



Mechanismus jehelních tyčí šicího stroje

Disertační práce

Studijní program: P2302 – Stroje a zařízení
Studijní obor: 2302V010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Ing. Jiří Komárek**
Vedoucí práce: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.



Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé disertační práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval mému školiteli prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc. za odborné vedení práce, cenné rady a podporu během mého studia.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Vratislavovi Procházkovi, CSc. za naprogramování servopohonů a za to, že svou odborností přispěl k tomu, aby pohony plnily svou funkci s potřebnou dynamikou a požadovanou přesností.

Velké poděkování patří také mým kolegům Ing. Petru Žabkovi, Ph.D. za odborné rady z oblasti návrhu zdvihových závislostí a Ing. Karlu Pejcharovi za spolupráci při měření a při realizaci dlouhodobých zkoušek.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a obzvlášť mé ženě za bezmeznou trpělivost a podporu, které se mi od nich dostalo po dobu mého doktorského studia.

Anotace

Tato disertační práce se zabývá mechanismem jehelních tyčí šicího stroje, jenž imituje ruční steh díky systému s plovoucí jehlou. Uvedený systém dokáže zajistit konzistentní kvalitu šití na většině běžných typů tkanin. Jehlu si skrz šitý materiál předávají dvě mechanické soustavy jehelních tyčí, jejichž přímočarý vratný pohyb je realizován vačkovým mechanismem.

Při vyšších otáčkách stroj vykazuje nadměrné vibrace a vysoké hladiny hluku, které je třeba eliminovat. Další nároky jsou kladeny na zvýšení produktivity šicího stroje.

Na základě experimentální analýzy jsou stanoveny hodnoty akustických veličin v blízkosti šicího stroje. Rázové zatížení je prokázáno měřením zrychlení mechanických soustav jehelních tyčí. Z provedené analýzy vyplývá, že nejvýznamnějšími zdroji hluku a vibrací jsou mechanické soustavy jehelních tyčí a též samotný vačkový mechanismus.

Vačkový mechanismus je v práci nahrazen mechatronickým systémem s elektrickými servomotory, přičemž každá mechanická soustava jehelní tyče je poháněna individuálním pohonem, který využívá řemínkový mechanismus pro převod rotačního pohybu synchronního servomotoru na přímočarý pohyb jehelní tyče.

Pomocí dynamického modelu je zkoumáno chování mechanické soustavy jehelní tyče. Na základě provedených analýz jsou navrženy modifikace jehelní tyče, které jsou následně experimentálně ověřeny měřením hluku na funkčním modelu. Výsledky prokazují znatelné snížení hluku.

Nový mechanismus jehelních tyčí je i s úpravami mechanické soustavy jehelní tyče dlouhodobě testován na funkčním modelu a následně odzkoušen na reálném šicím stroji. Tím je potvrzeno uplatnění individuálních pohonů v běžném šicím procesu a zároveň je otevřena možnost růstu produktivity šití zvýšením provozních otáček stroje.

Klíčová slova

šicí stroj, ruční steh, plovoucí jehla, vačkový mechanismus, snižování hluku, servopohon, zdvihová závislost

Abstract

The thesis deals with the needle bars mechanism of a sewing machine, which uses the floating needle system to produce a hand stitch. The system ensures consistent sewing quality on most common types of fabrics. By the use of two mechanical systems of the needle bar a threaded needle is passed through the material on every stitch. The mechanical system of the needle bar performs a rectilinear reverse movement which is realized by a cam mechanism.

However, in case of high operating speeds machines produce a high level of noise and vibrations. This unfavourable effect should be reduced. Another important requirement is increasing the productivity.

Based on the experimental analysis, the values of the acoustic quantities are determined near the sewing machine. Impact loading is proved by the acceleration measurement of the mechanical system of the needle bar. It has been found that these are the mechanical systems of needle bars and also the cam mechanism which most contribute to noise and vibration.

In the thesis, the cam mechanism is replaced by a mechatronic system with electric servo motors. Each mechanical system of the needle bar is driven by an individual drive that uses a belt mechanism to transfer the rotational motion of the synchronous servo motor to the displacement of the needle bar.

Using the dynamic model, the behaviour of the mechanical system of the needle bar is examined. Based on the analysis, modifications of the needle bar are proposed. The modifications are then experimentally verified by measuring the noise on the functional model. The results demonstrate a noticeable noise reduction.

The new needle bar mechanism has long been tested on a functional model and subsequently tested on the realistic sewing machine. This confirms the possibility of an application of individual drives in the normal sewing process and at the same time opens the possibility of increasing the stitching productivity by increasing the machine operating speed.

Key words

sewing machine, hand stitch, floating needle, cam mechanism, noise reduction, servo drive, stroke function

Obsah

Seznam použitých zkratk	8
Seznam použitých symbolů	8
1. Úvod	12
2. Současný stav a analýza řešené problematiky	14
2.1. Hlavní části šicího stroje	14
2.2. Řešerše ústrojí pohybu jehly	14
2.2.1. Mechanismy hlavního pohybu jehly	15
2.2.2. Mechanismy doplňujícího pohybu jehly	19
2.3. Popis šicího stroje DECO 2000	20
2.4. Experimentální analýza chování šicího stroje	23
2.4.1. Mapování zvukového pole v blízkosti šicího stroje	23
2.4.2. Měření zrychlení jehelních tyčí	28
2.4.3. Závěr experimentální analýzy	31
2.5. Stávající mechanismus jehelních tyčí	32
2.5.1. Popis mechanismu jehelních tyčí	32
2.5.2. Kinematická analýza mechanismu jehelních tyčí	33
2.6. Stávající mechanická soustava jehelní tyče	36
2.7. Shrnutí problémů stávajícího šicího stroje	39
3. Cíl práce	41
4. Návrh nového mechanismu jehelních tyčí	42
4.1. Elektrické pohony	43
4.1.1. Krokové motory	43
4.1.2. Synchronní motory s permanentními magnety	44
4.2. Návrh převodového mechanismu	45
4.3. Konstrukce funkčního modelu	45
4.4. Návrh zdvihové závislosti	47
4.4.1. Typy zdvihových závislostí	47
4.4.2. Modifikovaná sinusová zdvihová závislost	51
4.5. Numerický model mechanismu jehelních tyčí	56
4.6. Synchronní servomotor	62
4.6.1. Návrh synchronního servomotoru	62
4.6.2. Řízení synchronního servomotoru	65
4.7. Funkční model nového mechanismu jehelních tyčí	67
5. Dynamický model mechanické soustavy jehelní tyče	70
6. Analýza mechanické soustavy jehelní tyče	79
7. Návrh modifikací mechanické soustavy jehelní tyče	83
7.1. Snížení dopadové rychlosti řídicího členu	83
7.1.1. Optimalizace tuhosti pružiny	83
7.1.2. Přesunutí místa nárazu	85

7.2.	Snížení brzdné síly řídicího členu	87
7.3.	Konstrukční úprava jehelního válečku - náhrada pružiny.....	91
8.	Experimentální ověření mechanismu jehelních tyčí	92
8.1.	Měření hluku v blízkosti mechanismu jehelních tyčí	92
8.1.1.	Měřicí technika.....	92
8.1.2.	Postup měření.....	92
8.1.3.	Výsledky měření	92
8.2.	Dlouhodobé provozní zkoušky	94
8.2.1.	Parametry provozu při testování	95
8.2.2.	Způsob realizace dlouhodobých zkoušek.....	95
8.2.3.	Opotřebení jehel	97
8.2.4.	Zhodnocení dlouhodobých zkoušek.....	100
9.	Implementace mechanismu jehelních tyčí do šicího stroje	101
10.	Závěr	104
	Literatura.....	107
	Publikace autora.....	110
	Seznam příloh	111

Seznam použitých zkratek

APC	- advanced position controller
CAD	- computer-aided design
CAE	- computer-aided engineering
CAM	- computer-aided manufacturing
CTNet	- název sériového rozhraní pro přenos dat mezi měniči
CTSync	- název sériového rozhraní pro přenos dat mezi měniči
max.	- maximální
např.	- například
POS0	- úloha pro čtení dat
POS1	- úloha pro výstup dat
SM	- surface mount
spm	- stehy za minutu
ST	- název řady servoměníčů
SyPTPro	- system programming toolkit for drive automation systems

Seznam použitých symbolů

Označení	Jednotka	Popis
A	m	šířka řemene
a	m/s^2	zrychlení jehelní tyče
B	m	šířka řemenice
$\mathbf{B}$	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	matice tlumení
b_2, b_3, b_4, b_6	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	součinitel lineárního tlumení pružin
b_{20}	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	součinitel tlumení pryžové podložky
$b_{21}, b_{32}, b_{13}, b_{31},$ $b_{35}, b_{14}, b_{45}, b_{56}$	$\text{N}\cdot\text{s/m}$	součinitel vnitřní tlumení
C_1, C_2		konstanty zdvihové závislosti
e	m	excentricita
E_k, E_{k2}	J	kinetická energie
E_p, E_{p20}	J	potenciální energie
F_2	N	brzdná síla

F_{20}	N	síla působící na pryžovou podložku
F_a	N	setrvačná síla
F_{DES}	N	návrhová síla
F_G	N	gravitační síla
g	m/s^2	gravitační zrychlení
h	m	zdvih jehelní tyče
$\mathbf{h}$	m	vektor popisující počáteční hodnoty vzdáleností mezi kontaktními plochami těles a stlačení pružin v rovnovážné poloze
H	m	vzdálenost mezi kontaktními plochami řídicího členu a dorazu
h_{Dn}	m	zdvih dolní jehelní tyče pro n-tý pohybový interval
h_{Hn}	m	zdvih horní jehelní tyče pro n-tý pohybový interval
$\mathbf{h}_L$	m	vektor popisující rozměry soustavy
i		převod
I	W/m^2	intenzita zvuku
I_0	W/m^2	prahová intenzita zvuku
$\mathbf{K}$	N/m	matice tuhosti
k_2, k_3, k_4, k_6	N/m	tuhost pružiny
k_{20}	N/m	tuhost pryžové podložky
$k_{21}, k_{32}, k_{13}, k_{31}, k_{35}, k_{14}, k_{45}, k_{56}$	N/m	tuhost kontaktních pružin
l	m	délka řemene
L	m	rozteč řemenic
$\mathbf{l}$		vektor popisující podmínky kontaktů
$l_{20}, l_{30}, l_{40}, l_{60}$	m	volná délka pružiny
L_I	dB	hladina intenzity zvuku
L_i		podmínky kontaktů
L_p	dB	hladina akustického tlaku
$l_{p2}, l_{p3}, l_{p4}, l_{p6}$	m	délka předepjaté pružiny
L_W	dB	hladina akustického výkonu
M	m	vzájemná odchylka polohy mezi tělesy 1 a 3, při níž dojde k uvolnění jehly

M	kg	matice hmotnosti
$m_1, m_3, m_4, m_5, m_6,$	kg	hmotnost členu mechanické soustavy jehelní tyče
m_2	kg	hmotnost řídicího členu
m_{celk}	kg	celková hmotnost zátěže řemene
N	m	vzdálenost mezi kontaktními plochami těles 2 a 3
N		matice přiřazující kladné nebo záporné znaménko
N_L		matice přiřazující kladné nebo záporné znaménko
OD	m	vnější průměr řemenice
P	m	vzdálenost mezi kontaktními plochami těles 1 a 3
p	Pa	akustický tlak
p_0	Pa	prahový akustický tlak
p_2	kg·m/s	hybnost řídicího členu
PD	m	střední průměr řemenice
P_Z	m	rozteč zubů řemene
Q_j	N	zobecněná síla
q_j	m	zobecněná souřadnice
R	m	vzdálenost mezi kontaktními plochami těles 1 a 4
r	m	poloměr řemenice
R_d	J	disipativní funkce
s	m	poloha jehelní tyče
s_0	m	souřadnice počátku vlastní zdvihové závislosti
S_1		celkový servisní součinitel
S_2		součinitel bezpečnosti
S_B		ohybový součinitel
S_L		součinitel zatížení
S_R		převodový součinitel
S_S		servisní součinitel
S_{TIM}		součinitel zubů v záběru
t	s	čas
T_{as}	N	přípustná pracovní síla
T_e	N	maximální zatěžující síla
U	m	vzdálenost mezi kontaktními plochami těles 5 a 6

u	m	délková souřadnice teoretického profilu
v	m/s	rychlost jehelní tyče
v_2	m/s	rychlost řídicího členu jehelní tyče
W	W	akustický výkon
W_0	W	prahový akustický výkon
W_{20}	J	deformační práce
$\mathbf{x}$	m	vektor posunutí
x_0	m	souřadnice počátku zdvihové závislosti
$x_1, x_2, x_3, x_4, x_5,$ x_6	m	polohy těles
x_{20}	m	stlačení pryžové podložky
y_0	m	souřadnice počátku zdvihové závislosti
Z		počet zubů řemenice
β	rad	celkový úhel natočení vačky, celkový úhel natočení virtuální vačky
β_{Dn}	rad	celkový úhel natočení vačky pro n-tý pohybový interval dolní jehelní tyče
β_{Hn}	rad	celkový úhel natočení vačky pro n-tý pohybový interval horní jehelní tyče
ε	rad/s ²	úhlové zrychlení řemenice
η		jednotková zdvihová závislost
θ	rad	úhel natočení vačky, úhel natočení virtuální vačky
θ_0	rad	souřadnice počátku vlastní zdvihové závislosti
ζ		jednotkový úhel natočení virtuální vačky
φ	rad	úhel natočení řemenice
χ		parametr zdvihové závislosti
ψ	rad	úhlová souřadnice teoretického profilu
ω	rad/s	úhlová rychlost řemenice

1. Úvod

Šití je jedna z nejstarších lidských technik, jejíž původ lze přisuzovat přirozenému instinktu člověka chránit se před klimatickými změnami či nástrahami okolního prostředí. Nejstarší nález šicí jehly je datován do období svrchního paleolitu. Po tisíce let tak byla jehla jediným nástrojem pro spojování dvou kusů látek, kůží a jiného podobného materiálu [1], [2].

Snaha nahradit málo produktivní ruční šití šitím strojovým se objevuje až v novověku. Teprve roku 1755 si nechal Charles F. Weisenthal v Anglii patentovat šicí stroj, který pracoval s jehlou mající hroty na obou koncích [3], [4]. Tato jehla, dnes známá jako plovoucí jehla, se používá u strojů na imitaci ručního stehu. Weisenthalův vynález motivoval i ostatní tvůrce ke snaze navrhnout způsob, který by lidem namáhavé ruční šití usnadnil. První šicí stroje však neměly příliš velký úspěch právě proto, že se jejich vynálezci snažili ruční šití otrocky napodobit [5].

Významný vynález se objevil až v roce 1810, když Němec Baltasar Krems sestrojil šicí stroj s řetízkovým stehem využívající jehlu s ouškem u hrotu. Výhodou tohoto systému bylo, že se skrz šitý materiál nemusela protahovat celá zásoba nitě. Při zpětném pohybu jehly skrz propíchnutý otvor se z nitě vytvořila smyčka na rubové straně šitého materiálu. Propletením smyčky vznikl steh, jenž se při šití opakoval. Uvedený vynález představoval důležitý základ pro následující vývoj šicích strojů [3], [4].

Francouzský krejčí Barthelemy Thimonnier se jako první snažil dostat mechanické šicí zařízení do komerčního provozu. Jeho šicí stroj šil jednonitným řetízkovým stehem pomocí háčkové jehly. Za to obdržel roku 1830 francouzský patent [4].

Někdy mezi roky 1832 až 1834 Walter Hunt, americký mechanik a vynálezce, zkonstruoval nový typ šicího stroje, který vytvářel dvounitný vázaný steh. Tento šicí stroj využíval jehlu s ouškem u hrotu v kombinaci s člunkem zajišťujícím provlečení spodní nitě skrz smyčku. Dvounitný vázaný steh byl přímým výsledkem návrhu mechanického způsobu šití a představoval první pokus vytvoření stehu nenapodobujícího ruční šití [4].

Podstatný zvrat ve vývoji šicích strojů však nastal až v roce 1845, kdy Elias Howe vynalezl první šicí stroj využitelný pro hromadnou výrobu. Jeho stroj vytvářel dvounitný vázaný steh, využíval Kremsovu jehlu, lodičkový člunek se zásobou spodní

nitě a podávací systém. Stroj dosahoval rychlosti 300 stehů za minutu. Další vývoj a zdokonalení tohoto stroje pokračovaly velmi rychle [3].

Roku 1851 vylepšil Howeův model Isaac Merritt Singer přidáním rýhovaného kolečka pro rovnoměrný posuv látky a přítlačné patky. Ve stejném roce Allen B. Wilson vyvinul jeden z nejvýznamnějších vynálezů v oboru šicích strojů. Běžný člunek nahradil nejprve kývavým a později rotačním chapačem, čímž přispěl k vytvoření lehkého a tichého stroje, vhodného pro použití v běžné domácnosti [3], [4]. Tímto směrem pokračoval trend vývoje šicích strojů až do současnosti.

Tichý chod, minimální chvění, dlouhá životnost použitých mechanismů a snadná obsluha stroje jsou vlastnosti, které musí dnešní šicí stroje splňovat. Velký důraz je též kladen na snižování časů v šicím procesu, což má přímý vliv na zvýšení produktivity šití. Stejnou problematiku řeší i tato disertační práce zabývající se návrhem nového mechanismu jehelních tyčí dekorativního šicího stroje DECO 2000. Uvedený stroj napodobuje ruční steh. K tomu využívá Weisenthalovy plovoucí jehly a dvou mechanických soustav jehelních tyčí, které si jehlu předávají mezi sebou. Potlačení nežádoucích vibrací a hluku a zároveň zvýšení produktivity stroje je v disertační práci řešeno nahrazením stávajícího pohonu mechanických soustav jehelních tyčí a s tím související změnou převodového mechanismu a dále úpravou samotné mechanické soustavy jehelní tyče. Náhrada stávajícího pohonu otevřela možnost pro využití individuálních pohonů s elektronicky řízenou zdvihovou závislostí. Princip tvorby ručního stehu, jehož využívá stroj DECO 2000, vynalezl Jessie Langsdorf roku 1936. Jeho patent vydaný roku 1937 využívali v té době bratři Naftali ve spolupráci s firmou AMF (American Machine and Foundry Company) při výrobě strojů pro šití kravat. V dalších letech byl systém postupně zdokonalován a našel své využití ve strojích pro dekorativní šití a ve strojích na přišívání knoflíků [7].

2. Současný stav a analýza řešené problematiky

2.1. Hlavní části šicího stroje

Dnešní trh nabízí velké množství různých druhů šicích strojů od řady výrobců. Nabízené stroje se mohou lišit nejen technickým řešením, ale též druhem vykonávané technologické operace [6]. Všechny tyto stroje mají společné prvky a mechanismy, které dohromady zajišťují šicí proces.

Hlavní části šicího stroje jsou [5]:

- ústrojí pohybu jehly,
- ústrojí podávání šicího materiálu,
- ústrojí pro zachycení smyčky,
- ústrojí posuvu šitého materiálu,
- ústrojí přitlačné,
- ústrojí převodová,
- těleso šicího stroje,
- mazání šicího stroje,
- podstavec šicího stroje,
- elektrické příslušenství,
- přídatná zařízení.

2.2. Rešerše ústrojí pohybu jehly

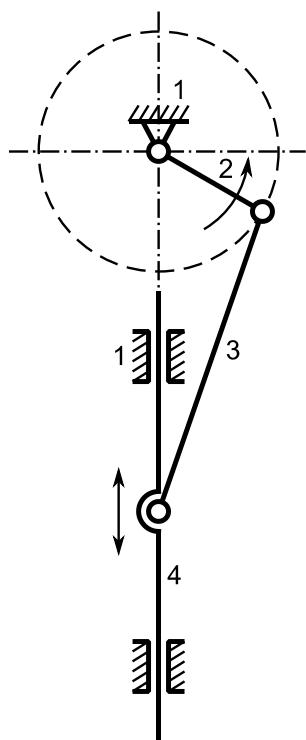
Mechanismy ústrojí pohybu šicí jehly musí splňovat všechny požadavky potřebné pro správnou tvorbu stehu, přičemž pohyb jehly je svázán s pohyby ostatních mechanismů šicího stroje, které se na procesu tvorby stehu podílejí. Šicí jehla držená v jehelní tyči propichuje šitý materiál. Při jejím zpětném pohybu se z horní nitě vedené jehlou vytvoří smyčka, tu zachytí hrot chapače nebo jiného ústrojí pro zachycení smyčky. Jehla koná přímočarý vratný pohyb buď po přímkové, anebo po obloukové dráze. Tomuto pohybu říkáme hlavní pohyb. Pro různé způsoby šití může jehla konat doplňující pohyby. Doplňující pohyby jehly umožňují jednak změnu místa vpichu jehly, např. výkyvem vedení jehelní tyče, a jednak změnu polohy vedení šicího materiálu ouškem jehly otočením jehelní tyče kolem vlastní osy. Požadavky na pohyby jednotlivých částí mechanismu vyplývají z uvedené funkce mechanismu pohybu jehly.

Tyto pohyby umožňují různé kloubové nebo vačkové mechanismy. Některé šicí stroje mají jen mechanismus hlavního pohybu jehly, v jiných pracují současně mechanismy jednoho nebo více doplňkových pohybů. Mechanismy pohybu jehly prošly dlouholetým vývojem, proto není možné kompletně obsáhnout všechny druhy a řešení. Zde jsou popsány jen nejběžnější, často používané druhy [1], [3], [8].

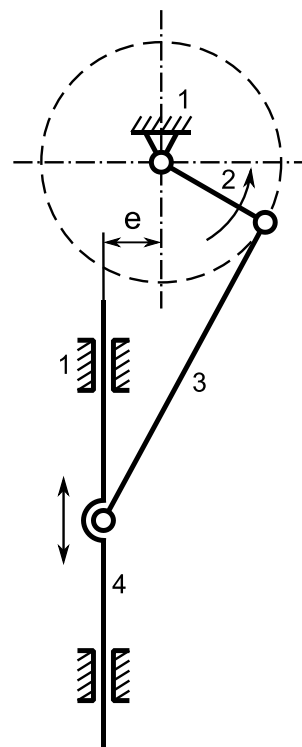
2.2.1. Mechanismy hlavního pohybu jehly

Klikový centrický mechanismus

U většiny šicích strojů koná jehla pohyb přímočarý vratný. Tento hlavní pohyb jehly nejčastěji zajišťuje klikový mechanismus umožňující změnu rotačního pohybu na pohyb přímočarý vratný. Jak je patrné z obrázku 2.1, klika 2 spojená s horním hřídelem koná rotační pohyb, který se přenáší prostřednictvím ojnice 3 na jehelní tyč 4 kluzně uloženou v rámu 1. Spojení ojnice s klikou a jehelní tyčí zajišťují čepy [3].



Obr. 2.1: Klikový centrický mechanismus



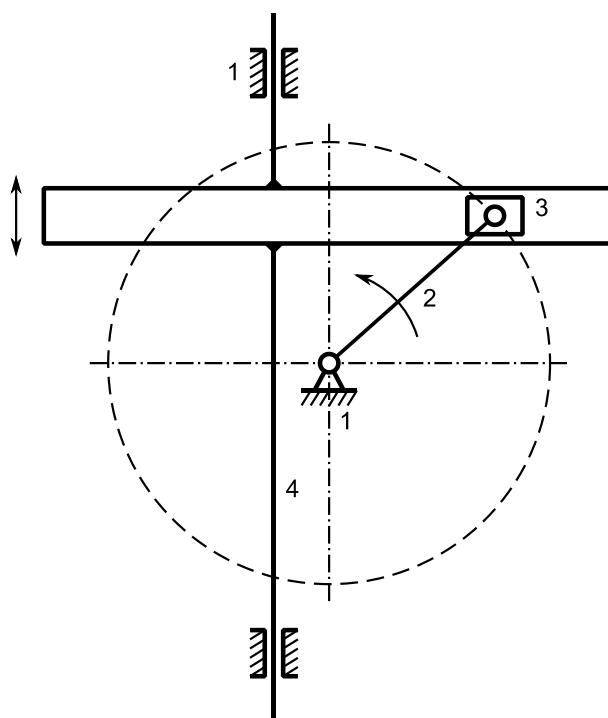
Obr. 2.2: Klikový excentrický mechanismus

Excentrický klikový mechanismus

Na obrázku 2.2 můžeme pozorovat, že u excentrického klikového mechanismu se nachází střed otáčení kliky mimo osu pohybu jehelní tyče. Jejich vzájemnou polohu udává excentricita e . Rychlosti a zrychlení mají v tomto případě různý průběh při pohybu jehelní tyče směrem dolů a nahoru [1].

Mechanismus pravoúhlé kulisy

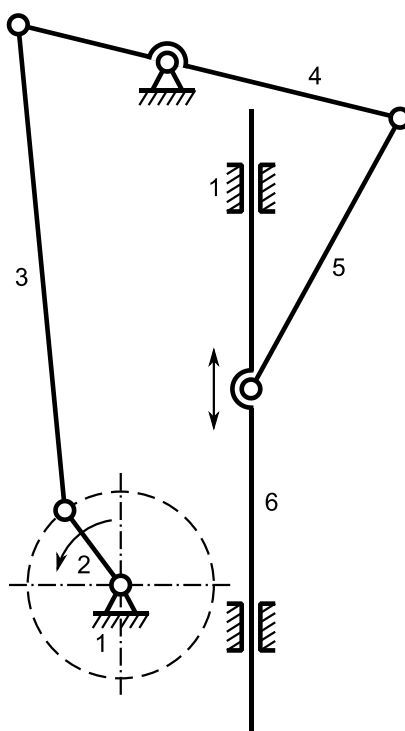
Schéma mechanismu znázorňuje obrázek 2.3. Kliky 2 koná rotační pohyb přenášený přes smykadlo 3 přenášen na kulisu 4. Kulisa spojena s jehelní tyčí koná harmonický pohyb [1].



Obr. 2.3: Mechanismus pravoúhlé kulisy

Složený kloubový mechanismus

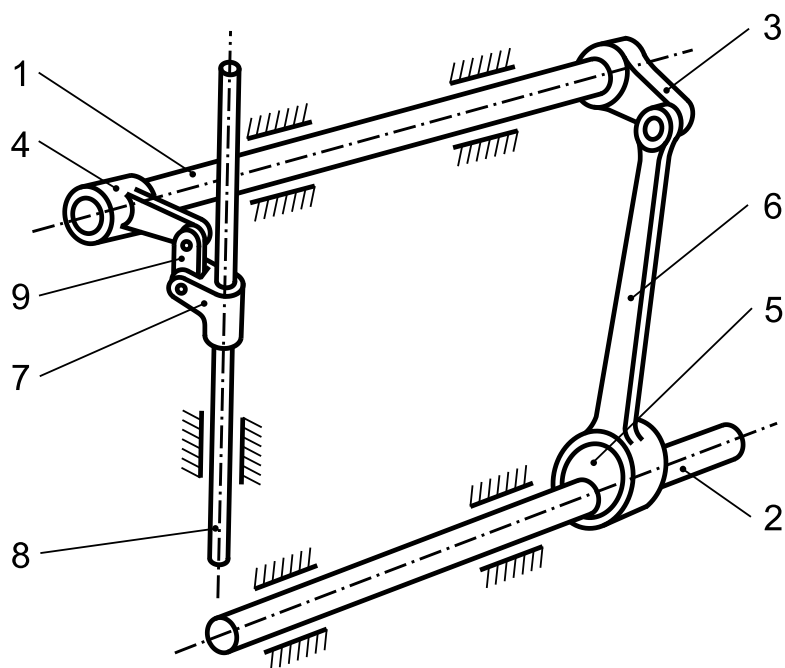
Mechanismus, znázorněný na obrázku 2.4, se skládá ze základního čtyřkloubového mechanismu se členy 1, 2, 3, 4, k němuž je připojena binární skupina 5, 6. Pohyb jehelní tyče se odvozuje od nerovnoměrného pohybu vahadla 4 přes ojnici 5. Členy 1, 4, 5, 6 tvoří excentrický klikový mechanismus. Mechanismus 1, 2, 3, 4 je klikovahadlový [1].



Obr. 2.4: Složený kloubový mechanismus

Mechanismus s kývavým hřídelem

Požadovaný pohyb jehly může též zajišťovat mechanismus s kývavým hřídelem [3], obrázek 2.5.

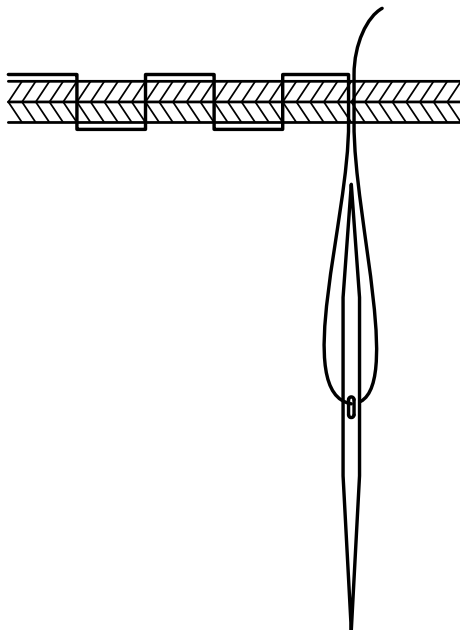


Obr. 2.5: Mechanismus s kývavým hřídelem

Princip je stejný jako u složeného kloubového mechanismu. Kývavý hřídel 1 se nachází v horní části rámu stroje rovnoběžně s dolním hlavním hřídelem 2. Na obou koncích je ukončen pákami 3, 4. Pohyb pravé páky vychází z výstředníku hlavního hřídele 5 přes ojnici 6. Na unašeč 7 jehelní tyče 8 přenáší pohyb levá páka přes malou ojnici 9.

Mechanismus s plovoucí jehlou

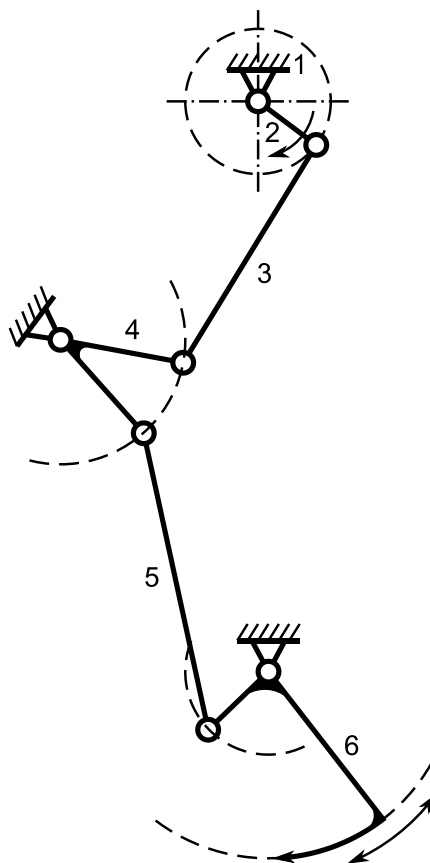
Neobvyklý způsob šití využívající plovoucí jehlu se používá u strojů, které napodobují ruční steh. Plovoucí jehla mající na obou koncích hroty a uprostřed ouško, viz obrázek 2.6, přechází celá skrz šitý materiál. Z tohoto důvodu má nit jen omezenou délku [3]. Mechanismus s plovoucí jehlou je detailně popsán v další kapitole.



Obr. 2.6: Systém šití s plovoucí jehlou

Mechanismus s pohybem jehly v obloukové dráze

Mechanismus s pohybem jehly v obloukové dráze (viz obrázek 2.7) se používá pro kruhový vratný pohyb jehly [1]. Hlavní část tvoří čtyřkloubový mechanismus 1, 2, 3, 4, k níž se připojuje binární skupina 5, 6. Čtyřkloubový mechanismus je klikovahadlový s vahadlem 4. Jehla upnuta v držáku na rameni vahadla 6 má tvar oblouku.

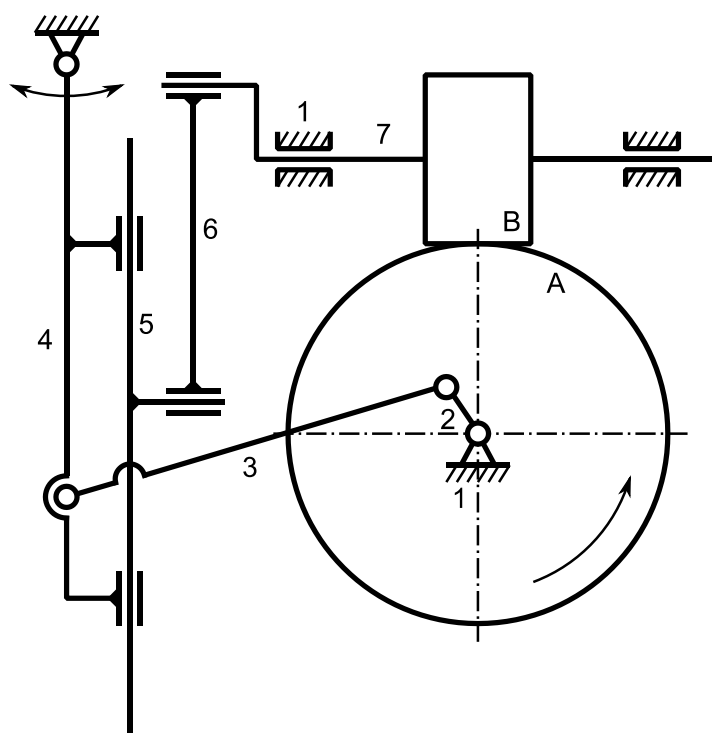


Obr. 2.7: Mechanismus s pohybem jehly v obloukové dráze

2.2.2. Mechanismy doplňujícího pohybu jehly

Mechanismus s výkyvem jehly příčně na směr šití

K dosažení klikatých stehů je zapotřebí, aby jehla kromě hlavního pohybu konala ještě pohyb do stran v rovině kolmé na směr podávání [1]. Pro široký zápich musí být jehla přesunutá do krajní polohy po čas jejího pohybu nad materiálem, jinak by docházelo k ohýbání jehly. Dosáhnutí výkyvného pohybu jehly umožňuje několik typů držáků [3]. Ty jsou uvedeny do pohybu pomocí čtyřkloubových nebo vačkových mechanismů. Základní schéma jednoho z mechanismů pohybu jehelní tyče s doplňujícím pohybem zobrazuje obrázek 2.8. Hlavní pohyb jehelní tyče 5 generuje klikový hřídel 7. Vedlejší kývavý pohyb je odvozen od rotačního pohybu kliky 2 přes čtyřkloubový mechanismus 1, 2, 3, 4 na vedení jehelní tyče 4. Kliku 2 pohání hlavní hřídel 7 přes ozubená kola A, B s převodem 1:2.



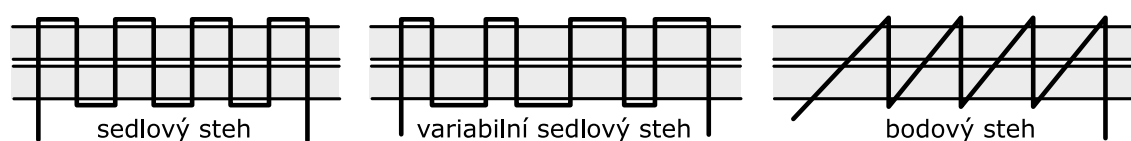
Obr. 2.8: Mechanismus s výkyvem jehly příčně na směr šití

Mechanismus s výkyvem jehly ve směru šití

Tento mechanismus zajišťuje jehelní tyči vykonávat jak hlavní tak vedlejší pohyby podobně jako předchozí mechanismus. K tomu využívá výše popsané principy. Jehla se zde po zapíchnutí do materiálu vykývá ve směru šití, čímž se umožní kvalitní podávání obou vrstev šitého materiálu. Tento způsob se nazývá jehlové podávání a pracuje společně se spodním podáváním [3].

2.3. Popis šicího stroje DECO 2000

Dekoratívni šicí stroj DECO 2000 (obr. 2.10) vytváří steh, jenž v maximální možné míře nahrazuje vzhled ručního šití. K tomu využívá sedlový a bodový steh (obr. 2.9), u kterých nedochází k propletení smyčky, jak tomu bývá u řetízkového či vázaného stehu.



Obr. 2.9: Typy ozdobných stehů



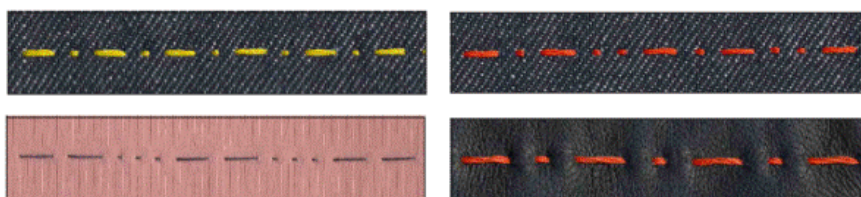
Obr. 2.10: Šicí stroj DECO 2000

Tyto stehy sloužící zejména k ozdobným účelům nachází uplatnění při okrajovém šití kapes, kabátů a sak, dekorativním šití všech látkových svršků a kůží, ale též při standardním šití kabátů, sak, límců, blůzek a manžet na košilích. Oblast aplikace zmíněného stroje je patrná z obrázku 2.11.



Obr. 2.11: Oblasti aplikace dekorativního šicího stroje

Systém umožňuje vysokou variabilitu nastavení stehů. To lze naprogramovat na řídicím panelu volbou vlastního stylu, který se v pravidelných intervalech opakuje. Příklady vlastních stylů stehu jsou uvedeny na obrázku 2.12.



Obr. 2.12: Příklady vlastních stylů stehu

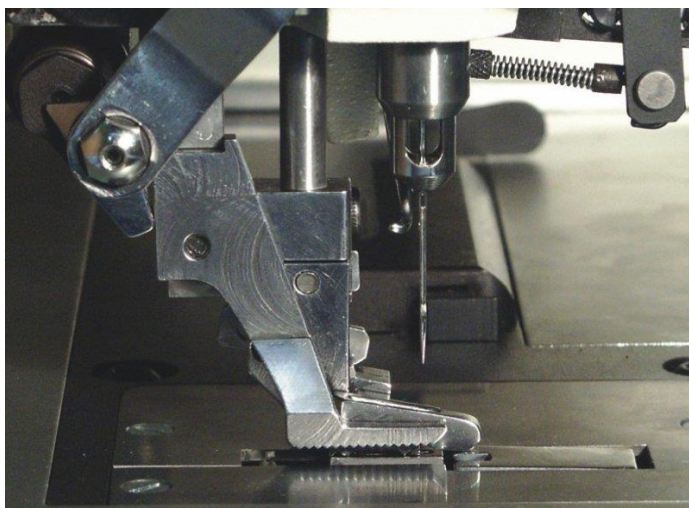
Stroj DECO 2000 umožňuje tvorbu stehů s dokonalou pevností, vyšší kvalitou a větší produktivitou než je tomu u ručního šití. Maximální rychlost šití je 500 stehů za minutu, což je přibližně 10 krát produktivnější než u ručního šití.

K imitování ručního stehu se využívá plovoucí jehla, která má na obou svých stranách špičku a uprostřed očko (obr. 2.13).



Obr. 2.13: Plovoucí jehla

Jehlu si předávají skrz šitý materiál dvě mechanické soustavy jehelních tyčí pracující jedna nad a druhá pod pracovní deskou stroje. Celá jehla tak prochází skrz šitý materiál při každém stehu. Plovoucí jehla držená v horní mechanické soustavě jehelní tyče (dále též jen jehelní tyč) je zobrazena na obrázku 2.14.

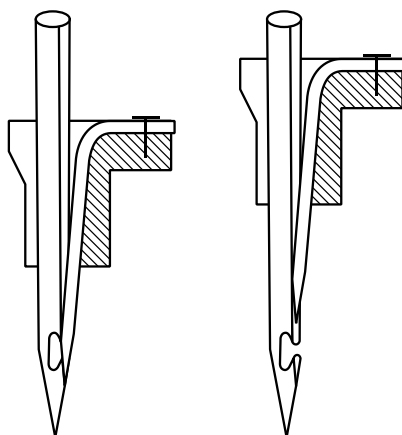


Obr. 2.14: Systém s plovoucí jehlou

Jak při ručním šití, tak při jeho imitaci se pracuje s konečnou předem stanovenou délkou nitě. Délka nitě na tomto stroji se pohybuje od 400 do 1200 mm. Chapač umístěný pod pracovní deskou musí zachytit smyčku na rubové straně díla a protáhnout celou zásobu nitě skrz šitý materiál při každém druhém stehu.

Díky efektu ručního šití je dekorativní šicí stroj prezentovaný jako charakteristický znak kvality vyžadován především výrobcí nejkvalitnějších oděvů. Systém vytváří imitaci ručního stehu s bezchybnou konzistencí a nesrovnatelnou rychlostí. DECO 2000 jako jediný dekorativní stroj využívá plovoucí jehlu, díky které je možné zaručit

konzistentní kvalitu na většině běžných typů tkanin. Jiné stroje tohoto typu používají systém s jednostrannou šicí jehlou s otevřeným očkem a druhou uzavírací jehlou, která zajišťuje otvírání a zavírání oka (obr. 2.15). Tento typ jehly způsobuje širší proniknutí do tkaniny, což může způsobit poškození jemnějších tkanin [7].



Obr. 2.15: Systém dekorativního šití s uzavírací jehlou

2.4. Experimentální analýza chování šicího stroje

Stávající stav šicího stroje umožňuje provoz v režimu od 150 do 500 stehů za minutu (spm). Při vyšších rychlostech se však na stroji objevují značné vibrace a vysoké hladiny hluku. Z mechanického hlediska je šicí stroj poměrně složitý systém, neboť se skládá z více funkčních ústrojí zmíněných v kapitole 2.1, které svou vzájemnou činností zajišťují šicí proces. Mnohdy se jedná o složené kloubové mechanismy obsahující rotační a posuvné kinematické dvojice, nebo mechanismy vzniklé kombinací vačkových a kloubových mechanismů [12]. Vibrace zde mohou být buzeny vřutem v kinematických dvojicích těchto mnohdy špatně vyvážených mechanismů.

Cílem experimentální analýzy bylo zmapovat současný stav a odhalit hlavní zdroje hluku a vibrací na šicím stroji. Za tímto účelem bylo provedeno měření zvukového pole v blízkosti šicího stroje a měření zrychlení mechanické soustavy jehelní tyče [14], [15].

2.4.1. Mapování zvukového pole v blízkosti šicího stroje

Zvuk je mechanické kmitání pružného prostředí, jehož frekvenční pásmo odpovídá normálnímu lidskému sluchu od 20 Hz do 20 kHz. Pojem hluk se označuje nežádoucí zvuk, který vyvolává nepříjemný nebo rušivý vjem nebo poškozuje lidské zdraví [17].

Každý člověk vnímá zvuk velice subjektivně. Pro získání objektivní informace o hodnotách akustických výkonů se využívají měřicí techniky pro měření akustických veličin, jako jsou akustický tlak nebo intenzita zvuku.

Akustický tlak p [Pa] je přímo měřitelná skalární veličina popisující změny tlaku v hmotném prostředí vyvolané průchodem zvukové vlny. Intenzita zvuku I [W/m²] je měřítkem akustické energie procházející jednotkovou plochou kolmou ke směru šíření zvukové vlny. Akustický výkon W [W] se považuje za měřítko celkové zvukové energie procházející plochou.

Akustické veličiny, které se mění geometrickou řadou, člověk vnímá řadou aritmetickou. Proto se k reprezentaci akustických veličin často užívá jejich logaritmického vyjádření v jednotkách decibel (dB). Hladina intenzity zvuku L_I je tedy určena dekadickým logaritmem poměru intenzity, jejíž hladinu určujeme, k prahové hodnotě intenzity zvuku I_0 (2.1). Stejným způsobem můžeme vyjádřit hladinu akustického výkonu L_W , kde ve vztahu (2.2) vystupuje poměr měřeného výkonu ku vztažné hodnotě akustického výkonu W_0 . Intenzita je přímo úměrná druhé mocnině akustického tlaku. Hladinu akustického tlaku L_p lze tedy vyjádřit jako dekadický logaritmus poměru druhých mocnin akustického tlaku a jeho prahové hodnoty p_0 , podle vztahu (2.3) [18].

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (2.1)$$

$$L_W = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \quad (2.2)$$

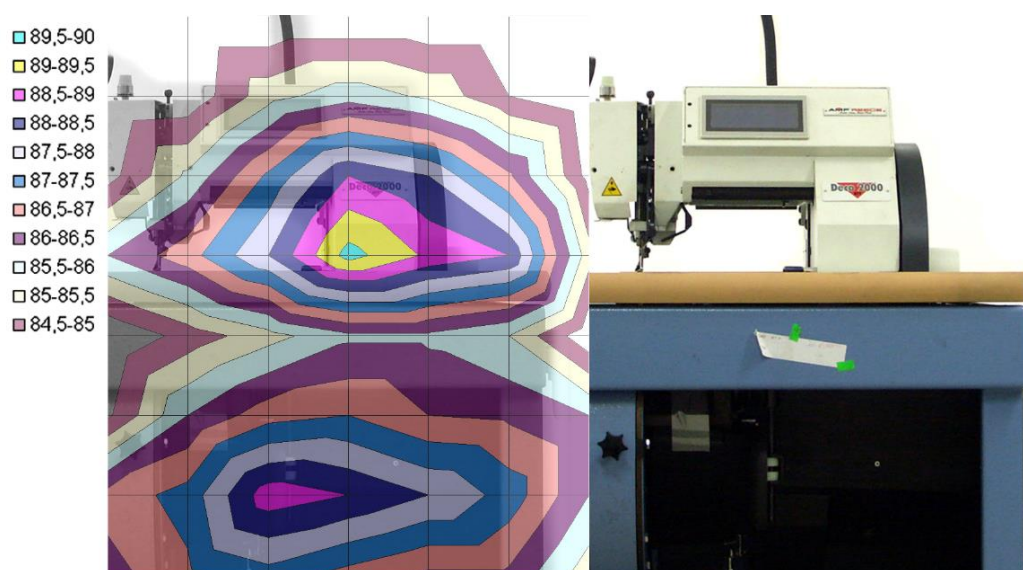
$$L_p = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_0^2} \right) = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (2.3)$$

Rozdíl mezi hladinou intenzity zvuku a hladinou akustického tlaku spočívá v tom, že intenzita zvuku je, jakož to vektor, spojena se směrem šíření zvuku, zatímco akustický tlak je skalární veličina, která popisuje stav prostředí v daném místě bez ohledu na směr šíření zvukových vln. Hladina akustického tlaku a hladina intenzity zvuku mají stejnou hodnotu tehdy, je-li měřená plocha kolmá na směr šíření zvuku a mezi touto plochou a zdrojem hluku neexistuje žádná překážka. Obecně lze tedy říci, že rovnost těchto hladin platí ve volném zvukovém poli [18]. Sluchový orgán člověka přijímá zvuk z jakéhokoli směru. Vnímání zvuku tak více souvisí s akustickým tlakem

než s intenzitou zvuku. Z tohoto důvodu je při sledování hluku, např. pro účely stanovení hygienické zátěže, vhodnější měřit spíše hladinu akustického tlaku, kdežto pro účely technické diagnostiky při mapování zvukových polí a identifikaci zdrojů hluku je vhodnější měřit intenzitu zvuku.

Úkolem měření hluku v blízkosti šicího stroje bylo stanovit hygienické zatížení stroje vzhledem k okolí a nalézt na stroji nejvýraznější zdroje hluku. Měřený objekt byl obklopen měřicí sítí s dílčími plochami 10×10 cm. Ve středu dílčích ploch byla změřena hladina intenzity zvuku a hladina akustického tlaku. Pomocí softwaru byly na měřicí síti stanoveny plochy se stálým rozložením hladiny intenzity zvuku.

Na obrázku 2.16 je vidět pole rozložení hladiny intenzity zvuku na přední straně stroje v zakrytovaném stavu pro režim 500 spm. Maximální hladina intenzity zvuku dosahuje hodnot 89,5 – 90 dB. V tomto místě se nachází uložení dvouramenné páky, která přenáší kývavý pohyb generovaný vačkou.



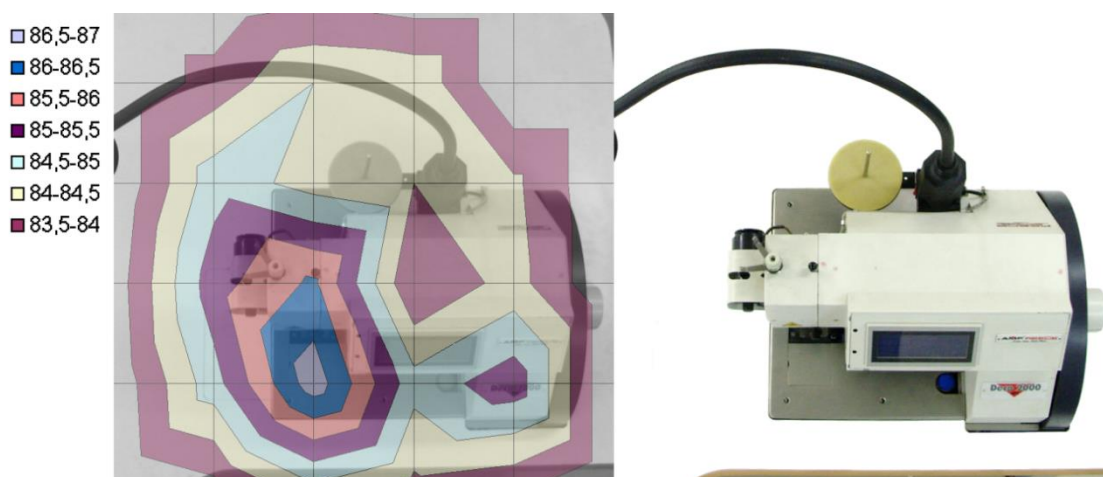
Obr. 2.16: Rozložení hladiny intenzity zvuku, přední strana, s krytem, 500 spm

Obrázek 2.17 zobrazuje pole rozložení hladiny intenzity zvuku na pravém boku stroje v zakrytovaném stavu pro režim 500 spm. Maximální hodnota hladiny intenzity zvuku zde dosahuje 85,5 – 86 dB. V tomto místě dochází ke kontaktu kladky dvouramenné páky s činnou plochou radiální drážkové vačky.



Obr. 2.17: Rozložení hladiny intenzity zvuku, pravý bok, s krytem, 500 spm

Obrázek 2.18 dokumentuje pole rozložení hladiny intenzity zvuku na horní části stroje v zakrytovaném stavu pro režim 500 spm. Maximální hodnota hladiny intenzity zvuku se objevuje na pracovní desce stroje a dosahuje 86,5 – 87 dB. Jde o místo, na kterém obsluha stroje manipuluje se šitým materiálem. Nad i pod pracovní deskou se nacházejí mechanické soustavy jehelních tyčí, z jejichž pracovního charakteru lze předpokládat jejich značné dynamické namáhání.



Obr. 2.18: Rozložení hladiny intenzity zvuku, horní pohled, s krytem, 500 spm

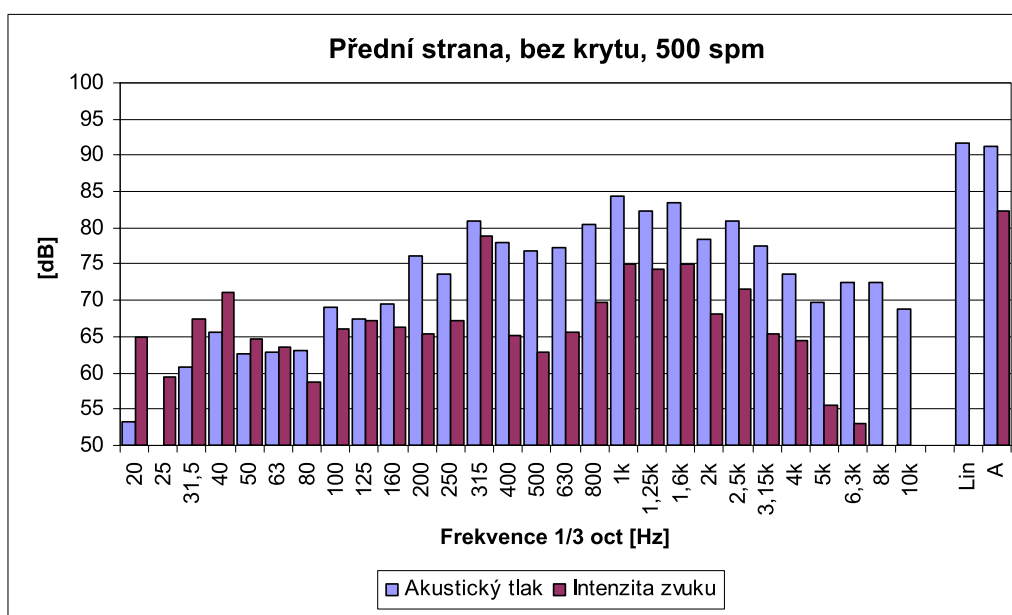
Z tabulky 2.1, která ukazuje celkové vážené hladiny akustických výkonů stanovené na měřených plochách, vyplývá, že nejvyšší výkon je vyzařován na přední stranu stroje, tedy směrem k obsluhujícímu personálu.

Tab. 2.1: Celkové hladiny akustických výkonů vážené filtrem A

Provedení stroje		bez krytu		s krytem
Režim [spm]		500	380	500
Celkové hladiny akustických výkonů stanovené na měřených plochách [dB(A)]	Čelní	83,4	80,1	83,6
	Zadní	80,8	77,7	78,2
	Pravý bok	78,0	74,3	78,2
	Levý bok	76,8	73,4	75,7
	Horní	80,0	76,6	79,7

Celkové hladiny byly vážené filtrem A. Váhové filtry řeší vztah mezi lineární frekvenční charakteristikou mikrofonu (ve slyšitelném pásmu) a kmitočtovou charakteristikou lidského ucha. Váhové filtry se tedy zařazují do měřicího řetězce v případech, kdy provádíme hygienická měření nebo z jiného důvodu sledujeme působení hluku na člověka [18].

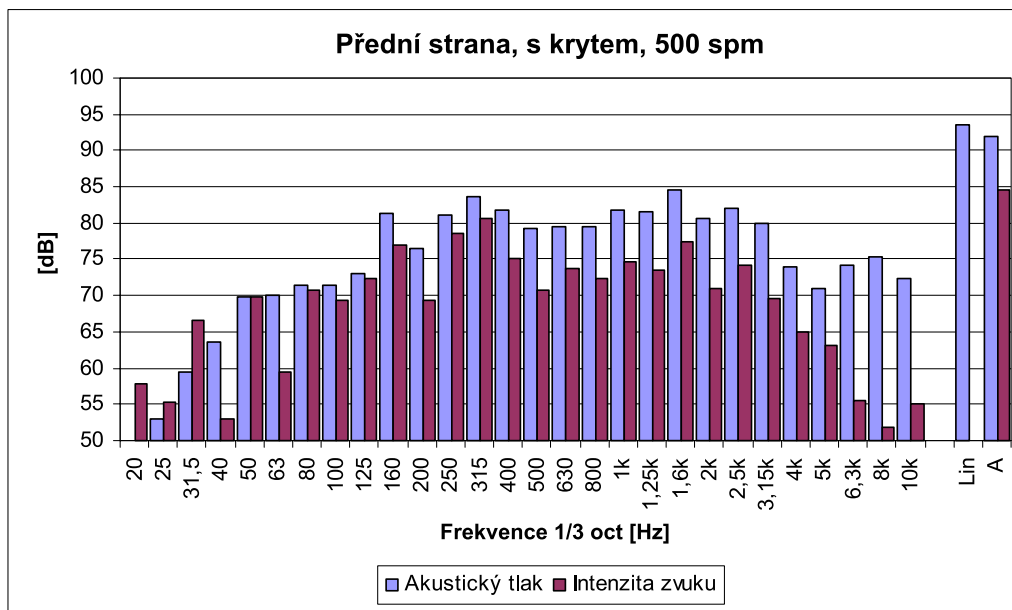
V místě obsluhy byla stanovena spektra hladiny intenzity zvuku a hladiny akustického tlaku pro režimy 380 a 500 spm. Frekvenční spektra pro režim 500 spm jsou zobrazena na obrázku 2.19 pro odkrytovaný stav a obrázku 2.20 pro zakrytovaný stav stroje. Spektra pro režim 380 spm uvádí příloha č. 1.



Obr. 2.19: Spektrum hladin akustických veličin, přední strana, bez krytu, 500 spm

Hřebenový charakter naměřených frekvenčních spekter vypovídá o přítomnosti rázového buzení na stroji. První dominantní amplitudy hluku se objevují na frekvencích 31,5 Hz pro stroj v zakrytovaném stavu a 40 Hz pro odkrytovaný stroj. Bez ohledu na otáčky se ve spektru vyskytuje vysoká amplituda na frekvenci 315 Hz pro odkrytovaný

stroj. Zvýšenou hladinu má i frekvenční pásmo v okolí 1 kHz při režimu 380 spm a v rozsahu 1 - 2 kHz při režimu 500 spm. Po zakrytí stroje se špičky ve frekvenčním spektru snižují.



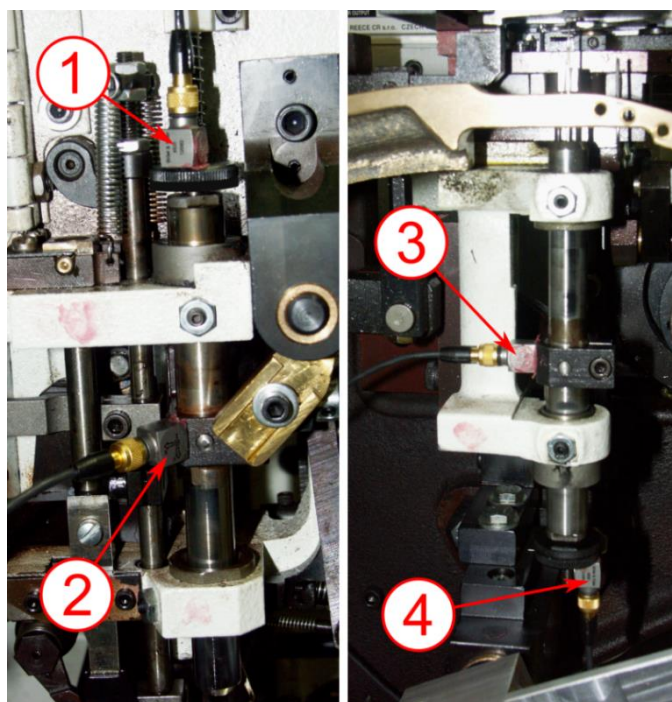
Obr. 2.20: Spektrum hladin akustických veličin, přední strana, s krytem, 500 spm

2.4.2. Měření zrychlení jehelních tyčí

Na základě výsledků z mapování zvukového pole bylo provedeno měření zrychlení mechanické soustavy jehelní tyče. Řídicí člen jehelní tyče, který zajišťuje uvolnění jehly v okamžiku, kdy dochází k jejímu předání druhé jehelní tyči, je záměrně vystaven rázovému zatížení. Uvolnění jehly totiž určuje řízený náraz řídicího členu o definovaný doraz. Tento děj je podrobně popsán v kapitole 2.6.

Pro měření zrychlení jehelních tyčí posloužily piezoelektrické snímače zrychlení. Pomocí těchto snímačů bylo měřeno zrychlení na unašeči (měřená místa 2, 3) a řídicím členu (měřená místa 1, 4) horní i dolní jehelní tyče. Umístění snímačů je možné vidět na obrázku 2.21. Maximální a minimální naměřené hodnoty zrychlení pro režimy 380 spm a 500 spm popisují tabulky 2.2 – 2.5.

Pro možnost vyjádření naměřeného zrychlení v závislosti na úhlu natočení vačky byla také na šicím stroji měřena poloha hlavního vačkového hřídele pomocí inkrementálního rotačního čidla s přesností 5000 dílků na jednu otáčku.



Obr. 2.21: Umístění snímačů zrychlení

Tab. 2.2: Měřená místa 1 a 4

Měřená místa 1 a 4		Zrychlení řídicího členu horní jehelní tyče [m/s ²]	Zrychlení řídicího členu dolní jehelní tyče [m/s ²]
Minimální hodnota	380 spm	-4908,1	-2663,9
	500 spm	-4832,7	-2938,0
Maximální hodnota	380 spm	6951,2	2007,9
	500 spm	9589,3	2707,3

Tab. 2.3: Měřená místa 2 a 3

Měřená místa 2 a 3		Zrychlení unašeče horní jehelní tyče [m/s ²]	Zrychlení unašeče dolní jehelní tyče [m/s ²]
Minimální hodnota	380 spm	-3637,6	-1762,9
	500 spm	-5530,3	-3305,6
Maximální hodnota	380 spm	2039,5	1742,1
	500 spm	3767,0	1965,0

Tab. 2.4: Měřená místa 2 a 3, filtr 1000 Hz

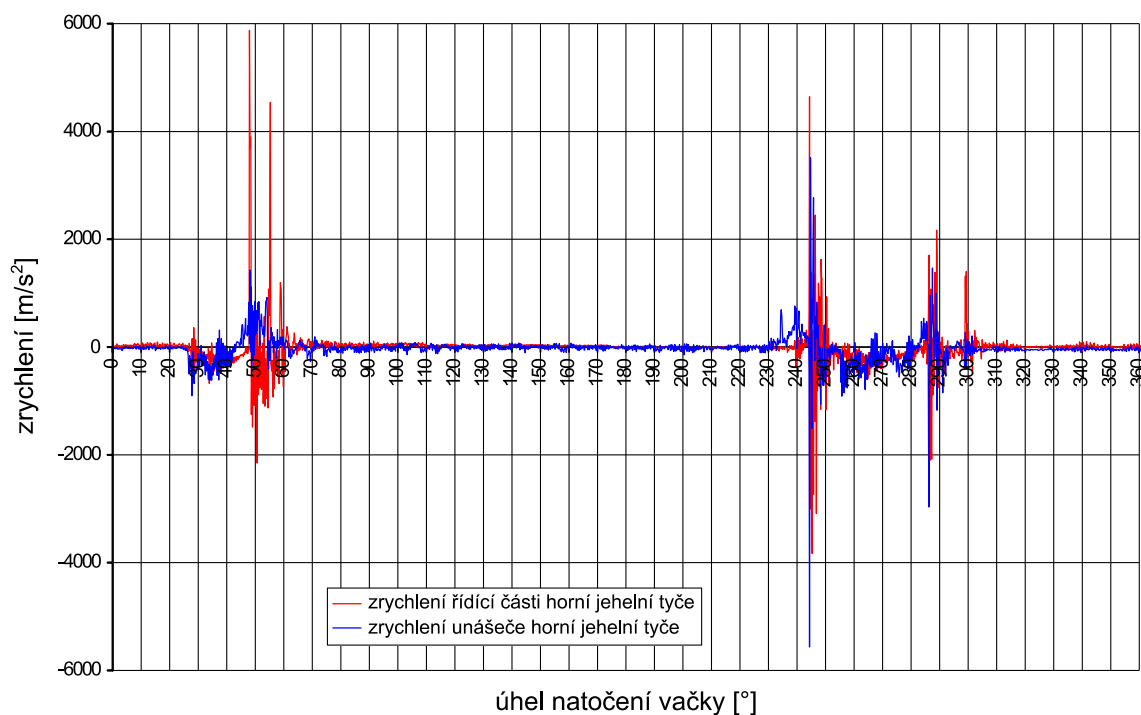
Měřená místa 2 a 3 Filtr 1000 Hz		Zrychlení unašeče horní jehelní tyče [m/s ²] (bez funkce řídicího členu)	Zrychlení unašeče dolní jehelní tyče [m/s ²] (bez funkce řídicího členu)
Minimální hodnota	380 spm	-1833,7	-767,0
	500 spm	-2288,7	-1510,7
Maximální hodnota	380 spm	2258,8	500,0
	500 spm	2627,1	757,7

Tab. 2.5: Měřená místa 2 a 3, filtr 40 Hz

Měřená místa 2 a 3 Filtr 40 Hz		Zrychlení unašeče horní jehelní tyče [m/s ²] (bez funkce řídicího členu)	Zrychlení unašeče dolní jehelní tyče [m/s ²] (bez funkce řídicího členu)
Minimální hodnota	380 spm	-254,4	-243,0
	500 spm	-386,2	-347,7
Maximální hodnota	380 spm	208,1	193,9
	500 spm	304,0	289,5

Tabulky 2.4 a 2.5 dokumentují maximální a minimální hodnoty zrychlení horní a dolní jehelní tyče, při jejichž měření došlo u obou jehelních tyčí k záměrnému vyřazení řídicích členů z provozu. Důvodem bylo identifikovat zatížení soustav bez rázů, které řídicí členy budí při uvolňování jehly. Tyto měřené průběhy byly hardwarově filtrovány pomocí hornopropustního filtru s hodnotami filtrace 1000 Hz a 40 Hz. Toto filtrování vstupního signálu přineslo vyhlazení záznamu potlačením vysokofrekvenčních jevů.

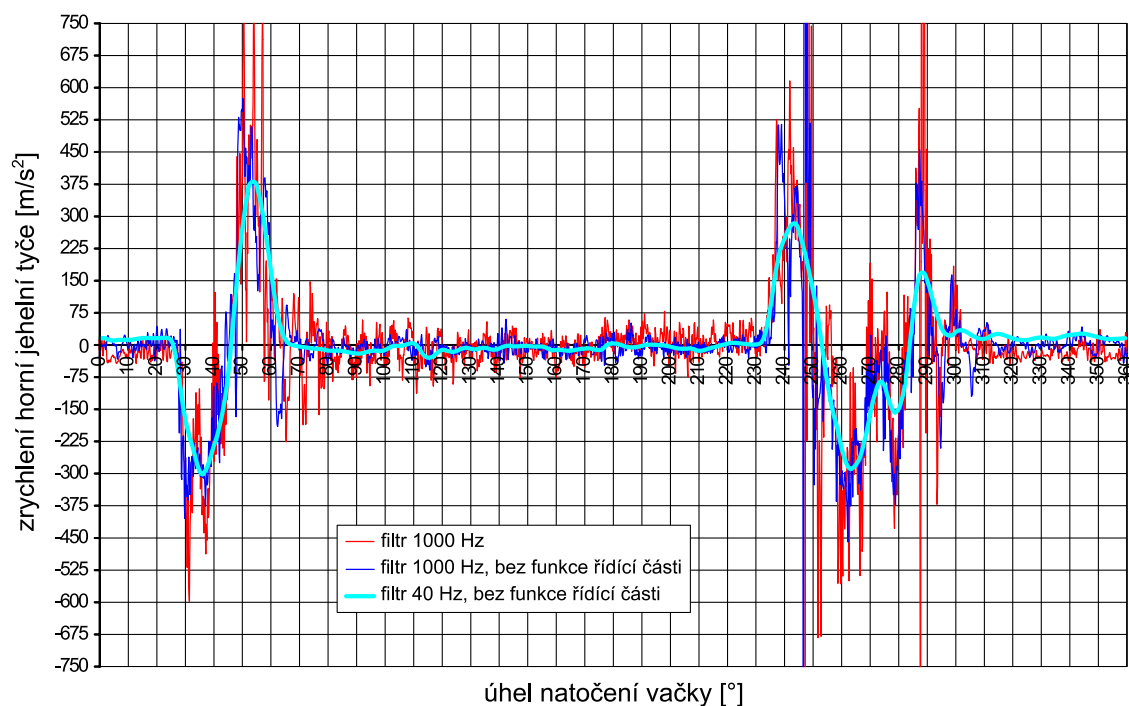
Zrychlení vyskytující se na horní jehelní tyči jsou vyšší než zrychlení na dolní jehelní tyči. To může být způsobeno rozdílným seřazením mechanických soustav jehelních tyčí.



Obr. 2.22: Průběh zrychlení unašeče a řídicího členu horní jehelní tyče pro režim 500 spm

Okamžik nárazu řídicího členu jehelní tyče na doraz se projevuje v záznamu vysokými hodnotami zrychlení. V průběhu zrychlení unašeče a řídicího členu horní jehelní tyče pro režim 500 spm je to patrné v oblasti 55° natočení vačky (viz obr. 2.22).

Při nastavení hornopropustného filtru na hodnotu 40 Hz, dostáváme téměř teoretický průběh zrychlení jehelní tyče (viz obrázek 2.23). Teoretický průběh zrychlení jehelní tyče zobrazuje obrázek 2.27.



Obr. 2.23: Průběh zrychlení unašeče horní jehelní tyče pro režim 500 spm pro různé filtry

2.4.3. Závěr experimentální analýzy

Poznatky získané z experimentální analýzy vedou ke zjištění, že jedním z hlavních zdrojů hluku a vibrací šicího stroje je mechanismus jehelních tyčí. Mapování zvukového pole na boční straně stroje ukázalo na místo, kde dochází ke kontaktu kladky dvouramenné páky s činnou plochou radiální drážkové vačky. Příčinou tohoto hluku může být nevhodně zvolená zdvihová funkce, nesprávně navržený tvar činné plochy vačky nebo příliš velká vůle mezi činnou plochou vačky a kladkou. Tato vůle je nutná pro správnou funkci mechanismu, avšak vlivem opotřebení drážky radiální vačky se může vůle zvětšovat. Hlavní příčinou vzniku hluku a vibrací však bývá obvykle u radiálních drážkových vaček změna smyslu rotace kladky uvnitř drážky vačky, ke které dochází v důsledku změny smyslu normálové reakce mezi kladkou a vačkou [9].

Kladka je totiž v drážce omezena nuceným stykem dvěma činnými plochami. Kontakt kladky mezi jednou nebo druhou plochou se mění podle navržené zdvihové závislosti vždy, když má dojít ke změně smyslu pohybu vahadla.

Dále bylo zjištěno, že další významný zdroj hluku vychází z místa, kde se nachází uložení dvouramenné páky. Tento převodový mechanismus je, zejména při vyšších otáčkách, značně dynamicky zatěžován, neboť přenáší vibrace buzené radiální drážkovou vačkou. Ty se mohou navíc zesilovat díky vůlím v celém kinematickém řetězci. Přes uložení dvouramenné páky se mohou vibrace přenášet do rámu stroje.

Při mapování zvukového pole na horní části stroje se objevily nejvyšší hodnoty hladiny intenzity zvuku na pracovní desce stroje. Zde se pravděpodobně jedná o odraženou zvukovou vlnu, jejíž zdroj může pocházet od mechanické soustavy jehelní tyče, která je vystavena velkému rázovému zatížení. Frekvenční spektrum akustických veličin stanovené na přední straně stroje má navíc hřebenový tvar, což ukazuje na rázové buzení na stroji.

Rázové zatížení mechanické soustavy jehelní tyče je patrné i z měření zrychlení. Rázy jsou generovány především řídicím členem mechanické soustavy jehelní tyče a také vůlemi v kinematických dvojicích celého mechanismu jehelních tyčí. Vůle se vyskytují mezi vačkou a kladkou, v uložení dvouramenné páky, v kulisovém mechanismu a ve vedení jehelní tyče. Maximální a minimální zrychlení objevující se na měřených součástech dosahuje mnohonásobně vyšších hodnot, než jaké jsou teoretické hodnoty.

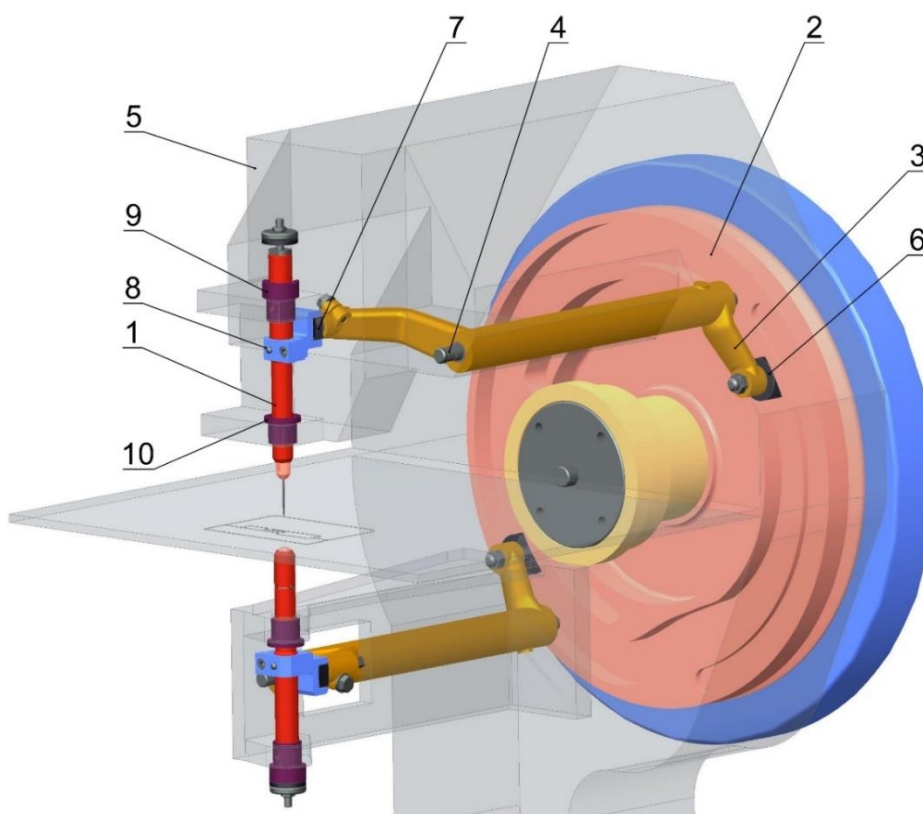
Dalším negativním zjištěním bylo, že nejvyšší akustický výkon je vyzařován směrem k obsluhujícímu personálu na přední straně stroje. Hodnota hladiny akustického tlaku vážené filtrem A dosahovala, při režimu 500 spm, 83,6 dB(A).

2.5. Stávající mechanismus jehelních tyčí

2.5.1. Popis mechanismu jehelních tyčí

Mechanismus jehelních tyčí znázorňuje obrázek 2.24. Mechanická soustava jehelní tyče 1 koná přímočarý vratný pohyb, který vyvozuje radiální drážková vačka 2 přes dvouramennou páku 3, ta plní funkci vahadla [9]. Vačka je společná pro obě mechanické soustavy jehelních tyčí. Vačku pohání asynchronní motor přes klínový řemen. Otáčky stroje, tím rozumíme otáčky vačky, se pohybují od 75 do 250 otáček za

minutu, tomu odpovídá 150 až 500 stehů za minutu. Dvouramenná páka 3 je pomocí kluzných pouzder rotačně uložena na hřídel 4 spojený s rámem stroje 5. Na jedné straně je dvouramenná páka osazena čepem, na němž je uložena kladka 6. Kladka se pohybuje v drážce radiální vačky po její činné ploše. Druhou stranu dvouramenné páky zakončuje kámen 7 vedený v kulise 8. Kulisa pevně spojená s pláštěm jehelní tyče vykonává funkci unašeče. Jehelní tyč se pohybuje v kluzných pouzdrech 9, 10.



Obr. 2.24: Mechanismus jehelních tyčí stroje DECO 2000

2.5.2. Kinematická analýza mechanismu jehelních tyčí

Kinematická analýza mechanismu jehelních tyčí stanovuje hodnoty polohy $s(t)$, rychlosti $v(t)$ a zrychlení $a(t)$ pracovního členu, na základě informací o geometrii vačky a rozměrech převodového mechanismu zjištěných z výrobní dokumentace šicího stroje.

Pracovním členem je zde jehelní tyč, přesněji unašeč mechanické soustavy jehelní tyče. Zdvihová závislost $s(\theta)$ vyjadřuje polohu pracovního členu v závislosti na úhlu natočení vačky [9]. Vačka koná rotační pohyb, který ji udává asynchronní motor točící se konstantními otáčkami. Zdvihová závislost je tedy periodická funkce s periodou 2π .

Při kinematické analýze se vycházelo z pohybové funkce vačky $\theta(t)$ a jejího teoretického profilu $u(\psi)$, kde θ je polohový úhel vačky, t je čas, u označuje délkovou souřadnici teoretického profilu a ψ vyjadřuje úhlovou souřadnici teoretického profilu. Teoretický profil vačky popisuje trajektorii středu kladky v relativním pohybu vzhledem k vačce. Tato křivka byla zadána pomocí bodů vyjádřených polárními souřadnicemi. Bylo zjištěno, že teoretický profil vačky tvoří cykloidální funkce vyjádřená vztahem:

$$u(\psi) = \frac{h}{2\pi} \left(\frac{2\pi\psi}{\beta} - \sin \frac{2\pi\psi}{\beta} \right), \quad (2.4)$$

kde h je konečný zdvih, ψ úhlová souřadnice teoretického profilu a β pak konečný úhel natočení vačky.

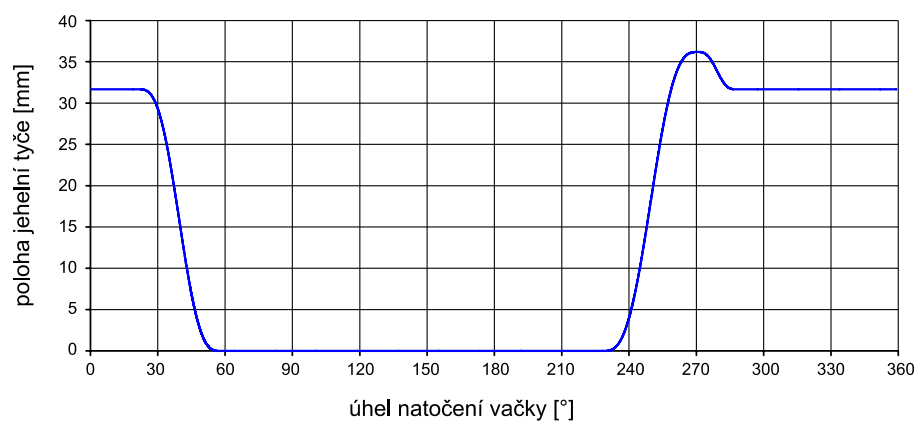
Jedná se tedy o sinusovou zdvihovou závislost, jejíž první dvě derivace jsou spojitě v celém průběhu. Derivováním rovnice (2.4) podle času dostaneme vztahy vypovídající o charakteru rychlosti a zrychlení

$$\dot{u}(\psi) = \frac{du}{dt} = \frac{h\dot{\psi}}{\beta} \left(1 - \cos \frac{2\pi\psi}{\beta} \right), \quad (2.5)$$

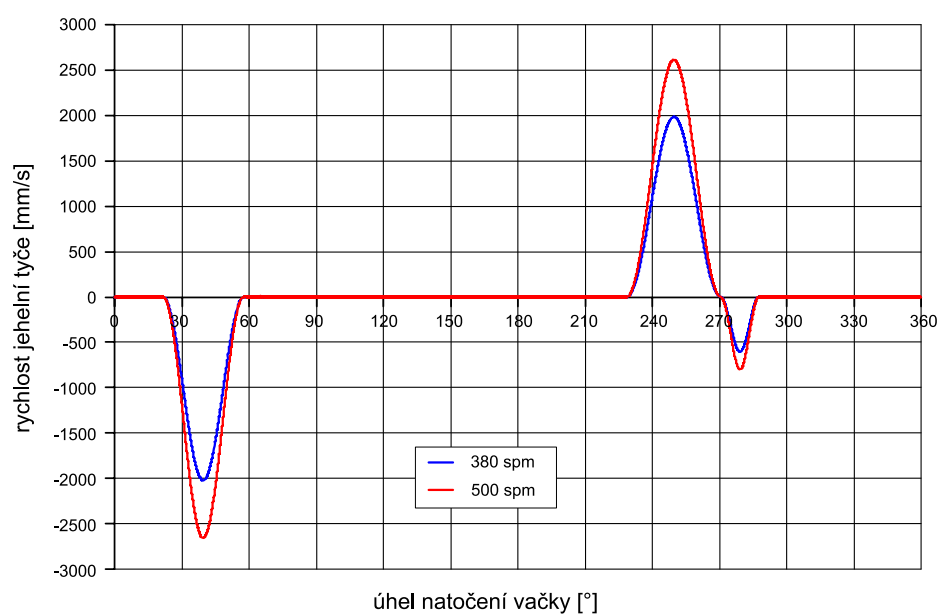
$$\ddot{u}(\psi) = \frac{d^2u}{dt^2} = \frac{2\pi h\dot{\psi}^2}{\beta^2} \sin \frac{2\pi\psi}{\beta}. \quad (2.6)$$

Kinematická analýza mechanismu jehelních tyčí byla provedena pomocí CAD/CAM/CAE programu Creo, konkrétně v modulu Mechanism, kde byl sestaven numerický model mechanismu jehelních tyčí (obr. 2.24). K tomu bylo použito vazeb posuvných, rotačních a vazeb typu vačka, které program nabízí. Dále byly použity prvky typu pružina, tlumení a prvek pohon. Podrobnější informace o numerickém modelu původního mechanismu jehelních tyčí šicího stroje jsou obsahem práce [20].

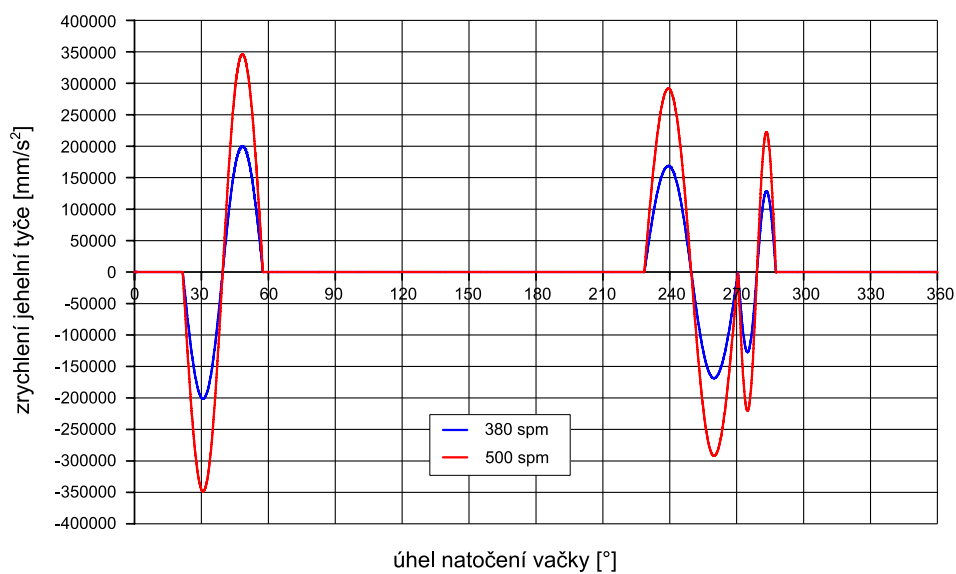
Výsledky analýzy jsou shrnuty na obrázcích 2.25 – 2.27, které zobrazují průběhy polohy, rychlosti a zrychlení horní jehelní tyče v závislosti na úhlu natočení vačky pro pracovní režimy 380 a 500 spm.



Obr. 2.25: Zdvihová závislost horní jehelní tyče



Obr. 2.26: Rychlost horní jehelní tyče



Obr. 2.27: Zrychlení horní jehelní tyče

Bylo zjištěno, že v prvním pohybovém intervalu, kde jehelní tyč přechází z horního klidového intervalu do místa předání jehly, vykoná jehelní tyč zdvih 31,7 mm. V celé zdvihové závislosti dochází k největšímu zrychlení právě v tomto zdvihu. Čas odpovídající tomuto pohybu při pracovním režimu 500 spm je 0,025 s. Ve druhém pohybovém intervalu dochází k maximálnímu zdvihu jehelní tyče 36,2 mm. Popis intervalů a hodnoty kinematických veličin náležící jednotlivým intervalům uvádí tabulka 2.7.

Tab. 2.7: Popis intervalů zdvihové závislosti a kinematických veličin jehelní tyče na původním mechanismu

Interval	horní klidový	1. pohybový	dolní klidový	2. pohybový	3. pohybový	horní klidový
Pohyb	výdrž	dolů	výdrž	nahoru	dolů	výdrž
Celkový úhel natočení vačky [°]	21,6	57,6	228,6	270,6	287,6	360
Úhel natočení vačky [°]	21,6	36	171	42	17	72,4
Poloha jehelní tyče [mm]	31,7	0	0	36,2	31,7	0
Zdvih [mm]	0	31,7	0	36,2	4,5	0
Režim 380 spm						
Celkový čas [s]	0,019	0,051	0,200	0,237	0,252	0,316
Čas intervalu [s]	0,019	0,032	0,150	0,037	0,015	0,064
Max. rychlost [m/s]	0	2,02	0	1,98	0,61	0
Max. zrychlení [m/s ²]	0	201,41	0	168,89	127,47	0
Režim 500 spm						
Celkový čas [s]	0,014	0,039	0,153	0,181	0,192	0,240
Čas intervalu [s]	0,014	0,024	0,114	0,028	0,011	0,048
Max. rychlost [m/s]	0	2,66	0	2,61	0,80	0
Max. zrychlení [m/s ²]	0	348,73	0	292,39	220,68	0

2.6. Stávající mechanická soustava jehelní tyče

Mechanická soustava jehelní tyče tvoří nedílnou součást systému umožňujícího imitovat ruční steh. Jejím úkolem je navést plovoucí jehlu skrz šitý materiál a zajistit její předání druhé mechanické soustavě jehelní tyče umístěné na opačné straně šitého díla. Obě mechanické soustavy jehelních tyčí jsou symetrické a pracují stejným způsobem, neboť jejich pohyb je odvozen od jedné rotující vačky. To je patrné z jejich zdvihových závislostí zobrazených na obrázku 2.28. Jedná se o periodické funkce s periodou 2π , kde s značí polohu jehelní tyče a θ úhel natočení vačky. Periodu 2π lze rozdělit na pohybové a klidové intervaly [9]. Zdvihy jehelních tyčí a celkové úhly

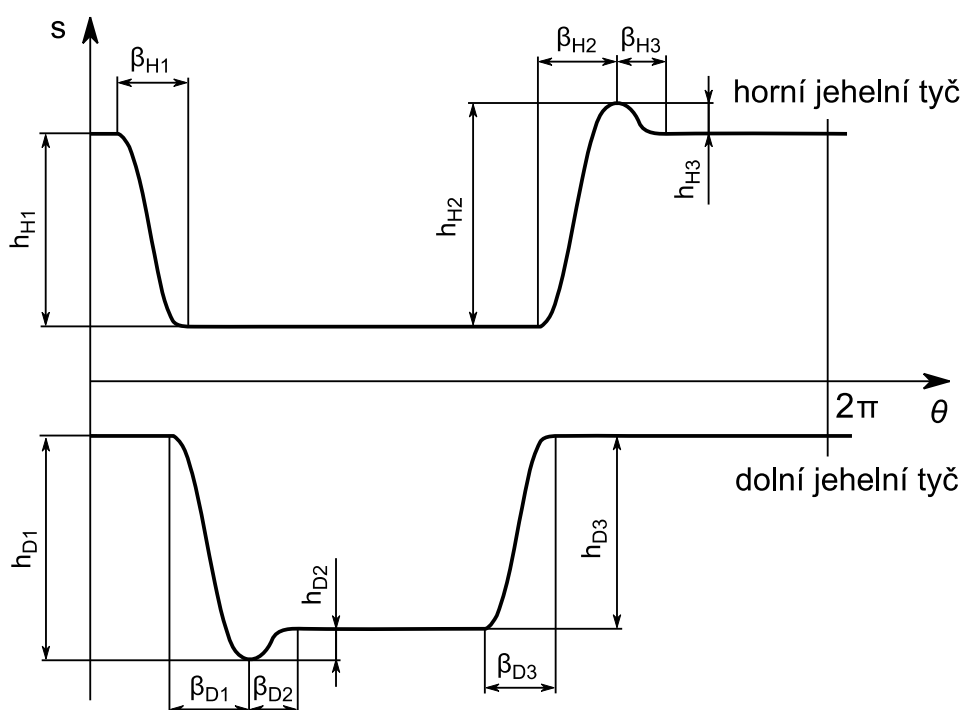
natočení vačky náležící pohybovým intervalům jsou na obrázku 2.28 značeny písmeny h a β s příslušnými indexy:

h_{Hn} – zdvih horní jehelní tyče pro n -tý pohybový interval,

β_{Hn} – celkový úhel natočení vačky pro n -tý pohybový interval horní jehelní tyče,

h_{Dn} – zdvih dolní jehelní tyče pro n -tý pohybový interval,

β_{Dn} – celkový úhel natočení vačky pro n -tý pohybový interval dolní jehelní tyče.

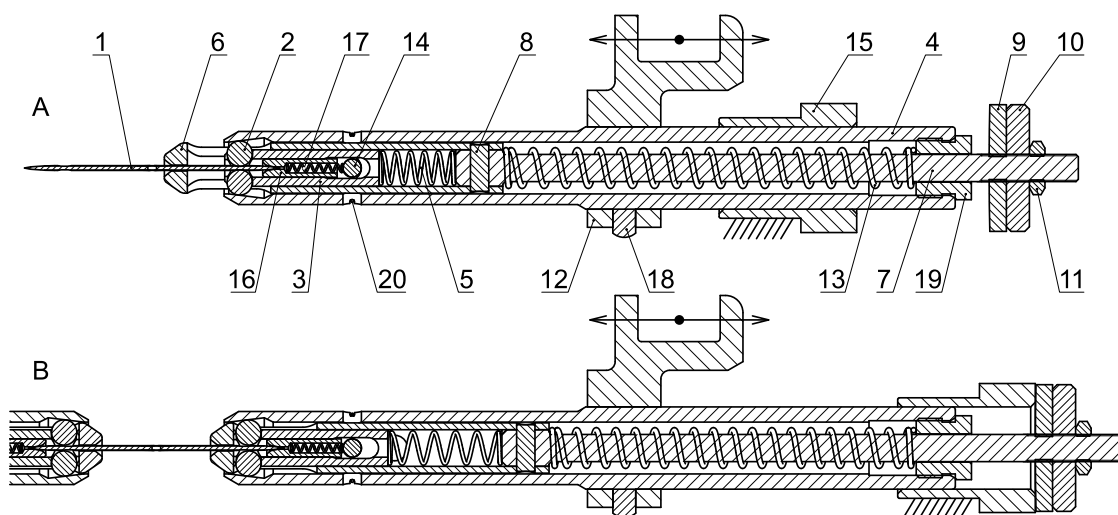


Obr. 2.28: Zdvihové závislosti horní a dolní jehelní tyče

Řez mechanickou soustavou jehelní tyče znázorňuje obrázek 2.29. Plovoucí jehlu 1 drží v jehelní tyči kleštiny 2. Ty tvoří dvě kuličky, jejichž axiální pohyb je řízen válečkem 3. Tyto kuličky jsou tlačeny do zúžené části kuželového otvoru pláště 4 díky přítlačné síle pružiny 5. Takto dochází k sevření jehly, jež je možné pozorovat na obrázku 2.29 – A.

Okamžik uvolnění jehly určuje řídicí člen, který se skládá z částí 6, 7, 8, 9, 10, 11. Řídicí váleček 6 je zde spojen s tyčí 7 pomocí kolíku 8. Přímočarý vratný pohyb udává jehelní tyči unašeč 12, který je pevně spojen s pláštěm 4. Jehelní tyč se pohybuje ve dvou kluzných pouzdrech upevněných na rámu stroje. Požadovanou polohu řídicího členu v plášti jehelní tyče zajišťuje pružina 13. Až do chvíle, kdy dojde k uvolnění jehly, je relativní axiální pohyb řídicího válečku 6 v plášti 4 vymezen čepem 14, o který

se opírá řídicí váleček koncem své drážky. Čep 14 je uložen v plášti 4. Proces uvolnění jehly začíná v okamžiku, kdy narazí řídicí člen na doraz 15. U horní jehelní tyče toto nastane v jejím prvním pohybovém intervalu. Náraz řídicího členu tlumí pryžová podložka 9. Po tomto nárazu pokračuje plášť jehelní tyče ve svém pohybu do místa předání jehly. Řídicí váleček 6 se po nárazu řídicího členu zastaví a v následujícím okamžiku způsobí také zastavení klece 3 s kuličkami. K tomu dojde po vymezení mezery mezi řídicím válečkem a klecí. Tím, že plášť 4 dokončuje zdvih, umožňuje kuličkám, aby se rozevřely v rozšířené oblasti kuželového otvoru pláště a tím uvolnily jehlu. Druhá jehelní tyč již v tuto chvíli stojí na místě předání a je připravena jehlu převzít. Tento stav znázorňuje obrázek 2.29 – B. Kleštiny 2 obou jehelních tyčí jsou zde otevřené a jehla je středěna mezi dvěma jehelními válečky 16 pomocí malých pružin 17 vymezujících vůli mezi jehelním válečkem 16 a čepem 14. Díky tomuto systému je jehla v průběhu celého procesu předání vedena a to i ve chvíli, kdy ji kleštiny neudrží. Pružina 17 také pomáhá otevírat kleštiny tím, že po uvolnění kuliček vytlačuje jehlu ven z jehelní tyče.



Obr. 2.29: Řez mechanickou soustavou jehelní tyče, A) sevření jehly, B) předání jehly

Analogicky podle obrázku 2.28 horní jehelní tyč navádí jehlu skrz šité dílo do dolní jehelní tyče ve svém prvním pohybovém intervalu, při kterém jehelní tyč vykoná zdvih h_{H1} , jemuž odpovídá úhel natočení vačky β_{H1} . Dolní jehelní tyč si ve svém prvním pohybovém intervalu jehlu přebírá a ve třetím ji opět předává. Horní jehelní tyč si jehlu přebírá ve svém druhém pohybovém intervalu, kde vykoná maximální zdvih h_{H2} .

První jehelní tyč si tedy opět převezme jehlu v následujícím pohybovém intervalu. Plášť jehelní tyče 4 koná vratný pohyb. Řídicí člen zpočátku stojí, protože ho pružina 13 stále přitlačuje k dorazu 15. Dochází zde tedy ke změně polohy pláště vůči řídicímu členu, v jejímž důsledku dojde k sevření jehly, neboť jsou kuličky opět tlačeny do zúžené části kuželového otvoru pláště. Řídicí člen se začne pohybovat spolu s pláštěm ve chvíli, kdy se vymezí mezera mezi čepem 14 a drážkou řídicího válečku 6. V ten samý okamžik se přeruší kontakt mezi pryžovou tlumicí podložkou 9 řídicího členu a dorazem 15.

Okamžik nárazu řídicího členu a tedy uvolnění jehly, ale též její opětovné sevření, je možné v omezené míře nastavit otáčením válečku 10 na závit tyče 7. Polohu válečku 10 zajišťuje matice 11.

Dvojice kuliček 2 má při svírání jehly 1 zapadnout do vybrání, která jsou k tomuto účelu na jehle vytvořena. Když je mechanická soustava špatně seříděna, tak kuličky svírají jehlu ve špatném místě, mačkají její boky, což může vést až ke zlomení jehly.

V klidových intervalech vykonávají v prostoru dráhy jehly svou funkci ostatní ústrojí šicího stroje, zejména mechanismy zachycení smyčky. Jehelní tyče se proto z kolizních důvodů nepohybují. Mechanismy zachycení smyčky nazýváme chapače, avšak je třeba si uvědomit, že tyto mechanismy konají velice specifické činnosti vzhledem k technologii ručního šití. Dolní chapač zajišťuje protažení celé zásoby nitě na spodní stranu šitého díla. Před touto operací dochází k navolnění nitě, které zajišťuje chapač horní. Oba chapače zachycují smyčku, jež se vytváří na niti při zpětném pohybu jehelní tyče do klidové polohy. Tento pohyb koná horní jehelní tyč ve svém třetím pohybovém intervalu a dolní jehelní tyč ve svém druhém pohybovém intervalu.

2.7. Shrnutí problémů stávajícího šicího stroje

Stávající systém umožňuje šicímu stroji provoz v režimu od 150 do 500 stehů za minutu (spm). V současnosti je stroj provozován při režimu 380 spm. Snahou výrobce je přejít na režim 500 spm, a tím zvýšit produktivitu. Dosáhnout potřebných otáček není obtížné, ale celá konstrukce stroje vykazuje při tomto režimu značné vibrace a tedy i vysoké hladiny hluku, což je nepřijatelné z hlediska bezpečnosti obsluhy stroje, jež je hluku dlouhodobě vystavena. V obvyklém provozu navíc vykonává ve výrobním procesu činnost více strojů najednou. V tomto případě hrozí, že budou zaměstnanci vystaveni nadměrné expozici hluku, jehož limity jsou dány zákonem [19].

Nadměrný hluk má negativní vliv na lidský organismus. Nejen, že může ohrozit lidské zdraví, ale zhoršuje také výkonnost a schopnost člověka soustředit se na danou činnost. Proto jsou obecně na pracovištích, ale i mimo ně, přijímána speciální opatření k ochraně osob před nadměrným hlukem. I zde je třeba zajistit, aby obsluha šicího stroje nebyla vystavena nadměrné expozici hluku. Ochrana osob obvykle spočívá v odstranění příčin nežádoucích vibrací a hluku nebo v potlačení nadměrného hluku například zastíněním zdroje hluku vhodným krytem, náhradou hlučného zařízení méně hlučným, separováním exponovaného pracovníka od zdroje hluku, použitím vhodných osobních ochranných pomůcek nebo zkrácením doby pobytu v hlučném prostředí.

Z experimentální analýzy bylo zjištěno, že jednou z hlavních příčin vzniku hluku je mechanická soustava jehelní tyče. Uvolnění jehly je řešeno mechanicky nárazem řídicího členu jehelní tyče na doraz umístěný na rámu stroje, viz kapitola 2.6. Dalšími zdroji hluku je radiální drážková vačka a s ní spojený převodový mechanismus s vřeteli v kinematických vazbách.

Při vysokých provozních rychlostech může vlivem velkých dynamických sil docházet k nadměrnému opotřebení těchto součástí, což má v konečném důsledku negativní dopad na jejich životnost. Kvůli častým odstávkám z důvodu oprav hrozí pokles produktivity stroje.

3. Cíl práce

Experimentální analýza prokázala přítomnost vysokých hladin hluku a vibrací na dekorativním šicími stroji a zároveň odhalila jejich hlavní zdroj, kterým je mechanismus jehelních tyčí.

Přítomnost těchto negativních účinků by měla být na textilních stojích a strojích obecně eliminována. Snižování hluku šicího stroje má navíc velký význam, neboť v porovnání s ostatními oblastmi textilního průmyslu je šití dílčí výrobní proces, který vyžaduje mnohem větší podíl lidské práce. Šicí stroj oděvní výrobu pouze usnadňuje. Nositelem vlastní výrobní činnosti zůstává však převážně člověk, který je tomuto hluku vystaven [1].

Cílem této disertační práce je navrhnout nový mechanismus jehelních tyčí, který by nahradil stávající nevyhovující řešení. Dále bude věnována pozornost úpravě samotné mechanické soustavy jehelní tyče. Úpravy povedou ke snížení hluku, snížení hodnot rázového zatížení šicího stroje, a zároveň zvýšení produktivity stroje zvýšením jeho otáček.

Hlavním parametrem vyjadřujícím produktivitu šicího stroje je množství ušitých stehů za jednotku času. S tímto parametrem je úzce spjata rychlost jehelní tyče. Pokud chceme zvýšit produktivitu, musíme umožnit mechanické soustavě jehelní tyče zvýšit její rychlost. Zvýšená pozornost bude logicky věnována také hnacímu členu, mechanismu jehelních tyčí. Systém s plovoucí jehlou však musí být zachován, neboť zaručuje konzistentní kvalitu stehu pro většinu běžných typů šitého materiálu. Nový mechanismus jehelních tyčí musí umožňovat spolehlivý a klidný chod při režimu 500 spm, případně vyšším. Úkolem je, aby nový mechanismus splňoval klidný chod nejen při stávajícím režimu, ale aby později nebránil stroji přejít na vyšší pracovní režim.

To ovšem nemusí nutně znamenat, že tuto podmínku budou splňovat také ostatní neupravené mechanismy. Stávající možnosti ale výrobci neumožňují investovat do přestavby celého stroje. V budoucnu se může na některém původním mechanismu projevit známka nadměrného opotřebení, a proto bude vyžadována jeho úprava. Již dnes se ví, že některé mechanismy nesplňují představy o spolehlivém chodu a proto je v budoucnu čeká optimalizace. Proto je potřeba, při snaze zdokonalit vybrané mechanismy, uvažovat komplexně.

4. Návrh nového mechanismu jehelních tyčí

Kromě stanovených cílů popsaných v kapitole 3 musí nový mechanismus jehelních tyčí splňovat ještě další specifické požadavky. Jeho zdvihová závislost musí respektovat počáteční a koncové polohy pohybových intervalů stávající zdvihové závislosti, tedy zejména souřadnice úhlu natočení vačky (viz obr. 2.25) tak, aby nedošlo ke kolizi s ostatními mechanismy, které se podílejí na stehotvorném procesu. Poloha jehelní tyče v místě předání jehly musí být splněna s minimální přesností na 0,5 mm. Zdvihová závislost má vést k nízkému namáhání členů mechanismu dynamickými účinky. A dále má zajišťovat, aby vibrace vznikající při pohybu mechanismu byly minimální.

Návrh nového mechanismu také zásadně ovlivňuje skutečnost, že se do budoucna uvažuje o úpravě dalších vybraných mechanismů šicího stroje, které nevyhovují technologii nebo nejsou zcela spolehlivé. Z tohoto důvodu nelze zcela vyloučit, že bude později nutné provést i změny zdvihových závislostí jehelních tyčí.

Dnes jsou všechny mechanismy tohoto šicího stroje poháněny jedním motorem. Při zachování stávajícího řešení by mohlo být provádění změn některých vybraných mechanismů velmi obtížné. Navíc mechanismus, který by umožňoval vzájemný svázaný pohyb obou jehelních tyčí, poháněný od jednoho společného motoru, by byl zcela jistě stejně složitý jako stávající mechanismus jehelních tyčí ne-li složitější.

Zde se nabízí zajímavé řešení vedoucí na využití individuálních pohonů s elektronicky řízenými motory, kde bude každá jehelní tyč poháněna samostatným pohonem. Stávající vačku poháněnou asynchronním motorem, která převádí pohyb na jehelní tyče přes vícečlenný převodový mechanismus, může nahradit mechatronický systém s elektrickými servopohony. Tento systém schopný elektronicky simulovat mechanickou vačku se nazývá elektronická vačka. Jednou z hlavních výhod aplikování elektronické vačky je právě modifikovatelnost pohybových funkcí, resp. zdvihových závislostí.

Elektrický servopohon je regulační pohon zajišťující řízení polohy pracovního členu mechanismu, přičemž využívá přeměny elektrické energie v mechanickou práci. Sledované vlastnosti servopohonů jsou přesnost a rychlost regulace a také spolehlivost. Tento mechatronický subsystém je rozdělen na výkonovou a řídicí část. Výkonová část sestává z elektrických servomotorů, napájecích výkonových měničů a jejich příslušenství. Řídicí část tvoří řídicí elektronika a regulační obvody. Okolními systémy

jsou elektrická napájecí síť nebo nezávislý zdroj elektrické energie, systém nadřazeného řízení a komunikace a mechanický subsystém tvořený pracovním strojem. Zatímco běžný elektrický pohon může pracovat v řadě případů i v otevřené regulační smyčce, tj. bez zpětné vazby, servopohon je zapojen vždy v uzavřené regulační smyčce se zpětnou polohovou vazbou [21]. Synchronní řízení jehelních tyčí bude zajištěno díky vzájemné synchronizaci měničů. Tímto směrem se budou pravděpodobně vyvíjet i ostatní vybrané mechanismy šicího stroje.

4.1. Elektrické pohony

Pro návrh výkonové části pohonů jehelních tyčí přichází v úvahu několik typů elektrických motorů. Pohon musí být navržen s ohledem na požadovaná zrychlení systému při vyšších otáčkách. Hmotnost mechanické soustavy jehelní tyče včetně unašeče je pouhých 200 g, její pohyb však bude realizován s vysokou dynamikou. Dále je nutno zajistit dostatečnou přesnost polohy jehelní tyče v místě předání jehly a dále vyhovující tvary zdvihových závislostí.

4.1.1. Krokové motory

Pohon s krokovým motorem je cenově přijatelný typ pohonu s jednoduchým systémem řízení, který může nastavovat polohu bez zpětné vazby. K tomu je ovšem zapotřebí zajistit, aby byl každý zadaný krok motorem vykonán. V opačném případě může dojít ke ztrátě kroku, která nastane při překročení mezního zatížení. Krokový motor je poháněn tokem elektrických impulsů, to způsobuje pulzaci momentu budící vibrace a hluk. Při určité frekvenci může navíc dojít k rezonanci, jež může způsobit selhání točivého momentu a ztrátu pozice. Jeho nevýhodou je také nepříznivý poměr momentu setrvačnosti motoru vůči zátěžnému momentu. Se zvyšováním otáček klesá jeho krouticí moment. V aplikacích, ve kterých nelze připustit ztrátu kroku a zároveň je důležité zachovat dynamiku, lze pohon doplnit o řádnou polohovou zpětnou vazbu pomocí snímače polohy rotoru. Takový pohon však ztrácí původní jednoduchost a i jeho cena je vyšší. S krokovými motory nelze dosáhnout požadované dynamiky, proto bylo toto řešení opuštěno.

4.1.2. Synchronní motory s permanentními magnety

Nejvyšší dynamiku lze jednoznačně dosáhnout s rotačním synchronním motorem s permanentními magnety na rotoru. Na tom se významně podílí poměr mezi krouticím momentem motoru a momentem setrvačnosti rotoru, vysoká pracovní teplota, která umožňuje vysokou proudovou přetížitelnost motoru, dále dokonalé proudové řízení moderními servoměniči, využívající přesnou zpětnou vazbu k optimálnímu nastavení fázových úhlů pro zajištění požadované polohové přesnosti. V porovnání s krokovým nebo asynchronním motorem je synchronní motor menší a lehčí, při stejném výkonu, a tím pádem má i nižší moment setrvačnosti. Lépe se chladí, protože na rotoru nevznikají ztráty a není tedy potřeba odvádět teplo z rotoru. Synchronní motory se navíc vyznačují vyšší rovnoměrností chodu bez momentových pulzací [21].

V úvahu připadá také lineární synchronní motor pracující na stejném principu jako rotační synchronní motor s tím rozdílem, že je rozvinutý do délky. Stator (sekundární část) tvoří zpravidla magnetickou dráhu a rotor (primární část) tvoří pohyblivou část. Přímé spojení pohyblivé části motoru se zátěží, bez nutnosti použití mechanických převodů měnících rotační pohyb na přímočarý, zjednodušuje konstrukci stroje, eliminuje mrtvý chod, odstraňuje potenciální zdroje hluku a nepřesnosti polohování způsobené vůlemi v mechanických převodech a převodových mechanismech. Princip těchto motorů má ovšem i své nevýhody, neboť tyto motory ztrácí možnost využít rychlostní či silový převod. Ceny těchto motorů bývají vyšší. Pro jejich výrobu je totiž zapotřebí velké množství neodymových magnetů. Navíc je potřeba přivádět elektrickou energii, případně chlazení do primární části motoru. Takovýto přívod musí být dostatečně flexibilní a chráněn před mechanickým poškozením, což je při vysoké dynamice obtížné. Dalšími nevýhodami jsou robustnost, která je částečně způsobená velikostí lineárního snímače polohy, nepříznivý poměr hmoty primární části motoru a hmoty jehelní tyče, potřeba vnějšího krytu v případě, že bude motor používán v náročném prostředí.

Zejména pro své dynamické vlastnosti byly k řízení poloh dvou mechanických soustav jehelní tyče vybrány rotační synchronní motory.

4.2. Návrh převodového mechanismu

Úkolem navrhovaného převodového mechanismu je převést rotační pohyb zvoleného synchronního servomotoru na přímočarý pohyb jehelní tyče. Navržený mechanismus by měl být co nejjednodušší, neboť smyslem elektrického servopohonu je složitý kinematický řetězec nahradit.

Jedna z možností využívá klasický klikový mechanismus, kde se přímočarý vratný pohyb jehelní tyče zajišťuje kývavým pohybem kliky. Hřídel motoru je spojen s klikou a jehelní tyč se připojuje k ojnici pomocí čepu. Klikový mechanismus se jeví jako necitlivý vůči změnám teploty, jeho výroba není příliš složitá a vhodným konstrukčním návrhem lze, díky jeho převodu, získat větší síly či rychlosti na výstupu. Nevýhodou je, že u klikového mechanismu vznikají nepřesnosti polohy způsobené vůlemi v kinematických dvojicích. Pohybem jeho částí navíc mohou vznikat větší setrvačné síly a momenty budící vibrace a hluk. Potlačení těchto nežádoucích účinků se řeší vyvažováním pohyblivých hmot, které u klikových mechanismů většinou spočívá v přidání protizávaží. To ovšem vede ke zvýšení celkové hmotnosti mechanismu.

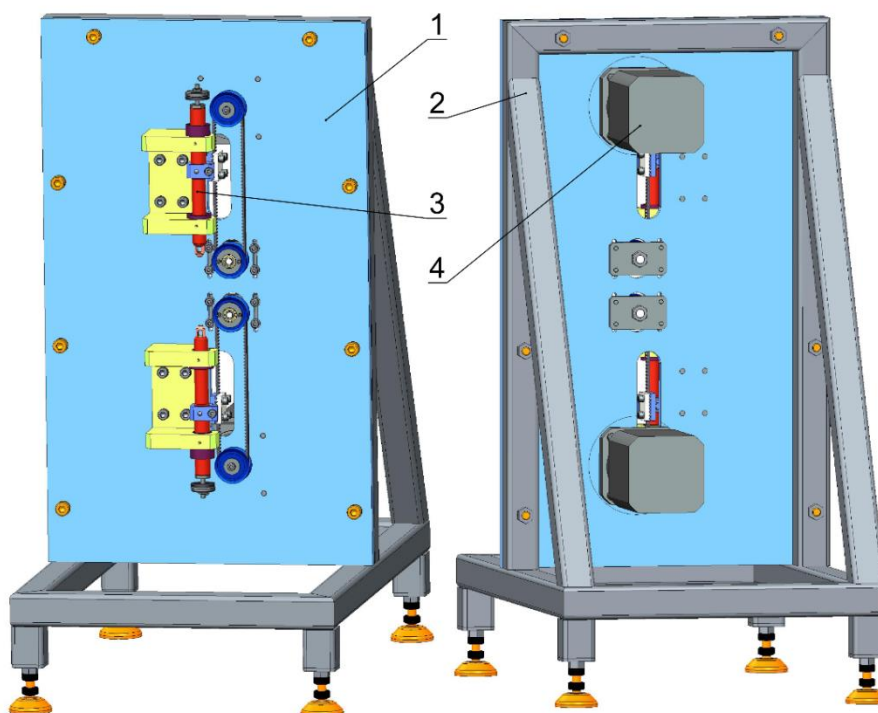
Další návrh spočívá ve využití ozubeného řemínku jako převodového členu. Řemínek se napíná mezi dvě řemenice. Hnací řemenice je přímo spojena s hřídelem motoru, který koná kývavý pohyb. K řemeni je připevněn unašeč jehelní tyče, přičemž rozteč mezi řemenicemi respektuje maximální zdvih jehly. U tohoto zajímavého a jednoduchého řešení lze očekávat tichý chod. Pružný řemen zařazený do systému se bude podílet na tlumení rázů. Naopak nedostatečná tuhost řemene může mít vliv na přesnost polohování. Mezi nesporné výhody patří konstantní převod, snadná výroba a nízká cena.

Rozvádění jehelních tyčí bylo řešeno s oběma převodovými mechanismy souběžně. Tato disertační práce se dále zabývá návrhem nového mechanismu jehelních tyčí s řemínkovým převodovým mechanismem.

4.3. Konstrukce funkčního modelu

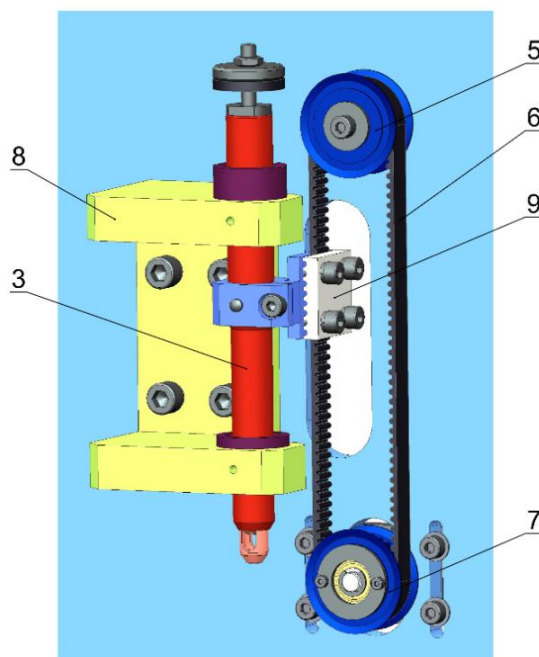
Před nákladnou a složitou implementací nového mechanismu do původního stroje je vždy důležité nejprve ověřit funkčnost a spolehlivost tohoto uzlu. Nové řešení bude otestováno na funkčním modelu, který může představovat buď celý nově navržený mechanismus, nebo jen jeho potenciálně nejproblematictější část.

Konstrukce funkčního modelu navrženého mechanismu jehelních tyčí s řemínkovým převodovým mechanismem se snaží respektovat začlenění do šicího stroje. V programu Creo byl nejprve vytvořen prostorový parametrický model mechanismu, jenž později posloužil také jako základ pro výpočtový model.



Obr. 4.1: Prostorový model funkčního modelu

Jak se dá pozorovat na obrázku 4.1, funkční model je umístěn na masivní upínací desce 1 připevněné k tuhému rámu 2. Podobně jako u šicího stroje, se funkční model skládá ze dvou symetricky umístěných mechanických soustav jehelních tyčí 3. Každou soustavu pohání vlastní synchronní servomotor 4 připevněný na zadní straně upínací desky. Detailní pohled na převodový mechanismus zobrazuje obrázek 4.2. Hnací řemenice 5 je nasunuta přímo na hřídeli motoru a zajištěna proti pootočení. Řemen 6 se napíná hnanou řemenicí 7 pomocí systému napínání. Napínání se skládá z napínací desky s fixně uloženým čepem. Na čepu je přes dvě valivá ložiska uložena hnaná řemenice. Jehelní tyč se pohybuje stejně jako na šicím stroji v kluzných pouzdrech uložených v jehelním domečku 8. Pohyb jehelní tyče zajišťuje unašeč 9. Ten tvoří dvě desky, které svírají řemínek. Zuby řemene přesně zapadají do drážek vytvořených na první desce. Druhá deska je spojena s jehelní tyčí. Obě desky jsou k sobě staženy šrouby. Takto se zajistí pevné spojení mezi jehelní tyčí a řemenem.



Obr. 4.2: Detail řemínekového mechanismu

Důležitým hlediskem při posuzování mechanismu jehelních tyčí je dosažení dostatečné přesnosti jehelní tyče v krajní poloze, kde dochází k předání jehly. Hlavní člen převodového mechanismu, který může přesnost polohování ovlivnit, je jednoznačně řemen. Pro tuto aplikaci byly vybrány synchronizační řemeny typu PowerGrip GT3, jejichž vnitřní část tvoří skleněná vlákna vyznačující se dostatečnou pevností, vynikající životností a vysokou odolností proti prodloužení [23]. Výběr vhodného typu a rozměru řemene byl proveden na základě výpočtů popsanych v příloze č. 2.

4.4. Návrh zdvihové závislosti

4.4.1. Typy zdvihových závislostí

Zdvihová závislost jehelní tyče je periodická funkce s periodou 2π . Tato perioda se skládá celkem ze tří pohybových a dvou klidových intervalů. Vlastní zdvihové závislosti (neperiodické) jsou pak průběhy zdvihů jehelní tyče v pohybových intervalech [9]. Vlastní zdvihové závislosti budou stejného typu, ovšem s odlišným maximálním zdvihem a jemu odpovídajícím intervalem nezávislé proměnné.

Původní zdvihová závislost vyjadřuje polohu jehelní tyče v závislosti na úhlu natočení vačky. U nové zdvihové závislosti bude poloha jehelní tyče vztažena k úhlu natočení virtuální vačky, neboť skutečná mechanická vačka není v novém mechatronickém systému přítomna, její funkci převezme servopohon.

Předpis počátečních a koncových poloh jehelní tyče v pohybových intervalech vychází z původní zdvihové závislosti. Mírné úpravy, ke kterým došlo za účelem zjednodušení, plně respektují požadavek na zaručené splnění technologie tvorby stehu, při níž nesmí dojít ke kolizi jehly či jehelní tyče s ostatními mechanismy šicího stroje. Základní zdvih byl stanoven na 32 mm, maximální zdvih na 35 mm. Souřadnice počátečních a koncových bodů pohybových intervalů jsou podrobně popsány v tabulce 4.1.

Tab. 4.1: Předpis intervalů zdvihové závislosti jehelní tyče na novém mechanismu

Interval	horní klidový	1. pohybový	dolní klidový	2. pohybový	3. pohybový	horní klidový
Pohyb	výdrž	dolů	výdrž	nahoru	dolů	výdrž
Celkový úhel natočení virtuální vačky [°]	21,6	59	228,6	275,1	290,1	360
Úhel natočení virtuální vačky [°]	21,6	37,4	169,6	46,5	15	69,9
Poloha jehelní tyče [mm]	32	0	0	35	32	0
Zdvih [mm]	0	32	0	-35	3	0
Režim 500 spm						
Celkový čas [s]	0,014	0,0392	0,152	0,1832	0,1928	0,24
Čas intervalu [s]	0,014	0,0252	0,1128	0,0312	0,0096	0,0472

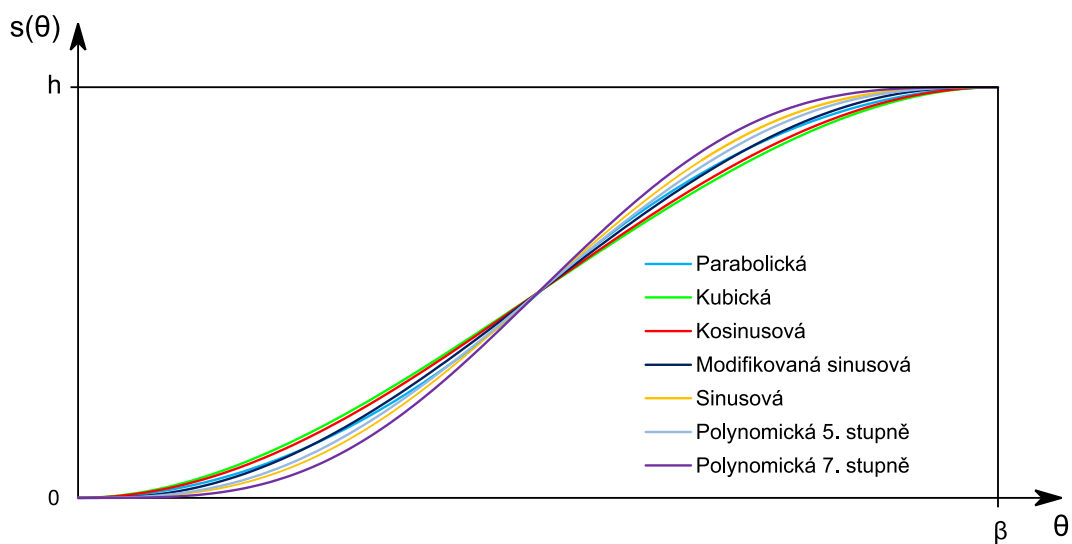
Pro dosažení požadovaného zdvihu jehelní tyče je možné použít různých typů vlastních zdvihových závislostí. S přihlédnutím k průběhům dynamických sil se častěji než zdvihová závislost předepisuje její 2. derivace a celkový zdvih pracovního členu.

Vybrané závislosti a jejich 1. a 2. derivace jsou porovnány na obrázcích 4.3 – 4.5. Základní zdvihové závislosti, jako např. parabolická zdvihová závislost s konstantním průběh zrychlení nebo kubická zdvihová závislost s lineárním průběhem zrychlení či jednoduchá harmonická závislost s kosinovým průběhem zrychlení, nejsou pro dynamicky náročnou úlohu příliš vhodné, neboť druhé derivace těchto závislostí nejsou spojitě v počátečních a koncových bodech [11]. Zrychlení jsou zde sice menší než u jiných průběhů, ale skoková změna těchto zrychlení vyvolá teoreticky nekonečně velkou hodnotu rázu. Servopohony nejsou schopny na tuto skokovou změnu dostatečně

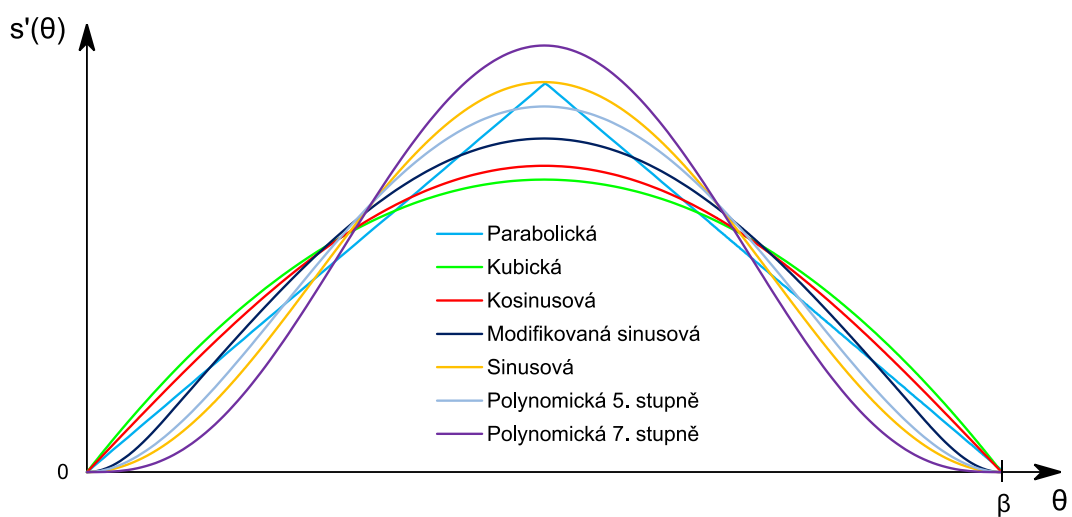
rychle reagovat, čímž dochází k deformaci zdvihové závislosti a k vyhlazení teoretických hodnot rázů. Přestože u elektronické vačky není tvrdé řízení jako u mechanické vačky, jsou tyto průběhy vhodné spíše pro stroje s menšími rychlostmi.

Pro dynamicky náročné aplikace je vhodnější použít funkce splňující spojitý průběh i v jejich druhé nebo dokonce ve třetí derivaci, kterou nazýváme ráz. Tyto podmínky nejlépe splňují polynomicke zdvihové závislosti 7. a vyššího stupně [10]. Dále pak sinusová zdvihová závislost nebo zdvihová závislost s modifikovaným sinusovým zrychlením, jejichž třetí derivace je však nespojitá. Polynomicke zdvihová závislost 7. stupně je sice spojitá i ve třetí derivaci, ale v porovnání s ostatními závislostmi vede na nejvyšší maximální hodnoty rychlosti a zrychlení. Modifikovaná sinusová zdvihová závislost má oproti sinusové zdvihové závislosti nižší maximální hodnoty rychlosti i zrychlení, ale ráz zde nabývá vyšších hodnot. Příklad průběhů kinematických veličin pro vybrané vlastní zdvihové závislosti v 1. pohybovém intervalu pro režim 500 spm včetně porovnání maximálních hodnot těchto kinematických veličin uvádí příloha č. 3.

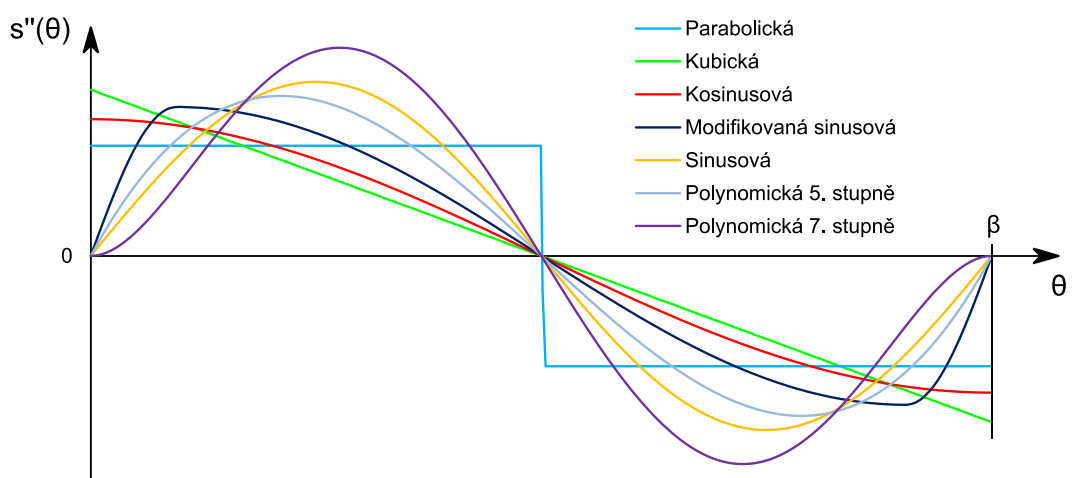
Nespojitost zrychlení některých jednoduchých harmonických a polynomických zdvihových závislostí může tedy budít kmitání a způsobit nežádoucí rázy v mechanismu. Spojitost zrychlení naopak zvyšuje maximální hodnoty rychlosti a zrychlení. Zdvihová závislost by měla být navržena s ohledem na dynamické chování šicího stroje. Zvolením vhodné funkce lze např. výrazně potlačit buzení vlastních frekvencí šicího stroje a vyhnout se tak rezonanci. S tímto ovšem není v této práci uvažováno, neboť zatím nejsou známy podmínky uložení nového mechanismu na reálném šicím stroji. Navržený mechanismus bude ověřován na funkčním modelu. V budoucnu bude ale možné navrhnout optimální zdvihovou závislost například na základě experimentálního měření vlastních frekvencí stroje, kde by byla sledována odezva na buzení vybranými průběhy nebo na základě chování sestaveného dynamického modelu.



Obr. 4.3: Porovnání vybraných zdvihových závislostí



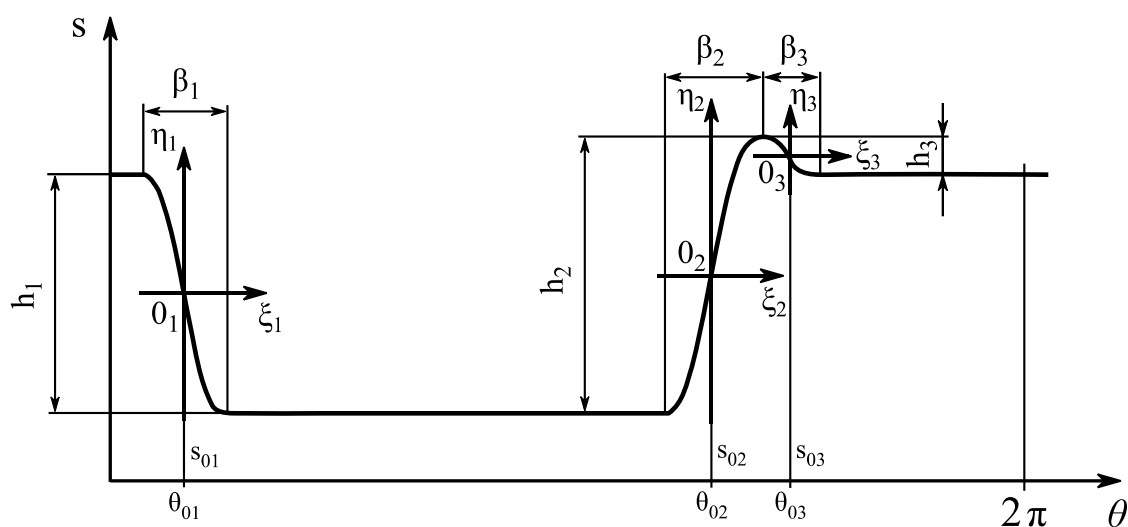
Obr. 4.4: Porovnání 1. derivací vybraných zdvihových závislostí



Obr. 4.5: Porovnání 2. derivací vybraných zdvihových závislostí

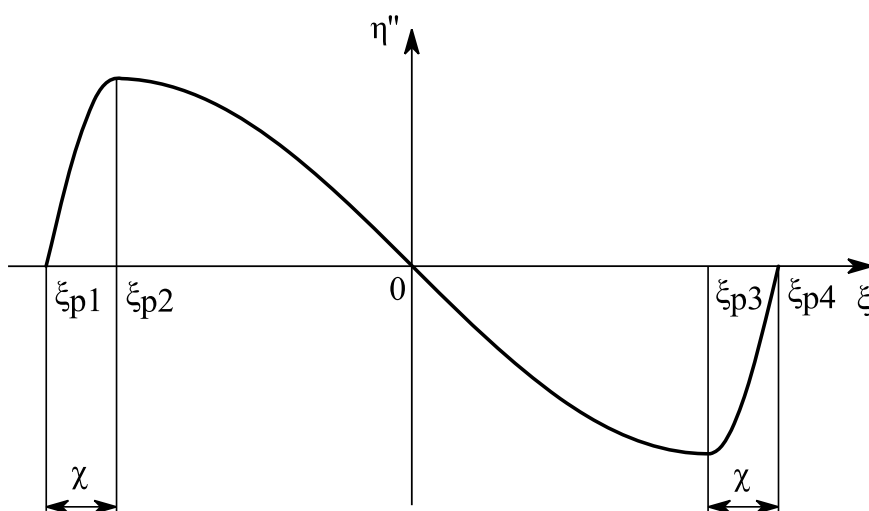
4.4.2. Modifikovaná sinusová zdvihová závislost

Zdvihová závislost jehelní tyče (obr. 4.6) se skládá ze tří pohybových intervalů, které jsou tvořeny vlastními zdvihovými závislostmi. Vlastní zdvihové závislosti (dále též jen zdvihové závislosti) se liší maximálním zdvihem h a jemu odpovídajícím úhlem natočení virtuální vačky β . Jejich tvar určený jednotkovou zdvihovou závislostí $\eta = \eta(\xi)$ je totožný pro všechny pohybové intervaly.



Obr. 4.6: Zdvihová závislost jehelní tyče

K dosažení stanovených zdvihů jehelních tyčí na funkčním modelu byla vybrána modifikovaná sinusová zdvihová závislost, a to zejména pro své nižší rychlosti a zrychlení.



Obr. 4.7: Průběh druhé derivace modifikované sinusové zdvihové závislosti

Nejprve popíšeme tuto zdvihovou závislost v normovaném tvaru. Jednotková zdvihová závislost se skládá ze tří typů přechodových křivek omezených body $\xi_{p1} = -\frac{1}{2}$, $\xi_{p2} = -\frac{1}{2} + \chi$, $\xi_{p3} = \frac{1}{2} - \chi$, $\xi_{p4} = \frac{1}{2}$ (viz obr. 4.7). Jedná se o sinusové funkce, které mají odlišnou úhlovou frekvenci. Přechod mezi nimi je hladký a nastává vždy v jejich maximu nebo minimu. Parametr χ určuje tvar závislosti. Jednotkovou zdvihovou závislost a její první dvě derivace popisují následující vztahy [9 str. 87 - 88]:

pro $-\frac{1}{2} + \chi < \xi < \frac{1}{2} - \chi$ platí

$$\eta''(\xi, \chi) = -|\eta''|_{max} \sin \frac{\pi}{1-2\chi} \xi, \quad (4.1)$$

$$\eta'(\xi, \chi) = |\eta''|_{max} \frac{1-2\chi}{\pi} \cos \frac{\pi}{1-2\chi} \xi + C_1, \quad (4.2)$$

$$\eta(\xi, \chi) = |\eta''|_{max} \left(\frac{1-2\chi}{\pi} \right)^2 \sin \frac{\pi}{1-2\chi} \xi + C_1 \xi, \quad (4.3)$$

pro $\frac{1}{2} - \chi < |\xi| < \frac{1}{2}$ platí

$$\eta''(\xi, \chi) = -S|\eta''|_{max} \sin \frac{\pi}{2\chi} \left(\frac{1}{2} - |\xi| \right), \quad (4.4)$$

$$\eta'(\xi, \chi) = -S \left[|\eta''|_{max} \left(\frac{2\chi}{\pi} \right) \cos \frac{\pi}{2\chi} \left(\frac{1}{2} - |\xi| \right) - C_2 \right], \quad (4.5)$$

$$\eta(\xi, \chi) = S \left[|\eta''|_{max} \left(\frac{2\chi}{\pi} \right)^2 \sin \frac{\pi}{2\chi} \left(\frac{1}{2} - |\xi| \right) - C_2 \left(\frac{1}{2} - |\xi| \right) + \frac{1}{2} \right], \quad (4.6)$$

kde

$$S = \text{sign } \xi, \quad (4.7)$$

$$C_1 = C_2 = \frac{\pi\chi}{1-\chi(4-\pi)}, \quad (4.8)$$

$$|\eta''|_{max} = \frac{\pi^2}{2[1-\chi(4-\pi)]}. \quad (4.9)$$

Mezi jednotkovými proměnnými ξ , η a původními proměnnými θ , s platí následující vztahy [9 str. 26]:

$$\xi = \frac{\theta - \theta_0}{\beta}, \quad (4.10)$$

$$\eta = \frac{s(\theta) - s_0}{h}, \quad (4.11)$$

kde θ_0 , s_0 jsou souřadnice určující polohu počátku O , h vyjadřuje maximální zdvih a β odpovídá příslušnému úhlu natočení virtuální vačky.

Derivace původních a jednotkových zdvihových závislostí spolu souvisí takto:

$$\frac{ds}{d\theta} = \frac{h}{\beta} \frac{d\eta}{d\xi} = \frac{h}{\beta} \eta'(\xi), \quad (4.12)$$

$$\frac{d^2s}{d\theta^2} = \frac{h}{\beta^2} \frac{d^2\eta}{d\xi^2} = \frac{h}{\beta^2} \eta''(\xi). \quad (4.13)$$

Otáčky virtuální vačky ω jsou konstantní, pak jsou vztahy pro rychlost $v(t)$ a zrychlení $a(t)$ jehelní tyče následující:

$$v(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \frac{h}{\beta} \eta'(\xi) \omega, \quad (4.14)$$

$$a(t) = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{d^2s}{d\theta^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = \frac{h}{\beta^2} \eta''(\xi) \omega^2. \quad (4.15)$$

Převod mezi úhlem natočení řemenice φ a polohou jehelní tyče s je u řemínkového mechanismu konstantní. Jeho hodnota závisí na poloměru řemenice r . Vztahy pro úhel natočení řemenice φ , úhlovou rychlost ω a uhlové zrychlení řemenice ε lze tedy vyjádřit takto:

$$\varphi = \frac{s}{r}, \quad (4.16)$$

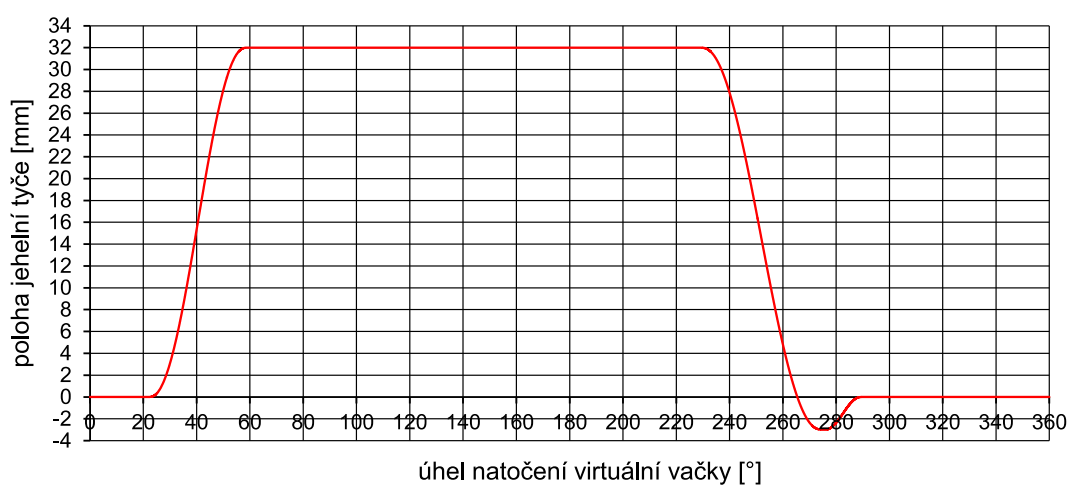
$$\omega = \frac{v}{r}, \quad (4.17)$$

$$\varepsilon = \frac{a}{r}. \quad (4.18)$$

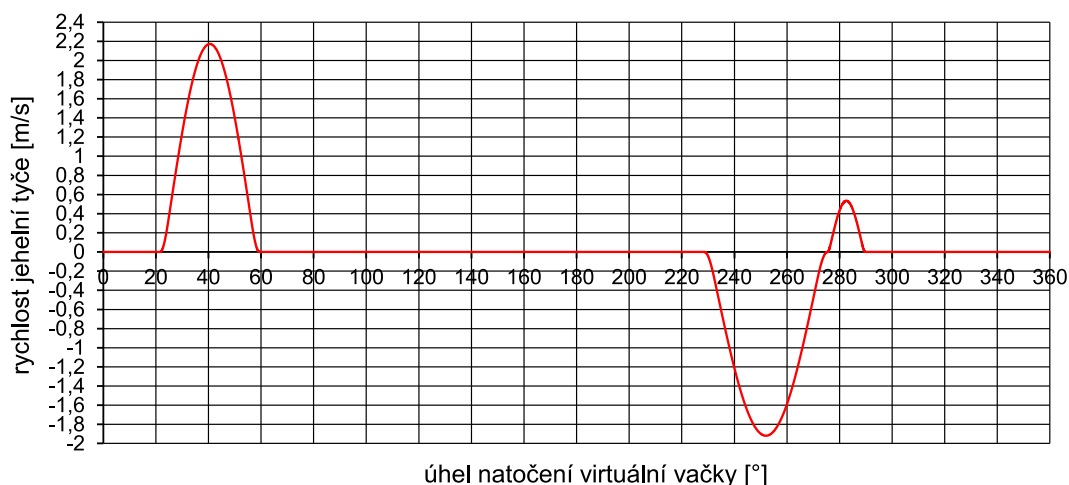
S využitím uvedených vztahů byly získány průběhy kinematických veličin nového mechanismu jehelních týčí pro všechny pohybové intervaly. Návrh zdvihové závislosti vychází z předpisu dle tabulky 4.1. Pro parametr χ byla zvolena hodnota 0,095.

Na obrázcích 4.8 až 4.13 jsou uvedeny průběhy kinematických veličin nového mechanismu jehelních týčí pro stávající maximální režim šicího stroje 500 spm, což odpovídá 250 ot/min virtuální vačky. Dále byl zvolen střední průměr řemenice 26,74 mm, poloměr řemenice je tedy $r = 13,37$ mm.

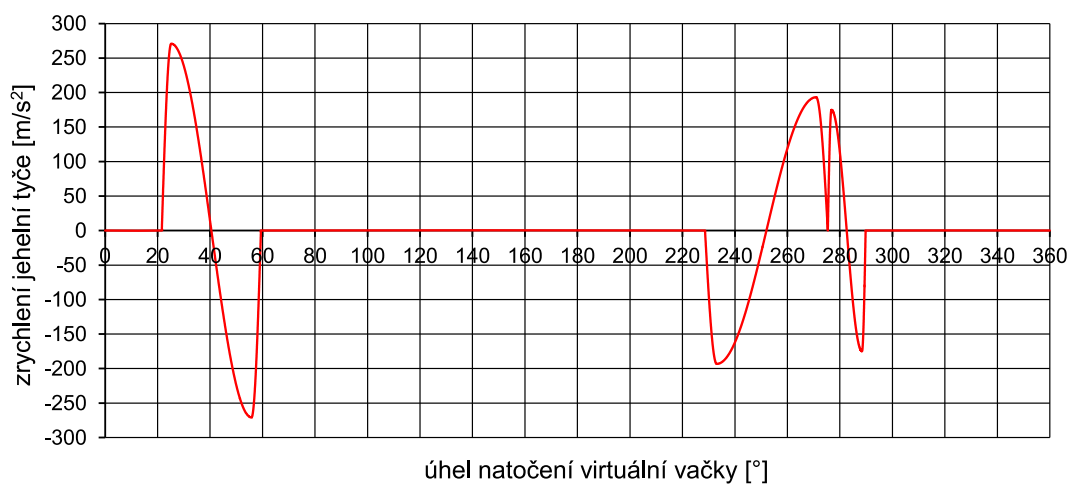
Pro snazší srovnání jsou i průběhy časově závislých veličin vyjádřeny v závislosti na úhlu natočení virtuální vačky.



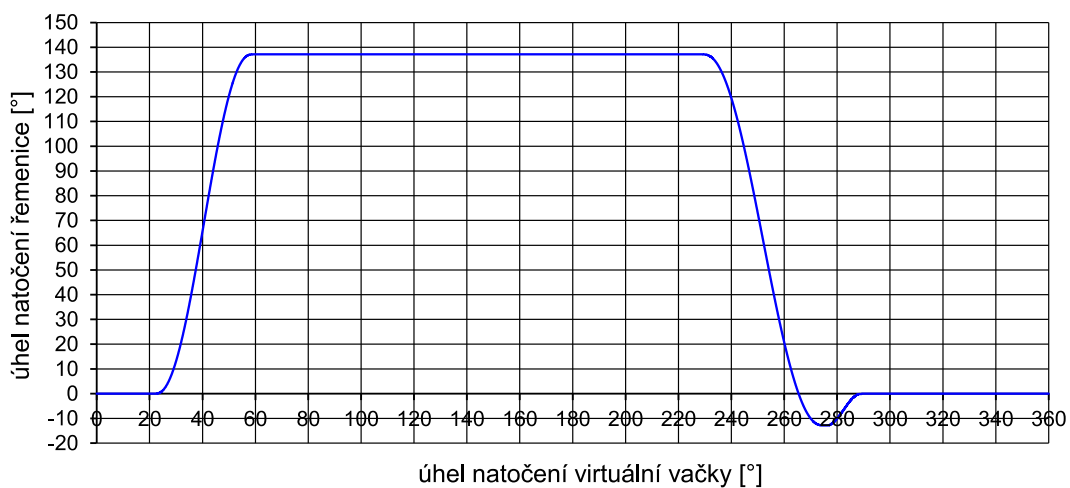
Obr. 4.8: Zdvihová závislost jehelní tyče



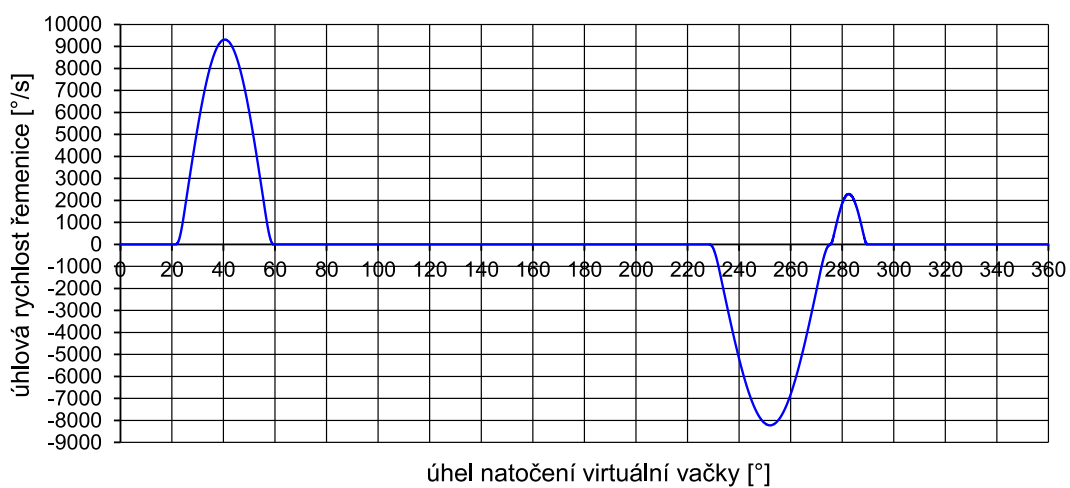
Obr. 4.9: Rychlost jehelní tyče, režim 500 spm



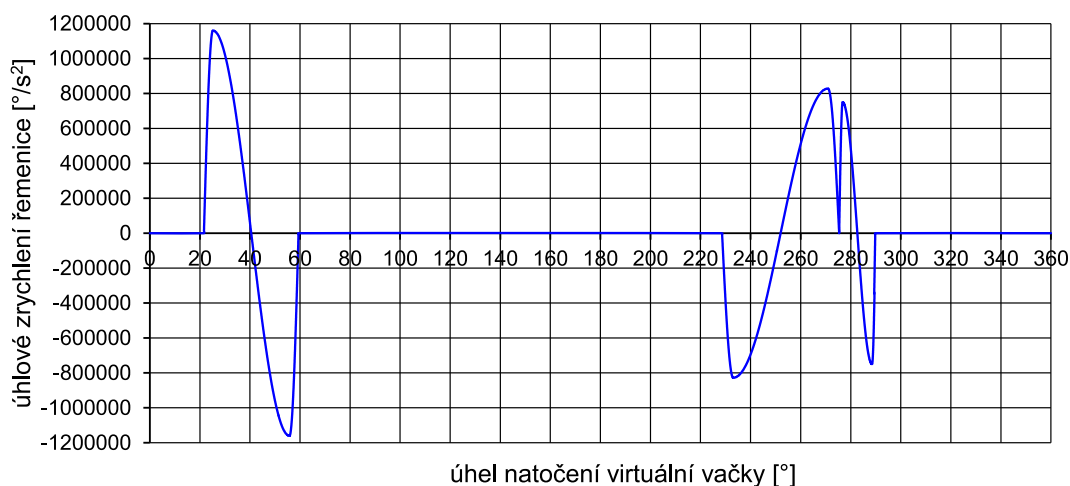
Obr. 4.10: Zrychlení jehelní tyče, režim 500 spm



Obr. 4.11: Úhel natočení řemenice



Obr. 4.12: Úhlová rychlost řemenice, režim 500 spm



Obr. 4.13: Úhlové zrychlení řemenice, režim 500 spm

Maximální hodnoty těchto kinematických veličin náležící jednotlivým pohybovým intervalům zvolené zdvihové závislosti uvádí tabulka 4.2.

Tab. 4.2: Maximální hodnoty kinematických veličin nového mechanismu jehelních tyčí

Interval	1. pohybový	2. pohybový	3. pohybový
Režim 500 spm			
Max. rychlost jehelní tyče [m/s]	2,17	1,92	0,54
Max. zrychlení jehelní tyče [m/s ²]	270,81	193,23	174,94
Max. úhlová rychlost řemenice [°/s]	9 309	8 224	2 291
Max. úhlové zrychlení řemenice [°/s ²]	1 160 514	828 057	749 688

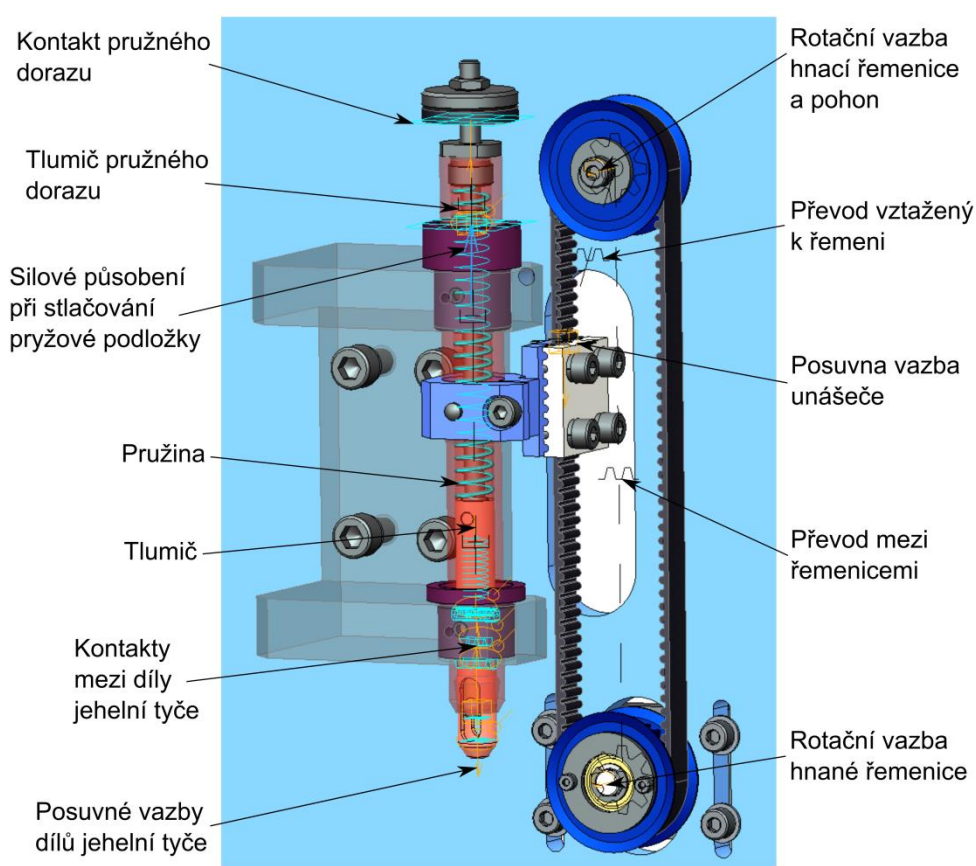
4.5. Numerický model mechanismu jehelních tyčí

Numerický model umožňuje sledovat kinematické a dynamické chování mechanismu, analyzovat silové účinky a zatěžovací momenty, které lze využít při dimenzování motoru a vybraných částí mechanismu. K sestavení numerického modelu navrženého mechanismu jehelních tyčí byl použit program Creo, konkrétně modul Mechanism. Tento nástroj využívá parametrického modelu, k jehož dílům, které jsou uvažovány jako tuhá tělesa, přiřazuje kinematické vazby a různé typy prvků. V tomto případě bylo použito vazeb posuvných, rotačních a vazeb typu převod a vačka. Dále byly použity prvky typu pohon, síla, pružina a tlumič. Na obrázku 4.14 jsou uvedeny příklady použitých vazeb a prvků přiřazených k parametrickému modelu.

Vazby typu vačka umožňují nastavit kontakty mezi jednotlivými tělesy mechanické soustavy jehelní tyče. K tomu využívají koeficient restituce, jehož hodnotu ovlivňuje

zejména použitý materiál. V menší míře tento koeficient závisí také na tvaru a na dopadové rychlosti uvažovaných těles. Pro analýzy s omezeným rozsahem rychlostí se však předpokládá, že jeho hodnota bude pro daná tělesa konstantní. Koeficient restituce byl volen tak, aby se dynamické chování numerického modelu shodovalo s chováním reálné soustavy, které bylo pozorováno na záznamu z vysokorychlostní kamery.

Pružiny 13 a 5 (obr. 2.29) jsou v modelu definovány pomocí dvou bodů. Ty určují jejich stlačení podle aktuální vzájemné pozice těles, na které jsou pružiny vázány. Dále jsou pružiny definovány svou tuhostí a délkou v uvolněném stavu.



Obr. 4.14: Příklady použitých vazeb ve výpočtovém modelu

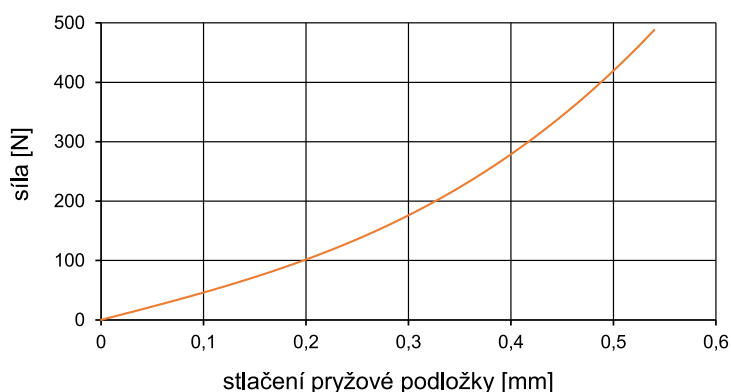
Použitý výpočetní program má omezení v tom, že nedokáže definovat kontakt mezi dvěma kulovými plochami. Kontakt mezi uvažovanými tělesy je v programu Creo možné zadat pouze v případě, kdy u nich dochází k přímkovému dotyku. Tuto podmínku lze splnit, pouze pokud se jedná o kontakt mezi rovinnou a válcovou plochou nebo mezi dvěma válcovými plochami. Případy, kde dochází ke kontaktu mezi tělesy, které mají kontaktní plochy rovinné, jsou řešeny tak, že se v parametrickém modelu

u jednoho tělesa změni rovinná plocha na válcovou. Poloměr válcové plochy je přitom tak velký, že se tato plocha blíží ploše rovinné. Jde o úpravu, která s sebou nese malou chybu. U kontaktů, kde má jedno nebo dokonce obě z uvažovaných těles kulovou plochu není zmíněná geometrická úprava příliš vhodná. Takovéto kontakty se u mechanické soustavy jehelní tyče objevují v oblasti kleštín, které tvoří dvě kuličky. Z těchto důvodů není funkce kleštín v numerickém modelu uvažována. Kleštiny zde tvoří jedno těleso a pružina 17 (obr. 2.29) není do modelu zahrnuta.

Skutečné tuhosti pružin byly získány pomocí experimentálního měření, to zkoumalo průběhy stlačení pružin v závislosti na aplikované síle. Z těchto průběhů byly získány hodnoty tuhostí pružiny 13 $k_2 = 900 \text{ N/m}$ a pružiny 5 $k_3 = 690 \text{ N/m}$.

Dále byl naměřen průběh stlačení pryžové tlumicí podložky v závislosti na aplikované síle. Tato závislost je podle všech předpokladů nelineární. Její průběh (obr. 4.15) byl aproximován polynomem 3. stupně (4.32), kde x_{20} označuje stlačení pryžové podložky a F_{20} aplikovanou sílu. Pomocí síly F_{20} je v numerickém modulu simulován kontakt mezi řídicím členem jehelní tyče a dorazem.

$$F_{20} = 15739 \cdot 10^8 x_{20}^3 + 445150 x_{20} \quad (4.32)$$



Obr. 4.15: Průběh stlačení pryžové tlumicí podložky v závislosti na působící síle

Reálná soustava je tlumená díky účinkům disipativních sil působících proti pohybu těles. Účinky disipativních sil jsou do modelu zavedeny prostřednictvím tlumiče. Hodnoty tlumení byly voleny na základě pozorování záznamů chování reálné mechanické soustavy jehelní tyče pořízených vysokorychlostní kamerou. Zvolené hodnoty tlumení jsou pro pružinu 13 $b_2 = 13,15 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, pružinu 5 $b_3 = 3,32 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ a pryžovou podložku $b_{20} = 28,5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$.

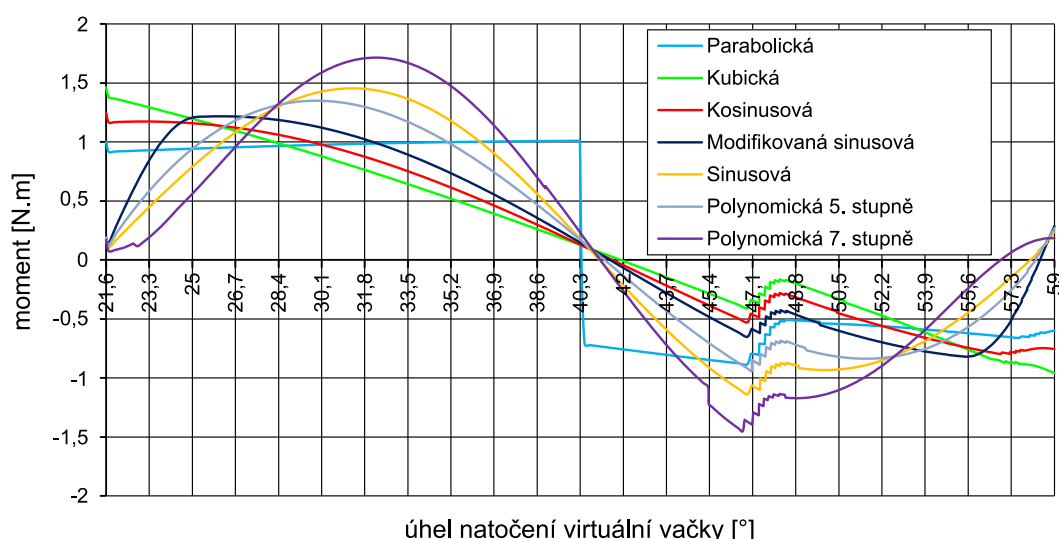
Pohyb soustavy je řízen pohonem, jenž byl v modelu připojen na osu motoru spojenou s hnací řemenicí. Vstupní parametry pohonu jsou zadány formou tabulky, která obsahuje žádaný průběh úhlového zrychlení řemenice.

V numerický model je uvažováno s hmotnostmi jehelní tyče, unašeče a řemínku a dále s momentem setrvačnosti rotační části motoru a řemenic. Kromě těchto vstupních parametrů vycházejících z konstrukčního řešení převodového mechanismu je v modelu uvažováno gravitační zrychlení.

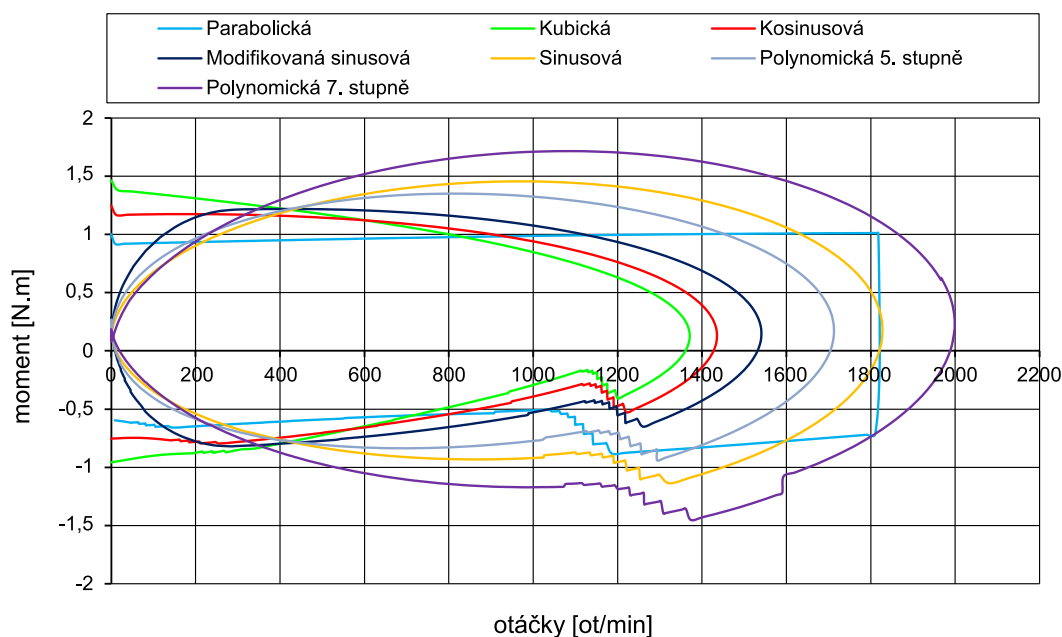
Z provedené dynamické analýzy byly získány průběhy zatěžovacího momentu na hnací řemenicí pro různé typy zdvihových závislostí. Průběhy pro 1. pohybový interval pro režim 500 spm jsou zobrazeny na obrázcích 4.16 a 4.17. Maximální hodnoty zatěžovacích momentů a otáček řemenice jsou shrnuty v tabulce 4.3.

Tab. 4.3: Maximální hodnoty zatěžovacích momentů a otáček řemenice pro režim 500 spm

Typ zdvihové závislosti	Max. moment [N·m]	Max. otáčky [ot/min]
Parabolická	0,99	1822
Kubická	1,40	1371
Kosinusová	1,19	1435
Modifikovaná sinusová	1,16	1541
Sinusová	1,41	1828
Polynomická 5. stupně	1,29	1713
Polynomická 7. stupně	1,68	1999



Obr. 4.16: Průběhy zatěžovacích momentů v závislosti na úhlu natočení virtuální vačky, řemenice Ø26,74 mm, 500 spm



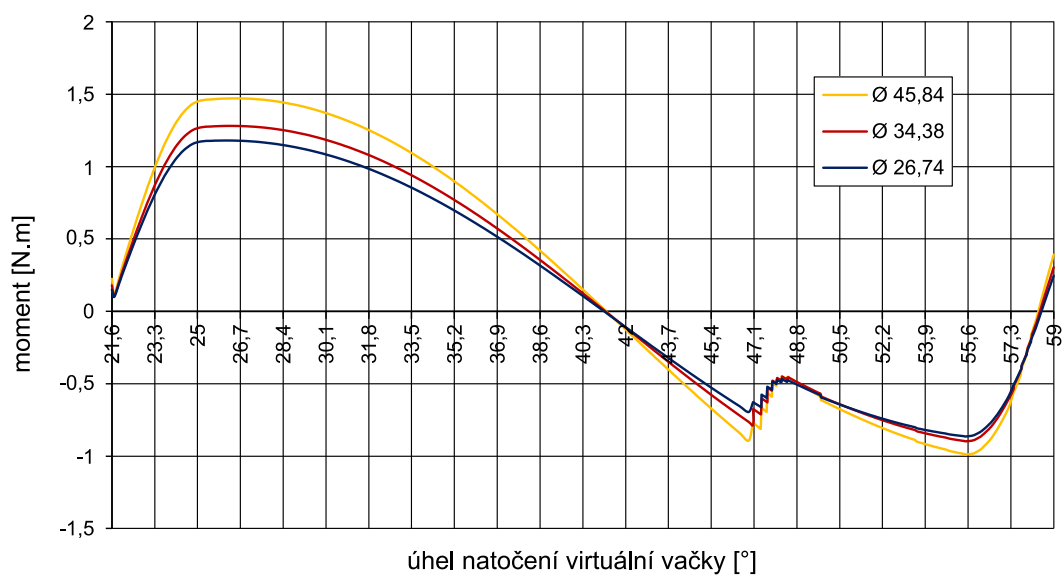
Obr. 4.17: Průběhy zatěžovacích momentů v závislosti na otáčkách, řemenice $\varnothing 26,74$ mm, 500 spm

Motory pohánějící jehelní tyče jsou zatíženy i v klidovém stavu. Toho si lze nejlépe povšimnout na průbězích zatěžovacích momentů sinusové, polynomické a modifikované sinusové zdvihové závislosti. Hodnoty momentů zde nezačínají ani nekončí v nule. Na začátku intervalu totiž působí na motor tíhová síla způsobená především hmotností jehelní tyče a unašeče. Na konci intervalu působí na motor navíc síly vyvozené pružinami mechanické soustavy jehelní tyče, které motor přemáhá, aby zajistil uvolnění jehly. Dalším zajímavým jevem je zakmitání v druhé polovině průběhu. To je způsobeno nárazem řídicího členu jehelní tyče o doraz, při němž dochází k odskoku řídicího členu a následnému rozkmitání soustavy.

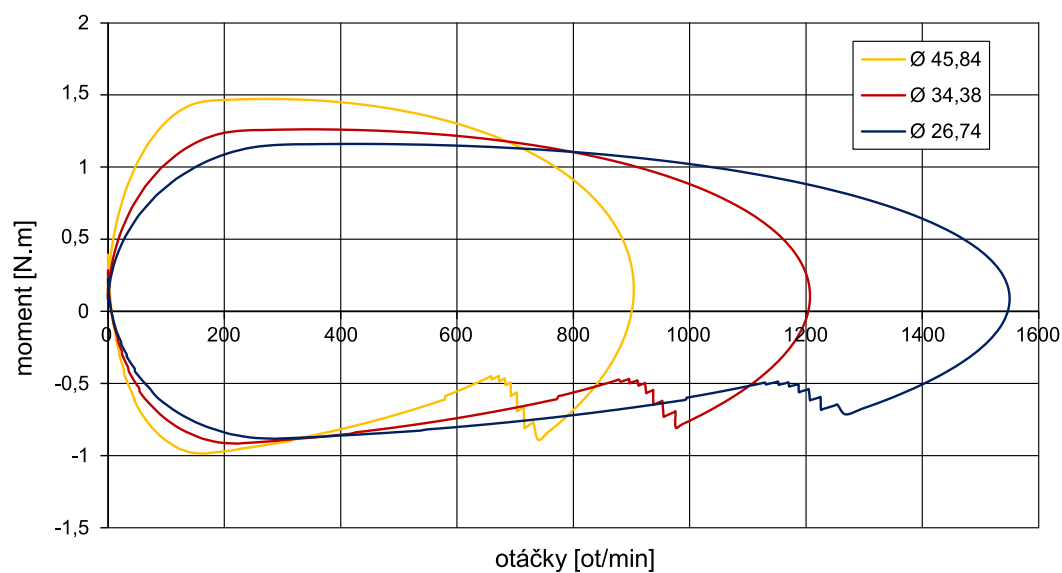
Dále se budeme zabývat modifikovanou sinusovou zdvihovou závislostí. Obrázky 4.18 a 4.19 popisují vliv velikosti řemenice na zatěžovací moment pro režim 500 spm. Z obrázků je patrné, že pro větší průměr řemenice musí motor k získání potřebného zdvihu za stejný čas vyvinout vyšší krouticí moment při nižších otáčkách. Na větším průměru řemenice ale stačí k dosažení požadované dráhy jehelní tyče menší úhel natočení řemenice a tedy i nižší zrychlení. S rostoucím poloměrem řemenice však se zvyšuje také moment setrvačnosti. To dokazují hodnoty získané z analýzy, jež uvádí tabulka 4.4. Na základě těchto poznatků lze volit vhodný typ motoru nebo velikost řemenice.

Tab. 4.4: Výsledky analýzy - vliv na velikost zatěžovacího momentu

Střední průměr řemenice [mm]	Moment setrvačnosti řemenice [$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$]	Max. úhlové zrychlení řemenice [$^\circ/\text{s}^2$]	Max. zatěžovací moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]
26,74	0,016	1160514	1,17
34,38	0,031	902622	1,27
45,84	0,051	676967	1,47



Obr. 4.18: Průběhy zatěžovacích momentů pro různé průměry řemenice, 500 spm



Obr. 4.19: Průběhy zatěžovacích momentů pro různé průměry řemenice, 500 spm

4.6. Synchronní servomotor

Synchronní motory s permanentními magnety na rotoru jsou nejrozšířenějším typem motorů pro polohové servomechanismy strojů. Synchronní motor je elektrický stroj, jehož rotor se otáčí synchronně s otáčením točivého magnetického pole statoru. Stator je opatřen zpravidla třífázovým vinutím rozloženým do statorových drážek, které bývá u těchto motorů obvykle šestipólové.

Servomotory jsou konstruovány tak, aby měl jejich rotor minimální moment setrvačnosti. Proto dnešní konstrukce využívají vysoce výkonné permanentní magnety obsahující prvky vzácných zemin, nejčastěji neodym, železo a bór. Tyto motory navíc nemají na rotoru žádné tlumicí vinutí, neboť pracují stále v synchronním režimu podmíněném zpětnou vazbou od polohy rotoru.

Jako snímače polohy rotoru se pro náročné aplikace používají inkrementální čidla – kvadrurní enkodéry se 4096 impulzy na otáčku (16386 náběžných hran na stopách A a B) nebo sin/cos enkodéry jako absolutní čidla polohy.

Kromě snímače polohy mohou být servomotory vybaveny také snímačem teploty statorového vinutí pro ochranu motoru před trvalým přetěžováním a elektromagnetickou klidovou brzdou, jejímž účelem je zabezpečit klidový stav motoru bez napájení nebo havarijní zabrzdění motoru při poruše regulátoru či výpadku síťového napájecího napětí.

Vysoké dynamice pohonu přispívá dobrý poměr krouticího momentu motoru a momentu setrvačnosti rotoru, vysoká proudová i momentová přetížitelnost motoru a dále dokonalé proudové řízení moderními servoměniči, využívající přesnou zpětnou vazbu [21], [24].

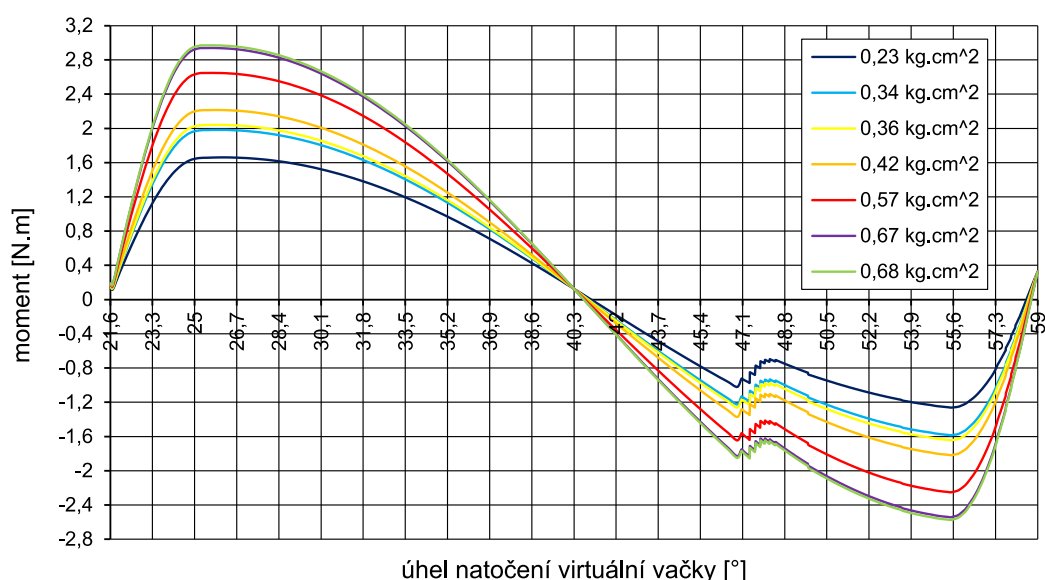
4.6.1. Návrh synchronního servomotoru

Pro pohon mechanismu jehelních tyčí bylo vytipováno několik synchronních servomotorů, viz tabulka 4.5. Z uvedených hodnot jmenovitých a maximálních krouticích momentů je patrné, že synchronní servomotory jsou vhodné pro dynamicky náročné aplikace. Tyto motory je možné krátkodobě momentově i proudově přetěžovat. Jejich konstrukce využívající nových magnetických materiálů jim dovoluje několikanásobné momentové přetížení.

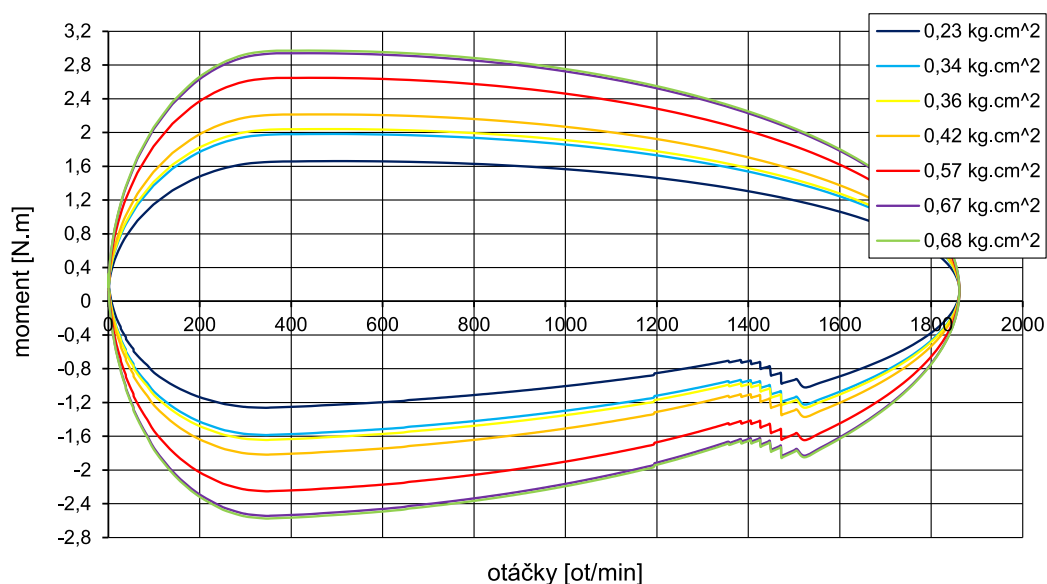
Tab. 4.5: Vybrané servomotory

Typ servomotoru	Jmenovitá otáčky [ot/min]	Jmenovitý krouticí moment [N·m]	Klidový moment [N·m]	Max. krouticí moment [N·m]
Unimotor fm 055U2B30 - Control Techniques	3000	1,2	1,4	5,5
Unimotor fm 055U2C30 - Control Techniques	3000	1,8	2,1	8,3
DSM 4-07.24 - WITTUR Electric Drives GmbH	4000	1,3	1,5	7,2
CMP50S3000 - SEW-EURODRIVE	3000	1,1	1,3	5,2
DSM 4-07.34 - WITTUR Electric Drives GmbH	4000	2	2,3	11
CMP50M3000 - SEW-EURODRIVE	3000	2,4	2,4	10,3
DT4-2-10-RxO-5000 - AMK	4000	1,4	1,8	6,1

Vybraný servomotor by měl umožnit zvýšení produktivity. Pro návrh byl proto zvolen nárůst pracovních otáček o 20 %. Dynamická analýza tedy simulovala režim 600 spm. Získané průběhy zatěžovacích momentů pro různé momenty setrvačnosti motorů porovnávají obrázky 4.20 a 4.21. Zobrazené charakteristiky odpovídají prvnímu pohybovému intervalu pro střední průměr řemenice 26,74 mm. Z analýzy vyplývá, že pro daný průměr řemenice dosahují maximální otáčky motoru 1861 ot/min, což ukazuje obrázek 4.21.



Obr. 4.20: Průběhy zatěžovacích momentů pro různé momenty setrvačnosti motorů, 600 spm



Obr. 4.21: Průběhy zatěžovacích momentů pro různé momenty setrvačnosti motorů, 600 spm

Z těchto průběhů byly odečteny maximální hodnoty zatěžovacích momentů. Podíl maximálního zatěžovacího momentu a jmenovitého momentu motoru udává hodnotu teoretického přetížení motoru. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.6.

Tab. 4.6: Srovnání vybraných servomotorů

Typ servomotoru	Moment setrvačnosti rotoru [kg·cm ²]	Jmenovitý kroutcí moment [N·m]	Maximální zatěžovací moment [N·m]	Teoretické přetížení motoru [%]
Unimotor fm 055U2B30	0,23	1,2	1,66	138
Unimotor fm 055U2C30	0,34	1,8	1,98	110
DSM 4-07.24	0,36	1,3	2,04	157
CMP50S3000	0,42	1,1	2,21	201
DSM 4-07.34	0,57	2	2,65	133
CMP50M3000	0,67	2,4	2,94	123
DT4-2-10-RxO-5000	0,68	1,4	2,97	212

Z uvedených servomotorů byl vybrán Unimotor fm 055U2B30 od firmy Control Techniques. I přes jeho menší kroutcí moment u něho vychází velmi nízká hodnota teoretického přetížení. Jeho menší kroutcí moment totiž kompenzuje výrazně menší moment setrvačnosti rotoru, díky kterému jsou pohony energeticky úspornější a při optimálním využití krátkodobého přetížení mohou mít lepší dynamické charakteristiky. Tento motor má také příznivější poměr hmoty rotoru a hmoty zátěže. Výhodou je i nižší pořizovací cena.

4.6.2. Řízení synchronního servomotoru

U pohonů jehelních tyčí jsou kladeny vysoké nároky na dynamiku. To je patrné zejména z průběhu zrychlení jehelní tyče uvedeného na obrázku 2.23. Aby došlo ke spolehlivému předání jehly, musí být dodržena poloha jehelní tyče v úvrati s přesností do 0,5 mm. Pro řízení synchronních servomotorů byly vybrány měniče Digitax ST Plus od firmy Control Techniques.

Řada Digitax ST je optimalizována pro servo aplikace do provozu s dynamickou zátěží, které vyžadují ve špičce velký krouticí moment (ve špičce až 300 %), dynamickou odezvu, snadné používání a flexibilní vlastnosti při integraci. Digitax ST Plus je vybaven kompletní paletou funkcí polohového regulátoru, je optimalizován pro nasazení do vysoce výkonných strojních celků, které vyžadují síťové propojení měničů a přesnou synchronizaci [25].

Servopohony firmy Control Techniques jsou vybaveny řídicí jednotkou s vysokým výkonem, programovatelnou ve vývojovém prostředí SyPTPro. V tomto případě se jedná o jednotku Motion Processor Plus. Tato jednotka výrazně ovlivňuje dynamiku pohonu řízením otáčkové smyčky. Kromě již zmíněné zpětné vazby má zásadní vliv perioda vzorkování polohy (250 μ s), perioda výpočetního cyklu a řízení výkonové části (500 μ s) a možnost přímého řízení přechodové křivky.

Pro nejvýkonnější modul Motion Processor Plus byl pro náročné aplikace řízení polohy či rychlosti, např. elektronické vačky a hřídele, vyvinut programovací nástroj Advanced Position Controller (APC), který disponuje vlastním instrukčním souborem a zásadně modernizovanou strukturou řízení.

Synchronní řízení jehelních tyčí šicího stroje bylo navrženo tak, aby maximálně využívalo vlastností měničů Digitax ST Plus včetně jednotek Motion Processor Plus a programových nástrojů SyPTPro a APC. Součástí modulů SM Application a Motion Processor je Task Manager, což je supervizor přerušovacího systému, který zajišťuje vykonávání definovaných úloh v požadovaných časech dle úrovně priority. Definované úlohy jsou INITIAL, BACKGROUND, POS0, POS1, CLOCK, EVENT(1,2,3) a ERROR. Dále mají tyto moduly propojená dvě sériová rozhraní CTSync a CTNet. Pro synchronizaci dvou měničů musí být jeden definován jako Master a druhý jako Slave. Master vysílá synchronizační impulsy, které zajišťují, že ve stejném čase budou v obou měničích odstartovány úlohy POS0 (čtení dat) a POS1 (výstup dat). Ve struktuře Advanced Position Controlleru jsou synchronizovány úlohy POS0, APC Kernel

a POS1. Nastavení Master-Slave platí i pro CTNet, kde slouží pro přenos dat mezi měniči. Přenos dat lze rovněž synchronizovat, což zajišťuje, že jsou současně zpracovávána data načtená ve stejném cyklu POS0 a vysílána data ze stejného cyklu výpočtu. V našem případě byla nastavena perioda POS1 500 μ s.

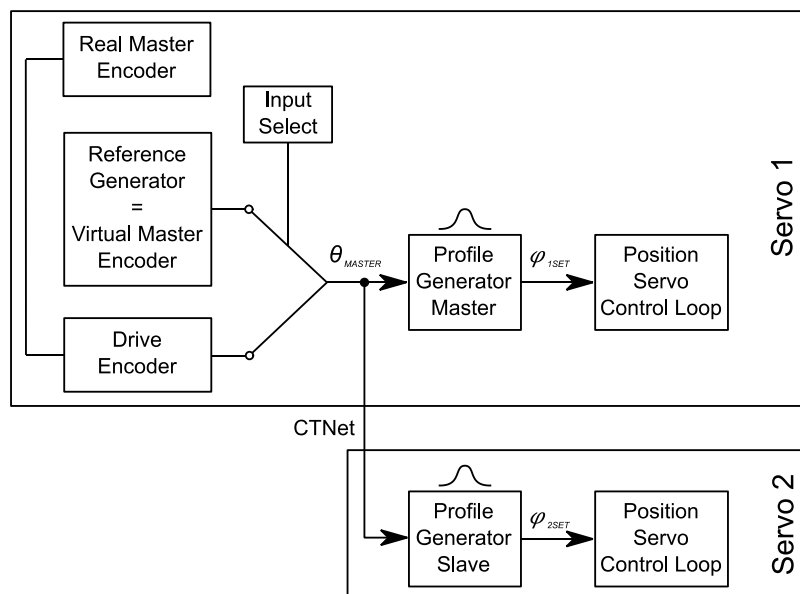
Pro řízení jehelních tyčí lze ve struktuře APC použít algoritmus elektronické vačky nebo algoritmus přímého řízení polohy. V obou případech je řídicí osa definována úhlem natočení hlavního hřídele šicího stroje. Servoregulátor umožňuje pracovat s reálnou nebo virtuální řídicí osou. V případě reálné řídicí osy je úhel natočení hlavního hřídele měřen enkodérem, který nazýváme Master enkodérem (řídicím enkodérem procesu), jenž je zaveden do pohonu nastaveného jako Master. Není-li do systému přiřazen pohon hlavního hřídele, pak synchronní řízení jehelních tyčí zajišťuje generátor časové osy, který simuluje funkci řídicího enkodéru tak, že vytváří virtuální Master enkodér. V tomto případě simuluje úhel natočení vačky šicího stroje, tzv. úhel natočení virtuální vačky, ke kterému jsou vztaženy polohy jehelních tyčí. Virtuální Master enkodér je naprogramován v Master pohonu. Poloha reálného nebo virtuálního Master enkodéru je po CTNet synchronně odeslána do druhého pohonu (Slave), kde řídí druhou jehelní tyč. Rychlost otáčení Master enkodéru je definována přírůstkem polohy v $0,1^\circ$ za 500 μ s. Jedna otáčka má 3600 poloh po $0,1^\circ$. Struktura APC, použitá pro řízení jehelních tyčí, je znázorněna na obrázku 4.22.

Algoritmus elektronické vačky vyžaduje zadání vstupních poloh Master enkodéru, výstupních poloh enkodéru motoru a zadání typu interpolace. Struktura programu elektronické vačky využívá předem definované interpolace, pro dynamické systémy převážně interpolace typu sinus. Ty vedou oproti jiným typům interpolace na vyšší hodnoty zrychlení lineárního pohybu jehelní tyče.

V našem případě bylo přistoupeno k přímému řízení polohy, kde algoritmus umožňuje přímo zadat polohu jehelní tyče dle polohy Master enkodéru. To umožňuje řídit pohon podle předem vypočtené zdvihové závislosti. Polohy jednotlivých bodů jsou vypočítány a přeneseny do paměti Motion Processoru Plus blokem Profile Generator.

Program v každém cyklu odečte polohu Master enkodéru a přiřadí jí polohu řemenice dle zadané tabulky, program pak vypočítá rychlost a zrychlení pohonu pro dosažení žádané hodnoty polohy. Výpočet probíhá synchronně v obou pohonech.

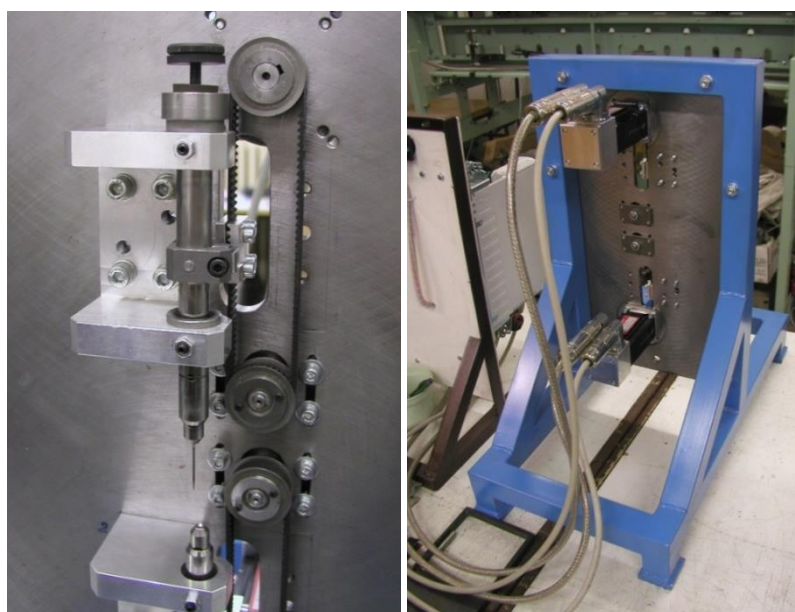
Podrobnější informace o řízení pohonů jehelních tyčí jsou obsahem zprávy [26].



Obr. 4.22: Struktura APC pro řízení jehelních tyčí

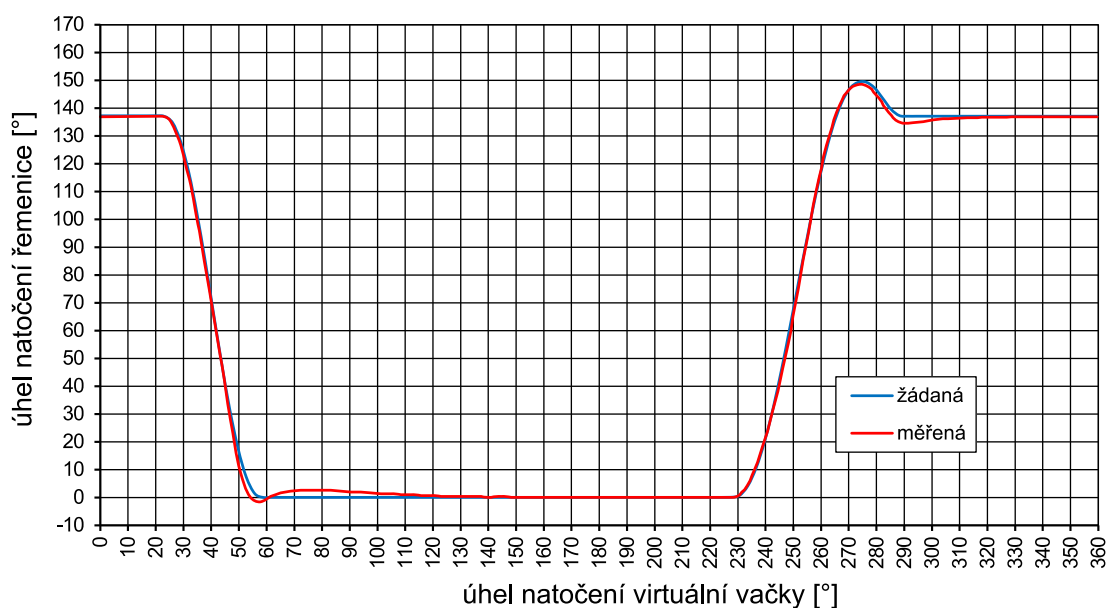
4.7. Funkční model nového mechanismu jehelních tyčí

Pro ověření nového mechanismu jehelních tyčí byl sestaven funkční model (obr. 4.23), na kterém byly nejprve testovány možnosti řízení servopohonů. Při tom bylo důležité dosáhnout požadované polohy jehelních tyčí v místě předání jehly s přesností do 0,5 mm. Po optimalizaci algoritmu řízení bylo dosaženo provozního režimu 640 spm. Pro zajištění spolehlivého chodu mechanismu byla stanovena horní hranice 600 spm.

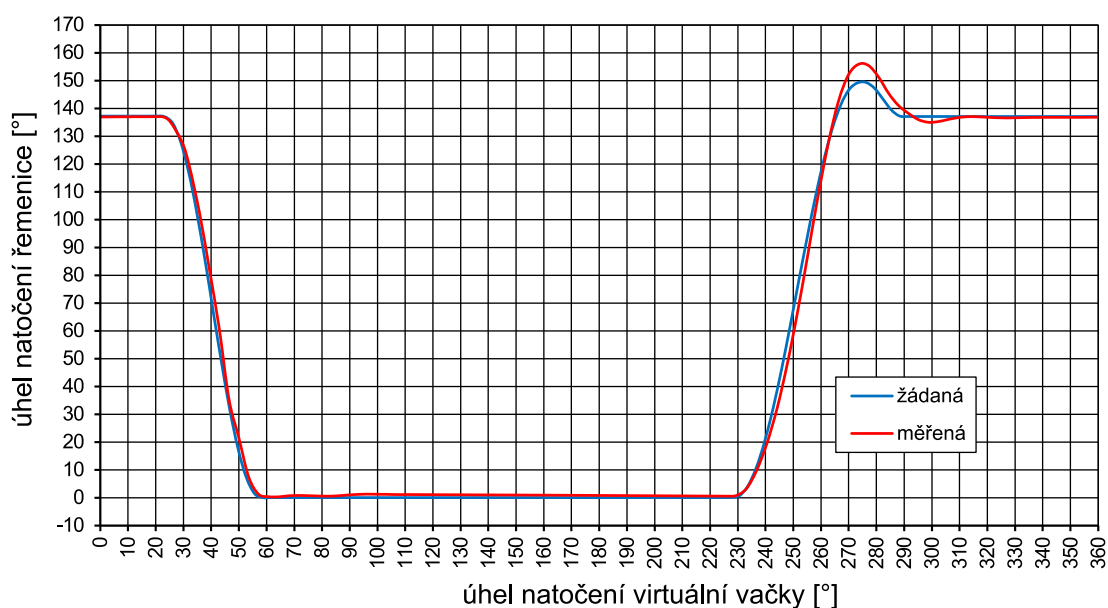


Obr. 4.23: Funkční model mechanismu jehelních tyčí

Maximální odchylka od žádané polohy byla získána z měření skutečné polohy řemenice. Průběhy žádané a skutečné polohy řemenice jsou zobrazeny na následujících obrázcích, kde obrázek 4.24 odpovídá měření před optimalizací algoritmu polohy a obrázek 4.25 odpovídá měření po optimalizaci. Požadovaná přesnost polohy jehelní tyče v místě předání jehly byla splněna. Odchylka polohy řemenice v místě předání jehly je $0,325^\circ$, což odpovídá odchylce polohy jehelní tyče $0,076\text{ mm}$. Ostatní odchylky polohy v průběhu celé zdvihové závislosti nenarušují proces předání jehly ani neohrožují chod jiných mechanismů šicího stroje.



Obr. 4.24: Průběh polohy řemenice pro režim 600 spm před optimalizací algoritmu řízení



Obr. 4.25: Průběh polohy řemenice pro režim 600 spm po optimalizaci algoritmu řízení

Časová osa zdvihové závislosti pro stanovený režim 600 spm je popsána v tabulce 4.7. Hodnoty maximálních kinetických veličin jehelní tyče na novém mechanismu uvádí tabulka 4.8.

Tab. 4.7: Popis časové osy intervalů zdvihové závislosti jehelní tyče na novém mechanismu pro režim 600 spm

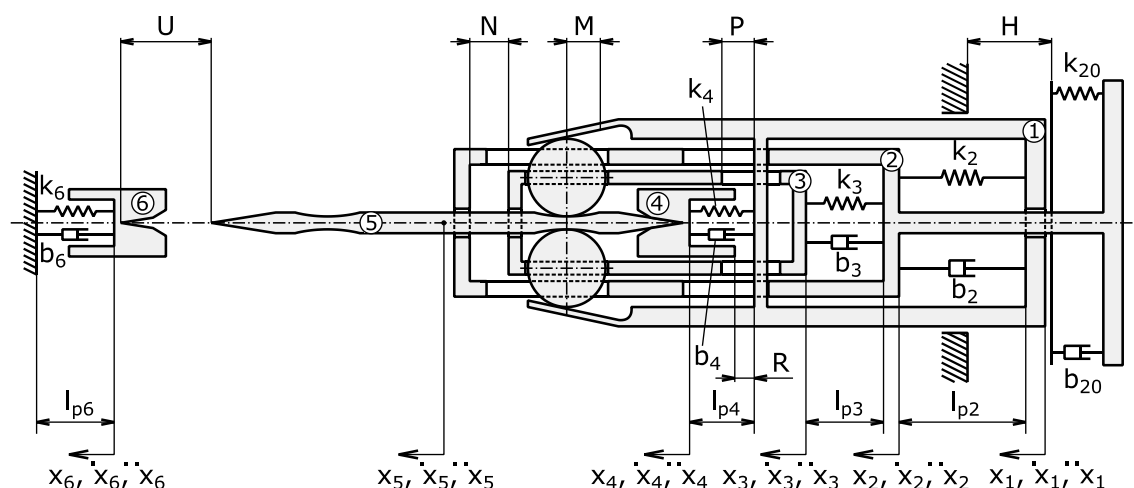
Interval	horní klidový	1. pohybový	dolní klidový	2. pohybový	3. pohybový	horní klidový
Pohyb	výdrž	dolů	výdrž	nahoru	dolů	výdrž
Celkový úhel natočení virtuální vačky [°]	21,6	59	228,6	275,1	290,1	360
Úhel natočení virtuální vačky [°]	21,6	37,4	169,6	46,5	15	69,9
Poloha jehelní tyče [mm]	32	0	0	35	32	0
Zdvih [mm]	0	32	0	-35	3	0
Režim 600 spm						
Celkový čas [s]	0,012	0,033	0,127	0,153	0,161	0,2
Čas intervalu [s]	0,012	0,021	0,094	0,026	0,008	0,039

Tab. 4.8: Maximální hodnoty kinematických veličin jehelní tyče na novém mechanismu pro režim 600 spm

Interval	1. pohybový	2. pohybový	3. pohybový
Režim 600 spm			
Max. rychlost [m/s]	2,61	2,30	0,64
Max. zrychlení [m/s ²]	389,96	278,25	251,91

5. Dynamický model mechanické soustavy jehelní tyče

Pro podrobnou analýzu mechanické soustavy jehelní tyče byl sestaven dynamický model, jehož schéma je znázorněno na obrázku 5.1. Jednotlivé členy mechanismu jsou v modelu uvažovány jako dokonale tuhá tělesa, která jsou spojena nehmotnými pružnými elementy. Reálný systém byl zjednodušen na šest těles. Těleso 1 nahrazuje plášť jehelní tyče, těleso 2 řídicí člen, těleso 3 kleštiny, těleso 5 jehlu a tělesa 4 a 6 nahrazují jehelní válečky. Jednotlivá tělesa mají hmotnosti $m_1 = 81,7$ g, $m_2 = 41,9$ g, $m_3 = 4,3$ g, $m_4 = 0,6$ g, $m_5 = 0,2$ g a $m_6 = 0,6$ g. Jejichž zobecněné souřadnice $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$ jsou měřeny od rovnovážné polohy určené pozicí soustavy v horním klidovém intervalu.



Obr. 5.1: Schéma dynamického modelu mechanické soustavy jehelní tyče

Dynamický model mechanické soustavy jehelní tyče byl řešen pomocí Lagrangeových rovnic druhého druhu [28], [29], neboť prostředky pro simulování některých kontaktních vazeb soustavy nejsou v simulačním softwaru Creo k dispozici (viz kapitola 4.5).

Obvyklý tvar Lagrangeových pohybových rovnic druhého druhu pro zobecněné nezávislé souřadnice, platný pro holonomní soustavu s n stupni volnosti je

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} = Q_j, \quad (5.1)$$

pro $j = 1, \dots, n$, kde E_k je kinetická energie celé soustavy a Q_j je zobecněná síla odpovídající nezávislé zobecněné souřadnici q_j .

Systém se spojitě rozloženými parametry, jakým je reálná mechanická soustava jehelní tyče, je nahrazen diskretním modelem, který má s dostatečnou přesností simulovat chování skutečného mechanismu v oblasti provozních otáček stroje.

Vzhledem k uvažovaným vysokým hodnotám zrychlení mechanické soustavy jehelní tyče je modelu zanedbáno gravitační zrychlení a průpichová síla. Do modelu tedy vstupují pouze potenciální síly pružně deformovaných elementů a tlumicí síly. Zobecněnou sílu Q_j lze tedy vyjádřit pomocí potenciální energie E_p a pomocí Rayleighovy disipativní funkce R_d . Potom lze rovnici (5.1) napsat ve tvaru

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} = - \frac{\partial E_p}{\partial q_j} - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_j}. \quad (5.2)$$

Pružiny a pryžová tlumicí podložka jsou brány jako nehmotná tělesa popsaná tuhostmi $k_2, k_3, k_4, k_6, k_{20}$ a tlumením $b_2, b_3, b_4, b_6, b_{20}$, z čehož tuhost tlumicí podložky k_{20} je nelineární. Pružiny jsou připojeny ke krajním bodům tuhých těles, na něž vyvozují silové účinky v důsledku svého stlačení. Hodnoty tuhostí pružin $k_2 = 900$ N/m, $k_3 = 690$ N/m a $k_4 = 1680$ N/m byly získány experimentálně (viz kapitola 5.3.), stejně jako vztah pro sílu pružně deformované tlumicí podložky F_{20} (4.32), který byl zaveden do vztahu pro potenciální energii (5.4).

Kontakty mezi tělesy jsou modelovány pomocí pružin a tlumičů. Pružný ráz reálných těles, která jsou jinak simulována jako tuhá, je v modelu definován pružinou vloženou mezi uvažovaná tělesa. Disipace energie je simulována pomocí tlumiče. Tuhosti kontaktů jsou v modelu popsány koeficienty $k_{21}, k_{32}, k_{13}, k_{31}, k_{35}, k_{14}, k_{45}, k_{56}$. Součinitele vnitřního tlumení jsou v rovnicích značeny jako $b_{21}, b_{32}, b_{13}, b_{31}, b_{35}, b_{14}, b_{45}, b_{56}$. Číslice v dolním indexu značí tělesa, jejichž kontakt popisují příslušné koeficienty.

Koeficienty lineárního (viskózního) tlumení pružin a tlumicí podložky a koeficienty popisující kontakty mezi tělesy byly voleny tak, aby dynamický model co nejvíce odpovídal chování reálné mechanické soustavy jehelní tyče. Toto chování bylo možné detailně sledovat díky záznamům pořízených vysokorychlostní kamerou.

Celkovou kinetickou energii soustavy, celkovou potenciální energii soustavy a disipativní funkci lze vyjádřit takto:

$$E_k = \frac{1}{2}m_1\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{x}_3^2 + \frac{1}{2}m_4\dot{x}_4^2 + \frac{1}{2}m_5\dot{x}_5^2 + \frac{1}{2}m_6\dot{x}_6^2, \quad (5.3)$$

$$\begin{aligned} E_p = & \frac{1}{2}L_2k_2(x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2})^2 + \frac{1}{2}L_3k_3(x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3})^2 + \\ & \frac{1}{2}L_4k_4(x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4})^2 + \frac{1}{2}L_6k_6x_6^2 + L_{20}\left(\frac{15739 \cdot 10^8}{4}(x_2 - H)^4 + \frac{445170}{2}(x_2 - \right. \\ & \left. H)^2\right) + \frac{1}{2}L_{21}k_{21}(x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2}L_{32}k_{32}(x_3 - x_2 - N)^2 + \frac{1}{2}L_{13}k_{13}(x_1 - x_3 - P)^2 + \\ & \frac{1}{2}L_{31}k_{31}(x_3 - x_1)^2 + \frac{1}{2}L_{35}k_{35}(x_3 - x_5)^2 + \frac{1}{2}L_{14}k_{14}(x_1 - x_4 - R)^2 + \frac{1}{2}L_{45}k_{45}(x_4 - \\ & x_5)^2 + \frac{1}{2}L_{56}k_{56}(x_5 - x_6 - U)^2, \end{aligned} \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} R_d = & \frac{1}{2}L_2b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}L_3b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2 + \frac{1}{2}L_4b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4)^2 + \frac{1}{2}L_6b_6\dot{x}_6^2 + \\ & \frac{1}{2}L_{20}b_{20}\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}L_{21}b_{21}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}L_{32}b_{32}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}L_{13}b_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3)^2 + \\ & \frac{1}{2}L_{31}b_{31}(\dot{x}_3 - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}L_{35}b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5)^2 + \frac{1}{2}L_{14}b_{14}(\dot{x}_1 - \dot{x}_4)^2 + \frac{1}{2}L_{45}b_{45}(\dot{x}_4 - \\ & \dot{x}_5)^2 + \frac{1}{2}L_{56}b_{56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6)^2, \end{aligned} \quad (5.5)$$

kde $l_{20} = 89$ mm, $l_{30} = 29,2$ mm, $l_{40} = 11,2$ mm, $l_{60} = 11,2$ mm představují délky nezatížených pružin a $l_{p2} = 71,9$ mm, $l_{p3} = 13,4$ mm, $l_{p4} = 9,4$ mm, $l_{p6} = 11,2$ mm představují délky pružin v předepjatém stavu po jejich nainstalování do mechanické soustavy.

L_i představují podmínky, které zahrnují příslušné síly do rovnic, podle toho zda dochází mezi příslušnými tělesy ke kontaktu. L_i nabývá hodnot 1 nebo 0.

Na obrázku 5.1 je zobrazena soustava v rovnovážné poloze. Vzdálenosti mezi kontaktními plochami těles jsou označeny písmeny H , N , P , R , U , kde $H = 23$ mm, $N = 7,4$ mm, $P = 3,6$ mm, $R = 1,1$ mm, $U = 24,3$ mm. Tyto vzdálenosti jsou zahrnuty do vztahu (5.4).

Konstanta M , vložená do vztahu (5.41), značí vzájemnou odchylku polohy mezi tělesy 1 a 3, při níž dojde k uvolnění jehly. Hodnota $M = 1$ mm vychází z geometrie jehelní tyče.

Derivace vztahů (5.3), (5.4) a (5.5) podle jednotlivých souřadnic pak jsou:

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_1} = 0 , \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_2} = 0 , \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_3} = 0 , \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_4} = 0 , \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_5} = 0 , \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial E_K}{\partial x_6} = 0 , \quad (5.11)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 , \quad (5.12)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_2} \right) = m_2 \ddot{x}_2 , \quad (5.13)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_3} \right) = m_3 \ddot{x}_3 , \quad (5.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_4} \right) = m_4 \ddot{x}_4 , \quad (5.15)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_5} \right) = m_5 \ddot{x}_5 , \quad (5.16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}_6} \right) = m_6 \ddot{x}_6 , \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_P}{\partial x_1} = & L_2 k_2 (x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2}) + L_4 k_4 (x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4}) - L_{21} k_{21} (x_2 - \\ & x_1) + L_{13} k_{13} (x_1 - x_3 - P) - L_{31} k_{31} (x_3 - x_1) + L_{14} k_{14} (x_1 - x_4 - R) , \end{aligned} \quad (5.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_P}{\partial x_2} = & -L_2 k_2 (x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2}) + L_3 k_3 (x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3}) + L_{20} (15739 \cdot \\ & 10^8 (x_2 - H)^3 + 445170 (x_2 - H)) + L_{21} k_{21} (x_2 - x_1) - L_{32} k_{32} (x_3 - x_2 - N) , \end{aligned} \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_P}{\partial x_3} = & -L_3 k_3 (x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3}) + L_{32} k_{32} (x_3 - x_2 - N) - L_{13} k_{13} (x_1 - x_3 - \\ & P) + L_{31} k_{31} (x_3 - x_1) + L_{35} k_{35} (x_3 - x_5) , \end{aligned} \quad (5.20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_P}{\partial x_4} = & -L_4 k_4 (x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4}) - L_{14} k_{14} (x_1 - x_4 - R) \\ & + L_{45} k_{45} (x_4 - x_5) , \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial x_5} = -L_{35} k_{35} (x_3 - x_5) - L_{45} k_{45} (x_4 - x_5) + L_{56} k_{56} (x_5 - x_6 - U) , \quad (5.22)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial x_6} = L_6 k_6 x_6 - L_{56} k_{56} (x_5 - x_6 - U) , \quad (5.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_1} = & L_2 b_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + L_4 b_4 (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) - L_{21} b_{21} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + L_{13} b_{13} (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - \\ & L_{31} b_{31} (\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + L_{14} b_{14} (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) , \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_2} = & -L_2 b_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + L_3 b_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + L_{20} b_{20} \dot{x}_2 + L_{21} b_{21} (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \\ & L_{32} b_{32} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) , \end{aligned} \quad (5.25)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_3} = & -L_3 b_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + L_{32} b_{32} (\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - L_{13} b_{13} (\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + L_{31} b_{31} (\dot{x}_3 - \\ & \dot{x}_1) + L_{35} b_{35} (\dot{x}_3 - \dot{x}_5) , \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_4} = -L_4 b_4 (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) - L_{14} b_{14} (\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + L_{45} b_{45} (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) , \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_5} = -L_{35} b_{35} (\dot{x}_3 - \dot{x}_5) - L_{45} b_{45} (\dot{x}_4 - \dot{x}_5) + L_{56} b_{56} (\dot{x}_5 - \dot{x}_6) , \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{x}_6} = L_6 b_6 \dot{x}_6 - L_{56} b_{56} (\dot{x}_5 - \dot{x}_6) . \quad (5.29)$$

Dosazením zderivovaných vztahů do rovnice (5.2) dostaneme pohybové rovnice příslušných členů mechanické soustavy jehelní tyče v tomto tvaru:

$$m_1\ddot{x}_1 = -k_2(x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2}) - k_4(x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4}) + L_{21}k_{21}(x_2 - x_1) - L_{13}k_{13}(x_1 - x_3 - P) + L_{31}k_{31}(x_3 - x_1) - L_{14}k_{14}(x_1 - x_4 - R) - b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + L_{21}b_{21}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - L_{13}b_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + L_{31}b_{31}(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - L_{14}b_{14}(\dot{x}_1 - \dot{x}_4), \quad (5.30)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = k_2(x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2}) - k_3(x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3}) - L_{20}(15739 \cdot 10^8(x_2 - H)^3 + 445170(x_2 - H)) - L_{21}k_{21}(x_2 - x_1) + L_{32}k_{32}(x_3 - x_2 - N) + b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - L_{20}b_{20}\dot{x}_2 - L_{21}b_{21}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + L_{32}b_{32}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2), \quad (5.31)$$

$$m_3\ddot{x}_3 = k_3(x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3}) - L_{32}k_{32}(x_3 - x_2 - N) + L_{13}k_{13}(x_1 - x_3 - P) - L_{31}k_{31}(x_3 - x_1) - L_{35}k_{35}(x_3 - x_5) + b_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - L_{32}b_{32}(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + L_{13}b_{13}(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - L_{31}b_{31}(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) - L_{35}b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5), \quad (5.32)$$

$$m_4\ddot{x}_4 = k_4(x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4}) + L_{14}k_{14}(x_1 - x_4 - R) - L_{45}k_{45}(x_4 - x_5) + b_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) + L_{14}b_{14}(\dot{x}_1 - \dot{x}_4) - L_{45}b_{45}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5), \quad (5.33)$$

$$m_5\ddot{x}_5 = L_{35}k_{35}(x_3 - x_5) + L_{45}k_{45}(x_4 - x_5) - L_{56}k_{56}(x_5 - x_6 - U) + L_{35}b_{35}(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) + L_{45}b_{45}(\dot{x}_4 - \dot{x}_5) - L_{56}b_{56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6), \quad (5.34)$$

$$m_6\ddot{x}_6 = -k_6x_6 + L_{56}k_{56}(x_5 - x_6 - U) - b_6\dot{x}_6 + L_{56}b_{56}(\dot{x}_5 - \dot{x}_6), \quad (5.35)$$

V dynamickém modelu soustavy jsou kontakty mezi jednotlivými tělesy popsány následujícími podmínkami vycházejícími z geometrie jehelní tyče:

$$\text{If } x_2 - H \geq 0 \text{ then } L_{20} = 1; \text{ If } x_2 - H < 0 \text{ then } L_{20} = 0, \quad (5.36)$$

$$\text{If } x_2 - x_1 \geq 0 \text{ then } L_{21} = 1; \text{ If } x_2 - x_1 < 0 \text{ then } L_{21} = 0, \quad (5.37)$$

$$\text{If } x_3 - x_2 - N \geq 0 \text{ then } L_{32} = 1; \text{ If } x_3 - x_2 - N < 0 \text{ then } L_{32} = 0, \quad (5.38)$$

$$\text{If } x_1 - x_3 - P \geq 0 \text{ then } L_{13} = 1; \text{ If } x_1 - x_3 - P < 0 \text{ then } L_{13} = 0, \quad (5.39)$$

$$\text{If } x_3 - x_1 \geq 0 \text{ then } L_{31} = 1; \text{ If } x_3 - x_1 < 0 \text{ then } L_{31} = 0, \quad (5.40)$$

$$\text{If } x_3 - x_1 + M \geq 0 \text{ then } L_{35} = 1; \text{ If } x_3 - x_1 + M < 0 \text{ then } L_{35} = 0, \quad (5.41)$$

$$\text{If } x_1 - x_4 - R \geq 0 \text{ then } L_{14} = 1; \text{ If } x_1 - x_4 - R < 0 \text{ then } L_{14} = 0, \quad (5.42)$$

$$\text{If } x_4 - x_5 \geq 0 \text{ then } L_{45} = 1; \text{ If } x_4 - x_5 < 0 \text{ then } L_{45} = 0, \quad (5.43)$$

$$\text{If } x_5 - x_6 - U \geq 0 \text{ then } L_{56} = 1; \text{ If } x_5 - x_6 - U < 0 \text{ then } L_{56} = 0, \quad (5.44)$$

$$\begin{aligned} \text{If } x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2} \geq 0 \text{ then } L_2 &= 1; \\ \text{If } x_1 - x_2 + l_{20} - l_{p2} < 0 \text{ then } L_2 &= 0, \end{aligned} \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} \text{If } x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3} \geq 0 \text{ then } L_3 &= 1; \\ \text{If } x_2 - x_3 + l_{30} - l_{p3} < 0 \text{ then } L_3 &= 0, \end{aligned} \quad (5.46)$$

$$\begin{aligned} \text{If } x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4} \geq 0 \text{ then } L_4 &= 1; \\ \text{If } x_1 - x_4 + l_{40} - l_{p4} < 0 \text{ then } L_4 &= 0, \end{aligned} \quad (5.47)$$

$$\text{If } x_6 \geq 0 \text{ then } L_6 = 1; \text{ If } x_6 < 0 \text{ then } L_6 = 0. \quad (5.48)$$

Je-li podmínka L_i rovna 1, pak jsou příslušná tělesa v kontaktu a působí na sebe silami vyvozenými pružnou deformací těles. Číslice v dolním indexu podmínek i odpovídají číslům těles, mezi nimiž dochází ke kontaktu. Podmínky L_2 , L_3 , L_4 a L_6 rozhodují, zda jsou příslušné pružiny ve stlačeném nebo volném stavu. Je-li podmínka L_i rovna 0, pak nedochází ke kontaktu.

Soustavu diferenciálních rovnic (5.30) až (5.35) popisující dynamický model soustavy lze s výhodou zapsat v maticovém tvaru:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{K}((\mathbf{N}\mathbf{x} + \mathbf{h}) * \mathbf{l}) + \mathbf{B}((\mathbf{N}\dot{\mathbf{x}}) * \mathbf{l}), \quad (5.49)$$

kde $\mathbf{M}$ je matice hmotnosti, $\mathbf{K}$ je matice tuhosti, $\mathbf{B}$ je matice tlumení, $\mathbf{x}$ je vektor posunutí, $\mathbf{N}$ je matice přiřazující posuvům a rychlostem jednotlivých těles v pohybových rovnicích kladné nebo záporné znaménko, $\mathbf{h}$ je vektor popisující konstantní hodnoty vůlí a stlačení pružin v rovnovážné poloze a $\mathbf{l}$ je vektor popisující podmínky kontaktů. Symbol $*$ značí násobení vektorů po prvcích.

Z rovnice (5.49) lze vyjádřit zrychlení jednotlivých členů

$$\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{K}((\mathbf{N}\mathbf{x} + \mathbf{h}) * \mathbf{l}) + \mathbf{B}(\mathbf{N}\dot{\mathbf{x}}) * \mathbf{l}) . \quad (5.50)$$

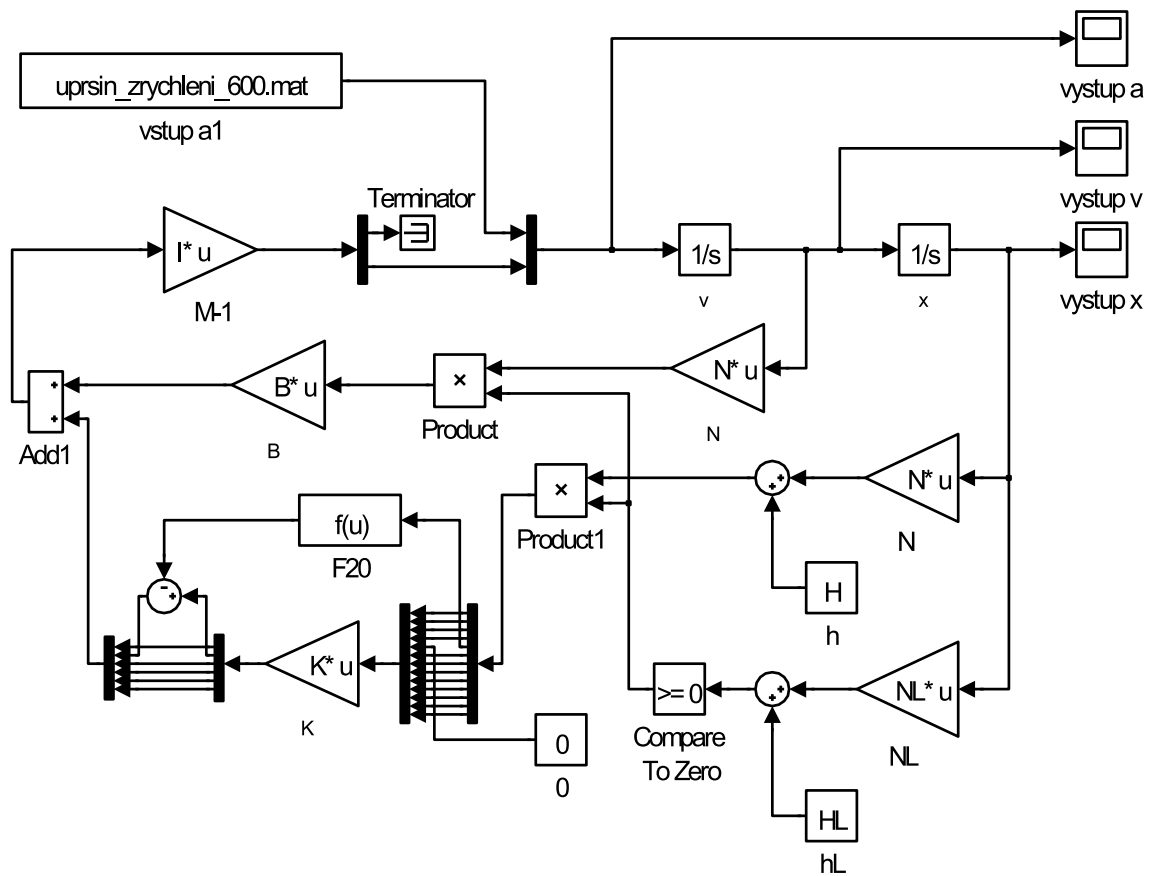
Podmínky kontaktů mezi jednotlivými tělesy lze v maticovém tvaru zapsat takto:

$$\text{If } \mathbf{N}_L \mathbf{x} + \mathbf{h}_L \geq \mathbf{0} \text{ then } \mathbf{l} = \mathbf{1}; \text{ If } \mathbf{N}_L \mathbf{x} + \mathbf{h}_L < \mathbf{0} \text{ then } \mathbf{l} = \mathbf{0} , \quad (5.51)$$

kde matice $\mathbf{N}_L$ přiřazuje posuvům jednotlivých těles v rovnici (5.51) kladné nebo záporné znaménko a $\mathbf{h}_L$ je vektor popisující geometrické rozměry soustavy, které vstupují do podmínek kontaktů. Tvary sestavených matic jsou uvedeny v příloze č. 4.

Soustava diferenciálních rovnic popisujících dynamický model soustavy je řešena numericky v prostředí pro tvorbu a simulaci dynamických systémů Matlab/Simulink. Výpočet vstupních hodnot do dynamického modelu je proveden prostřednictvím souboru m-file v prostředí Matlab, kde je také později prováděno vyhodnocování získaných dat. V prostředí Simulink jsou vytvářeny modely dynamických soustav ve formě blokových schémat, a dále jsou zde prováděny simulace dynamických modelů [31].

Struktura vytvořeného m-file se vstupními hodnotami dynamického modelu mechanické soustavy jehelní tyče je uvedena v příloze č. 5. Blokové schéma dynamického modelu soustavy vychází z rovnic (5.50) a (5.51). Jak je patrné z obrázku 5.2, nelineární člen popisující potenciální sílu tlumicí podložky F_{20} je v dynamickém modelu řešen mimo matici $\mathbf{K}$.



Obr. 5.2: Blokové schéma dynamického modelu v Matlab/Simulink

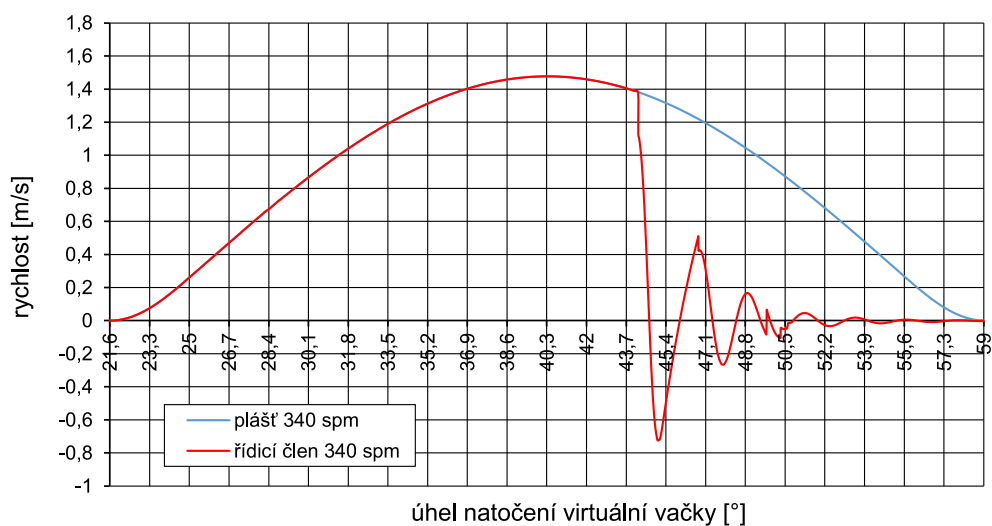
6. Analýza mechanické soustavy jehelní tyče

Pro simulaci chování mechanické soustavy jehelní tyče byly do dynamického modelu zavedeny počáteční a okrajové podmínky.

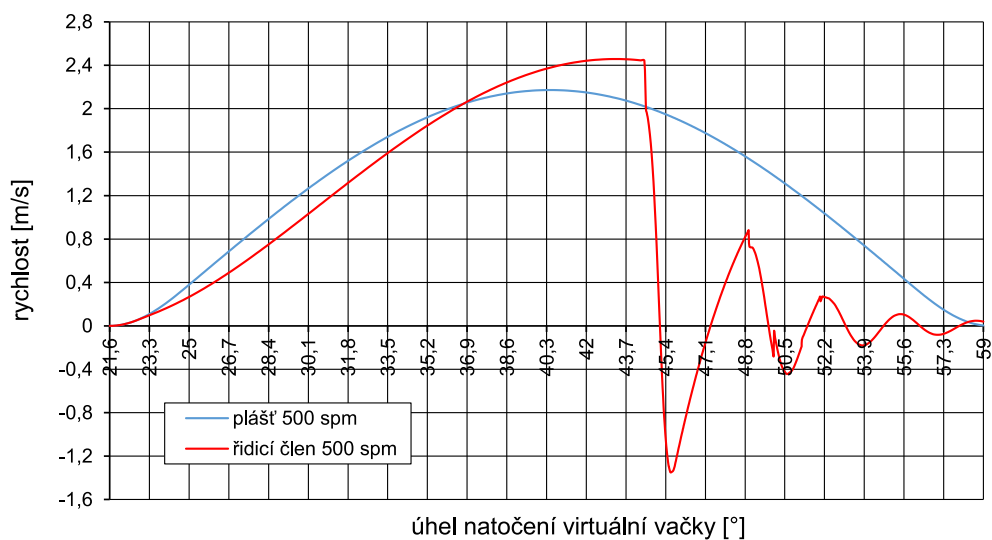
Posuvy a rychlosti všech členů soustavy jsou na začátku zdvihové závislosti mechanismu jehelních tyčí nulové. Dostatečně dlouhé klidové intervaly zdvihové závislosti umožňují, aby při nich došlo k ustálení soustavy. Počáteční podmínky $x(0) = 0$, $\dot{x}(0) = 0$ byly zadány do integračních bloků v prostředí Simulink.

Na reálné soustavě jsou okrajové podmínky reprezentovány uchycením pláště jehelní tyče k hnací části. V dynamickém modelu je soustava buzena zadaným zrychlením na členu 1 (viz obrázek 5.1). Výpočty se v prostředí Matlab/Simulink provádějí numericky. Z těchto důvodů se při sestavování modelu používají spíše bloky pro integraci, které ze zadaného průběhu zrychlení spočítají průběhy rychlosti a polohy. Jako budicí funkce byla zvolena zdvihová závislost s upraveným sinusovým zrychlením, respektive její druhá derivace, jejíž tvar je uveden na obrázku 4.5.

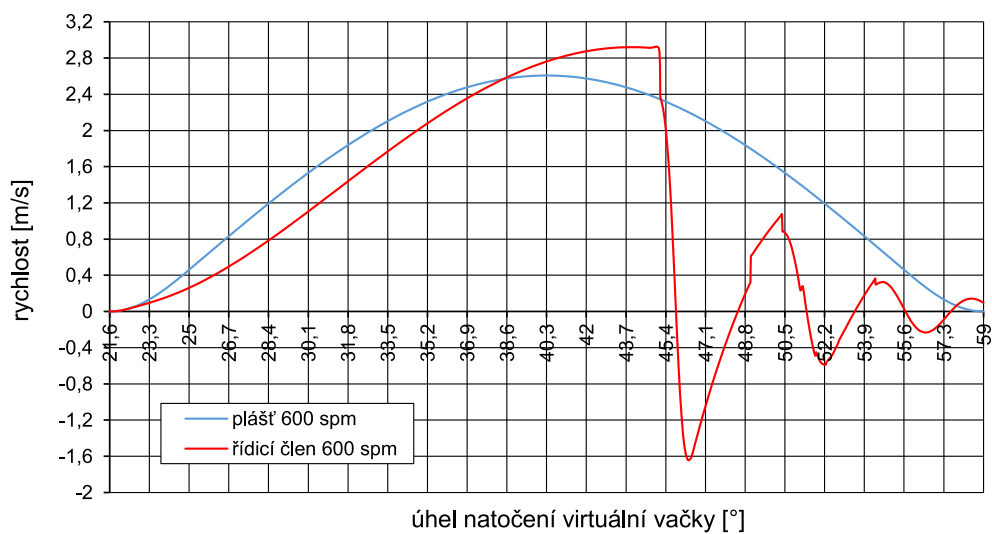
Z analýzy současného stavu mechanické soustavy jehelní tyče, jejíž výsledky prezentují obrázky 6.1 – 6.3, bylo zjištěno, že při vyšších rychlostech dochází v důsledku setrvačných sil ke zpoždění řídicího členu zajišťujícího uvolnění jehly (viz kapitola 2.6.). To způsobuje nedostatečná tuhost pružiny, která vymezuje polohu řídicího členu uvnitř jehelní tyče. Kvůli zpoždění řídicího členu vůči pohybujícímu se plášti jehelní tyče dochází ke stlačování této pružiny. Ta následně svým silovým působením řídicí člen urychlí. To má za následek zvýšení dopadové rychlosti řídicího členu. Tento jev je dobře patrný na obrázcích 6.2 a 6.3. Rychlost řídicího členu, reprezentovaná modrou křivkou, je vůči rychlosti pláště, reprezentované červenou křivkou, zpožděna až do úhlu natočení virtuální vačky $36,9^\circ$ pro režim 500 spm a $38,6^\circ$ pro režim 600 spm. Působením pružiny se poté rychlost řídicího členu nadále zvyšuje, i přesto že rychlost pláště dosáhne svého maxima a začne klesat. Okolo 45° natočení virtuální vačky dochází k nárazu řídicího členu o definovaný doraz, což se projeví zakmitáním řídicího členu a jeho postupným ustálením. Do režimu 340 spm jsou ještě rychlosti pláště a řídicího členu jehelní tyče až do okamžiku nárazu stejné, jak dokazuje obrázek 6.1. Zpoždění řídicího členu se projevuje při režimech nad 340 spm. Při režimu 600 spm dosahuje dopadová rychlost řídicího členu 2,9 m/s.



Obr. 6.1: Analýza mechanické soustavy jehelní tyče, 340 spm

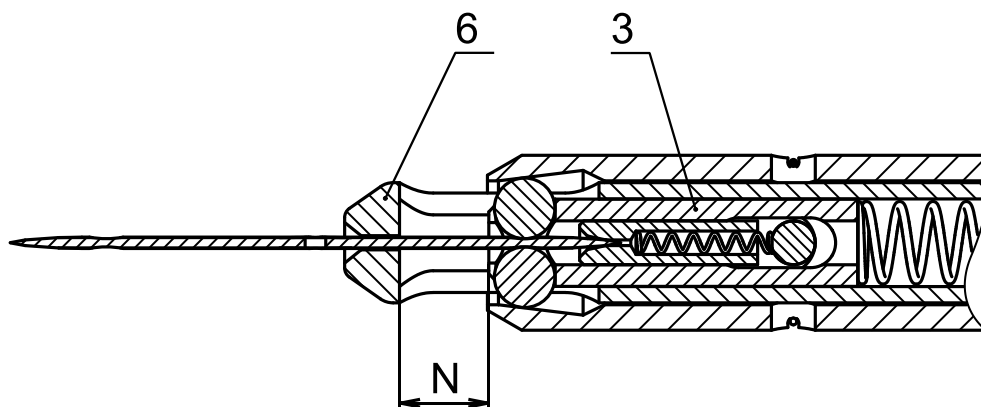


Obr. 6.2: Analýza mechanické soustavy jehelní tyče, 500 spm



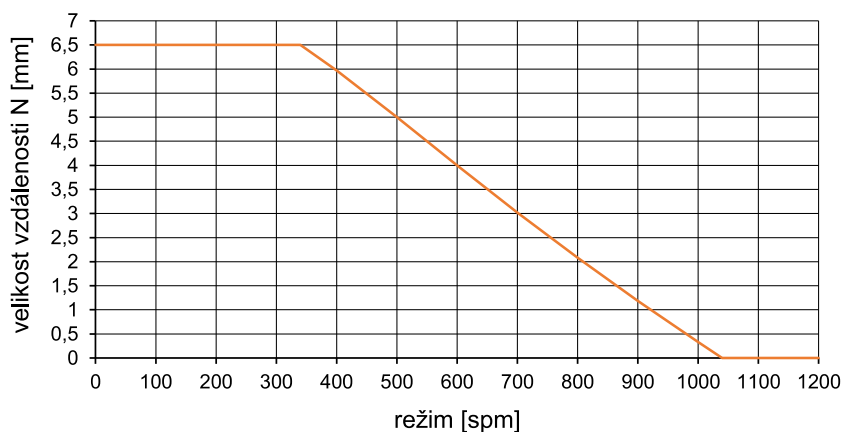
Obr. 6.3: Analýza mechanické soustavy jehelní tyče, 600 spm

Stávající konstrukce jehelní tyče je navržena tak, aby zaručila bezpečné předání jehly i v případě, že dojde k nežádoucímu zakmitání řídicího členu. To zajišťuje vzdálenost N mezi kontaktními plochami řídicího válečku 6 a klece s kuličkami 3 (viz obrázek 6.2). Kuličky začnou uvolňovat jehlu až ve chvíli, kdy dojde k vymezení této vzdálenosti. K tomu má správně dojít až při zastavení řídicího členu o definovaný doraz (viz kapitola 2.6.).



Obr. 6.2: Vzdálenost mezi kontaktními plochami řídicího válečku a klece s kuličkami

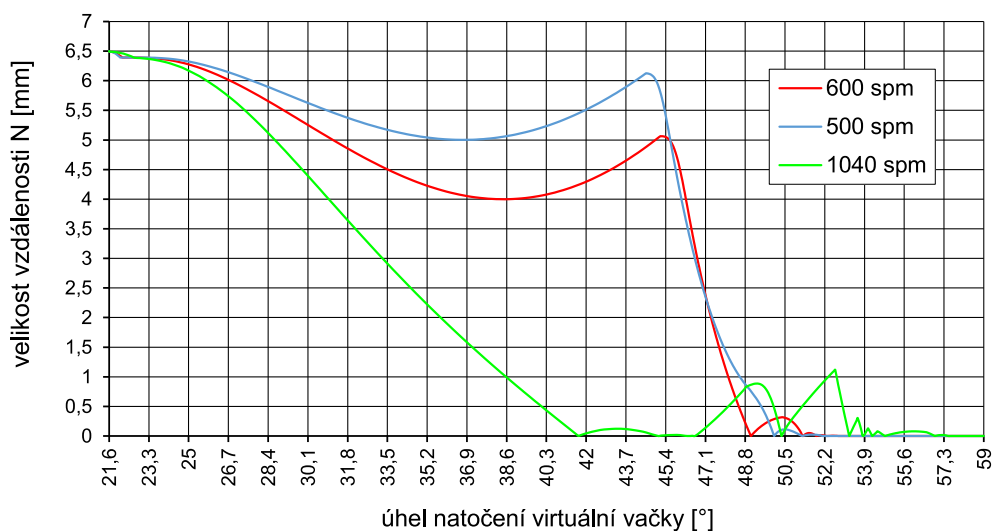
Kdyby zpoždění řídicího členu dosáhlo takové hodnoty, při níž by se vzdálenost N zcela vymezila ještě před zastavením řídicího členu, pak by hrozilo předčasné uvolnění jehly. Z citlivostní analýzy bylo ovšem zjištěno, že pro stávající režim 500 spm ani pro uvažovaný režim 600 spm toto nehrozí. To dokazuje obrázek 6.3 popisující vliv pracovního režimu na minimální velikost vzdálenosti N , která vznikne před řízeným nárazem zastavením řídicího členu. K předčasnému vymezení vzdálenosti N by podle analýzy došlo až při režimu 1040 spm.



Obr. 6.3: Citlivostní analýza vlivu provozního režimu na velikosti vzdálenosti N

Průběh změny vzdálenosti N během celého zdvihu pro vybrané režimy popisuje obrázek 6.4. U režimu 500 spm, jenž je reprezentován modrou křivkou, dojde k nárazu řídicího členu na $44,5^\circ$ natočení virtuální vačky. Od tohoto okamžiku vzdálenost N prudce klesá až do úplného vymezení, kdy se řídicí člen zastaví. Před tímto okamžikem však dochází k již zmíněnému zpoždění řídicího členu vůči plášti jehelní tyče. To se projevuje zmenšením vzdálenosti N , které dosahuje na $36,9^\circ$ natočení virtuální vačky minimální hodnoty 5 mm. Při režimu 600 spm dosáhne vzdálenost N minimální hodnoty 4 mm. K předčasnému vymezení vzdálenosti N dochází až od režimu 1040 spm, zde konkrétně na $41,5^\circ$ natočení virtuální vačky. Velikost vzdálenosti N je tedy podstatně předimenzována.

Další analýzy byly provedeny v návaznosti na navržené modifikace mechanické soustavy jehelní tyče popsané v následujících kapitolách.



Obr. 6.4: Průběh změny velikosti vzdálenosti N

7. Návrh modifikací mechanické soustavy jehelní tyče

Systém s plovoucí jehlou umožňuje dekorativnímu šicímu stroji DECO 2000 vytvářet ozdobný steh s dokonalou konzistencí. Kvalitu stehu jakou dokáže tento jedinečný systém zajistit na většině běžných tkanin, ostatní šicí stroje využívající jinou technologii nesplňují. Dvojice mechanických soustav jehelních tyčí, které zajišťují předání plovoucí jehly, jsou tedy důležitou součástí systému. Aby si stroj DECO 2000 zachoval své vlastnosti podmíněné bezporuchovým chodem stroje až do maximálního požadovaného režimu 600 spm, tak je třeba mechanickou soustavu jehelní tyče modifikovat. Modifikace mají vést především k potlačení vibrací soustavy způsobených rázovou silou při dopadu řídicího členu jehelní tyče o doraz v okamžiku uvolňování jehly a též ke snížení hluku, který vzniká v důsledku tohoto nárazu.

7.1. Snížení dopadové rychlosti řídicího členu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.6, k řízenému uvolnění jehly dochází v důsledku nárazu řídicího členu jehelní tyče na definovaný doraz. Kinetická energie řídicího členu při tomto nárazu je určena vztahem

$$E_{K2} = \frac{1}{2} m_2 v_2^2, \quad (7.1)$$

kde m_2 je hmotnost všech částí řídicího členu a v_2 je dopadová rychlost řídicího členu. Ze vztahu (7.1) je patrné, že snížení kinetické energie lze dosáhnout snížením hmotnosti, ale efektivnější způsob je redukovat dopadovou rychlost, která se ve vztahu objevuje v kvadrátu.

7.1.1. Optimalizace tuhosti pružiny

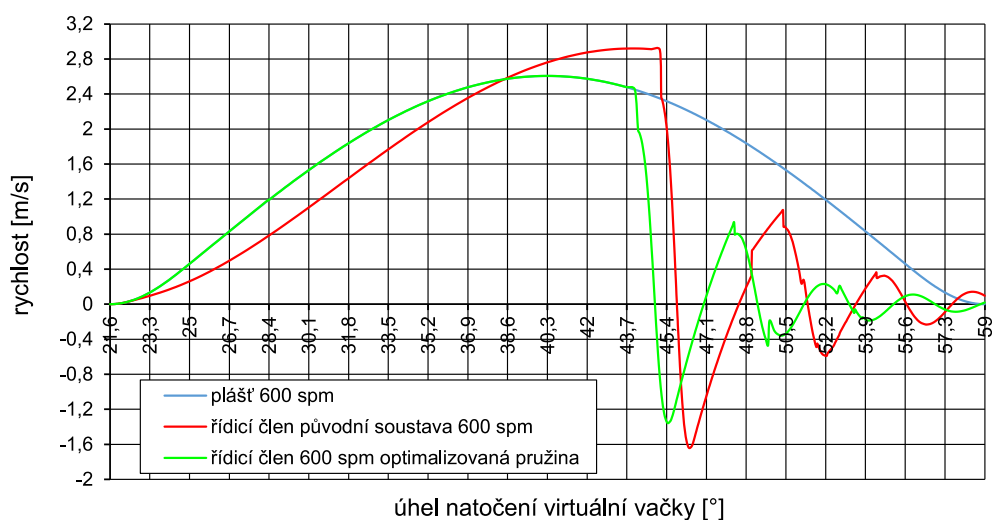
Jak bylo zjištěno z analýzy mechanické soustavy jehelní tyče, zpoždění řídicího členu vůči plášti, ke kterému dochází při vyšších rychlostech, způsobuje zvýšení dopadové rychlosti řídicího členu na definovaný doraz.

Správné vymezení polohy řídicího členu v jehelní tyči ovlivňuje především síla pružiny 13 (obr. 2.29). Zvýšením tuhosti této pružiny lze potlačit účinky setrvačných sil

a tím redukovat rozdíl rychlostí pláště a řídicího členu. Síla vyvozená předepnutím pružiny nesmí být naopak příliš vysoká, neboť by servomotor, který pohání mechanismus jehelních tyčí, musel v oblasti předání jehly vyvozovat vyšší krouticí či klidový moment.

Pomocí dynamického modelu byla nalezena hodnota tuhosti pružiny, při níž je zajištěna stejná rychlost řídicího členu i pláště jehelní tyče do okamžiku nárazu řídicího členu na doraz a to až do režimu 500 spm a dále pak do režimu 600 spm při použití modifikované sinusové zdvihové závislosti. Provedená citlivostní analýza stanovila potřebnou tuhost pružiny $k_2 = 1240$ N/m pro režim 500 spm a $k_2 = 1510$ N/m pro režim 600 spm.

Simulovaný průběh rychlostí vybraných částí jehelní tyče pro režim 600 spm zobrazuje obrázek 7.1. Modrá křivka reprezentuje rychlost pláště, červená křivka rychlost řídicího členu na původní soustavě a rychlost řídicího členu soustavy s optimalizovanou tuhostí pružiny popisuje křivka zelená. Díky optimalizaci došlo k výraznému snížení dopadové rychlosti o 0,42 m/s při režimu 500 spm a 0,45 m/s při režimu 600 spm. Hodnoty dopadových rychlostí a kinetických energií pro původní soustavu a soustavu s optimalizovanou pružinou jsou shrnuty v tabulce 7.1.



Obr. 7.1: Optimalizace tuhosti pružiny, 600 spm

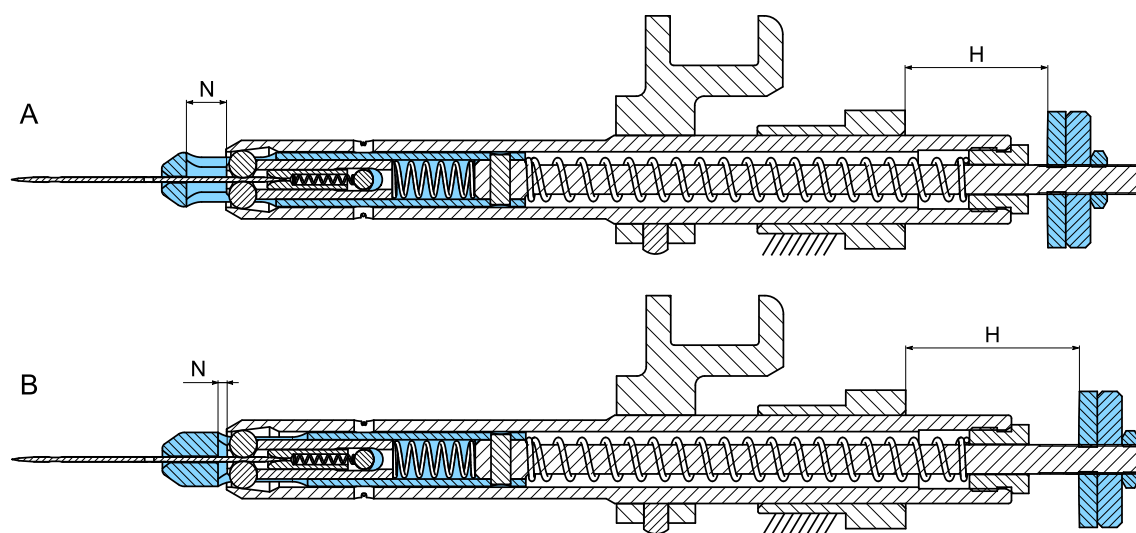
Tab. 7.1: Vliv optimalizace pružiny na dopadovou rychlost a kinetickou energii při nárazu

	Dopadová rychlost [m/s]		Kinetická energie [J]	
Režim [spm]	500	600	500	600
Původní soustava	2,45	2,90	0,12	0,17
Optimalizovaná soustava	2,03	2,45	0,08	0,12

Pro vyšší pracovní režimy nebo při použití jiné zdvihové závislosti je nutné opět nalézt optimální hodnotu tuhosti.

7.1.2. Přesunutí místa nárazu

Dopadovou rychlost je dále možné snížit přesunutím místa nárazu řídicího členu do oblasti, kde dosahuje jehelní tyč nižší rychlosti. Toho lze docílit zmenšením celkové vzdálenosti N mezi kontaktními plochami řídicího válečku a klece s kuličkami (viz obr. 7.2). Tato vzdálenost, představující časovou prodlevu mezi nárazem řídicího členu a uvolněním jehly, nabízí příležitost, jak oddálit okamžik nárazu zkrácením nebo dokonce úplným odstraněním této časové prodlevy. Zmenšení celkové vzdálenosti N umožní zvětšit počáteční vzdálenost mezi pryžovou tlumicí podložkou a dorazem, přičemž hodnota zvětšení vzdálenosti mezi podložkou a dorazem je rovna hodnotě zmenšení vzdálenosti N . Velikost počáteční vzdálenosti mezi tlumicí podložkou a dorazem popisuje, na obrázku 7.2, míra H . Polohu pryžové podložky na jehelní tyči je možné jednoduše přenastavit pomocí opěrného válečku 10, který se otáčí na závitě tyče 7 (viz obrázek 2.29).



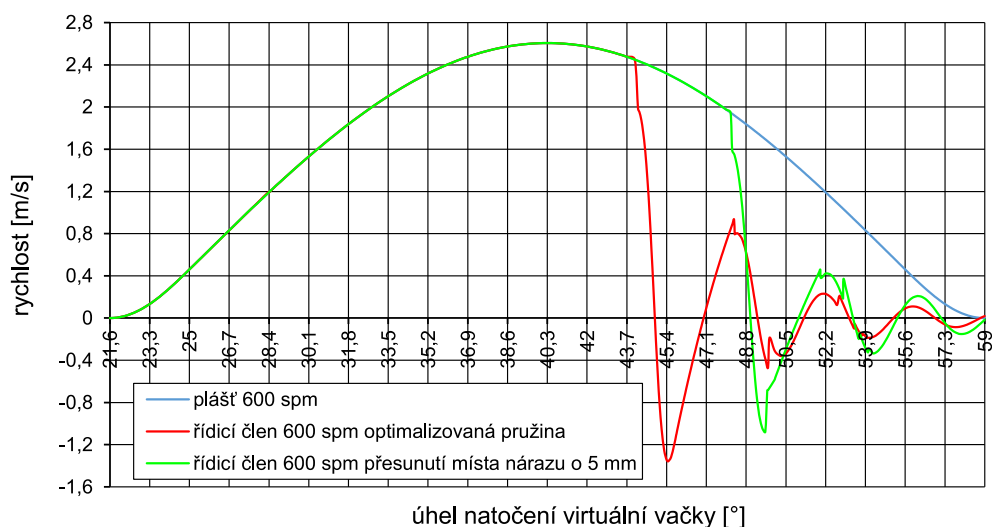
Obr. 7.2: Přesunutí místa nárazu, A) původní jehelní tyč, B) upravená jehelní tyč

Zmenšení celkové vzdálenosti N je možné provést úpravou řídicího válečku. Způsob této úpravy je patrný z obrázku 7.2, zobrazující vybrané části mechanické soustavy jehelní tyče v pozici odpovídající rovnovážnému stavu. Obrázek 7.2 – A odpovídá původnímu stavu, obrázek 7.2 – B zobrazuje upravenou mechanickou

soustavu jehelní tyče s přesunutým místem nárazu. Řídící váleček si i po úpravě musí zachovat svou celkovou délku, aby se nezkrátilo vedení jehly. V důsledku toho, při zmenšování celkové vzdálenosti N , mírně roste hmotnost řídícího válečku.

Vliv přesouvání místa nárazu na dopadovou rychlost řídícího členu byl sledován v dynamickém modelu, kde byla postupně zvětšována vzdálenost H až do hodnoty 5 mm. Zmenšení celkové vzdálenosti N o 5 mm, které bylo provedeno současně, odpovídá úplnému vymezení této vzdálenosti u soustavy bez jehly. Celková hodnota vzdálenosti N pro soustavu držící jehlu v klidovém stavu je 6,5 mm. Tato hodnota odpovídá správně seřízené mechanické soustavě jehelní tyče. Abychom popsali skutečný vliv této úpravy na snížení dopadové rychlosti, počítáme v dynamickém modelu s optimalizovanou tuhostí pružiny (viz kapitola 8.1.1.), která zamezí zpoždění řídícího členu.

Na obrázku 7.3 jsou porovnány simulované průběhy rychlostí řídícího členu původní soustavy, soustavy s optimalizovanou tuhostí pružiny a soustavy s přesunutým místem nárazu o 5 mm. Díky této úpravě se náraz řídícího členu přemístí do oblasti s výrazně nižší hodnotou dopadové rychlosti, jejíž snížení činí 0,5 m/s.

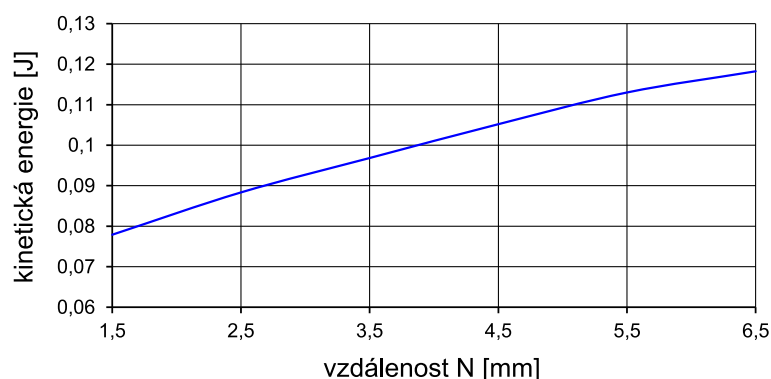


Obr. 7.3: Přesunutí místa nárazu, 600 spm

Hodnoty dopadových rychlostí a kinetické energie řídícího členu při nárazu v závislosti na velikosti vzdálenosti N pro režim 600 spm prezentuje tabulka 7.2. Vliv přesouvání místa nárazu na kinetickou energii řídícího členu při nárazu zobrazuje obrázek 7.4. Zmenšováním vzdálenosti N , respektive zvětšováním vzdálenosti H se snižuje maximální kinetická energie řídícího členu při nárazu.

Tab. 7.2: Vliv přesouvání místa nárazu na dopadovou rychlost a kinetickou energii řídicího členu při nárazu

Vzdálenost N [mm]	Hmotnost řídicího členu [g]	Dopadová rychlost [m/s]	Kinetická energie [J]
6,5	39,4	2,45	0,12
5,5	39,7	2,39	0,11
4,5	40,1	2,29	0,11
3,5	40,4	2,19	0,10
2,5	40,8	2,08	0,09
1,5	41,1	1,95	0,08



Obr. 7.4: Vliv přesouvání místa nárazu na kinetickou energii řídicího členu při nárazu

Pokud by byla mechanická soustava jehelní tyče provozována v původním stavu bez optimalizované pružiny, pak bychom si mohli při uvažování maximálního provozního režimu 600 spm dovolit bezpečně zmenšit celkovou vzdálenost N maximálně o 2,5 mm, viz výsledky z citlivostní analýzy zobrazené na obrázku 6.3.

7.2. Snížení brzdné síly řídicího členu

Přesto, že je náraz řídicího členu o definovaný doraz tlumen pryžovou podložkou, je tento děj doprovázen nadměrným hlukem. To vypovídá o tom, že stávající pryžová podložka netlumí náraz dostatečně, a proto se naskytuje otázka, jak podložku optimalizovat.

Řídicí člen je při tomto ději zastavován silou, kterou lze vyjádřit z druhého Newtonova pohybového zákona jako časovou změnu hybnosti

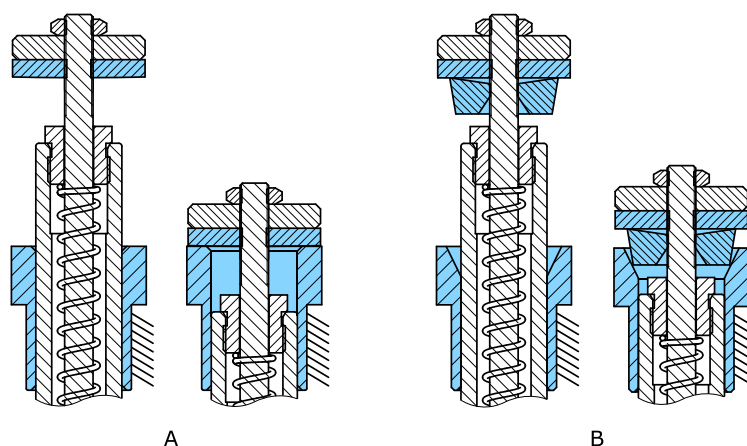
$$F_2 = \frac{dp_2}{dt} = m_2 \frac{dv_2}{dt}, \quad (7.2)$$

kde p_2 značí hybnost řídicího členu, t čas, m_2 hmotnost řídicího členu a v_2 rychlost řídicího členu.

V našem případě uvažujeme změnu hybnosti od okamžiku nárazu řídicího členu až do jeho zastavení. Abychom zmírnili náraz řídicího členu, je třeba snížit brzdou sílu (7.2). Snižování dopadové rychlosti byla věnována pozornost v předchozích kapitolách. Dále se nabízí možnost rozložit děj, při němž se stlačuje tlumicí podložka do delšího časového úseku tak, aby docházelo k postupnému zastavení řídicího členu. Čím delší čas se bude tlumicí podložka stlačovat při stejné změně hybnosti, tím menší brzdná síla bude působit na řídicí člen.

Vliv na deformaci podložky má její tuhost. Podložka musí být poddajná, aby tlumila náraz, ale zároveň dostatečně tuhá, aby zajistila správnou polohu jehelní tyče při předání jehly.

Jednou z možností je použít tvarově stejnou podložku s menší tuhostí (obr. 7.5 – A). Stlačení takovéto podložky ale nebude o moc větší než stlačení původní podložky. Čas, při kterém probíhá stlačování podložky, se tedy také příliš neprodlouží.



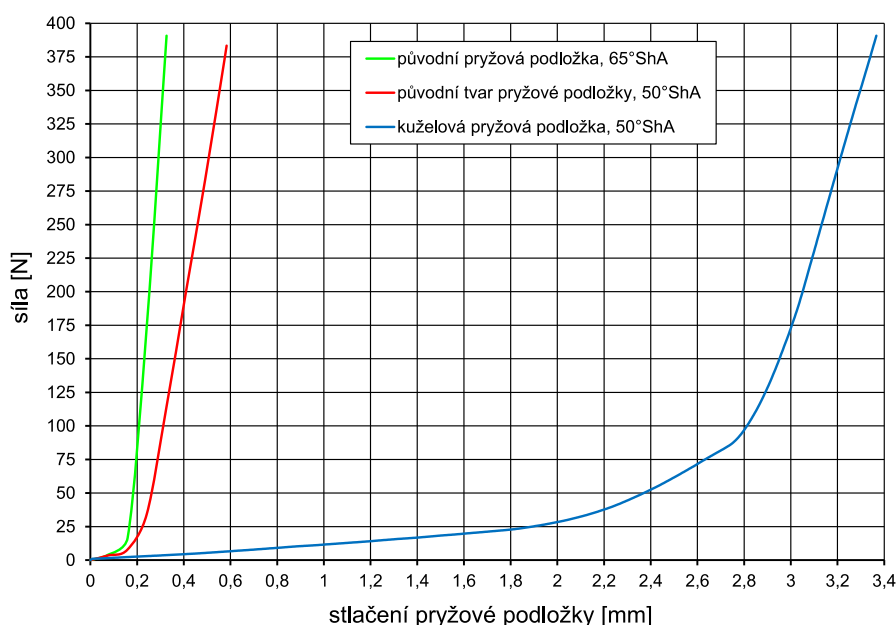
Obr. 7.5: Návrh nové pryžové tlumicí podložky, A) původní tvar podložky, B) kuželová podložka

Snaha rozložit děj, při němž dochází ke stlačování tlumicí podložky, do delšího časového úseku vedla až k návrhu kuželové tlumicí podložky s menší tuhostí, která při nárazu dosedá do kuželové dutiny opěrného dorazu (obr. 7.5 – B). Tvar kuželové podložky je navržen tak, aby podložka při své pružné deformaci postupně vyplňovala kuželovou dutinu opěrného dorazu. Tím dochází ke změně rychlosti řídicího členu na podstatně delší dráze respektive v delším čase. Aby byla splněna požadovaná poloha předání jehly, je za poddajnou kuželovou podložku zařazena ještě původní tuhá podložka, která slouží jako koncový doraz.

Jak je patrné z obrázku obr. 7.5 – B, kuželová podložka má větší úhel nežli kuželová dutina opěrného dorazu. Během pohybu jehelní tyče do úvratí předání jehly se dotkne dolní vnější okraj kuželové podložky vnitřní kuželové plochy opěrného dorazu. Během dalšího pohybu jehelní tyče probíhá stlačování podložky, která je vtlačována do kuželové dutiny opěrného dorazu. Otvor kuželové podložky, do kterého je zasunutá část řídicího členu, má na své spodní části vytvořeno kuželové sražení. Tvarem tohoto sražení lze optimalizovat strmost nárůstu brzdné síly kuželové podložky při jejím opření o doraz.

Tvrdost původní pryžové podložky je 65°ShA. Kuželová tlumicí podložka byla vyrobena z pryže o tvrdosti 50°ShA.

Experimentálním měřením byly zjištěny průběhy stlačení navržených pryžových tlumicích podložek v závislosti na působící síle pro reálné provedení upravené jehelní tyče. Tyto průběhy byly porovnány s průběhem původní pryžové podložky. Výsledky jsou uvedeny na obrázku 7.6.

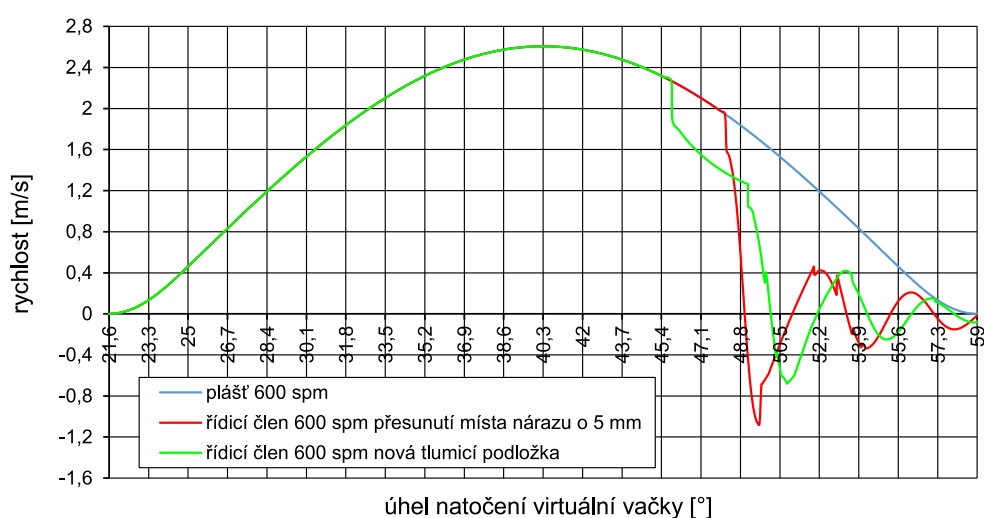


Obr. 7.6: Průběhy stlačení pryžových tlumicích podložek v závislosti na působící síle

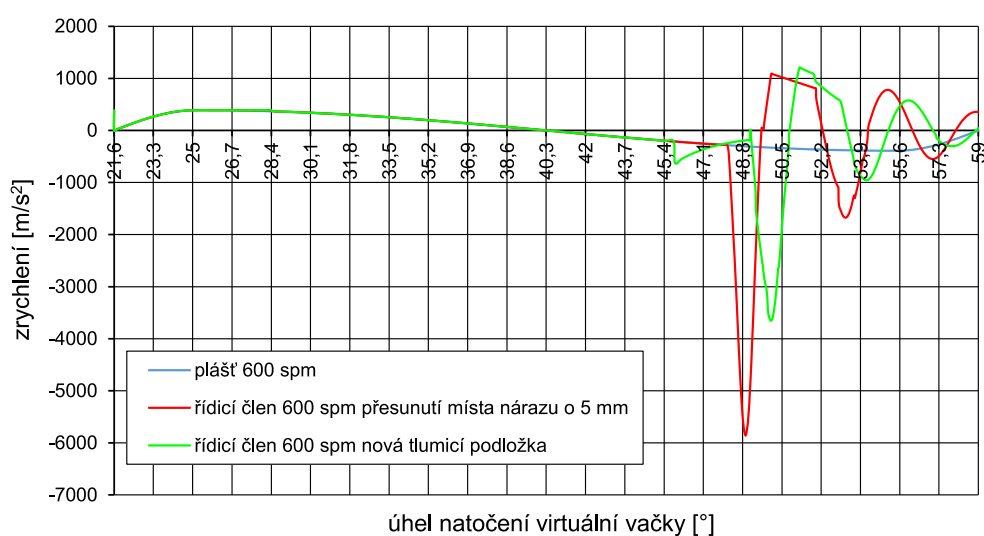
Z průběhu stlačení kuželové tlumicí podložky, jenž prezentuje modrá křivka, je patrný pozvolný nárůst deformační síly. U původní podložky, prezentované zelenou křivkou, a méně tuhé ploché podložky, prezentované křivkou červenou, je nárůst deformační síly velice strmý. Průběh stlačování kuželové podložky byl popsán polynomem 5. stupně (7.3), který byl vložen do dynamického modelu.

$$F_{20K} = 93054 \cdot 10^{11} x_{20K}^5 - 55360 \cdot 10^9 x_{20K}^4 + 11962 \cdot 10^7 x_{20K}^3 - 10771 \cdot 10^4 x_{20K}^2 + 46669 x_{20K} - 2221 \quad (7.3)$$

Výsledky z analýzy ukazují obrázky 7.7 a 7.8. Průběh rychlosti řídicího členu s použitím kuželové tlumicí podložky, prezentován zelenou křivkou, dokazuje, že ke snižování rychlosti řídicího členu dochází na delším úseku. Změna hybnosti je zde větší, neboť stlačování kuželové podložky začíná již na 46° natočení virtuální vačky při větší rychlosti řídicího členu. Zrychlení řídicího členu ale nabývá v důsledku prodloužení času stlačování podložky nižších hodnot (viz obrázek 7.8).



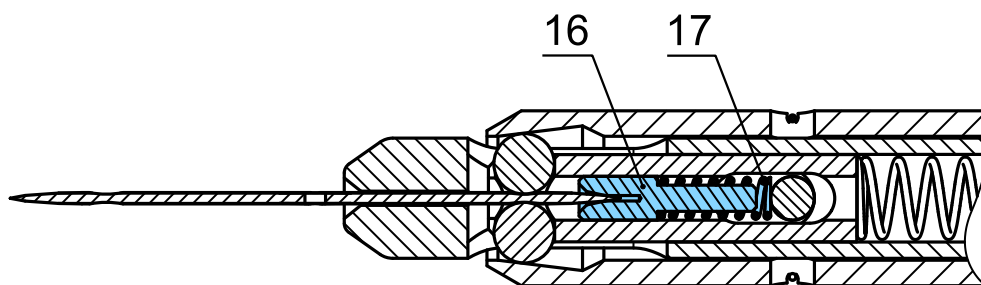
Obr. 7.7: Nová tlumicí podložka, 600 spm, rychlost



Obr. 7.8: Nová tlumicí podložka, 600 spm, zrychlení

7.3. Konstrukční úprava jehelního válečku - náhrada pružiny

U stávajícího šicího stroje dochází k častému praskání malých pružin 17 (obr. 2.29). Tyto pružiny pomáhají jehelním válečkům držet jehlu v místě předání, kde jsou obě kleštiny uvolněny (viz kapitola 2.6). Tyto pružiny jsou příliš slabé, proto byla provedena konstrukční úprava jehelního válečku 16 tak, aby bylo možné použít větší pružiny se silnějším průřezem drátu. Nová pružina je umístěná vně jehelního válečku (viz obr. 7.9). Aby byla úprava provedena za minimální náklady, byla vybrána katalogová pružina, která vyhovovala zástavbovému prostoru s tuhostí 3,94 N/mm. Detailní pohled na původní řešení zobrazuje obrázek 6.2.



Obr. 7.9: Upravený jehelní váleček s novou pružinou

8. Experimentální ověření mechanismu jehelních tyčí

8.1. Měření hluku v blízkosti mechanismu jehelních tyčí

Vybrané úpravy mechanické soustavy jehelní tyče byly ověřeny pomocí experimentálního měření hluku. To bylo s výhodou prováděno na sestrojeném funkčním modelu nového mechanismu jehelních tyčí, na kterém se neprojevuje hluk od ostatních mechanismů šicího stroje, neboť předmětem zkoumání byl pouze hluk vyvozený mechanismem jehelních tyčí. Měření bylo provedeno bez nároku na získání normovaných hodnot akustických veličin. Cílem bylo porovnat rozdíly celkových hladin akustického tlaku mezi původním řešením mechanické soustavy jehelní tyče a jejími úpravami.

8.1.1. Měřicí technika

Pro měření akustického tlaku byla použita měřicí aparatura firmy Brüel & Kjaer, která se skládala z přenosného dvoukanálového analyzátoru typu č. 2144, kondenzátorového mikrofonu typu č. 4165 vhodného pro měření akustických veličin a akustického kalibrátoru typu č. 4230.

8.1.2. Postup měření

Měřicí aparatura byla nastavena na měření akustického tlaku a justována pomocí kalibrační soupravy. Mikrofon byl umístěn v blízkosti mechanismu jehelních tyčí přibližně 6 cm vodorovně od dolního kluzného pouzdra horní jehelní tyče. Bylo provedeno několik měření, mezi nimiž byly na mechanismu postupně zaměňovány nebo přidávány jednotlivé úpravy mechanické soustavy jehelní tyče. Měření byla vždy prováděna pro režimy 500 a 600 spm.

8.1.3. Výsledky měření

Naměřené celkové hladiny akustického tlaku odpovídající vybraným úpravám mechanické soustavy jehelní tyče byly porovnány s celkovými hladinami akustického tlaku naměřenými na funkčním modelu s původními mechanickými soustavami jehelní

tyče bez úprav. Výsledky měření jsou shrnuty v tabulce 8.1, kde hodnoty označené písmeny A/L vyjadřují celkové hladiny dané součtem energií na jednotlivých frekvencích a hodnoty označené písmenem W vyjadřují celkové hladiny vážené filtrem A. Filtre A vhodný pro analýzu hluku ve slyšitelných frekvencích přizpůsobuje frekvenční charakteristiku měřeného signálu charakteristice lidského ucha. V tabulce jsou též uvedeny hodnoty celkových hladin akustického tlaku naměřené na funkčním modelu, kde byl vyřazen řídicí člen z provozu, takže nedocházelo k buzení vibrací nárazem řídicího členu o definovaný doraz.

Tab. 8.1: Porovnání celkových hladin akustických tlaků

Pracovní režim	500 spm		600 spm	
Celkové hladiny akustického tlaku (dB)	A/L	W	A/L	W
původní řešení bez úprav	98,8	98,47	101,62	101,32
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček	93,62	94,1	96,68	96,8
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček, tvarově stejná méně tuhá tlumicí podložka	93,23	93,89	95,77	96,42
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček, kuželová tlumicí podložka	89,67	88,87	93,91	92,9
chod bez funkce řídicího členu	78,06	77,91	81,11	81,14
Snížení celkových hladin akustického tlaku dané úpravy oproti původnímu řešení (dB)				
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček	5,18	4,37	4,94	4,52
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček, tvarově stejná méně tuhá tlumicí podložka	5,57	4,58	5,85	4,9
optimalizovaná tuhost pružiny, upravený řídicí váleček, kuželová tlumicí podložka	9,13	9,6	7,71	8,42

Výsledky měření potvrzují výrazné snížení hluku, ke kterému došlo díky konstrukčním úpravám mechanické soustavy jehelní tyče. Úprava řídicího válečku, která je úzce spojená s optimalizací tuhosti pružiny 13 (obr. 2.29), přinesla snížení celkové hladiny akustického tlaku přibližně o 4,5 dB(A).

Z naměřených průběhů stlačení navržených pryžových tlumicích podložek v závislosti na působící síle bylo zjištěno, že mezi původní tlumicí podložkou a tvarově stejnou méně tuhou tlumicí podložkou (obr. 7.5 – A) není příliš velký rozdíl, čemuž odpovídaly i naměřené hladiny hluku. Snížení celkové hladiny akustického tlaku při použití této podložky bylo přibližně 0,2 dB(A) při režimu 500 spm a 0,4 dB(A) při režimu 600 spm.

Tlumení nárazu řídicího členu postupnou deformací kuželové podložky (obr. 7.5 – B) mělo podstatně výraznější vliv na snížení hlučnosti mechanismu jehelních tyčí,

neboť zde došlo ke snížení celkové hladiny akustického tlaku o 3,5 dB(A) při režimu 600 spm a dokonce o 5 dB(A) při režimu 500 spm. Toto inovační řešení bylo zapsáno na úřadě průmyslového vlastnictví jako užitný vzor CZ 24755 U11. Řešení navíc snižuje nedostatky dosavadního stavu šicího stroje bez většího zvýšení vynaložených výrobních nákladů. Nová tlumicí podložka tak mohla být implementována do šicího stroje, který byl i s podložkou prezentován na mezinárodním veletrhu Texprocess ve Frankfurtu nad Mohanem.

Použitím upraveného řídicího válečku a kuželové tlumicí podložky bylo dosaženo snížení celkové hladiny akustického tlaku 8,4 dB(A) při režimu 600 spm a 9,6 dB(A) při režimu 500 spm. Obě tyto úpravy souvisí s řídicím členem. Odečteme-li od sledovaných hladin hladiny naměřené na funkčním modelu mechanismu jehelních tyčí bez funkce řídicího členu, můžeme konstatovat, že hluk způsobený řídicím členem byl snížen o 42 % pro režim 600 spm a 47 % pro režim 500 spm.

Implementace mechanismu jehelních tyčí do šicího stroje by měla vést ještě k nižším hladinám hluku. Prostor s pohybující se jehelní tyčí bude navíc na šicím stroji z větší části zakrytován. Nový mechanismus bude uložen v rámu stroje, jehož rezonanční frekvence se bude s největší pravděpodobností nacházet mimo oblast pracovních frekvencí. Tyto skutečnosti mají vliv na snížení celkové hladiny hluku. Funkční model mechanismu jehelních tyčí je oproti tomu umístěn na ocelové desce, která při silovém buzení od mechanismu rezonuje a podílí se na celkové hladině hluku. Měření vlastních frekvencí ocelové desky funkčního modelu (viz příloha č. 6) navíc ukázalo, že jedna z vlastních frekvencí desky se nachází právě v oblasti slyšitelných frekvencí. Frekvenční spektra naměřených hladin akustického tlaku jsou uvedena v příloze č. 6.

8.2. Dlouhodobé provozní zkoušky

Nově navržený mechanismus jehelních tyčí byl dále podroben dlouhodobým provozním zkouškám na funkčním modelu. Účelem zkoušek bylo otestování připravenosti nového řešení na využití v reálném provozu a také odstranění případných chyb před zahájením implementace nového mechanismu do šicího stroje. Aby bylo možné porovnat nové řešení se současným stavem, byl při dlouhodobých provozních zkouškách spolu s funkčním modelem provozován také šicí stroj DECO 2000 s původním mechanismem jehelních tyčí.

8.2.1. Parametry provozu při testování

Šicí stroj byl v průběhu zkoušek provozován v režimu 400 spm, při kterém je dle doporučení odborného technika schopný bez problémů dlouhodobě pracovat. Šicí stroj byl testován v původním stavu bez jakýchkoliv konstrukčních úprav.

Funkční model nového pohonu jehelních tyčí byl provozován při režimu 600 spm. Jeho mechanické soustavy jehelních tyčí obsahovaly optimalizované pružiny, upravené řídicí válečky, kuželové tlumicí podložky a upravené jehelní válečky.

8.2.2. Způsob realizace dlouhodobých zkoušek

U šicího stroje, jenž byl před zahájením zkoušek zkontrolován a seřízen odborným technikem, byl od začátku předpokládán bezporuchový provoz. Na funkčním modelu bylo třeba optimální seřízení nejprve nalézt. Správné nastavení mechanických soustav jehelních tyčí, při němž je dosaženo spolehlivého předání jehly, je ovlivněno především dvěma parametry. Jedním z nich je vzdálenost plášťů jehelních tyčí od šicí roviny v úvratí, kde dochází k předání jehly. Druhým parametrem je vzdálenost H mezi tlumicí podložkou a dorazem, odpovídající rovnovážné poloze jehelní tyče (viz kapitola 8.1.2.). Zajištění správné polohy jehelních tyčí výrazně souvisí s algoritmem řízení. Druhý parametr je možné nastavit pomocí válečku 10 a matice 11 (obr. 2.29, kapitola 2.6.). Správné nalezené nastavení mechanismu je uvedeno v příloze č. 7.

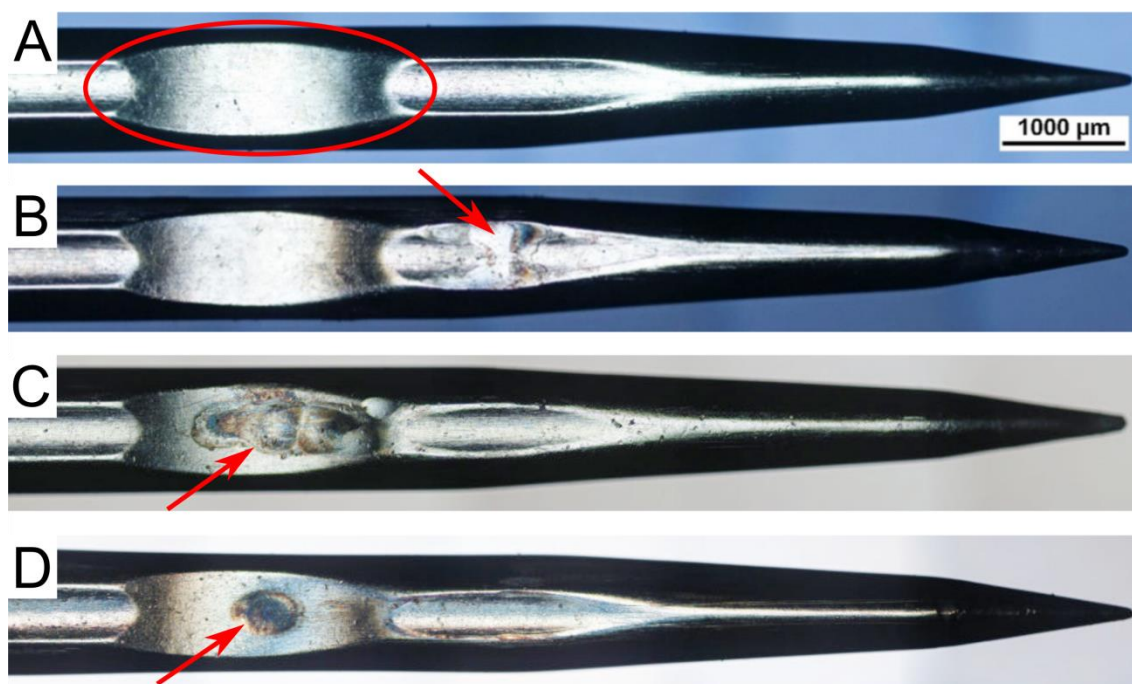
Nejprve bylo důležité zjistit, zdali pohony dokážou zajistit žádanou polohu jehelních tyčí i při vysoké dynamice. K ověření algoritmu řízení sloužila informace o skutečné hodnotě natočení řemenice z inkrementálních snímačů, získána prostřednictvím frekvenčních měničů. Bezchybný chod funkčního modelu byl také posuzován na základě sledování chování jehelních tyčí vysokorychlostní kamerou. Díky pořízeným záznamům bylo možné kontrolovat, zdali nedochází k příliš velkým přeběhům jehelní tyče v místě předání jehly nebo ke zpoždění řídicího členu jehelní tyče v důsledku působení setrvačných sil při rozběhu a doběhu.

Hlavními hodnoticími parametry vypovídajícími o stavu celého zařízení byly opotřebení a životnost jehel. V průběhu dlouhodobých zkoušek byly oba stroje pod stálým dohledem a po určitém intervalu u nich proběhla vizuální kontrola stavu jehel. Tento interval, zpočátku jeden až dvou hodinový, se později, když byla jistota

správného nastavení funkčního modelu, prodlužoval, přičemž nejdelší provozní doba bez přerušení činila čtyři hodiny.

Stav jehel byl také pravidelně detailně sledován pomocí mikroskopu, ze kterého byly pořízeny snímky. Tato metoda též výrazně napomohla ke správnému seřízení mechanismu předání jehly. Ukázky pořízených snímků jsou uvedeny na obrázku 8.1.

Kleštiny zajišťující držení jehly jsou tvořeny dvojicí kuliček, jež mají při svírání jehly zapadnout do vybrání vytvořeného na jehle k tomuto účelu. Vybrání je vyznačeno na obrázku 8.1 – A zobrazujícím novou jehlu před jejím vložením do stroje. V důsledku špatného seřízení funkčního modelu docházelo zpočátku ke svírání jehel mimo určené místo (viz obrázek 8.1 – B). Na seřizovaném šicím stroji způsobily kleštiny poměrně rozsáhlé otlacení jehly. To je zobrazeno na obrázku 8.1 – C. Oproti tomu, po nalezení optimálního seřízení, byla jehla z funkčního modelu svírána na stále stejném místě, jehož hranice jsou na snímku z mikroskopu (viz obrázek 8.1 – D) jasně viditelné.



Obr. 8.1: Snímky jehel pořízené mikroskopem, A) nová jehla, B) jehla ze špatně seřízeného funkčního modelu, C) jehla ze šicího stroje, D) jehla ze správně seřízeného funkčního modelu

Každá jehla byla barevně označena na místě, které při jejím vložení do stroje odpovídalo její přední dolní části. Při vyjmutí jehly ze stroje bylo tedy jasné, jaká část jehly zapadala do horní či dolní jehelní tyče a jak byla jehla v tyčích natočena. Označení sloužilo také k tomu, aby měla jehla při vrácení do stroje vždy stejnou pozici. Jehly na

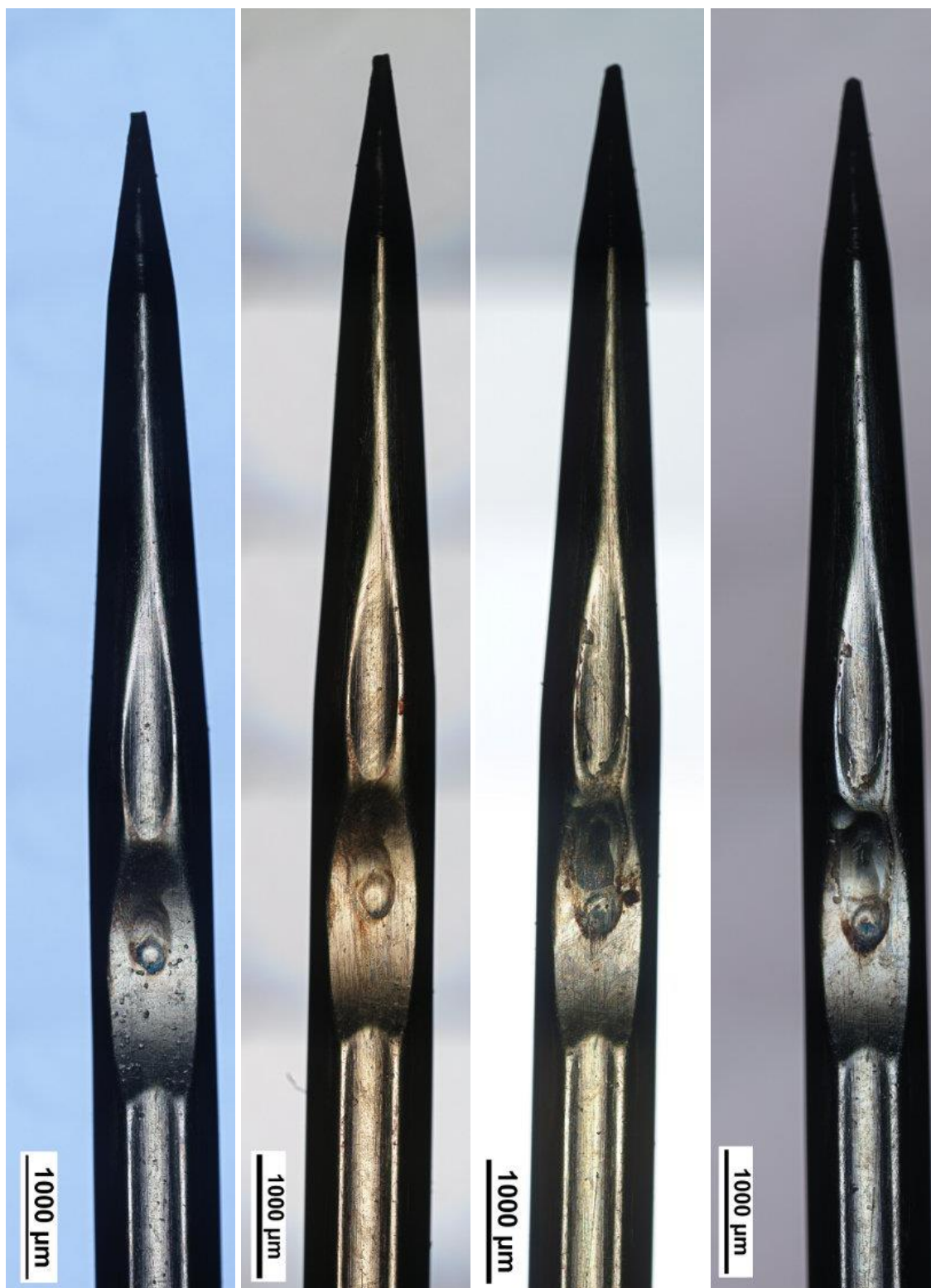
šicím stroji a na funkčním modelu byly navíc označeny jinou barvou, aby nedošlo k záměně.

Vzhledem k provozu strojů v dlouhých intervalech, které byly v porovnání se skutečným procesem šití mnohonásobně vyšší, byla kluzná pouzdra jehelních tyčí a vnitřní části jehelních tyčí pravidelně mazána.

8.2.3. Opotřebení jehel

Porovnávat opotřebení jehel na šicím stroji a na funkčním modelu nebylo možné na základě počtu provozních hodin, neboť šicí stroj nebyl schopen provozu v režimu 600 spm. Z těchto důvodů bylo přistoupeno k hodnocení při stejném počtu pracovních cyklů, přičemž jeden cyklus odpovídá jedné otáčce vačky.

Následující obrázky porovnávají vybrané snímky zobrazující stav jehel z šicího stroje (obrázek 8.2) a funkčního modelu (obrázek 8.3) po stejném počtu najetých cyklů až do ukončení dlouhodobých zkoušek. Obrázky zobrazují vždy pohled na přední stranu části jehly uchopované horní jehelní tyčí. Kompletní snímky jehel jsou obsaženy v příloze 8.



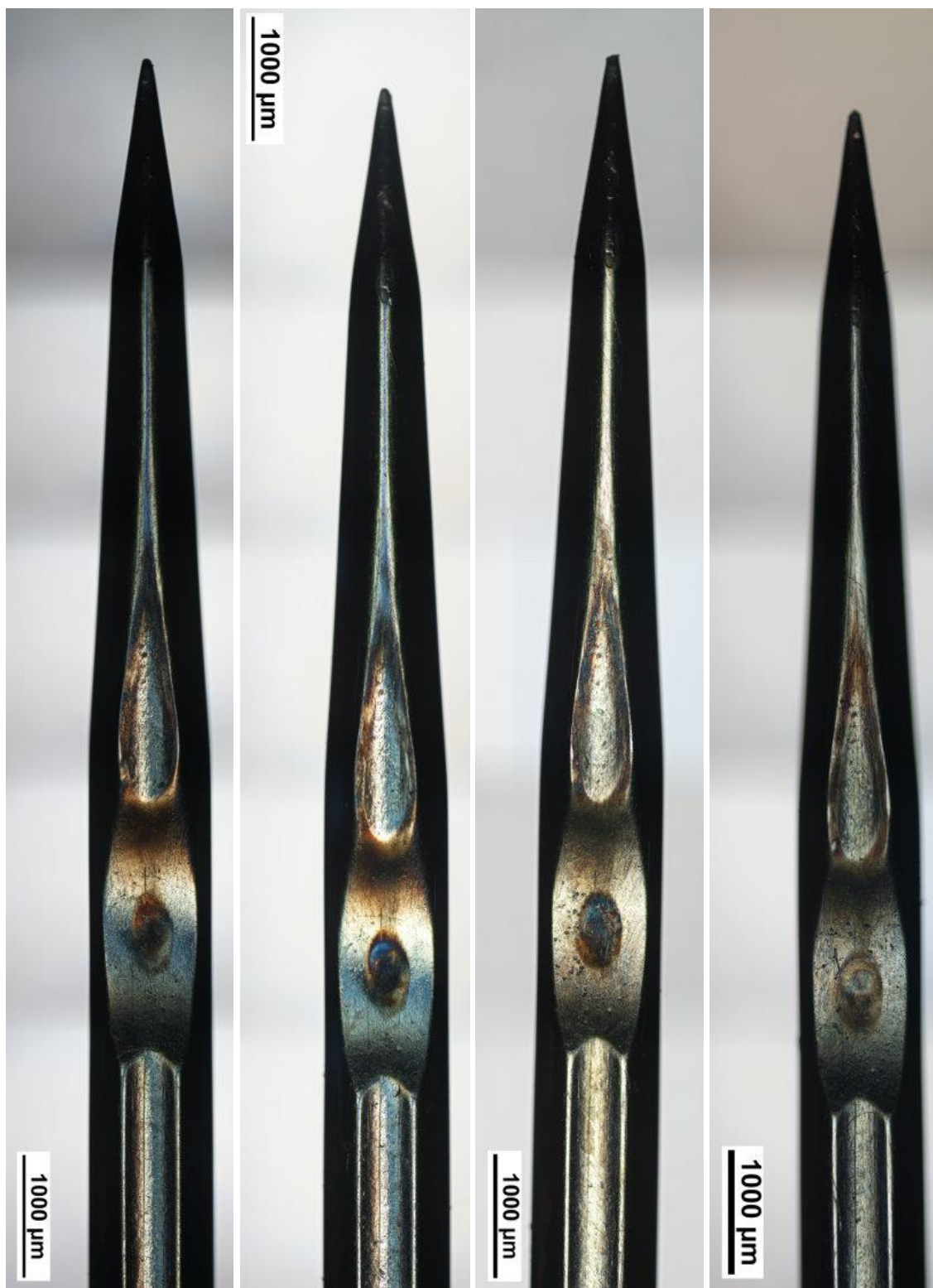
A)

B)

C)

D)

Obr. 8.2: Opotřebení jehly na šicím stroji po A) 1 mil. cyklů, B) 1,5 mil. cyklů, C) 3 mil. cyklů, D) ukončení dlouhodobých zkoušek 3,8 mil. cyklů



A)

B)

C)

D)

Obr. 8.3: Opatřebení jehly na funkčním modelu po A) 1 mil. cyklů, B) 1,5 mil. cyklů, C) 3 mil. cyklů, D) ukončení dlouhodobých zkoušek 4,5 mil. cyklů

8.2.4. Zhodnocení dlouhodobých zkoušek

Během dlouhodobých zkoušek bylo na funkčním modelu najeto celkem 6 462 000 cyklů (359 hodin). Od poslední poruchy do konce dlouhodobých zkoušek najel funkční model 4 500 000 cyklů (250 hodin). Šicí stroj najel celkem 4 080 000 cyklů (340 hodin). Od poslední poruchy do konce dlouhodobých zkoušek stroj najel 3 816 000 cyklů (318 hodin).

Na šicím stroji došlo jednou ke zlomení jehly a jednou k prasknutí pružiny na jehelním válečku, což bylo způsobeno pravděpodobně únavou materiálu vlivem dynamického namáhání mechanismu jehelních tyčí.

Na funkčním modelu bylo nejprve nutné nalézt optimální seřízení. Po jeho nalezení najel funkční model celkově mnohem více cyklů než šicí stroj, přesto za celou dobu jeho provozu nedošlo k prasknutí nové pružiny na novém jehelním válečku, a to i přesto, že byl funkční model provozován při režimu 600 spm, kdežto šicí stroj jen při režimu 400 spm.

Dobré výsledky přinesla i nová pryžová tlumicí podložka. Na začátku dlouhodobých zkoušek se sice na její vnější spodní hraně vytvořil malý rádius v důsledku tření při dosedání podložky do kuželové dutiny opěrného dorazu. Podložka se ale již po tomto zaběhnutí neměnila a její tlumicí funkce zůstala plně zachována.

Na snímcích z mikroskopu je velmi dobře viditelné, že na seřízeném funkčním modelu jsou jehly spolehlivě chytány na stále stejném místě. Jehla je na tomto místě otláčená od kuliček kleštin. Otláčení jehly ze šicího stroje je mnohem rozsáhlejší. Oblast, ve které kuličky skutečně svíraly jehlu, byla tak široká, že došlo až k výraznému poškození hrany vybraní jehly. To je nejvíce patrné na obrázku 8.2-D. Jehla jevila známky otěru a otláčení v širší oblasti již po 1 milionu cyklů. Z pořízených snímků je také patrné, že stav jehly provozované na šicím stroji se stále zhoršuje, což u jehly z funkčního modelu není tak patrné. Lze tedy konstatovat, že nový mechanismus jehelních tyčí pracuje i s úpravami mechanických soustav jehelních tyčí velmi spolehlivě.

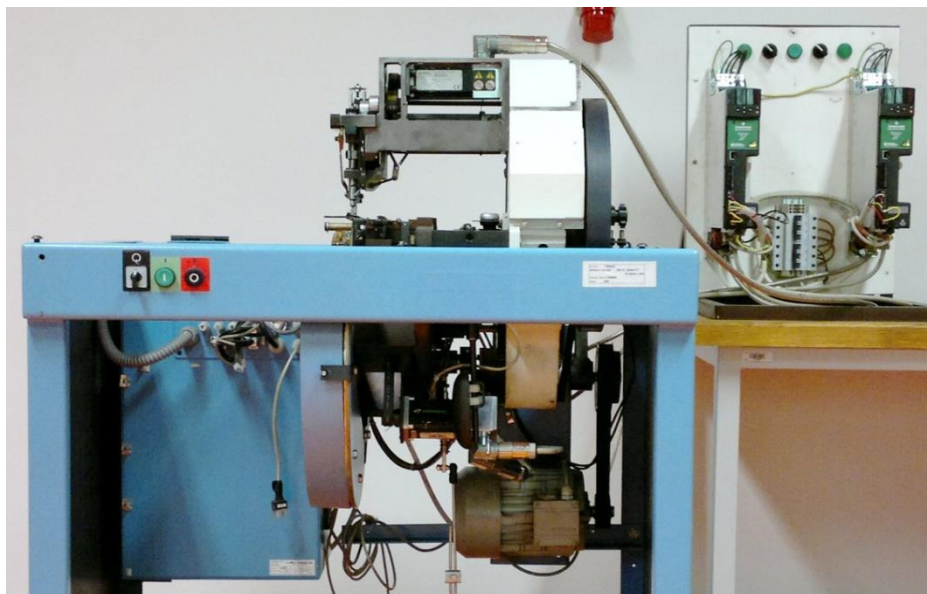
9. Implementace mechanismu jehelních týčů do šicího stroje

Po úspěšném ukončení dlouhodobých zkoušek bylo přistoupeno k otestování řízení pohonů jehelních týčů při reálném procesu šití. V dalším kroku byla tedy zahájena implementace nového mechanismu do šicího stroje.

Jak již bylo zmíněno, u stávajícího šicího stroje jsou mechanické soustavy jehelních týčů poháněny vačkovým mechanismem, jehož pohyb je odvozen od hlavního hřídele. Nové řešení nahrazuje mechanickou vačku mechatronickým systémem s elektrickými servopohony, pro které bylo potřeba na stroji nalézt vhodný zástavbový prostor.

Pro účely testování bylo nakonec vybráno řešení, které umožňovalo nejmenší zásah do konstrukce stávajícího šicího stroje. Tím řešením se stal mechanismus jehelních týčů s klikovým převodovým mechanismem, který byl vyvíjen současně s mechanismem využívajícím řemínkový převod. Tento mechanismus byl ovšem doplněn náhonovým řemínkem, neboť kvůli zjednodušení konstrukce nového rámu musely být servomotory umístěny mimo osy klik. Spojení osy motoru a osy kliky bylo vyřešeno ozubeným řemenem. V konečném důsledku šlo tedy o kombinaci obou řešení.

Takto upravený šicí stroj je zobrazen na obrázku 9.1. Detail uložení nového mechanismu jehelních týčů na šicím stroji zobrazuje obrázek 9.2.

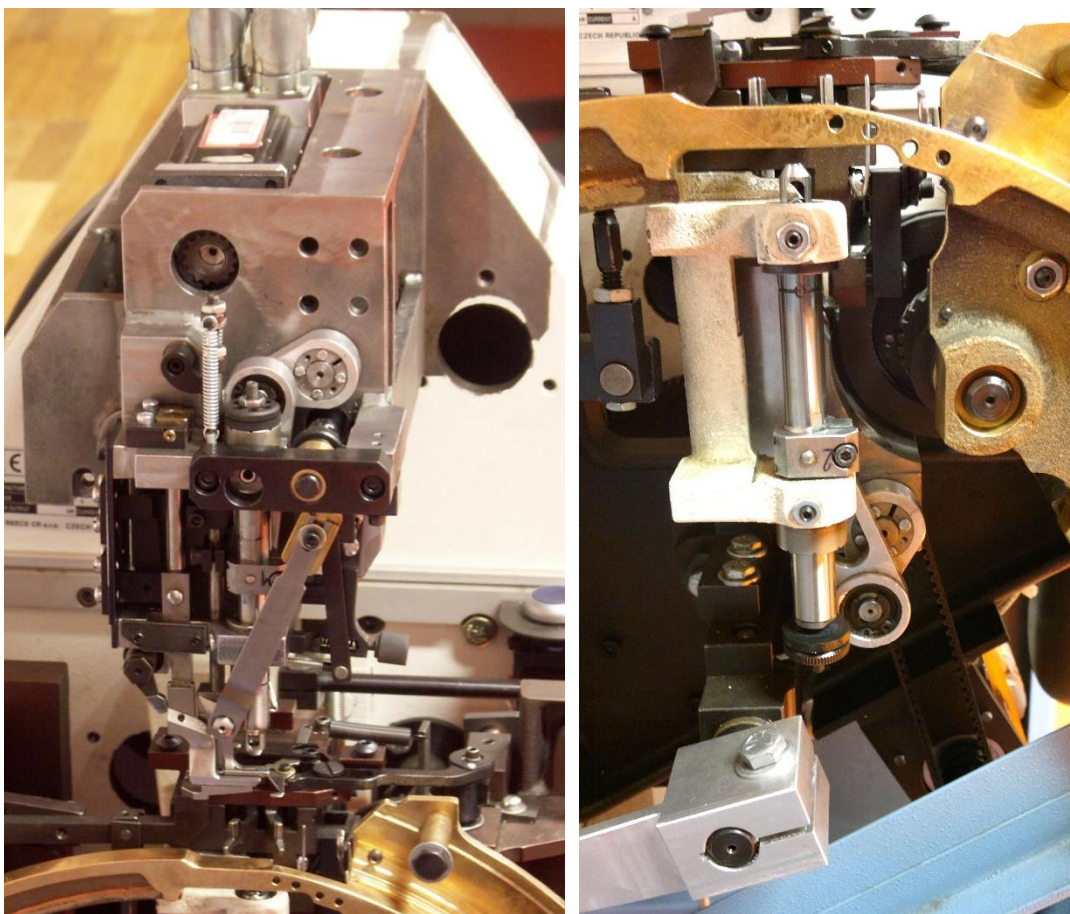


Obr. 9.1: Implementace mechanismu jehelních týčů do šicího stroje

Dalším úkolem bylo provést synchronizaci řízení pohonů jehelních týčů s hlavním pohonem šicího stroje. K tomu by bylo zapotřebí zakomponovat motor pohonu hnacího

hřídele stroje do systému tak, aby mohl být resolver či enkodér, vytvářející časovou osu pro pohony jehelních tyčí, přímo na hřídeli motoru. Zde bylo ale opět přistoupeno k zjednodušení, neboť z finančních a časových důvodů musel být stávající pohon šicího stroje, skládající se z asynchronního motoru, frekvenčního měniče a logického automatu včetně terminálu, pro tyto zkoušky zachován. Situaci navíc ztěžovala skutečnost, že hlavní hřídel je s motorem spojen přes klínový řemen, a proto může při rozběhu a doběhu stroje docházet ke skluzu. Aby bylo možné pohyb jehelních tyčí řídit, byl resolver jako absolutní čidlo polohy v rámci jedné otáčky namontován na hlavní hřídel šicího stroje.

Frekvenční měnič Digitax SP, nastavený jako Master, byl vybaven modulem SM Revolver, do kterého byl zaveden výstupní signál resolveru. Takto byl vytvořen reálný master pro řízení pohonů jehelních tyčí.



Obr. 9.2: Uložení mechanismu jehelních tyčí na šicím stroji

Nový mechanismus jehelních tyčí, který se podařilo tímto způsobem, zatím jen jako testovací řešení, implementovat do šicího stroje, prokázal, že je schopen nahradit

stávající vačkový mechanismus. Systém dokáže plnohodnotně a bezchybně spolupracovat s ostatními mechanismy při vytváření šitého díla, navíc významně snižuje hladinu hluku a vibrací na šicím stroji.

Skutečnost, že bylo při implementaci klikového mechanismu do šicího stroje ke spojení osy motoru a osy kliky využito převodu s ozubeným řemenem, nasvědčuje tomu, že přinejmenším stejně úspěšný by byl i mechanismus jehelních tyčí s řemínkovým převodovým mechanismem. Řešení se samostatným řemínkovým převodem by vynikalo spíše větší přesností polohování, neboť by odpadly vůle v kinematických dvojících klikového mechanismu. Toto řešení je navíc vzhledem k možnostem volby umístění osy motoru pro budoucí konstrukci šicího stroje vhodnější.

10. Závěr

Disertační práce se zabývá mechanismem jehelních tyčí šicího stroje imitujícího ruční steh. Tvorbu stehu s vysokou kvalitou a bezchybnou konzistencí pro většinu běžných tkanin zajišťuje na stroji systém s plovoucí jehlou. Jehla s hroty na obou koncích prochází během stehotvorného procesu celá skrz šitý materiál a její pohyb zajišťují dvě mechanické soustavy jehelních tyčí, které si jehlu předávají. Šicí stroj je schopen ušít až 500 stehů za minutu, při vyšších provozních rychlostech však vykazuje značné rázové zatížení a vysoké hladiny hluku. Dynamické zatížení stroje zvyšuje možnost potenciálních poruch, což může v konečném důsledku ohrozit produktivitu. Největší nebezpečí však hrozí obsluze stroje permanentně vystavené nadměrnému hluku.

Provedená experimentální analýza odhalila největší zdroje hluku. Těmi zdroji jsou vačkový mechanismus pohánějící jehelní tyče a též samotné mechanické soustavy jehelních tyčí. Jejich řídicí člen zajišťující uvolnění jehly v okamžiku, kdy dochází k jejímu předání druhé jehelní tyči, je totiž záměrně vystaven rázovému zatížení, neboť uvolnění jehly určuje řízený náraz řídicího členu o definovaný doraz.

Cílem disertační práce bylo navrhnout nový mechanismus jehelních tyčí, který by nahradil stávající nevyhovující mechanismus. Dále navrhnout úpravy mechanické soustavy jehelní tyče vedoucí ke snížení hluku. Nové řešení mělo zároveň umožňovat zvýšení produktivity stroje.

Na základě provedeného návrhu byla stávající mechanická vačka převádějící pohyb na jehelní tyče přes vícečlenný převodový mechanismus nahrazena mechatronickým systémem s individuálními elektrickými servopohony. Každou jehelní tyč zde ovládá samostatný pohon s rotačním synchronním servomotorem. Pro převod rotačního pohybu hřídele motoru na přímočarý vratný pohyb jehelní tyče byl navržen řemínkový mechanismus, který svými vlastnostmi přispívá k tichému chodu celého mechanismu.

Pohony jehelních tyčí byly ověřovány na funkčním modelu, kde proběhla optimalizace algoritmu řízení. S novým mechanismem se podařilo dosáhnout pracovního režimu 600 stehů za minutu při zajištění požadované přesnosti polohy jehelních tyčí v místě předání jehly.

V práci bylo dále přistoupeno k modifikaci samotné mechanické soustavy jehelní tyče. Pro její detailní analýzu byl sestaven dynamický model. Parametry modelu byly

získány z experimentálního měření, anebo voleny na základě zkoumání chování skutečné mechanické soustavy jehelní tyče, jež bylo zaznamenáno pomocí vysokorychlostní kamery.

Na základě provedených analýz byly navrženy modifikace jehelní tyče vedoucí ke snížení dopadové rychlosti řídicího členu. Toho se dosáhlo zejména přesunutím místa nárazu řídicího členu do oblasti, kde dosahuje jehelní tyč výrazně nižší rychlosti.

Dále byla navržena nová tlumicí podložka, která svým speciálním tvarem umožňuje rozložit děj, při němž dochází k jejímu stlačování, do delšího časového úseku tak, aby docházelo k postupnému zastavení řídicího členu. Prodloužením času stlačování při stejné změně hybnosti se dosáhlo snížení kontaktní síly mezi řídicím členem a dorazem.

Provedené modifikace mechanické soustavy jehelní tyče byly ověřeny měřením hluku na funkčním modelu. Byly porovnány rozdíly celkových hladin akustických tlaků mezi původním řešením jehelní tyče a jejími úpravami. Měření prokázalo výrazné snížení celkové hladiny akustického tlaku, ke kterému došlo díky navrženým modifikacím jehelní tyče o 8,4 dB(A) při režimu 600 spm a o 9,6 dB(A) při režimu 500 spm. Z porovnání naměřených celkových hladin akustických tlaků původní a modifikované soustavy jehelní tyče s hladinami naměřenými na soustavě s vyřazeným řídicím členem z provozu vyplývá, že hluk způsobený řídicím členem byl snížen o 42 % pro režim 600 spm a 47 % pro režim 500 spm.

Navržený mechanismus jehelních tyčí byl včetně upravené mechanické soustavy jehelní tyče dlouhodobě testován. V průběhu zkoušek bylo sledováno opotřebení jehel, které bylo detailně zaznamenáno pomocí snímků z mikroskopu. Vedle funkčního modelu byl provozován také šicí stroj v původním stavu bez úprav. Po nalezení optimálního nastavení najel funkční model nového mechanismu 4 500 000 cyklů bez poruchy při režimu 600 spm, což odpovídá 250 hodinám. Šicí stroj najel 3 816 000 cyklů bez poruchy při režimu 400 spm, což odpovídalo 318 hodinám.

Na konci dlouhodobých zkoušek byla jehla provozovaná na funkčním modelu nového mechanismu prokazatelně méně opotřebována než jehla provozovaná na šicím stroji a to i přesto, že byl funkční model provozován při vyšším pracovním režimu. Z otlacení jehly je velmi dobře patrné, že na funkčním modelu jsou jehly spolehlivě chytány na stále stejném místě. Naopak otlacení jehly provozované na šicím stroji je mnohem rozsáhlejší. Oblast svírání byla tak široká, že došlo až k výraznému poškození jehly. Jehla z šicího stroje navíc jevila známky většího otěru a otlacení již po 1 milionu cyklů a její stav se v průběhu zkoušek stále zhoršoval, což u jehly z funkčního modelu

nebylo tak patrné. Lze tedy konstatovat, že nový mechanismus jehelních tyčí pracuje i s úpravami mechanických soustav jehelních tyčí velmi spolehlivě.

Měřením skutečné polohy jehelních tyčí a pozorováním dynamických pochodů vysokorychlostní kamerou bylo prokázáno, že navržené pohony pracují s dostatečnou přesností a vyhovujícími tvary přechodových křivek. Dlouhodobé zkoušky potvrdily stabilitu nastavených režimů. Nový mechanismus byl navíc krátce ověřován při reálném procesu šití, neboť byla jeho testovací verze implementována do šicího stroje. Tím bylo prokázáno, že nový systém nahrazující stávající vačkový mechanismus dokáže plnohodnotně a bezchybně spolupracovat s ostatními mechanismy při vytváření šitého díla a navíc významně snižuje hladinu hluku na šicím stroji. Řešení s elektrickými servopohony spolu s navrženými modifikacemi jehelních tyčí by mělo přinést výrazný pokrok v konstrukci nových typů šicích strojů. Nový systém umožňuje zvýšit otáčky stroje o 20 %. Jednou z jeho praktických výhod je navíc modifikovatelnost zdvihových závislostí umožňující zásah do ostatních mechanismů šicího stroje.

Všechny modifikace mechanické soustavy jehelní tyče je navíc možné uplatnit na stávajícím šicím stroji. Úprava jehelní tyče s kuželovou tlumicí podložkou byla zapsána na úřadě průmyslového vlastnictví jako užitný vzor CZ 24755 U11. Šicí stroj obsahující kuželovou tlumicí podložku byl prezentován na mezinárodním veletrhu Texprocess ve Frankfurtu nad Mohanem.

Vzhledem k rozsahu problematiky, kterou se zabývá tato disertační práce, je možné doporučit pokračovat v práci například materiálovým výzkumem orientovaným na zkoumání ideálních tlumicích vlastností materiálu využitelného pro zatlumení nárazu řídicího členu, návrhem optimální zdvihové závislosti s ohledem na dynamické chování šicího stroje s cílem potlačit buzení vlastních frekvencí šicího stroje nebo vývojem nového systému uchopení a předání jehly.

Literatura

- [1] MOTEJL, Vladimír a TEPŘÍK, Otakar. *Šicí stroje v oděvní výrobě*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1973.
- [2] Altek Beissel Needles Ltd: *The History of the Needle* (ebook) [online] URL: <<http://www.beisselneedles.com/ebook/needle-history/>>, [cit. 10.4.2017].
- [3] BARBORÁK, Oto. *Oděvnictví II, Šijacie stroje v odevnej výrobe*. Trenčín: Trenčianská univerzita A. Dubčeka v Trenčíně, 2002, ISBN 80-88914-77-9.
- [4] Fiddlebase: web o historii šicích strojů [online] URL: <<https://fiddlebase.jimdo.com/sewing-machines-history/>>, [cit. 10.4.2017].
- [5] HAAS, Václav. *Oděvní stroje a zařízení I*. Praha: Informatorium, 2000. ISBN 80-86073-57-2.
- [6] HAAS, Václav. *Oděvní stroje a zařízení II*. Praha: Informatorium, 2000. ISBN 80-86073-58-0.
- [7] AMF Reece CR: *webové stránky firmy AMF Reece CR* [online] URL: <<http://www.amfreece.cz/>>, [cit. 10.4.2017].
- [8] KOLEKTIV autorů, *Textilní a oděvní stroje II* (skripta). Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1991.
- [9] KOLOC, Zdeněk a VÁCLAVÍK, Miroslav. *Váčkové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1988.
- [10] NORTON, L. Robert. *Cam Design and Manufacturing Handbook*, New York: Industrial Press, Inc. 2002, ISBN 0-8311-3122-5.
- [11] PALČÁK, František. *Teória mechanizmov, Návodý na cvičenia*. Bratislava: Slovenská vysoká škola technická v Bratislavě, 1989. ISBN 80-227-0137-8.
- [12] BRÁT, Vladimír, ROSENBERG, Josef a JÁČ, Václav. *Kinematika*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [13] NĚMEC, Antonín. *Teorie mechanismů a strojů*. I. díl, Strukturní analýsa a kinematika mechanismů. Brno: VTA-AZ, 1955.
- [14] BERAN, Jaroslav, NĚMEČEK, Pavel, BÍLEK, Martin a NOVÁK, Jan. *Šicí stroj DECO 2000 – Mapování zvukového pole v blízkosti šicího stroje* (zpráva). Liberec: TUL, 2008, ISRN TUL - KTS/TZ/ZZ - - 08/02/CZ - - CZ + Hlučnost DECO.

- [15] BERAN, Jaroslav, BÍLEK, Martin, KOMÁREK, Jiří a NĚMEČEK, Pavel. *Experimental analysis of the sewing machine*. MATEC Web of Conferences, Volume 89, Article number 01002, 2016, DOI: <<https://doi.org/10.1051/mateconf/20178901002>>
- [16] Brüel & Kjær. *Noise Control, Principles and Practice*. Denmark: Nærum Offset, 1986. ISBN 87-87355-09-4.
- [17] KREIDL, Marcel a ŠMÍD, Radislav. *Technická diagnostika: senzory - metody - analýza signálu*. Praha: BEN - technická literatura, 2006. ISBN 80-7300-158-6.
- [18] NĚMEČEK, Pavel. *Hluk v technické praxi*. Díl 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. ISBN 80-7083-285-1.
- [19] Nařízení vlády č. 272/2011 Sb. ze dne 24. srpna 2011 o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2011, částka 97, s. 3338-3351. ISSN 1211-1244. Dostupný z <aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/ViewFile.aspx?type=z&id=22560>
- [20] PEJCHAR, Karel. *Analýza a optimalizace dynamického chování šicího stroje* (diplomová práce). Liberec: TUL, 2008.
- [21] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické, 2001. ISBN 80-214-1978-4.
- [22] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Třetí doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [23] Gates: *webové stránky firmy Gates* [online] URL: <<http://www.gates.com/products/industrial/industrial-belts/synchronous-belts/powergrip-gt3-belts>>, [cit. 22.6.2017].
- [24] ROUBÍČEK, Ota. *Elektrické motory a pohony: příručka techniky, volby a užití vybraných druhů*. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 80-7300-092-X.
- [25] Emerson Industrial Automation: *webové stránky firmy Emerson Electric Co.* [online] URL: <<http://www.emersonindustrial.com/cs-CS/controltechniques/products/servodrives/digitaxst/Pages/digitax-st.aspx>>, [cit. 20.6.2017].
- [26] PROCHÁZKA, Vratislav. *Pohony mechanismů šicího stroje se synchronními servomotory. Dokumentace pohonů s rotačními servomotory CONTROL TECHNIQUES se zpětnou vazbou inkrementálními čidly (zpráva)*. Liberec: TUL, 2011, ISRN TUL – KTS/TZ/ZZ - - 11/01/CZ - - CZ + EBS MARK II.

- [27] HAIRER, Ernst, NØRSETT, Syvert P. a WANNER, Gerhard. *Solving Ordinary Differential Equations I, Nonstiff Problems*. Berlin, Germany: Springer, 1993. ISBN 978-3-540-56670-0.
- [28] CHARVÁT, Jaroslav. *Mechanika II, Dynamika*. 2. vyd. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1982.
- [29] JULIŠ, Karel a BREPTA, Rudolf. *Mechanika, 2. díl, Dynamika*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [30] RYDLO, Pavel. *Řízení elektrických střídavých pohonů*. Liberec: Technická univerzita, 2006. ISBN 80-7372-117-1.
- [31] MathWorks, Inc.: *webové stránky firmy MathWorks, Inc.* [online] URL: <<https://www.mathworks.com>>, [cit. 10. 8. 2017].
- [32] PETRŮ, Karel. *Váčkové mechanismy pro výrobní stroje*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.

Publikace autora

- [1] KOMÁREK, Jiří. Influence of the rubber pad stiffness on the noise of the needle transfer mechanism. *Młodzi naukowcy 2010, IV Międzynarodowa Konferencja Młodych Naukowców Szkół Wyższych Euroregionu Nysa*. Jelenia Góra: Uniwersytet Ekonomiczny we Wrocławiu, 2010, s. 135-139. ISBN 978-83-61719-86-1.
- [2] BERAN, Jaroslav, PEJCHAR, Karel a KOMÁREK, Jiří. Analysis and optimisation of the needle transfer mechanism. *ACC Journal, Natural Sciences and Technology*. Liberec: Technická univerzita, 2010, vol. XVI, issue A, s. 5-12. ISSN 1803-9782.
- [3] KOMÁREK, Jiří, BERAN, Jaroslav, LIMA, Mário a MACHADO, José. Finding the Optimal Setting of the Sewing Needle Transfer Mechanism Using Simulation Software. *TRS 2012, The 41st Textile Research Symposium*. Guimaraes (Portugal): Universidade Minho, 2012, s. 64. ISBN 978-972-8063-66-5.
- [4] BERAN, Jaroslav, KOMÁREK, Jiří a PEJCHAR, Karel. Šicí stroj. Česká republika, Užitený vzor CZ 24755 U1. 23.8.2012.
- [5] BERAN, Jaroslav, BÍLEK, Martin, KOMÁREK, Jiří a NĚMEČEK, Pavel. Experimental analysis of the sewing machine. *MATEC Web of Conferences*. Published online, 2016, vol. 89, article number 01002, DOI: <<https://doi.org/10.1051/matecconf/20178901002>>.
- [6] KOMÁREK, Jiří. Dynamic Model of the Mechanical System of the Needle Bar. *Advances in Mechanism Design II, Proceedings of the XII International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms*. Liberec: Springer, 2016, vol. 44, s. 323-329. ISBN: 978-3-319-44086-6.

Seznam příloh

Příloha č. 1: Naměřená spektra pro režim 380 spm

Příloha č. 2: Výpočet řemene

Příloha č. 3: Průběhy kinematických veličin u vybraných zdvihových závislostí
v 1. pohybovém intervalu pro režim 500 spm

Příloha č. 4: Maticový zápis pohybových rovnic mechanické soustavy jehelní tyče

Příloha č. 5: Struktura vytvořeného m-file dynamického modelu mechanické soustavy
jehelní tyče

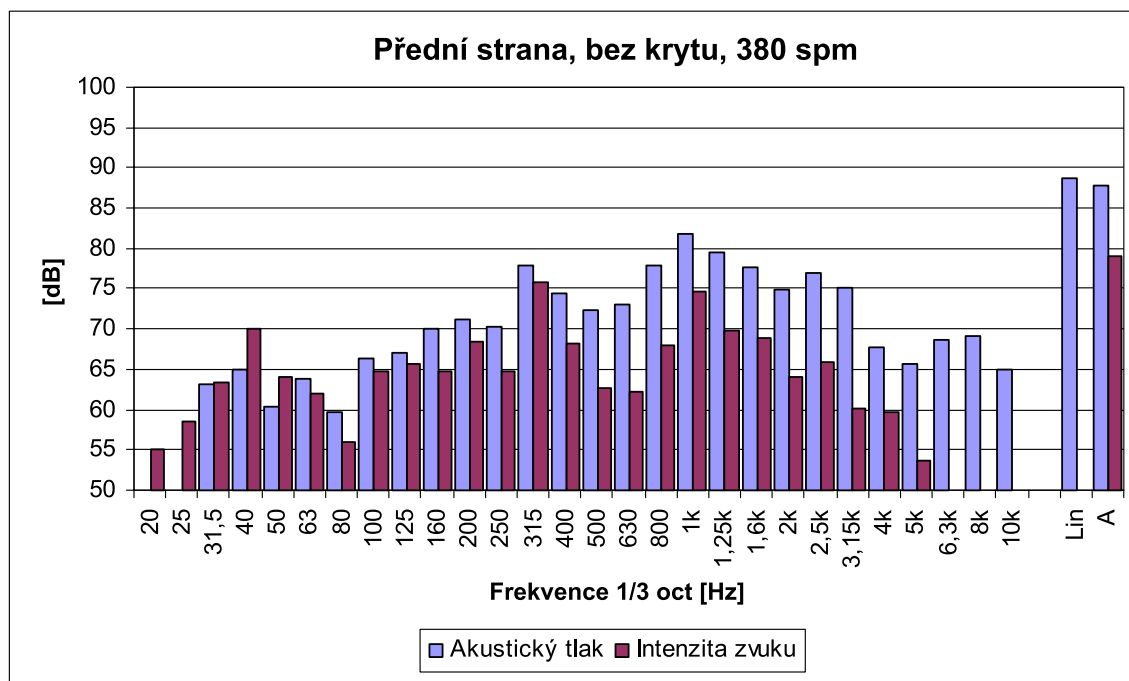
Příloha č. 6: Frekvenční spektra naměřených hladin akustického tlaku

Příloha č. 7: Nastavení mechanické soustavy jehelní tyče na funkčním modelu

Příloha č. 8: Stav jehel v průběhu dlouhodobých provozních zkoušek

Příloha č. 1:

Naměřená spektra pro režim 380 spm

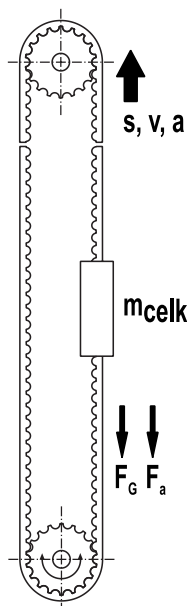


Příloha č. 2:

Výpočet řemene

Dáno: $a_{\max} = 545 \text{ m/s}^2$ maximální zrychlení jehelní tyče
(pro polynomickou zdvihovou závislost 7. stupně, režim 600 spm),
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ gravitační zrychlení,
 $m_{\text{celk}} = 0,208 \text{ kg}$ celkové uvažované zatížení řemene.

Krok 1: Výpočet maximálního zatížení řemene



Obr. P2.1: Síly na řemínku

Obrázek P2.1 znázorňuje síly působící na řemen rozvádějící zátěž ve vertikálním směru. Maximální zatěžující sílu T_e získáme součtem gravitační síly F_G a setrvačné síly F_a

$$T_e = F_G + F_a , \quad (\text{P2.1})$$

kde

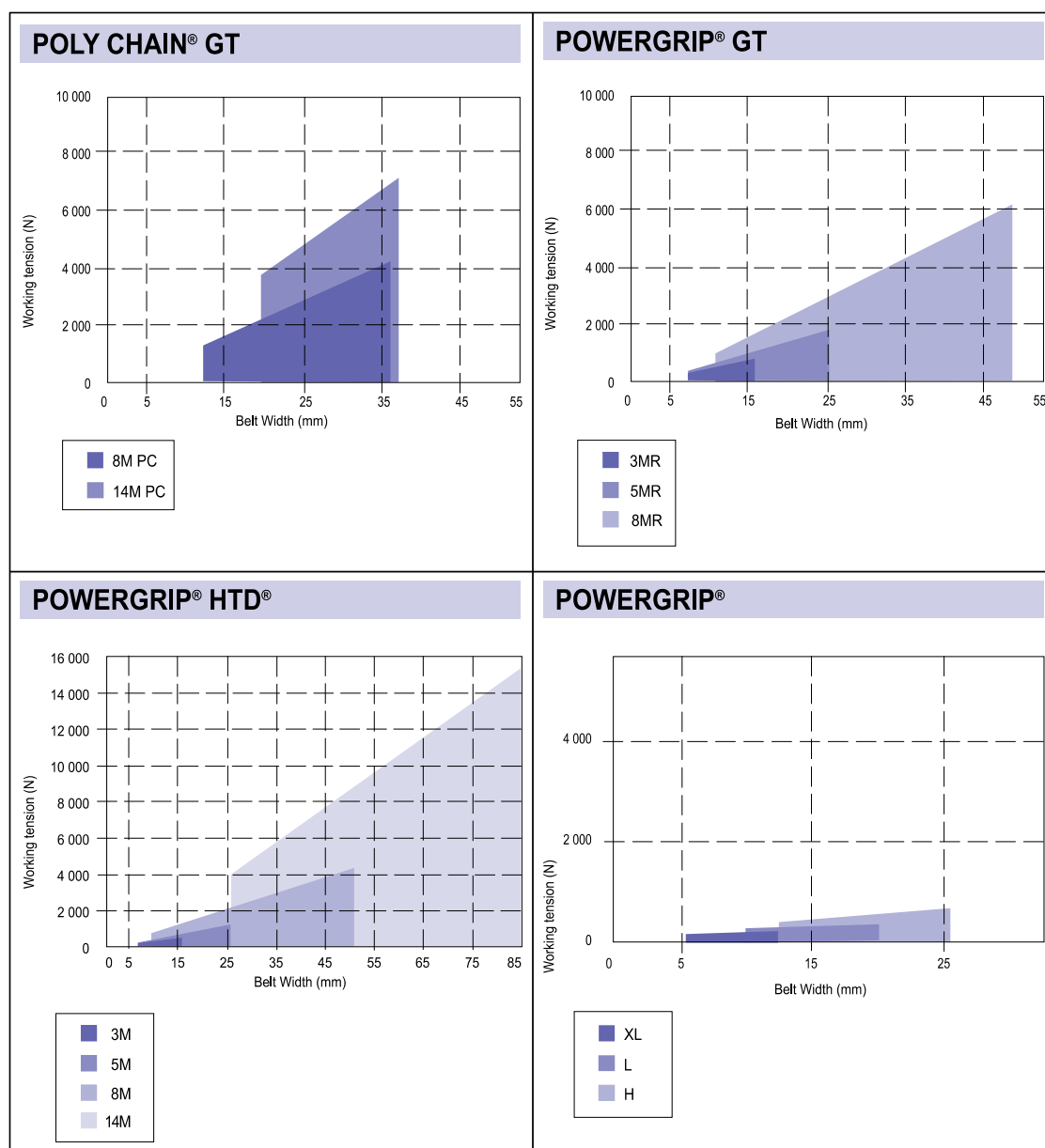
$$F_G = m_{celk} \cdot g , \quad (P2.2)$$

$$F_a = m_{celk} \cdot a_{max} . \quad (P2.3)$$

Dosazením vztahů (P2.2) a (P2.3) do rovnice (P2.1) a následným dosazením číselných hodnot dostaneme hodnotu maximálního zatížení řemene

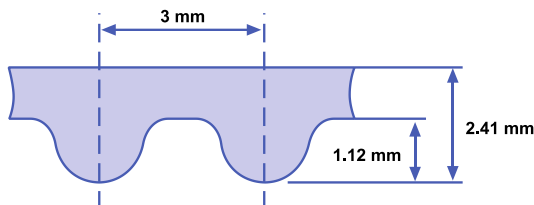
$$T_e = m_{celk} \cdot (g + a_{max}) = 0,208 \cdot (9,81 + 545) = 115,4 \text{ N} . \quad (P2.4)$$

Krok 2: Volba řemene a řemenice



Obr. P2.2: Volba řemene

Obrázek P2.2 uvádí grafy sloužící k výběru vhodného řemene, kde svislé osy značí hodnotu pracovního zatížení a vodorovné osy šířku řemene. Pro maximální zatížení řemene $T_e = 115,4 \text{ N}$ byl z grafů zvolen řemen **POWERGRIP GT-3MR-9**.



Obr. P2.3: Profil řemene GT-3MR-9

Rozměry řemene:

rozteč zubů řemene $P_z = 3 \text{ mm}$,

šířka řemene $A = 9 \text{ mm}$.

Pro daný řemen byla zvolená odpovídající řemenice **GT-3MR-09F Z28**.

Rozměry řemenice:

počet zubů $Z = 28$,

střední průměr $PD = 26,74 \text{ mm}$,

vnější průměr $OD = 25,98 \text{ mm}$,

šířka zubu $B = 12,8 \text{ mm}$.

Krok 3: Kontrola šířky řemene

Pro kontrolu šířky řemene slouží návrhová síla F_{DES} , která se získá násobkem maximální zatěžující síly T_e a celkovým servisním součinitelem S_1

$$F_{DES} = T_e \cdot S_1 . \quad (\text{P2.5})$$

Celkový servisní součinitel S_1 se skládá z několika dílčích součinitelů

$$S_1 = \frac{S_L + S_R + S_B - S_S}{S_{TIM}} . \quad (P2.6)$$

Tab. P2.1: Volba součinitele zatížení S_L

LOAD FACTOR S_L			
Calculate the LOAD FACTOR S_L following the table below:			
Uniform load	1.0		
	Daily service in hours		
	3-8 hours	8-16 hours	16-24 hours
With low peak load	1.2	1.4	1.6
With high peak load	1.5	1.7	1.9
With very high peak load	1.8	2.0	2.2

Tab. P2.2: Převodový součinitel

RATIO FACTOR S_R	
Applies only to speed-up ratios.	
Speed ratios	S_R
1 - 1.24	-
1.25 - 1.74	0.10
1.75 - 2.49	0.20
2.50 - 3.49	0.30
≥ 3.50	0.40

Z tabulky P2.1 se pro vysoké rázové zatížení a denní provoz 8 - 16 hodin volí součinitel zatížení $S_L = 1,7$. Převodový součinitel S_R platí pouze pro zrychlující převod (viz tabulka P2.2).

Pro převod $i = 1$ je $S_R = 0$. Ohybový součinitel S_B platí jen u střídavého ohýbání od zpětných vodících kladek. Ohybový součinitel se v tomto případě také rovná nule $S_B = 0$. Servisní součinitel S_S má pro příležitostní údržbu hodnotu $S_S = 0,2$.

Tab. P2.3: Součinitel zubů v záběru

TEETH IN MESH FACTOR S_{TIM}	
T.I.M.	S_{TIM}
≥ 6	1.0
5	0.8
4	0.6
3	0.4

Pro šest a více zubů v záběru je součinitel zubů v záběru $S_{TIM} = 1$ (viz tabulka P2.3).

Dosazením hodnot dílčích součinitelů do rovnice (P2.6) se získá hodnota celkového servisního součinitele S_I

$$S_I = \frac{1,7 + 0 + 0 - 0,2}{1} = 1,5 \quad . \quad (P2.7)$$

Dosazením číselných hodnot do rovnice (P2.5) se získá hodnota návrhové síly

$$F_{DES} = 115,4 \cdot 1,5 = 173,1 \text{ N} \quad . \quad (P2.8)$$

Podíl návrhové síly F_{DES} a přípustné pracovní síly T_{as} dává minimální šířkový součinitel.

$$\text{Minimální šířkový součinitel} = \frac{F_{DES}}{T_{as}} \quad . \quad (P2.9)$$

$$\text{Minimální šířkový součinitel} < \text{šířkový součinitel řemenu.} \quad (P2.10)$$

Tab. P2.4: Přípustné pracovní napětí

No. of pulley grooves		11	14	18	24	32	40	≥ 48
Specific allowable working tension for 6 mm belt width (N)	Glass cord	127	136	141	146	159	167	188
	Steel cord				197	215	225	254

Hodnota přípustné pracovní síly T_{as} pro 28 zubů řemenice byla získána lineární interpolací z dvou nejbližších hodnot vzatých z tabulky P2.4.

$$T_{as} = 148,5 \text{ N}$$

Dosazením do rovnice (P2.9) se získá hodnota minimálního šířkového součinitele

$$\frac{F_{DES}}{T_{as}} = \frac{173,1}{148,5} = 1,166 . \quad (P2.11)$$

Tab. P2.5: Šířkový součinitel řemene

Belt width	6 mm	9 mm	15 mm
Width factor	1	1.66	2.97

Šířkový součinitel řemene pro šířku řemene 9 mm je roven 1,66 (viz tabulka P2.5).
Rovnice (P2.10) je splněna.

$$1,166 < 1,66 \quad \Rightarrow \quad \text{šířka řemene VYHOVUJE.}$$

Krok 4: Kontrola zatížení řemene

Volba bezpečnosti $S_2 = 8$.

$$\text{Maximální napnutí řemene} \cdot S_2 < \text{Minimální zatížení při přetržení.} \quad (P2.12)$$

$$\text{Maximální napnutí řemene} = 1,6 \cdot T_e . \quad (P2.13)$$

Tab. P2.6: Minimální zatížení při přetržení

MINIMUM BREAKING TENSION (N)		
Width	Glass cord	Steel cord
3MR-6	1200	1590
3MR-9	1990	2650
3MR-15	2290	4240

Podle tabulky P2.6 je pro řemen 3MR-9 se skleněnými kordy minimální zatížení při přetržení 1990 N.

Dosazením rovnice (P2.13) do levé strany rovnice (P2.12) a následným dosazením číselných hodnot získáme

$$1,6 \cdot T_e \cdot S_2 = 1,6 \cdot 115,4 \cdot 8 = 1477,1 \text{ N} , \quad (P2.14)$$

z čehož vyplývá, že rovnice (P2.12) je splněna.

$$1477,1 \text{ N} < 1990 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad \text{řemen GT-3MR-9 VYHOVUJE.}$$

Krok 5: Návrh délky řemene

Délka řemene l se vypočítá jako součet dvojnásobku rozteče řemenic L a součinu úhlu opásání v radiánech a středního průměru řemenice PD ze vztahu

$$l = 2 \cdot L + \pi \cdot PD, \quad (\text{P2.15})$$

Pro návrhovou rozteč byla z katalogu vybrána nejbližší možná délka řemene. Z této délky byla zpětně dopočítaná skutečná rozteč mezi řemenicemi.

$$\text{Délka řemene} \quad l = 363 \text{ mm},$$

$$\text{Rozteč řemenic} \quad L = 139,5 \text{ mm},$$

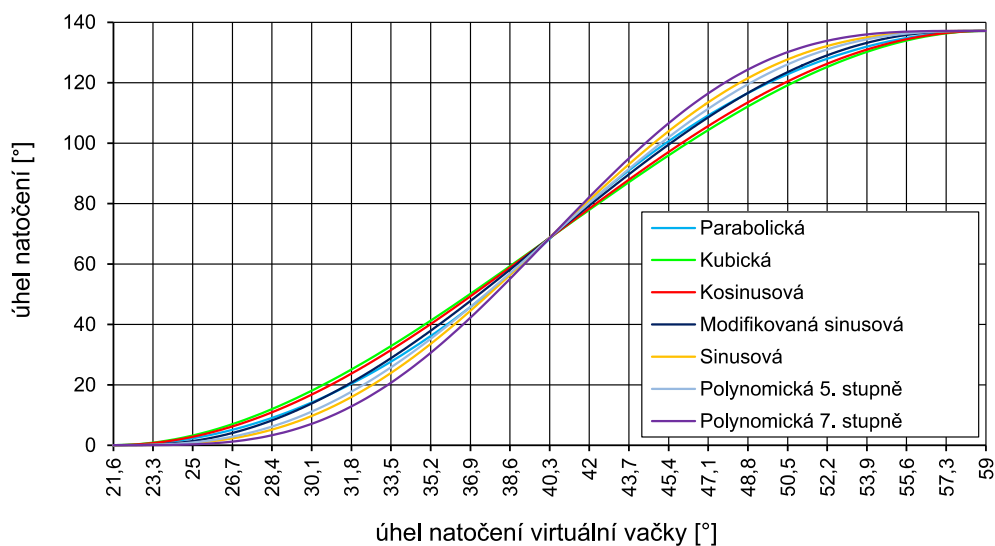
$$\Rightarrow \quad \text{řemen GT3 363-3MGT-9.}$$

Vnitřní část synchronizačních řemenů typu PowerGrip GT3 tvoří skleněná vlákna vyznačující se vysokou pevností, vynikající životností a vysokou odolností proti prodloužení. Neoprenové tělo řemene se vyznačuje dobrou pevností ve stříhu a je velmi dobře odolné vůči stárnutí. Vrchní vrstvu řemene tvoří otěruvzdorná nylonová tkanina, která chrání zuby před opotřebením. Specifický tvar zubového profilu přesně odpovídá tvaru drážek řemenice, což zaručuje dokonalý záběr. Řemeny typu PowerGrip GT3 se vyznačují až dvojnásobnou nosností oproti řemenům typu HTD. Kromě toho je v porovnání s HTD vyžadována menší šířka, což umožňuje vytvářet lehčí a kompaktnější pohony. Dalšími přednostmi těchto řemenů jsou vysoká odolnost proti přeskočení přes zuby řemenice a nízká hlučnost i při vysokých rychlostech. Řemeny s roztečemi 2, 3 a 5 mm přenášejí polohu s nejvyšší dosažitelnou přesností v oblasti řemenových převodů.

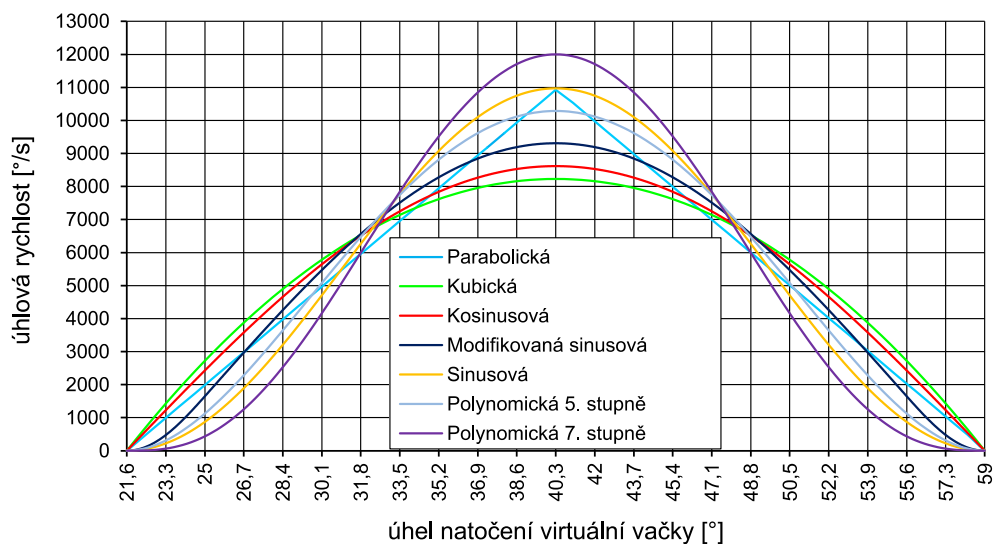
Příloha č. 3:

Průběhy kinematických veličin u vybraných zdvihových

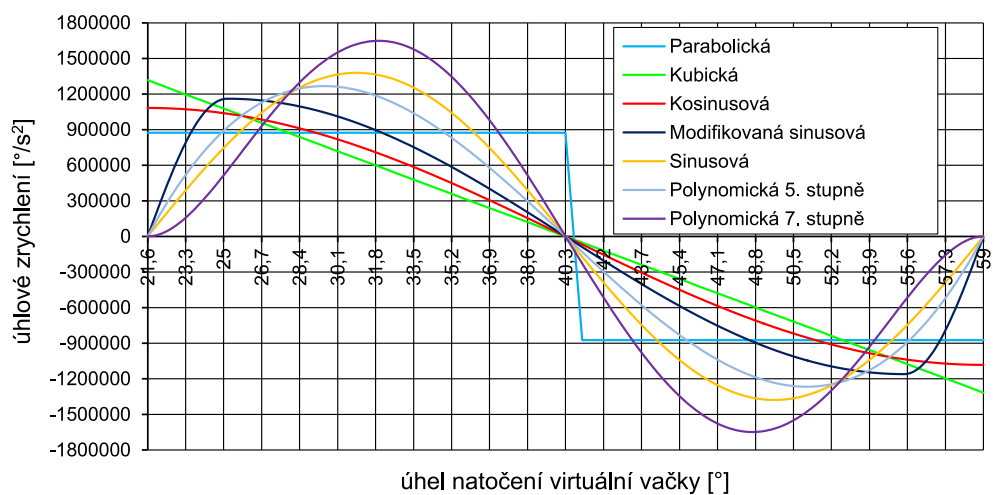
závislostí v 1. pohybovém intervalu pro režim 500 spm



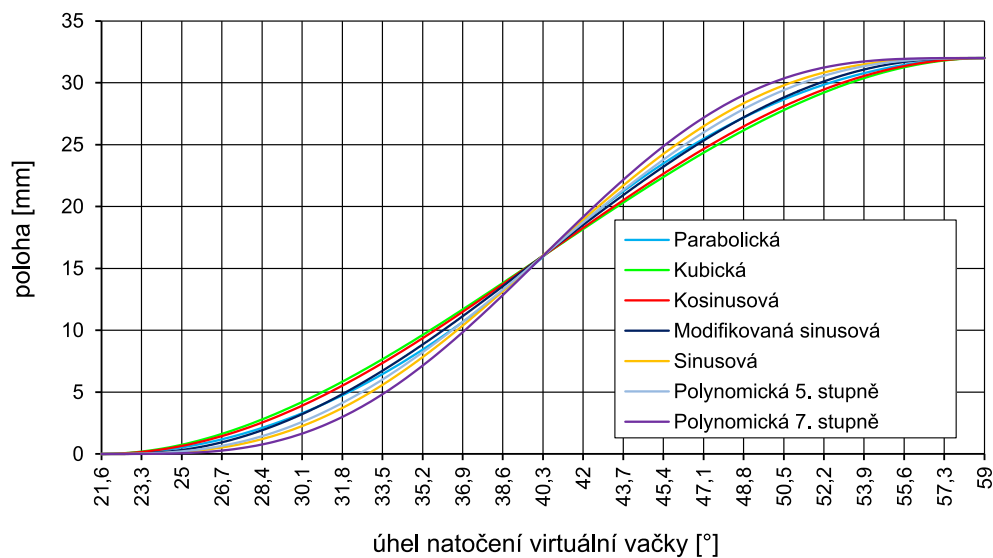
Průběhy úhlu natočení řemenice, Ø26,74 mm



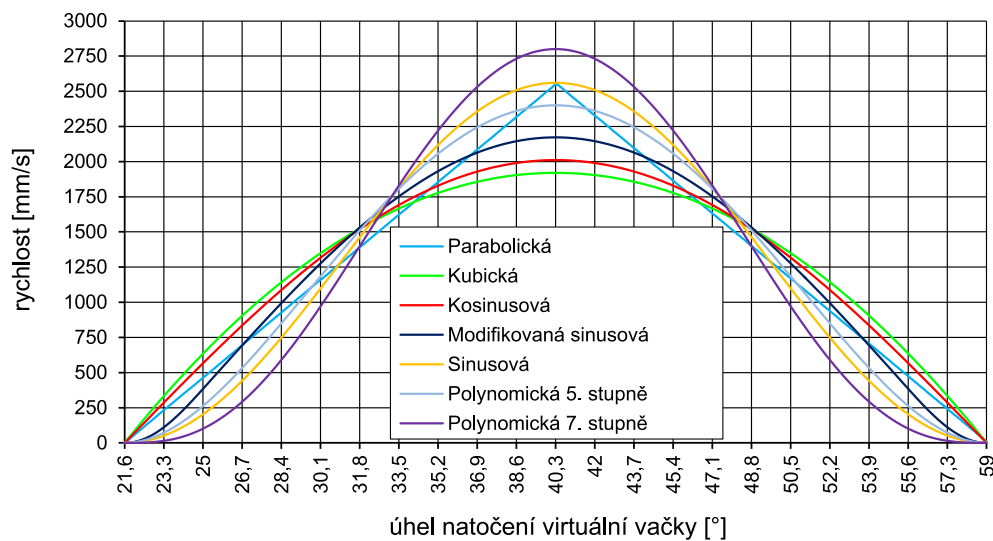
Průběhy úhlové rychlosti řemenice, Ø26,74 mm, 500 spm



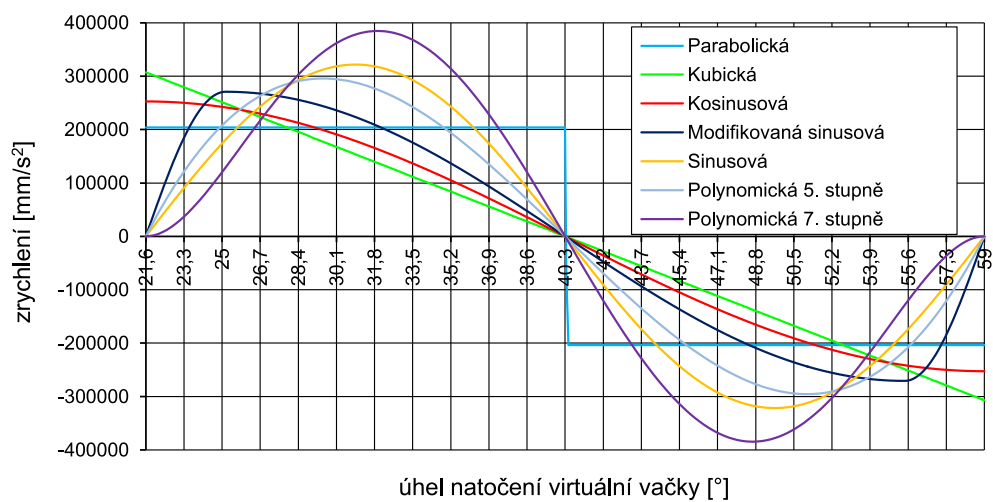
Průběhy úhlového zrychlení řemenice, Ø26,74 mm, 500 spm



Průběhy polohy jehelní tyče, Ø26,74 mm



Průběhy rychlosti jehelní tyče, Ø26,74 mm, 500 spm



Průběhy zrychlení jehelní tyče, Ø26,74 mm, 500 spm

Maximální hodnoty rychlostí a zrychlení, první pohybový interval, 500 spm

Zdvihová závislost	ε [°/s ²]	ω [°/s]	a [m/s ²]	v [m/s]
Parabolická	874 157	10 927	203,99	2,55
Kubická	1 316 475	8 228	307,20	1,92
Kosinusová	1 082 758	8 616	252,66	2,01
Modifikovaná sinusová	1 160 514	9 309	270,81	2,17
Sinusová	1 378 606	10 971	321,70	2,56
Polynomická 5. stupně	1 266 738	10 285	295,59	2,40
Polynomická 7. stupně	1 647 951	11 999	384,55	2,80

Příloha č. 4:

Maticový zápis pohybových rovnic mechanické soustavy

jehelní tyče

Soustavu diferenciálních rovnic popisující chování mechanické soustavy jehelní tyče lze zapsat v maticovém tvaru takto:

$$M\ddot{x} = K((Nx + h) * l) + B((N\dot{x}) * l) .$$

Do této soustavy jsou zahrnuty podmínky kontaktů mezi jednotlivými tělesy:

If $N_L x + h_L \geq 0$ then $l = 1$; If $N_L x + h_L < 0$ then $l = 0$.

Jednotlivé matice mají tvar:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix}, \quad M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 \end{bmatrix},$$

$$N = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}, \quad h = \begin{bmatrix} l_{20} - l_{p2} \\ l_{30} - l_{p3} \\ l_{40} - l_{p4} \\ 0 \\ -H \\ 0 \\ -N \\ -P \\ 0 \\ 0 \\ -R \\ 0 \\ -U \end{bmatrix}, \quad l = \begin{bmatrix} L_2 \\ L_3 \\ L_4 \\ L_6 \\ L_{20} \\ L_{21} \\ L_{32} \\ L_{13} \\ L_{31} \\ L_{35} \\ L_{14} \\ L_{45} \\ L_{56} \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} -k_2 & 0 & -k_4 & 0 & 0 & k_{21} & 0 & -k_{13} & k_{31} & 0 & -k_{14} & 0 & 0 \\ k_2 & -k_3 & 0 & 0 & -k_{20} & -k_{21} & k_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{32} & k_{13} & -k_{31} & -k_{35} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{14} & -k_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{35} & 0 & k_{45} & -k_{56} \\ 0 & 0 & 0 & -k_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{56} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -b_2 & 0 & -b_4 & 0 & 0 & b_{21} & 0 & -b_{13} & b_{31} & 0 & -b_{14} & 0 & 0 \\ b_2 & -b_3 & 0 & 0 & -b_{20} & -b_{21} & b_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{32} & b_{13} & -b_{31} & -b_{35} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{14} & -b_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{35} & 0 & b_{45} & -b_{56} \\ 0 & 0 & 0 & -b_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{56} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{N}_L = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{h}_L = \begin{bmatrix} l_{20} - l_{p2} \\ l_{30} - l_{p3} \\ l_{40} - l_{p4} \\ 0 \\ -H \\ 0 \\ -N \\ -P \\ 0 \\ M \\ -R \\ 0 \\ -U \end{bmatrix}.$$

Nelineární tuhost k_{20} popisující potenciální sílu tlumicí podložky F_{20} je v dynamickém modelu řešena mimo matici $\mathbf{K}$.

Příloha č. 5:

Struktura vytvořeného m-file dynamického modelu

mechanické soustavy jehelní tyče

```
% Model mechanické soustavy jehelní tyče  
% Puvodní tyč 2.0  
% Jiri Komarek 2015
```

```
%% vstupní parametry
```

```
% hmotnosti členů (kg)
```

```
m1=0.0817;  
m2=0.0419;  
m3=0.0043;  
m4=0.0006;  
m5=0.0002;  
m6=0.0006;
```

```
% tuhosti pruzin (N/m)
```

```
k2=900;  
k3=690;  
k4=1680;  
k6=1680;
```

```
% tlumeni pruzin (N*s/m)
```

```
b2=13.15;  
b3=3.32;  
b4=5;  
b6=5;  
b20=28.5;
```

```
% tuhosti teles (N/m)
```

```
k21=10000000000;  
k32=10000000000;  
k13=10000000000;  
k31=10000000000;  
k35=1000000;  
k14=10000000000;  
k45=10000000000;  
k56=10000000000;
```

```
% vnitřní tlumení teles (N*s/m)
```

```
b21=100;  
b32=100;  
b13=100;  
b31=100;  
b35=100;  
b14=100;  
b45=100;  
b56=100;
```

```

% volne delky pruzin (m)
l20=0.089;
l30=0.0292;
l40=0.0112;

% delky pruzin po montazi (m)
lp2=0.0719;
lp3=0.0134;
lp4=0.0094;

% vule mezi telesy (m)
h=0.023;           % kontakt 20
n=0.0074;          % kontakt 32
p=0.0036;          % kontakt 13
r=0.0011;          % kontakt 14
u=0.0243;          % kontakt 56
m=0.001;           % kontakt 35

%% maticovy zapis

% pocatecni podminky
x = [0;0;0;0;0;0;0];           % poloha
v = [0;0;0;0;0;0;0];           % rychlost

% matice hmotnosti
M=[m1,0,0,0,0,0,0;
   0,m2,0,0,0,0,0;
   0,0,m3,0,0,0,0;
   0,0,0,m4,0,0,0;
   0,0,0,0,m5,0,0;
   0,0,0,0,0,m6];

% inverzni matice hmotnosti
I=inv(M);

% matice tuhosti
K=[-k2,0,-k4,0,0,k21,0,-k13,k31,0,-k14,0,0;
   k2,-k3,0,0,0,-k21,k32,0,0,0,0,0,0;
   0,k3,0,0,0,0,-k32,k13,-k31,-k35,0,0,0;
   0,0,k4,0,0,0,0,0,0,k14,-k45,0;
   0,0,0,0,0,0,0,0,k35,0,k45,-k56;
   0,0,0,-k6,0,0,0,0,0,0,0,k56];

% matice tlumeni
B=[-b2,0,-b4,0,0,b21,0,-b13,b31,0,-b14,0,0;
   b2,-b3,0,0,-b20,-b21,b32,0,0,0,0,0,0;
   0,b3,0,0,0,0,-b32,b13,-b31,-b35,0,0,0;
   0,0,b4,0,0,0,0,0,0,b14,-b45,0;
   0,0,0,0,0,0,0,0,b35,0,b45,-b56;
   0,0,0,-b6,0,0,0,0,0,0,0,b56];

```

```

% rozhodovaci matice pro pohybove rovnice
N=[1,-1,0,0,0,0;
    0,1,-1,0,0,0;
    1,0,0,-1,0,0;
    0,0,0,0,0,1;
    0,1,0,0,0,0;
    -1,1,0,0,0,0;
    0,-1,1,0,0,0;
    1,0,-1,0,0,0;
    -1,0,1,0,0,0;
    0,0,1,0,-1,0;
    1,0,0,-1,0,0;
    0,0,0,1,-1,0;
    0,0,0,0,1,-1];

% vektor popisujici hodnoty vuli mezi kontakty a stlaceni pruzin
H=[l20-lp2;l30-lp3;l40-lp4;0;-h;0;-n;-p;0;0;-r;0;-u];

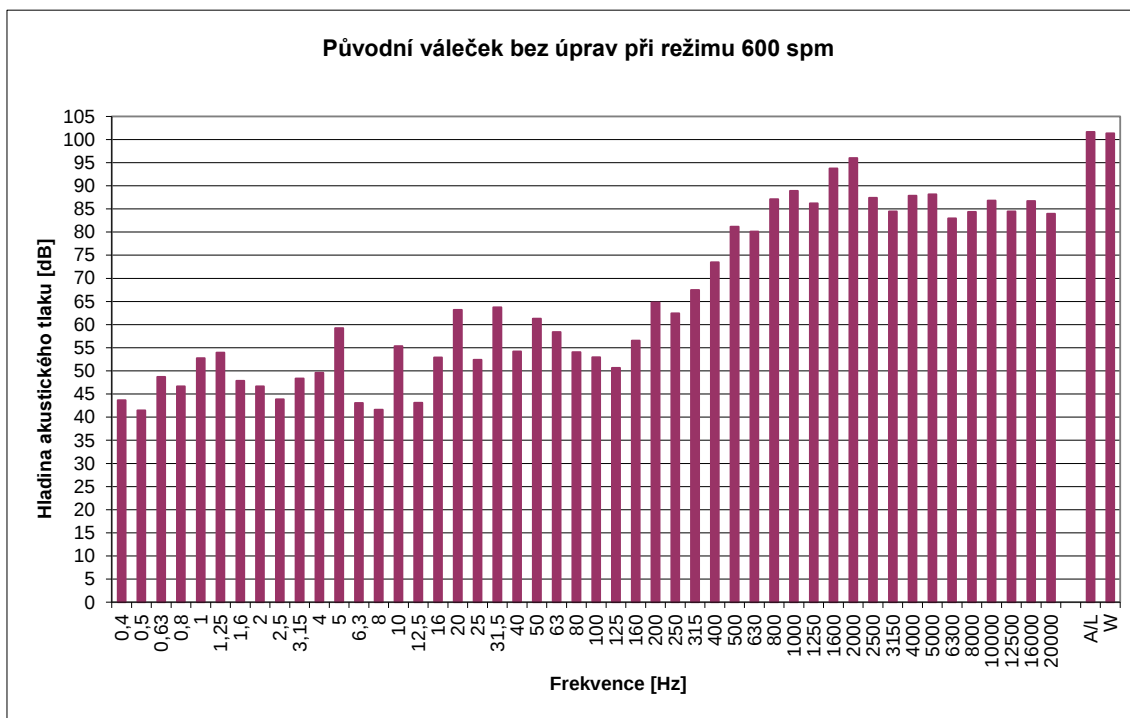
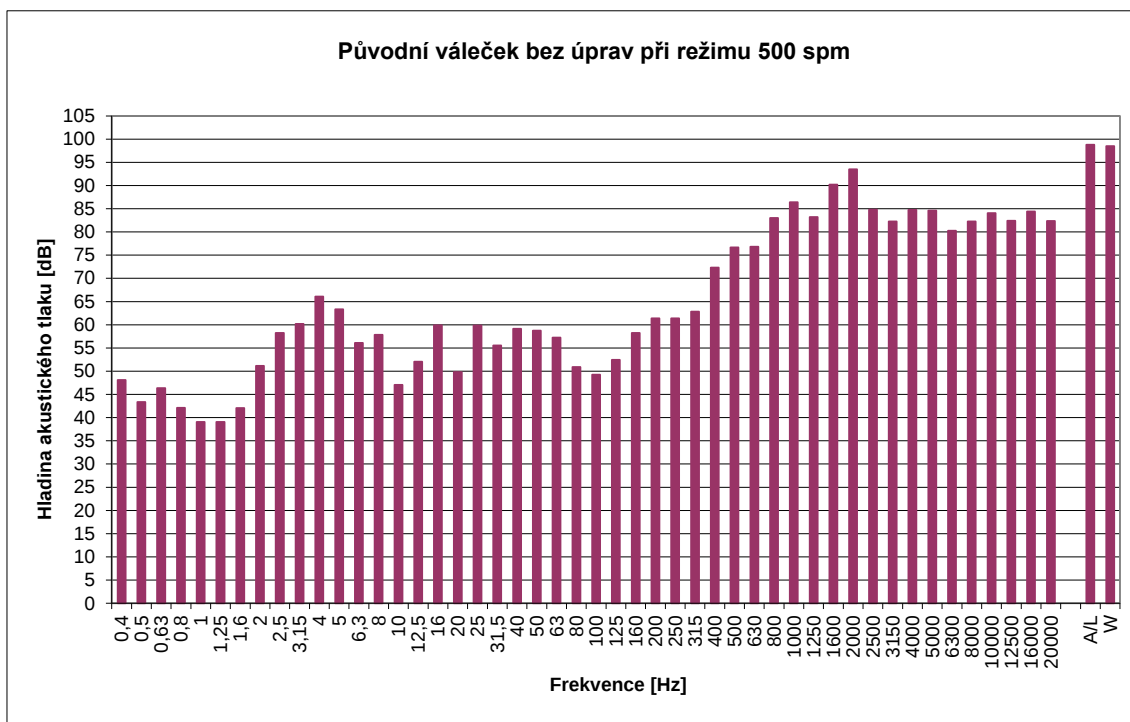
% rozhodovaci matice pro podminky kontaktu
NL=[1,-1,0,0,0,0;
    0,1,-1,0,0,0;
    1,0,0,-1,0,0;
    0,0,0,0,0,1;
    0,1,0,0,0,0;
    -1,1,0,0,0,0;
    0,-1,1,0,0,0;
    1,0,-1,0,0,0;
    -1,0,1,0,0,0;
    -1,0,1,0,0,0;
    1,0,0,-1,0,0;
    0,0,0,1,-1,0;
    0,0,0,0,1,-1];

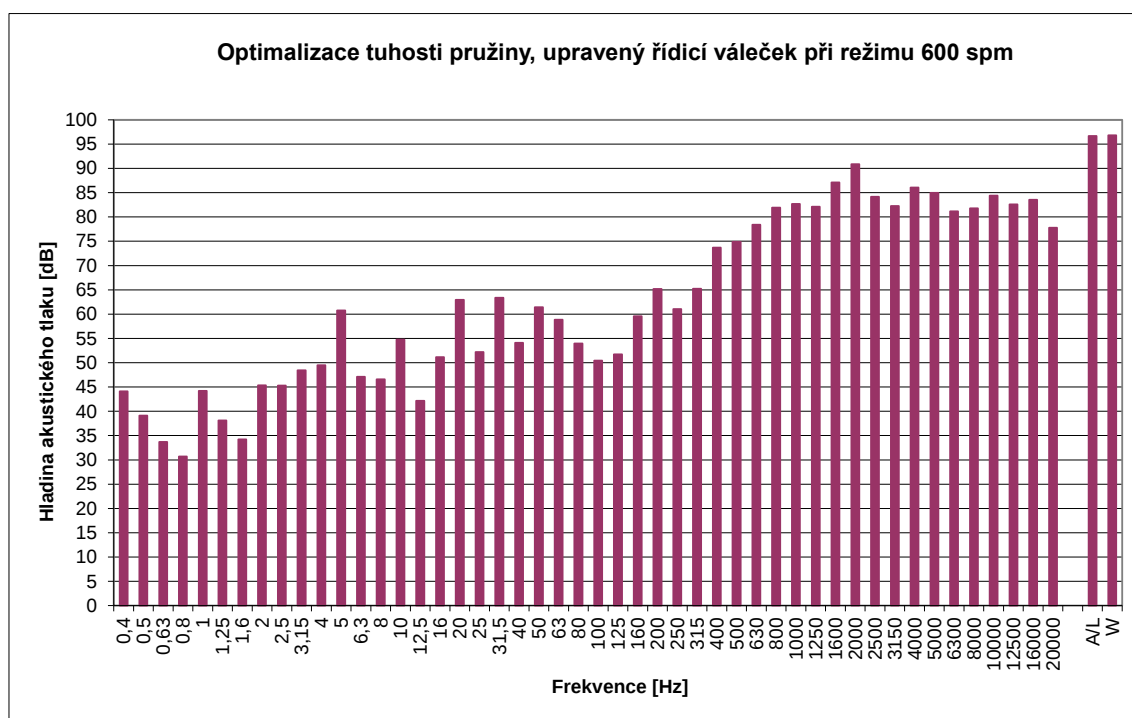
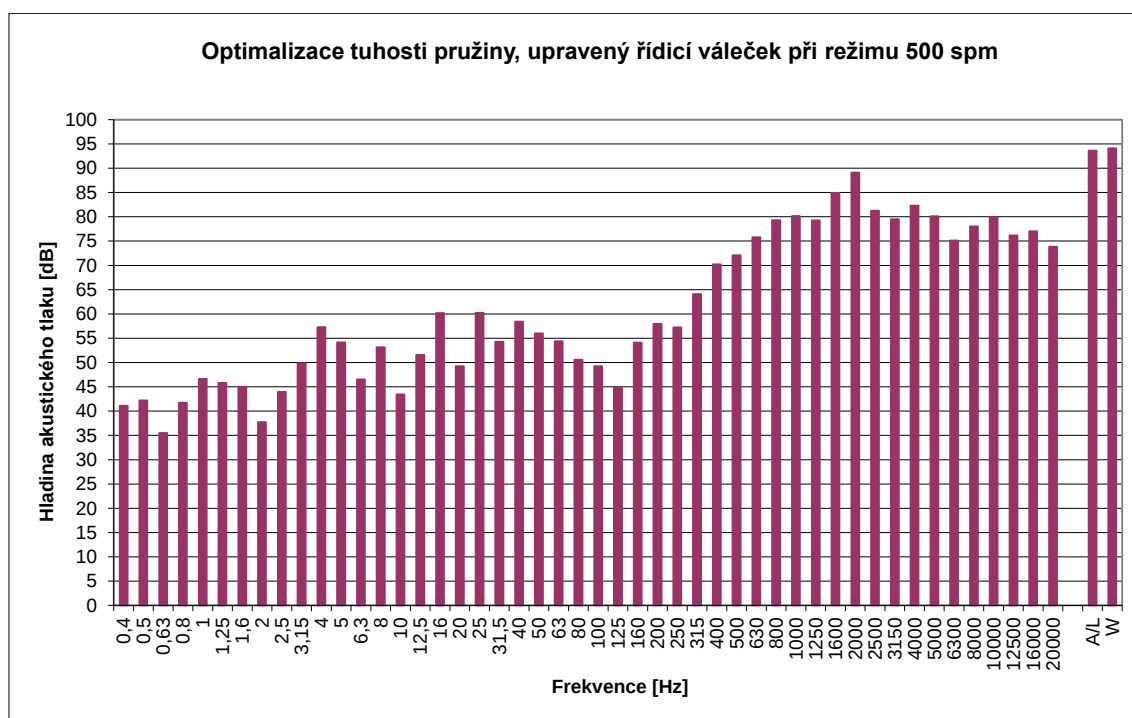
% vektor rozmeru vstupujicich do podminek kontaktu
HL=[l20-lp2;l30-lp3;l40-lp4;0;-h;0;-n;-p;0;m;-r;0;-u];

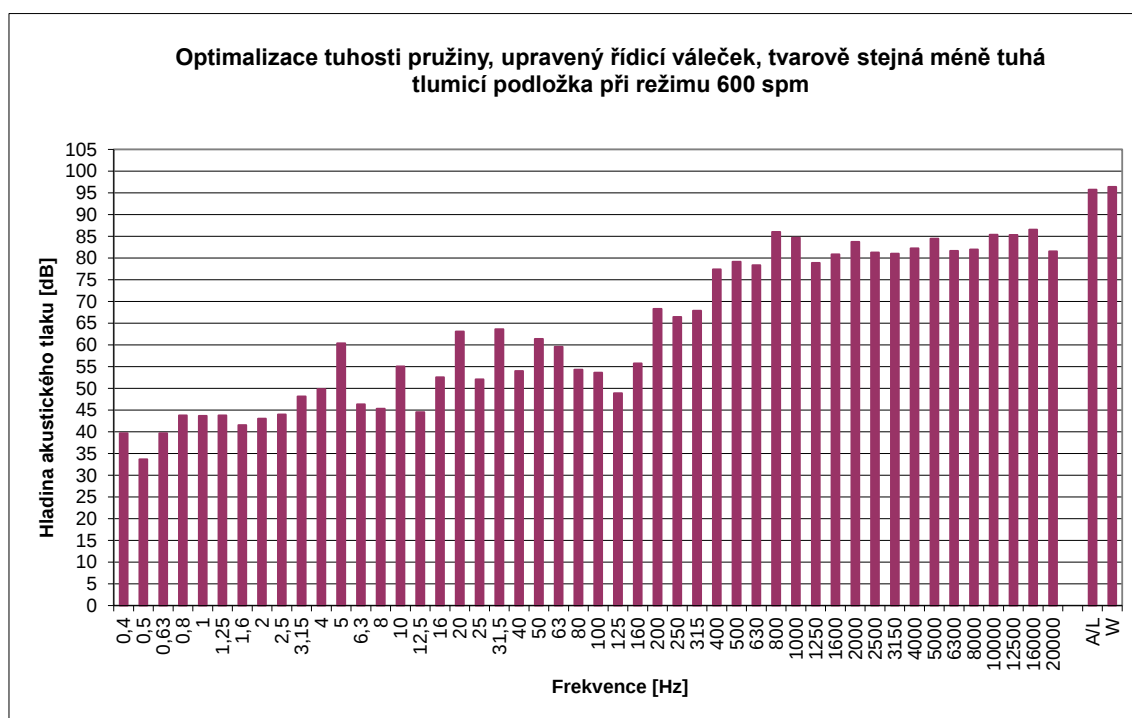
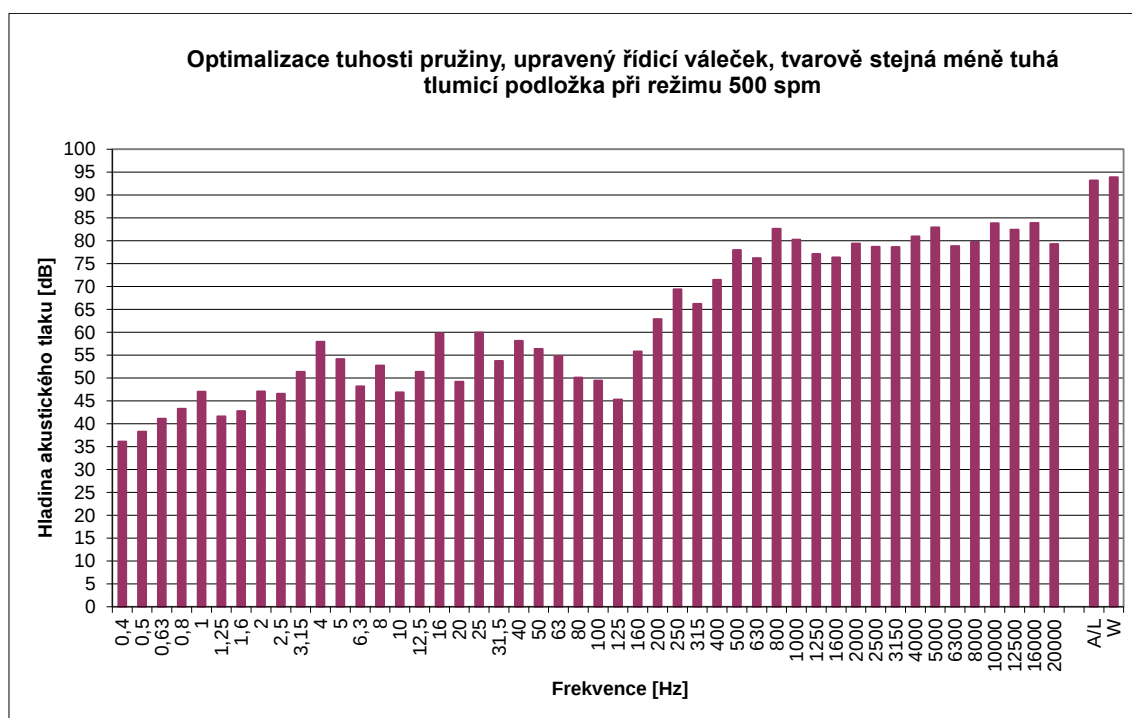
```

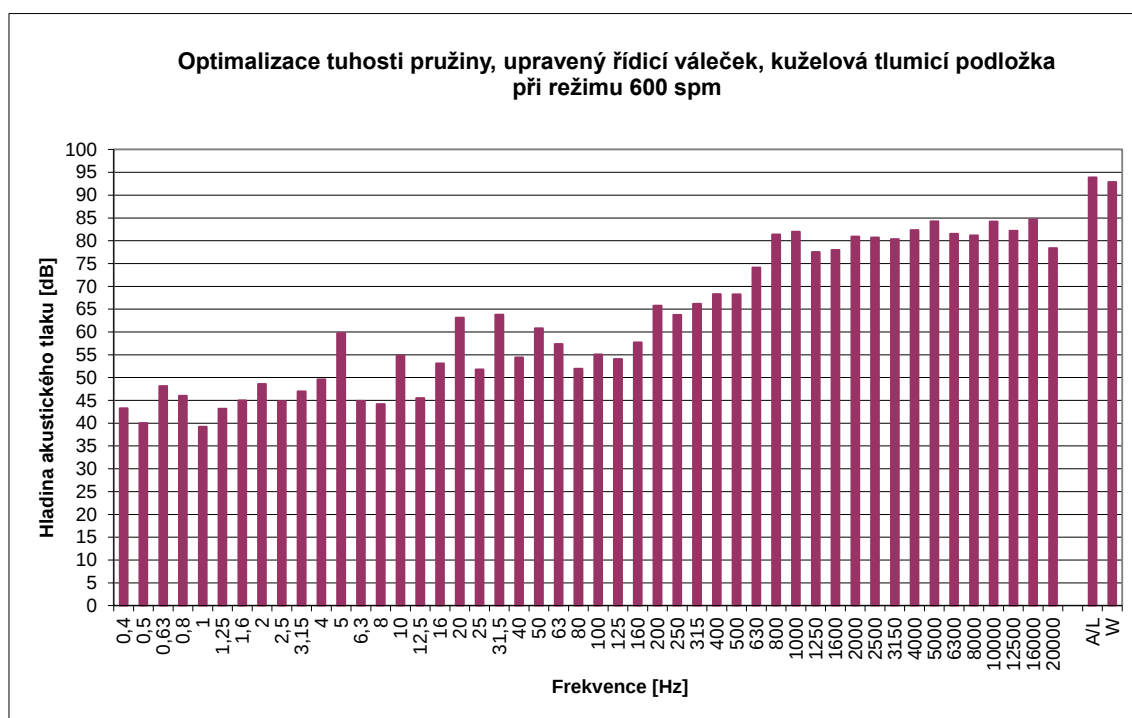
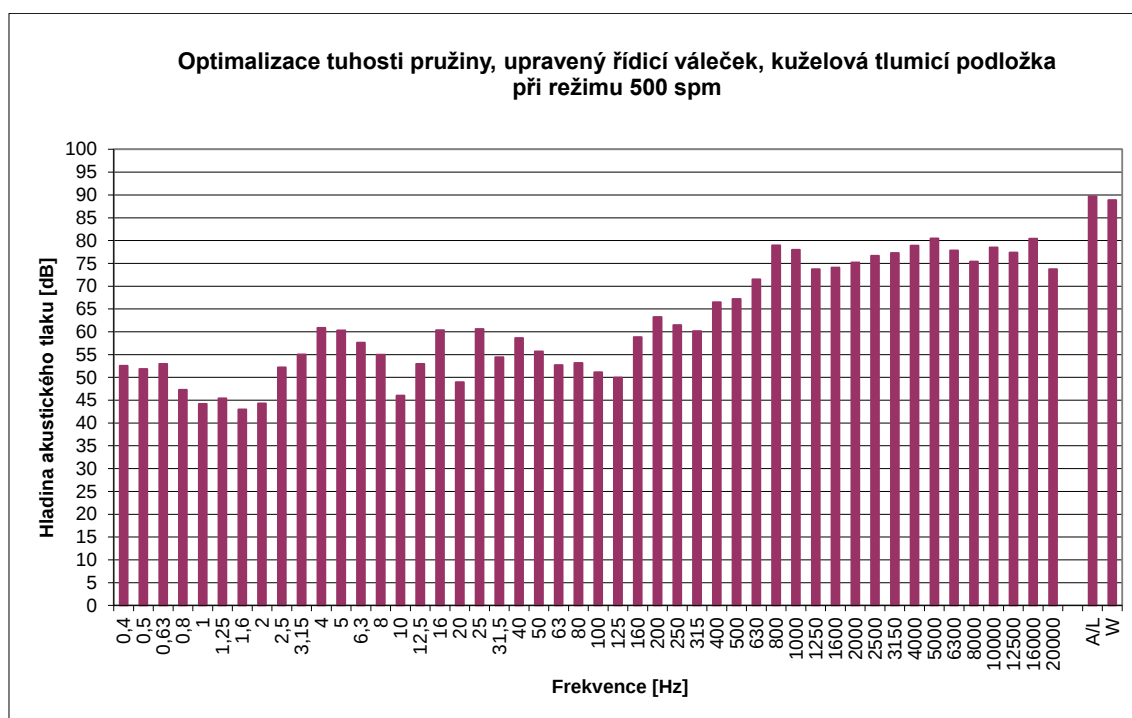
Příloha č. 6:

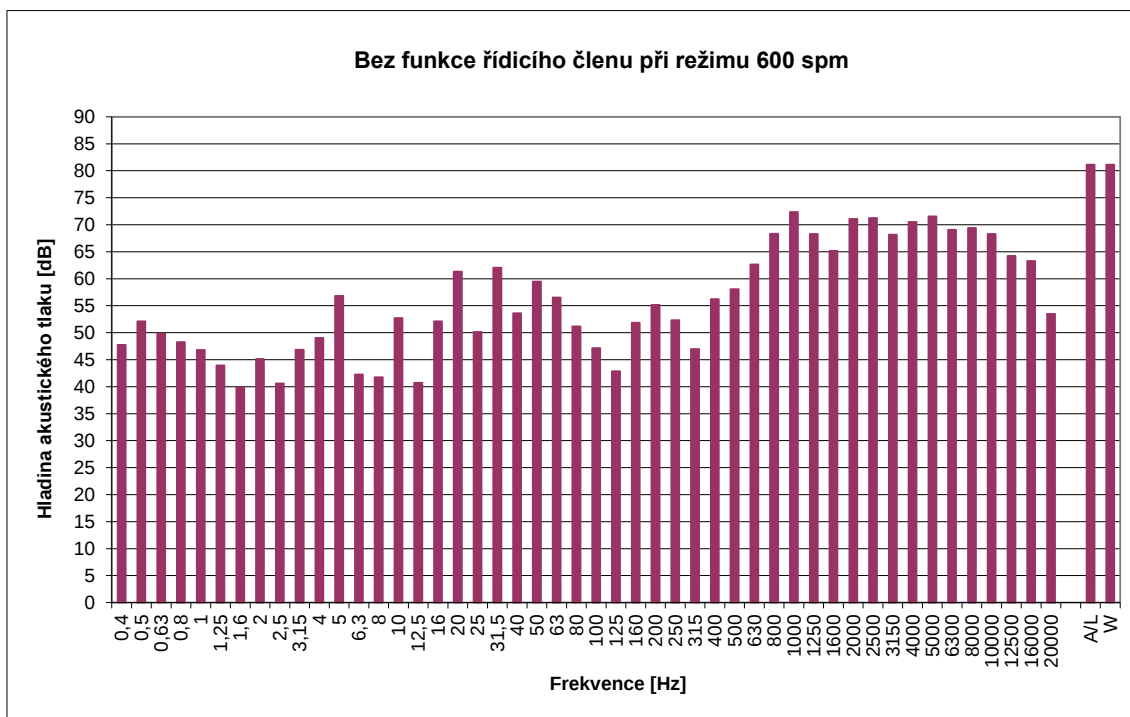
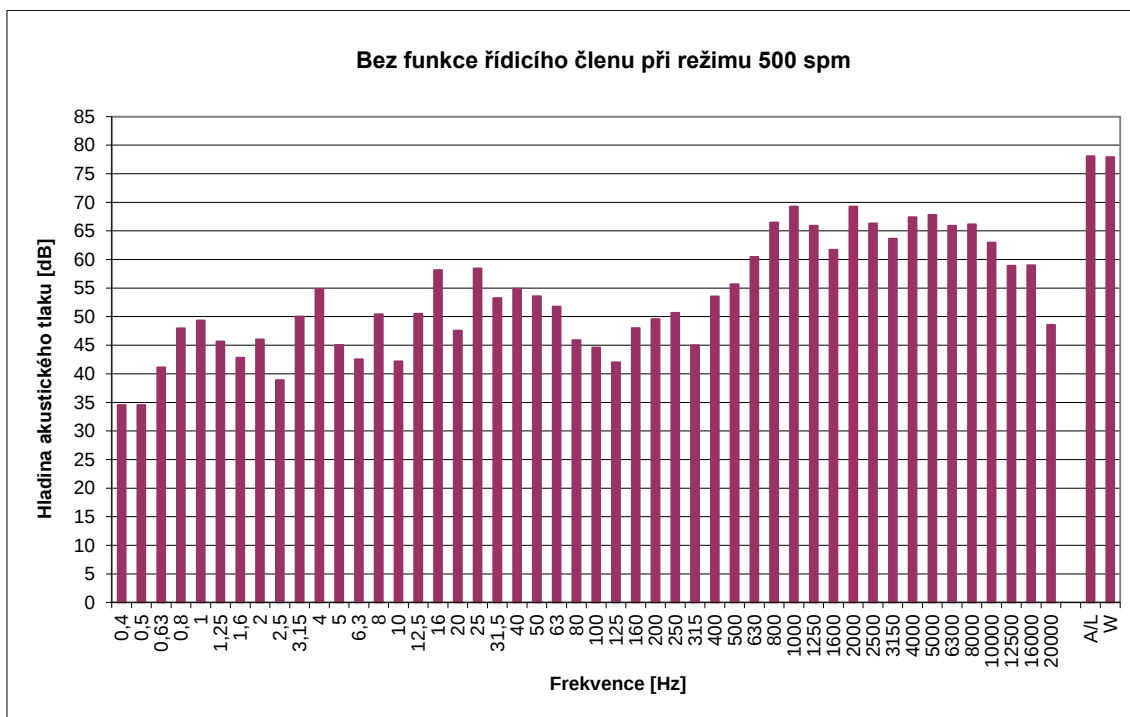
Frekvenční spektra naměřených hladin akustického tlaku

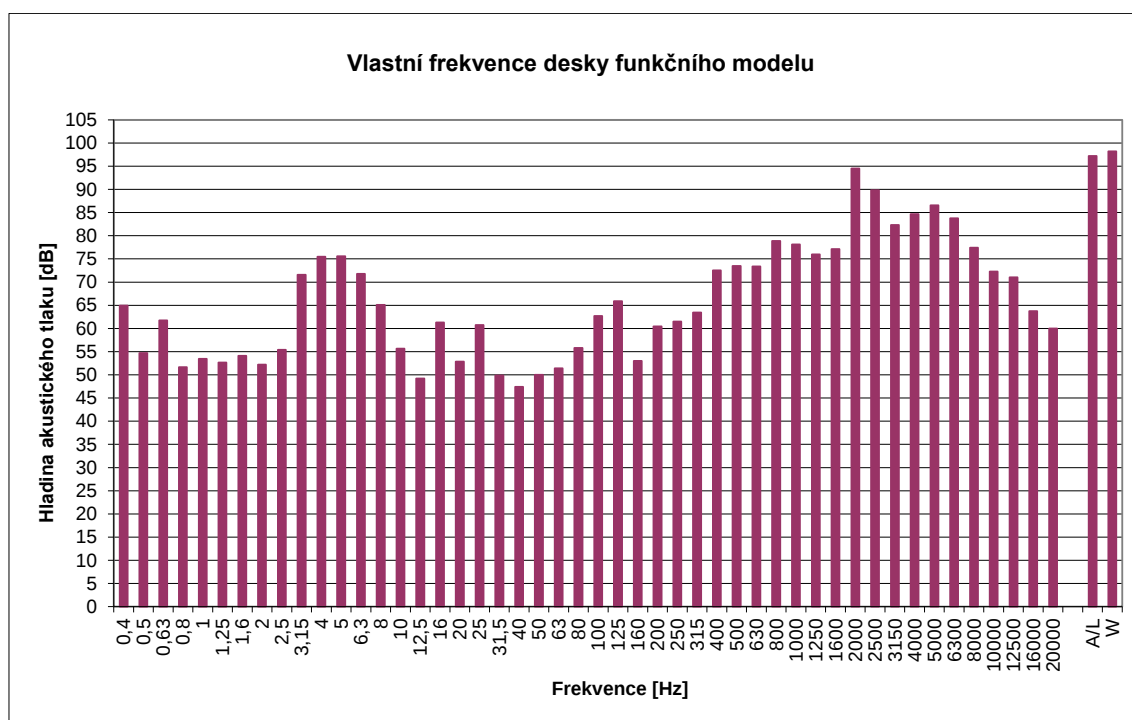






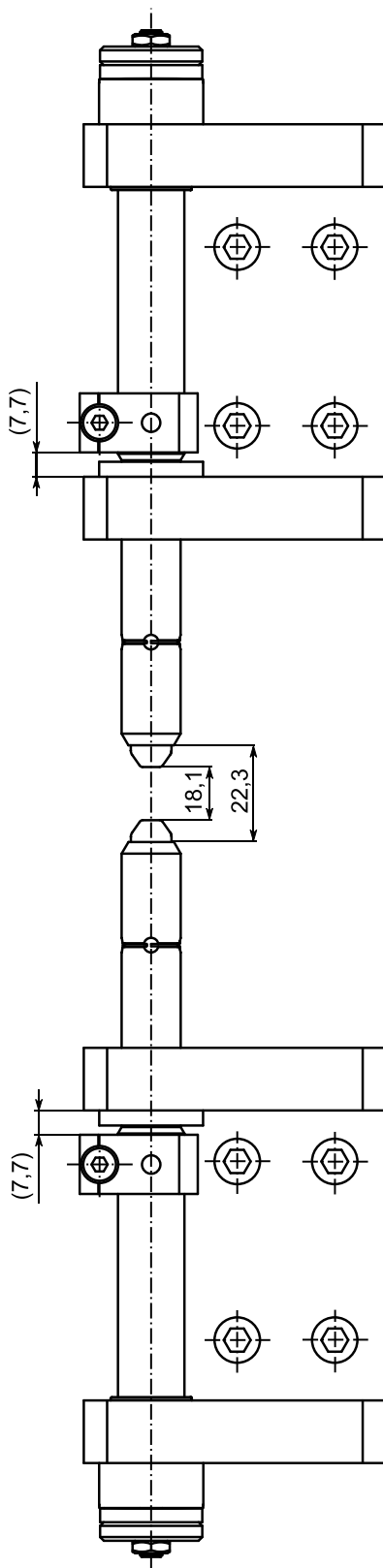






Příloha č. 7:

Nastavení mechanismu jehelních tyčí na funkčním modelu



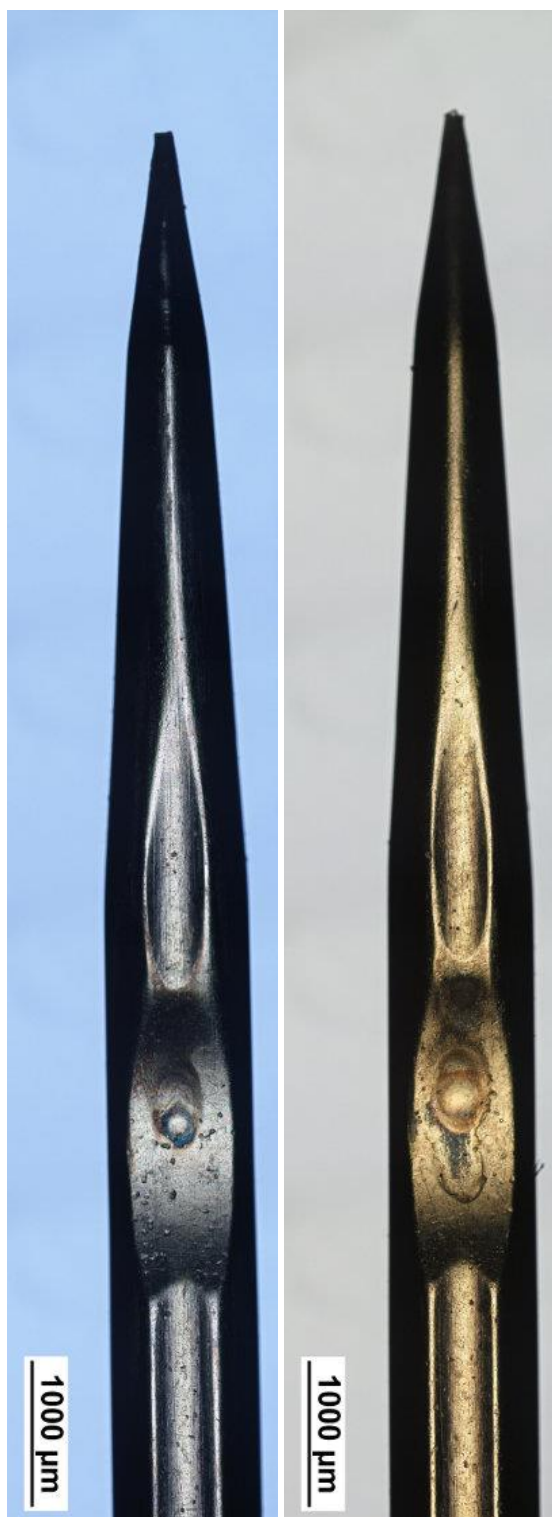
Příloha č. 8:

Stav jehel v průběhu dlouhodobých provozních zkoušek

Šicí stroj

Přední strana

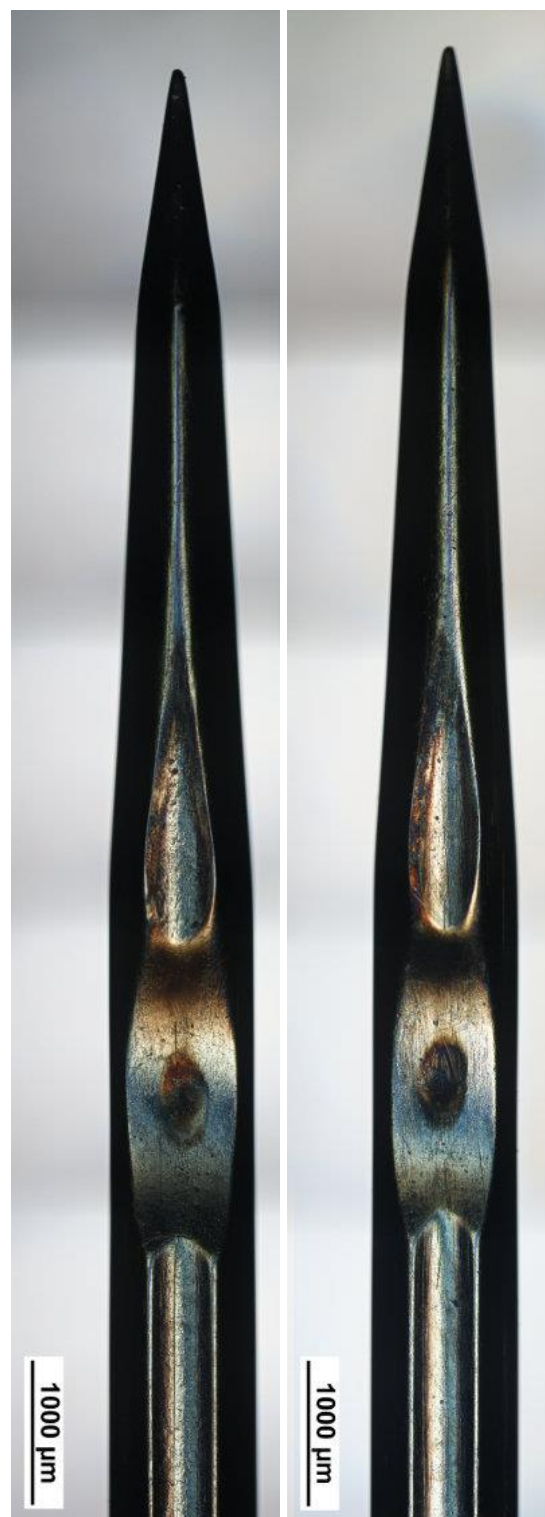
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Opatřebení jehel, 1 mil. cyklů, horní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana

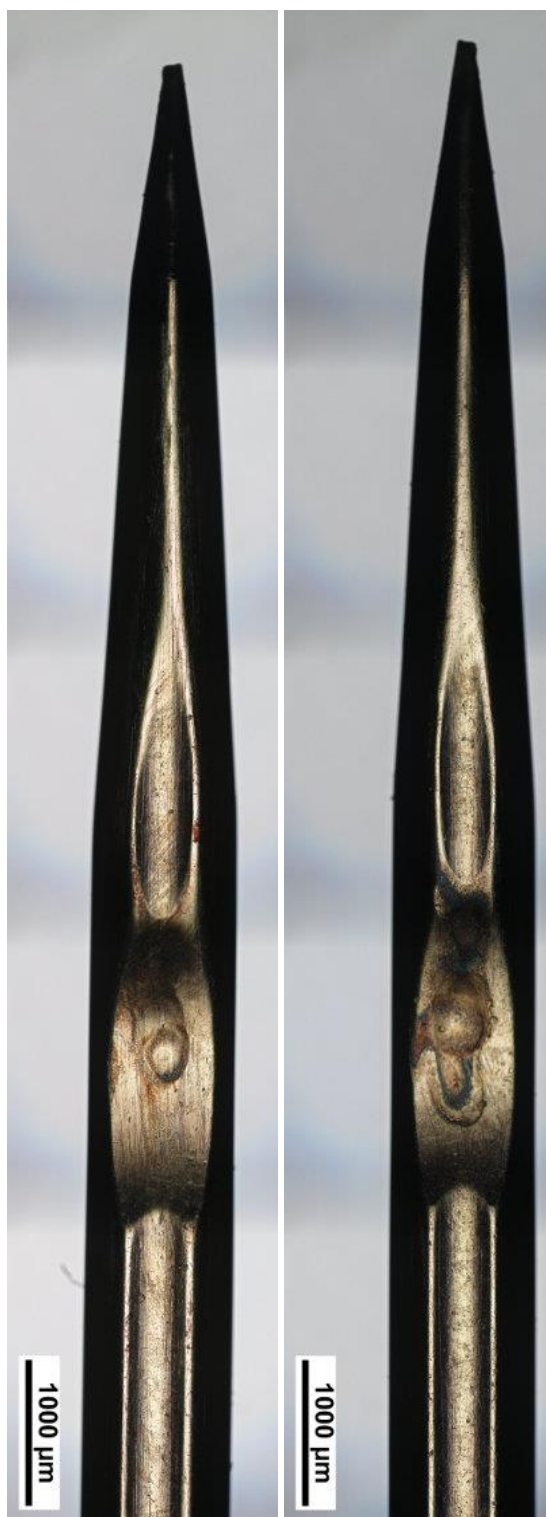


Opotřebení jehel, 1 mil. cyklů, dolní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

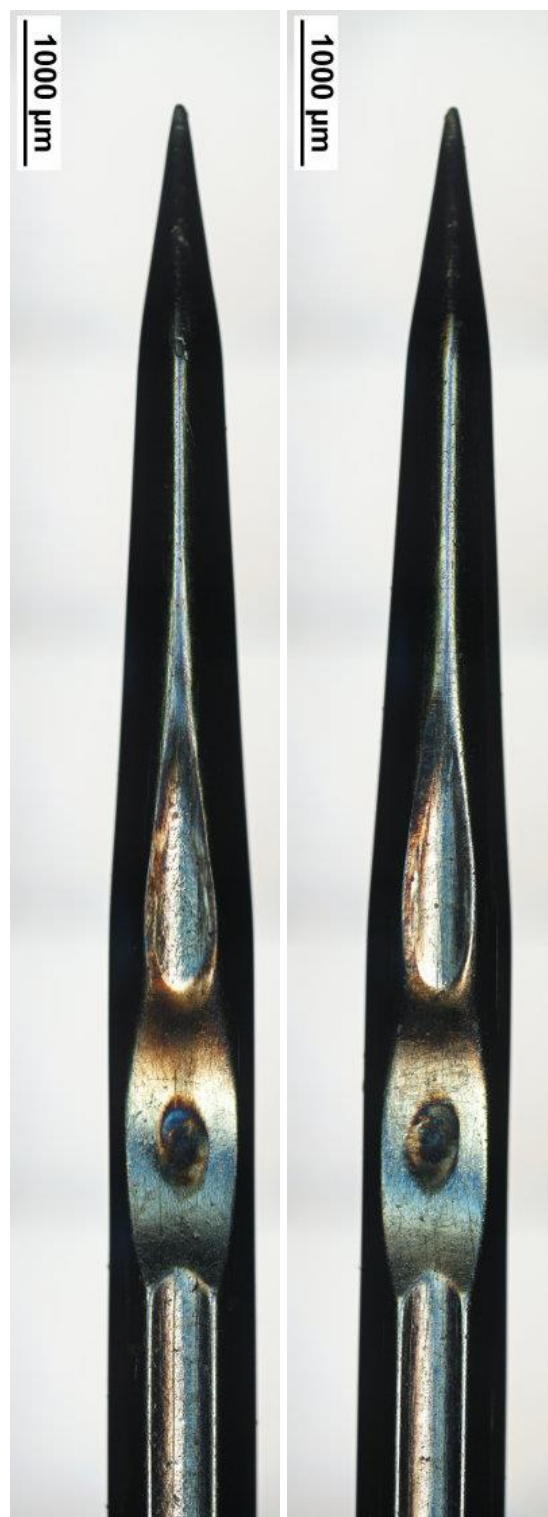
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Opotřebení jehel, 1,5 mil. cyklů, horní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

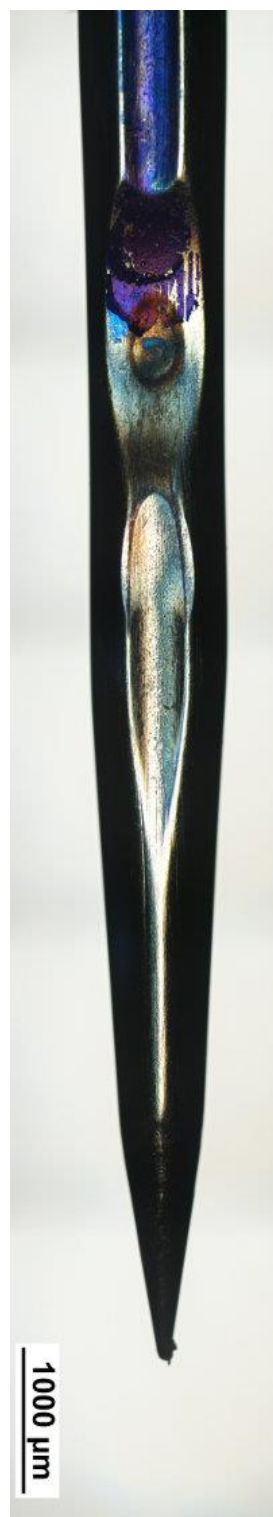
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Opotřebení jehel, 1,5 mil. cyklů, dolní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

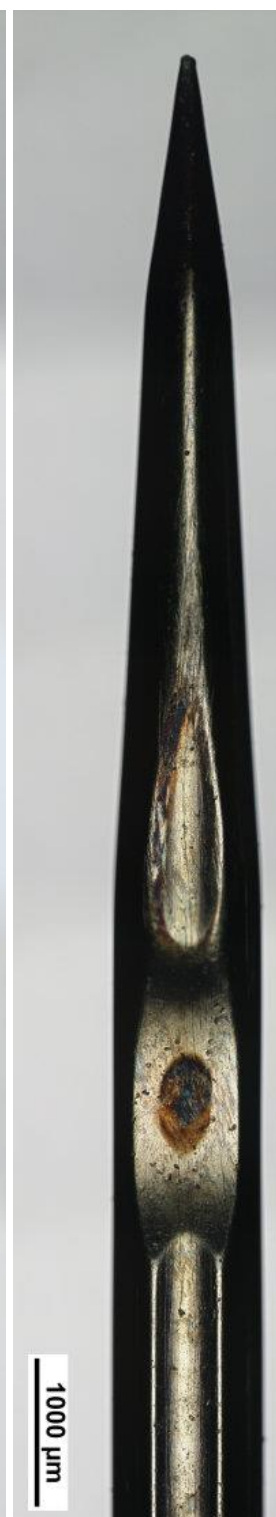
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Opatřebení jehel, 3 mil. cyklů, horní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

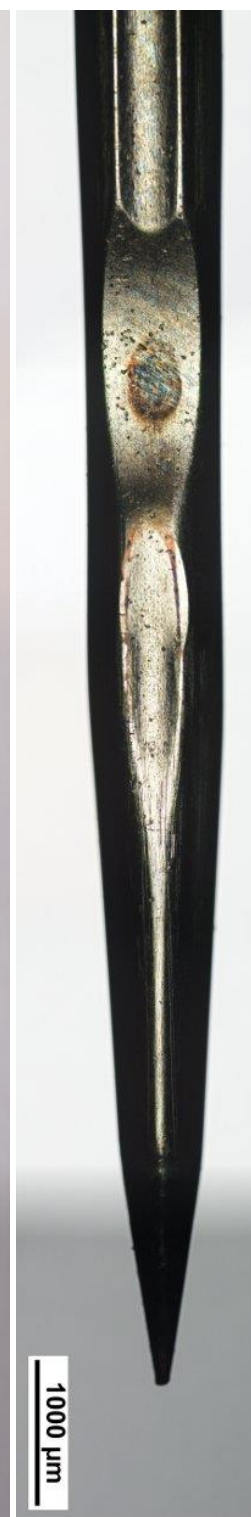
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana

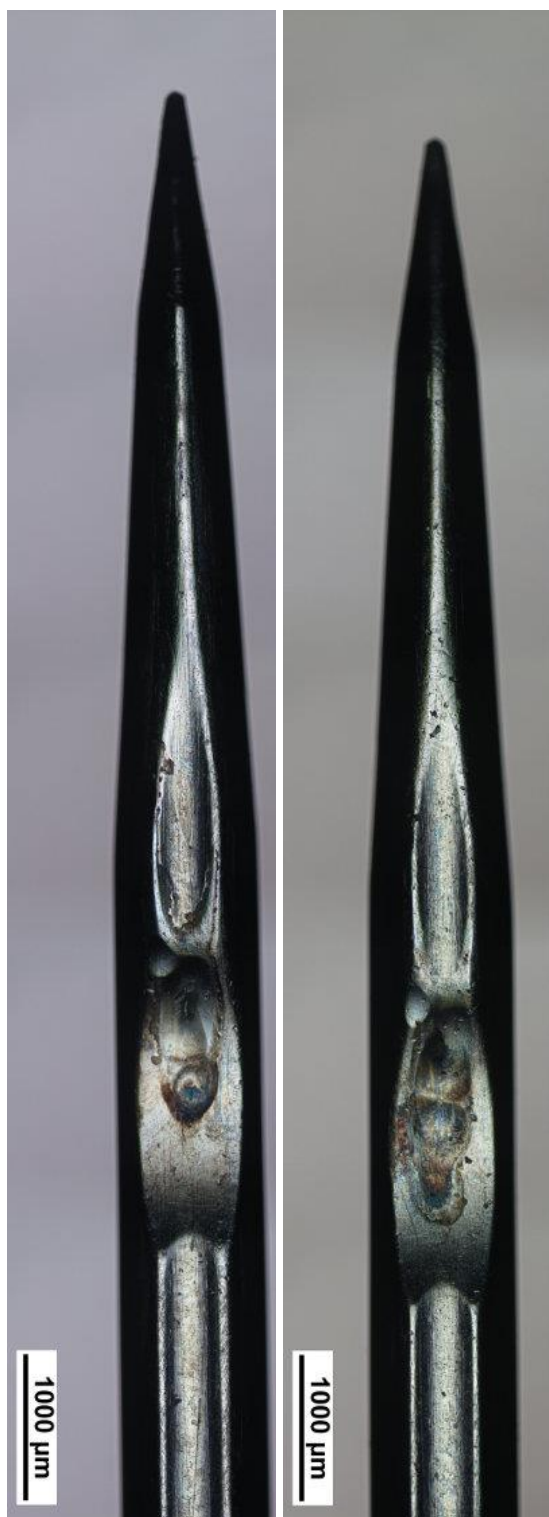


Opotřebení jehel, 3 mil. cyklů, dolní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

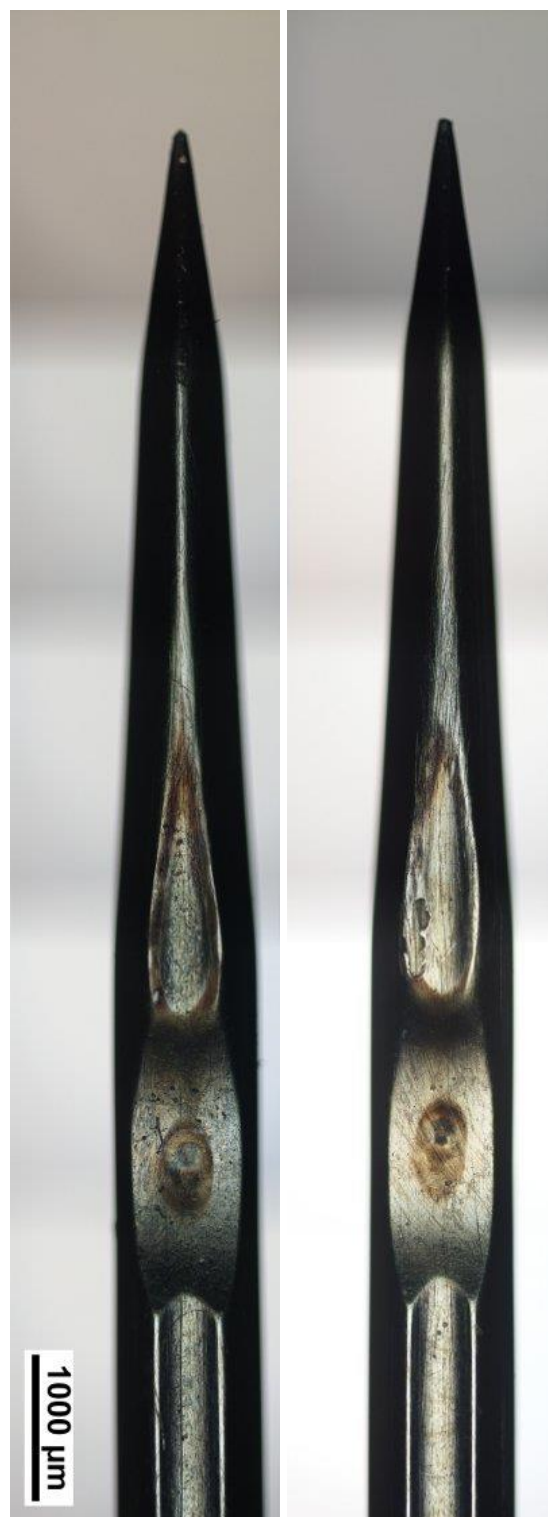
Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Stav jehel po ukončení dlouhodobých zkoušek, horní jehelní tyč

Šicí stroj

Přední strana

Zadní strana



Funkční model

Přední strana

Zadní strana



Stav jehel po ukončení dlouhodobých zkoušek, dolní jehelní tyč

Typ publikace: disertační práce

Název: Mechanismus jehelních tyčí šicího stroje

Autor: Ing. Jiří Komárek

Školitel: prof. Ing. Jaroslav Beran, CSc.

Studijní program: P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor: 2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Textilní a oděvní stroje

Pracoviště: Katedra textilních a jednoúčelových strojů

Fakulta strojní

Technická univerzita v Liberci

Studentská 1402/2

461 17 Liberec

Czech Republic

www.kts.tul.cz

Rozsah: 111 stran textu

32 stran příloh

Sazba: Microsoft Office 2013

Rok: 2018