSR). Uvedená ložiska mají jehly v obou řadách navzájem přesazeny - viz.obr.7.2. výrobce dodává vnitřní kroužky těchto ložisek s vnějším průměrem broušeným na hrubo (předbroušeným VGS). Tyto vnitřní kroužky se nalisují na čepy válce a broušení vnějšího povrchu na požadovaný rozměr se provádí společně (při jednom upnutí) broušením vnějšího povrchu tiskového válce, tím se dosáhne optimální přesnosti uložení.

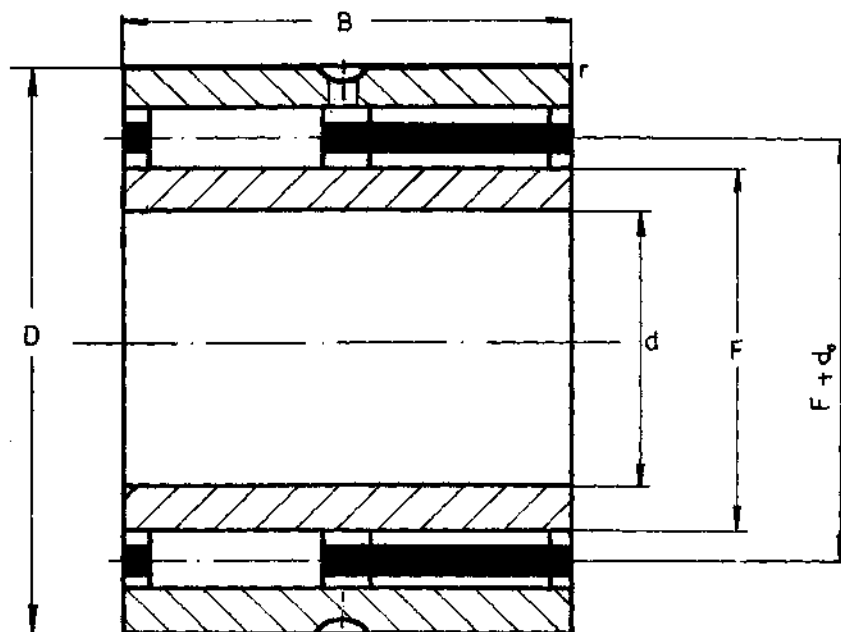
Dvouřadá jehlová ložiska NAO umožňují seřízení potřebné provozní vůle tím, že se montují jehly s klecí v požadované třídící toleranci v průměru jehel.

Tolerance ložisek formového válce mají přesnost P_6

Tolerance ložisek tlakového válce mají přesnost P_5

7.1. Výpočet pružné radiální deformace navržených valivých ložisek

Uložení tiskových válců pomocí dvouřadých jehlových ložisek - obr.7.3. se dosáhne optimální tuhosti a přesnosti při malých požadavcích na prostor.



Obr.7.3. Ložisko (radiální) NAO

Průměr a počet jehel byl proveden podle vztahů (31) a (32), výsledky jsou uvedeny v tab.4.1.
 Pružné radiální deformace navržených ložisek budou vypočteny podle kapitoly 4.0.

7.1.1. Velikost deformace ložisek tlakového válce

Tlakový válec bude uložen v axiálním směru v místě D pomocí jednořadého jehlového ložiska AXK 4060 (INA) a v radiálním směru v místě C, D (obr.7.1.) pomocí dvouřadých jehlových ložisek typu NAO 40x65x36 pro která je dáno :

$d = 40$ mm	$B = 36$ mm	$r = 0,5$ mm
$D = 65$ mm	$F = 50$ mm	$C = 51000$ N
$V_r = 3$ μm	$d_o = 4$ mm	$z = 26$
$l_a = 14,8$ mm	$l = 15,8$ mm	$i = 2$

Jedná se o výpočet deformací těchto ložisek v místě C, D. Výsledky jsou uvedeny v tab.7.1. (viz výkres č. 2-KST-69-04).

7.1.2. Velikost deformace ložisek formového válce

Formový válec je uložen na pravé straně v radiálním směru v místě F pomocí dvouřadého válečkového ložiska (ponecháno původní řešení). Jeho deformace byly vypočteny v kapitole 4.6. a jejich velikosti jsou v tab.4.4.. Dvouřadé válečkové ložisko v tomto místě je dostatečně tuhé a proto změna osové vzdálenosti je velmi malá, zaručí tedy dosažení požadované jakosti tisku jak je vidět na obr.5.1., kde jsou $\Delta a_1 = 3 \mu m$, $\Delta a_2 = 1,24 \mu m$. Na levé straně bude formový válec uložen v místě E pomocí dvouřadých jehlových ložisek NAO 50x78x36 pro která je dáno:

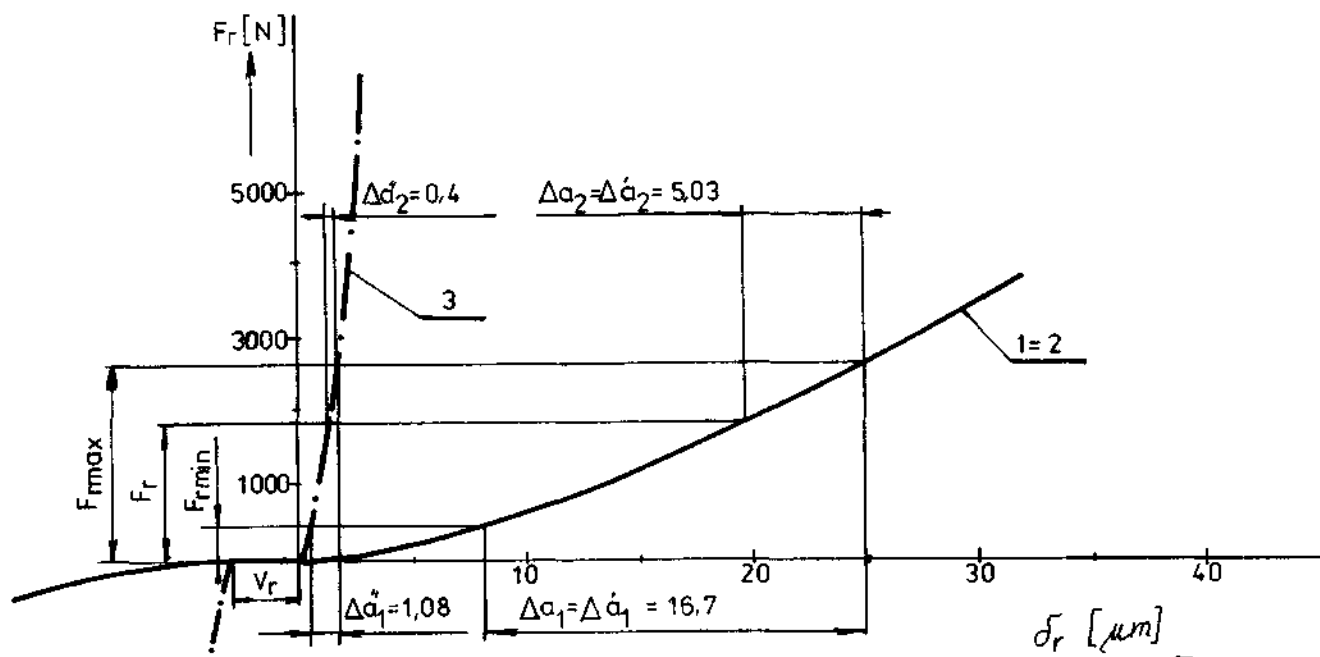
$d = 50$ mm	$B = 36$ mm	$r = 1,5$ mm
$D = 78$ mm	$F = 60$ mm	$C = 60000$ N
$V_r = 3$ μm	$d_o = 3,5$ mm	$z = 36$
$l_a = 12,8$ mm	$l = 15,8$ mm	$i = 2$

Výsledky jsou uvedeny v tab.7.1. (viz výkres č. 2-KST-69-05).

Charakteristiky navrženého uložení tiskových válců jsou znázorněny na obr.7.4. až 7.6., kde pro porovnání jsou také zakresleny charakteristiky původního uložení tiskových válců.

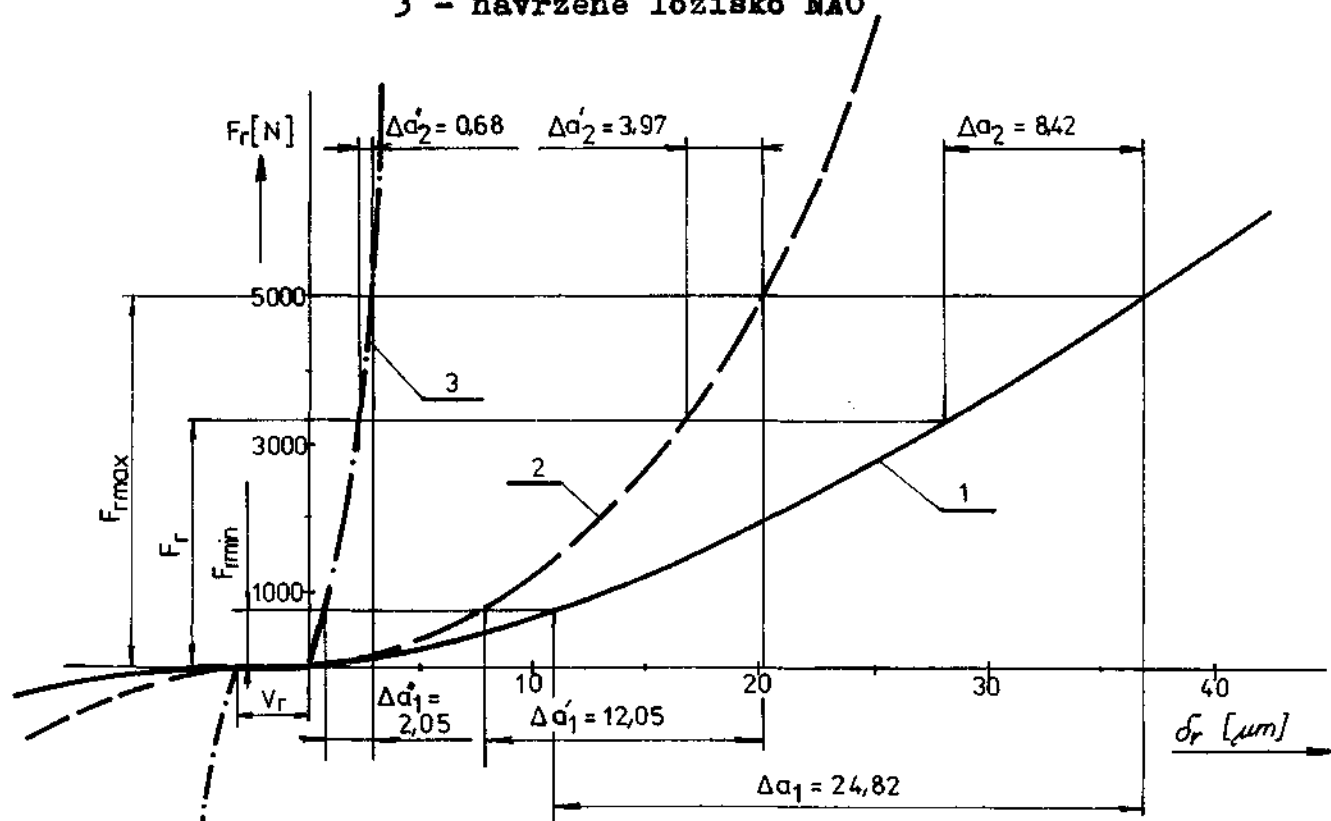
Tab.7.1.

Místo	C	D	E
F_r [N]	1779,98	3356,48	2915,36
δ_{r0} [μm]	0,92	1,64	1,21
V_r/δ_{r0}	3,26	1,83	2,47
β	1,2	1,11	1,15
δ_r [μm]	1,1	1,82	1,39
$F_{r\min}$ [N]	391,59	738,42	291,54
$\delta_{r\min}$ [μm]	0,24	0,42	0,15
$V_r/\delta_{r\min}$	12,5	7,14	20
β	1,75	1,28	3,02
$\delta_{r\min}$ [μm]	0,42	0,53	0,45
$F_{r\max}$ [N]	2669,97	5035,72	4956,11
$\delta_{r\max}$ [μm]	1,33	2,36	1,95
$V_r/\delta_{r\max}$	2,25	1,27	1,53
β	1,14	1,08	1,1
$\delta_{r\max}$ [μm]	1,5	2,5	2,1



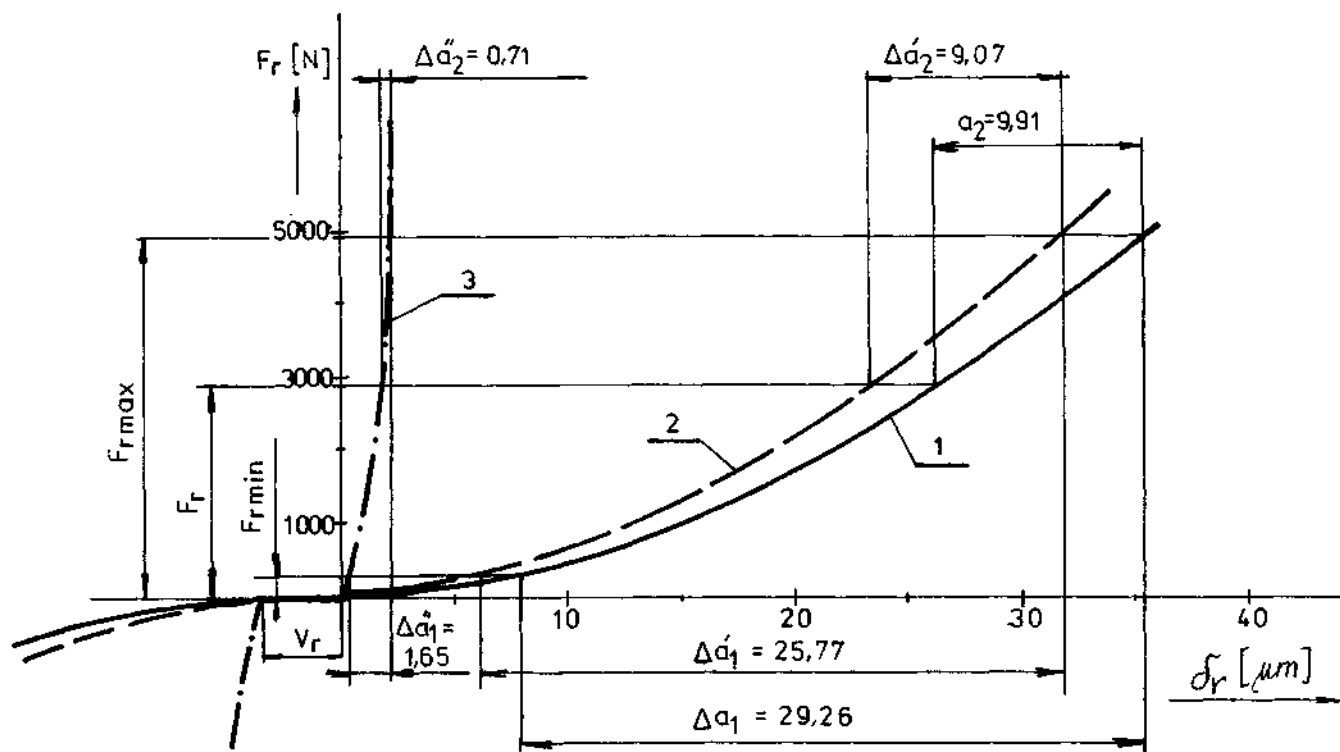
Obr.7.4. Charakteristika ložisek tlakového válce (místo C)

- 1 - ADAST DOMINANT 724
- 2 - ADAST DOMINANT 725
- 3 - navržené ložisko NAO



Obr.7.5. Charakteristika ložisek tlakového válce (místo D)

- 1 - ADAST DOMINANT 724
- 2 - ADAST DOMINANT 725
- 3 - navržené ložisko NAO



Obr.7.6. Charakteristika ložisek formového válce (místo E)

- 1 - ADAST DOMINANT 724
- 2 - ADAST DOMINANT 725
- 3 - navržené ložisko NAO

7.2. Výpočet trvanlivosti a modifikované trvanlivosti navržených ložisek

7.2.1. Výpočet základní trvanlivosti navržených ložisek

Podle údajů Adamovských strojíren mají ložiska vydržet šest let dvousměnný provoz. Počet dnů za rok mimo sobot a nedělí je 260 dnů a počet hodin (požadovaná trvanlivost) za šest let bude 24960 h.

Výpočet provedeme podle kapitoly 6.0. a výsledky tohoto výpočtu jsou uvedeny v tab.7.2.

Tab.7.2.

Místo	F_e [N]	L_h [h]	φ	d_g [μ m]	L_v [h]
C	1889,39	6555200,6	0,5	0,98	3277600,3
D	3562,8	791321,95	0,62	1,73	490619,61
E	3303,85	1749284,8	0,59	1,35	1032078

Podle výsledků v tab.7.2. můžeme říci, že trvanlivost navržených valivých ložisek NAO, je 9x větší nežli stávající trvanlivost a 4x větší spolehlivost nežli u ložisek tiskových strojů AD 724 a AD 725.

7.2.2. Výpočet modifikované trvanlivosti navržených ložisek

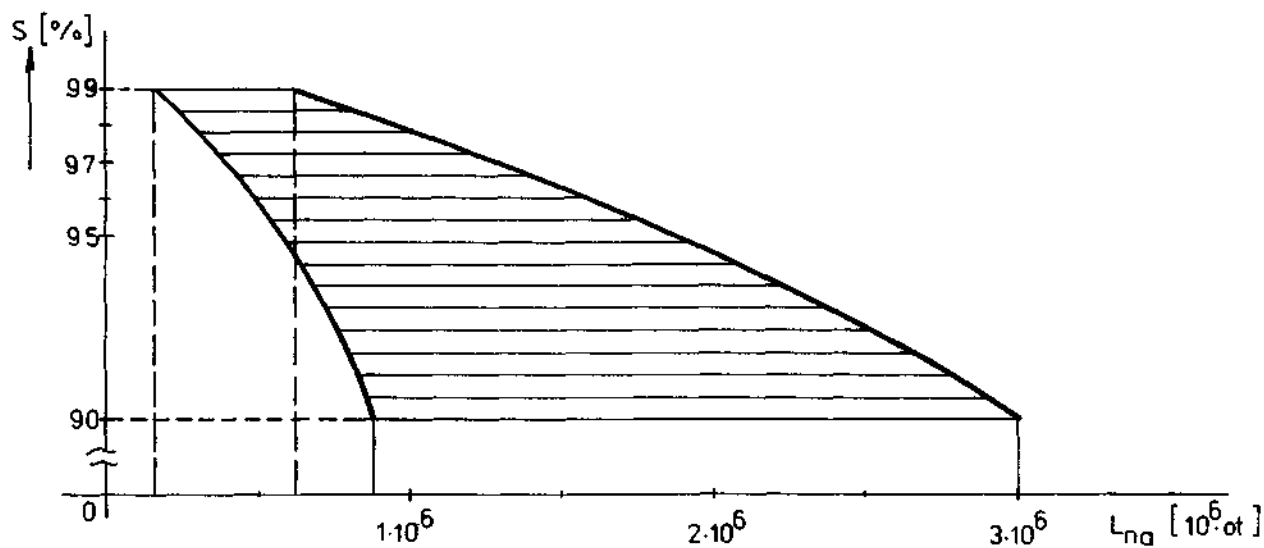
Výpočet modifikované trvanlivosti navržených ložisek provedeme podle kapitoly 6.3., pro který potřebujeme ještě znát tyto údaje :

- v místě C, D $v_1 = 100$ [mm^2/s]
 $a_{23} = 0,27 - 0,92$
- v místě E $v_1 = 86$ [mm^2/s]
 $a_{23} = 0,28 - 0,93$

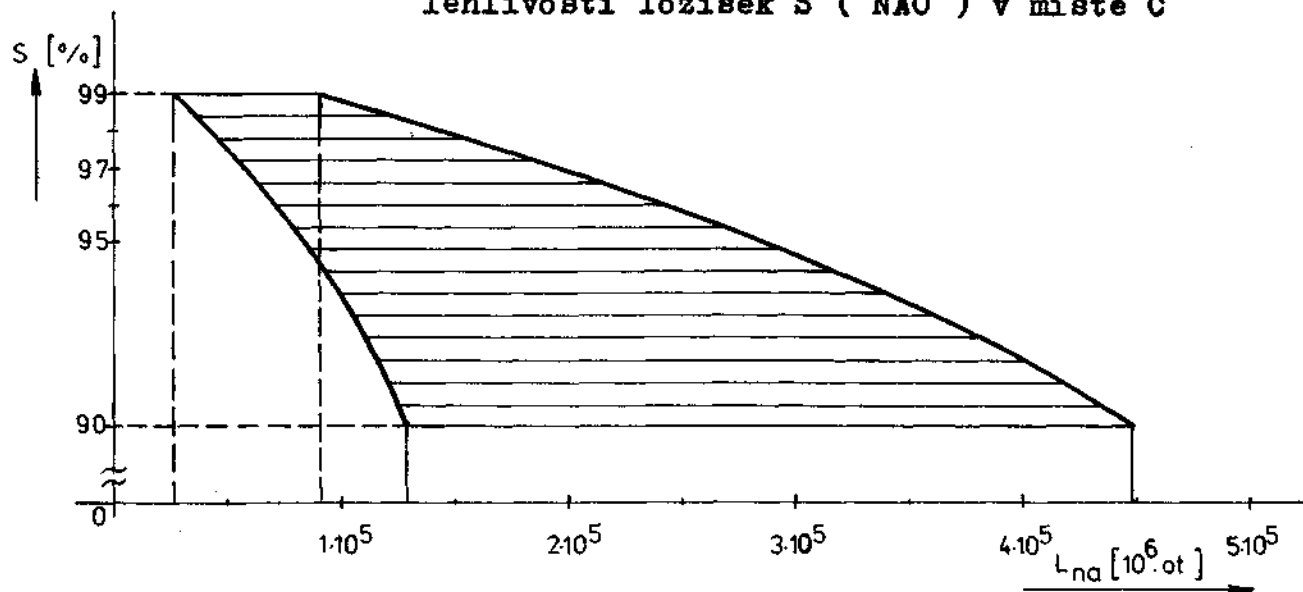
Výsledky jsou uvedeny v tab.7.3. a závislost modifikované trvanlivosti na spolehlivosti ložisek (navržených) jsou znázorněny na obr.7.7. až 7.9.

Tab.7.3.

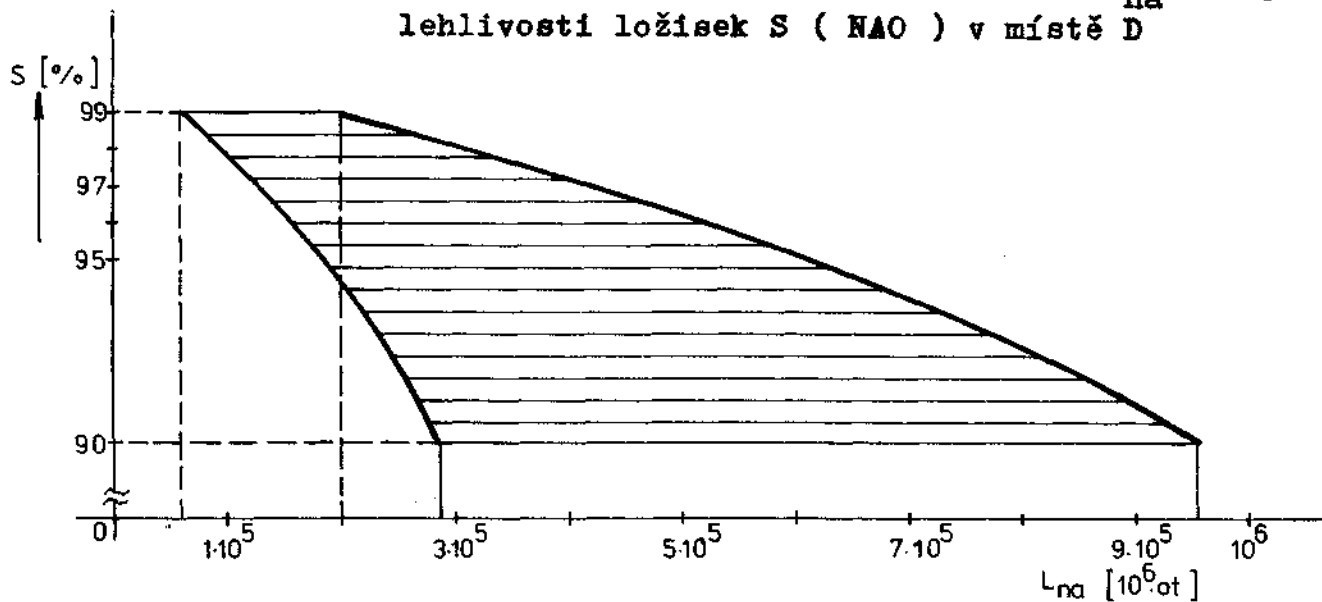
Místo	C	D	E
L_{10a}	884952,08 ÷ 3015392,2	132467,3 ÷ 451370,1	288981,8 ÷ 959832,54
L_{5a}	548670,3 ÷ 1869543,2	82129,7 ÷ 279849,42	179168,8 ÷ 595096,2
L_{4a}	469024,6 ÷ 1598157,9	70207,66 ÷ 239226,12	153160,4 ÷ 508711,24
L_{3a}	389378,9 ÷ 1326772,6	58285,61 ÷ 198602,81	127152,01 ÷ 422326,31
L_{2a}	292034,2 ÷ 995079,45	43714,21 ÷ 148952,11	95364,01 ÷ 316744,73
L_{1a}	185839,9 ÷ 633232,37	27818,13 ÷ 94787,71	60686,2 ÷ 201564,83



Obr.7.7. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek S (NAO) v místě C



Obr.7.8. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek S (NAO) v místě D



Obr.7.9. Závislost modifikované trvanlivosti L_{na} na spolehlivosti ložisek S (NAO) v místě E

8.0. Zjišťování přesnosti uložení a stavu valivých ložisek tiskových válců měřením

K hospodárnému provozu strojů vybavených valivými ložisky lze přispět tím, že plně využívá rezervy trvanlivosti ložisek. Nezjistí-li se včas poškození ložiska, může dojít k haváriím zatížení a tím téměř vždy ke značným národohospodářským škodám i v důsledku dalšího vyřazení z provozu důležitých zařízení. Pravidelné zjišťování stavu valivých ložisek umožňuje plánovat jejich výměnu v nejvhodnější době.

8.1. Relativní kmitání

Kmitání snižuje bezpečnost provozu a životnost strojů, neboť znamená přídavné dynamické namáhání. Způsobuje předčasné opotřebení ložisek a může vést k deformacím rotoru, porušení materiálu a škodám na základu.

Z ekonomického hlediska způsobuje kmitání strojů zhoršení ekonomie jejich provozu ve třech směrech :

- kmitání způsobuje škody na strojích, jež vedou ke ztrátovým časům a výpadku ve výrobě
- škody vyvolané kmitáním, vyžadují nákladné opravy
- kmitání zkracuje životnost strojů

Všechna opatření, která napomáhají tomu, abychom se škodám, způsobeným kmitáním vyhnuli, znamenají důležitý příspěvek ke zvýšení provozní spolehlivosti a ekonomičnosti provozu strojů.

Měření relativního kmitání hřídele nabývá v současné době na významu jeho kinetická dráha. Měření výchylek relativního kmitání hřídele v mnoha případech je vhodné pro analýzu a provozní sledování zařízení. Měření absolutního kmitání ložisek nelze v některých případech dosáhnout cílů pro provozní sledování strojů. Měření relativního kmitání hřídele sleduje tyto cíle :

- chránit stroje a jejich okolí před škodlivým kmitáním
- určit příčiny změn kmitání během provozu stroje
- sledovat změny nevyváženosti rotorů
- kontrolovat radiální vůle rotorů
- snížit přetížení hřídelů a ložisek
- kontrolovat poměry při průchodu oblastí kritických otáček rotorů

Tyto cíle lze shrnout do tří základních úkolů měření :

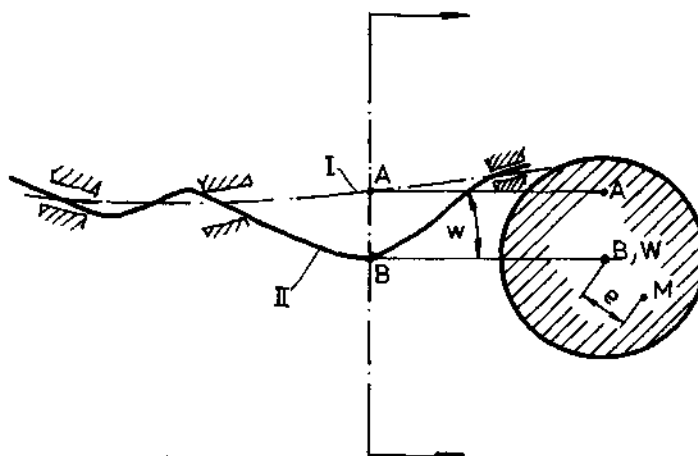
- určit kmitání hřídelů ve vztahu ke změnám kmitání
- určit kmitání hřídelů s ohledem na kontrolu radiální vůle
- určit kmitání hřídelů s ohledem na kinetická přetížení.

8.1.1. Kinetická dráha hřídele

Vibrační chování stroje se dříve posuzovalo výhradně podle kmitání ložisek. Vývoj měřicí techniky umožnil sledovat kmitání hřídele.

Kmitání ložiska označujeme rychlé pohyby ložiskového tělesa, kmitání hřídele označuje rychlé pohyby hřídele.

Obecně označujeme osu jako geometrické místo středů, zde středů průřezů hřídele. Průřez hřídele má různé středy (např. střed obrysu, střed plochy, střed otáčení, těžiště). Existují také různé osy. Různé čáry a body průřezu hřídele jsou vyznačeny na obr.8.1.

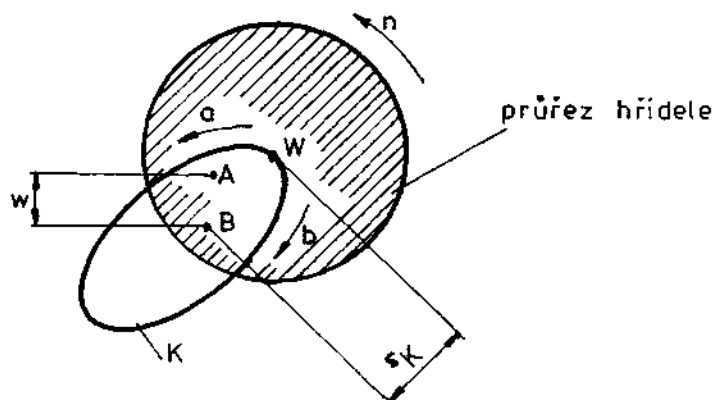


Obr.8.1. Čáry a body hřídele

- I.- ohybová čára způsobená pouze ložisky
- II.- statická ohybová čára způsobená vlastní hmotností a jinými statickými silami, resp. osa rotace při pomalém otáčení
- A - bod čáry I.
- B - bod statické ohybové čáry II.
- W - střed hřídele nebo střed otáčení
- M - těžiště
- e - vstřednost těžiště
- w - statický průhyb

Pomalým otáčením hřídele označujeme otáčky, které jsou menší než první kritické otáčky hřídele. Osa rotace - a tím statická průhybová čára v našem případě - je čára spojující středy otáčení podél hřídele. Statická průhybová čára je většinou rovinná, málo zakřivená křivka.

Při rychlejším otáčení vzniká vedle statického průhybu ještě kinetický průhyb - obr.8.2.



Obr.8.2. Pohyb průřezu hřídele

A, B, W - body podle obr.8.1.

w - statický průhyb

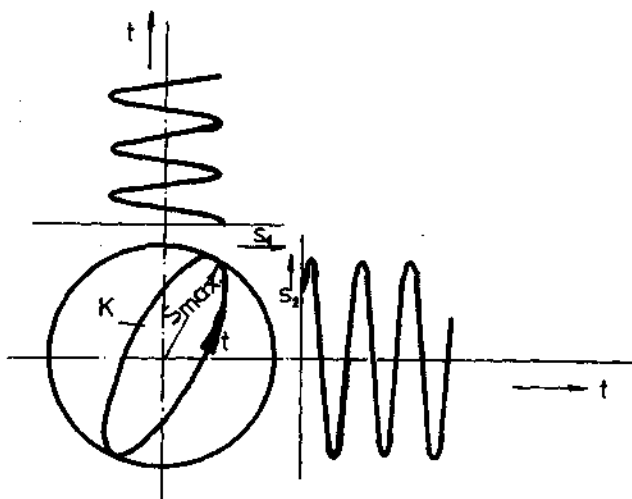
s_K - okamžitá kinetická výchylka středu hřídele

n - otáčka

a - stejnoběžný průběh

b - protiběžný průběh

Kinetická dráha hřídele se měří dvěma bezdotykovými snímači polohy v rovině kolmé k ose rotoru (obr.8.3.). Kinetická dráha hřídele na obr.8.3. je způsobena kmitáním hřídele se dvěma harmonickými složkami kmitání. Kmitá-li hřídel pouze s jednou harmonickou složkou je jeho kinetická dráha elipsa (např. kmitání způsobené pouze nevyvážeností rotoru). Na obr.8.3. je příklad časového průběhu výchylek s_1 a s_2 a příslušná kinetická dráha středu hřídele.



Obr.8.3. Výchylky s_1 , s_2 a kinetická dráha středu hřídele

8.1.2. Úchylky kruhovitosti hřídele

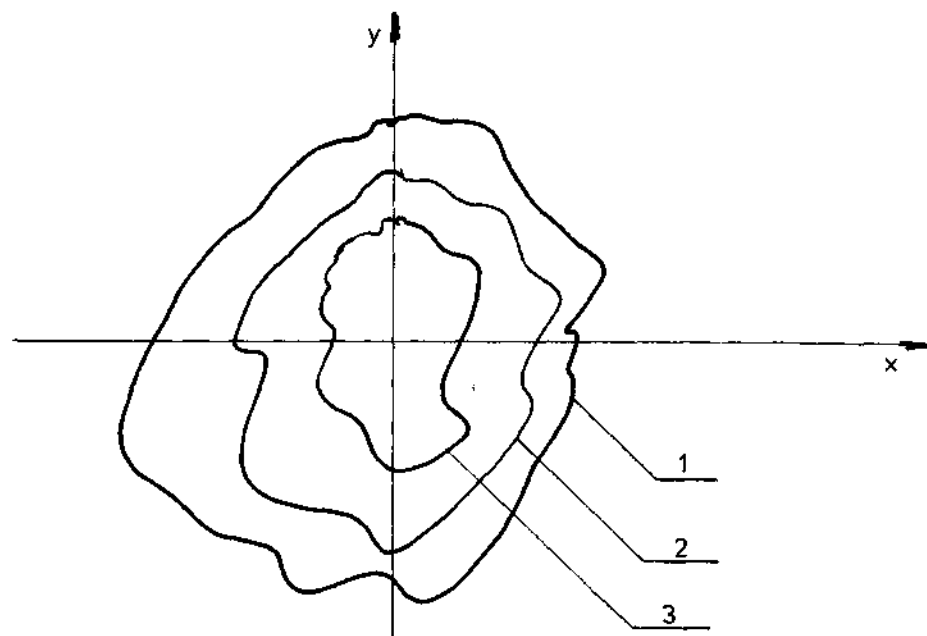
Při měření výchylek relativního kmitání hřídele bez kompenzace, jeho kinetická dráha představuje nejen vlastní kmitání, ale i úchylky kruhovitosti příslušného průřezu hřídele. Úchylky kruhovitosti se stávají ze dvou složek :

- úchylky mechanické kruhovitosti, t.j. úchylky geometrického tvaru průřezu od ideálního kruhu, které lze změřit jedním snímačem při pomalém otáčení hřídele
- úchylky elektrické kruhovitosti, které jsou způsobeny místními změnami elektrické vodivosti na vnějším povrchu hřídele.

Pro účely měření na tiskových válci je vhodné měřicí zařízení VIBROPORT s příslušenstvím pro elektronické odečítání nekruhovitosti až od čtyř snímačů polohy.

Na obr.8.4. jsou znázorněny úchylky mechanické a elektrické kruhovitosti.

Procesor pro kompenzaci úchylek kruhovitosti je přístroj pro elektrickou kompenzaci úchylek kruhovitosti průřezu hřídele, jejich digitalizaci a zaznamenává úchylky do paměti. Digitalizace a záznam úchylek kruhovitosti se provede při nízkých otáčkách rotoru, načež se obsah paměti odečte od signálu měřeného při provozních otáčkách rotoru.



Obr.8.4. Kompenzovaná kinetická dráha hřídele, úchytky kruhovitosti průřezu hřídele
 1 - $n > 50 \text{ min}^{-1}$ změřený úchylky při provozních otáčkách
 2 - kinetická dráha hřídele s kompenzací úchylek kruhovitosti - provozní kmitání hřídele bez úchylek kruhovitosti
 3 - $n < 50 \text{ min}^{-1}$ výchylky při pomalém otáčení hřídele - mechanické a elektrické úchytky kruhovitosti

8.1.3. Úchytky kruhovitosti a kinetická dráha tiskových válců

Velikost výchylky relativního kmitu tiskových válců navzájem přímo ovlivňuje jakost tisku a určuje kvalitu konstrukčního řešení stroje.

Měření úchylky kruhovitosti a kinetické dráhy jednotlivých tiskových válců, lze snadno provést měřením pomocí bezdotykových snímačů polohy na tzv. měřicích nákržcích tiskových válců. Změřené úchytky kruhovitosti přímo komplexně určují kvalitu výroby a montáže jednotlivých tiskových válců a kinetická dráha pak určuje velikost kmitání těchto válců v provozních podmínkách.

Podle dostupných informací se tato měření dosud v ČSSR u tiskových strojů neprovádí, z dostupných informací nelze usoudit o tom provádějí - li se u předních výrobců v zahraničí.

Z informací výrobce měřicího zařízení vyplývá, že tato měření se provádějí např. u vřeten přesných broušících strojů, atd..

Popsaná měření jak bylo uvedeno, lze poměrně snadno a rychle realizovat u kompletně smontovaných strojů. Nejsou nutné žádné úpravy do konstrukce - snímače se upevní na rám stroje pomocí magnetických držáků.

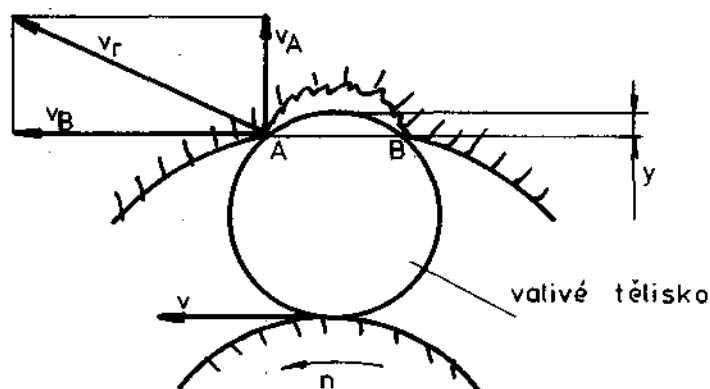
Moderní měřicí zařízení umožňují i stoprocentní kontrolu kvality výroby a montáže všech tiskových válců s minimálními časovými nároky. Doporučují proto tato měření odzkoušet i výrobce. Ze změřené kinetické dráhy tiskových válců lze mimo jiné objektivně posoudit vliv dynamického vyvažování a rozhodnost o jeho účelnosti.

Vyhodnocením výsledků měření kinetické dráhy tiskových válců v používaném rozsahu provozních otáček lze také určit případně rezonanční oblasti kmitání. Z uvedeného tedy vyplývá, že navrhované měření spolu s zhodnocením jakosti tisku dává konstruktérům komplexní podklady pro další vývoj tiskových strojů.

8.2. Bezdemontážní diagnostika valivých ložisek

Metoda rázových pulsů SPM (Schenck pulse method) vyvinutá pro zkoušení stavu valivých ložisek umožňuje kontinuálně sledovat stav velmi jednoduchým způsobem s dostatečně spolehlivými výsledky. Bezdemontážní diagnostika SPM je založena na jevu, že ve valivém ložisku zamontovaném ve stroji, pokud je poškozeno, vznikají rázové pulsy, jež se přenášejí na ložiskové těleso. Tyto pulsy lze indikovat snímačem zrychlení připojením na ložiskové těleso v zatížené oblasti.

Dojde-li k poškození na oběžné dráze nebo na valivém tělísku, vznikají při odvalování mechanické rázy - obr.8.5. nejprve se valivé tělísko otáčí kolem bodu A (rychlost v_A je kolmá na spojnice AB), za předpokladu, že nedojde ke skluzu, při dotyku tělíska s bodem B vzniká složka rychlosti rázu v_r .



Obr.8.5. Model poškození oběžné dráhy vnějšího kroužku valivého ložiska a rychlostní poměry na valivém tělísku

Mechanické rázy způsobují krátkodobé oscilace, t.j. velmi silně tlumené kmity. Rázové pulsy jsou časově velmi krátké a šíří se z místa dotyku dvou těles, která vyvolala ráz. Doba trvání těchto pulsů je dána především rychlostí zvuku v daném materiálu a rychlostí pulsů v_r , nezávislé na rozložení hmoty.

Velikost rázových pulsů se měřením zařízení převádí na elektrický signál, jehož maximální hodnota napětí E je :

$$E = C \cdot v_r^2 \quad (35)$$

kde : C konstanta

v_r rychlost rázu

Teoretickým odvozením a praktickými zkouškami byla prokázána přímá závislost velikosti rázových pulsů na velikosti poškození valivého ložiska :

$$SP = k \cdot n^2 \cdot K^2 \cdot y \quad (36)$$

kde : SP změřená hodnota pulsů

k konstanta materiálu

n frekvence otáčení ložiska [s^{-1}]

K součinitel závislý na rozměrech ložiska

y hloubka vniknutí valivého tělíska do poškozené oblasti

Pro radiální kuličková ložiska je :

$$K = \frac{d + (D - d) \cdot 0,25}{\sqrt{(D - d) \cdot 0,25}} \quad (37)$$

Nové valivé ložisko nepoškozené, správně zamontované a pracující za normálních podmínek vykazuje nepravidelné rázové pulsy s malou četností a malé velikosti SP_1 . Pro snadné a rychlé vyhodnocování velikosti poškození se zavádí tzv. normovaná velikost rázových pulsů :

$$SP_N = \frac{SP}{SP_1} \quad (38)$$

kde : SP změřená hodnota rázových pulsů

SP_1 velikost rázových pulsů nového ložiska, závisí na velikosti ložiska a jeho frekvenci otáčení

SP_N normovaná velikost rázových pulsů, závislá pouze na rozsahu poškození ložiska, nezávisí na rozměrech ložiska a frekvenci otáčení

Často měřicí přístroje udávají velikost pulsů v decibelech dB_{SP} , vztah mezi těmito hodnotami je :

$$dB_{SP} = 20 \log SP$$

vztah (38) pak odpovídá :

$$dB_N = dB_{SP} - dB_1$$

kde : dB_N normovaná velikost rázových pulsů [dB]

dB_{SP} změřená velikost rázových pulsů [dB]

dB_1 velikost rázových pulsů nového ložiska

Rázové pulsy ve valivých ložiskách jsou částečně způsobeny drsností povrchu a kinematickými poměry v ložisku.

9.0. Ekonomické zhodnocení navrženého řešení

Jeden ze základních předpokladů dalšího úspěšného rozvoje naší společnosti je zlepšení exportní výkonnosti československé ekonomiky, které vykazuje výrazný vzestup jak dokazuje skutečnost, že hodnota našeho exportu vzrostla za období 1948 - 1982 více než 19krát.

Budoucí ekonomický vývoj zaměřený na efektivnost určuje nutnost zdokonalování komplexního hospodářského mechanismu. V současné době se strojírenství podílí na celkovém našem vývozu plnými 53 %. Stalo se jedním z nejdůležitějších odvětví pro vnější ekonomické styky a proto máme prvořadý zájem na vývoji jeho exportní schopnosti.

Při ekonomickém zhodnocení nového konstrukčního řešení uložení tiskových válců jsem vycházel z nových pořizovacích nákladů na jednotlivé druhy ložisek, viz tab.9.1.

Tab.9.1.

Válec	Původní ložiska		Nahrazující ložiska	
	Druh	Cena /Kčs/	Druh	Cena /Kčs/
TV	6208/P62 ČSN 024630	28	NAO 40x65x36	110
	3209/P62 ČSN 024665	47,50	NAO 40x65x36	110
			AXK 4060	15
FV	6011/P62 ČSN 024630	38	NAO 50x78x36	140

- nové náklady pro tlakový válec jsou :

$$NN_{TV} = 235 \text{ Kčs}$$

- nové náklady pro formový válec jsou :

$$NN_{FV} = 140 \text{ Kčs}$$

- staré náklady pro tlakový válec jsou :

$$SN_{TV} = 75,50 \text{ Kčs}$$

- staré náklady pro formový válec jsou :

$$SN_{FV} = 102 \text{ Kčs}$$

Z našich výpočtů vyplývá, že nové nahrazující ložiska západoněmeckého původu v devizové měně při hrubém přepočtu na tuzemskou korunu, dle dříve naznačených výpočtů převyšují původní náklady ložiska na jeden ofsetový stroj o částku 261,50 Kčs.

Přesto, že toto nové řešení vyžaduje vyšší množství nákladů, lze tento návrh využít, protože při použití navržených ložisek dochází k následujícím přínosům v oblasti jakosti přesnosti a kvality tisku a v neposlední míře i k úspoře materiálu na použitých křídlech. K výhodám tohoto řešení patří :

- vyšší tuhost a přesnost
- menší změna osové vzdálenosti mezi tiskovými válci
- 9krát větší trvanlivost
- 4krát větší spolehlivost

Z uvedeného hodnocení lze usoudit, že navržené řešení by se mohlo prakticky využívat vzhledem k tomu, že má velké množství výhod, co na straně jedné přináší zvýšenou jakost tisku a na straně druhé zvyšuje odbyt na náročných zahraničních trzích.

10.0. Přínosy řešení

Provedený komplexní rozbor vlivů valivých ložisek na jakost tisku ukazuje, že konstrukce uložení tiskových válců je jedním z rozhodujících kritérií, které určují jakost tisku, provozní spolehlivost a trvanlivost tiskových strojů.

Na základě podrobného výpočtu pružných deformací valivých ložisek tiskových válců u stávajícího provedení strojů AD 724 a AD 725 je v práci uveden návrh nového uložení těchto válců pomocí dvořádkových jehlových ložisek. Navržené řešení oproti stávajícímu má tyto přínosy:

- vyšší tuhosti, které se projevují ve velikosti pružných radiálních deformací
- změna osové vzdálenosti nového uložení tiskových válců je menší nežli u stávajícího uložení a to má za následek vyšší jakost tisku

u tlakového válce se zmenšila změna osové vzdálenosti při přerušení dotyku válců průchozem kanálů v místě C z hodnoty

$\Delta a_1 = 16,7 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_1 = 1,08 \mu m$ a v místě D z hodnoty $\Delta a_1 = 24,82 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_1 = 2,05 \mu m$. Změna osové vzdálenosti při dotyku válců mimo kanálů, která přímo ovlivňuje jakost tisku byla zmenšena o tyto hodnoty :

- v místě C z hodnoty $\Delta a_2 = 5,03 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_2 = 0,4 \mu m$
- v místě D z hodnoty $\Delta a_2 = 8,42 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_2 = 0,68 \mu m$

u formového válce :

- v místě E

Δa_1 : z hodnoty $\Delta a_1 = 29,26 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_1 = 1,65 \mu m$

Δa_2 : z hodnoty $\Delta a_2 = 9,91 \mu m$ na hodnotu $\Delta a_2 = 0,71 \mu m$

- trvanlivost valivých ložisek u nového uložení je 9krát větší nežli u stávajícího uložení
- spolehlivost navržených valivých ložisek je o 4krát vyšší nežli u stávajícího uložení

Pro dosažení potřebné přesnosti uložení se jeví jako velmi účelné broušení vnějšího průměru vnitřních kroužků jehlových ložisek po nalisování na čepy válce, společně s funkčními plochami

tiskových válců (při jednom upnutí).

V práci je také uveden návrh využití moderní měřicí techniky pro objektivní posouzení kvality výroby, montáže a dynamických provozních poměrů tiskových válců. Toto měření není časově náročné a lze proto předpokládat jeho plné využití ve výzkumu tiskových strojů i při jejich vlastní montáži.

Vyhodnocením měření kinetické dráhy tiskových válců podle kapitoly 8.1.3. se získají objektivní údaje o přesnosti výroby, montáže a kvalitě uložení jednotlivých tiskových válců.

Změření úchytky kruhovitosti u jednotlivých tiskových válců je objektivním komplexním ukazatelem přesnosti výroby a montáže, lze z ní usuzovat o podílu přesnosti výroby jednotlivých součástí. Změřená kinetická dráha hřídele (křívka 2. na obr.8.4) v provozních podmínkách pak umožní komplexně posoudit dynamické chování tiskových válců.

Bude účelné porovnávat změřené kinetické dráhy hřídele tiskových válců s dosaženou jakostí tisku a tím pak získat objektivní informace o vztahu konstrukčního řešení uložení tiskových válců, jejich přesnosti výroby a montáže na jakost tisku.

Jakýž bylo uvedeno měření kinetické dráhy tiskových válců nevyžaduje žádné úpravy stroje a je časově nenáročné, lze proto doporučit jako objektivní metodu hodnocení tiskových strojů.

Výsledky měření kinetické dráhy jednotlivých tiskových válců spolu s teoretickými rozborami jednotlivých vlivů (jak je uvedeno v této práci) jsou důležitými a objektivními podklady pro další zdokonalování konstrukčního řešení tiskových strojů.

11.0. Závěr

Se stále se zvyšujícími požadavky na kvalitu tisku rostou také požadavky na technickou úroveň a kvalitu tiskových strojů.

Předložená diplomová práce je příspěvkem k řešení problematiky uložení tiskových válců ofsetového stroje, které ovlivňuje přímo kvalitu tisku.

Navrženou konstrukcí uložení formového a tlakového válce stroje AD 724 a AD 725 bylo dosaženo podstatně vyšší tuhosti jejich uložení, provozní změna osových vzdáleností dosahuje velmi malých hodnot a zaručí tedy dosažení požadované jakosti tisku.

V práci je proveden návrh konečného broušení vnějšího průměru vnitřních kroužků jehlových ložisek NAO společně s broušeným povrchem válce, což opět umožní splnit náročné požadavky na přesnost uložení. Navrhované řešení vyžaduje nákup čtyř valivých ložisek za devizové prostředky, jejichž efektivnost se prokazatelně projeví zvýšenou jakostí tisku a zvýšením odbytu na náročných zahraničních trzích.

Většina produkce uvedených tiskových strojů se exportuje, na světových trzích existuje ostrý konkurenční boj, řada výrobců nabízí odběratelům srovnatelné stroje.

Navrženou změnu podle provedených rozborů a technických výpočtů lze zařadit mezi takové inovace, které přinášejí zvýšení jakosti tisku a v daném případě i zvýšení trvanlivosti a spolehlivosti valivých ložisek.

Navržená změna oproti stávajícímu řešení přináší kromě zvýšení přesnosti uložení, zvýšení trvanlivosti valivých ložisek 9x a zvýšení spolehlivosti 4x.

V práci je také uveden návrh využití moderního měřicího zařízení pro komplexní určení dynamického chování tiskových válců, které umožní objektivně posoudit vliv přesnosti výroby a úroveň konstrukčního řešení.

Optimální vyřešení uložení tiskových válců vytváří předpoklady pro zvýšení kvalitativních parametrů tiskových strojů vyráběných v ČSSR. To dává předpoklady pro uplatnění v zahraniční konkurenci a upevnění významného postavení Československého strojírenského průmyslu v exportu maloformátových strojů.

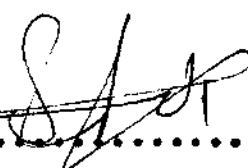
Literatura

- / 1 / PROHLICH, J. : Technika uložení s valivými ložisky.
SNTL/ALFA, Praha 1980
- / 2 / BENEŠ, Š. : Dynamické poměry v systému náhonu archo-
vých ofsetových strojů / kandidátská dizertační prá-
ce /, Liberec 1976
- / 3 / URBAN, J. : Výpočet deformací valivých ložisek tis-
kových strojů / diplomová práce /, VŠST Liberec 1979
- / 4 / Hlavní katalog - kuličková ložiska SKF A.S. 1978
- / 5 / NIEMANN, G. : Maschinenelemente I, springer-verlag,
Berlín 1975
- / 6 / INA - WALZLAGER, Katalog ČS 304, 1981
- / 7 / BENEŠ, Š. : Teorie stavby strojů, VŠST Liberec 1985
(v tisku)
- / 8 / SCHENCK, Dokumentace VIBRCONTROL 2000, VIBROPORT

Seznam výkresů

- ofsetový válec	02-KST-69-01
- tlakový válec	02-KST-69-02
- formový válec	02-KST-69-03
- tlakový válec (návrh)	02-KST-69-04
- formový válec (návrh)	02-KST-69-05

Závěrem bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce s.Doc.Ing. Štěpánu Benešovi, CSc, za poskytnutí informací nezbytných pro řešení tohoto úkolu a za cenné připomínky k uspořádání celé práce, také děkuji pracovníkům ze závodu Adast Adamov za pokyny k vyřešení celého problému.


.....
ELIAS TOMEH