

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

textilní a oděvní stroje
Katedra textilních a oděvních strojů

KONSTRUKCE VŘETEN TEXTILNÍCH STROJŮ

A d o m a v i č i u s S i g i t a s

Vedoucí práce: Doc.Ing. Jaroslav Charvát, CSc - VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Josef Černička - Elitex, k.p. Nitra

Rozsah práce a příloh:

Počet stránek73
Počet příloh a tabulek10
Počet obrázků26
Počet výkresů 1
Počet modelů nebo jiných příloh 0

KTS/TS

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Sigise A d o m a v i č j u s e**

obor **23-21-8 Strojní zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl**

Protože jste splnil..... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: **Konstrukce vřeten textilních strojů**

Pokyny pro vypracování:

Současné zvyšování otáček textilních strojů přináší dynamické problémy uložení vřeten (dopřádací stroje, skací stroje, soukací stroje). Při řešení se zaměřte na problémy vyvážení vřeten, jejich stabilitu a konstrukci pružného uložení.

Autorské právo se řídí směrnicemi
VŠK pro státní záv. zkoušky č.j. 31
127/32-III/2 ze dne 13. července
1962-Věstník VŠK XVIII, sešit 24 ze
dne 31.3.1962, 12. bod z č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
LIBEREC, PRŮMYSLOVÁ 5
PSČ 461 17

Místopřísežné prohlášení

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

Adomavičius Sigita

V Liberci dne 12. června 1981.

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Jaroslavu Charvátovi, CSc, za odborné vedení a poskytnutí potřebných informací, dále svému konzultantovi Ing. Josefu Černíčkovi za četné rady a připomínky při vypracování mé diplomové práce.

O B S A H

1.	Úvod	10
2.	Výzkum a vývoj skacích strojů v ČSSR	12
3.	Vývoj a řešení konstrukce vřeten textilních strojů	15
3.1.	Růst složitosti konstrukce vřeten	15
3.2.	Poznatky ze světové výstavy textilních strojů ITMA '79	18
4.	Rozbor účinků vibrací vřeten textilních strojů v důsledku zvyšování otáček	22
4.1.	Zvyšování hluku stroje	22
4.2.	Zvýšení vibrací vřetena a celého stroje - vliv na životnost a spolehlivost stroje	25
4.3.	Vliv vibrace na samotný proces skaní	27
5.	Rozbor zdrojů vibrací vřeten textilních strojů	29
5.1.	Působení cívky s návinem na vřeteno	32
5.2.	Konstrukční a výrobní vlivy vřeten	35
6.	Odstraňování a potlačení zdrojů vibrací	36
6.1.	Zlepšování vyváženosti vřeten	37
6.1.1.	Teoretický rozbor problematiky	37
6.1.2.	Vliv konstrukcí vřeten a cívek	39
6.2.	Vliv geometrických vlastností ložisek vřeten na snižování vibrací	41
6.3.	Snižování přenosu vibrace do stroje pomocí pruž- ného uložení vřeten	44
7.	Teoretický výpočet kritických otáček a vlastní frekvence vřeten	47
7.1.	Krouživé kmitání vřetena se spojitě rozloženou hmotou	47
7.2.	Zamezování nepříznivých účinků vibrací "laděním" vřeten	52

8.	Rozbor vřetena ST 5 - 04 G prstencového skacího stroje SKP 140 S	56
9.	Pružné uložení vřetena ST 5 - 04 G skacího stroje SKP 140 S	58
9.1.	Stručný souhrn problematiky pružného uložení stop-vřeten ST5 - 04 G	58
9.2.	Vyhodnocení výsledků měření vibrací vřeten s oddělenými brzdícími čelistmi	59
9.3.	Konstrukční řešení pružného uložení vřetena ST 5 - 04 G	65
10.	Základní požadavky při konstrukčním navrhování vřeten	68
11.	Závěr	69

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

symbol	rozměr	význam symbolu
A	m	amplituda kmitání
a	m.s ⁻²	zrychlení vibrace vřetena
a _{ef}	m.s ⁻²	efektivní zrychlení vibrace vřetena
c	m.s ⁻¹	rychlost šíření hluku
$\vec{D}$	kg.m	vektor nevývažku
$\vec{D}_c$	kg.m	vektor nevývažku cívky
$\vec{D}_i$	kg.m	vektor nevývažku i-té části rotoru
$\vec{D}_n$	kg.m	vektor nevývažku cívky s návinem
$\vec{D}_v$	kg.m	vektor výsledného nevývažku
E	Pa	modul pružnosti v tahu
EJ	N.m ²	tuhost vřetena
e	m	excentricita
F _{ex}	N	excentrická síla
f	m	dráha vibrace
f _{ef}	m	efektivní dráha vibrace
$\vec{I}$	kg.m ²	vektor setrvačního momentu odstředivé síly
J(x)	m ⁴	kvadratický moment
k		koeficient závisející na typu a rozložení opěr vřetena
L	dB	hladina zkoušeného mechanismu
L _d	dB	hladina akustického tlaku ze vzdálenosti 1 m
L _{mA}	dB (A)	průměrná hladina hluku A
L _{PA}	dB (P,A)	hladina akustického výkonu A
L _A	dB (P)	hladina akustického výkonu
L ₁	dB	prvotní hladina hluku

L_2	dB	hladina hluku při vypnutém mechanismu
l	m	výška vřetene
$\vec{M}$	N.m	hlavní vektor momentu nevyváženosti
$M(x)$	N.m	ohybový moment
m	kg	hmota vřetena
$\vec{m}_n$	kg	hlavní vektor nevyvážených hmot
m_n	kg	nevyvážená hmota
n	s^{-1}	otáčky vřetena
n_{KR}	s^{-1}	kritické otáčky
n_{NKR}	s^{-1}	nižší kritické otáčky
n_{PR}	s^{-1}	pracovní otáčky
n_{VKR}	s^{-1}	vyšší kritické otáčky
P	W	výkon zvuku
p	$N.m^{-2}$	zvukový tlak
$\vec{r}$	m	radius vektor
S	m^2	čelní vlnoplocha
$T(x)$	N	posouvající síla
t	m	vzdálenost od uchycení do středu těžiště
V	m^3	objem rotoru
Z	$W.m^{-2}$	intenzita zvuku
α		koeficient, který závisí na tuhosti pružného uložení
γ	$kg.m^{-3}$	hustota materiálu
ϑ	$^{\circ}C$	teplota vzduchu
θ	Hz	vlastní frekvence vřetena
$f(x)$	$kg.m^{-1}$	hmotnost vřetene na jednotku délky
$q(x)$	$N.m^{-1}$	spojité zatížení
ω	s^{-1}	obvodová rychlost vřetena

ω_c	Hz	rezonanční frekvence
$\omega_{\kappa a_j}$	rad.s^{-1}	úhlové kritické rychlosti
x	m	souřadnice určující polohu řezu
y	m	průhyb vřetena
τ	s	čas

I. Ú V O D

Státy příslušící k RVHP mají pro textilní strojírenství mezinárodní hospodářské sdružení, které se nazývá „Intertextilmaš“. Úlohou tohoto sdružení je kooperace a specializace výroby, vypracování komplexního programu, který by urychlil modernizaci textilního strojírenství. Z těchto států se Československo zaměřilo na výzkum a vývoj těžkých prstencových skacích strojů.

V celosvětovém měřítku můžeme výsledky výzkumu a vývoje textilních strojů sledovat na mezinárodních výstavách. Podobně jako na předcházejících výstavách, ani Mezinárodní výstava textilních strojů v Hannoveru nepřinesla zcela nový vývojový směr v oblasti konstrukce skacích strojů. Téměř všichni vystavovatelé uplatnili především zlepšení technologických postupů, zvýšení hospodárnosti provozu, zjednodušení obsluhy a snížení nákladů na údržbu, jakož i vybudování kontrolních a řídicích systémů. Ze strany výrobců prstencových skacích strojů je viditelná snaha obsadit takové oblasti použití, kde se výrazně projevují provozní přednosti těchto strojů. Je tu snaha dosáhnout co největší všestrannosti a flexibility (přizpůsobení k moderním směrům) /1/.

Vzhledem k nutnosti zvýšit produktivitu práce v textilním průmyslu, zlepšují se staré a vyvíjí nové konstrukce strojů. Otázkou rozvoje průmyslu se zabýval i XVI. sjezd KSČ. Ve Zprávě o hlavních směrech hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR se pojednává o posile prostředků na modernizaci, rekonstrukci a intenzifikaci dosavadních zařízení, co platí i pro oblast výroby příze v textilním průmyslu.

Z důvodu zvýšení výkonu při dodržování principu ekonomiky

výroby je nutné prozkoumat konvenční postupy výroby příze se zřetelem na možnosti zvýšení produkce. Metoda prstencového předení je rozmanitostí produktů a jejich kvalitou dosud nepřekonaná a v současné době lze jen těžko předpokládat vyloučení tohoto postupu výroby přízí.

Jedním ze způsobů zvětšování objemu výroby, je zvyšování rychlosti pracovních členů a mechanismů strojů. V roce 1978 vystavovaly na ATME v Greenville firmy FRATELLI MARZOLI (Itálie) a SÜSSEN (NSR) vřetena s „plovoucím prstencem“ (Living Ring), která umožňují zvýšení výroby příze o 15 % a zrychlení otáček o 30 % /2/. Vzniká zde však problém kmitání, které má škodlivý vliv na technologický postup předení příze. Krouticí a navíjecí mechanismy jsou rychloběžné rotorné systémy (křídlovky, vřetena, rotory na BD strojích atd.). K zabezpečení trvalé práce těchto rychloběžných mechanismů a systémů je nutné zkoumání dynamiky a vytvoření metod pro výpočet vibrací. Velké potíže dělá přechod od reálných mechanických systémů k idealizovanému dynamickému modelu.

Rozbor dynamických problémů, které přináší zvyšování otáček u textilních strojů, otázka konstrukce vřeten a jejich pružného uložení je úlohou této diplomové práce.

2. V Ý Z K U M A V Ý V O J S K A C Í C H S T R O J Ů V Č S S R

V této diplomové práci analyzuji skací techniku, kterou se zabývá ELITEX, koncernový výzkumný ústav, Liberec, pověřený výzkumný závod Brno.

Vývoj skacích strojů od roku 1945

Skací krepovací stroj - stroj pro výrobu příze hedvábnického průmyslu, jeho vývoj ukončen v roce 1951.

Skací vysokootáčkový stroj SKASIL - vyrábí nyní koncernový podnik Kdyně, používá se na skaní polyamidového hedvábí.

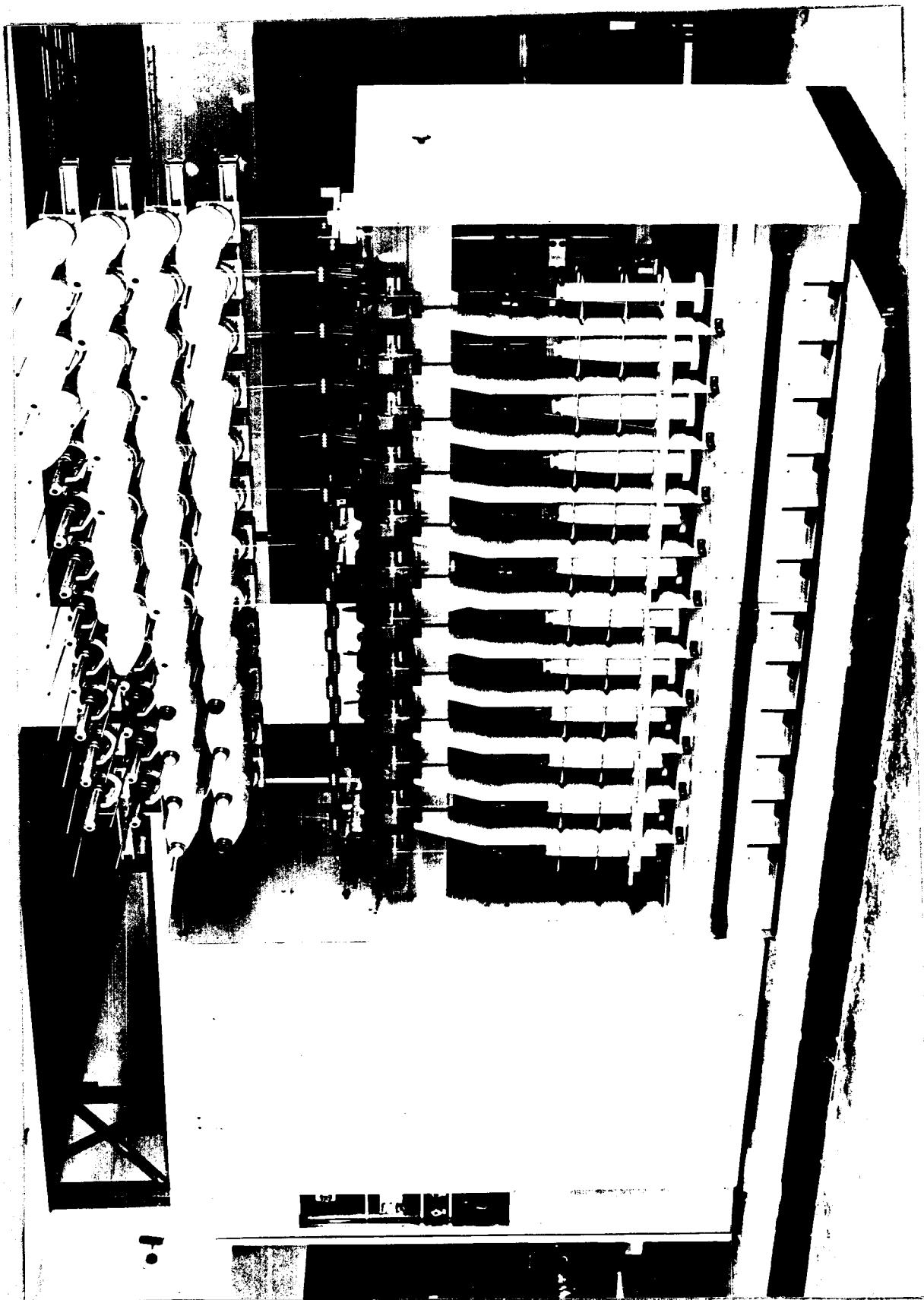
Dvouzákrutová přímo skací jednotka SJ-1 a SJ-2 - stroje pro skaní technických a pneumatikových kordů, vyrábí se od roku 1965 v Kdyni.

Skací ustalovací stroj SU-1 - dvouzákrutový skací stroj pro skaní technických vláken ze syntetických polymerů, vývoj ukončen v roce 1968.

Rokem 1974 začíná výroba skacích strojů typové řady SKP.

Těžký prstencový skací stroj SKP 100 S1 a S2 - tyto stroje pracují v národním podniku Skloplast Trnava a zabezpečují výrobu skleněného hedvábí. Zhotovené skleněné tkaniny jsou vyváženy do SSSR. V současné době probíhá vývoj zaměřený na zvyšování otáček vřeten ze 6600 min^{-1} na 8600 min^{-1} s cílem dosáhnout zpracování skleněného hedvábí délkových hmotností 3,4 - 22 tex. V rámci úlohy je řešena spolehlivost stroje.

Těžký prstencový skací stroj SKP 140 S1 a S2 - je uveden na obr. 2.1, tento stroj byl vyvíjen v národním podniku Vlněna Brno a Technolen Svitavy. Typy S1 a S2 jsou stroje pro první a druhé skaní skleněného hedvábí.



obr.2.1

Při průměru prstence 140 mm a rozsahu zpracovaného materiálu od 11 do 100 tex (pro první i druhé skaní), byly otáčky vřeten 6200 min^{-1} , což umožnilo zvýšit podávací rychlost až na $160 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální počet pracovních míst je 120 s možností zmenšování na 108, 96, 84, 72, příp. 60 pracovních míst. Naskané skleněné hedvábí má flaškovou formu návínou vysokou 350 mm a váha cívky činí 5 kg /6/.

Těžký prstencový skací stroj SKP 225 K a jeho modifikace K1 a K2 - tento typ stroje SKP 225 K má v provozu národní podnik „Kordárna“ ve Velké nad Veličkou. Je určen pro první a druhé skaní kordového hedvábí, které se vyrábí z viskózy, polyamidu nebo polyesteru. Stroj pracuje s maximálním počtem pracovních míst 72. Průměr prstence je 225 mm. První skaní umožňuje zpracovávat materiál 52 - 1300 tex, druhé skaní materiál 50 - 1500 tex (prospektové údaje). Otáčky vřeten se pohybují od 2545 min^{-1} až do 4100 min^{-1} . Běžcová rychlost je od $30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ do $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Počet zákrutů má rozsah od 41 - 548 m^{-1} . Konečný produkt prvního skaní je válcová cívka o výšce návínou 390 mm a u druhého skaní cívka s flaškovým tvarem návínou.

Modifikace K1 a K2 umožňuje větší využití stroje zvýšením rychlosti operace smekání a výměnou prázdných a plných cívek.

Po roce 1985 se předpokládá výroba vysokovýkonných skacích strojů s označením SKP 2, SKP 5 a SKP 12. Rozsah zpracovávaného materiálu by měl být 2,9 - 1870 tex od skleněných vláken až po klasické. Na strojích by měly být používány vřetena STX, která se vyvíjí ve spolupráci s NDR a jež umožňují maximální otáčky 12400, 8900, resp. 6650 min^{-1} . Tyto nové stroje by měly umožnit elektronické řízení stroje, možnost tvorby návínou ve všech variantách, čtyřvřetenový pohon pomocí pásy a automatické nasazení cívek na vřetena.

3. VÝVOJ A ŘEŠENÍ KONSTRUKCE VŘE- TEN TEXTILNÍCH STROJŮ

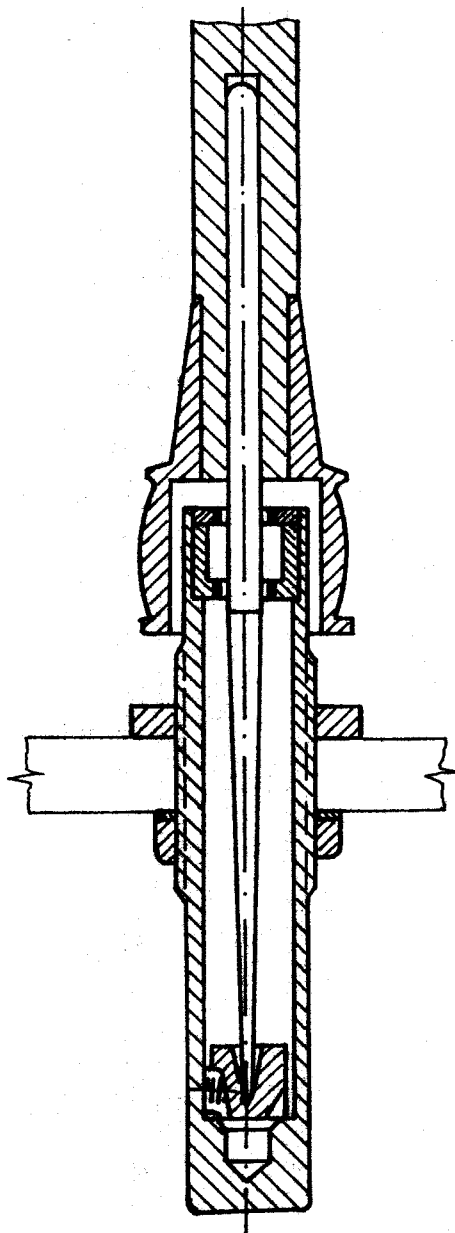
3.1 Růst složitosti konstrukce vřeten

Každým rokem stoupá na celém světě spotřeba přízí a dochází ke stále se zvyšující poptávce. Roste počet strojů na předení, skaní a soukání, zvyšuje se počet vřeten na jednotlivých strojích, výše otáček, a provádí se automatizace výrobních procesů. Existuje a navrhuje se velké množství vřeten nejrůznějších tvarů, velikostí a typů, sloužící ke zkvalitnění příze.

Všeobecné třídění vřeten však dosud neexistuje. Jedním z vědců, kteří se zabývali možnostmi dělení vřeten je J.I. Koriťskij, který v literatuře /5/ udává nejrůznější znaky vřeten, podle kterých by bylo možné provést klasifikaci. Jedním z těchto znaků je uložení vřeten. Podle něj lze dělit opěry na rozdělitelné, polorozdělitelné a nerozdělitelné. Rozdělitelné opěry mají pružnou hybnost a nemusí být mezi sebou vázány nějakým elementem (obr. 3.1 - 1). Polorozdělitelné - jedna opěra má pružnou hybnost, protože je uchycena v pružném pouzdře (obr. 3.1 - 4). Nerozdělitelné opěry nemají mezi sebou žádnou hybnost (obr. 3.1.- 2). Na těchto obrázcích je také vidět postupný růst složitosti vřeten a jejich uložení.

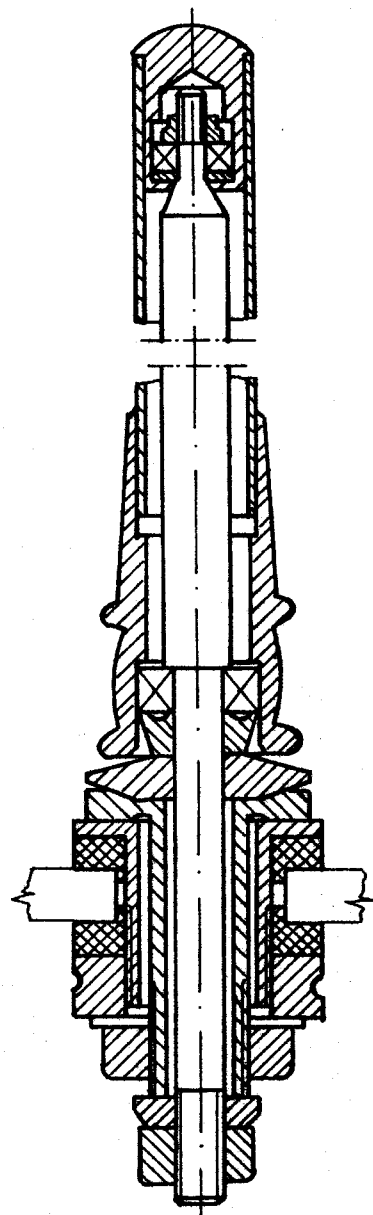
Zvyšováním otáček vřeten roste vibrace a dynamické nerovnoměrnosti silněji působí na výrobní proces. Odstranit nežádoucí vlivy vibrace umožňují tlumicí systémy opěr vřeten a jejich pružné uložení na rám. Můžeme použít nejrůznější typy pružin, nebo gumových podložek, které snižují frekvenci kmitání z vřetena do stroje (obr. 3.1.- 2).

Na obrázku 3.1 - 1 je uveden poměrně jednoduchý systém tlumení radiální pružinou. Ještě jeden kladný rys vřetena - velká „nádrž“ pro olej, což umožňuje dlouhodobé používání.



obr. 3.1 - 1

vřeteno firmy MARQUETTA

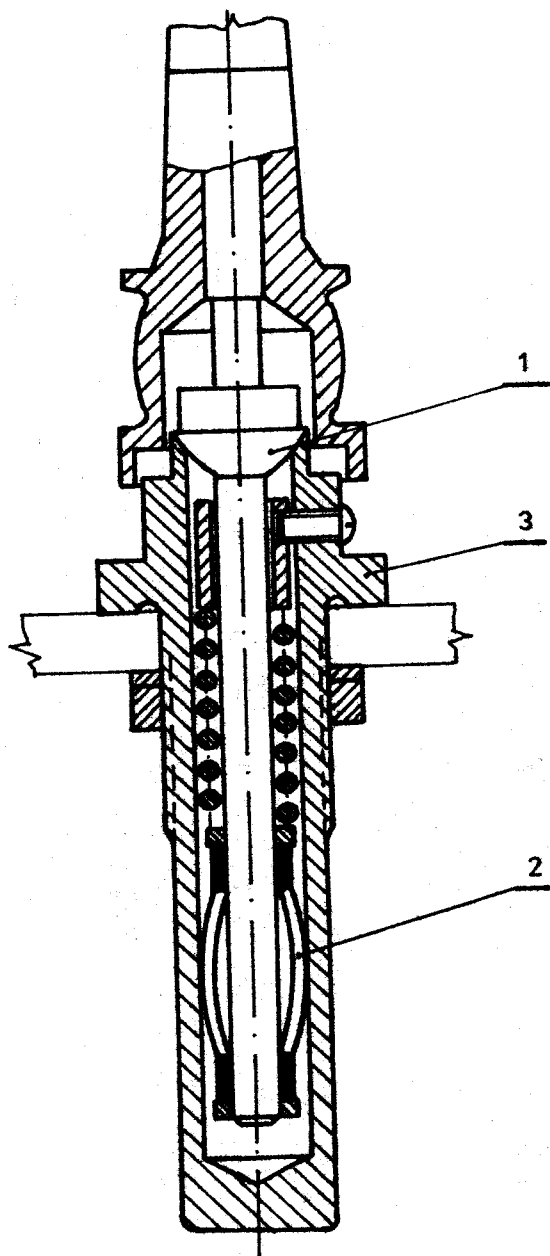


obr. 3.1 - 2

vřeteno New area firmy
SACO - LOWELL

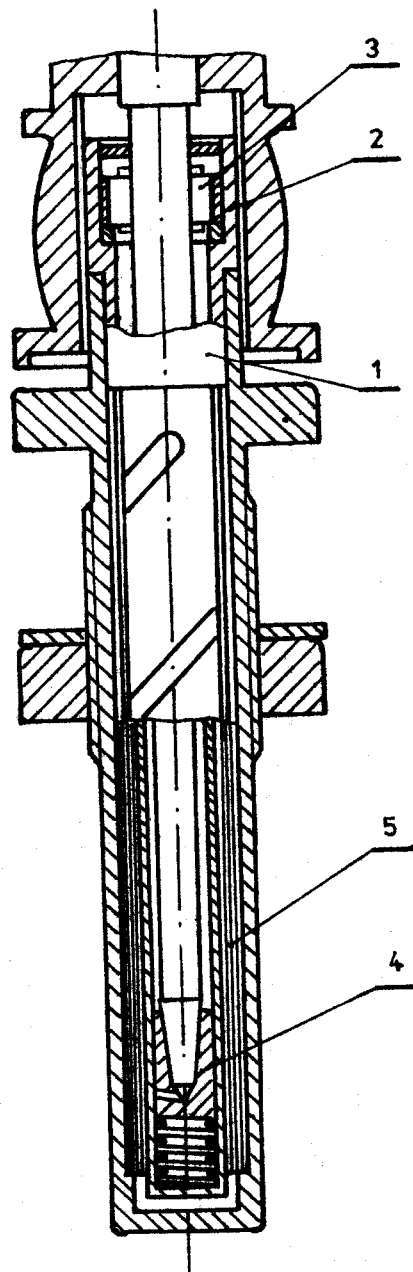
K tlumení můžeme také používat plášťové nebo válcové pružiny, které mají centrovací účinek.

Obrázek 3.1 - 3 znázorňuje vřeteno, jehož hlavním znakem je sférický kloub 1. Tlumící element má parabolický tvar 2. Kmitání vřetena je tlumeno vnitřním napětím pružného parabolického elementu a částečně olejem, který je mezi elementem a pouz-
drem 3.



obr. 3.1 - 3

vřeteno VN-28-2 MO firmy
VNIILTEKMAŠ (SSSR)



obr. 3.1 - 4

vřeteno HF firmy SKF

Pružný element se vyrábí z pružné oceli nebo z kapronu a má rovnoměrné pružné vlastnosti ve všech radiálních směrech, čímž se projevuje dobré centrování vřeten.

V plášti 1 je nalisováno válečkové ložisko 3 (obr. 3.1 - 4). Ve spodní části trubky je umístěno bronzové pouzdro 4, ve kterém se otáčí pata dříku. Válcová trubka je z pružinové oceli, a má

spirálovou šterbinu. Při kmitání se může spodní opora dříku posouvat v radiálním směru oproti vrchnímu ložisku. Široká spirálová pružina 5, která má sedm závitů, tlumí kmitání válcové trubky a i celého vřetena. Závitů na pružině vytváří šest dutinkových kapilárních nádob naplněných olejem. K tlumení dochází pomocí olejového filmu, který se nachází v oddělených dutinkách. Tato konstrukce zabezpečuje vytvoření rovnoměrného pružného pole ve všech radiálních směrech /7/.

3.2. Poznatky ze světové výstavy textilních strojů ITMA '79

Mnoho světových strojírenských firem se zabývá vývojem strojů pro předení, skaní a soukání, jejich mechanismy a snaží se vyvíjet novější a modernější typy.

Jedním z hlavních mechanismů je vřeteno, jehož vývoj přináší kromě kladných výsledků také řadu problémů působících na chod stroje a na samotný proces skaní. Výrobou a vývojem vřeten se zabývají nejen firmy tohoto oboru, ale i firmy vyrábějící ložiska.

Nejznámější světové firmy

stát	firmy
Švýcarsko	USTER, RIETER, HISDANO-SUIZA,
NSR	SÜSSEN, NOVIBRA, WELLER, HAMMEL, SAURER-ALMA
USA	ROBERTS, HARTFORD, KOMETSA, MARQUETTA, WHITIN,
	SACO-LOWEL
Japonsko	NSK, MITSUBISHI, OM-S, TOYODA
Anglie	SCRAGG, PLATT
Francie	A.R.C.T., SOTEXA
Itálie	CARMITTI, GARDELLA, SAVIO
Švédsko	SKF

Firma SAUER-ALMA - NSR

Na mezinárodní světovou výstavu textilních strojů ITMA '79 v Hanoveru přinesla špičkový výrobek skacího stroje typu AZB, jehož prstence mají průměr 115, 141, 150, 180 mm. Otáčky vřeten jsou podle průměru prstenců 8400, 7000, 6000, resp. 5200 min⁻¹. Stroj má velmi malý odpad materiálu, nízkou spotřebu el. energie a stavba cívky je realizovatelná deseti způsoby.

Firma A.R.C.T. - Francie

Tato firma používá standartní vřetena typu HZ 680, s možností otáček až 8000 min⁻¹ při hmotnosti návinu 3 kg. Stroj se vyznačuje účinným tlumením hluku.

Firma HAMMEL - NSR

Na výstavu přinesla celou řadu prstencových skacích strojů s označením 2/010 S, 2/01 S, 2/01 G a 2/110 G. Stroje měly různé rozteče prstenců a různé otáčky vřeten, což umožnilo zpracování prakticky všech druhů přízí. Rozsáhlé vybavení zařízením pro tvorbu návinu, dává více než deset typů stavby finálové cívky.

Firma PLATT - Anglie

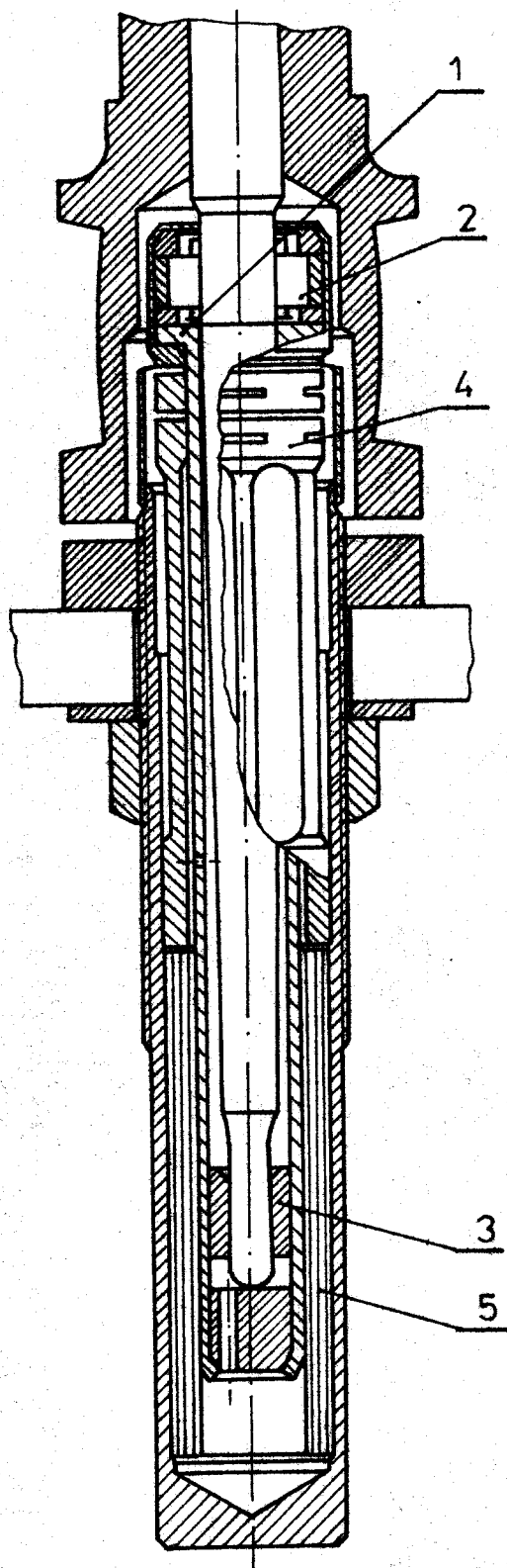
Přinesla další modifikaci stroje POLYMASTER, typu 847. Stroj má velice dobré odhlučnění pracovních částí a je vybaven postupným spouštěním pracovního místa jediným ovládacím prvkem.

Všichni výrobci zůstali prakticky u svých zavedených koncepcí skacích strojů a jen modernizovali další uzly.

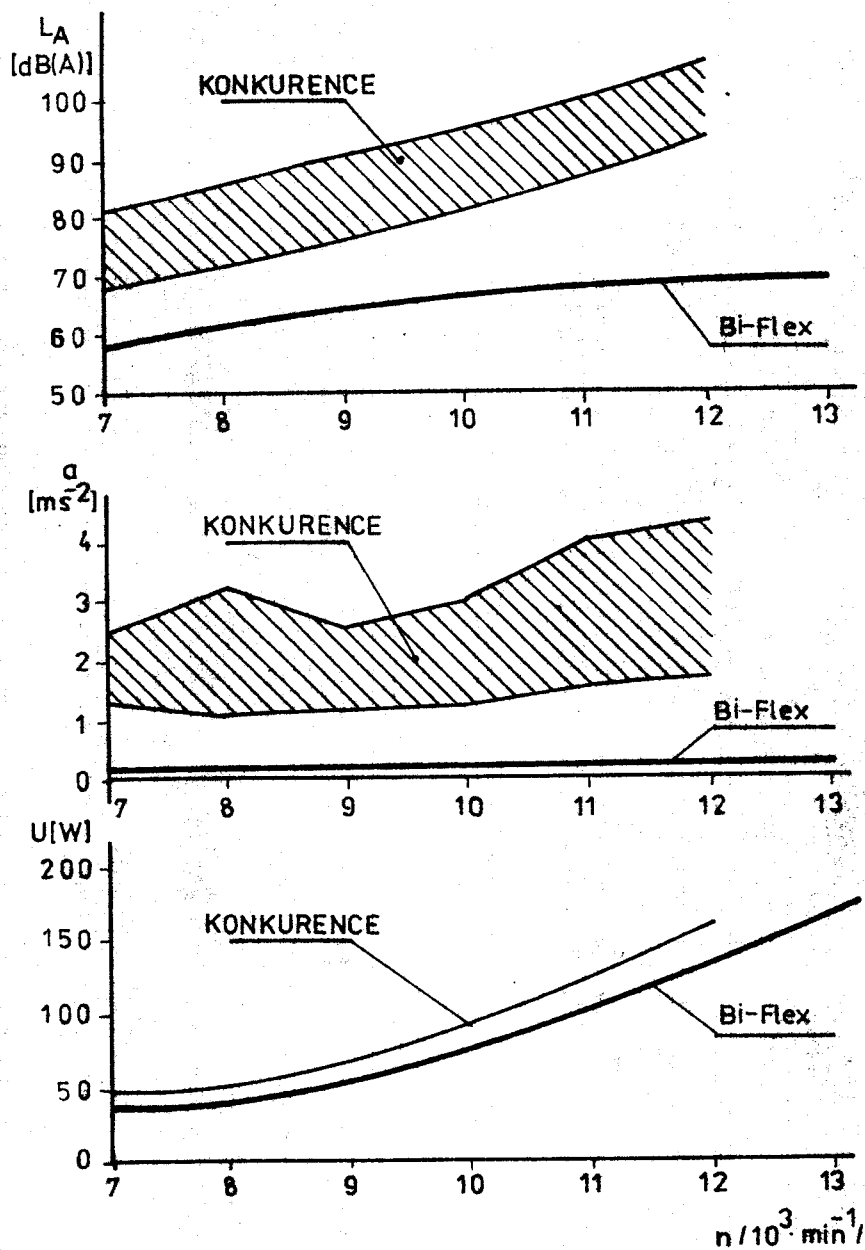
Charakteristika rozvoje skacích strojů:

- nástup elektroniky do řízení pohonu
- řešení problematiky pracovního prostředí (hluk)
- automatizace a mechanizace procesů obsluhy
- snižování spotřeby el. energie
- snižování výrobních nákladů na stroj

Švýcarská firma USTER, jejíž produkce jde z 90 % na export, vystavovala nejnovější provedení uložení vřeten typu SMM (obr. 3.2 - 1) pro skaní střední a velké hmotnosti návinu./8/



obr. 3.2 - 1



obr. 3.2 - 2

Vřeteno je složeno z těchto částí:

- tuhé vnitřní ložiskové pouzdro uchycuje ložisko 2 a patní uložení 3 v jedné ose;
- kloub 4 s příčnými a podélnými drážkami se může pohybovat ve dvou směrech, slouží pro pružné uložení ložiskového pouzdra;
- hydraulický tlumicí element 5.

„Bi - Flex” - vřeteno, svůj název dostalo podle nového typu kloubu, který umožňuje vřetenu větší zatížení, aniž by vznikaly velké radiální síly v krčném ložisku, jak je tomu u vřeten „Mono - Flex”, která nemají podélné drážky. Osa setrvačnosti vřetena „Bi - Flex” se přibližuje ose oběžné a je zde možnost dosáhnout vysokých otáček až do výše 14000 min^{-1} , aniž by tato rychlost měla větší vliv na vibraci, výkon a hlučnost stroje. Na obr. 3.2 - 2 jsou uvedeny diagramy, které znázorňují hladinu hluku, vibrace a spotřebu energie mezi vřetenem SMM „Bi - Flex” a ostatní světovou konkurencí. Vřeteno s cívkou o průměru 125 mm, výškou návinu 420 mm a hmotností návinu 3,1 kg nepřesahuje svou hlučností 75 dB (A), a má podstatně menší vibraci a nižší spotřebu energie.

4. ROZBOR ÚČINKŮ VIBRACÍ VŘETEN TEXTILNÍCH STROJŮ V DŮSLEDKU ZVYŠOVÁNÍ OTÁČEK

V posledních letech se v textilním průmyslu zaměřila hlavní pozornost především na zvyšování otáček, abychom dosáhli větší kvantitu výsledných produktů. V procesu skaní je možnost zvýšit otáčky vřeten a zvětšit hmotnost návinu. Toto řešení je voleno mnohými zahraničními firmami, o nichž pojednává literatura /4/. Zvyšování otáček s sebou nese i nežádoucí růst vibrace, a je třeba z tohoto důvodu vyvíjet nové originální konstrukce vřeten a jejich nové uložení.

Dlouholetým pozorováním se zjistilo, že při zvětšení vibrace vřeten dochází k častějším přetrhům příze, zhoršuje se kvalita, zvyšuje se hlučnost a klesá produktivita. Dále dochází k rychlejšímu opotřebování ložisek, zvyšuje se spotřeba hnací energie a vřetena vyžadují více oleje. Ložiska vibrujících vřeten se silně zahřívají, tím se snižuje viskozita oleje a je nutná častější výměna. V důsledku vibrace dochází k vibrační korozi a uvolňování spojů. Zvětšuje se poruchovost, snižuje se životnost a spolehlivost stroje.

V rozboru vřeten budeme porovnávat teoretické poznatky s praktickými výsledky vřetena ST 5 - 04 G, které je znázorněno na schématickém nákresu (obr. 8 - 1).

4.1. Zvyšování hluku stroje

Mnohaletý výzkum a vývoj textilních strojů se zabývá odstraněním nadměrné hlučnosti. Tato situace, přes veškeré dosavadní úspěchy, jak v oblasti zvyšování otáček vřeten, tak i rychlostí ostatních pracovních mechanismů, nese s sebou problém

zvětšení hlučnosti strojů, jako následku zvýšené vibrace. /12/

Působením intenzivního hluku na obsluhu (např. v pracovních osmihodinových směnách) vzniká neléčitelné akustické trauma. Škodlivý účinek hluku se projevuje přibližně od hladiny zvuku vyšší než 80 dB (A) /9/. Hluk je akustická energie, která vzniká přeměnou z jiných druhů energií, např. chvěním povrchu strojů a zařízení, prouděním v plynném nebo kapalném prostředí. Od zdroje hluku se v prostředí a konstrukcemi postupně šíří ve vlnoplochách, odráží se na omezujících plochách, příp. v některých prostředích a materiálech se i pohlcuje.

Vřetena mají vysoké frekvence otáček a spolu se svým pohonem jsou největším zdrojem hluku stroje. Otáčením vřeten dochází k vybuzování zvukových vln, které se šíří do okolí jednak přímým stykem vřetena s okolním vzduchem, jednak konstrukcí statoru vřetena. Rychlost šíření hluku je závislá na teplotě a vypočítá se ze vztahu:

$$c = 331,6 \sqrt{1 - \frac{\nu}{273}} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad 41.$$

ν - teplota vzduchu v $^{\circ}\text{C}$.

Kolem stroje se vytváří zvukové pole, které je charakterizováno zvukovým tlakem $p[\text{N} \cdot \text{m}^{-2}]$ a intenzitou $Z[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$.

Tyto parametry jsou závislé na výkonu zdroje zvuku, na vzdálenosti měřících přístrojů a na samotném prostředí. Hlavní charakteristikou zdroje zvuku je výkon zvuku, který můžeme vypočítat ze vztahu:

$$P = Z \cdot S \quad [\text{W}] \quad 42.$$

S - čelní vlnoplocha

Intenzita a zvukový tlak po celé čelní vlnoploše S je stálý a nezávislý na vzdálenosti od zdroje hluku /10/.

Při změně rychlosti vřetena se výkon změní:

$$P = \text{konst} \cdot \omega^8 \left[\sum_{i=1}^n \frac{\omega}{\omega_i^2 - \omega^2} \right] \quad [\text{W}] \quad 4.3.$$

ω_i - rezonanční frekvence.

Skací stroje převyšují předepsané normy o 15 - 18 dB. Dělá se vše pro to, aby se snížila tato vysoká hlučnost. Jako příklad můžeme brát experimentální výsledky /10/ s vřeteny SB - 11 - E2 (SSSR). Obvodová rychlost byla 16000 ot/min, přidáním nevývažku vrchního konce vřetena $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$ se hluk vřetena zvýšil o 2,5 dB.

Skací stroje jsou složité mnohasložkové mechanismy, kde hlavním zdrojem hluku není samotné vřeteno, ale i jeho pohon. Hluk složitých mechanismů můžeme vypočítat podle:

$$L = 10 \lg(10^{0,1L_1} - 10^{0,1L_2}) \quad [\text{dB}] \quad 4.4.$$

L_1 - prvotní hladina hluku

L_2 - hladina hluku při vypnutém mechanismu

L - hladina zkoušeného mechanismu.

Hladinu akustického výkonu $L_p [\text{dB(P)}]$ vypočteme:

$$\text{kde } S_0 = 1 \text{ m}^2 \quad L_p = L_d + 10 \lg \frac{S}{S_0} \quad [\text{dB(P)}] \quad 4.5.$$

Ve zprávě /11/ pro stroj SKP 140 S2 byly změřeny hodnoty: průměrná hladina hluku A, t.j. při použití hlukového filt-

ru A : $L_{m_A} = 77,6 \text{ dB(A)}$,

hladina akustického výkonu A : $L_{p_A} = 95 \text{ dB(P,A)}$

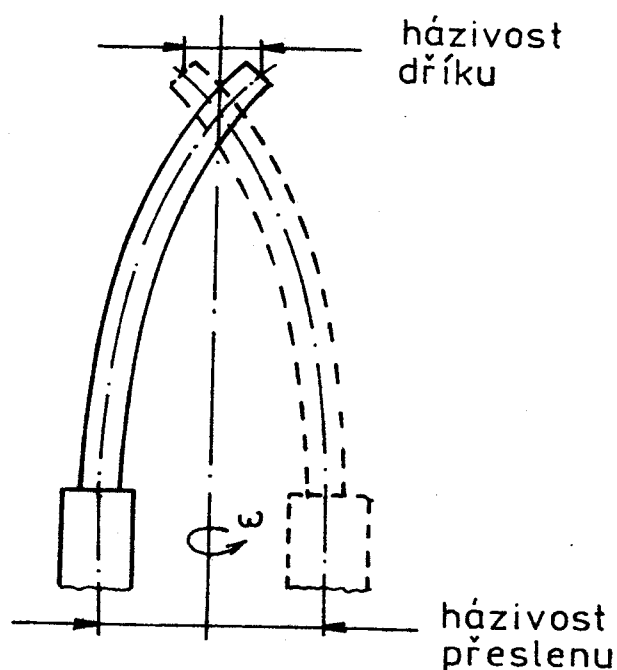
Zvýšení hluku u vřeten ovlivňují tyto zdroje:

- nepřesná výroba ložisek
- velké radiální zatížení ložisek
- nedokonalost montáže horního ložiska
- velké obvodové rychlosti

- zvýšená vůle uložení
- nevyváženost rotujících hmot
- nedokonalost pracovních povrchů
- dotyk rotujících a nerotujících dílů přímo nebo přes nečistoty
- nedostatečná kvalita řemene.

4.2. Zvýšení vibrací vřetena a celého stroje - vliv na životnost a spolehlivost stroje

Životnost a spolehlivost stroje závisí na správném dodržování pracovních parametrů, ve kterých jsou uvedeny dovolené vibrace různých mechanismů nebo celého stroje. Otázka vysoké vibrace se stává náročnou u rychloběžných rotujících mechanismů. Aby vřeteno ST 5 - 04 G nedosahovalo vysoké vibrace, obvodová házivost dříků by měla být menší než 0,05 mm a maximální přípustné obvodové házení volného přeslenu musí být menší než 0,07 mm /13/ (obr. 4.2 - 1).



obr. 4.2 - 1

Při velké házivosti, kdy vřeteno přechází pásmo kritických otáček, může nastat zdeformování vřetena, nebo se může přelomit, tato situace nastává jen velmi zřídka. Házivost může způsobit přetrh text. materiálu, nebo se může cívka dotýkat vnitřního povrchu prstence.

Jiným faktorem vibrací je porucha funkčních uzlů vřeten. Mohou se uvolňovat spoje, které pak způsobují klepání a nárazové dotýkání spojených dílů. Po dlouhodobém působení tohoto klepání vzniká tzv. „překování“ spojů, t.j. když jeden díl spoje překlepe druhý. U vřeten ST 5 - 04 G dochází při provozu k postupnému povolení pojistného šroubu a vypadnutí stavěcí matice, napínače brzdových čelistí.

Jedním z důsledků vibrace je vibrokoroze, u spojů je to fretting - koroze, která vzniká třením dvou částí o sebe. Vibrokoroze je podobná korozi kovových materiálů. Objevuje se na spojích pohyblivých a nepohyblivých. Po zkorodování nepohyblivého spoje lze jen těžce spoje rozdělit a u pohyblivých spojů pak dochází k „umrtvení“ spoje, ztrácí se pohyblivost. Následek vibrokoroze je ztráta funkčnosti spoje a výskyt poruch. Podle autora literatury /14/ může fretting - koroze způsobit schycení (svaření) spojů, a při další vibraci může produkt koroze ubývat. Stálá ztráta kovů způsobuje silné opotřebení materiálu spoje a může tak dojít k náhlé poruše.

Fretting - koroze je silnější u měkkých kovů, než u tvrdých. Mechanismus této koroze není ještě důkladně prozkoumán. Víme jen, že při kontaktu dvou kovů, některých částí povrchů se spojuje (svažuje). Při kmitání se tyto díly rozdělí, vzniká aktivní oblast a ta je napadána koroze. Proces se opakuje.

Další oxidace a tření povrchu dvou dílů spoje zvětšuje ztráty materiálu a na spojích se objevuje tmavohnědý prášek.

Vlhkost snižuje fretting - korozi, a autor se domnívá, že tato vlhkost může působit jako mazání spoje. Proč zvýšení teploty zpomaluje fretting - korozi není zatím objasněno.

Vibrokorozie je zřetelná u vřeten ST 5 - 04 G, kde se objevuje na spojovacích kolíkách brzdových čelistí. Odstranění můžeme provést potlačením vibrace vřeten a celého stroje, nebo použitím maziva „MAVOK“, které vynalezli pracovníci ELITEXu, k.v.ú., výzkumný závod Brno.

Kovový styk má vřeteno mezi svým uložením a rámem stroje. Z vřetena do rámu jsou přenášeny vibrace a také naopak, z rámu do vřeten. Rám vibruje od chvění přítlačných válečků pohonného řemene, které jsou upevněny v rámu stroje. Každé vřeteno má svoji frekvenci kmitání, v případě, že by všechna vřetena, která jsou upevněna na jednom nosníku, měla stejné souladové nebo synchronní kmitání, všechny kmity by se sčítaly. Nosník by tak velké amplitudy kmitání nevydržel. Je tedy zřejmé, že se frekvence sčítají, odečítají nebo mají chaotický charakter. Jen díky této skutečnosti může nosník vydržet.

Všechny tyto důsledky a jiné nepříznivé vlivy ovlivňují životnost a spolehlivost stroje.

4.3. Vliv vibrace na samotný proces skaní

Dosud se nepodařilo technicky vypočítat a změřit vliv vibrace na samotný proces skaní. Číselné měření by bylo velice náročné, a bylo by zapotřebí složité výpočetní techniky a měřících mechanismů. Statisticky vypracovat tento vliv je dlouhodobá záležitost.

Z dlouholetého pozorování v praxi je známo, že prstencové vřeteno má v procesu skaní funkční díly (prstenec, běžec a cívka s návinem), na které působí vibrace.

Vibrující vřeteno v některých polohách napíná přízi a působí tak na kvalitu příze, protože odtaž bude periodicky silnější, jednak na běžec, kde se zvětšuje třecí síla mezi ním a prstencem.

Výsledek: - nerovnoměrnost kvality zpracované příze

- větší opotřebení běžce a prstence.

Vibrace působí také na tvorbu návinu. V některé rotující poloze má navíjená příze větší tahovou sílu.

Dochází k nežádoucím výsledkům:

- tvrdší návin na jedné straně cívky
- napnutí ve vinutí v průběhu celého navíjení není konstantní a vytváří předpoklady pro zvýšení přetrhu při dalším zpracování příze
- následující vrstvy se mohou zařezávat do předchozích
- nepříznivý vliv na tvorbu formy návinu.

Při zvyšování otáček se zvětšují excentrické síly v balónu příze, který se vytváří u prstencového způsobu skaní. Se zvyšováním vibrace mohou nastat přetrhy přízí v balónu, což má vliv na kvalitu přízí a výkonnost stroje. Nežádoucí síly v balónu se zmenšují omezovači různého provedení.

5. ROZBOR ZDROJŮ VIBRACÍ VŘETEN TEXTILNÍCH STROJŮ

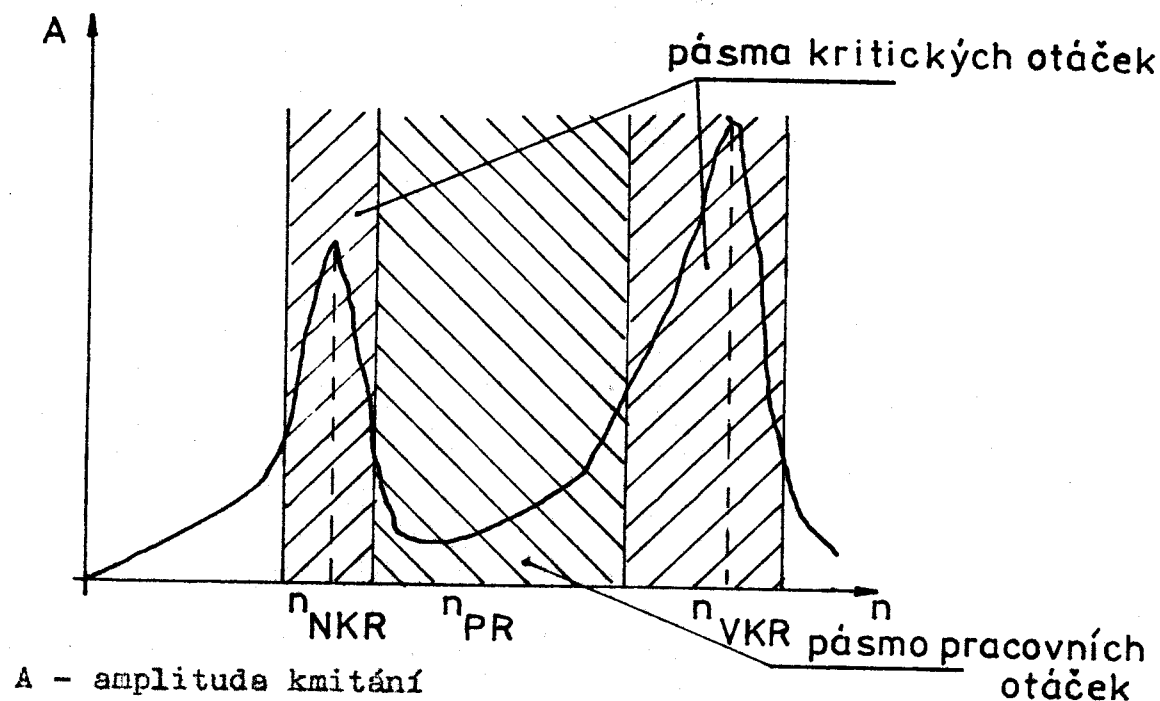
Vibraci rotujícího vřetena působí cívka s návinem, vlastní geometrie vřetena, jeho uložení, konstrukční a výrobní vlivy. To jsou hlavní zdroje kmitání. Abychom mohli posoudit působení těchto zdrojů, musíme znát kritické otáčky vřetena, házivost vrchního konce vřetena, charakter vibrací vrchního konce, amplitudu a zrychlení vibrací poddajných opěr.

Rezonance kmitajícího tělesa nastává v okamžiku, kdy frekvence jeho vlastních kmitů je v souladu s frekvencí vznikajících impulsů. V této fázi má těleso kritické otáčky, při kterých se zvětšují amplitudy kmitání a síly v opěrách.

Jestliže budeme sledovat frekvenci vlastních kmitů vřetena, dostaneme celou řadu frekvencí, t.j. vlastní frekvenci samotného vřetena, vřetena s prázdnou cívkou, s cívkou a plným návinem. Vlastní frekvence vřetena se zmenší s postupně přibývajícím hmotou. Jestliže s navléknutou cívkou pružnost dřívku stoupne, zvětší se i vlastní frekvence vřetena. Prstencová vřetena obvykle pracují mezi prvním a druhým pásmem kritických rychlostí, neboť pracovní otáčky můžeme zvyšovat až do druhého pásma, které se u vřeten typu ST 5 - 04 G vyskytuje až při rychlosti $8000 - 9000 \text{ min}^{-1}$.

Vhodné konstrukce vřeten musí mít kritické otáčky dostatečně daleko od pásma pracovních otáček (obr. 5 - 1), a samotné pásmo pracovních otáček musí být co nejširší.

První kritické pásmo otáček přechází vřeteno při rozběhu a doběhu. Zvětšení házivosti je zřetelné. Při druhých kritických otáčkách má vřeteno ještě větší amplitudu vibrací, než při prvních.



obr. 5 - 1

Nejvhodnější interval pracovních rychlostí je /15/ :

$$0,7n_{NKR} \leq n_{PR} \leq 1,4n_{VKR} \quad 5.1.$$

V některých případech může mít vřeteno subharmonický režim kmitání. To je výsledek vnějších vzbuzujících sil, a sil vnitřní a vnější odporovosti. Subharmonické kmitání je složeno z několika složek kmitání. Rezonance může vzniknout u subharmonických kmitů, nejen když vzbuzující složka je v souladu s vlastní složkou kmitání, ale i když je v souladu s některou složkou složitěho nelineárního kmitání /5/.

Příčiny vzniku subharmonických kmitů mohou být:

- složitost vlastních kmitů, která vzniká vnitřním třením v materiálu vřetena
- třením vřetena v místech uložení
- nelineární charakteristikou tuhosti opěr.

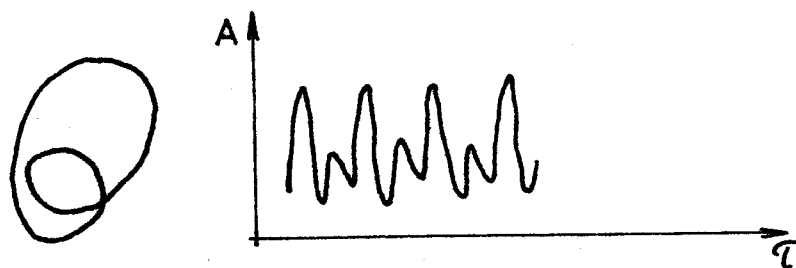
Při těchto kmitáních vzniká rezonance n -tého řádu, nebo subharmonická rezonance, t.j. kdy otáčky jsou několikanásobně kritickými:

$$n \approx k \cdot n_{KR} \quad 5.2.$$

$$k=2; k=3; k=4...$$

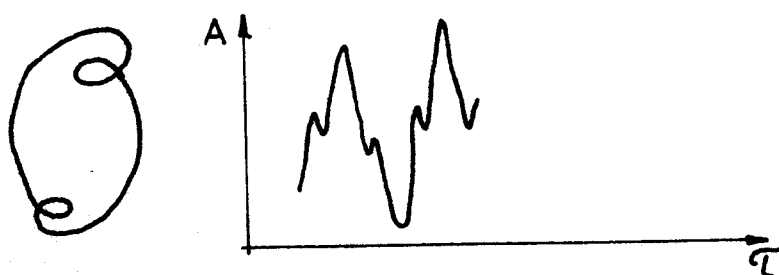
Trajektorie vrchního konce vřetena s průběhem amplitud /5/:

druhý řád



obr. 5 - 2

třetí řád



obr. 5 - 3

Podle charakteru vibrací vrchního konce vřetena můžeme posuzovat frekvenci, amplitudu, házivost vřeten, zdroj vzniku vibrací v různých konstrukcích pružného uložení.

Vlastní frekvence funkčních celků vřetena ST 5 bez pružného uložení a bez stabilizátoru byly /16/:

- 1/ vřeteno bez cívky - 101 Hz
- 2/ vřeteno s cívkou - 95 Hz
- 3/ vřeteno s 1/2 návinem - 90 Hz
- 4/ vřeteno s plným návinem - 83 Hz

Provozní otáčky vřeten stroje SKP 140 S se pohybují v oblasti cca 4000 - 6000 min⁻¹. Těmto otáčkám odpovídá rozsah frekvencí cca 66 - 100 Hz. Na stroji by se tudíž neměly vyskytovat funkční celky, jejichž vlastní frekvence by ležela v tomto pásmu, resp. by byla násobkem tohoto pásma.

5.1. Působení cívky s návinem na vřeteno

V textilním průmyslu se setkáváme s cívkami nejrůznějších typů a tvarů. U skacích strojů cívka určuje konstrukci a velikost vřetena, stanoví druh fixace cívky a potřebné uložení vřeten. Čím je vřeteno jednodušší, tím můžeme dosáhnout větších otáček, a existuje méně nevyvážených dílů. S přibývajícím návinem na cívku se zvyšuje hmotnost, která působí na vřeteno. Tím dochází ke vzniku velkých excentrických sil, které můžeme vypočítat:

$$F_{ex} = m \cdot \omega^2 \cdot e \quad [N] \quad 5.3.$$

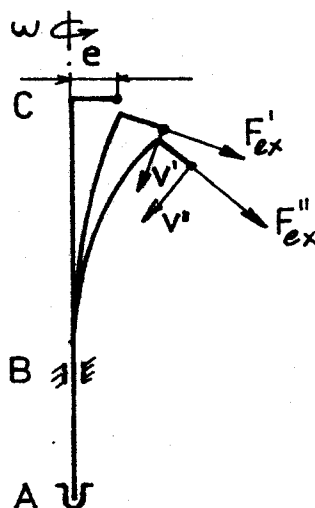
F_{ex} - excentrická síla

m - hmota celého vřetena

ω - obvodová rychlost

e - excentricita.

Excentrické síly způsobují deformace vřetena a zvětšují se ($F_{ex}'' > F_{ex}'$) odchýlením nevyvážku od centrální rotační osy ABC vřetena (obr. 5.1 - 1):



obr. 5.1 - 1

Kdyby tyto síly nebyly okamžité, t.j. v jedné poloze byly určitou dobu, pak by se deformace stále zvětšovala a mohlo by dojít k přelomu.

Excentrické síly však za malý okamžik nemůžou vzrůst a také vřetenno nerotuje stále kolem osy ABC, ale nachází svou osu rotace, kolem které rotující vřetenno nemá tak velké deformace. Excentricita se může vytvářet nejen od nestejnomyěrnosti cívky, ale také od nepřesnosti nasazení cívky /17/. V praxi je nasazování cívek na vřetena nahodilé. Může se vyskytnout případ, kdy vektor nevývážky cívky i vřetenno má stejný směr. V tomto případě dochází k velké vibraci vřetena a síly v opěrách jsou největší. Tento nedostatek můžeme odstranit přesnou výrobou cívek a vyvažováním vřeten. U vřeten typu ST 5 - 04 G se mohou vyvažovat fixační oříšky, adapter a unašeč (obr. 8 - 1). Navíjením příze na cívky se snažíme dosáhnout velkou hustotu návinu, a tím zvětšujeme hmotnost návinu. Velké rotující hmoty na vřetenech přináší větší síly v opěrách uložení. V teoretických výpočtech můžeme brát hmotu vřetena a cívky s návinem jako rovnoměrně rozloženou hmotu. V tomto případě dostaneme vlastní frekvenci vřetena ze vzorce:

$$\theta = k \sqrt{\frac{EJ}{m t^4}} \quad [\text{Hz}] \quad 5.4.$$

θ - vlastní frekvence vřetena

k - koeficient závisející na typu a rozložení opěr vřetena

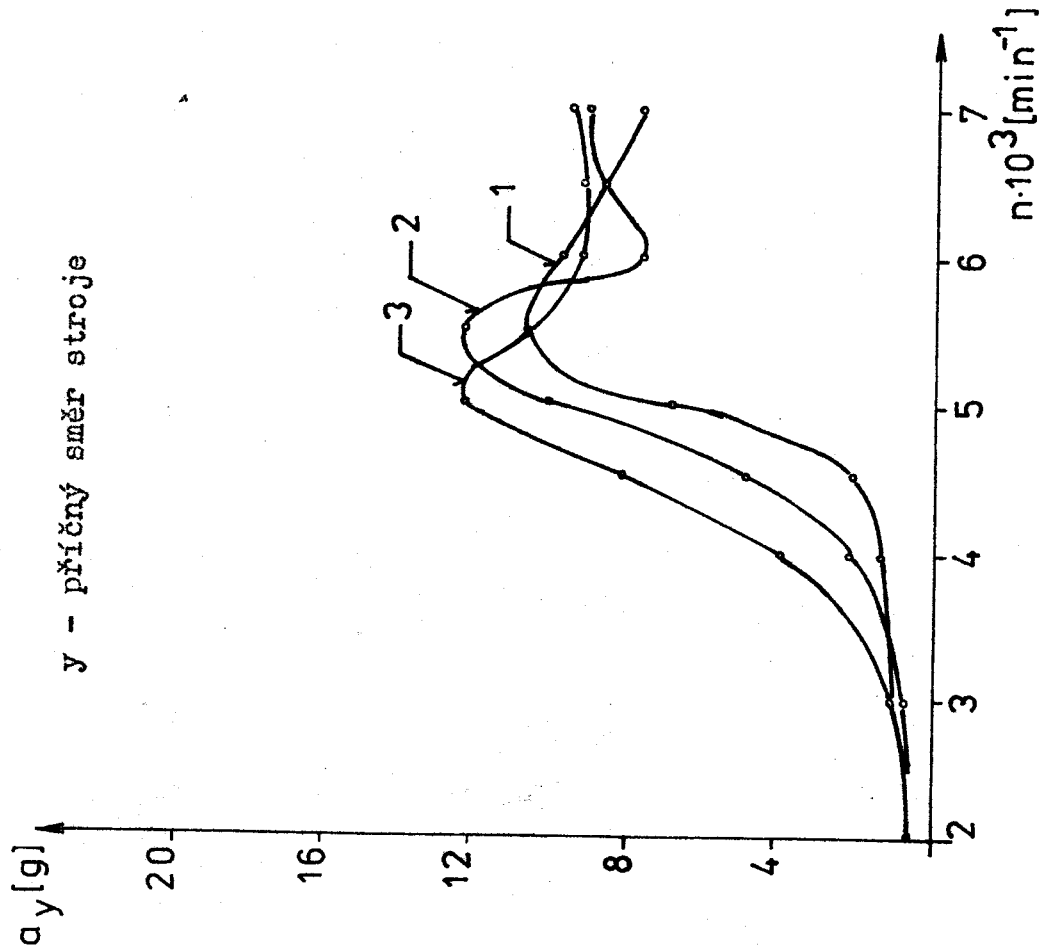
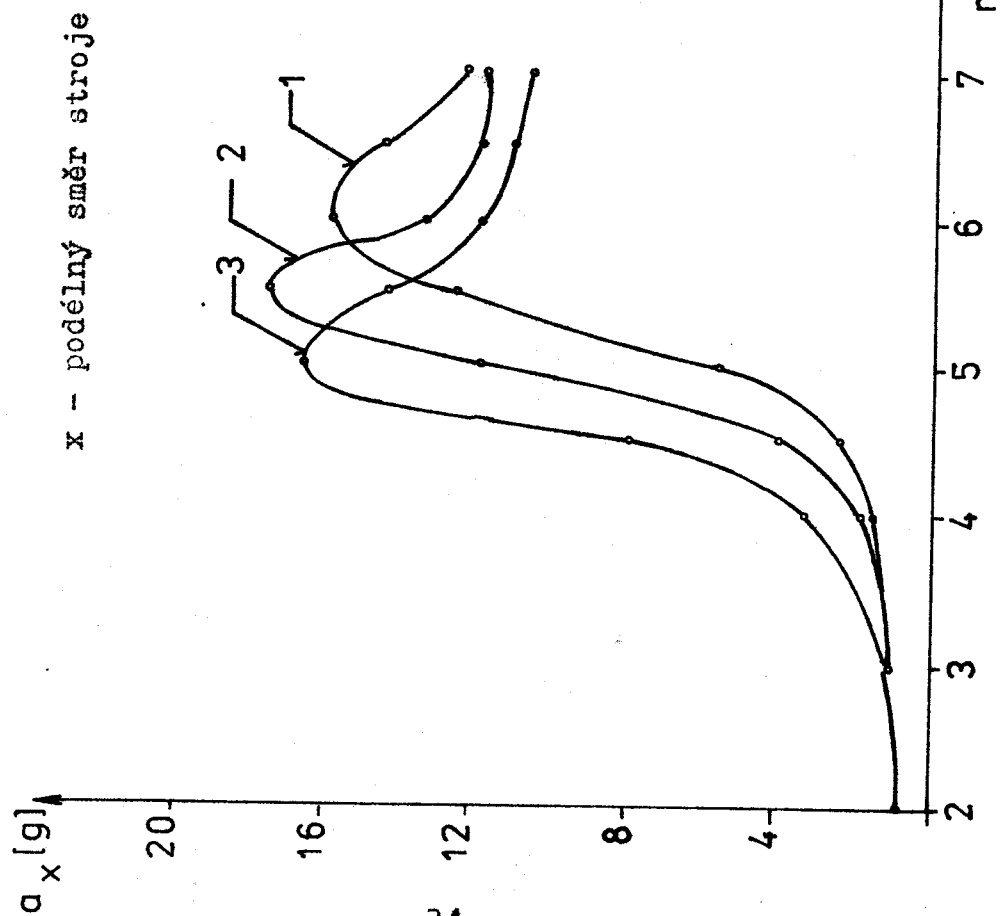
EJ - tuhost vřetena

m - rovnoměrně rozložená hmota

t - vzdálenost od uchycení do středu těžiště

Z teoretických výsledků a z obr. 5.1 - 2 je patrné, že např. vřetenno ST 5 /16/ s plým návinem má menší kritické otáčky, než bez návinu. Se zvětšující se hmotností klesá vlastní frekvence vřetena a obě pásma kritických otáček se posouvají směrem dolů. Cívka s návinem má girokopický účinek a při vysokých otáčkách pracuje vřetenno bez velkých vibrací. Opět se zde vyskytuje problém, kdy nám dosažení vysokých otáček neumožňuje sám technologický proces skaní.

K M I T Á N Í V Ř E T E N A S T 5



1 - prázdná cívka, 2 - poloviční návin, 3 - plný návin
 obr. 5.1 - 2

5.2. Konstrukční a výrobní vlivy vřeten

Odlišná geometrie vřetena a jeho uložení od předepsaných poměrů, přináší vibrace a má velký vliv na průběh práce. Níže uvádím rozbor několika hlavních důvodů vřetena.

Dřík - obrábění dříku na potřebný tvar s použitím pevného materiálu, vede ke snížení hmotnosti dříku. Literatura /3/ udává, že čím je těžší horní část vřetena, tím menší jsou vibrace, protože zvětšením hmoty snižujeme kritické otáčky. Z tohoto důvodu cylindrový tvar dříku je lepší než kuželový, neboť kuželový tvar má větší hmotnost na spodní části. Tvar dříku musí být co nej-jednodušší, nevelké hmotnosti, nesmí však být moc tenký, aby mohl snadno přenášet při skani vznikající excentrické síly. Při navlékání cívky na vřeteno můžeme ohnout dřík, což způsobuje vychýlení těžiště od osy rotace, zvětšuje se házivost vrchního konce dříku.

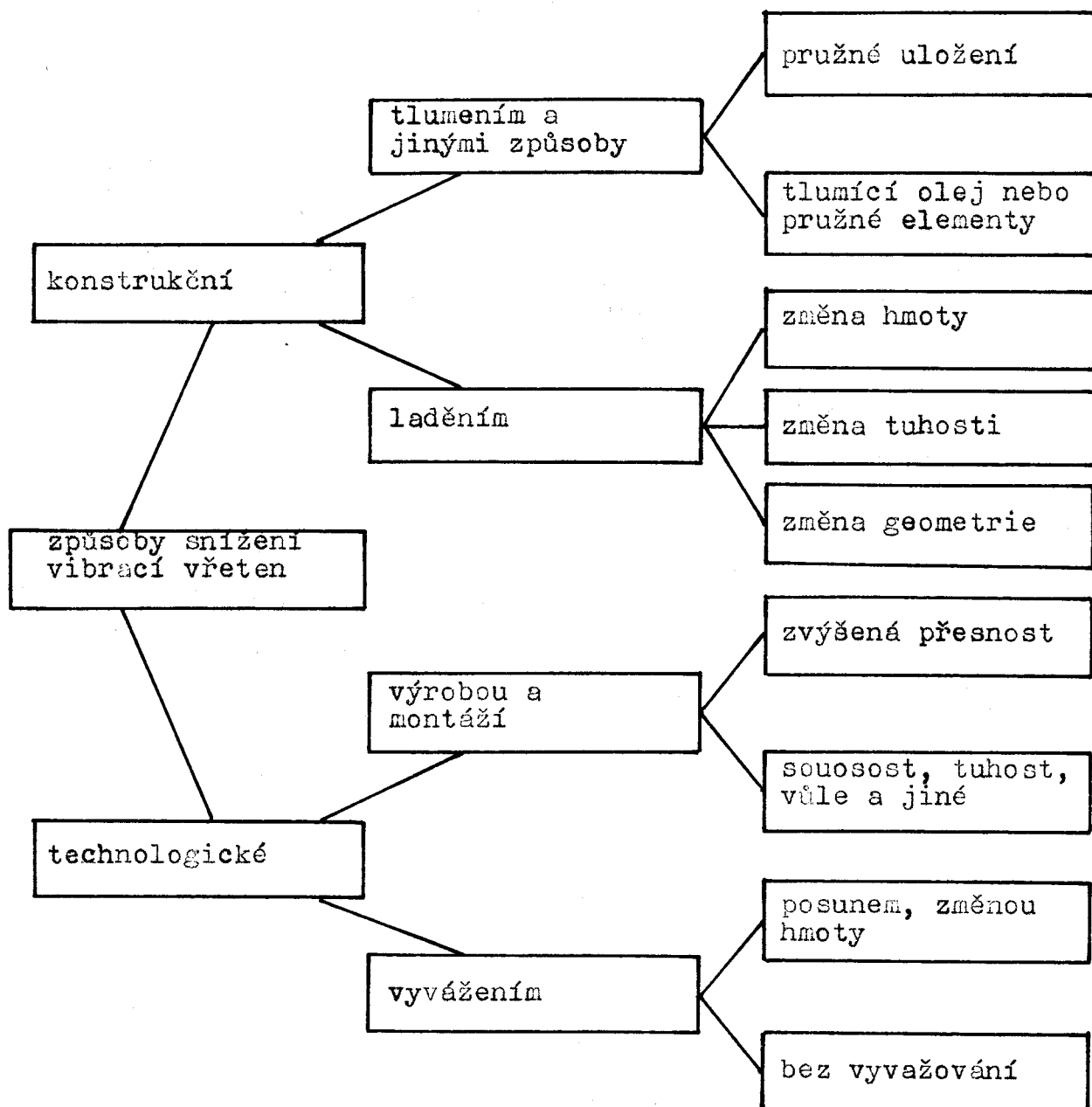
Spodní část vřetena - (pouzdro pro uložení dříku) má svůj tvar a velikost, která je závislá na otáčkách, průměru, délce dříku a mazacím systému. Od tohoto závisí hmota spodní části, která má vliv na kritické otáčky. U vřeten ST 5 - 04 G byl na spodní části upevněn stabilizátor, který posunul pásmo kritických otáček směrem dolů.

Uložení vřetena - zde se vyskytuje řada problémů, které se vztahují na přesnost konstrukce, na různé systémy tlumení vibrací, na zabezpečování centrovacího účinku. Aby měl dřík přesnou vertikální polohu, je nutné zabezpečit jejich uchycení v krčních a patních ložiskách. Ložiska mají nepřesnosti a vůle, které jsou zdrojem vibrací a vysokofrekvenčního hluku. Vnitřní konstrukce pouzdra musí zabezpečovat dostupnost oleje na rotační díly spodní části vřetena. Při práci vřeten se stále rotační díly třením zahřívají, proto musíme volit správný typ oleje.

6. ODSTRAŇOVÁNÍ A POTLAČENÍ ZDROJŮ VIBRACÍ

Zlepšit stabilitu vřetena můžeme zamezováním vibrací vřeten. Způsoby snížení vibrací můžeme zaznamenat jednoduchým schematem, který obsahuje všechny hlavní body této problematiky.

Schéma způsobů snížení vibrací vřeten



54

Jako u všech rotujících součástí, také u vřeten přináší nevyváženost nepříznivé účinky. Největší vliv na nevyváženost mají díly s podstatně velkými radiálními parametry a to jsou jak vřetena, tak i cívky.

Další zdroj vibrací, který můžeme potlačit, je nepřesnost ložisek. Ta mohou být buď nepřesně vyrobená, nebo mohou získat geometrické vady při chodu vřeten. Na pružné uložení vřeten je kladena řada požadavků, zejména nízká tuhost pružících členů, malé vyosení otáčejícího se vřetena v důsledku sil působících od řemeně, vyosení osy při nekontrolovatelném rozkmitu vřetena při rozběhu nebo přejíždění kritických otáček. Pružné uložení vibrujících součástí je v dnešní době předmětem patentové ochrany.

6.1. Zlepšování vyváženosti vřeten

6.1.1 Teoretický rozbor problematiky

Nevyváženost - stav, kdy hlavní centrální osa setrvačnosti rotoru není totožná s osou rotace. Centrální osa setrvačnosti je geometrické místo bodů otáčejícího se tělesa, které mají nulovou obvodovou rychlost. Podle polohy těchto os se nevyváženost dělí na statickou, kvazistatickou a dynamickou.

Nevývažek - může být definován, jako výsledek hmoty excentrické k ose dřívku vyvažovaného tělesa. Nevývažek $\vec{D}$ je veličinou vektorální:

$$\vec{D} = m_n \vec{r} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}] \quad 6.1.$$

m_n - nevyvážená hmota

$\vec{r}$ - radiusvektor

Vyvažovat, znamená vylepšit polohu rozdělených hmot rotujícího tělesa tak, aby těleso ve svém uložení se otáčelo bez účinků odstředivých sil, a ložiska nebyla namáhána oběhovo-frekvenčními periodickými silami. Tuto definici vyváženosti udává literatura /22/.

Ještě jeden důležitý parametr při vyvážení je vektor setrvačného momentu odstředivé síly $\vec{I}$:

$$\vec{I} = \vec{D} \times \vec{r} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad 6.2.$$

Při konstrukčním navrhování rotoru vždy platí:

$$\vec{D} = 0, \vec{I} = 0 \quad 6.3.$$

Jestliže tato podmínka nelze dosáhnout konstrukčně, pak se usku-
tečňuje odstraněním, přidáváním nebo přemístěním hmot rotoru.

Nejčastěji jsou používány první dva způsoby, neboť přemístění se
provádí obtížně.

Obyčejně se rotor skládá z několika částí n , z nichž má určitý
nevývažek např. dřík, cívka nebo návin. Výsledný nevývažek
bude roven:

$$\vec{D}_v = \sum_{i=1}^n \vec{D}_i \quad 6.4.$$

$\vec{D}_i$ - nevývažek i -té části rotoru.

Hmota rotoru se také bude rovnat součtu všech hmot částí rotoru
a vypočítá se v závislosti na objemu:

$$m = \int_V dm = \gamma \int_V dV = \gamma V \quad [\text{kg}] \quad 6.5.$$

γ - hustota materiálu

Potřeba vyvažování - volné odstředivé síly a momenty odstře-
divých sil, které se projevují u nevyvážených dílů, jsou z růz-
ných důvodů nežádoucí a vedou k následujícím jevům:

1. Vysoké dynamické ložiskové tlaky, které mnoha-násobně
překračují statické ložiskové tlaky. Dobré vyvážení při-
náší lepší mazání u kluzných ložisek a zároveň dovolují
lehčí konstrukci ložisek.
2. Vysoké obvodové házení při rezonanci.
3. Otřesy skrutových a klínových spojů (porucha mechanismu).

4. Nepříjemná tvorba hluku při vysokém počtu otáček.

Jestliže hlavní centrální osa setrvačnosti bude i osou rotace, pak budeme mít statickou vyváženost, nebo u rotoru z více dílů dosáhneme vyváženosti v případě, že středy všech hmot budou v jedné ose a při rotaci se nebudou pohybovat /23/.

Dynamická vyváženost nastává v okamžiku, kdy hlavní osa setrvačnosti je mimoběžná s osou rotace, nebo vícečlenné mechanismy mají hlavní vektor nevyvážených hmot $\vec{m}_n$ a moment nevyváženosti rovné nule:

$$\vec{m}_n = 0 \quad , \quad \vec{M} = 0 \quad 6.6.$$

Jestliže se jen jedna z těchto složek rovná nule, pak je vyváženost statická.

6.1.2 Vliv konstrukcí vřeten a cívek

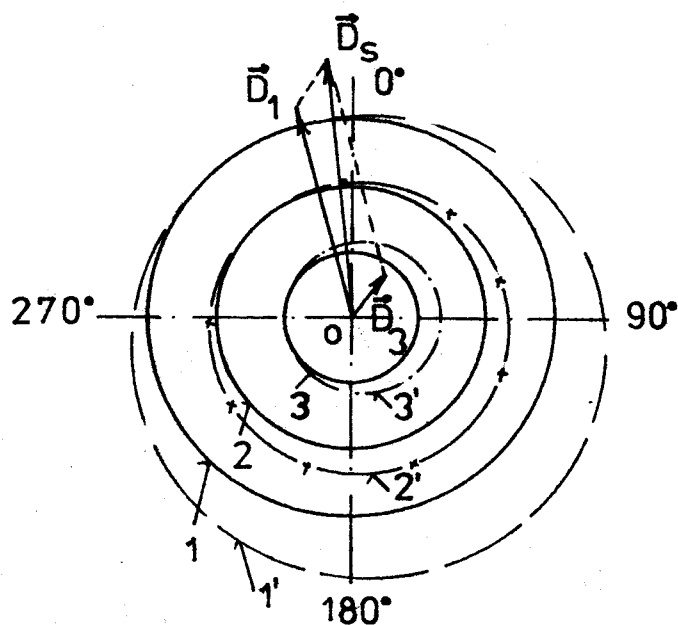
Dosedací část dříku, fixační elementy a ostatní rotující části vřetena musí mít kruhový tvar a co nejmenší průměr, protože nevyvážené hmoty, které mají velké vzdálenosti od osy rotace, silně zvětšují házivost a vibrace vřeten. Konstrukce těchto částí se volí co nejjednodušší, s minimálním počtem součástí, a jsou vyráběny co nejpresnějšími způsoby. Dřík vřetena se vyrábí z materiálu odolného proti vibraci a ohybu. Vřetena se vyrábí hromadnou výrobou a obvykle se nevyvažují. V praxi se setkáváme s vyvažováním jen těžkých typů vřeten.

Velkou nevyváženost dostává vřeteno od cívky s návinem. Cívky mohou být dřevěné, papírové, z umělé hmoty, v některých případech kovové. S návinem mají hmotnost 0,1 - 5 kg a musí dosahovat životnosti 3 - 5 let. Opatření, kterými by se snížily nevyváženosti cívek /17/:

1. Stálá tloušťka cívky, rovnoměrnost materiálu.
2. Dosedání na celý povrch dříku, dostatečně velké třecí síly mezi dříkem a cívkou.

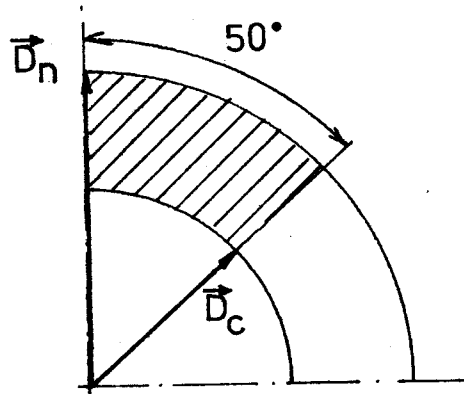
3. Konstrukce papírové cívky bez švu.
4. Malá hmotnost, odolnost proti opotřebení.
5. Co nejmenší výška cívky, pevné nasazení cívky na vrchní část dřívku.
6. Fixace a přesné nasazení.

Velké množství cívek neodpovídá těmto podmínkám, a hlavně nemá přesné nasazení a fixaci, což způsobuje házivost cívky na dřívku. V literatuře /23/ jsou uvedeny výsledky experimentů o házivosti cívky ve třech polohách. V případě, že cívka nemá házivost, kruhy se označují: 1 - spodní, 2 - střední, 3 - vrchní. Kruhy 1', 2' a 3' ukazují změny polohového vektoru ve stejných polohách při stavu, kdy cívka má házivost. V diagramu jsou také uvedeny vektory nevývažků $\vec{D}_1$ - ve spodní poloze, $\vec{D}_2$ - ve vrchní poloze a vektor $\vec{D}_S$ v poloze, která prochází středem hmotnosti cívky (obr. 6.1.2 - 1).



obr. 6.1. 2 - 1

Z diagramu je vidět, že výsledný vektor nevývažku $\vec{D}_S$ má směr opačný, než posuv hmoty cívky, který působila házivost. Další výsledky ukázaly, že vektory nevývažku cívky $\vec{D}_C$ a cívky s návinem $\vec{D}_N$ nemají jeden směr a velikost. Maximální úhel mezi nimi může být cca 50° (obr. 6.1.2 - 2).



obr. 6.1.2 - 2

S přibývajícím návinem vyroste nevyváženost vřetene až několikrát, a vektory nevyvážku mění jen nepatrně svůj směr. To znamená, že příčinou nevyváženosti cívky s návinem je nevyváženost cívky samé, kterou návin ještě zvětšuje.

Vyváženost vřetena a cívek je potřebná, máme-li pružné uložení, neboť i malý nevyvážek může způsobit velké házivosti.

U vřeten ST 5 - 04 G při přechodu pásma kritických otáček se vibrace silně zvětšují, podporovány dynamickou nevyvážeností. Jestliže jsou vřetena vyvážená, kritické otáčky jsou nevýrazné /13/. Vyvažování vřeten je reálné. Značného zlepšení dynamického vyvážení u vřeten ST 5 - 04 G lze dosáhnout již jednoduchými opatřeními, jako např. natočením pojistných kroužků ve volném přeslenu proti sobě o 180° , párováním brzdících čelistí podle stejné hmotnosti, zlepšením symetrie rotačních dílců (adaptérů a unašeče), která je narušena upevňovacími šrouby, a statické vyvážení volného přeslenu.

6.2. Vliv geometrických vlastností ložisek vřeten na snižování vibrací

Ve valivém uložení je vznikající vibrace a hluk silně závislá na velikosti vůle a uložení. Nejnižších hodnot dosahuje při

velikosti vůle asi $10\text{ }\mu\text{m}$. Valivé uložení skacích vřeten ST 5 je možno použít z důvodu zaměnitelnosti dříků a dalších částí s vůlí až $90\text{ }\mu\text{m}$. V praxi však není výjimkou, pracují-li vřetena s vůlí 200 až $300\text{ }\mu\text{m}$ /18/. Dalším faktorem vzniku vibrací jsou geometrické nepřesnosti výroby ložisek a vznikající vady ve výrobním procesu. V praxi lze jen těžko vyrobit zcela přesné součásti. Ani u ložisek nemůžeme vyrábět přesné kroužky, které by neměly excentricitu. Jestliže je excentrický vnitřní kroužek ložiska, dřík dělá oválný pohyb. Z tohoto důvodu vzniká dvakrát za otáčku excentrická síla. Při broušení jsou kroužky ložisek uchyceny v čelistech, obvykle ve třech bodech. Jestliže po obroušení měly přesný kruhový tvar, tak po vyjmutí z čelistí se materiál odpruží a dostane se opět do zvláště oválného tvaru. Nepřesnosti kroužku může také způsobit nevyváženost brousícího stroje. Vytváří se vlnitý povrch kroužku, který může mít od osmi do padesáti vlnek.

Vibrace také vzniká od velké drsnosti nebo drobných vad povrchu (např. ryska). Vnitřní kroužek ložiska je tenký a po nalisování na dřík, který má svou ovalitu, kopíruje tvar dříku.

Odchyłky ložiskových kroužků mohou být následujících řádů: ovalita - 1 - $3\text{ }\mu\text{m}$, vlnitost - $0,1\text{ }\mu\text{m}$, drsnost povrchu - $0,01\text{ }\mu\text{m}$. Od počtu valivých tělísek v ložisku je závislá frekvence kmitů dříku. Valivá tělíska kopírují chyby kroužku a musí mít stejný průměr. Vřeteno ST 5 - 04 G má podobné uložení jak bylo ukázáno na obr. 3.1 - 4. Krční ložisko je válečkové a valivá tělíska musí mít válcový tvar. Konce válečku jsou zaobleny, protože spodní část dříku má určitou pohyblivost a osa dříku se odklání od osy vřetena.

Světové strojírenské firmy SKF (Švédsko) a SÜSSEN (NSR) přišli na to, že při rotaci kroužků ložiska, mohou stát valivá tělíska v určité poloze a točit se jen kolem své osy. V důsledku vůle a vibrace může dojít k porušení povrchu kroužků - k pitingu.

Nedostatečně klidný chod vřeten může být způsoben chybnou montáží ložisek, nepřesnou výrobou, zněčištěním kuliček nebo válečků a nesprávnou volbou ložisek. V praxi se projevují nedokonalosti valivého uložení skacích vřeten o nichž pojednává literatura /18/:

1. Na vřeteno působí síla v místě ložiska odpovídající tahu řemene. Dřík je přitlačován na jedno místo na dráze vnějšího kroužku ložiska. Při rotaci vřeten se tedy projeví všechny nedokonalosti na dráze vnitřního kroužku a na valivých tělískách, neprojeví se však na vnějším kroužku.
2. Při větší hodnotě nevývažku (např. při plném potáči) se zde vady neprojeví na dráze vnitřního kroužku, neboť síla od nevývažku je orientována opačným směrem.
3. Je-li v ložisku vůle, jde o krajní případ uložení s nelineární tuhostí. Z toho vyplývá sklon k subharmonickým kmitům.

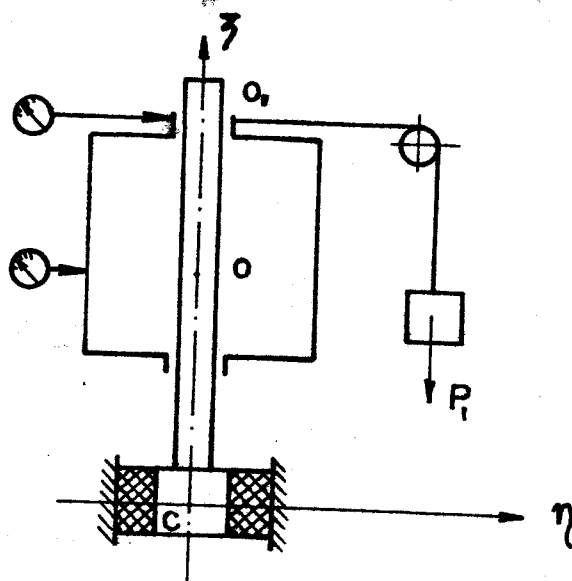
Tuhost uložení ložiska a hmota rotoru určuje průběh a velikost vibrací. Ložisko můžeme uložit v pouzdře s pryžovým kroužkem, který tuhost uložení změní. Výhoda tohoto amortizačního uložení spočívá v tom, že se dřík prohne daleko méně a při dynamickém zkoumání můžeme považovat vřeteno za tuhé těleso. Vibrace, která zde bude vznikat v menší míře, bude nyní způsobována jen nerovnoměrnostmi rotačních hmot.

Nevýhodou tohoto způsobu snížení vibrací je nutnost výroby zcela přesných ložisek, což je z hlediska výroby velmi náročné, a málo se snižují kritické rychlosti.

V současné době se zabývají konstruktéři vývojem kuličkových ložisek, která nemají vnitřní kroužek a tělíska se valí po opracovaném povrchu vřetena. Vnitřní kroužek kuličkových ložisek je menší než u klasických a valivá tělíska mají menší obvodovou rychlost.

6.3. Snižování přenosu vibrace do stroje pomocí pružného uložení vřeten

Mnohé větové firmy volí pružné upevnění vřeten na nosník, což odstraňuje pevný kovový styk vřetena s rámem stroje. V literatuře /19/ je uváděn souhrn výsledků experimentů, které se týkají pružnosti uložení a házivosti vřeten. K vyhodnocení pružného uložení bylo nutné měřit házivost f_p a také házivost f_u od úhlového vychýlení středu C pružného uložení k osám η a ξ . Měřila se také házivost f_d konce dříku, který byl zatížen silou P , a házivost v bodě ve výšce středu hmotnosti O (obr. 6.3 - 1).



obr. 6.3 - 1

Celková házivost f_c dříku se skládá:

$$f_c = f_d + f_p + f_u = 100\%$$

6.7

Největší složkou házivosti je složka, která je vázána s úhlovým vychýlením a má cca 70 % podílu na celkové házivosti. Házivost dříku nebo postupný posuv od deformace pružného uložení je jen 5 % (tab. 6 - 1). Z toho vyplývá, že při dynamickém zkoumání vřetena s pružným uložení, můžeme brát vřeteno jako absolutně tuhé těleso, a posuv nebo házivost tohoto tělesa budou vázány na deformaci pružného uložení. Nejdůležitějším faktorem

vibrací bude nyní nevyváženost cívky s návinem.

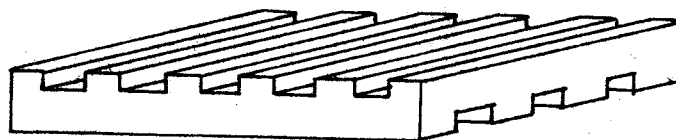
Složky házivosti k celkové házivosti v procentech jsou :

složka	označení	% k celkové házivosti	
		bod O ₁	bod O
házivost dříku s tuhým uložením ve vložce	f_t	13	9
házivost dříku s pružným uložením ve vložce	f_v	11	12
celková házivost dříku při tuhém uložení vřetena na nosník	$f_d = f_t + f_v$	24	21
házivost dříku od deformací pružného uložení vřetena	f_p	5	14
házivost dříku od úhlového vychýlení, které povoluje pružné uložení vřetena	f_u	71	65
celkový posuv dříku od deformace pružného uložení vřetena	$f_k = f_p + f_u$	76	79

tab. 6 - 1

K pružnému uložení jsou většinou používány podložky různých tvarů, které svými elastickými vlastnostmi filtrují určité frekvence vibrací a do vřetenové lavice přichází slabší kmity. Konstrukce podložek jsou jednoduché. Vřeteno může mít jednu nebo dvě podložky, a to horní a spodní. Pružnost podložek se volí podle experimentálních výsledků vibrací vřeten. Elastický materiál musí mít prostor na odpružení. Nemůžeme volit takové konstrukce uložení, aby podložka ležela v nějakém uzavřeném prostoru, v tom případě dochází ke ztrátě elastických vlastností. Proto se používá podložek složených z několika vrstev, nebo u vřeten ST 5 -04 G se používají podložky z hrobkované pryže (obr. 6.3 - 2).

Pryžový materiál nemůže měnit své vlastnosti a musí být stejnoměrný, aby nepůsobil vychýlení vertikální osy vřetena.



obr. 6.3 - 2

Pružné uložení musí být čisté a nelze připustit možnost kovového styku s nosníkem přes ostatní díly vřetena. Brzdový mechanismus vřetena ST 5 - 04 G vytváří mezi vřetenem a vřetenovou lavicí můstek vibrací, který znehodnocuje kvalitu pružného upevnění vřetene. Nejlepší výsledky byly dosaženy u vřeten, která jsou upevněna skutečně pružně.

U pružného uložení se setkáváme s problematikou upevnění vřetena v přesné poloze.

Výhody pružného uložení vřeten:

- přeladění vřetena
- snížení vibrace nosníku
- vřeteno pracuje mimo kritické otáčky (nemusí být vždy)
- snižuje se hluk
- snižuje se vibrakoroze

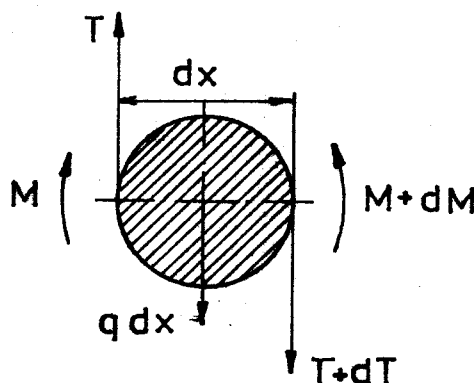
7. TEORETICKÝ VÝPOČET KRITICKÝCH OTÁČEK A VLASTNÍ FREKVENCE VŘETEN

K zajištění klidného chodu vřeten a celého stroje při navrhování nového vřetena, nebo „přeladování“ vřetena, který svými parametry už nevyhovuje stávající úrovni pracovních otáček, potřebujeme znát kritické otáčky a vlastní frekvence.

7.1. Krouživé kmitání vřetena se spojitě rozloženou hmotou

Pro teoretické řešení kritických otáček vřeten budeme předpokládat, že hřídel má nejen spojitě rozloženou tuhost, ale i hmotnost. Hřídel je ideální, t.j. každý jeho řez kolmý k ose má svůj střed totožný s těžištěm na této ose, jež je za nulových otáček hřídele totožná se spojnicí středů ložisek.

Při analýze chování vřetena vycházíme z diferenciální rovnice průhybové čáry. Pro další odvození budeme používat vřeteno s průřezem a zatížením jak je ukázáno na obr. 7.1 - 1 a označíme x - souřadnici určující polohu řezu, y - průhyb vřetena, $T(x)$ - posouvající síla, $M(x)$ - ohybový moment, $J(x)$ - kvadratický moment průřezu, $q(x)$ - spojitě zatížení, $\rho(x)$ - hmotnost vřetena na jednotku délky, E - modul pružnosti v tahu.



obr. 7.1 - 1

Pro rovnováhu elementu bude platit:

$$q(x)dx + dT(x) = 0, \quad dM(x) - dT(x)dx = 0 \quad 7.1.$$

S použitím Schwedlerových vět dostaneme diferenciální rovnici průhybové čáry od odstředivých sil:

$$[EJ(x)y''(x)]'' = \rho(x)y(x)\omega^2 \quad 7.2.$$

za předpokladu, že $J(x) = \text{konstanta}$ a $\rho(x) = \text{konstanta}$

Dalším řešením rovnice můžeme dostat tvar:

$$y(x) = A \cosh x + B \sinh x + C \cos ax + D \sin ax \quad 7.3.$$

Konstanty A, B, C a D vyjádříme počátečními parametry, t.j. veličinami $y(0)$, $y'(0)$, $y''(0)$ a $y'''(0)$. Dosadíme-li konstanty do obecného řešení, dostaneme tvar:

$$y(x) = y(0)S(ax) + \frac{y'(0)}{a}T(ax) - \frac{M(0)}{a^2 EJ}U(ax) - \frac{T(0)}{a^3 EJ}V(ax) \quad 7.4.$$

kde

$$S(ax) = \frac{1}{2}[\cosh ax + \cos ax]$$

$$T(ax) = \frac{1}{2}[\sinh ax + \sin ax]$$

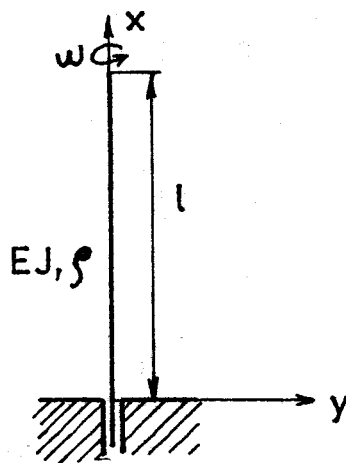
$$U(ax) = \frac{1}{2}[\cosh ax - \cos ax]$$

$$V(ax) = \frac{1}{2}[\sinh ax - \sin ax]$$

$$y''(x) = -\frac{M(x)}{EJ} \quad a^4 = \frac{\rho \omega^2}{EJ}$$

$$y'''(x) = -\frac{T(x)}{EJ}$$

Dále k vyšetřování kritických úhlových rychlostí konce vřetena budeme brát uložení v dlouhém ložisku (obr. 7.1 - 2). Na obrázku je označena délka otáčejícího se vřetena písmenem l , jehož tuhost je EJ .



obr. 7.1 - 2

Počáteční parametry $y(0) = 0$, $y'(0) = 0$ a průhybová čára bude mít tvar:

$$y(x) = -\frac{M(0)}{a^2 EJ} U(ax) - \frac{T(0)}{a^3 EJ} V(ax) \quad 7.5.$$

Zbývající počáteční parametry vyjádříme z okrajových podmínek na druhém konci vřetena, kde

$$\begin{aligned} M(l) = 0 &= -EJ y''(l) \longrightarrow y''(l) = 0 \\ T(l) = 0 &= -EJ y'''(l) \longrightarrow y'''(l) = 0 \end{aligned} \quad 7.6.$$

Vypočteme tedy derivace průhybové čáry $y(x)$:

$$y'(x) = -\frac{M(0)}{a EJ} T(ax) - \frac{T(0)}{a^2 EJ} U(ax) \quad 7.7.$$

$$y''(x) = -\frac{M(0)}{EJ} S(ax) - \frac{T(0)}{a EJ} T(ax) \quad 7.8.$$

$$y'''(x) = -\frac{M(0)a}{EJ} V(ax) - \frac{T(0)}{EJ} S(ax) \quad 7.9.$$

a splníme podmínky v místě l :

$$-\frac{M(0)}{EJ} S(al) - \frac{T(0)}{aEJ} T(al) = 0 \quad 7.10.$$

$$-\frac{aM(0)}{EJ} V(al) - \frac{T(0)}{EJ} S(al) = 0 \quad 7.11.$$

Vzhledem k tomu, že rovnice jsou lineární homogenní, lze z nich vypočítat jen poměr $T(0)/M(0)$. Pro $M(0) \neq 0$ a $T(0) \neq 0$ je ovšem řešení možné jen tehdy, pokud bude determinant soustavy roven nule:

$$\begin{vmatrix} S(al) & T(al) \\ V(al) & S(al) \end{vmatrix} = 0 \quad 7.12.$$

Tento determinant je frekvenční. Po roznásobení determinantu :

$$S^2(al) - V(al) T(al) = 0 \quad 7.13.$$

rozepsání

$$(chal + \cos al)^2 - (chal - \cos^2 al) = 0 \quad 7.14.$$

a po úpravě dostáváme tzv. frekvenční rovnici ve tvaru:

$$\cos al = -\frac{1}{chal} \quad 7.15.$$

kterou je třeba řešit numericky. Kořeny této rovnice tvoří následující posloupnost:

$$a_1 = \frac{1,875}{l} ; \quad a_2 = \frac{4,694}{l} ;$$

$$a_3 = \frac{7,855}{l} \dots$$

Odpovídající úhlové kritické rychlosti pak vypočteme z rovnice:

$$\omega_{krj} = \frac{(\alpha l)_j^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho}} \quad j=1,2,3... \quad 7.16.$$

Dostaneme celou řadu kritických rychlostí:

$$\omega_{1kr} = \frac{3,516}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho}},$$

$$\omega_{2kr} = \frac{22,04}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho}}, \quad 7.17.$$

$$\omega_{3kr} = \frac{61,70}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho}} \dots$$

7.2. Zamezování nepříznivých účinků vibrací „laděním“ vřeten

Pod pojmem „ladění“ vřetena si představujeme takovou dynamickou změnu práce vřetena, která by změnila charakter průběhu vibrací nebo amplitud kmitání v závislosti na otáčkách (obr. 5 - 1). S tímto souvisí pásmo kritických a pracovních otáček. Snažíme se dostat takové zrychlení vibrací, aby pásma kritických otáček byly užší a pracovní širší. Můžeme také pásma přeladit (posunout) k vyšším nebo nižším otáčkám, a to buď změnou tuhosti části vřetena, změnou hmoty, změnou geometrie nebo pomocí pružného uložení. Všechny tyto hodnoty obsahuje vztah pro výpočet vlastních frekvencí vřeten /15/.

$$\theta = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{mt^4}} \quad [\text{Hz}] \quad 7.18.$$

Jak vidíme z rovnice 7.18 vlastní frekvence jsou přímo závislé na tuhosti dříku a jeho uložení (EJ). Čím bude větší tuhost, tím také vlastní frekvence, a s nimi související kritické otáčky, se posunou k větším obvodovým rychlostem, nebo naopak. Tuhost můžeme změnit jen u některých částí vřetena, např. dříku nebo válčové trubky se spirálovou štěrbínou (obr. 3.1 - 4). Musí být lehko měnitelná tuhost změnou tvaru kloubu a tvaru příčných a podélných drážek nového provedení uložení vřetena SMM (obr. 3.2 - 1). Změna tuhosti je stále velice problematická.

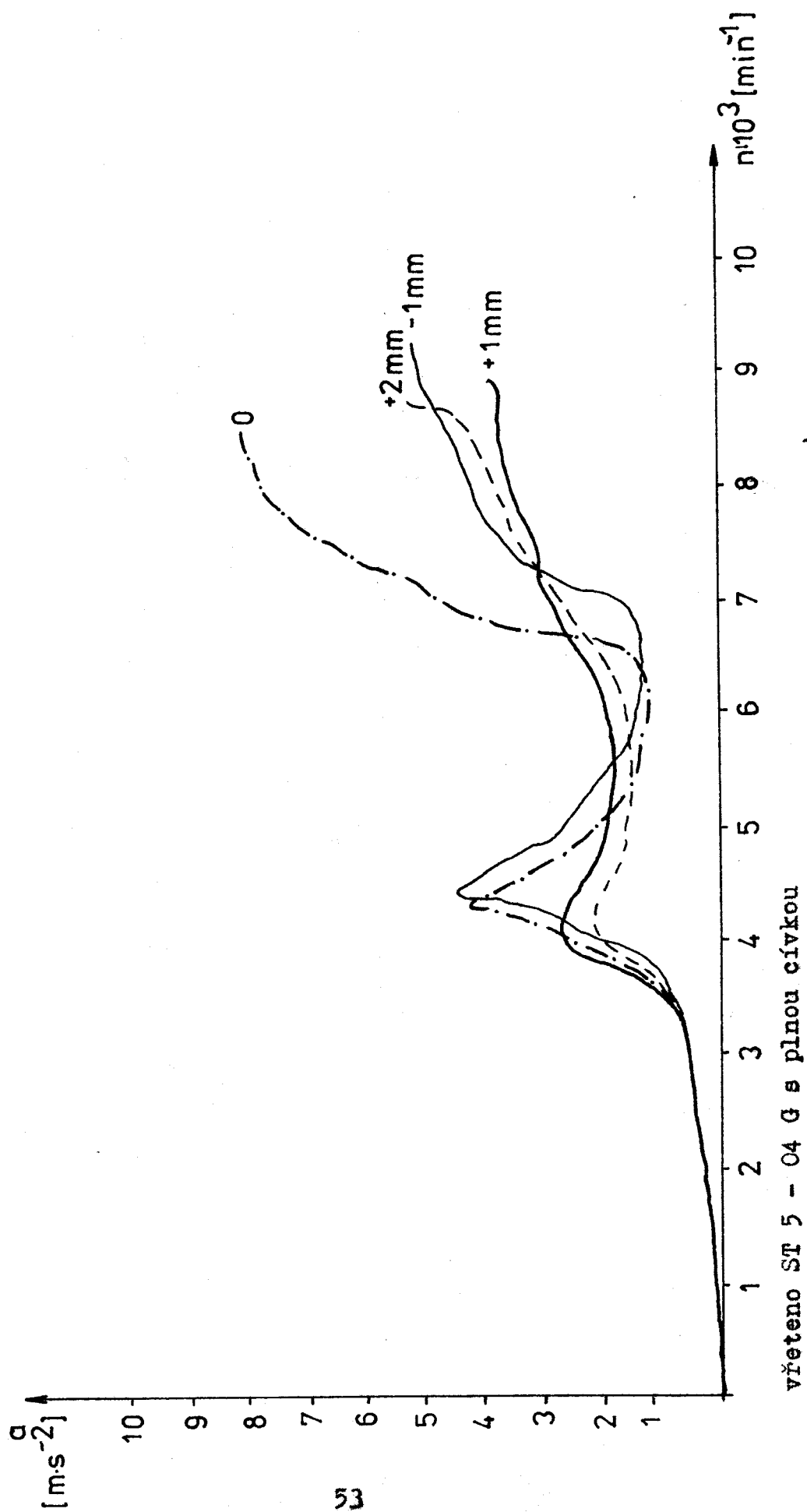
Tuhost pružného uložení vřetena na nosník není zahrnuta ve výše uvedeném popisu. Literatura /19/ udává vztah 7.19 vlastních frekvencí.

$$\theta = 9,55 \alpha^2 \sqrt{\frac{EJ}{mt^4}} \quad [\text{Hz}] \quad 7.19.$$

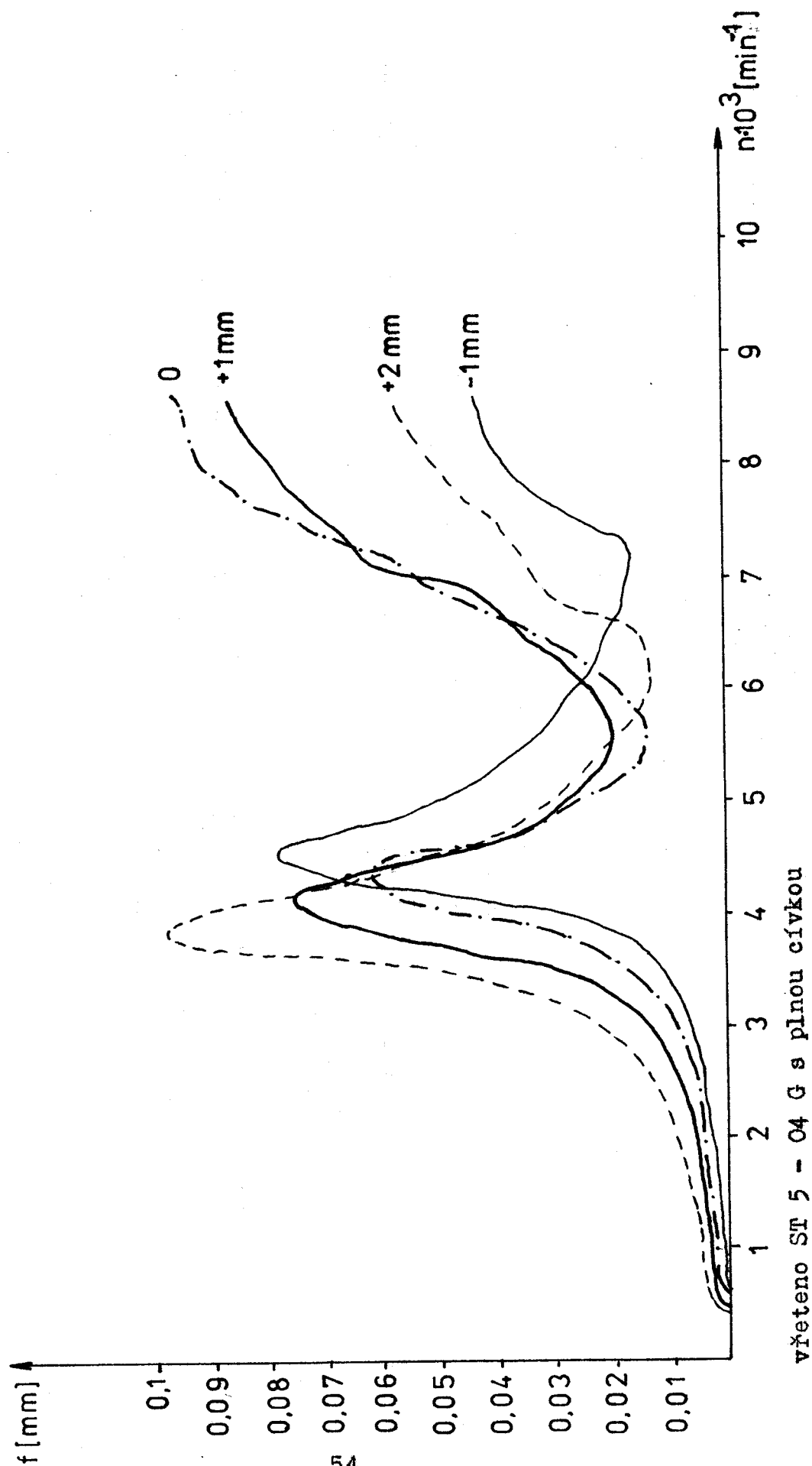
α - koeficient, který závisí na tuhosti pružného uložení.

Ze vztahu 7.19 vyplývá, že vlastní frekvence jsou také přímo závislé na koeficientu α . Toto potvrzují také experimentální výsledky uvedené na obr. 7.2 - 1 a obr. 7.2 - 2 /20/.

Vliv stlačení podložky na zrychlení vibrace vřetena



Vliv stlačení podložky na zrychlení vibrace vřetena



vřeteno ST 5 - 04 G s plnou cívkou

Bylo prováděno měření zrychlení a dráhy vibrace s plnou cívkou pod vlivem stlačení pružné podložky. Stlačením došlo k zvětšení tuhosti podložky. Křivka s označením „0“ byla zakreslena s podložkou v původním stavu. Další křivky „+1“ a „+2“ - - stlačení menší o 1 a 2 mm, křivka „-1“ - podložka stlačena o 1 mm. Vidíme, že méně tuhé podložky posouvají křivku vibrací do leva, tím dochází ke snížení kritických otáček, a také se zmenšuje zrychlení vibrací.

Nepřímo závislá na vlastní frekvenci je hmota rotujících částí vřetena a rameno do středu těžiště. Střed těžiště je vždy závislý nejen od vrchní části vřetena, ale také od výšky nasazení cívky. Délku této části vřetena můžeme zvolit dle potřeby vlastní frekvence a podle výše pracovních otáček. Vzdálenost těžiště od uložení můžeme také ovlivnit výškou fixace cívky.

Zvyšování geometrických parametrů rotačních částí vřetena přináší zvětšení vibrací a neklidný chod stroje. Zvětšením hmoty rotujících částí vřeten také posouváme vlastní frekvence na nižší otáčky.

Naopak je to s přídatnými hmotami na spodní části vřeten. U vřeten ST 5, kterým byl stabilizátor 3 kg přidán, bylo dosaženo snížení vibrace, a kritické otáčky byly přeladěny k vyšším hodnotám vlivem impedance stabilizátoru a pružným uložením vřeten /13/. To potvrzují tabulky 9.2 - 2 a 9.2 - 3.

8. ROZBOR VŘETENA ST 5 - 04 G PRSTENCOVÉHO SKACÍHO STROJE SKP 140 S

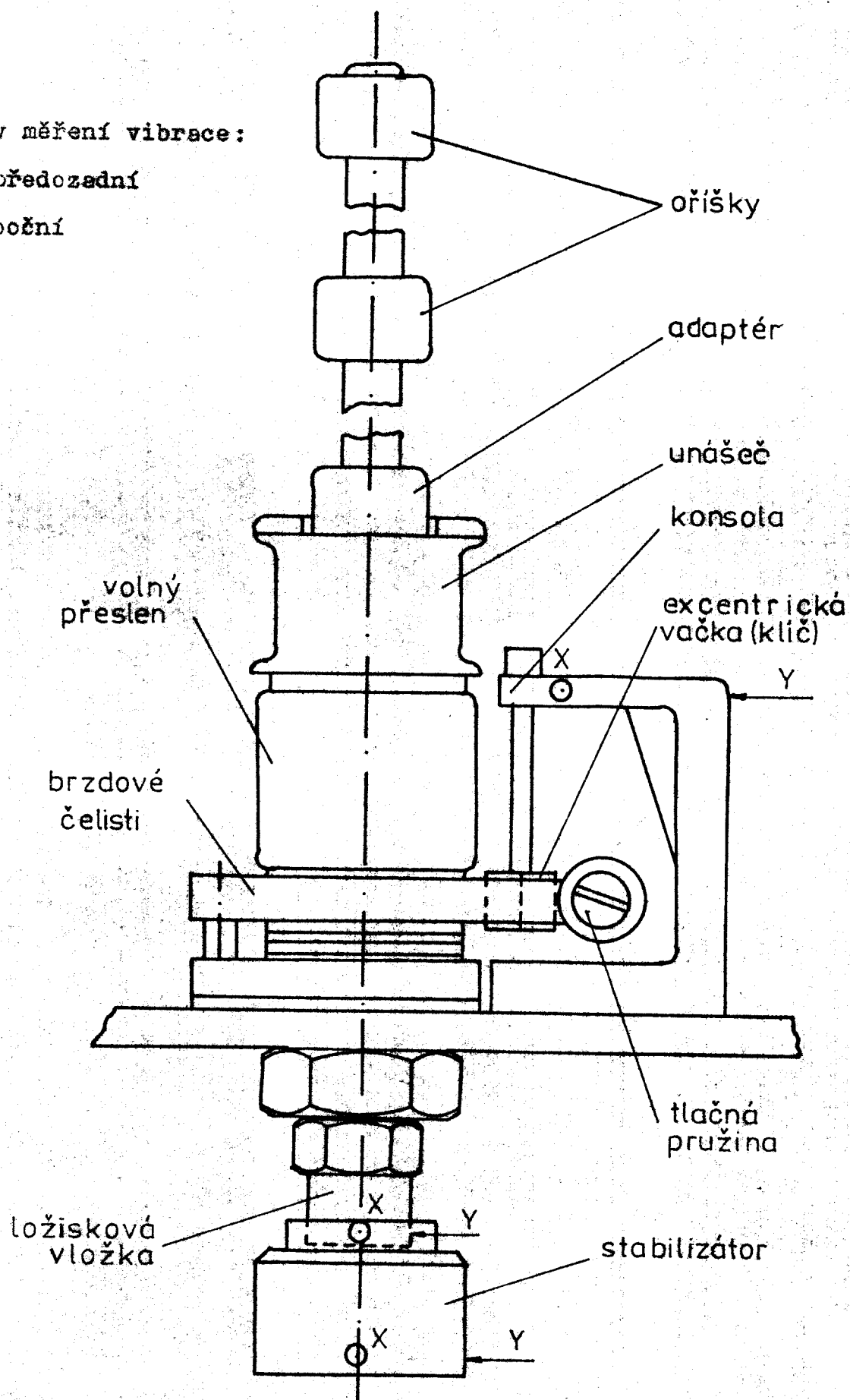
Vřeteno ST 5 - 04 G je stop-vřeteno pro těžké prstencové skací stroje SKP 140 S. Dodavatelem je firma VEB Spindel-und Spinnflügelfabrik, Neudorf, NDR. Parametry vřetena: pracovní rozsah otáček - $3000 - 6250 \text{ min}^{-1}$, maximální hmotnost cívky - 5 kg, maximální délka dutinky - 400 mm, maximální šířka hnačího řemene - 70 mm. V rozsahu pracovních otáček se nesmí vyskytovat vyšší vibrace než 25 m.s^{-2} . Vřeteno ST 5 - 04 G se skládá z následujících hlavních částí: horní část vřetena (dva oříšky, adapter, unašeč, volný přeslen); spodní část vřetena s ložiskovým pouzdrem (stabilizátor); spojkový a brzdový mechanismus (tlačná pružina); (obr. 8 - 1).

Horní část vřetena sestává z dříku 11 s pevným přeslenem 1, na jehož horní části je nasazována cívka (příloha č. 2). Přenos krouticího momentu na cívku je převáděn dvěma čelními unašeči, které jsou vytvářeny na unášecím členu 2, pevně spojeném s dříkem 11. Na pevném přeslenu 1 je dále pomocí dvou kuličkových ložisek 44 upevněn volný přeslen 4 pro řemenový pohon. O vnitřní plochy tohoto volného přeslenu se opírají dvě spojkové čelisti 23, které lze rozpínat pomocí tlačné pružiny 40. Tyto spojkové čelisti jsou zajištěny proti natočení vůči pevnému přeslenu. Spodní část dříku je uložena ve vysoce výkonném vřetenovém uložení 17. Spojovací čelisti 23 jsou ovládány dvěma brzdovými čelistmi 6 se stavitelnými úhelníky 12. Otevírání vnějších čelistí je prováděno excentrickou vačkou, která není součástí vřetena. Při rozevřených vnějších čelistech jsou spojkové čelisti 23 přitlačovány na vnitřní plochy volného přeslenu 4, z něhož je krouticí moment přenášen na horní část vřetena a na cívku.

Směry měření vibrace:

x - předozadní

y - boční



obr. 8 - 1

9. PRUŽNÉ ULOŽENÍ VŘETENA ST 5 - 04 G SKACÍHO STROJE SKP 140 S

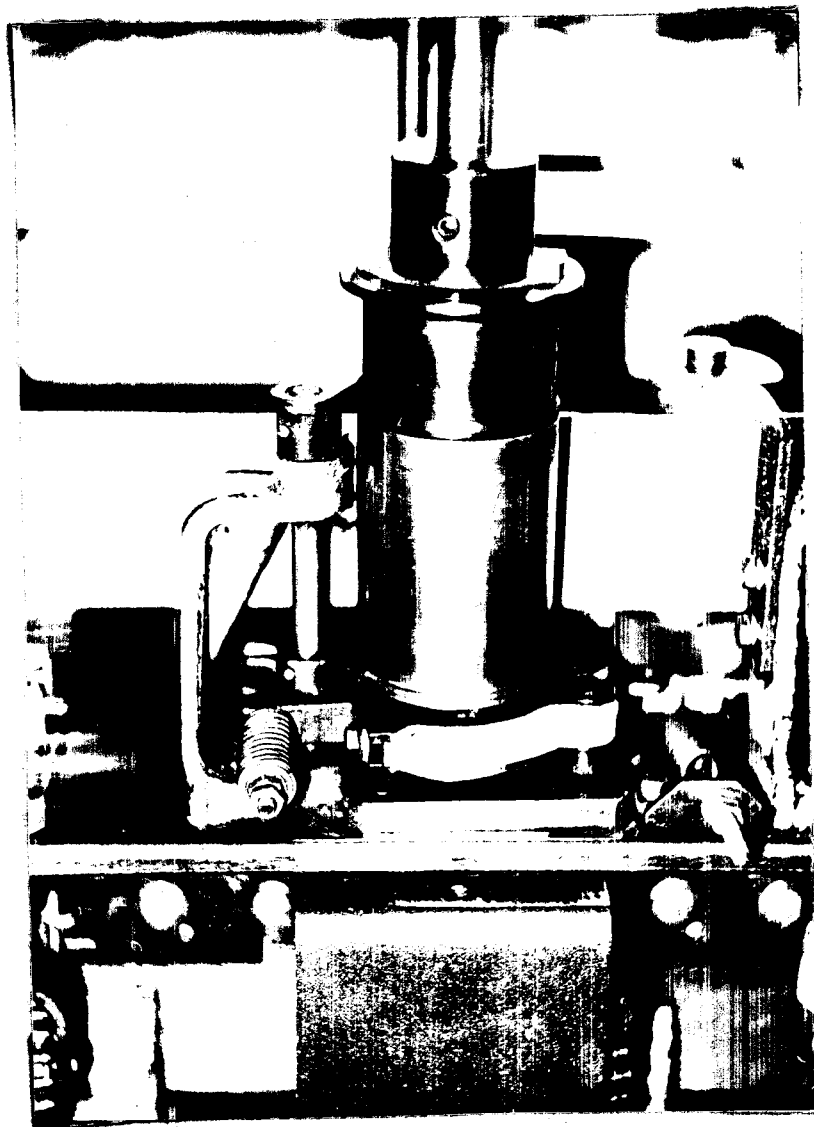
9.1. Stručný souhrn problematiky pružného uložení stop-vřeten ST 5 - 04 G

Práce vřeten ST 5 - 04 G s pružným uložením byla zkoumána na zkušebních stolicích a na skacích strojích SKP 140 S. Mnohačíselné výsledky vytyčují tyto nepříznivé účinky pružného uložení:

1. Pružné uložení snižuje vibrace nosníku, ale zvětšuje se obvodová házivost konce dříku.
2. Přeladuje kritické otáčky vřetena, v některých případech nepříznivě, t.j. do pásma pracovních rychlostí. To se řeší použitím stabilizátoru.
3. Výkyv osy vřetena od přitlaku tangenciálního řemene. Potřeba zajištění přesné vertikální osy.
4. Nutnost upevnění vřetena na nosník v přesné poloze.
5. Dosažení stejné tuhosti pryžového materiálu u všech vřeten, přesným zatahováním spodní matice.
6. Potřeba stejnoměrné tuhosti pryžového materiálu.
7. Pružné upevnění vřetena není čisté. Vibrace jsou přenášeny přes kolík brzdových čelistí, excentrickou vačku, konsolu do nosníku (obr. 8 - 1).

9.2. Vyhodnocení výsledků měření vibrační vřeten s oddělenými brzdícími čelistmi

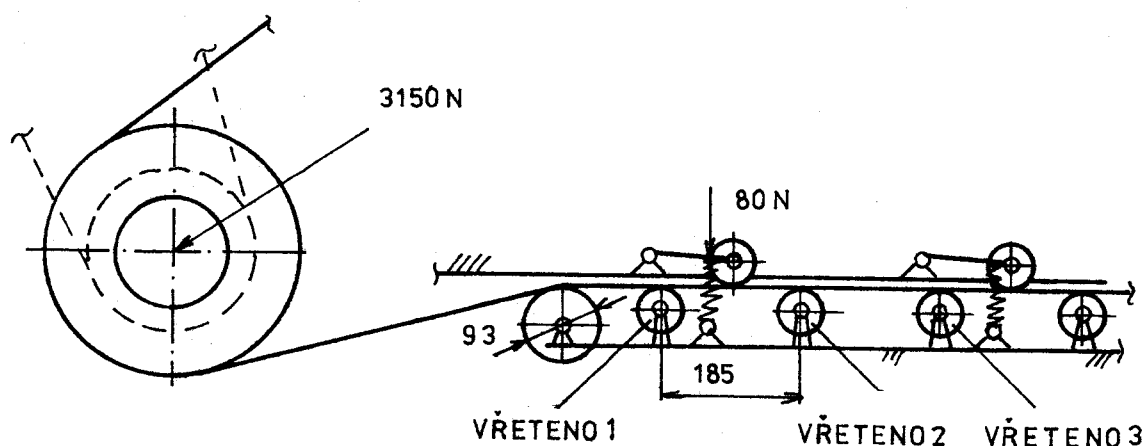
Měření vibrační jsem prováděl ve zkušebně ELITEX, k.p. Nitra na zkráceném skacím stroji SKP 140 S 2 s 24 vřeteny typu ST 5 - 04 G. Prázdná vřetena měla pružné uložení a byla bez oddělených brzdících čelistí (obr. 9.2 - 1). Frekvence otáčení vřeten bez cívek byla 6300 min^{-1} .



obr. 9.2 - 1

Pohon vřeten byl uskutečňován habasitovým dvouvrstvovým (PAD + pryž SIEGLING) tangenciálním řemenem, který měl tloušťku

4 mm a šířku 70 mm. Schéma části pohonu s přítlačnými válečky a číslování vřeten ukazuje obr. 9.2 - 2.



obr. 9.2 - 2

Chvění bylo měřeno přístrojem typu SM 231, jehož výrobcem je RFT „Otto Schön“, Dresden, NDR, který se cejchuje elektricky podle návodu výrobce (obr. 9.2 - 3). Byl používán piezoelektrický snímač typu KD 35 a.



obr. 9.2 - 3

Přístroj snímá zrychlení chvění a může dvakrát zintegrovat elektronicky, a tím získáme dráhu vibrace. Na stroji SKP 140 S2 byla měřena chvění pěti vřeten v místech a směrech ukázaných na obr. 8 - 1. Hlavní úlohou bylo změřit chvění vřeten a nosníku (v našem případě klíčová konsola) s kontaktem brzdových čelistí a klíče, a porovnat výsledky s měřením vřeten s demontovaným napínačem, t.j. bez tlačné pružiny (bez kontaktu brzdových čelistí a klíče). Dále bylo měřeno chvění vřeten se stabilizátorem a bez stabilizátoru (tab. 9.2 - 1, 9.2 - 2, 9.2 - 3). Ručkový přístroj vyhodnocuje efektivní hodnoty zrychlení a dráhy vibrace. V případě kolísání je brána střední hodnota. Spektrální rozbor není přístrojem možný. Snímač byl připevněn ke konsole klíče magnetem, k ložiskové vložce a k stabilizátoru vřetena kroužkem.

Efektivní zrychlení a efektivní dráha chvění konsoly klíče

Č. vř.	Ef. zrychlení a_{ef} /m.s ⁻² /				Ef. dráha f_{ef} /mm /				
	směr x		směr y		směr x		směr y		
	neod. čel.	od. čel.	neod. čel.	od. čel.	neod. čel.	od. čel.	neod. čel.	od. čel.	
3	11,0	6,5	6,5	4,0	0,009	0,009	0,0036	0,0036	
4	20,0	14,0	25,0	11,0	0,001	0,001	0,017	0,0036	
5	18,0	13,0	17,5	7,0	0,008	0,008	0,011	0,0034	
7	11,0	8,5	8,5	5,5	0,006	0,005	0,004	0,0035	
8	12,0	7,0	13,0	4,0	0,012	0,009	0,007	0,0035	
Ø	14,4	9,8	14,1	6,3	0,0072	0,0064	0,00852	0,00352	

tab. 9.2 - 1

Z tabulky 9.2 - 1 vyplývá, že oddělení brzdových čelistí od vřetena, t.j. vřeteno je čistě pružně uložené, má vliv na chvění konsoly klíče nebo nosníku. Vliv oddělení je příznivý.

Ve všech vřetenech se projevuje snížení vibrací nosníku. Střední hodnoty zrychlení s neoddělenými čelistmi $\bar{a}_{ef\ x} = 14,4$ a $\bar{a}_{ef\ y} = 14,1\text{ m.s}^{-2}$ v porovnání s oddělenými čelistmi se snížily na hodnoty $\bar{a}_{ef\ x} = 9,8$ a $\bar{a}_{ef\ y} = 6,3\text{ m.s}^{-2}$, u jednotlivých vřeten je snížení několikanásobné. To je hlavní výsledek, který jsem svým měřením chtěl docílit. Na ef. dráhu vibrace oddělení čelistí nemá velký vliv.

Efektivní zrychlení a efektivní dráha chvění ložisk. vložky
ve směru x

Č. vř.	Ef. zrychlení a_{ef} / m.s^{-2} /				Ef. dráha f_{ef} / mm /			
	bez stabil.		se stabil.		bez stabil.		se stabil.	
	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.
3	45	46	17	16	0,05	0,025	0,009	0,08
4	56	38	12	14	0,05	0,053	0,008	0,0015
5	63	59	16	17	0,052	0,028	0,017	0,02
7	60	56	34	16	0,018	0,064	0,04	0,023
8	45	53	12	15	0,028	0,082	0,013	0,011
Ø	53,8	50,4	18,2	15,6	0,0396	0,0504	0,0174	0,0271

tab. 9.2 - 2

Měření kmitání nebo házivosti spodní části vřeten (tab. 9.2 - 2, 9.2 - 3) bez stabilizátoru ukázalo, že oddělení čelistí způsobí snížení chvění jen u některých vřeten. Alespoň průměrné hodnoty se snížily ve směru x z $\bar{a}_{ef\ x} = 53,8$ na hodnotu $\bar{a}_{ef\ x} = 50,4\text{ m.s}^{-2}$, a ve směru y z hodnoty $\bar{a}_{ef\ y} = 55$ na $\bar{a}_{ef\ y} = 46\text{ m.s}^{-2}$, ale oddělením brzdových čelistí se musí vibrace vřeten zvýšit. K takovému závěru dospěli i autoři literatury [21/], kde byla měření prováděna s vřeteny ST 2, s prázdným uložením a oddělenými

čelistmi - stroj SKP - 100 S2. Tohoto výsledku bylo dosaženo tím, že brzdové čelisti měly tlumící účinek. Po oddělení má vřeteno čisté, pružné uložení, a s nevývažkem může kmitat silněji, než s brzdovými čelistmi. Vibrace se nezvětšují natolik, a v mnohých případech jsou podobné. Ve směru x se vibrace zvětšují více, než ve směru y. To může být způsobeno různými vadami krčního ložiska ve směru x, které se nevyskytuje ve směru y. Určitý vliv zde má řemen, který běží ve směru kolmém na x. Rozdíl vibrací může být vyvolán také tuhostí uložení krčního a kuličkového ložiska, mezi pevným a rotačním přeslenem.

Efektivní zrychlení a efektivní dráha chvění ložiskové vložky ve směru y

Č. vř.	Ef. zrychlení a_{ef} /m.s ⁻² /				Ef. dráha f_{ef} / mm /			
	bez stabil.		se stabil.		bez stabil.		se stabil.	
	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.	neod.č.	od.č.
3	40	37	40	38	0,020	0,025	0,019	0,018
4	55	45	16	17	0,060	0,035	0,018	0,027
5	77	65	23	24	0,12	0,05	0,035	0,035
7	25	23	14	11	0,017	0,017	0,012	0,006
8	78	60	32	38	0,12	0,07	0,05	0,08
Ø	55	46	25	25,6	0,0674	0,0394	0,0268	0,0326

tab. 9.2 - 3

Výsledky měření vibrací vřeten se stabilizátorem ukázaly, že stabilizátor snižuje natolik kmitání vřeten, že oddělení brzdových čelistí nemá velký vliv. Z dříve probíraných teoretických znázornění a praktických měření vyplývá, že čisté pružné uložení

vřeten podstatně snižuje přenášení vibrací do nosníku a ovlivňuje celkové vibrace vřeten. Ke konečnému potvrzení těchto výsledků, by se mohlo provést měření u více vřeten, nebo měření na stoličce, kde vibrace vřeten nejsou ovlivněny vibracemi stroje.

9.3. Konstrukční řešení pružného uložení vřetena ST 5 - 04 G

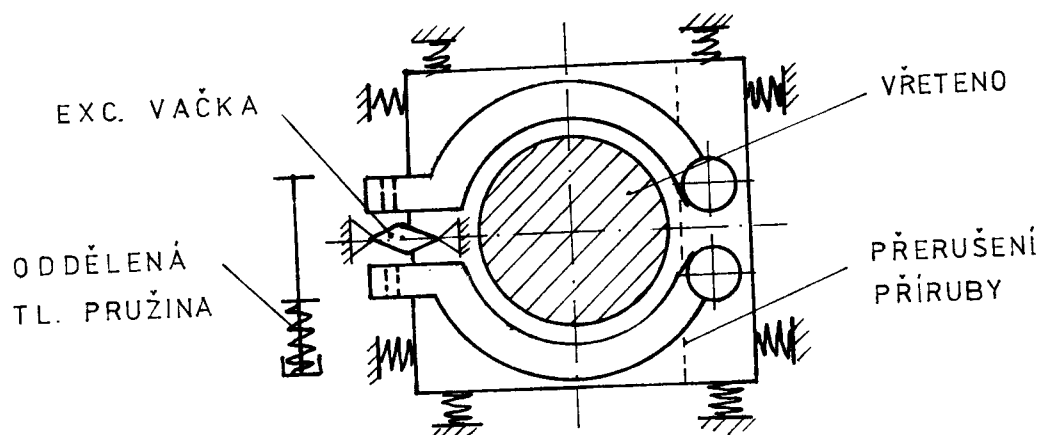
Z teoretického a praktického rozboru problematiky vřeten vychází, že pružné uložení vede ke zlepšení výsledků práce vřeten. Vřetena ST 5 neměla pružné uložení. Konstrukce uložení vřetena ST 5 je v příloze č. 3. Příruba 3 má kruhový tvar. Na pouzdru vložky 9 je vřeteno opatřeno závitem, na kterém je přišroubováno pouzdro 4. Toto pouzdro se opírá přes přírubu 3 o rám stroje. Na konci pouzdra 4 je vnější závit, na kterém je našroubována pojistná matice 6, opírající se prostřednictvím podložky 5 o rám. Pojistná matice 6 je zajištěna pomocí další pojistné matice 8, která se našroubována na závit vložky 9 opírá o pojistnou matici 6 prostřednictvím podložky 7. Tento dost složitý přípravek pro uložení vřetena je volen pro nastavení přesné výšky dosedací části vřetena.

Tento samý princip upevnění zůstal i u vřeten s pružným uložení (příloha č. 2). Je vidět, že pružné uložení odstranilo kovový styk příruby 18 a podložky 28 s rámem stroje. Pružné podložky 26 a 29 ovlivnily obdélníkový tvar příruby 18, větší délku pouzdra 19, na nosníku v podélném směru vyfrézované lůžko. Pouzdro 19 má závit určité délky, který zajišťuje shodnost stlačení gumových podložek. Mezi pouzdrem 19 a rámem je pružinka 45, která zajišťuje přesnou polohu vřetena.

S minimálními změnami je řešeno uložení v příloze 4. Zde je lůžko vyfrézováno v nosníku frézou stejného průměru v příčném směru. Lůžko je stejné hloubky a vyfrézovaná plocha se snižuje z 8000 mm^2 , při podélném frézování, na 6840 mm^2 . Nevýhoda spočívá v tom, že frézováním v příčném směru můžeme ovlivnit nosnost a pružnost nosníku. Také gumové podložky 16 a 17 mají jiný tvar, a spolu s tvarovanou podložkou 5 zabezpečují přesnou polohu uložení vřetena.

Může být i jiné řešení pružného uložení, např. uložení s vrchní gumovou podložkou v kombinaci s pružinou mezi rámem a pojistnými maticemi. Úplně nové návrhy pružného uložení, které je ovlivněno mnohými faktory pružných částí a jejich konstrukcemi, můžeme provádět při dlouholetých zkušenostech v práci s vřeteny.

Pružné uložení vřetena ST 5 - 04 G není čisté. Jen přerušením můstku vibrací, které jsou přenášeny z vřetena do nosníku, můžeme dostat čisté pružné uložení. K měření byla používána vřetena bez tlačné pružiny, t.j. nebyl žádný styk mezi excentrickou vačkou, která je upevněna na nosníku, a brzdovými čelistmi. Aby vřeteno ST 5 - 04 G mělo čisté pružné uložení v normálním skacím procesu, navrhuji přerušit přírubu vřetena (obr. 9.3 - 1).



obr. 9.3 - 1

V příloze č. 3 je ukázána příruba 3 vřetena ještě nepřeráznutá. Přerušení příruby bude v místě mezi upevněním kolíku 1 a pouzdem 4. V přílohách č. 2 a č. 4 jsou příruby přerušené a vřeteno nemá žádný kovový styk s rámem. Kolíky brzdových čelistí můžeme upevnit na rám. K tomuto upevnění potřebujeme součástku 1 (příloha č. 2). Přesnou polohu brzdových čelistí 6 zajistíme při šroubování dílu 16 šrouby 8 k rámu, tak aby se brzdové čelisti nemohly dotýkat spojkové čelisti 23. Tento tvar dílu 16 byl zvolen kvůli vytrénovanému lážku v nosníku s dostatečným uchycením

kolíku 5 brzdových čelistí. Toto upevnění dílu 16 nebylo možné u vřeten ST 2, protože vzdálenost mezi ještě nepřerušenou přírubou a konsolou je malá. V příloze č. 4 je zjednodušená obdobná součástka 3. Jestliže bude lůžko vyfrézováno v příčném směru, můžeme použít díl 3 jednoduššího tvaru. Jednodušší tvar dostaneme i tehdy, jestliže upevníme díl 3 přímo na lůžku, které prodloužíme vyfrézováním.

Pružné uložení můžeme provést i bez frézování nosníku. V tomto případě však musíme vyrobit delší pouzdro.

V stručně popsaném konstrukčním návrhu, oddělení brzdových čelistí, připouštím minimální změny konstrukce, které by zároveň umožnily přechod od výroby vřeten s pružným uložením k uložení čistě pružnému.

10. Z Á K L A D N Í P O Ž A D A V K Y P Ř I K O N - S T R U K Č N Í M N A V R H O V Á N Í V Ř E T E N

Na základě teoretických rozborů a praktických poznatků k zkonstruování nové nebo zlepšení staré konstrukce vřetena musíme splňovat tyto základní požadavky:

- a) maximální rozsah pracovních otáček je určen minimální možnou tuhostí pružného uložení vřetena a dostatečnou tuhostí dřívku
- b) minimální hluk vřeten a minimální přenos vibrací do rámu stroje vyžaduje:
 - pružné uchycení ložisek vřetena
 - pružné izolace částí rotačních a statických
 - přesná ložiska minimálních rozměrů (nejlépe s kapalným třením)
 - minimální počet dílů vřeten
 - části související s vřetenem o vysokých vlastních frekvencích
 - optimální tlumení
- c) maximální životnost vřetena vyžaduje:
 - vysoká trvanlivost součástí vřetena
 - minimalizace počtu součástí
 - odpovídající provozní podmínky (mazání, seřizování, údržba).

11. Z Á V Ě R

Úkolem této diplomové práce bylo řešení dynamických problémů uložení vřeten, které vznikají při současném zvyšování otáček textilních strojů.

V práci je uveden přehled několika konstrukcí uložení vřeten a přehled skací techniky v ČSSR, její současný stav a trend rozvoje v porovnání se stroji světových firem.

Byl proveden rozbor vibrací vřeten a navrženy způsoby snížení a potlačení těchto nepříznivých vlivů. Z rozsáhlých teoretických studií a praktických poznatků můžeme soudit, že stabilitu a vibrace lze ovlivnit pružným uložením. Dvěma snadnými konstrukčními návrhy, které lze snadno zařadit do výroby vřeten ST 5 - 04 G, byl řešen problém přenášení vibrací z vřetena do stroje. Výhodu této konstrukční změny potvrzuje provedené jednoduché měření vibrací. Změny byly voleny co nejmenší, aby neovlivnily funkce jiných součástí vřeten. Tím bylo u vřetena ST 5 - 04 G, skacího stroje SKP 140 S řešeno čisté pružné uložení.

Z probrané problematiky pružného uložení, tlumení, ladění, výroby, montáže a vyvážení vřeten vyplývá, že i čisté pružné uložení doprédacích a soukacích strojů v praxi, by mohlo přinést kladný vliv na proces výroby příze.

Ve své diplomové práci jsem neměl možnost zabývat se všemi problémy pružného uložení vřeten. Protože materiály, které jsem měl k dispozici byly velmi obsáhlé, nebylo by účelné rozebírat všechny typy konstrukčních řešení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- /1 / Textilindustrie, 1980.2. str. 124 - 127
- /2 / Textil Praxis Internacional, 1979.9. str. 1093
 - 1096; Textile Manufacturer, 1978.6. str. 24
- /3 / MALYŠEV A.P. Vereteno. Gizlegprom. Moskva, 1950
- /4 / KORNEV I.V. a kol. Vretena i centrifugi otečestvennovo proiz-
 izvodstva i zaruběžnych firm dlja pererabotky
 naturálnych i chimičeskych volokon. Legkaja
 industria, Moskva, 1971
- /5 / KORITYSSKIJ J.I. Isledovanie dynamiky i konstrukcii vysoko-
 proizvoditelnych vereten textilnych mašin.
 Mašgiz. Moskva, 1963;
- /6 / Prospektový materiál. Technoexport. Bratislava,
 1979
- /7 / KORNEV I.V. a kol. Veretena, centrifugy, prjedilnyje kamery
 textilnych mašin. Legkaja industria. Moskva,
 1978
- /8 / Prospektový materiál z ITMY '79
- /9 / NĚMEC J., RANSDORF J. Hluk a jeho snižování v technické
 praxi. SNTL. Praha, 1970
- /10/ KORITYSSKIJ J.I. Vibracija i šum v textilnoj i lehkoj pro-
 myšlennosti. Legkaja industria. Moskva, 1974
- /11/ ELITEX, Liberec, v.z. Brno. Protokol o měření hluku skacího
 stroje SKP 140 - S2. Č.pr. 24/79. Brno, 1979
- /12/ CHRBOJKA J. Ekanamičeskije potery v textilnoj promyšlennosti
 iz-za proizvodstvennovo šuma. Textilnaja promyš-
 lennost, 1968.4. str. 27 - 29
- /13/ BUČEK L. Stručný souhrn problematiky stop-vřeten typu
 ST, Brno 1980

- /14/ SCULLY J.C. The fundamentals of corrosion (Základy učení o korozi). Second Edition. Oxford, 1975
- /15/ MAKAROV A.I. Rasčot i konstruirovanija mašin prjadilnovo proizvodstva. Mašinostrojenija . Moskva, 1969
- /16/ ELITEX, Liberec, v.z. Brno. Zpráva o vřetenu ST 5 skacího stroje SKP 140 - S2. Č.zpr. 15/79. Brno, 1979
- /17/ MALMBERG K.E. Vlijanija glavnějšich parametrov pakovok na rabotu vereten v prjadeniji i kručenii. Legkaja industria. Moskva, 1968
- /18/ ELITEX, Liberec, v.z. Brno. Zařízení na kontrolu valivého uložení vřeten. Brno, 1979
- /19/ KORITYSSKIJ J.I. Kalebanija v textilnych mašinach. Mašina- strojenija. Moskva, 1973
- /20/ ELITEX, Liberec, v.z. Brno. Chvění vřeten ST 5 - 04 G na zkušební stolici BKVZ. Č.pr. 41/79. Brno, 1979
- /21/ ELITEX, v.ú. Nitra. Chveni ST 2 - 200 Ks Trnava. Č.pr. 21/80 Nitra, 1980
- /22/ JULIŠ K. a kol. Základy dynamického vyvažování. SNTL. Praha, 1979
- /23/ ŠČEPETILNIKOV V.A. a kol. Osnovy balansirovočnoj techniky. I. díl. Mašinostrojenija. Moskva, 1975

P Ř Í L O H A Č . 1

V současné době existuje celá řada patentovaných konstrukcí, týkajících se uložení vřetena. Vzhledem k tomu, že jsem neměl dostatečný přístup k těmto patentům, prostudoval jsem pro potřeby své diplomové práce jen některé. Při řešení nových konstrukcí bych doporučoval využití patentů:

PAT 1524 844 (Anglie)

Lord corp.

Spindle mountig (Upevnění vřetena), 1975

DOS 2720 677 (Niederland)

Rietsema Roelof

Spindelhalslagerung für Spinn- und Zwirnmaschinen (Uložení vřetena pro dopřádací a posukovací stroje), 1977

DOS 2749 389 (NSR)

SKF Kugellagerfabriken GmbH (G. Wendel)

Lagerung für den Schaft einer Spinn- und Zwirrspindel (Uložení pro stopku dopřádacího nebo posukovacího vřetena), 1979

AS 578 376 (SSSR)

Kostromskoj Technologičeskij Institut (S.N. Titov)

Prisposoblenije dlja kreplenija veretena. (Prvek pro upevnění vřetena), 1976

PAT 4067 184 (USA)

Coatsu. Clark Inc. (J.J. Johnson)

Noise reducing spindle wachers (Vřetenové podložky, které snižují hluk), 1976

PAT 1447 841 (Anglie)

Spindel - Motoren - und Maschinenfabrik A G

Resilient spindle mountings (Pružné uložení vřeten), 1974

PAT 1448 306 (USA)

Saco - Lowel Corp.

Mounting Spindeles (Uložení vřetena), 1974

DOS 2552 684 (USA)

Lord Corp. USA (K.J. Olovinsky)

Befestigungsvorrichtung für Textilspindeln (Upevňovací zařízení pro textilní vřetena), 1975

PAT 1418 129 (Anglie)

Zinser - Textilmaschinen GmbH

Mounting Spindels in Spinning machines (Uložení vřeten v dopřádacích strojích), 1973

AS 502 981 (SSSR)

Kaunaskij politechničeskij institut im. A. Snečkusa (J.K. Stravinskas)

Vereteno (Vřeteno), 1974

PAT 1386 163 (Japonsko)

K. Tsunoda

Spindle mounting (Uložení vřetena), 1972

PAT 181 015 (ČSSR)

Z. Rajsigl

Pružné uložení textilních vřeten, 1976

PAT 153 656 (ČSSR)

V. Hosnedl

Vřeteno, zejména pro textilní stroje, 1974

Vypracováno z patentových věstníků:

Bulletin Officiel (Francie)	Wila Kartei (NSR)
Ausz. s. d. G. (NSR)	Official Gazette (USA)
Oficialnyj bjuleten (SSSR)	Abridgments (Anglie)
Věstník úřadu pro patenty a vynálezy (ČSSR)	

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

textilní a oděvní stroje

Katedra textilních strojů

ODMĚROVACÍ SYSTÉMY DÉLKY ÚTKU TRYSKOVÝCH STAVŮ

Ladislav Ševčík

Vedoucí práce: ing. František Egrt VŠST

Konsultant: Vladimír Svatý, CSc Elitex KVÚ Liberec

Obsah práce a příloh

Počet stran 44

**Počet příloh
a tabulek 3**

Počet obrázků 19

Počet výkresů 1

**Počet modelů
nebo jiných příloh .**

Datum 11.6.1981.

47. / 75