



# System pohonu maloprůměrového pletacího stroje

## Disertační práce

*Studijní program:* P2302 – Stroje a zařízení  
*Studijní obor:* 2302V010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Ing. Josef Skřivánek**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.



## 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:

## **P o d ě k o v á n í**

Tímto způsobem bych chtěl poděkovat zejména svému školiteli doc. Ing. Martinu Bílkovi, Ph.D. za trpělivost, podporu a odborné vedení v průběhu celého doktorského studia.

Děkuji specialistům Ing. Vratislavu Procházkovi, CSc., Ing. Michalu Kašpárkovi, DiS. a Ing. Martinu Diblíkovi Ph.D. za tvorbu potřebných programů pro realizaci měření, za rady a doporučené přístupy týkající se pohonů a struktury zkušebního zařízení.

Děkuji Ing. Jaroslavu Maxovi za cenné informace týkající se technologické a konstrukční problematiky maloprůměrových pletacích strojů řady Ange.

Dále děkuji prof. Ing. Jaroslavu Beranovi, CSc., Ing. Jaroslavu Kopalovi, CSc., Ing. Petru Žabkovi Ph.D. a Ing. Petru Vášovi za cenné rady a připomínky při zpracování této práce. Prof. Ing. Petru Ursínymu, DrSc. a Ing. Petru Tumajerovi, Ph.D. děkuji za rady a připomínky při statistickém vyhodnocení dat z měření.

V závěru patří mé díky všem členům mé rodiny a okruhu přátel za jejich duševní podporu během celého studia a při tvorbě této práce.

## **Anotace**

Disertační práce se zabývá problematikou pohonného systému maloprůměrových pletacích strojů (dále jen pletacích strojů) s ohledem na cílené využití jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče v technologickém procesu pletení. Hlavním cílem práce je návrh nového systému pohonu pletacích strojů, který vychází z analýzy současného stavu poukazující na stav současných řešení systémů pohonu.

Úvodní část práce je zaměřena na zpracování a představení aktuálního stavu oboru a problematiky s tématem spojené, jsou zde uvedeny a porovnány jednotlivé koncepce používaných nebo vynalezených systémů pohonu.

V návaznosti na úvodní část je navržena a představena alternativa nového systému pohonu, která zohledňuje pracovní zařazení vybraných pracovních členů tj. jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče. Nový systém pohonu je oproti stávajícímu řešení rozdělen na tři individuálně ovládané části, kde stávající řešení s jedním centrálním pohonem je nahrazeno třemi řízenými pohony, které jsou vzájemně elektronicky spřaženy. Pro popis a simulaci systému pohonu jsou sestaveny matematické modely stávajícího a nového systému pohonu, jejíž součástí je doplňující návrh vhodnější zdvihové závislosti. Výstupem simulací jsou kinematické průběhy veličin a činného elektrického proudu, poukazující na oblast přínosu nového systému pohonu. Na základě struktury nového systému pohonu je navrženo a zhotoveno zkušební zařízení sloužící k ověření funkčnosti a spolehlivosti, kde hlavní důraz je kladen na dodržení maximální požadované polohové odchylky mezi jehelním válcem a přístrojem v pletacím režimu nazývaném převěšování. Měření na tomto zařízení prokazuje praktickou aplikovatelnost navrženého systému a dále předpokládanou úsporu elektrické energie.

V závěrečné části byl vyvinut, zhotoven a odzkoušen funkční model individuálního systému pohonu stříhacího kotouče, u kterého je možné zařazení do stávajícího konceptu stroje.

Disertační práce přispívá k rozvoji v oblasti problematiky pohonu a pohonných systémů maloprůměrových pletacích strojů, návrhem nového systému pohonu s reálným uplatněním v této oblasti.

## **Klíčová slova**

pohon, systém pohonu, pletací stroj, maloprůměrový, zdvihová závislost

## **Abstract**

The dissertation deals with the issue of the drive system of the small diameter knitting machines (hereinafter knitting machines) with regard to the targeted use of the needle cylinder, the dial and the cutting disc in the process of knitting. The main aim is to design a new drive system of knitting machines, based on an analysis of the current state referring to the state of current solutions of drive systems.

The introduction is focused on the processing and presentation of the current state of the field and issues connected to this topic, there are presented and compared the different concepts of used or invented the drive systems here.

In the response to the introductory part is designed and presented a new alternative of drive system that takes into account inclusion of selected working members i.e. the needle cylinder, the dial and the cutting disc. New drive system is compared to the current solution and is divided into three individually controlled parts where existing solutions with a single central drive is replaced by three controlled drives, which are electronically coupled. For a description and simulation of the drive systems are constructed mathematical models of the current and the new drive system, which includes a better draft stroke. The output of simulations are s-v-a diagrams and diagrams of active electrical current, pointing to the contribution of the new drive system. Based on the structure of the new drive system is designed and manufactured test equipment used to verify the functionality and reliability, where the main emphasis is on compliance with the required maximum positional deviation between the needle cylinder and the dial in a knitting mode called slinging. Measurement at this test equipment demonstrates the practical applicability of the proposed drive system and the estimated energy savings.

In the final part was developed, manufactured and tested functional model of the individual drive system of the cutting disc, in which there is the possibility to implement into the existing machine concept.

The work contributes to the development of issues of drive and drive systems of small diameter knitting machines, design of the new drive system with real application in this field.

## **Key words**

drive, drive system, knitting machine, small diameter, stroke



## Obsah

Obsah .....	7
Použité symboly a zkratky .....	9
1. Úvod.....	11
1.1. Základní pojmy týkající se pleteniny .....	13
1.1.1. Stavba pleteniny .....	14
1.1.2. Základní charakteristika pletenin .....	15
1.2. Základní rozdělení pletařských strojů .....	17
2. Analýza současného stavu .....	18
2.1. Popis a problematika řešení pohonných systémů pletacích strojů.....	18
2.1.1. Popis činnosti přístroje.....	22
2.2. Patentový průzkum .....	24
2.2.1. Standardně používaný systém pohonu maloprůměrového pletacího stroje.....	24
2.2.2. Systém pohonu stroje typu Clarendon, Kas Knit& Stitch, Montana, Spojené státy americké .....	25
2.2.3. Systém pohonu stroje se dvěma pohony firmy Uniplet Třebíč a.s., Česká Republika .....	26
2.2.4. Systému pohonu stroje se dvěma pohony a spojkou firmy Lonati s.p.a. Monza, Itálie .....	27
2.2.5. Zhodnocení patentového průzkumu a současného stavu .....	28
2.3. Nové směry řešení.....	30
3. Cíl práce .....	32
4. Stávající systém pohonu maloprůměrového pletacího stroje.....	33
4.1. Dynamická analýza standardně uspořádaného pohonného systému .....	33
4.1.1. Matematický model .....	33
4.1.2. Zdvihová závislost s polynomem třetího stupně.....	41
4.1.3. Výsledky dynamické analýzy stávající soustavy .....	43
4.2. Zatížení stávajícího systému pohonu .....	45
4.2.1. Stanovení redukovaného momentu působící na pohon .....	45
4.2.2. Stanovení momentu pasivních odporů jehel a platin .....	48
4.2.3. Měření pasivních odporů jehly v jehelní drážce .....	49
4.2.4. Zpracování výsledků z měření tahových sil jehel.....	53
4.2.5. Silový rozbor jehla- jehelní drážka- zámek .....	54
4.2.6. Zatížení stávajícího systému pohonu během pletení .....	57
5. Modifikovaný systém pohonu maloprůměrového pletacího stroje.....	59

5.1.	Dynamická analýza modifikovaného systému pohonu.....	59
5.1.1.	Výsledky dynamické analýzy modifikované soustavy – aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti .....	61
5.1.2.	Zdvhová závislost s polynomem sedmého stupně.....	63
5.1.3.	Výsledky dynamické analýzy modifikované soustavy – aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti .....	64
5.2.	Zatížení modifikovaného systému pohonu během pletení.....	65
5.2.1.	Stanovení momentů působících na pohony při rozběhu a doběhu soustavy .....	66
5.2.2.	Porovnání výsledků stávající a modifikované struktury pohonu .....	69
5.3.	Zkušební zařízení pro simulaci systému pohonu maloprůměrového pletacího stroje .....	70
5.3.1.	Návrh zkušebního zařízení.....	71
5.3.2.	Měření na zkušebním zařízení .....	72
5.3.3.	Charakteristika elektronické části zkušebního zařízení .....	73
5.3.4.	Řídicí systém a realizace virtuální vačky.....	74
5.3.5.	Měření na modelu stávající soustavy systému pohonu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti .....	75
5.3.6.	Měření na modelu modifikované soustavy systému pohonu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti .....	77
5.3.7.	Měření na modelu modifikované soustavy systému pohonu, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti .....	80
5.3.8.	Měření synchronního chodu jehelního válce a přístroje .....	82
5.4.	Celkové shrnutí výsledků měření vratného a synchronního chodu zkoumaných soustav.....	84
5.5.	Návrh nového individuálního systému pohonu stříhacího kotouče.....	87
5.5.1.	Tvorba 3D funkčního modelu systému pohonu stříhacího kotouče. ....	88
5.5.2.	Instalace individuálního systému pohonu stříhacího kotouče .....	91
5.5.3.	Ověření funkce individuálního systému pohonu stříhacího kotouče.....	92
6.	Závěr .....	94
7.	Literatura.....	97
	Publikace autora.....	101
	Patenty a užité vzory .....	101
	Články zveřejněné v odborných časopisech .....	101
	Články zveřejněné na konferencích .....	102
	Ostatní publikace .....	103
	Seznam příloh .....	105



## Použité symboly a zkratky

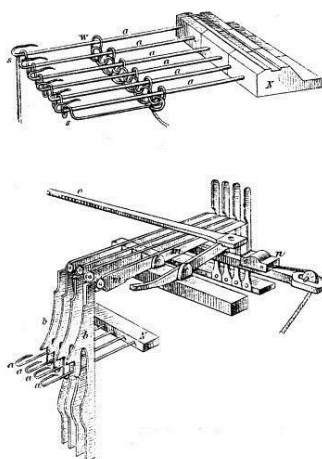
2. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU		
Značka	Popis	Jednotka
$d$	Průměr příze	m
$\varepsilon$	Tažnost pleteniny	%
$h$	Hustotní součinitel	-
$H_c$	Celková hustota pleteniny	-
$H_r$	Hustota řádků pleteniny	-
$H_s$	Hustotou sloupek pleteniny	-
$K_d$	Součinitel plnosti	-
$l$	Délka příze a pleteniny	m
$s$	Srážení pleteniny	%
4. SYSTÉMU POHONU MALOPRŮMĚROVÉHO PLETACÍHO STROJE		
Značka	Popis	Jednotka
$A$	Označení bodu dotyku jehly či platiny a zámku.	-
$a, b, c$	Polohy nositelek sil působících na jehle či platině	m
$a_j$	Zrychlení jehly v drážce	$\text{m.s}^{-2}$
$a_v$	Obvodové zrychlení válce	$\text{m.s}^{-2}$
$\alpha_s$	Úhel zámku při stahování jehly	$^\circ$
$\alpha_z$	Úhel zámku při zvedání jehly	$^\circ$
$b$	Torsní tlumení	$\text{N.m.s.rad}^{-1}$
$C$	Konstanty polynomické funkce	-
$E_K, E_{K1}, E_{K2}$	Kinetická energie	J
$E_P$	Potenciální energie	J
$\eta$	Mechanická účinnost přenosu výkonu	-
$f_D$	Součinitel tření v drážce jehelního válce	-
$F_j$	Tahová síla potřebná pro pohyb jehly	N
$F_{MSj}$	Síla potřebná pro stahování jehly zámkovou soustavou	N
$F_{MSp}$	Síla potřebná pro stahování platiny zámkovou soustavou	N
$F_{MZj}$	Síla potřebná pro zvedání jehly zámkovou soustavou	N
$F_{MZp}$	Síla potřebná pro zvedání platiny zámkovou soustavou	N
$F_p$	Tahová síla potřebná pro pohyb platiny	N
$f_z$	Součinitel tření na funkční ploše zámku	-
$\varphi$	Poloha členu systému pohonu	rad
$\dot{\varphi}$	Rychlost členu systému pohonu	$\text{rad.s}^{-1}$
$\ddot{\varphi}$	Zrychlení členu systému pohonu	$\text{rad.s}^{-2}$
$\ddot{\ddot{\varphi}}$	Ráz členu systému pohonu	$\text{rad.s}^{-3}$
$\Phi$	Vůle v systému pohonu	rad
$g$	Tíhové zrychlení	$\text{m.s}^{-2}$
$G$	Tíhová síla	N
$HBM$	Hottinger Baldwin Messtechnik	-
$I$	Moment setrvačnosti členu systému pohonu	$\text{kg.m}^2$

$I$	Matice momentů setrvačnosti	$\text{kg.m}^2$
$B$	Matice tlumení	$\text{N.m.s.rad}^{-1}$
$K$	Matice tuhosti	$\text{N.m.rad}^{-1}$
$I_{red}$	Redukovaný moment setrvačnosti	$\text{kg.m}^2$
$I_n$	Proudový odběr driveru	A
$k$	Torsní tuhost	$\text{N.m.rad}^{-1}$
$\bar{\kappa}(x)$	Krajní chyba aritmetického průměru	-
$M_{ekv}$	Ekvivalentní moment	N.m
$m_j$	Hmotnost jehly	kg
$M_k$	Krouticí moment	N.m
$m_p$	Hmotnost platiny	kg
$M_{PA}$	Moment pasivních odporů jehel a platin	N.m
$M_{PB}$	Moment pasivních odporů vybraných členů	N.m
$M_{Pj}$	Moment vyvozený pasivními odpory jehel	N.m
$M_{Pp}$	Moment vyvozený pasivními odpory platin	N.m
$M_{red}$	Redukovaný moment	N.m
$M1, M2$	Pohon	-
$M_1, M_2, M_3$	Moment dle fáze pohybu	N.m
$\mu$	Převod	-
$N$	Normálové síly	N
$P_n$	Příkon driveru	W
$P_1, P_2, P_3$	Pohon	-
$\pi, pi$	Ludolfovo číslo	-
$\Psi$	Poloha virtuální vačky	rad
$\dot{\Psi}$	Rychlost virtuální vačky	$\text{rad.s}^{-1}$
$q_i$	Zobecněná souřadnice	-
$r$	Poloměr jehelního válce	m
$R$	Rotor	-
$R$	Reakce od předpružení	N
$Ra$	Drsnost	$\mu\text{m}$
$R_d$	Disipativní funkce	J
$s$	Směrodatná odchylka	-
$\bar{s}$	Směrodatná odchylka výběrová	-
$T$	Třecí síla	N
$t_{P,n}$	Studentův součinitel	-
$t_1, t_2, t_3, t_4$	Časové úseky dle fáze pohybu	s
$U_n$	Napájecí napětí driveru	V
$v_j$	Rychlost jehly v drážce	$\text{m.s}^{-1}$
$v_v$	Obvodová rychlost válce	$\text{m.s}^{-1}$
$x$	Hodnota tahové síly v laně	N
$\bar{x}$	Aritmetický průměr	N

## 1. Úvod

Pletací stroje patří k neodmyslitelné součásti tradičního českého textilního strojírenství s bohatou historií, a to i přes fakt, že technologie pletení je v porovnání s ostatními oblastmi tohoto odvětví poměrně mladá.

Počátky pletení se datují již od počátku našeho letopočtu. V evropské oblasti se první pletené výrobky objevily ve Španělsku v průběhu 13. století. Pletařství se šířilo pomalu a rozšíření této řemeslné výroby vázané na vznik cechů v Německu a ve Francii se datuje až do 16. a 17. století. První mechanické pletení je spojeno s objevem Williama Leeho, anglického pastora, který roku 1589 představil a patentoval ruční zátažný stávek, viz obr. 1.1 [1; 2].



*Obr. 1.1 První historicky známý pletací stroj vynálezce Williama Leeho [3]*

Od objevení tohoto vynálezu, který uplatňoval háčkovou jehlu, prošel letitý vývoj. Významný pokrok nastal až v roce 1856, kdy byla vynalezena jazýčková jehla, která se uplatnila u plochých a později i u okrouhlých pletacích strojů. Tento druh jehly umožnil od kotonové výroby plochých punčochových výrobků přechod na prostorové úplety na okrouhlých strojích, u kterých k výrobě byly nutné z počátku dva stroje, lemové a chodidlové.

Dnešní maloprůměrové pletací stroje jsou standardně osazovány jedním centrálním pohonem, z něhož je výkon přenášen pomocí soustavy ozubených kol dále do stroje. Pojem systém pohonu v této disertační práci zahrnuje motor, jeho řízení a převodové ústrojí, které pohání požadované členy, zatímco pojmem pohon zahrnuje pouze motor a jeho řízení. Dále obsahují krokové motory určené k podávání gumy, elektromagnetickou páčkovou volbu jehel a elektropneumatické ovládání zámkové soustavy. V podstatě tyto stroje jsou značně

zautomatizovány. Většina funkcí je řízena elektronicky, případně pneumaticky. Zvýšil se počet systémů tvořících očko a standardní hodnota činí čtyři systémy na jeden stroj. Názorná ukázka nynějšího pletacího stroje je na obr. 1.2. Existují i maloprůměrové pletací stroje s větším počtem systémů (šest či osm), ale dá se říct, že v současných možnostech je maximum 8 systémů pro použití stroje v běžných provozních podmínkách [2].



*Obr. 1.2 Maloprůměrový pletací stroj ANGE 18.1, firmy Uniplet Třebíč a.s.*

Výzkum a vývoj nových způsobů pohonných systémů maloprůměrových pletacích strojů určených především pro výrobu ponožek je v poslední době zaměřen na využití moderních, elektronicky řízených pohonů dovolujících přesné, cílené a programově pružné řízení. Rozšiřování počtu elektronických aplikací, zejména řízených pohonů, u těchto strojů je ovlivněno příznivou cenou, technickou vyspělostí, a v neposlední řadě jejich vysokou přidanou hodnotou [4].

V minulosti i nyní jsou v pohonných systémech maloprůměrových pletacích strojů obsaženy relativně složité mechanismy s velkým počtem dílčích mechanických převodů. Tyto převody nastavují hranice využití pracovních členů tvořících pleteninu zejména z hlediska efektivního využití během celého pracovního procesu. Pracovními členy jsou míněny jehelní válec, přístrojový talíř (zkráceně přístroj) a stříhací kotouč. Přístrojem je v pletařské praxi nazýván rotační element, sloužící zejména k tvorbě převěšeného lemu, dále k výrobě pevného začátku a u některých typů stroje i k oboulící pletenině. Nedílnou součástí přístroje je stříhací kotouč (pracovní člen) sloužící ke stříhání příze dle technologických požadavků [2].

Procentuální vyřízení výše uvedených pracovních členů je během procesu tvorby úpletu značně odlišné, a to v rozsahu 5 % až 100 %. Nynější koncepce pohonných systémů nedovolují pružně ovládat jednotlivé pracovní členy dle jejich aktuální potřeby zařazení v technologickém procesu. Tento fakt nastává z důvodu nehybného spojení mezi přístrojem a stříhacím kotoučem a jejich pohyb je standardně odvozen konstantním převodem od pohybu jehelního válce. Aplikace řízených pohonů nabízí možnost zejména zvýšení efektivity pletacího procesu, a s tím spojenou úsporu provozních a v některých případech i pořizovacích nákladů. Nespornou výhodou je zmenšení nároků na zástavbový prostor a celkové zjednodušení konstrukce stroje vzhledem k redukci pohybujících se členů pohonného systému. Dalším důležitým měřítkem pro posuzování vhodnosti použití řízených pohonů jsou nároky na dynamické vlastnosti stroje, neboť jejich aplikace mohou přinést zlepšení jejich vlastností. Problematika dynamických režimů pletacích strojů byla řešena v rámci komplexní studie zaměřené na maloprůměrové pletací stroje [5-10].

Tato disertační práce je zaměřena na návrh nového pohonného systému, který bude respektovat cílené zařazení jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče do technologického procesu. Využití řízených pohonů v této oblasti se jeví jako možná cesta pro zvýšení technické vyspělosti maloprůměrových pletacích strojů. Tento návrh nového systému pohonu je patentován pod názvem *Okrouhlý pletací stroj* s čísly patentů 303578 [11] a užitého vzoru 23182 [12].

V rámci vývoje přispívajícího ke zvýšení technické vyspělosti pletacích strojů vznikl další patent, zabývající se diagnostikou jazýčků pletacích jehel a přetrhovosti příze pod názvem *Způsob zjištění poškození jazýčkové pletací jehly pletacího stroje a/nebo přerhu jí přiřazené nitě*, číslo patentu 303891 [13] a užitého vzoru 23085 [14].

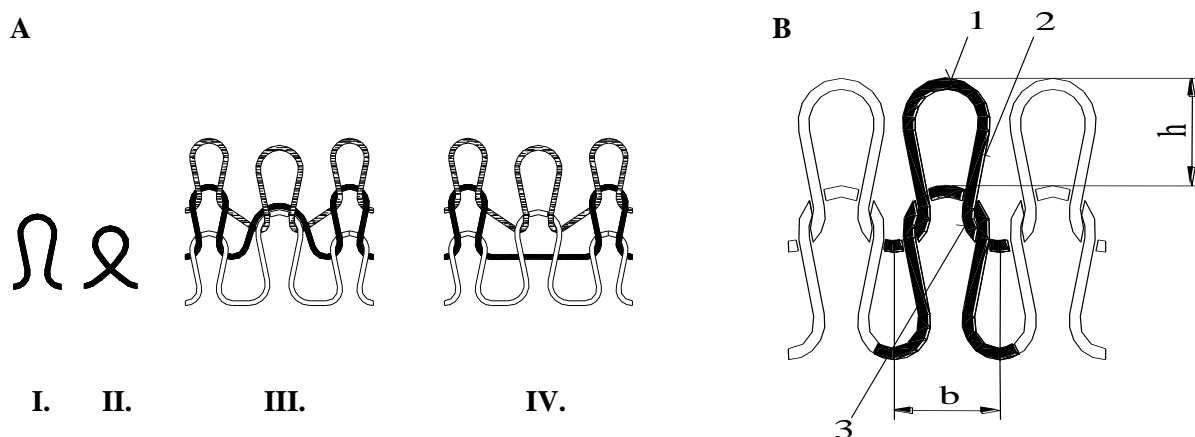
## 1.1. Základní pojmy týkající se pleteniny

Pletenina je velmi rozšířeným artiklem nejen v oblasti odívání a bytového textilu, ale také značně zasahuje do pole technických aplikací, v nichž se stává velmi významným členem. Specifickými vlastnostmi pleteniny jsou její tažnost, pružnost, dobré tepelně izolační vlastnosti a prodyšnost. Díky těmto vlastnostem je pletenina nezastupitelnou plošnou textilií. Běžně známé výrobky z pleteniny jsou punčochy, ponožky, svetry, lůžkoviny, filtry, obaly, autopotahy a řada technických textilií. K výrobě vyjmenovaného sortimentu zboží se běžně používá vláken organického či anorganického původu. Pletenina je vytvářena z jedné či více

přízí pletařskou technikou, která je vzájemně propojuje pomocí zátažných či osnovních vazeb. Z tohoto důvodu pleteniny dělíme na dvě základní skupiny – pleteniny zátažné obr. 1.3 a pleteniny osnovní 1.4 [1].

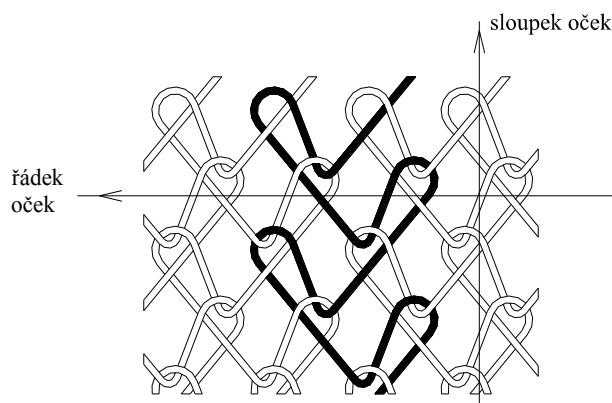
### 1.1.1. Stavba pleteniny

Základními stavebními prvky pleteniny (obr. 1.3 A) jsou klička (I.), smyčka (II.), chytová klička (III.) a podložená klička (IV.). Kličky a smyčky tvoří základ (kostru) všech pletenin. Kličce či smyčky zavěšené v pletenině říkáme očko, což je základní vazební prvek pleteniny. Tvoří ho prostorový útvar vzniklý provléknutím kličky dříve vytvořenou kličkou či očkem, viz obr. 1.3 B [1].



**Obr. 1.3 Pletenina [1]**

Očko se skládá z jehelního oblouku (1), dvou stěn oček (2) a dvou platinových půboblouků (3), viz obr. 1.3 B. Uspořádání oček nad sebou je nazýváno sloupek oček, vedle sebe řádek oček. Zátažná pletenina (obr. 1.3 B) vzniká postupným vytvářením oček v řádku pleteniny, tj. očka řádku jsou při tvorbě plochého tvaru pleteniny pletena postupně. Příze do dalšího řádku přechází vratnou kličkou a probíhá po řádcích zleva doprava a zprava doleva. [1].



**Obr. 1.4 Osnovní pletenina [1]**

Vzájemné uspořádání a spojení oček u jednoduché osnovní pleteniny ve vazbě trikotu je znázorněno na obr. 1.4, zde jsou očka uspořádána do řádků a sloupců. Řádek oček je tvořen soustavou osnovních přízí spojených příslušnou osnovní vazbou, přičemž řádek oček se nevytváří postupně, ale všechna očka řádku najednou. Vzájemné spojení oček v řádcích nad sebou je vytvořeno tzv. spojovací kličkou, která je na rubní straně pleteniny [1].

### 1.1.2. Základní charakteristika pletenin

**Rozměrová stabilita:** Pletenina ve své podstatě představuje textilií rozměrově poměrně nestabilní. S ohledem na značné silové a momentové namáhání příze v pletenině, dané jejím přetvarováním do oček a též ke značné pružnosti a tažnosti pleteniny, dochází samovolnému srážení pleteniny, které je ovlivněno podmínkami a prostředím, ve kterém se pletenina nachází. Vyváženého stavu pletenin pro výzkum jejich vlastností lze též dosáhnout vysrážením tzv. „praním za sucha“ v bubnu pračky v prostředí s relativní vlhkostí  $\varphi > 60 \%$  a teplotě  $t = 40 - 60 \text{ }^\circ\text{C}$ , kdy dochází ke značné relaxaci úpletu a dosažení maximálně relaxovaného stavu. Při vícenásobném praktickém užívání pleteniny dochází často k jejímu zkracování v podélném směru (ve směru sloupců) a rozšíření ve směru příčném. Tuto nepříjemnou vlastnost ovlivňuje hlavně použitá vazba pleteniny [1].

**Plošná hmotnost:** Zjišťuje se určením hmotnosti výřezu nebo výseku pleteniny. U jednodušších vazeb ji lze určit výpočtem. Určuje nejen spotřebu materiálu a tím i materiálové náklady, ale zařazuje pleteninu do příslušné oblasti využití, a tak částečně určuje její vlastnosti [1].

**Hustota pleteniny:** Jak vyplývá z předchozí kapitoly (kap. 1.1.1), nejdůležitějším stavebním prvkem pleteniny je očko. Hustotu pleteniny lze definovat jako zaplnění plochy příze očky. Podle normy je hustota pleteniny definována hustotou řádků  $H_r$  na 10 cm a hustotou sloupců  $H_s$  na 10 cm. Celková hustota  $H_c = H_r \cdot H_s$  udává počet oček na  $100 \text{ cm}^2$ . Pro vlastnosti pletenin má význam tzv. hustotní činitel  $h$ , součinitel plnosti  $K_d$  a dají se stanovit pomocí vztahů 1.1 [1].

$$h = \frac{H_r}{H_s}, \quad K_d = \frac{l}{d} \quad (1.1)$$

kde:  $l$  je délka příze připadající na jedno očko a  $d$  je její průměr.

Hustota pleteniny spolu s vlastnostmi příze zásadně ovlivňuje mechanicko-fyzikální vlastnosti pleteniny, pevnost, tažnost a oděruvzdornost. Velmi důležitým parametrem je délka příze v očku a její rovnoměrnost v pletenině, neboť je jedním z určujících faktorů při konstrukci pletacích strojů a jejich seřizování. Délku příze lze stanovit s různou přesností matematicky podle různých modelů, lze ji však přesně určit vypáráním příze [1].

**Pevnost pleteniny:** Bývá stanovena normou, která udává pevnost pleteniny ve směru sloupců a řádků určeného tvaru vzorku, nebo plošnou pevnost udávající protržení pleteniny kulovým vrchlíkem. S ohledem na vysokou tažnost většiny pletenin, zvláště pak určených pro oděvní účely, nemá pevnost zásadní význam [1].

**Tažnost pleteniny:** Určuje se současně při stanovení pevnosti pleteniny. Tažnost  $\varepsilon$  je stanovena v % v příslušném směru namáhání a je stanovena vztahem 1.2. Značná tažnost pletenin umožňuje snadnou tvarovatelnost a přizpůsobivost lidskému tělu a ve stejném smyslu je též využita u některých technických textilií. V některých případech je vyžadována snížená tažnost v podélném či příčném směru pleteniny. Potlačení tažnosti se provádí využitím různých pletařských vazeb a technik [1].

$$\varepsilon = \frac{l_p - l_0}{l_0} \cdot 100 \quad (1.2)$$

kde:  $l_0$  je počáteční délka pleteniny a  $l_p$  je konečná délka po přetrhu.

**Pružnost pleteniny:** Tato schopnost vracet se po odlehčení do původního stavu je dána u pletenin nejen vlastnostmi použitého materiálu (příze), ale též použitou pletařskou vazbou. Je to právě pružnost pleteniny, která určuje její využití pro řadu textilních výrobků, ve kterých je pletenina nenahraditelná díky její tvarové přizpůsobivosti [1].

**Srážení pleteniny:** Je schopnost pleteniny měnit své rozměry buď samovolně s časem, nebo vlivem zvoleného prostředí a technologického procesu. Udává se v % ve směru sloupců a řádků podle vztahu 1.3. Procento srážení pleteniny se podle normy provádí vícenásobným praním. Velikost srážení pleteniny ovlivňuje vazba pleteniny, použitý materiál a způsob technologie úpravy pleteniny [1].

$$s = \frac{l_1 - l_2}{l_1} \cdot 100 \quad (1.3)$$



**Oděruvzdornost pleteniny:** Těž stupeň oděruvzdornosti pletenin, tj. narušení jejich povrchu, a tím i vzhledu, je velmi důležitý parametr např. u potahových textilií určených k čalounění nábytku či sedadel dopravních prostředků [1].

**Žmolkovitost pleteniny:** Tvoření žmolků na pletenině při jejím praktickém užívání především ovlivňuje „volný a otevřený“ povrch pleteniny a charakter použité příze. U pletenin určených pro oděvní a čalounické účely by měla být tvorba žmolků snížena na minimum [1].

## 1.2. Základní rozdělení pletařských strojů

Pletařské stroje rozdělujeme podle několika hledisek:

### 1) Podle způsobu pracovního pohybu jehel

- a) **pletací stroje**, u nichž se jehly pohybují jednotlivě
- b) **stávky a rašly** se současným pohybem jehel

### 2) Podle způsobu pletení a použití pletařských vazeb

- a) **zátažné** - k výrobě zátažných pletenin
- b) **osnovní** - k výrobě osnovních pletenin

### 3) Podle tvaru jehelního lůžka

- a) **ploché** - s plochými lůžky
- b) **okrouhlé** - s okrouhlými lůžky (malo/ velkopřůměrové)

### 4) Podle počtu lůžek a jejich uspořádání

- a) **jednolůžkové** - mají jednu soustavu jehel pro výrobu jednolícnicích pletenin
- b) **dvoulůžkové** - mají dvě soustavy jehel pro výrobu oboulícnicích nebo obourubnicích pletenin

### 5) Další hlediska dělení pletařských strojů

- a) podle počtu systémů
- b) podle vzorovacího zařízení
- c) podle druhu pletené vazby
- d) podle skupiny vyráběných výrobků

## 2. Analýza současného stavu

V této části disertační práce je zpracována analýza současného stavu s představením a popisem důležitých pojmů vztahující se k tématu. Hlavní náplň kapitoly tvoří stav aktuálních vědeckých poznatků a patentové problematiky.

Úvodní část je zaměřena na problematiku týkající se pohonných systémů maloprůměrových pletacích strojů. Následuje podrobný popis činnosti přístroje a jednotlivá řešení pohonných systémů těchto strojů. Systémy jsou podrobeny rozboru z hlediska míry efektivity odvíjející se od zařazení jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče v procesu pletení. V závěru kapitoly je celkové zhodnocení aktuálního stavu s následným popisem možností dalšího vývoje.

### 2.1. Popis a problematika řešení pohonných systémů pletacích strojů

Pracovní rychlost pletacích strojů ovlivňuje řada faktorů, kterým musí být přizpůsobena, aby byla zajištěna maximální produkce stroje při rentabilní poruchovosti a zmetkovitosti ve výrobě. Proto produkce strojů podle typu, výrobního sortimentu či zpracovávaného materiálu je značně rozdílná. Pracovní rychlost stroje určitého typu je zejména závislá na zpracovávaném materiálu, provedení stroje s ohledem na kontrolu příze přiváděné k jehlám. Dále na volbě jehel, charakteru zámkové soustavy, uložení a druhu jehelních lůžek a jejich systému pohonu, a v neposlední řadě na míře opotřebení funkčních částí stroje. Proto snaha konstruktérů pletacích strojů je zaměřena na zvyšování technické úrovně pletacích strojů, jelikož výše uvedené faktory poukazují na stále otevřené pole možných směrů výzkumu a vývoje v tomto oboru [2, 15].

V pohonných systémech maloprůměrových pletacích strojů byl dříve využíván především asynchronní motor s kotvou nakrátko a odstupňované řemenice sloužících ke změně otáček. Po rozvoji polovodičových usměrňovačů byly relativně krátce používány stejnosměrné regulační motory. V dnešní době jsou pro změnu otáček používány u asynchronních motorů frekvenční měniče nebo řídicí jednotky u servopohonů. Pro skokovou změnu snížení otáček při provádění záměn bylo u asynchronního motoru dříve používáno přepínání počtu pólů (např. 2 na 4 nebo 2 na 6), čímž otáčky klesly na 1/2 nebo 1/3. Skoky v otáčkách u dnes používaných pohonů jsou řízeny elektronicky [2; 16].

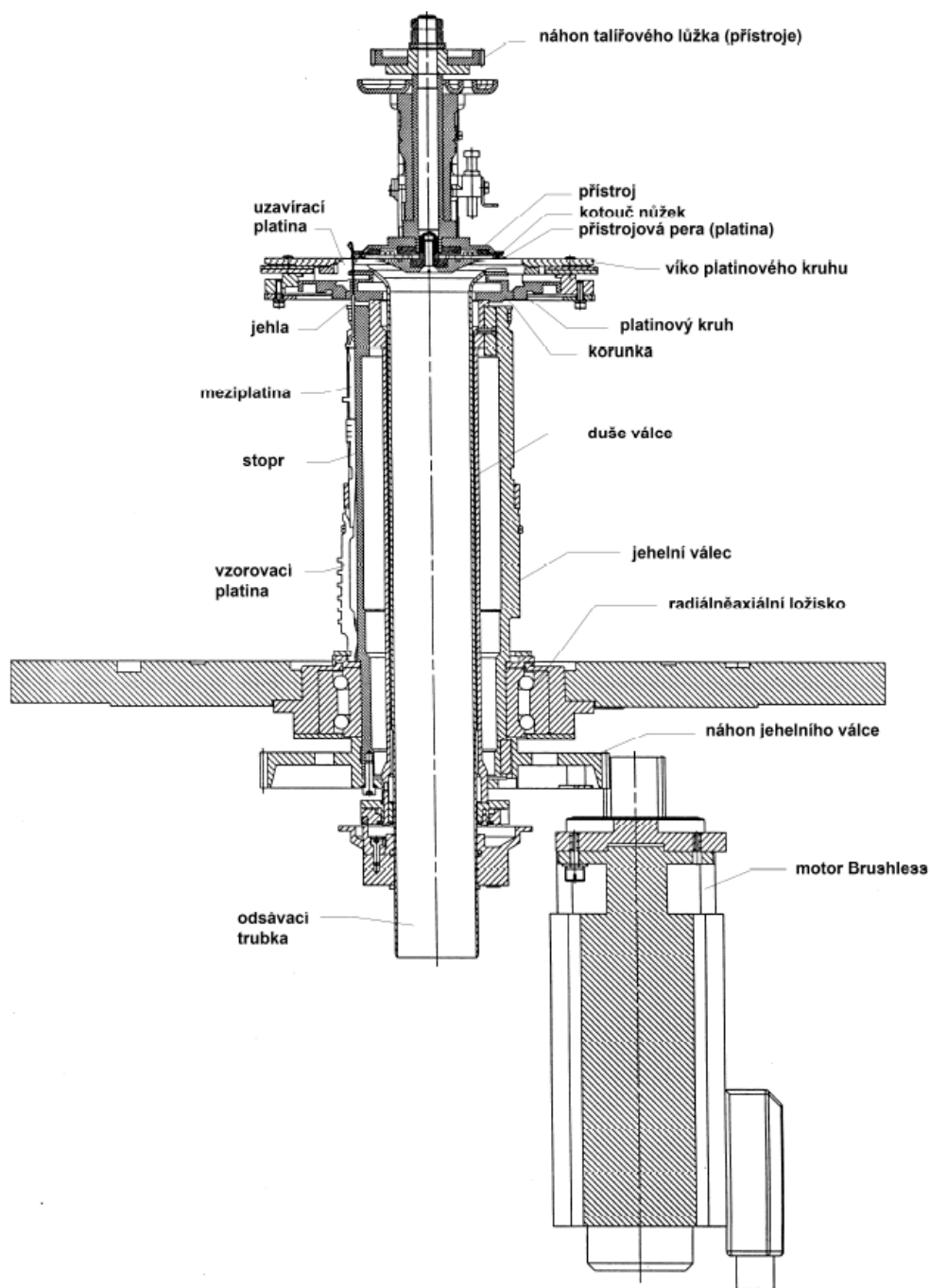
Vzhledem k tomu, že asynchronní motory mají některé nevýhody, jsou převážně u moderních pletacích strojů používány bezkartáčové (brushless) pohony (servopohony). Jeho hlavní výhody je vyvinutí maximálního momentu při maximálních otáčkách (díky elektronické komutaci). Tento pohon má také lepší předpoklady k chlazení, protože tepelné ztráty nevznikají převážně v rotoru jako u stejnosměrného motoru, ale ve statoru, a v neposlední řadě dosahovaná přesnost polohování se blíží k setinám stupně [17].

Při seřizování stroje a jeho opravách byly v minulosti nastavovány požadované pozice stroje ručně pomocí mechanických převodů. Dnešní stroje jsou pro tento účel vybavovány kromě ručního pohonu pomalým motorickým chodem. U elektronicky řízených strojů ruční pohon odpadá, aby nedošlo k porušení synchronizace přesné polohy jehelního válce s elektronickým řídicím systémem. Strojem lze motoricky natáčet velmi pomalým chodem pro potřebu oprav a seřizování, rychlejším chodem pro kontrolu činnosti a provozním chodem ovládaným elektronickým řídicím systémem [18; 19].

Na obr. 2.1 je znázorněn pohonný systém maloprůměrového pletacího stroje. Jehelní válec je uložen v jednom radiálně-axiálním ložisku. Pohyb jehelního válce je odvozen ozubeným převodem od pohonu (motor Brushless). V jehelním válci je vložena duše, která je přes ložiska podpírána stacionárním kruhem. Duše se otáčí společně s jehelním válcem a je svisle posuvná, v její horní části je upevněna korunka s platinovým kruhem, ve které jsou osazeny uzavírací platiny.

Platinový kruh lze výškově přestavovat, a tím snižovat či zvyšovat zatahovací rovinu uzavíracích platin vůči jehlám, a tak centrálně řídit skokově či plynule hustotu pleteniny na všech systémech stroje. Na víku platinového kruhu jsou upevněny zámky pro ovládání kolének uzavíracích platin. Víko platinového kruhu je upevněno na platinovém kruhu a s ním se výškově přesouvá, ale při otáčení platinového kruhu stojí; je fixováno na rám stroje. V drážkách jehelního válce jsou vsazeny jehly a pod nimi příslušné ovládací členy (platiny), které slouží pro volbu jehel. Středem jehelního válce prochází odsávací trubka, která je v horní části opatřena hrdlem pro usnadnění vstupu začátku pleteniny. Spodní část odsávací trubky je připojena na ventilátor, který zajišťuje odtaž výrobku a po jeho dokončení (odhození z jehel) transport do sběrného koše. Nad jehelním válcem je v jeho ose umístěn přístroj. Nad talířovým lůžkem přístroje je stacionárně upevněna zámková deska se soustavou zámků, které ovládají kolénka přístrojových per či pletacích jehel. Celý přístroj je upevněn na rám stroje výklopně na ramenu, které je součástí pohonného systému, jelikož obsahuje část soukolí pohánějící přístroj. Možnost odklápění je nezbytně nutná k realizaci technologických operací. Pro náhled

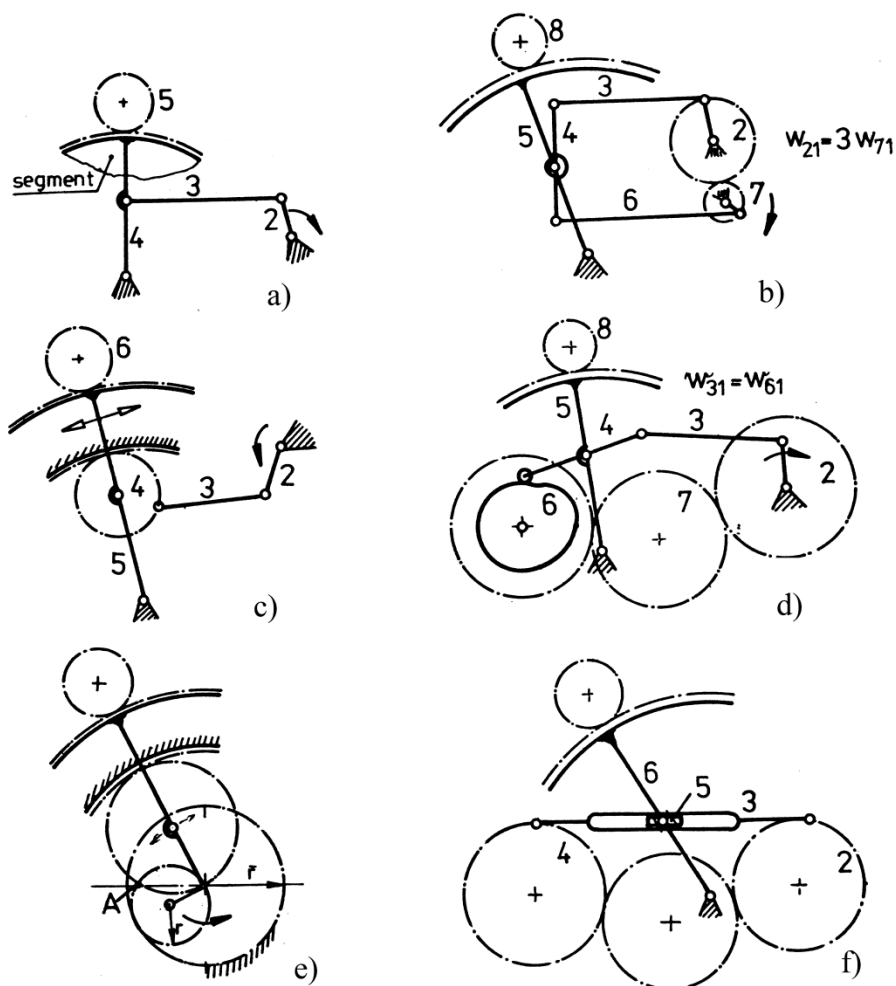
příze do vodičů jednotlivých systémů, kontrolu jehel a dalších mechanismů včetně řady dílčích operací při seřizování a údržbě stroje [2].



**Obr. 2.1** Řez jehelním válcem maloprůměrového pletacího stroje [2]

Obecně lze konstatovat, že systém pohon jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče maloprůměrové pletací stroje pracuje ve dvou módech z hlediska pohybu. V prvním módu během jednosměrného ustáleného otáčení jehelního válce se plete převěšený lem, lýtko, chodidlo a nápletok. Při pletení vratné paty a špičky je však nutno stroj přeradit na vratný chod (tzv. druhý mód), během kterého stroj pracuje při snížených otáčkách odpovídající polovině

maximálních otáček stroje. Hodnota úhlové rychlosti během polovičních maximálních otáček činí pro maloprůměrové pletací stroje používající standardní materiály přibližně  $16,8 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$  [2]. Ve druhém módu vykonává pohonný systém celé soustavy vratný chod v rozsahu  $0-3/4 \pi$  [2]. Pletení vratné paty a špičky (dále jen vratný chod) je posuzováno jako nejméně příznivý stav hlediska dynamického zatížení stroje. Nastává zrychlení soustavy na požadovanou rychlost a následné zpomalení v jednom smyslu rotace. Poté stejný pohybový režim nastává i v druhém smyslu rotace [2; 18].



**Obr. 2.2** Kinematická schémata mechanismů pro pletení během vratného chodu [2]

- |                                |   |
|--------------------------------|---|
| a) klikový mechanismus         | d) vícečlenný kloubový mechanismu s vačkou      |
| b) dvojklikový mechanismus     | e) planetový mechanismus                        |
| c) řešení firmy Marco (Itálie) | f) kulisový mechanismus firmy Uniplot a.s. (ČR) |

V dnešní době tuto funkci vratného chodu zajišťuje servopohon s vhodně voleným řídicím systémem. Dříve byl vratný pohyb řešen pomocí mechanismů, jejichž kinematická schémata jsou znázorněna na obr. 2.2. Mechanismy měly zajišťovat rovnoměrný vratný pohyb při požadované rychlosti [2].

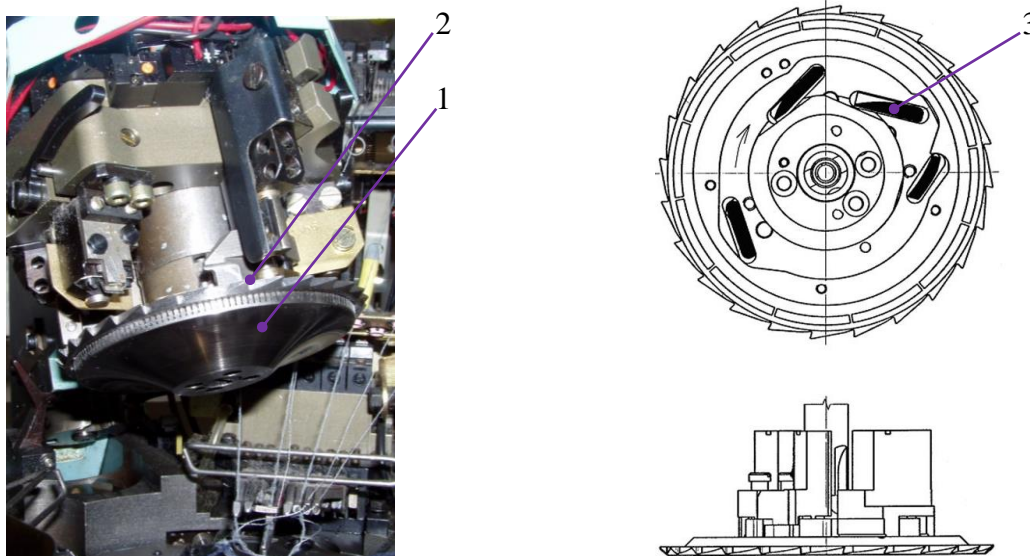
V pracovním režimu pletení vratného chodu dochází vlivem vymezení vůlí v systému pohonu ke generování mechanických rázů, které vedou ke zvýšení úrovně dynamických sil, a tím k následnému nežádoucímu poklesu doby technického života součástí stroje [20]. Další doplňkový nepříznivý jev rázových sil je ovlivnění funkce jemného pletacího systému [21; 22]. Nabízí se řešení minimalizace počtu vůlí v kinematickém řetězci systému pohonu v návaznosti na snížení počtu členů tvořící řetězec a vhodnou volbu rozběhové a doběhové funkce pohonu [23].

Pletení klasické paty ve vratném chodu pletacího stroje u některých druhů punčochového a ponožkového zboží odpadá, neboť klasická pata byla nahrazena váčkovou. Při porovnání obou výše uvedených druhů pat je z hlediska kvality jednoznačně lepší pata váčková [1].

Uzavírání ponožek či punčoch přímo na pletacím stroji se provádí dnes v podstatě dvěma způsoby. U obou způsobů se začíná plést ponožka od špičky. Podstatou prvního řešení je převěšený lem, který se před převěšením částečně stočí, to znamená, že jehelní válec se proti přístroji otočí o  $3/4 \pi$ . Po převěšení stočeného „lemu“ je špička uzavřena. U druhého způsobu, se provádí uzavření špičky převěšením poloviny řádku oček na druhou. Pro tento způsob je přístroj dělený na dvě poloviny jednu pevnou (základní) a druhou otočnou. Uvedené řešení vychází z patentu č. 300372 [1].

### 2.1.1. Popis činnosti přístroje

Na obr. 2.3 je zobrazen přístroj (1) maloprůměrového pletacího stroje. Tento člen pletacího ustrojí je definován jako otáčivý disk, jehož součástí jsou převěšovací platiny, které jsou rovnoměrně rozmístěny po celém obvodu jeho tělesa a jsou posuvně uloženy v radiálních drážkách. U některých strojů podobného typu byl přístroj osazen jazýčkovými jehlami pro pletení oboustranné pleteniny, ale též s možností vytvořit převěšený lem [24]. Na vnějším obvodu přístroje je nehybným spojením k tělesu přístroje vázán stříhací kotouč (2), sloužící k odstřihávání konců příze. Převěšovací platiny jsou ovládány pomocí přístrojových zámků (3), které jsou ovladatelné a umístěné v tělese přístroje do jim tvarově uzpůsobených pánví.



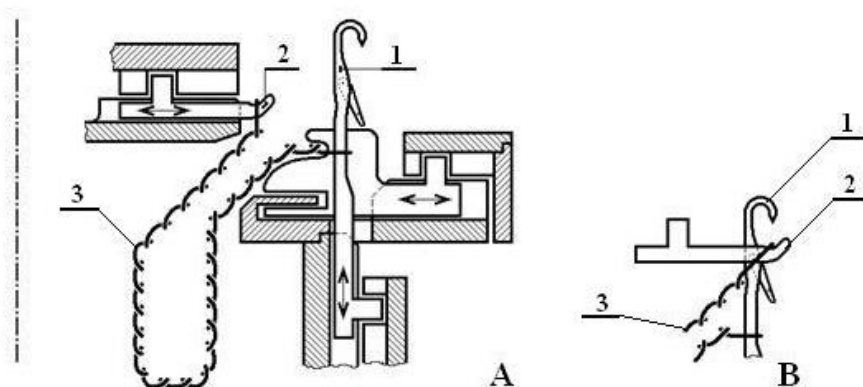
**Obr. 2.3** Přístroj maloprůměrového pletacího stroje řady Ange fy Uniplet Třebíč a.s.

Při tvorbě lemu nebo pevného začátku jsou zámky v návaznosti na požadavek v technologickém procesu zařazovány a vyřazovány z procesu pletení. Tvorbě převěšeného lemu spočívá v záchytu jednoho z počátečních řádků převěšovacemi platinami. Po upletení požadované délky lemu následuje převěšení z platin zpět na jehly válce a výsledkem je vytvoření váčkového prostorového útvaru, který se nazývá převěšený lem [1; 2].

V současné době je pohyb přístroje realizován soustavou ozubených kol a hřídelí, které zajišťují nejen přenos výkonu k jehelnímu válci a přístroji, ale i jejich správné vzájemné polohové nastavení.

Pro správnou funkci pletacího stroje v tomto ohledu je nutné dodržet technologickou podmínku vztahující se k maximálnímu vzájemnému osovému pootočení tzv. synchronizaci polohy válce a přístroje. Výrobcem udávaná hodnota činí  $0,3^\circ$  ( $\approx 5,3 \times 10^{-3}$  rad) u konstrukce strojů řady Ange, jež reprezentuje standardní maloprůměrový pletací stroj. V případě jakékoli demontáže a následné montáže částí systému pohonu jehelního válce či přístroje, se musí bezpodmínečně dodržet předepsané opětovné usazení přístroje vůči jehelnímu válci. [2; 19].

Obr. 2.4 A schematicky znázorňuje výrobu převěšeného lemu (3), tj. záchyt začátku jednolící pleteniny na háčky převěšovacích platin (2), upletení celého lemu a následně jeho převěšení zobrazené na obr. 2.4 B. Převěšování spočívá v tom, že hlava jehly (1) se pohybuje posuvně mezi vysunuté platiny (2) z těla přístroje a nasune se do oka zavěšeného na vysunuté platině. Poté se platiny stáhnou zpět, čímž se očka zavěsí na jehly a lem je převěšen.



**Obr. 2.4** Tvorba převěšeného lemu na jednoválcovém maloprůměrovém pletacím stroji [1]

Právě z důvodu vysunutí platin mezi jehly při rotačním pohybu stroje je vyžadováno dodržení technologické podmínky natočení jehelního válce vůči přístroji. Z technologického hlediska stačí, aby teoreticky byl přístroj s válcem synchronizován pouze po dobu dvou otáček během výroby ponožky. První otáčku pro záchyt začátku pleteniny a po upletení lemu zavěšení pleteniny zpět na jehly [2].

Stříhací kotouč není principiálně závislý na pohybu pletacího válce ani samotného přístroje, tudíž odpadá nutnost synchronizace. V minulosti existovaly pletací stroje, zejména pro výrobu jemných dámských punčoch, které přístroj neobsahovaly. Na těchto strojích bylo možné vytvořit převěšený lem i na lícni stranu [2].

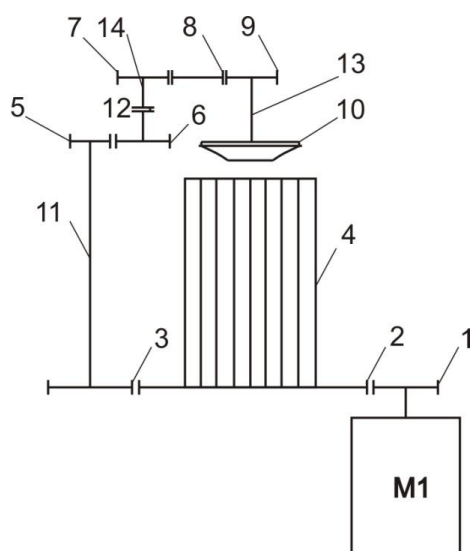
## 2.2. Patentový průzkum

V následujícím textu zabývajícím se patentovou problematikou je zpracován výběr systémů pohonů vztahující se k maloprůměrovým pletacím strojům. Vybrané příspěvky nastiňují a popisují různé modifikace těchto systémů.

### 2.2.1. Standardně používaný systém pohonu maloprůměrového pletacího stroje

Jeden z nejčastěji dnes používaných způsobů řešení systému pohonu maloprůměrových pletacích strojů je zobrazený na obr. 2.5, jedná se o systém řady Ange, firmy Uniplot Třebíč a.s. Princip systému je založen na přenosu výkonu na jehelní válec (4) a na přístroj (10) ze servopohonu (M1) soustavou ozubených kol (1,2,3,5,6,7,8,9) a hřídelů (11,12,13) [2; 25].





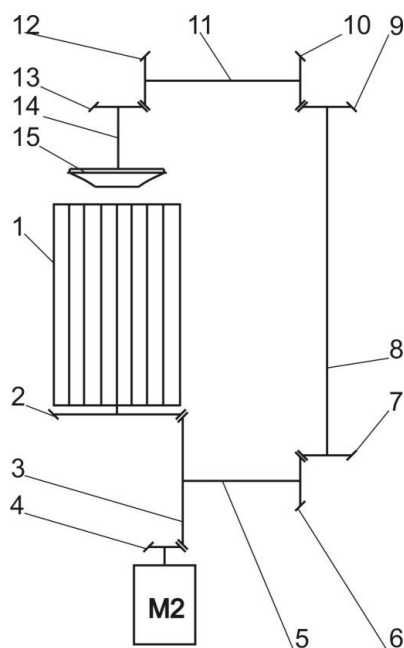
**Obr. 2.5** Schéma standardního uspořádání systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje

Hlavní pohyb pletacího stroje je realizován bezkartáčovým střídavým servopohonem (M1), pastorkem (1) a ozubeným věncem (2) s převodem 1:6, který je součástí jehelního válce (4). Systém pohonu přístroje začíná převodem 2:1 z ozubeného věnce (2) na dělené kolo (3), které je konstrukčně uzpůsobeno k vymezení mezizubních vůlí. Systém pokračuje hřídelí (11) na korigované soukolí (5-6) s převodem 1:2, které je opět kvůli vymezení vůlí koncipováno tak, že lze měnit osovou vzdálenost mezi koly. Převody zajišťují shodnou úhlovou rychlost přístroje (10) a jehelního válce (4). Hřídel (12) je osazen spojkou. Ta musí zajistit opětovné přesné nastavení původní polohy hřídele (14) po odklopení ramene přístroje (10), tj. po rozpojení systému pohonu. Dále systém navazuje koly (7,8,9) s výsledným převodem mezi nimi 1:1 na hřídel (13) přístroje (10), který je osazen a pevně spojen se stříhacím kotoučem [2; 25].

### 2.2.2. Systém pohonu stroje typu Clarendon, Kas Knit& Stitch, Montana, Spojené státy americké

Na obr. 2.6 je schéma přenosu výkonu z pohonu (M2) na jehelní válec (1) a přístroj spojený se stříhacím kotoučem (15). Kuželové kolo (3), které je součástí hřídele (5) uvádí do pohybu kuželové kolo (2), na kterém je uložen jehelní válec (1). Kuželové ozubené kolo (6) umístěné na hřídeli (5) přenáší dále výkon na přístroj (15) pomocí kuželových ozubených kol (7, 9, 10, 12, 13) a hřídelí (8, 11 a 14). Součástí svislého hřídele (8) je kloubový spoj, který umožňuje otevření vodičového kruhu s přístrojem tak, aby nedocházelo k přerušení mechanické vazby spojení kuželových ozubených kol (9 a 10). Od tohoto způsobu se dnes

již opustilo, a namísto kol kuželových se používají kola s přímými zuby, ve kterých lze snadněji dosáhnout vymezení vůlí [15,16].

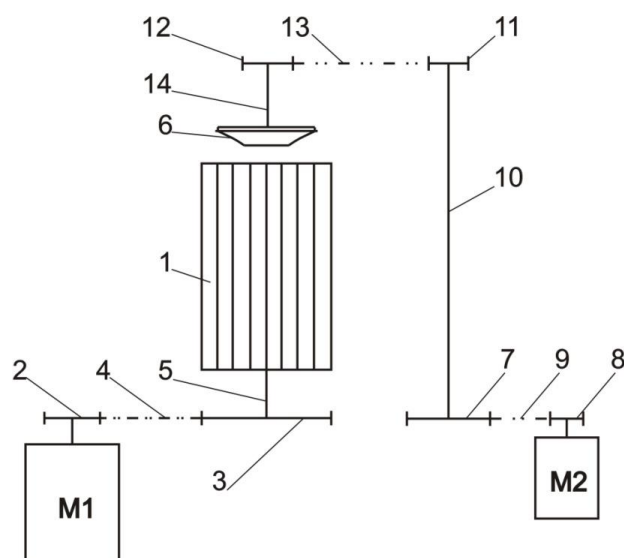


**Obr. 2.6** Schéma systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje firmy Kas Knit & Stitch

### 2.2.3. Systém pohonu stroje se dvěma pohony firmy Uniplot Třebíč a.s., Česká Republika

Dalším zajímavým principem systému pohonu je systém se dvěma pohony (M1, M2), viz obr. 2.7. Uvedený jednoválcový okrouhlý pletací stroj pro výrobu punčochového zboží je opatřen jehelním válcem (1), který je poháněn od pohonu (M1) mechanickým převodem zahrnujícím řemenice (2, 3), řemen (4) a hřídel (5). Dále nad jehelním válcem (1) je situován přístroj (6) se stříhacím kotoučem, který je poháněn od pohonu (M2) mechanickým převodem zahrnujícím řemenice (7, 8), řemen (9), hřídel (10), řemenice (11, 12), řemen (13) a hřídel (14). Stroj je opatřen frekvenčním měničem. Oba pohony jsou napájeny z jednoho měniče, čímž by měla být v případě potřeby zajištěna shodná úhlová rychlost jehelního válce a přístroje [26].

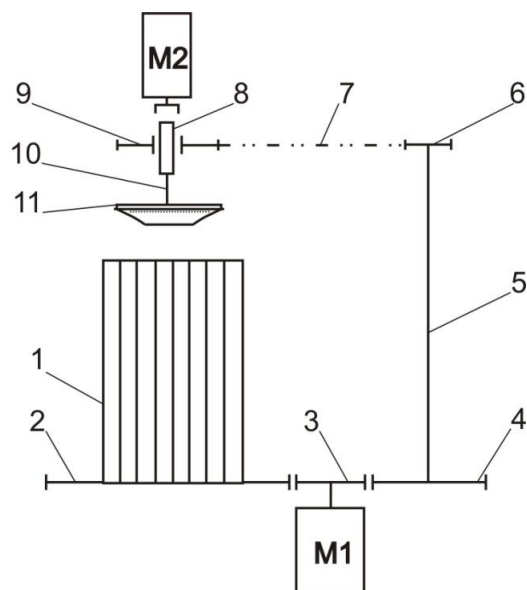
Hlavním cílem tohoto vynálezu je částečně odstranit nevýhody vzájemně vázaných pohybů jehelního válce a přístroje, což je v podstatě řešeno tím, že jeden pohon pohání pouze jehelní válec a druhý pouze přístroj se stříhacím kotoučem [26].



**Obr. 2.7** Schéma systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje firmy Uniplot Třebíč a.s.

#### 2.2.4. Systému pohonu stoje se dvěma pohony a spojkou firmy Lonati s.p.a. Monza, Itálie

Obr. 2.8 znázorňuje schéma systému pohonu přístroje pletacího stroje, který je odvozen od pohybu jehelního válce (1), který je ovládán pohonem (M1) mechanickým převodem (2, 3). Nad jehelním válcem (1) je situován přístroj se stříhacím kotoučem (11), který je poháněn pomocí mechanického převodu (3, 4) a ozubenými řemenicemi (6, 9) spojené ozubeným řemenem (7). Kolo (4) a řemenice (6) jsou uloženy na společné hřídeli (5). Řemenice (9) je s hřídelí (10) spojena spojkou (8), která je posuvně uložena na drážkové hřídeli (10) [27].



**Obr. 2.8** Schéma systému pohonu stroje firmy Lonati s.p.a

Elektromechanicky ovládaná spojka (8) má dvě polohy. V první poloze zajišťuje otáčky přístroje (11) tak, aby byly synchronní s otáčkami jehelního válce (1) s vyřazením činnosti pohonu (M2). V druhé poloze spojka (8) uvolní hřídel (10) od řemenice (9) a současně uvede v činnost pohon (M2), který umožní pohánět přístroj jinou úhlovou rychlostí než je rychlost jehelního válce [27].

### **2.2.5. Zhodnocení patentového průzkumu a současného stavu**

Převážně používané provedení systému pohonu maloprůměrového pletacího stroje je schematicky uvedeno na obr. 2.5 (kap. 2.2.1). Dané řešení nabízí jednoduchou konstrukci systému pohonu pomocí ozubených kol, nicméně, svazuje vzájemně pohyby jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče. Další problém skýtá velké množství mechanických převodů a vznik jejich vzájemného opotřebení, zejména boků ozubených kol, jelikož převážná část systému pohonu není situována v uzavřené rychlostní skříni s odpovídajícím druhem maziva. Uvedené opotřebení má za následek nárůst nežádoucí mechanické vůle a nutnost periodicky výslednou vůli celé soustavy sledovat a vymezovat na přípustnou mez. Vůle jsou také zdrojem nežádoucího hluku a vibrací. Dále pletací stroje musí být konstrukčně uzpůsobeny, tak aby bylo možné vzniklé vůle vymezovat. Každý zásah do nynějších systémů si vyžaduje časově a odborně náročné opětovné seřízení výsledné vůle osobou způsobilou k těmto úkonům.

Další známý systém, viz obr. 2.6, zahrnuje za účelem přenosu výkonu k požadovaným místům kuželová kola, avšak problém s vázaností pohybů jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče neodstraňuje.

Schéma již konstrukčně pokročilejšího maloprůměrového pletacího stroje je uvedeno na obr. 2.7. V tomto případě je stroj osazen dvěma pohony, ve kterém jeden pohon pohání pouze jehelní válec a druhý pohon zase přístroj, jenž je nehybně spojen se stříhacím kotoučem. Takové konstrukční uspořádání již není omezeno mechanickým spojením mezi jehelním válcem a přístrojem, avšak otázkou zůstává, zda bylo možné vzhledem ke stavu tehdejší techniky požadovaně řídit pohony, tak aby byla splněna polohová podmínka mezi jehelním válcem a přístrojem. Další významná nevýhoda nadále přetrvává nehybné spojení mezi přístrojem a stříhacím kotoučem.

Dále jsou známy jednoválcové punčochové okrouhlé pletací stroje (obr. 2.8), u kterých pohyb přístroje se stříhacím kotoučem je odvozen od jehelního válce, přičemž v tomto systému pohonu je zařazena elektromechanicky ovládaná spojka, která slouží pro zařazení a vyřazení

přístroje z činnosti. Významná nevýhoda tohoto systému pohonu spočívá v nutnosti snížení otáček stroje pro ovládání spojky, čímž se snižuje produktivita a konstrukční řešení stále obsahuje zmiňované nehybné spojení mezi přístrojem a stříhacím kotoučem.

Obecně se dá říci, že výše uvedené vynálezy v kap. 2.2.3 a 2.2.4 také umožňují regulaci délky odřezávané příze pomocí individuálního zařazení přístroje do činnosti. Dále je možné zastavit přístroj v pracovních polohách, kdy není z technologických důvodů nutné jeho uvedení do činnosti, tj. například v oblasti pletení vratného chodu. Společným nedostatkem všech konstrukčních aplikací zůstává nehybná vazba mezi přístrojem a stříhacím kotoučem. Během pletení se obě tyto součásti pohybují současně, přičemž skutečné požadavky každého z nich, vzhledem k zařazení do technologického procesu, jsou zcela odlišné, viz následující kap. 2.3.

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, v současné době jsou pohonné systémy maloprůměrových pletacích strojů tvořeny z hmotných převodových ústrojí. Tato ústrojí mají za úkol přenos výkonu z centrálního pohonu (asynchronní motor nebo střídavý bezkartáčový servopohon) na jehelní válec a přístroj. S intenzivním rozvojem elektroniky nastává však možnost rozšíření o další elektronicky řízené pohony u pletacích strojů s cílem snížit počet mechanických převodů v systémech pohonu. Ty často narážejí na hranice svých možností a stávají limitujícím faktorem v oblasti zvyšování efektivity pletacího procesu z hlediska cíleného využití jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče. Velký počet pohybujících se převodových členů ovlivňuje dynamické vlastnosti stroje, hladinu hluku, vibrací, pokles mechanické účinnosti při přenosu na pracovní členy, energetickou náročnost či tendenci k nárůstu hodnoty mechanických vůlí v průběhu technického života stroje. Často každé zlepšení jejich vlastností je vyváženo velkými náklady a úsilím při jejich vývoji, zatímco v elektrotechnice je současný vývoj dynamičtější s širokým výběrem již přímo aplikovatelných prvků.

Dále při zohlednění trendu snižování nejen výrobních, ale i provozních nákladů, se rozšíření elektronické základny stroje v mnoha konstrukčních aplikacích vyplatí. Použitím řízených pohonů lze docílit zjednodušení celkové koncepce pletacích strojů díky snížení počtu mechanických částí. Nynější maloprůměrové pletací stroje jsou v podstatě plně zautomatizovány. Většina funkcí je řízena elektronicky, případně elektropneumaticky. Nabízí se tudíž využití výhod mechatronicky ovládaných prvků, jako je programová pružnost jednotlivých systémů stroje. V případě této disertační práce se jedná o individuální použití jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče pouze v případě nutnosti jejich technologického začlenění, dle předem určeného řídicího algoritmu.

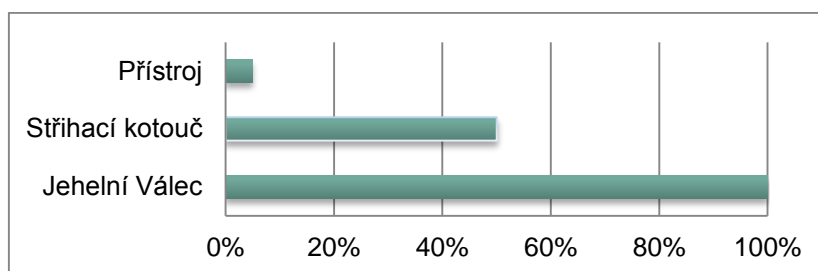
V minulosti byly náklady na pořízení mechatronických systémů značně vyšší oproti mechanickým. V dnešní době se však mechatronické systémy pohybují v daleko nižších cenových relacích a vysoké technické vyspělosti, z tohoto důvodu se předpokládá docílení nižších výrobních, ale i provozních nákladů maloprůměrových pletacích strojů. Pokud jsou brány v úvahu vyjmenované výhody mechatronických systémů, předpokládá se vhodnost jejich aplikace v nastíněném směru vývoje pletacích strojů, vzhledem ke zvyšování jejich technické vyspělosti a konkurenceschopnosti na trhu.

### 2.3. Nové směry řešení

Nové způsoby řešení se v naprosté většině snaží odstranit nehybnou mechanickou vazbu mezi jehelním válcem a přístrojem spojeným se stříhacím kotoučem. Důvody změn koncepce pohonných systémů maloprůměrových pletacích strojů jsou objasněny na případu zařazení výše vyjmenovaných členů systému v pracovním cyklu pletení ponožky, který je uveden na obr. 2.9. Výrobní čas jedné ponožky na maloprůměrových pletacích strojích řady Ange činí průměrně 120 sekund.

Při rozboru cyklu pletení dle pracovního diagramu je patrné, že nezbytnost začlenění jehelního válce je v procesu pletení neustálá. Obecně lze konstatovat, že doba zapojení stříhacího kotouče je v součtu maximálně polovina z celkové doby pletení. Samotný přístroj bez stříhacího kotouče je zařazen v činnosti v závislosti na délce lemu. U klasických dnes vyráběných ponožek to bývá do 5 % výše uvedené doby výroby [2].

Ideální stav z hlediska pohybu je považován při vzájemné pohybové nezávislosti, ve formě rotace, mezi přístrojem, stříhacím kotoučem a jehelním válcem [8]. K uvedenému ideálnímu stavu je možné se přiblížit následujícím koncepčním řešením, ve kterém každý z těchto tří členů bude poháněn pomocí řízeného pohonu.



**Obr. 2.9** Zařazení uvedených pracovních členů systému pohonu maloprůměrového pletacího stroje řady Ange do pletení

Při rozdělení pohybů výše uvedených tří součástí nutných pro uskutečnění pletacího procesu je předpokládán pokles potřebného příkonu při porovnání s klasickými systémy pohonů, neboť dochází k významné redukci momentu setrvačnosti, pasivních odporů, a hlavně k efektivnímu využití stroje respektující pracovní diagram, viz obr. 2.9.

Dále při novém návrhu maloprůměrového pletacího stroje zohledňující řízené pohony je předpokládána jednodušší konstrukce nejen z hlediska struktury pohonných systémů, ale i rámu. Redukce pohybující se hmoty má vliv na celkové chování stroje či dimenzování jeho součástí. Zejména rám by mohl po zjednodušení struktury systému pohonu projít značnou přeměnou, jelikož stávající rám je koncepčně uzpůsoben současnému stavu. Dynamický moment, vyvozený pohybujícími se rotačními hmotami systému pohonu, způsobuje při rozběhu a brzdění značné vychýlení základní desky pletacího stroje a torsní namáhání rámu a dalších součástí stroje, zejména elektronického řídicího systému stroje, což je považováno za značně nepříznivý jev. Maximální výchylky základní desky nesoucí pohonný a pletací systém nabývají významných hodnot v některých směrech až do 7 mm [4]. Tento jev negativně ovlivňuje nejen stroj jako celek, ale mohl by ovlivnit i subjektivní dojem zákazníka [5; 7; 22].

Dalším aspektem, který přispívá k nárůstu vychýlení základní desky, je konstrukční způsob jejího uchycení k rámu. Uchycení je realizováno pomocí čtyř silentbloků, které slouží jako vibro-izolační člen redukující přenos sil vzniklých v pohonném systému do rámu stroje [22].

Změna systému pohonu u klasických maloprůměrových pletacích strojů zaznamenala za dobu jejich existence nepatrné změny z hlediska dynamického momentu. Oproti tomu, rám prošel značnými změnami s cílem úspory materiálu, což mělo za následek pokles jeho tuhosti, a s tím spojený nárůst deformací vlivem dynamického momentu.

Další výhoda nové koncepce tkví v možnosti regulace délky odstřihávané příze na požadovanou hodnotu nezávisle na poloze jehelního válce či samotného přístroje.

### 3. Cíl práce

Cílem disertační práce je nalezení nové struktury systému pohonu malopřůměrových pletacích strojů, která bude individuálně uvádět v činnost jehelní válec, přístroj a stříhací kotouč pouze v případě potřeby jejich zařazení, která se odvíjí od fáze v technologickém procesu pletení.

Cíl práce vychází z analýzy současného stavu, která poukazuje na jeden z možných směrů zvyšování technické vyspělosti malopřůměrových pletacích strojů s využitím dostupných moderních prvků techniky, zejména v oblasti pohonů a jejich řízení. Je patrné, že v současnosti používané systémy pohonů nevyužívají účelně výše uvedené pracovní členy systému pohonu pro realizaci procesu pletení.

Prostředkem pro dosažení cíle bude sestavení matematických modelů současného a nového systému pohonu, které budou sloužit pro dynamické analýzy obou systémů ve vratném chodu. Pro posouzení teoretické energetické náročnosti nového a stávajícího systému pohonu budou stanoveny průběhy příkonů, které vyplývají ze zatěžujících momentů působících na pohony během jejich pohybu, zejména se zaměřením na vratný chod.

Pro ověření teoretických předpokladů následuje navržení zkušebního zařízení, které bude určeno k posouzení vhodnosti zařazení individuálních systémů pohonů do struktury malopřůměrových pletacích strojů. Na zařízení se budou simulovat dva provozní režimy stroje. První z režimů je synchronní pohyb jehelního válce a přístroje při převěšování, u něhož základním kritériem je dodržení maximální polohové odchylky mezi oběma pracovními členy. Druhý režim se nazývá vratný chod, při němž se plete pata nebo špička ponožky. Tento režim je považován z hlediska dynamického zatížení stroje za nejméně příznivý. Zde se budou sledovat průběhy kinematických veličin a jejich odchylka od žádaných hodnot.

Poslední část práce se bude zabývat koncepčním návrhem individuálního systému pohonu stříhacího kotouče. Tento systém bude koncipován, tak aby mohl být zařazen do stávajícího konstrukčního uspořádání stroje s patřičnými úpravami doprovázející jeho začlenění.



## 4. Stávající systém pohonu maloprůměrového pletacího stroje

Analýza současného stavu poukázala na nedostatky používaných systémů pohonu maloprůměrových pletacích strojů. Na základě těchto poznatků bylo navrženo řešení rozdělující používaný systém na několik dílčích celků dle vykonávané funkce, kterou mají konkrétní celky realizovat. V jednotlivých celcích se vyskytují následující hlavní pracovní členy: jehelní válec, přístroj a stříhací kotouč. Nový systém pohonu si klade za cíl zefektivnit pracovní proces v oblasti cíleného využití výše uvedených pracovních členů. Pro návrh nového systému pohonu bylo důležité provést analýzu chování stávajícího systému pohonu pro rámcové pochopení jeho dynamického chování.

### 4.1. Dynamická analýza standardně uspořádaného pohonného systému

Cílem dynamické analýzy standardně uspořádaného pohonného systému pletacího stroje bylo získání průběhů kinematických veličin, v režimu vratného chodu soustavy, pro pozdější zhodnocení stávajícího a nového systému pohonu.

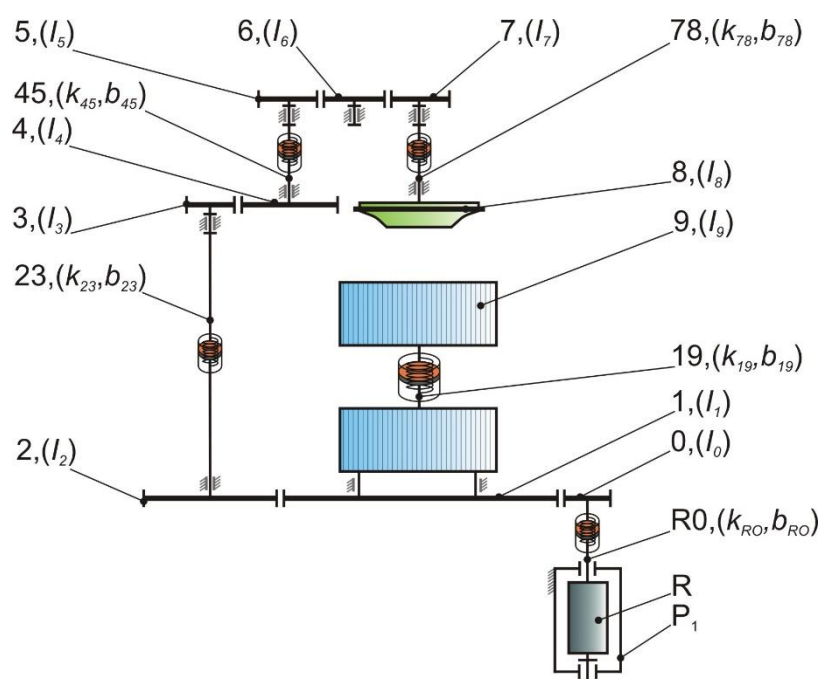
#### 4.1.1. Matematický model

Pro zkoumání dynamického chování systému pohonu maloprůměrového pletacího stroje byl sestaven diskrétní model zahrnující torzní poddajnost všech hlavních hřídelů a jehelního válce. Základní parametry pro sestavení matematického modelu byly získány z technicko výrobní dokumentace poskytnuté firmou Uniplot Třebíč a.s.

Vlastní matematický model pohonného systému pletacího stroje (obr. 4.1) byl vytvořen s uvažováním následujících předpokladů:

- Ozubená kola (0-7) a přístroj (8) jsou uvažovány jako dokonale tuhá tělesa
- Každý z hřídelů (R0,23,45,78) je v modelu nahrazen dvěma geometricky stejnými útvary, jejichž momenty setrvačnosti jsou zahrnuty v momentech setrvačnosti odpovídajících ozubených kol. V případě hřídele (78) je moment setrvačnosti jeho spodní části zahrnut v momentu setrvačnosti přístroje (8). Příslušné útvary jsou spojeny nehmotnými pružnými elementy s torzními tuhostmi a viskózními tlumícími členy.

- Jehelní válec (9) je v modelu nahrazen dvěma geometricky stejnými útvary, přičemž moment setrvačnosti spodního útvaru je zahrnut v momentu setrvačnosti ozubeného kola (1). Oba útvary jsou spojeny nehmotným pružným elementem s torzní tuhostí a viskózním tlumícím členem.
- V momentu setrvačnosti jehelního válce (9) jsou zahrnuty momenty setrvačnosti jehel a platin.
- V momentu setrvačnosti přístroje (8) jsou zahrnuty momenty setrvačnosti převěšovacích platin.
- Ve výpočtu jsou uvažovány vůle v ozubených převodech, které jsou do matematického modelu zjednodušeně zaneseny pomocí úhlových výchylek hřídelů R0, 19, 23, 45, 78; vůle v uložení hřídelů model nezohledňuje.
- Model neuvažuje ohybovou poddajnost hřídelů.
- V modelu jsou zanedbány tíhové a třecí síly a síly způsobené tahem příze.
- Model nezohledňuje teplotní roztažnost materiálů.
- Model neuvažuje sílu potřebnou k odstřihávání konců příze.



**Obr. 4.1** Matematický model stávajícího systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje

Pro sestavení vlastních pohybových rovnic diskrétního modelu systému pohonu bylo využito Lagrangeových rovnic druhého druhu (4.1). Jedná se o jednu z nejpoužívanějších metod analytické mechaniky, zejména u složitějších mechanických systémů. [28].

### Tvar Lagrangeovy rovnice II. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} = - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_i} \quad (4.1)$$

pro:  $i=1,2,\dots,n$

kde:  $E_K$  je kinetická energie soustavy,  $E_P$  je potencionální energie soustavy,  $R_d$  je Rayleighova disipativní funkce a  $q_i$  je zobecněná souřadnice

Pro soustavu na obr. 4.1 s využitím vztahu (4.1) lze sestavit následující rovnice:

$$E_K = \frac{1}{2} I_0 \dot{\varphi}_0^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_5 \dot{\varphi}_5^2 + \frac{1}{2} I_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} I_7 \dot{\varphi}_7^2 + \frac{1}{2} I_8 \dot{\varphi}_8^2 + \frac{1}{2} I_9 \dot{\varphi}_9^2 \quad (4.2)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R)^2 + \frac{1}{2} k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} k_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} k_{45} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} k_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7)^2 \quad (4.3)$$

$$R_d = \frac{1}{2} b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R)^2 + \frac{1}{2} b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1)^2 + \frac{1}{2} b_{23} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)^2 + \frac{1}{2} b_{45} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4)^2 + \frac{1}{2} b_{78} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7)^2 \quad (4.4)$$

kde:  $I_0- I_9$  jsou momenty setrvačnosti členů systému pohonu,  $\varphi_0- \varphi_9$  je úhel natočení členů systému pohonu;  $k_{19}- k_{78}$  reprezentují koeficienty torzní tuhosti nehmotných pružných členů vystupujících v diskrétním modelu systému pohonu a  $b_{19}- b_{78}$  reprezentují koeficienty viskózního tlumení nehmotných pružných členů vystupujících v diskrétním modelu systému pohonu.

### Převodové funkce a převody vystupující v následujících rovnicích

Tab. 4.1 Konstantní převodové funkce vystupující v pohybových rovnicích

Poloha	Úhlová rychlost	Úhlové zrychlení
$\varphi_1 = \varphi_0 \cdot \mu_{01}$	$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_0 \cdot \mu_{01}$	$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_0 \cdot \mu_{01}$
$\varphi_2 = \varphi_0 \cdot \mu_{02}$	$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_0 \cdot \mu_{02}$	$\ddot{\varphi}_2 = \ddot{\varphi}_0 \cdot \mu_{02}$
$\varphi_4 = \varphi_3 \cdot \mu_{34}$	$\dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_3 \cdot \mu_{34}$	$\ddot{\varphi}_4 = \ddot{\varphi}_3 \cdot \mu_{34}$
$\varphi_6 = \varphi_5 \cdot \mu_{56}$	$\dot{\varphi}_6 = \dot{\varphi}_5 \cdot \mu_{56}$	$\ddot{\varphi}_6 = \ddot{\varphi}_5 \cdot \mu_{56}$
$\varphi_7 = \varphi_5 \cdot \mu_{57}$	$\dot{\varphi}_7 = \dot{\varphi}_5 \cdot \mu_{57}$	$\ddot{\varphi}_7 = \ddot{\varphi}_5 \cdot \mu_{57}$

**Tab. 4.2** Převody vystupující v pohybových rovnicích

Soukolí	0-1	0-2	3-4	5-6	5-7
Označení	$\mu_{01}$	$\mu_{02}$	$\mu_{34}$	$\mu_{56}$	$\mu_{57}$
Hodnota	1/6	1/3	1/2	1	1

Po dosažení rovnic (4. 2), (4. 3) a (4. 4), zavedení převodových funkcí (tab. 4.1) a převodů (tab. 4.2) do základního tvaru Lagrangeovy rovnice (4.1) dostáváme soubor rovnic vztahujících se k jednotlivým zobecněným souřadnicím. Popis souřadnic odpovídá schématu na obr. 4.1.

#### Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici $q_i = \varphi_0$ (osa ozubeného kola 0)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_0} \right) = \ddot{\varphi}_0 \cdot (I_0 + I_1 \cdot \mu_{01}^2 + I_2 \cdot \mu_{02}^2) \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_0} = k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R) - k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \mu_{01} - k_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) \mu_{02} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_0} = b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R) - b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \mu_{01} - b_{23} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) \mu_{02} \quad (4.7)$$

#### Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici $q_i = \varphi_9$ (druhá polovina válce)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_9} \right) = \ddot{\varphi}_9 \cdot I_9 \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_9} = k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_9} = b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \quad (4.10)$$

#### Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici $q_i = \varphi_3$ (osa ozubeného kola 3)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) = \ddot{\varphi}_3 \cdot (I_3 + I_4 \cdot \mu_{34}^2) \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_3} = k_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) - k_{45} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) \mu_{34} \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_3} = b_{23} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - b_{45} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) \mu_{34} \quad (4.13)$$

#### Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici $q_i = \varphi_5$ (osa ozubeného kola 5)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_5} \right) = \ddot{\varphi}_5 \cdot (I_5 + I_6 \cdot \mu_{56}^2 + I_7 \cdot \mu_{57}^2) \quad (4.14)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_5} = k_{45} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) - k_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) \mu_{57} \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_5} = b_{45} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - b_{78} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7) \mu_{57} \quad (4.16)$$

**Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici  $q_i = \varphi_8$  (osa ozubeného kola 8)**

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_8} \right) = \ddot{\varphi}_8 \cdot I_8 \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_8} = k_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_8} = b_{78} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7) \quad (4.19)$$

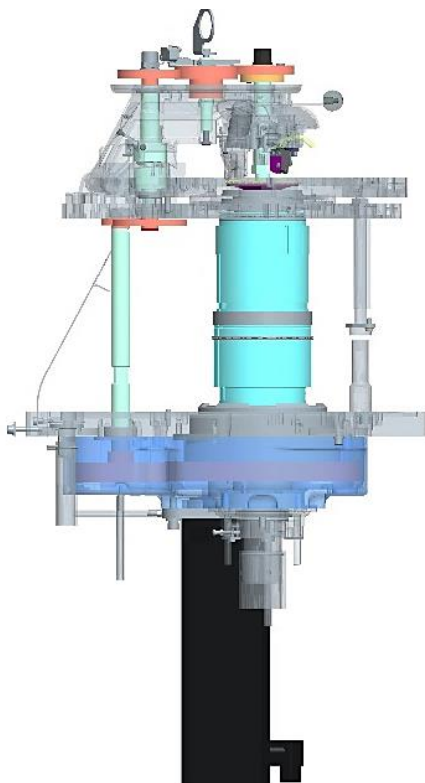
### Hmotové a materiálové parametry

Důležitými parametry pro řešení daného matematického modelu jsou momenty setrvačnosti  $I$ , koeficienty torzní tuhosti  $k$  a viskózního tlumení  $b$ . Požadované momenty setrvačnosti jednotlivých členů systému pohonu byly určeny pomocí software Creo a CAD modelu systému pohonu, viz obr 4.2. Získané momenty setrvačnosti jsou uvedené v tabulce 4.3. Koeficienty torzní tuhosti byly stanoveny na zmiňovaných geometrických CAD modelech s využitím metody konečných prvků a vztahu (4.20), kde  $M_K$  je zadaný krouticí moment a  $\varphi$  je úhel natočení konkrétního hřídele.

Ve studii [15] byl stanoven vztah (4.21) pro určení koeficientů viskózního tlumení zvolených členů systému pohonu. Výsledné hodnoty koeficientů jsou uvedené v tab. A1-2, příloha A1.

$$k = \frac{M_K}{\varphi} \quad (4.20)$$

$$b = \frac{\ln 2}{\pi} \cdot \sqrt{k \cdot I} \quad (4.21)$$



*Obr. 4.2 CAD model stávajícího systému pohonu maloprůměrového pletacího stroje Ange 18.1*

*Tab. 4.3 Momenty setrvačnosti uvažovaných částí systému pohonu*

Součást	Pozice	Moment setrvačnosti $I$ [kg.m <sup>2</sup> ]
Ozubené kolo 0	0	$9,83 \cdot 10^{-6}$
Ozubené kolo 1	1	$2,13 \cdot 10^{-2}$
Ozubené kolo 2	2	$1,34 \cdot 10^{-3}$
Ozubené kolo 3	3	$3,07 \cdot 10^{-4}$
Ozubené kolo 4	4	$2,87 \cdot 10^{-4}$
Ozubené kolo 5	5	$1,86 \cdot 10^{-4}$
Ozubené kolo 6	6	$2,52 \cdot 10^{-4}$
Ozubené kolo 7	7	$1,49 \cdot 10^{-4}$
Přístroj	8	$2,40 \cdot 10^{-4}$
Rotor	R	$8,10 \cdot 10^{-4}$
Jehelní válec	9	$3,38 \cdot 10^{-2}$
Hřídel R0	R0	$9,02 \cdot 10^{-6}$
Hřídel 23	23	$7,26 \cdot 10^{-5}$
Hřídel 45	45	$8,42 \cdot 10^{-5}$
Hřídel 78	78	$1,06 \cdot 10^{-5}$

*Pozn.: Popis a pozice členů odpovídá schématu na obr. 4.1.*

### Vůle v matematickém modelu systému pohonu

V matematickém modelu systému pohonu jsou respektovány vůle. Tyto vůle lze zanést do systému pohonu pomocí následujících podmínek [15; 29], které nahrazují skutečné vůle úhlovými výchylkami  $\Phi_0$ ,  $\Phi_3$ ,  $\Phi_5$ ,  $\Phi_8$ ,  $\Phi_9$ .

$$\begin{aligned}
|\varphi_0 - \varphi_R| \leq \Phi_0 &\Rightarrow \varphi_0 - \varphi_R \rightarrow 0 \\
\varphi_0 - \varphi_R > \Phi_0 &\Rightarrow \varphi_0 - \varphi_R \rightarrow (\varphi_0 - \varphi_R - \Phi_0) \\
\varphi_0 - \varphi_R < -\Phi_0 &\Rightarrow \varphi_0 - \varphi_R \rightarrow (\varphi_0 - \varphi_R + \Phi_0) \\
\\
|\varphi_3 - \varphi_2| \leq \Phi_3 &\Rightarrow \varphi_3 - \varphi_2 \rightarrow 0 \\
\varphi_3 - \varphi_2 > \Phi_3 &\Rightarrow \varphi_3 - \varphi_2 \rightarrow (\varphi_3 - \varphi_2 - \Phi_3) \\
\varphi_3 - \varphi_2 < -\Phi_3 &\Rightarrow \varphi_3 - \varphi_2 \rightarrow (\varphi_3 - \varphi_2 + \Phi_3) \\
\\
|\varphi_5 - \varphi_4| \leq \Phi_5 &\Rightarrow \varphi_5 - \varphi_4 \rightarrow 0 \\
\varphi_5 - \varphi_4 > \Phi_5 &\Rightarrow \varphi_5 - \varphi_4 \rightarrow (\varphi_5 - \varphi_4 - \Phi_5) \\
\varphi_5 - \varphi_4 < -\Phi_5 &\Rightarrow \varphi_5 - \varphi_4 \rightarrow (\varphi_5 - \varphi_4 + \Phi_5) \\
\\
|\varphi_8 - \varphi_7| \leq \Phi_8 &\Rightarrow \varphi_8 - \varphi_7 \rightarrow 0 \\
\varphi_8 - \varphi_7 > \Phi_8 &\Rightarrow \varphi_8 - \varphi_7 \rightarrow (\varphi_8 - \varphi_7 - \Phi_8) \\
\varphi_8 - \varphi_7 < -\Phi_8 &\Rightarrow \varphi_8 - \varphi_7 \rightarrow (\varphi_8 - \varphi_7 + \Phi_8) \\
\\
|\varphi_9 - \varphi_1| \leq \Phi_9 &\Rightarrow \varphi_9 - \varphi_1 \rightarrow 0 \\
\varphi_9 - \varphi_1 > \Phi_9 &\Rightarrow \varphi_9 - \varphi_1 \rightarrow (\varphi_9 - \varphi_1 - \Phi_9) \\
\varphi_9 - \varphi_1 < -\Phi_9 &\Rightarrow \varphi_9 - \varphi_1 \rightarrow (\varphi_9 - \varphi_1 + \Phi_9)
\end{aligned} \tag{4.22}$$

Po provedení příslušných derivací a následném dosazení do základního tvaru Lagrangeovy rovnice druhého druhu (4.1) byly získány vlastní pohybové rovnice (4.23- 4.27). Počet rovnic odpovídá počtu zobecněných souřadnic ve stejném sledu jako předchozí parciální derivace, viz soubor rovnic (4.5-4.19).

### Soubor pohybových rovnic

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi}_0 \cdot (I_0 + I_1 \mu_{01}^2 + I_2 \mu_{02}^2) + b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R) - b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \mu_{01} - b_{23} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) \mu_{02} + \\
k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R) - k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \mu_{01} - k_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) \mu_{02} = 0
\end{aligned} \tag{4.23}$$

$$\ddot{\varphi}_9 \cdot I_9 + b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) + k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) = 0 \tag{4.24}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi}_3 \cdot (I_3 + I_4 \mu_{34}^2) + b_{23} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - b_{45} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) \mu_{34} + k_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) - \\
k_{45} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) \mu_{34} = 0
\end{aligned} \tag{4.25}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi}_5 \cdot (I_5 + I_6 \mu_{56}^2 + I_7 \mu_{57}^2) + b_{45} \cdot (\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) - b_{78} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7) \mu_{57} - k_{45} \cdot (\varphi_5 - \varphi_4) - \\
k_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) \mu_{57} = 0
\end{aligned} \tag{4.26}$$

$$\ddot{\varphi}_8 \cdot I_8 + b_{78} \cdot (\dot{\varphi}_8 - \dot{\varphi}_7) + k_{78} \cdot (\varphi_8 - \varphi_7) = 0 \tag{4.27}$$

## Maticový zápis pohybových rovnic pro řešení v software Matlab

Výpočty byly realizovány v software Matlab. Pro řešení matematického modelu byl použit následující maticový tvar.

$$[I] \cdot \{\ddot{q}\} + [B] \cdot \{\dot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = 0 \quad (4.28)$$

$$\{\ddot{q}\} = -[I]^{-1} \cdot ([B] \cdot \{\dot{q}\} + [K] \cdot \{q\}) \quad (4.29)$$

### Výpis matic použitých v rovnicích (4.28) a (4.29)

Matice momentů setrvačnosti  $I$

$$\begin{bmatrix} I_0 + I_1 \cdot \mu_{01}^2 + I_2 \cdot \mu_{02}^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_9 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 + I_4 \cdot \mu_{34}^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_5 + I_6 \cdot \mu_{56}^2 + I_7 \cdot \mu_{57}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_8 \end{bmatrix}$$

Matice tlumení  $B$

$$\begin{bmatrix} b_{R0} + b_{19} \cdot \mu_{01}^2 + b_{23} \mu_{02}^2 & -b_{19} \cdot \mu_{01} & -b_{23} \cdot \mu_{02} & 0 & 0 \\ -b_{19} \cdot \mu_{01} & b_{19} & 0 & 0 & 0 \\ -b_{23} \cdot \mu_{02} & 0 & b_{23} + b_{45} \cdot \mu_{34}^2 & -b_{45} \cdot \mu_{34} & 0 \\ 0 & 0 & -b_{45} \cdot \mu_{34} & b_{45} + b_{78} \cdot \mu_{57}^2 & -b_{78} \cdot \mu_{57} \\ 0 & 0 & 0 & -b_{78} \cdot \mu_{57} & b_{78} \end{bmatrix}$$

Matice tuhosti  $K$

$$\begin{bmatrix} k_{R0} + k_{19} \cdot \mu_{01}^2 + k_{23} \mu_{02}^2 & -k_{19} \cdot \mu_{01} & -k_{23} \cdot \mu_{02} & 0 & 0 \\ -k_{19} \cdot \mu_{01} & k_{19} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{23} \cdot \mu_{02} & 0 & k_{23} + k_{45} \cdot \mu_{34}^2 & -k_{45} \cdot \mu_{34} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{45} \cdot \mu_{34} & k_{45} + k_{78} \cdot \mu_{57}^2 & -k_{78} \cdot \mu_{57} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{78} \cdot \mu_{57} & k_{78} \end{bmatrix}$$



**Výpis vektorů zobecněných souřadnic použitých v rovnicích (4.28) a (4.29)**

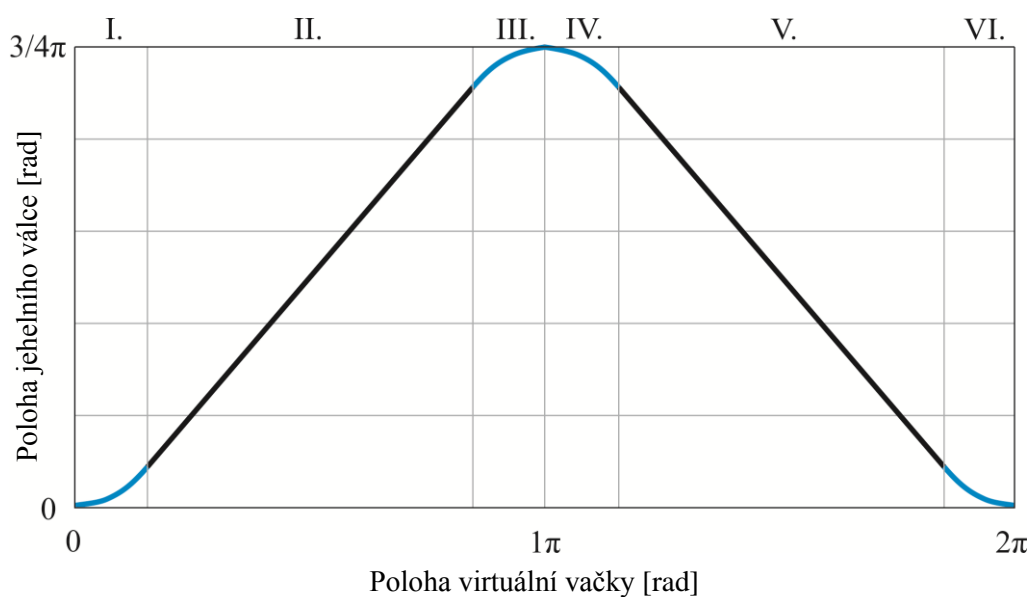
$$q = \begin{Bmatrix} \varphi_0 \\ \varphi_9 \\ \varphi_3 \\ \varphi_5 \\ \varphi_8 \end{Bmatrix} \quad \dot{q} = \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_0 \\ \dot{\varphi}_9 \\ \dot{\varphi}_3 \\ \dot{\varphi}_5 \\ \dot{\varphi}_8 \end{Bmatrix} \quad \ddot{q} = \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_0 \\ \ddot{\varphi}_9 \\ \ddot{\varphi}_3 \\ \ddot{\varphi}_5 \\ \ddot{\varphi}_8 \end{Bmatrix}$$

**Počáteční podmínky pro řešení soustavy**

$$\begin{aligned} \varphi_0(0) = 0; & \quad \varphi_9(0) = 0; & \quad \varphi_3(0) = 0; & \quad \varphi_5(0) = 0; & \quad \varphi_8(0) = 0 \\ \dot{\varphi}_0(0) = 0; & \quad \dot{\varphi}_9(0) = 0; & \quad \dot{\varphi}_3(0) = 0; & \quad \dot{\varphi}_5(0) = 0; & \quad \dot{\varphi}_8(0) = 0 \end{aligned}$$

**4.1.2. Zdvihová závislost s polynomem třetího stupně**

U pletacích strojů řady Ange je často používána zdvihová závislost obsahující polynom třetího stupně popisující žádanou polohu jehelního válce v oblastech rozběhu a doběhu systému pohonu [15]. Identifikace uvedené zdvihové závislosti byla provedena v rámci studie [15]. Ve zdvihové závislosti se objevují lineární úseky, v nichž je vyžadována konstantní rychlost pracovního členu tj. jehelního válce, viz obr. 4.3. Poloha jehelního válce je funkcí virtuální vačky odpovídající jedné její otáčky, během ní jehelní válec koná symetrický vratný rotační pohyb mezi dvěma úvratěmi z počáteční polohy do koncové v rozsahu  $0-3/4\pi$ .



**Obr. 4.3** Závislost natočení jehelního válce na úhlu virtuální vačky

Zdvihová závislost (obr. 4.3) rotujících členů struktury je složena celkem ze šesti oblastí. V přechodových oblastech interval (I, III, IV a VI) je zdvihová závislost popsána pomocí rovnic (4.30-4.33) a ve zbývajících oblastech interval (II, V) je popsána souborem rovnic (4.34-4.36). Rozložení jednotlivých úseků ve zdvihové závislosti je uvedeno v tab. 4.4 a pro vyšší názornost jsou úseky uvedeny v úhlových stupních.

**Tab. 4.4** Poloha jehelního válce v závislosti na poloze virtuální vačky

Název	úsek I.	úsek II.	úsek III.	úsek IV.	úsek V.	úsek VI.	Jedn.
Úhel virtuální vačky	0-33	33-147	147-180	180-213	213-327	327-360	[°]
Pootočení jehelního válce	0-38	38-232	232-270	270-232	232-38	38-0	[°]

Rovnice (4.30) popisující polynom třetího stupně a rovnice (4.34) lineární funkce byly derivovány pro získání dalších potřebných rovnic popisujících úhlovou rychlost, úhlové zrychlení a ráz v závislosti na pootočení virtuální vačky. V rovnicích (4.30-4.36) vystupují konstanty C<sub>0</sub>-C<sub>3</sub> a C<sub>10</sub>-C<sub>11</sub>, tyto rovnice platí za předpokladu konstantní úhlové rychlosti virtuální vačky. Řešení soustavy těchto rovnic probíhalo pomocí software Matlab s ohledem na okrajové podmínky na hranicích pohybových intervalů.

#### Kinematické veličiny pohonu pro oblasti rozběhu a doběhu soustavy

$$\varphi(\psi) = C_0 + C_1 \cdot \psi + C_2 \cdot \psi^2 + C_3 \cdot \psi^3 \quad (4.30)$$

$$\dot{\varphi}(\psi) = C_1 \cdot \dot{\psi} + 2C_2 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi + 3C_3 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^2 \quad (4.31)$$

$$\ddot{\varphi}(\psi) = 2C_2 \cdot \dot{\psi}^2 + 6C_3 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi \quad (4.32)$$

$$\ddot{\varphi}(\psi) = 6C_3 \cdot \dot{\psi}^3 \quad (4.33)$$

#### Kinematické veličiny pohonu pro oblasti ustáleného pohybu soustavy

$$\varphi(\psi) = C_{10} + C_{11} \cdot \psi \quad (4.34)$$

$$\dot{\varphi}(\psi) = C_{11} \cdot \dot{\psi} \quad (4.35)$$

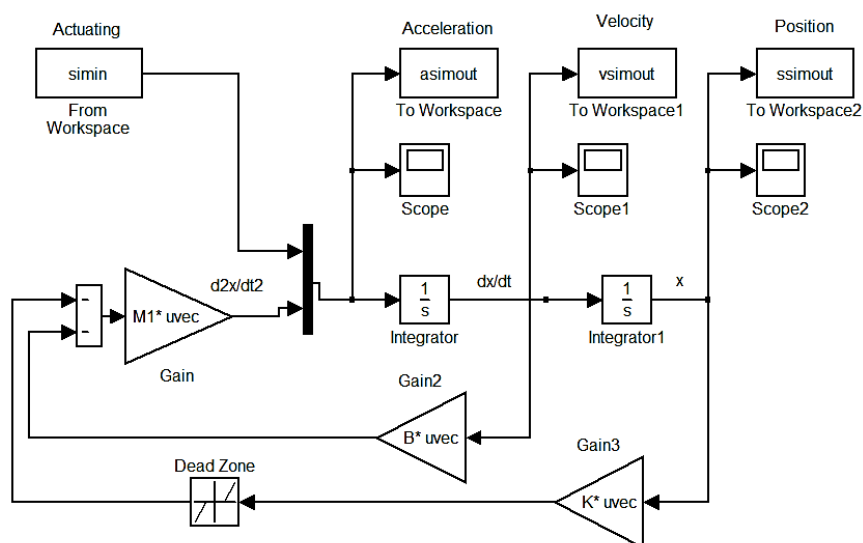
$$\ddot{\varphi}(\psi); \ddot{\varphi}(\psi) = 0 \quad (4.36)$$

Ve zdvihové závislosti  $\varphi(\psi)$ ,  $\varphi$  odpovídá úhlu pootočení jednotlivých členů systému pohonu a  $\psi$  je úhel virtuální vačky vztahující se k jednotlivým úsekům jedné periody zdvihové závislosti.

### 4.1.3. Výsledky dynamické analýzy stávající soustavy

Pro řešení soustavy pohybových rovnic (vztahy 4.23-4.27, kap. 4.1.1) stávající soustavy byl využit software Matlab včetně jeho nástavby Simulink. Jednotlivé rovnice byly zapsány do maticového tvaru (vztah 4.29, kap. 4.1.1) a následně řešeny postupnou integrací v prostředí Simulink, viz schéma řešiče na obr. 4.4. Řešič využívá standardní metodu Dormand-Prince označovanou ode45, kombinující metody Runge- Kutta 4. a 5. řádu.

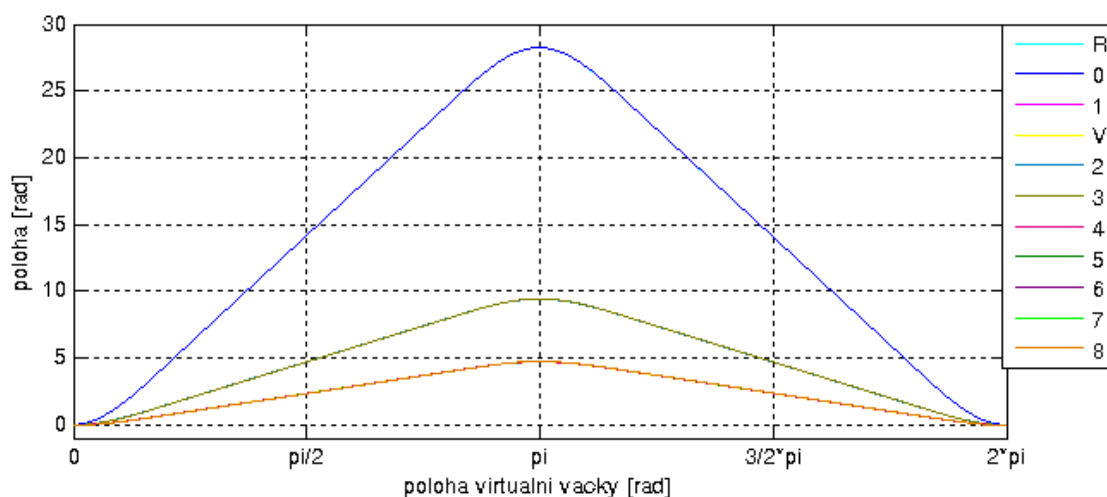
Řešením sestavených pohybových rovnic pro zadané počáteční podmínky byla získána odezva systému pohonu na kinematické buzení soustavy, kterým byl žádaný průběh zrychlení hnacího členu systému pohonu během vratného chodu, viz obr. A1-1 příloha A1. Výše uvedený průběh zrychlení byl stanoven v předcházející kapitole 4.1.2 a odpovídá vratnému chodu pohybu systému. Režim vratného chodu byl vybrán z důvodu nejvyšší míry dynamického zatížení celého pletacího stroje [2]. Výstupem analýzy jsou průběhy kinematických veličin jednotlivých členů systému pohonu, jejich označení odpovídá schématu na obr. 4.1, kap. 4.1.1.



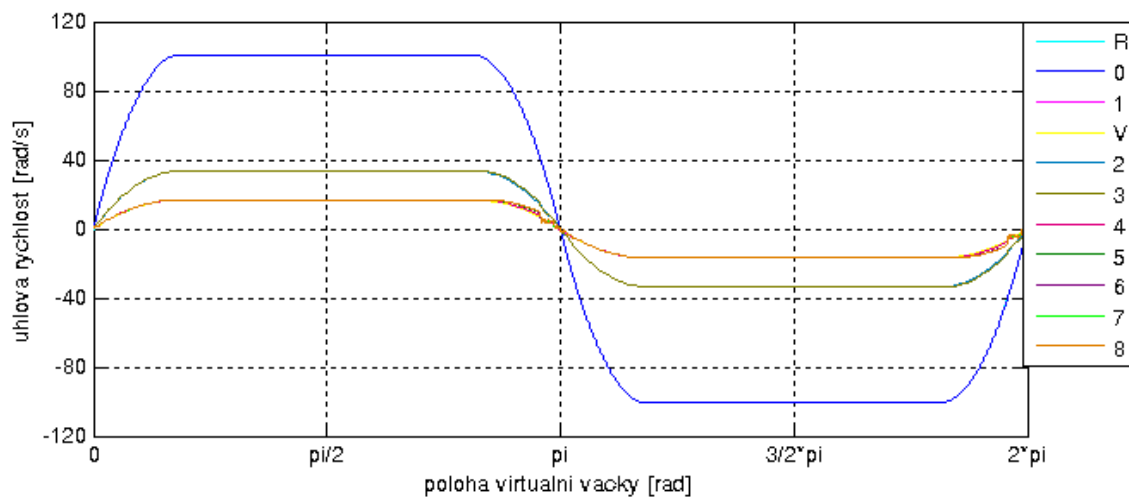
**Obr. 4.4** Schéma řešiče diferenciálních rovnic v software Matlab-Simulink

Na obr. 4.5 - 4.7 jsou zobrazeny průběhy polohy, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení jednotlivých členů systému pohonu během jedné periody vratného chodu, označení členů v legendě obrázků odpovídá schématu na obr. 4.1 v kap. 4.1.1. Dosahovaná úhlová rychlost  $16,8 \text{ rad.s}^{-1}$  jehelního válce technologicky odpovídá nejvyšší doporučené provozní rychlosti malop průměrového pletacího stroje řady Ange ve vratném chodu systému pohonu, při použití standardních materiálů k výrobě ponožkového zboží [2]. Ve veškerých následujících analýzách a simulacích vratného chodu systému pohonu je výše uvedená úhlová rychlost jehelního válce

používána jako výchozí dosahovaná hodnota. Doplňkově k posouzení dynamického chování systému jsou vybrány detaily oblastí, ve kterých jsou úrovně přechodových jevů nejvýraznější (viz obr. v příloze A2), jsou zde uvedeny průběhy úhlových rychlostí, v nichž je zřetelný charakter chování členů systému pohonu. Z obrázků v příloze A2 je patrné, že frekvence i rozkmit průběhu úhlové rychlosti přístroje nabývají nejvyšších hodnot v porovnání s ostatními členy systému pohonu.

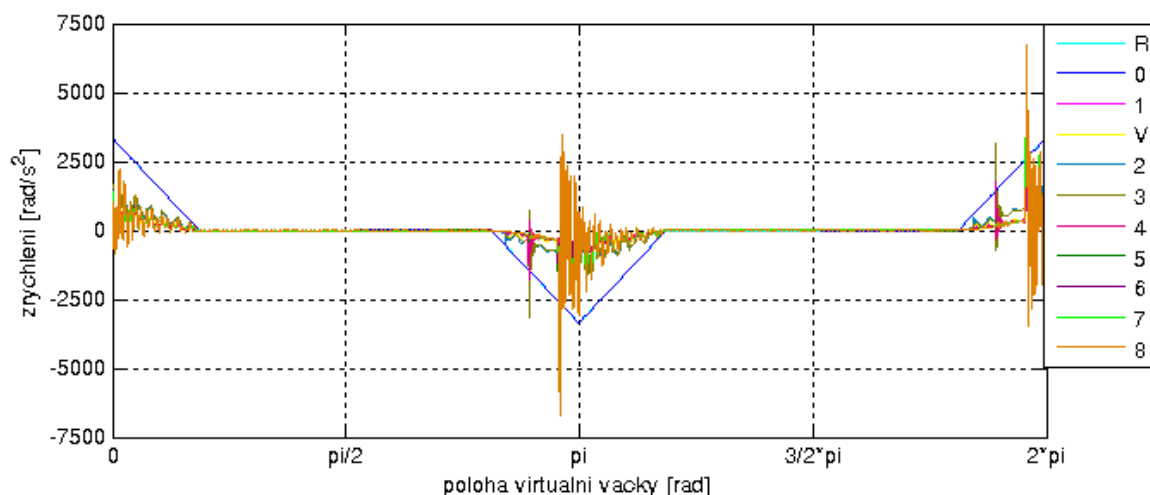


**Obr. 4.5** Průběhy poloh jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. 4.6** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu

Výsledky analýzy poukazují na teoretický vliv vůlí v systému pohonu pletacího stroje. Ty způsobují rázové síly při jejich vymezení, zřetelně lze tento jev pozorovat během zrychlení soustavy v podobě maximálních hodnot kmitů (obr. 4.7). Obdobným způsobem, i když již ne tak výrazně, se projeví vymezení vůlí v průbězích úhlových rychlostí obr. 4.6, jsou zde zřetelné kmity, zejména v oblastech pohybových úvratí. Tyto kmity jsou kromě vůlí ovlivněny i dynamickými parametry soustavy [23].



**Obr. 4.7** Průběhy úhlových zrychlení jednotlivých členů systému pohonu

## 4.2. Zatížení stávajícího systému pohonu

Nejvýznamnějšími faktory z hlediska zatížení pohonu stroje jsou dynamické momenty jeho rotujících členů [4]. Dále se vyskytují momenty od posuvných hmot, tj. jehel a platin pohybujících se pomocí zámkové soustavy. Dalším zatěžujícím faktorem jsou pasivní odpory vzniklé předpětím jehel a platin v drážkách jehelního válce a pasivní odpory v soukolí.

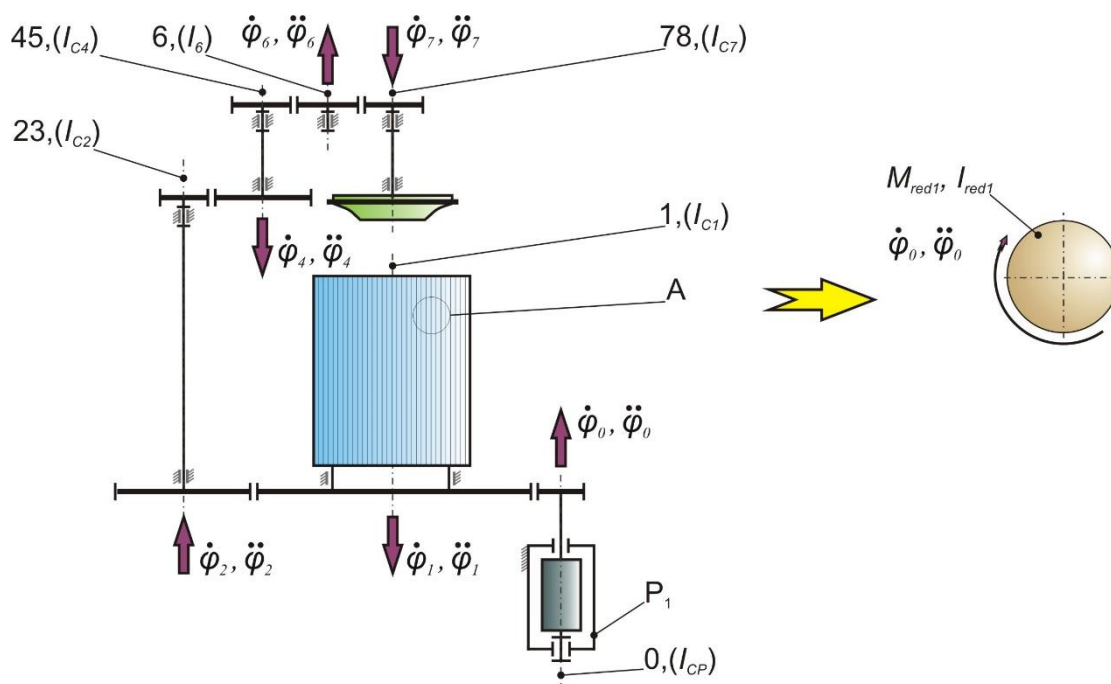
Ve výpočtu se za předpokladu zanedbatelného ovlivnění výsledku nezohledňuje poddajnost jednotlivých členů systému pohonu, jejich tíhové síly, síla potřebná k vysunutí převěšovacích platin a vůle v převodech [2]. Síla k zajištění odtahu příze, síla potřebná pro její přestřížení a rázová síla jehly generovaná při prvotním kontaktu jehly či platiny se zámkem jsou vzhledem k předpokládanému nízkému ovlivnění výsledku také zanedbány [2; 34].

### 4.2.1. Stanovení redukovaného momentu působící na pohon

Na obrázcích 4.8 a 4.9 je zobrazeno schéma stávajícího systému pohonu uzpůsobeného pro výpočet redukovaného momentu na rotor pohonu. Následující výpočty jsou provedeny podle uvedených metodik [28; 30]. Redukovaný moment  $M_{red1}$  je dán následujícím vztahem (4.37), kde  $I_{red1}$  je redukovaný moment setrvačnosti na hnací hřídel resp. na osu rotace pohonu ( $P_1$ ) a  $\ddot{\varphi}_0$  reprezentuje průběh jeho úhlového zrychlení. Ve výpočtech použité úhlové zrychlení pohonu, je odvozené od zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce, viz kap. 4.1.2.

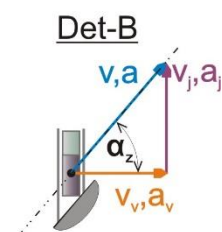
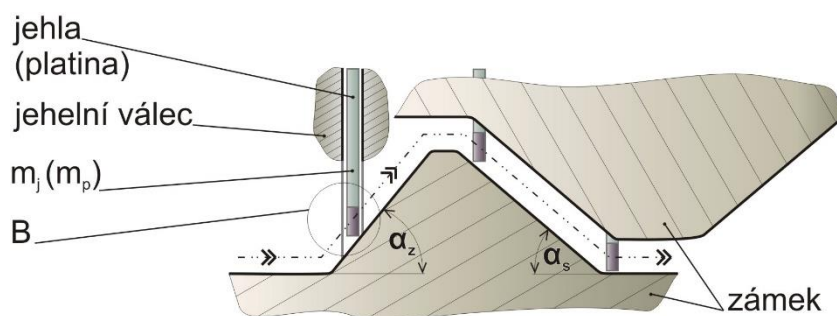
Redukovaný moment setrvačnosti  $I_{red1}$  je stanoven z rovnosti kinetické energie všech členů systému pohonu a kinetické energie systému po redukcí na rotor pohonu [28; 30], viz rovnice (4.40).

$E_{K1}$  (rovnice 4.38) je kinetická energie stávající soustavy,  $I_i$  reprezentuje moment setrvačnosti jednotlivých rotujících členů systému pohonu k dané ose rotace (označení os na obr. 4.8). Hmotnost  $m_k$  označuje posouvající se členy v jehelních drážkách a zahrnuje hmotnost jehel  $m_j$  a platin  $m_p$ , viz obr. 4.9. Těžiště soustavy pohybujících se i nepohybujících se jehel a platin leží na ose rotace jehelního válce.



**Obr. 4.8** Schéma stávajícího systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje uzpůsobeného pro výpočet redukovaného momentu

#### Det-A



**Obr. 4.9** Pohyb jehel a platin v zámkové soustavě, viz detail A na obr. 4.8

$$M_{red1} = I_{red1} \cdot \ddot{\phi}_0 \quad (4.37)$$

$$E_{K1} = \frac{1}{2} \sum_i I_i \cdot \dot{\phi}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_k m_k \cdot v_k^2 = \frac{1}{2} I_{red1} \cdot \dot{\phi}_0^2 \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} I_{red1} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_0}{\dot{\phi}_0} \right)^2 &= \frac{1}{2} I_{cp} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_0}{\dot{\phi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_p} + \frac{1}{2} I_{c1} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{2} I_{c2} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_2}{\dot{\phi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{12}} + \\ \frac{1}{2} I_{c4} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_4}{\dot{\phi}_0} \right)^2 &+ \frac{1}{2} I_6 \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_6}{\dot{\phi}_0} \right)^2 + \frac{1}{2} I_{c7} \cdot \left( \frac{\dot{\phi}_7}{\dot{\phi}_0} \right)^2 + \frac{1}{2} (m_j + m_p) \cdot \left( tg \alpha_z \cdot r \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_0} \right)^2. \\ \frac{1}{\eta_1} \cdot n + \frac{1}{2} (m_j + m_p) \cdot \left( tg \alpha_s \cdot r \cdot \frac{\dot{\phi}_1}{\dot{\phi}_0} \right)^2 &\cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \end{aligned} \quad (4.39)$$

**Analogicky po zavedení převodů z tab. 4.2, kap. 4.2.1 do (4.39)**

$$\begin{aligned} I_{red1} &= I_{cp} \cdot \frac{1}{\eta_p} + I_{c1} \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} + I_{c2} \cdot \mu_{02}^2 \cdot \frac{1}{\eta_{12}} + I_{c4} \cdot \mu_{04}^2 + I_6 \cdot \mu_{06}^2 + I_{c7} \cdot \mu_{07}^2 + \\ &(m_j + m_p) \cdot tg \alpha_z^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n + (m_j + m_p) \cdot tg \alpha_s^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \end{aligned} \quad (4.40)$$

Následující popis se vztahuje ke schématu systému pohonu na obr 4.8. V převodech jsou uvažovány vlastní mechanické ztráty u každého ze soukolí, vztahující se k mechanické účinnosti ozubení a ložisek. Mechanická účinnost  $\eta$  přenosu výkonu pomocí čelních ozubených kol s přímými zuby je známa a vychází z druhu zubu, materiálu, dosažené výrobní přesnosti, drsnosti boku zubů, druhu zvolených ložisek a z provozních podmínek [31; 44]. První tři ozubená kola (0-2) jsou uložena v uzavřené rychlostní skříni, ve které dochází k tvorbě olejového filmu na funkčních plochách. Zmiňovaná druhá část soukolí je situována mimo skříň a je provozována ve výkonově nižším mazacím režimu- mazání tukem. Orientační hodnoty a popis účinností uvedené v rovnicích (4.39-4.40) se nacházejí v tab. B1-1 a B1-2, viz příloha B1

Ve studii [16] byl na hřídeli (78) stanoven moment  $M_{PB} = 0,2$  N.m, který je nutný k překonání pasivních odporů části systému pohonu, která pohání přístroj, viz členy (2-8) na obr. 4.1 v kap. 4.1.1, během rovnoměrného chodu na prázdko..

Po dosazení do rovnice (4.40) dostáváme hodnotu redukováného momentu setrvačnosti  $I_{red1} = 2,94 \cdot 10^{-3}$  kg.m<sup>2</sup>, platnou pro oblast rozběhu systému pohonu. Obdobně, pomocí rovnice (B1-2) příloha B1, pro oblast doběhu byl určen  $I_{red1*} = 2,1 \cdot 10^{-3}$ , v jeho nižší hodnotě oproti  $I_{red1}$  se projeví ztráty v soukolí a v ložiscích, které napomáhají pohonu brzdit systém pohonu.

Parametry potřebné ke stanovení výše uvedených hodnot momentů setrvačnosti jsou uvedeny v tab. B1-1, B1-2 a B1-3 (příloha B1), v tab. B3-1 (příloha B3) a v tab. 4.2 (kap. 4.1.1.). Následně pomocí rovnic (4.37) a (B1-1) v příloze B1) byly stanoveny redukované momenty  $M_{red1}$  a  $M_{red1}^*$ .

Pozn.: označení v dolním indexu “\*” znamená působení při doběhu systému pohonu

#### 4.2.2. Stanovení momentu pasivních odporů jehel a platin

Moment pasivních odporů  $M_{PA}$  dle následujícího vztahu (4.41), který překonává pohon, vychází z redukovaných momentů jehel  $M_{Pj}$  (vztah 4.42) a platin  $M_{Pp}$  (vztah 4.43) o počtu  $n$  uvažovaných jehel a platin. Momenty ( $M_{Pj}$  a  $M_{Pp}$ ) jsou vztaženy pomocí převodu  $\mu_{01}$  (tab. 4.2, kap. 4.1.1) z jehelního válce na pohon ( $P_1$ ) s celkovou účinností  $\eta_1$  (tab. B1-2, příloha B1). Moment  $M_{PA}$  se dle vztahu (4.41) vztahuje k rozběhu a ustálenému chodu systému pohonu, pro doběh systému platí stanovení momentu  $M_{PA}^*$  dle vztahů (B2-1 až B2-3), viz příloha B2. Tyto momenty jsou způsobeny silami na poloměru jehelního válce  $r$ , kde  $F_{MZj}$  (vztah 4.44) a  $F_{MSj}$  (vztah 4.45) jsou síly, které překonává pohon pomocí zámkové soustavy při zvedání a stahování jehly. Obdobně síly  $F_{MZp}$  a  $F_{MSp}$  (vztahy B3-5 a B3-6, příloha B3) překonává pohon pomocí zámkové soustavy při zvedání a stahování platiny.

Působení souboru sil  $F_{MZj}$ ,  $F_{MSj}$ ,  $F_{MZp}$  a  $F_{MSp}$  je uvedeno na obr. B2-1, viz příloha B2. Tyto síly jsou složky normálových  $N$  a třecích sil  $T$  působících mezi kolénkem jehly (platiny) a zámkem, síly jsou kolmé na osu rotace jehelního válce. Proměnná  $n$  je v případě zkušebního malopřůměrového pletacího stroje 8 jehel a 8 platin, které jsou současně zvedány a stahovány pomocí zámkové soustavy stroje, kde  $\alpha_Z$  je úhel zámků při zvedání jehly (platiny),  $\alpha_S$  je úhel zámků při stahování jehly (platiny) a  $f_Z$  je součinitel tření na funkční ploše zámků.

#### Moment pasivních odporů, které překonává pohon při zvedání a stahování jehly a platiny v jehelní drážce

$$M_{PA} = M_{Pj} + M_{Pp} \quad (4.41)$$

#### Moment pasivních odporů, které překonává pohon při zvedání a stahování jehly v jehelní drážce

$$M_{Pj} = (F_{MZj} + F_{MSj}) \cdot r \cdot \mu_{01} \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \quad (4.42)$$



### Moment pasivních odporů, které překonává pohon při zvedání a stahování platiny v jehelní drážce

$$M_{pp} = (F_{MZp} + F_{MSp}) \cdot r \cdot \mu_{o1} \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \quad (4.43)$$

### Síly vyvozené pasivními odpory při zvedání jehly v jehelní drážce

$$F_{MZj} = N_z \cdot \sin \alpha_z + N_z \cdot f_z \cdot \cos \alpha_z \quad (4.44)$$

### Síly vyvozené pasivními odpory při stahování jehly v jehelní drážce

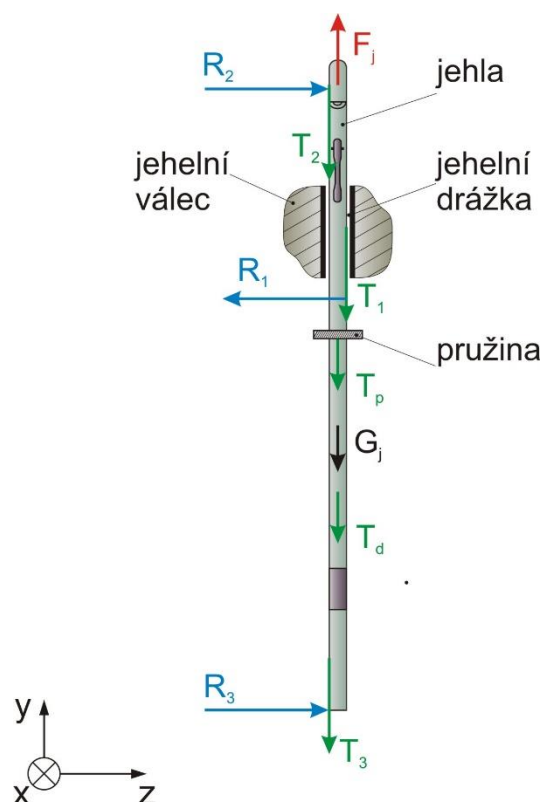
$$F_{MSj} = N_s \cdot \sin \alpha_s + N_s \cdot f_z \cdot \cos \alpha_s \quad (4.45)$$

#### 4.2.3. Měření pasivních odporů jehly v jehelní drážce

Pletací jehla či platina je namáhána celou řadou sil, které mají vliv na její kinematické veličiny a na její pasivní odpory [2; 29; 33]. Na obrázku 4.10 je graficky zobrazena situace silového rozboru jehly při konstantní rychlosti jejího pohybu, k rozboru se vztahuje soubor rovnic (4.46-4.48).

Význam měření spočíval v určení síly  $F_j$ , která překoná pasivní odpory jehel v jehelních drážkách při rovnoměrném pohybu a následně ve stanovení silových složek vyvozujících moment pasivních odporů  $M_{PA}$  vůči pohonu ( $P_1$ ), viz předcházející kapitola 4.2.2. Vlastní měření spočívá v určení tahové síly  $F_j$ , která zajistí rovnoměrný pohyb jehly v jehelní drážce, jedná se o sílu potřebnou k překonání třecích sil, které jsou způsobené normálovými reakcemi a vlastní tíhou jehly [34].

Významnými silovými účinky jsou normálové reakce  $R_1$ ,  $R_2$  a  $R_3$  vyvozené konstantním předpružením jehly, tyto reakce působí mezi jehlou a boky jehelní drážky, od nich jsou odvozené smykové třecí síly  $T_1$ ,  $T_2$  a  $T_3$ . Tyto síly jsou nezbytné pro zajištění technologicky požadovaných poloh jehel (platin) v jehelním válci. Další třecí síly  $T_d$  a  $T_p$  jsou způsobeny opřením jehly o dno drážky a přítlačnou pružinou, jejíž význam spočívá v eliminaci vyklopení jehly z jehelní drážky. V silovém rozboru dále vystupuje tíhová síla jehly  $G_j$ . Názornost předpružení jehly či platiny v jehelní drážce a orientační působení normálových reakcí  $R_1$ ,  $R_2$  a  $R_3$  vyjadřuje obr. B3-1, viz příloha B3. Ve výpočtu působí zjednodušeně normálové reakce v bodě, oproti reálnému případu, ve kterém dochází k silovému působení na malých stykových ploškách jehly nebo platiny.



**Obr. 4.10** Rozbor sil působících na jehlu při rovnoměrném zvedání pomocí lanka

**Rovnice vztahující se k silovému rozboru uvedeném na obr. 4.10:**

**Ve směru y:**

$$F_j - T_1 - T_2 - T_3 - T_p - T_d - G_j = 0 \quad (4.46)$$

**Součet smykových třecích sil  $\Sigma T_{Dj}$  směru y:**

$$\Sigma T_{Dj} = T_1 + T_2 + T_3 + T_p + T_d \quad (4.47)$$

**Dosazení vztahu (4.47) do (4.46):**

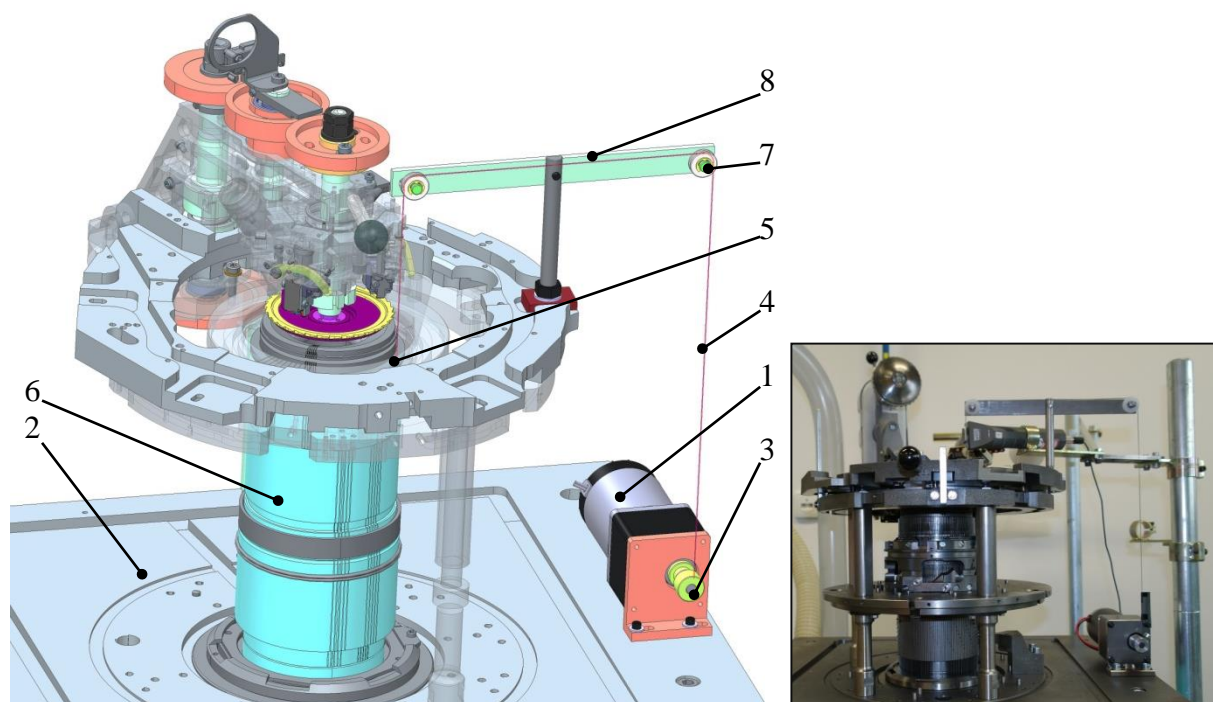
$$\Sigma T_{Dj} = F_j - G_j \quad (4.48)$$

### Příprava měření

Měření se zakládá na metodice vyvinuté na pracovišti KTS-Technické univerzity v Liberci a zpracované ve studii [35]. Metodika využívá navržený přípravek sloužící k realizaci pohybu jehly nebo platiny v drážce jehelního válce a současném snímání síly potřebné k realizaci jejího rovnoměrného pohybu.

CAD model konstrukce přípravku pro uskutečnění pohybu jehly je uveden na obr. 4.11. Zařízení se skládá ze stejnosměrného motoru (1) osazeného převodovkou uchyceného pomocí

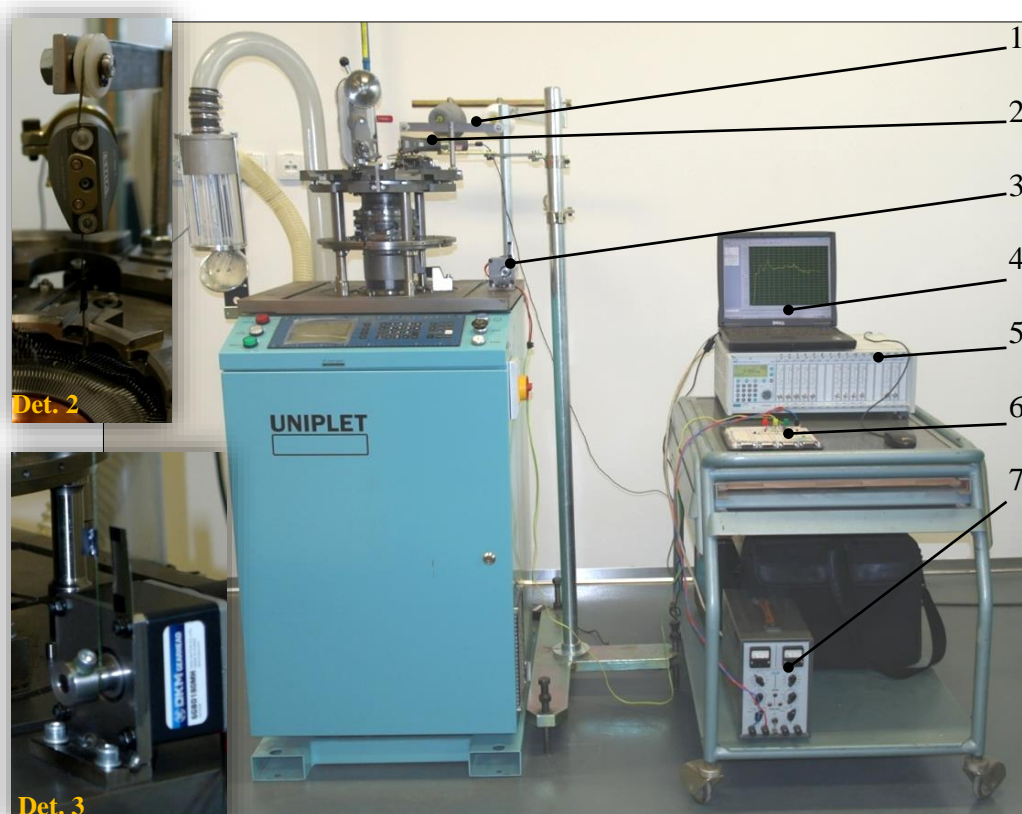
příruby na základní desku stroje (2). Výstupní hřídel motoru je osazena navíjecí kladkou (3), čímž dochází pomocí navíjení lanka (4) na kladku k pohybu jehly (5) v drážce jehelního válce (6). Druhý konec lanka je uchycen pomocí oka v místě háčku jehly. Dráha lanka je tvořena dvěma vodícími kladkami (7), které jsou uchyceny na ramenu přípravku (8), jehož geometrie je navržena vzhledem k prostorovým možnostem stroje.



**Obr. 4.11** CAD model přípravku sloužícího k pohybu jehly a jeho instalace do skutečného stroje

Bylo zvoleno polyethylenové lanko komerčně nazývané „Dyneema“, jehož charakteristickým znakem je mimořádně vysoká pevnost a velmi nízké prodloužení. Jedná se o polyethylenové vlákno sestávající se z extrémně dlouhých molekulových řetězců, kde v porovnání s ocelí je mnohonásobně únosnější [36]. Použitý snímač od firmy VÚTS, a.s. je určen pro stanovení statických i dynamických sil v přízi, detailní popis snímače je uveden v příloze B2, (popis snímače tahových sil příze) [37].

Následující obrázek 4.12 vystihuje celé měřící pracoviště a jeho popis včetně zařízení, které bylo použito během měření. Obrázek 4.12 obsahuje detailní zobrazení vybraných komponent. Pozice (2) a jí náležící (det. 2) vystihuje trajektorii použitého lanka, které prochází snímačem sil [37]. Druhý detailní obrázek (det .3) zobrazuje použitý motor osazený navíjecí kladkou, na kterou bylo lanko během pohybu jehly navíjeno.



*Obr. 4.12 Použitá aparatura při měření na zkušebním maloprůměrovém pletacím stroji Ange 18.1*

### Popis použité aparatury

1. Konstrukce pro vedení lanka
2. Snímač statických i dynamických sil v přízi o rozsahu 0 – 1000 cN
3. Stejnsměrný motor s převodovkou, 15W, DC 24V, 3000 ot.min<sup>-1</sup>, 1:180
4. Záznamové zařízení – PC
5. Měřicí ústředna HBM – MGC plus
6. Pomocný obvod zdroje
7. Zdroj s regulátorem stejnosměrného napětí

### Postup měření

Z celkového množství typově totožných jehel, kterými byl po obvodu jehelní válec pletacího stroje osazen, jich bylo vybráno deset, viz obr. B2-3, příloha B2. Každé měření se desetkrát opakovalo na téže jehle, dle doporučení metodiky [35]. Výběr měřených vzorků se odvíjel vzhledem k jejich rovnoměrnému rozdělení po obvodu válce. Měřicí úsek jehelní drážky, v němž se jehla během měření pohybovala, odpovídal úseku, ve kterém se jehla pohybuje během pletení. Při měření musely být dodrženy následující podmínky: dodržení konstantní rychlosti během zdvihu pro všechny měřené jehly a opakovatelnost nastavení stejné

počáteční měřicí polohy jehly vůči jehelní drážce. Během měření se jednotlivé jehly pohybovaly po definovaných drahách, tak aby nedocházelo k vybočování jehel z těchto drah, v krajním případě k jejich vysunutí z drážky jehelního válce. Detailní obrázky z průběhu měření jsou uvedeny v příloze B2, obr. B2-4 a B2-5.

#### 4.2.4. Zpracování výsledků z měření tahových sil jehel

Pro zpracování dat z měření byly použity tyto statistické veličiny:

**Aritmetický průměr**

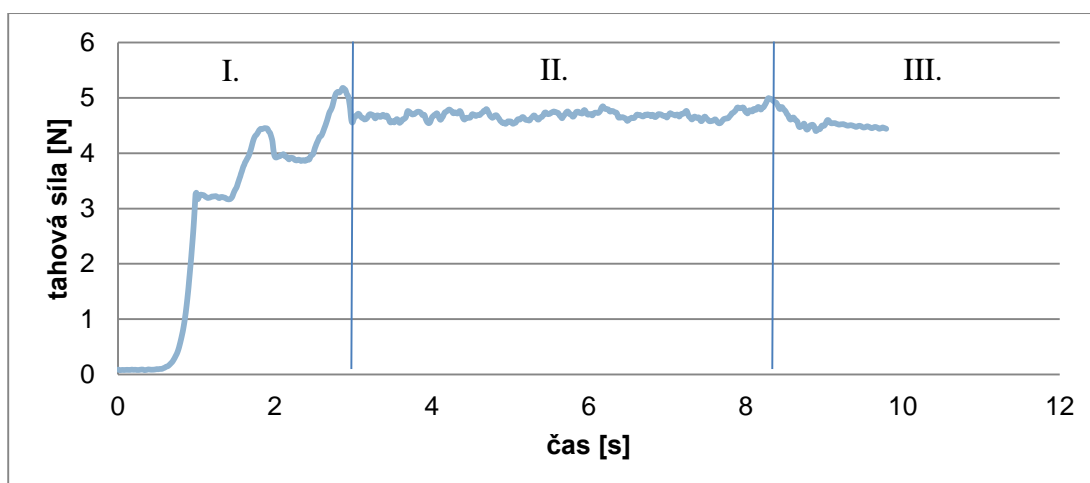
$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.49)$$

**Směrodatná odchylka**

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.50)$$

kde:  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ).

Oblast měření na následujícím obr. 4.13 je rozdělena do tří úseků. První úsek (I.) reprezentuje rozběh motoru s patrným nárůstem tahových sil a „slip and stick“ efektem [35]. Druhý úsek (II.) zobrazuje rovnoměrný pohyb a poslední třetí úsek (III.) reprezentuje doběh měřicí soustavy se zbytkovým napětím v lanku.



*Obr. 4.13 Graf průběhu tahové síly- jehla č. 6., měření VII.*

Z naměřených dat byla stanovena průměrná hodnota síly při rovnoměrném pohybu jehly, tj. úsek II. [35]. S využitím vztahů (4.49- 4.50) bylo vyhotoveno statistické zpracování dat, viz tab. 4.5. V příloze B2 jsou uvedeny doplňkové vztahy pro stanovení výběrové směrodatné odchylky (B2-4), krajní chyby aritmetického průměru (B2-5) a dále příloha B2 obsahuje kompletní zápis stanovených statistických údajů potřebných pro stanovení výsledné síly (B2-6) včetně krajní aritmetické chyby, viz Tab. B2-1.

**Tab. 4.5** Statistické zpracování dat z měření tahových sil

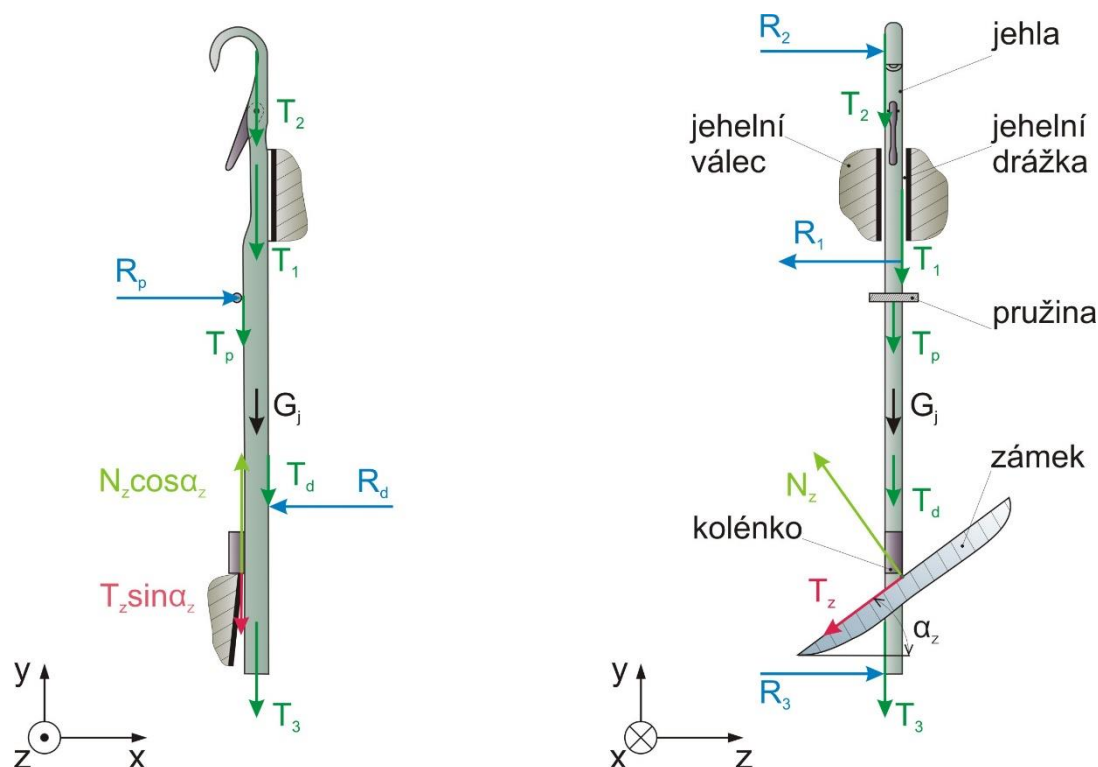
Měření	Průměrná hodnota tahové síly [N] v úseku II. - obr. 4.13										Statistické vyhodnocení		
	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.	$\bar{x}$	$s$	Síla [N]
Jehla 1	4,28	4,17	4,13	4,55	4,18	4,21	4,48	4,31	4,26	4,28	4,28	0,14	4,28±0,1
Jehla 2	5,71	5,80	5,82	5,47	5,77	5,89	5,66	5,72	5,63	5,62	5,71	0,12	5,71±0,1
Jehla 3	5,02	5,12	5,16	5,26	5,11	5,32	5,10	5,40	5,23	5,30	5,20	0,12	5,20±0,1
Jehla 4	4,52	4,49	4,61	4,50	4,29	4,38	4,25	4,60	4,63	4,57	4,49	0,13	4,49±0,1
Jehla 5	5,13	5,35	5,19	5,22	5,20	5,36	5,01	5,51	5,41	5,22	5,26	0,14	5,26±0,2
Jehla 6	5,17	5,51	5,06	5,10	5,22	5,64	5,19	5,48	5,18	5,40	5,30	0,21	5,30±0,2
Jehla 7	4,60	4,99	5,10	5,05	4,81	4,88	4,90	5,12	5,20	4,76	4,94	0,19	4,94±0,2
Jehla 8	4,58	4,70	4,60	4,45	4,58	4,62	4,78	4,63	4,53	4,44	4,60	0,11	4,60±0,1
Jehla 9	5,83	5,91	5,78	5,67	5,88	6,14	6,02	5,91	5,88	5,82	5,88	0,11	5,88±0,1
Jehla 10	5,71	5,81	5,90	5,88	5,79	5,66	6,01	6,10	6,12	6,18	5,92	0,18	5,92±0,2
Průměr síly $F_j$ : <b>5,16±0,15 [N]</b>													

Potřebnou sílu  $F_j$  k překonání souboru uvedených třecích sil  $\Sigma T_{Dj}$  (kap. 4.2.3) při zvedání jehly lze vyjádřit ze vztahu (4.48) v kap. 4.2.3. Hodnota této síly nesouvisí pouze s konkrétním umístěním jehly ve válci, stavu stroje, zda je v záběhu či ne, ale odvíjí se od dalších faktorů, značně ovlivňujících její hodnotu. Mezi hlavní faktory patří kvalita výrobního provedení jehelních drážek a jehel, předpětí jehly v jehelní drážce vyvozené záměrnou deformací jehly přímo ovlivňující normálové reakční síly na vzájemných stykových plochách mezi jehlou a jehelní drážkou. Obecně lze konstatovat, že stanovení rozložení sil zatěžujících jehlu nebo platinu, určení jejich poloh a velikostí je proměnné vzhledem k jejich geometrii [2; 29; 33].

#### 4.2.5. Silový rozbor jehla- jehelní drážka- zámek

Na obr. 4.14 je zobrazeno schéma silového rozboru jehly v jehelní drážce, během rovnoměrného zvedání jehly, které je vyvozené pomocí často používaného přímkového zámku pro zvedání jehly a platiny s úhlem  $\alpha_z$  a pro dokončení pohybu (stahování) s úhlem  $\alpha_s$  [2]. Vznik normálové reakce  $N_z$  a smykové třecí síly  $T_z$  mezi kolénkem jehly a zámkem

je zapříčiněn jejich vzájemným kontaktem. Součinitel smykového tření  $f_z$  mezi těmito členy byl stanoven ve studii [34].



**Obr. 4.14** Rozbor sil působících na jehlu (platinu) při rovnoměrném zvedání pomocí zámků

V rámci předchozích kapitol (4.2.3 a 4.2.4) byla stanovena síla  $F_j$ , která zajišťuje rovnoměrný pohyb jehly při zvedání. Jak již bylo uvedeno (kap 4.2.3), tato síla je potřebná k překonání smykových třecích sil, které jsou vyvozené normálovými reakcemi mezi jehlou, boky  $R_1$ ,  $R_2$  a  $R_3$  a dnem  $R_d$  jehelní drážky a přídržnou pružinou  $R_p$ . Smykové třecí síly lze zahrnout do následující rovnice (4.51) pomocí vztahů (4.47) a (4.48) uvedených v kap. 4.2.3.

#### Rovnice vztahující se k silovému rozboru uvedeném na obr. 4.14

**Ve směru y**

$$N_z \cdot \cos \alpha_z - T_z \cdot \sin \alpha_z - T_1 - T_2 - T_3 - T_p - T_d - G_j = 0 \quad (4.51)$$

**Obecné rovnice vystupující ve vztahu (4.51)**

$$T_z = N_z \cdot f_z \quad (4.52)$$

$$G_j = m_j \cdot g \quad (4.53)$$

**Dosazení vztahů (4.48 a 4.52) do (4.51)**

$$N_z \cdot \cos \alpha_z - N_j \cdot f_z \cdot \sin \alpha_z - F_j = 0 \quad (4.54)$$

**Z rovnice (4.54) je vyjádřena síla  $N_z$**

$$N_z = \frac{F_j}{\cos \alpha_z - f_z \cdot \sin \alpha_z} \quad (4.55)$$

V reálném stavu je předpružení jehly (platiny) v jehelní drážce proměnné a je ovlivňováno působením zámku. Dále vznikají reakce na hranách jehly, které jsou vyvozené klopným momentem zapříčiněným silovým působením zámku na vyložené kolénko jehly. Uvedené proměnné faktory odvozené od momentálních pracovních podmínek jehly jsou vzhledem k předpokládanému nízkému ovlivnění výsledku, včetně sil od příže působící na háček jehly, zanedbány [2; 38]. Situace rozboru sil (obr. B3-2) při rovnoměrném stahování jehly přímkovými zámkem a příslušný silový rozbor (rovnice B3-1 až B3-3) jsou v příloze B3.

Na základě skutečnosti, že jehla i platina jsou geometricky podobné útvary pracující za obdobných podmínek, lze působící moment na pohon vyvozený pasivními odpory platiny  $M_{Pp}$  analogicky stanovit způsobem, jako moment pasivních odporů jehly  $M_{Pj}$  [2; 38]. Pro stanovení sil  $F_{MzP}$  a  $F_{MSP}$ , které překonává pohon pomocí zámkové soustavy při zvedání a stahování platiny, vystupující ve vztahu (4.43)- kap. 4.2.2, platí vztahy (B3-5 a B3-6) uvedené v příloze B3, zde vystupují síly  $N_z$  a  $N_s$ , které vyplývají ze vztahů (B3-7 a B3-8), viz příloha B3. Ve vztazích (B3-7 a B3-8) v příloze B3 vystupuje síla  $F_p$ , která zajišťuje rovnoměrný pohyb platiny v jehelní drážce, její hodnota byla stanovena a převzata z předcházející studie [35], dále ve vztahu (B3-8) vystupuje tíhová síla platiny  $G_p$ , která je určena vztahem (B3-4), viz příloha B3.

Po dosazení příslušných parametrů, uvedených v tab. B3-1 (příloha B3) do rovnic (4.53 a 4.55) a do rovnic (B3-4; B3-7 a B3-8) jsou získány normálové reakce  $N_z$  a  $N_s$  mezi kolénkem jehly (platiny) a zámkem při jejich zvedání či stahování.

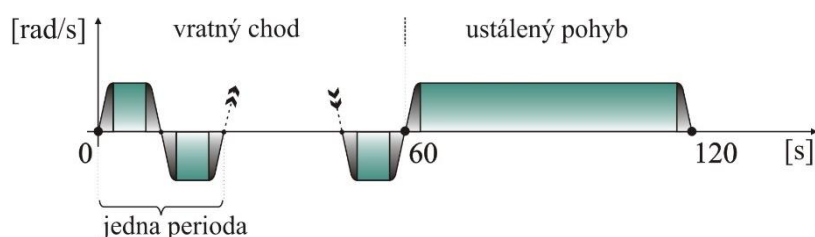
Dosazením hodnot uvedených reakcí  $N_z$  a  $N_s$  a parametrů z tab. B3-1 (příloha B3) do vztahů (4.44) a (4.45) kap. 4.2.2 a do vztahů (B3-5) a (B3-6) v příloze B3 byly získány hodnoty sil pasivních odporů jehel a platin, které překonává pohon při jejich zvedání a stahování. Tabulka B3-3 (viz příloha B3) obsahuje konkrétní hodnoty výše uvedených sil.

Na základě zanesení parametrů v tabulkách: tab. 4.2 (kap. 4.1.1), tab. B1-1, tab. B1-2, tab. B3-1 (přílohy B1 a B3) a dílčích výsledků získaných pomocí předchozích výpočtů, viz tab. B3-3 (příloha B3) do vztahů: (4.41 až 4.43) v kap. 4.2.2 a (B2-1 až B2-3) v příloze B2 byly stanoveny momenty pasivních odporů jehel a platin  $M_{PA} = 1,28$  N.m a  $M_{PA*} = 1,19$  N.m.



#### 4.2.6. Zatížení stávajícího systému pohonu během pletení

Teoretický pohyb stávajícího systému pohonu je znázorněn na obr. 4.15 pomocí průběhu úhlové rychlosti systému pohonu během pletení jedné ponožky. Pohyb systému pohonu po dobu pletení lze vzhledem k různorodosti pletací technologie zjednodušeně rozdělit na dva hlavní úseky s předpokladem jejich rovnosti z hlediska doby trvání [2]. V prvním úseku koná systém pohonu rotační vratný pohyb (vratný chod) a ve druhém ustálený rotační. Celkový čas pletení ponožky nabývá výše 120s, tato hodnota odpovídá průměrné době výroby jednoho kusu ponožky [15].



**Obr. 4.15** Teoretický průběh pohybu stávajícího systému pohonu

Soubor rovnic (4.56-4.59) vyjadřuje krouticí momenty a příkon pohonu podle jeho pohybu. Ve fázi rozběhu působí na pohon krouticí moment  $M_1$ , který je vyvozený redukováným momentem  $M_{red1}$  (kap. 4.2.1) a momenty pasivních odporů  $M_{PA}$  a  $M_{PB}$  (kap. 4.2.1 a 4.2.2). Během ustálené rychlosti překonává pohon pouze krouticí moment  $M_2$  daný výše uvedenými pasivními odpory. Po přechodu do fáze brzdění je pohon zatížen krouticím momentem  $M_3$ , jehož hodnota je určena redukováným momentem  $M_{red1*}$  (vztah B1-1), viz příloha B1 a momenty pasivních odporů  $M_{PA*}$  (vztah B2-1), viz příloha B2 a  $M_{PB}$ . Ve stávajícím systému pohonu je v jeho teoretickém průběhu pohybu (obr. 4.15) zahrnuta činnost jehelního válce, přístroje i stříhacího kotouče.

$$M_1 = M_{red1} + M_{PA} + M_{PB} \cdot \mu_{01} \cdot \frac{I}{\eta_{01}} \quad (4.56)$$

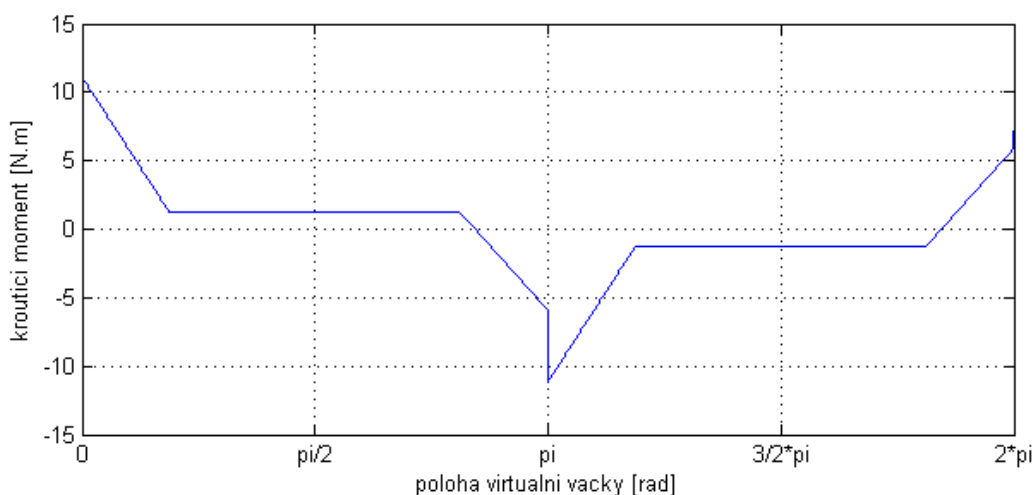
$$M_2 = M_{PA} + M_{PB} \cdot \mu_{01} \cdot \frac{I}{\eta_{01}} \quad (4.57)$$

$$M_3 = M_{red1*} - M_{PA*} - M_{PB} \cdot \mu_{01} \cdot \eta_{01} \quad (4.58)$$

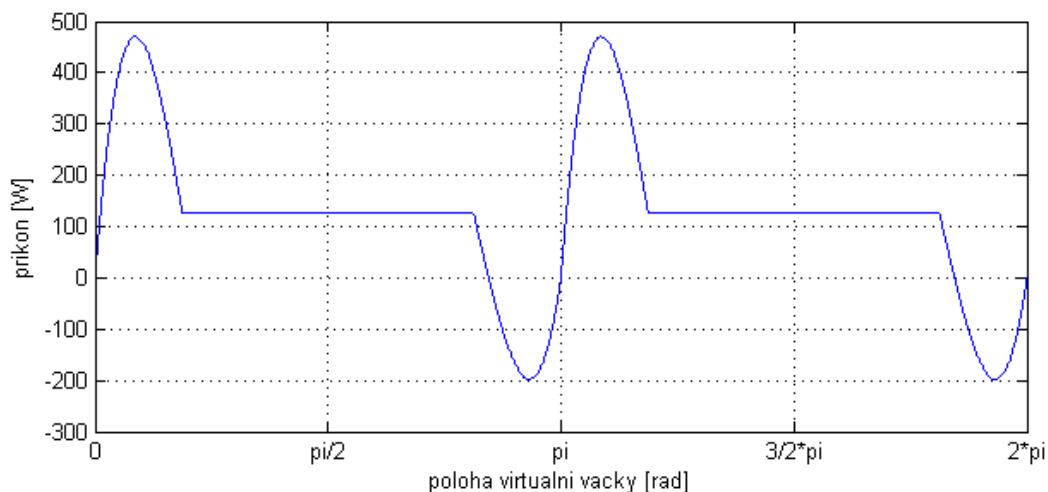
$$P_R = M_i \cdot \dot{\varphi}_0 \quad (4.59)$$

kde:  $i = 1, 2, 3$

Pro rámcové posouzení zatížení působícího na pohon během jedné periody vratného chodu systému pohonu je na obr. 4.16 uveden průběh krouticího momentu a k němu vztahující se průběh příkonu, viz obr. 4.17. Oba průběhy byly stanoveny na základě získaných žádaných průběhů úhlového zrychlení a úhlové rychlosti pohonu získaných v předchozí kap. 4.1.2 a konkrétních hodnot redukovaného momentu setrvačnosti (kap. 4.2.1) a pasivních momentů (kap. 4.2.2).



**Obr. 4.16** Průběh krouticího momentu během jedné periody vratného chodu stávající soustavy



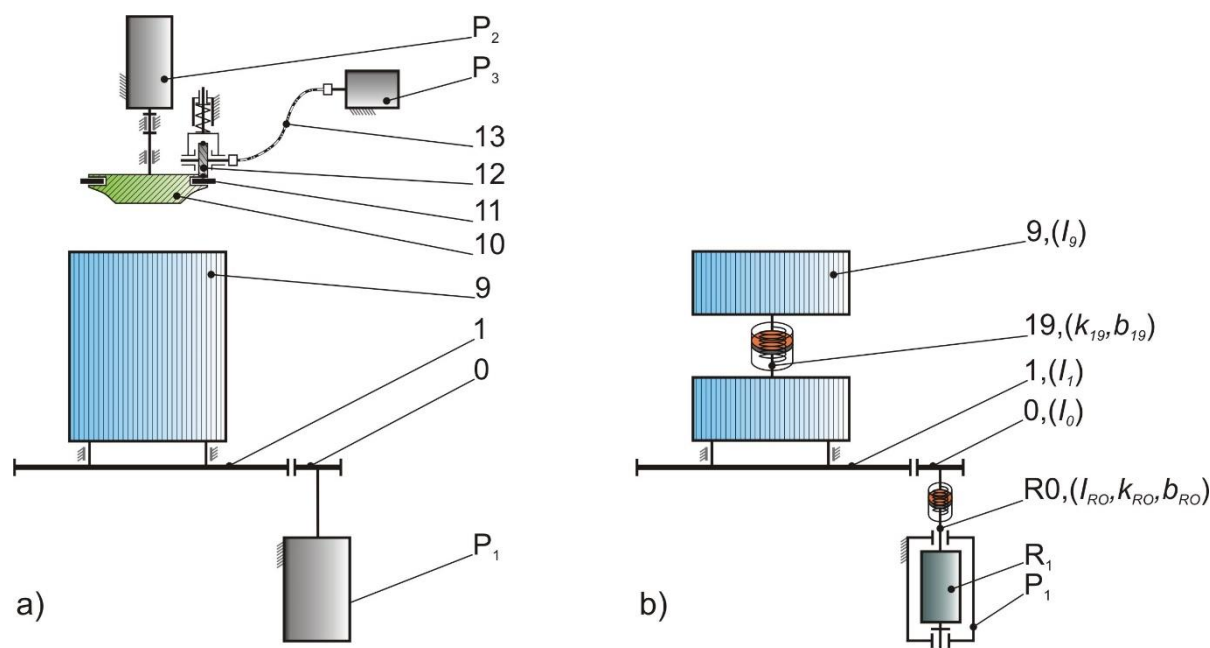
**Obr. 4.17** Průběh příkonu během jedné periody vratného chodu stávající soustavy

Dílčí spotřeba elektrické energie pohonu k vykonání jedné periody vratného chodu stávajícího systému pohonu činí 104 Ws. Při zohlednění celého teoretického průběhu pohybu stávajícího systému pohonu (obr. 4.15) dosahuje hodnota spotřeby při vratném chodu 9776 Ws a při ustáleném rotačním chodu 7505 Ws. Celková teoretická hodnota elektrické energie, vztažená ke stávajícímu systému pohonu, potřebná pro výrobu jedné ponožky činí v součtu 17281 Ws tj. 4,8 Wh.

## 5. Modifikovaný systém pohonu malopřůměrového pletacího stroje

Nově navržená struktura (obr. 5.1a) vychází z modifikace stávajícího systému pohonu (dále v textu nazývána modifikovanou) a její řešení je chráněno patentem [11]. Struktura odstraňuje část stávajícího systému pohonu, která uvádí do pohybu přístroj se stříhacím kotoučem a dále rozšiřuje základní hnací jednotku ( $P_1$ ) o další dva řízené pohony ( $P_2$ ) a ( $P_3$ ) pro ovládání přístroje (10) a stříhacího kotouče (11). Funkční model systému pohonu stříhacího kotouče obsahuje mechanismus s třecím převodem, ve kterém přenos výkonu mezi pohonem ( $P_3$ ) a stříhacím kotoučem je realizovaný flexibilním hřídelem (13) osazeným unášecím kolečkem (12). Návrh koncepce systému pohonu samostatného přístroje (10) byl zhotoven ve studii [39] a vychází z koncepce uvedené v patentu [11]. Převodovka obsahující soukolí (0-1) a pohon ( $P_1$ ) byly pro ovládání jehelního válce (9) převzaty ze stávající struktury (kap. 4.2.1).

Princip modifikovaného systému pohonu spočívá v rozdělení pohybu jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče, s cílem navýšení efektivity jejich využití v pletacím procesu tím, že jednotlivě rozfázuje jejich zařazení do pracovní činnosti (podrobněji popsáno v kap. 2.1.1).



**Obr. 5.1 a)** Struktura modifikovaného systému pohonu jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče s řízenými pohony **b)** uvažovaný matematický model modifikovaného systému pohonu jehelního válce

### 5.1. Dynamická analýza modifikovaného systému pohonu

Ve vratném chodu modifikovaného systému pohonu je již poháněn pouze jehelní válec. Těto skutečnosti odpovídá sestavený matematický model části modifikovaného systému

pohonu, která pohání jehelní válec, jehož struktura je uvedena na obr. 5.1b, kap. 5. Dynamická analýza uvedené části modifikovaného systému pohonu byla provedena obdobným způsobem, s uvažováním stejných předpokladů a s použitím stejného řešiče diferenciálních rovnic jako předchozí dynamická analýza stávající struktury systému pohonu, viz kap. 4.1.1.

**Pro soustavu na obr. 5.1- b, s využitím vztahu (4.1), kap. 4.1.1 lze sestavit následující rovnice**

$$E_K = \frac{1}{2} I_0 \dot{\varphi}_0^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} I_9 \dot{\varphi}_9^2 \quad (5.1)$$

$$E_P = \frac{1}{2} k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R)^2 + \frac{1}{2} k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1)^2 \quad (5.2)$$

$$R_d = \frac{1}{2} b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R)^2 + \frac{1}{2} b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1)^2 \quad (5.3)$$

**Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici  $q_i = \varphi_0$  (osa ozubeného kola 0)**

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_0} \right) = \ddot{\varphi}_0 \cdot (I_0 + I_1 \cdot \mu_{01}^2) \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_0} = k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R) - k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \mu_{01} \quad (5.5)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_0} = b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R) - b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \mu_{01} \quad (5.6)$$

**Derivace vztahující se k zobecněné souřadnici  $q_i = \varphi_9$  (druhá polovina válce)**

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}_9} \right) = \ddot{\varphi}_9 \cdot I_9 \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial E_P}{\partial \varphi_9} = k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial R_d}{\partial \dot{\varphi}_9} = b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \quad (5.9)$$

**Soubor pohybových rovnic**

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_0 \cdot (I_0 + I_1 \mu_{01}^2) + b_{R0} \cdot (\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_R) - b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) \mu_{01} + k_{R0} \cdot (\varphi_0 - \varphi_R) \\ - k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) \mu_{01} = 0 \end{aligned} \quad (5.10)$$

$$\ddot{\varphi}_9 \cdot I_9 + b_{19} \cdot (\dot{\varphi}_9 - \dot{\varphi}_1) + k_{19} \cdot (\varphi_9 - \varphi_1) = 0 \quad (5.11)$$

Výpis matic a vektorů použitých v rovnicích (4.28) a (4.29), kap. 4.1.

**Matice momentů setrvačnosti  $I$**

$$I = \begin{bmatrix} I_0 + I_1 \cdot \mu_{01}^2 & 0 \\ 0 & I_9 \end{bmatrix}$$

**Matice tlumení  $B$  a tuhosti  $K$**

$$B = \begin{bmatrix} b_{R0} + b_{19} \cdot \mu_{01}^2 & -b_{19} \cdot \mu_{01} \\ -b_{19} \cdot \mu_{01} & b_{19} \end{bmatrix} \quad K = \begin{bmatrix} k_{R0} + k_{19} \cdot \mu_{01}^2 & -k_{19} \cdot \mu_{01} \\ -k_{19} \cdot \mu_{01} & k_{19} \end{bmatrix}$$

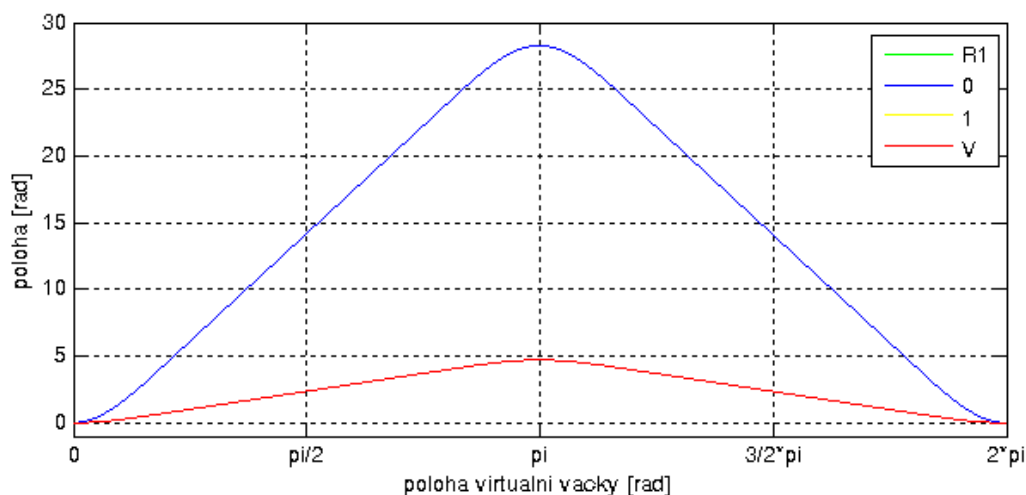
**Výpis vektorů zobecněných souřadnic použitých v rovnicích (4.28) a (4.29).**

$$q = \begin{Bmatrix} \varphi_0 \\ \varphi_9 \end{Bmatrix} \quad \dot{q} = \begin{Bmatrix} \dot{\varphi}_0 \\ \dot{\varphi}_9 \end{Bmatrix} \quad \ddot{q} = \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_0 \\ \ddot{\varphi}_9 \end{Bmatrix}$$

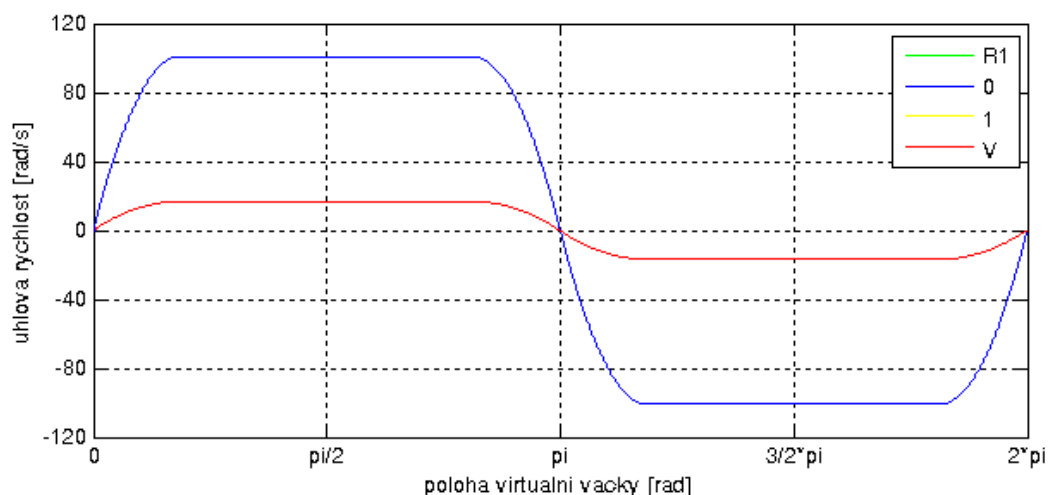
**Počáteční podmínky pro řešení soustavy.**

$$\begin{aligned} \varphi_0(0) &= 0; & \varphi_9(0) &= 0 \\ \dot{\varphi}_0(0) &= 0; & \dot{\varphi}_9(0) &= 0 \end{aligned}$$

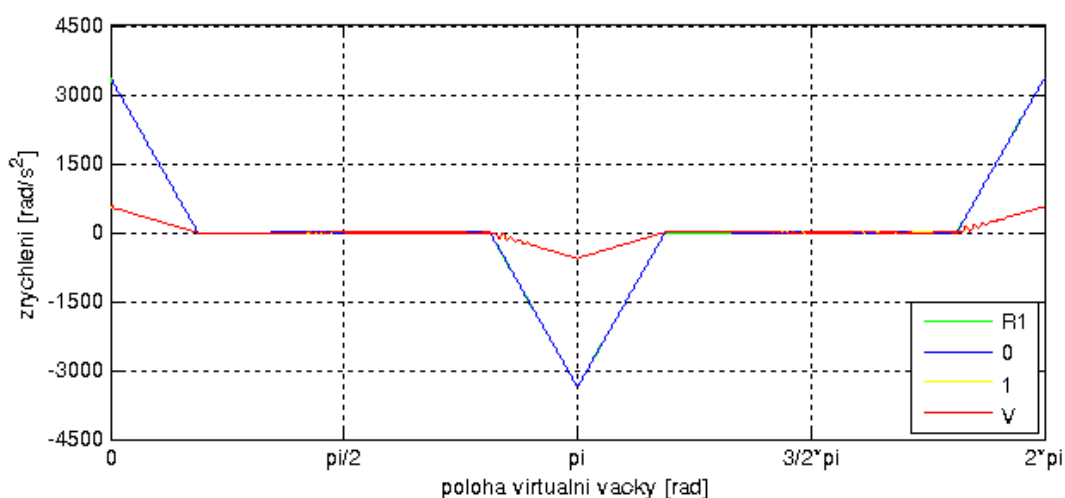
### 5.1.1. Výsledky dynamické analýzy modifikované soustavy – aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti



*Obr. 5.2 Průběhy poloh jednotlivých členů systému pohonu*



**Obr. 5.3** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. 5.4** Průběhy úhlových zrychlení jednotlivých členů systému pohonu

Z výsledků analýzy modifikovaného systému pohonu (obr. 5.2-5.4) je patrná redukce mechanických vůlí a změna jeho dynamických vlastností v porovnání s předchozí dynamickou analýzou v kap 4.1.3. Průběhy kinematických veličin (obr. 5.2-5.4) jsou zřetelněji příznivější zejména v přechodových oblastech. Pro bližší porovnání se stávající strukturou systému pohonu jsou na obrázcích C1-1 až C1-4 zobrazeny detaily přechodových oblastí průběhů úhlových rychlostí, viz příloha C1. Dopad redukce vůlí je nejlépe zřetelný na průbězích zrychlení, ve kterých v porovnání se stávajícím systémem pohonu došlo až k 51% snížení maximálních hodnot, viz obrázky C2-1 až C2-4 v příloze C2. V dynamické analýze v režimu vratného chodu modifikované soustavy se již nevyskytuje přístroj se stříhacím kotoučem a jim příslušná část systému pohonu, tudíž ve výsledcích nejsou uvedeny jim odpovídající pohyby (bližší odůvodnění viz kap. 2.1.1).

### 5.1.2. Zdvihová závislost s polynomem sedmého stupně

Na základě předchozí analýzy stávajícího systému pohonu byla navržena zdvihová závislost obsahující polynom sedmého stupně (rovnice 5.12) pro oblasti rozběhu a doběhu soustavy. Od závislosti obsahující polynom sedmého stupně se předpokládá snížení dynamických účinků na stroj během pletení [41; 42]. Zvolený stupeň polynomu se jeví jako vhodný prostředek k potlačení rázů v systému pohonu, k docílení příznivějších průběhů kinematických veličin a předpokládá se i vyšší schopnost pohonu sledovat žádaný průběh. Pro eliminaci nárůstu zrychlení vlivem zvýšení stupně polynomu ve zdvihové závislosti byl rozběhový a doběhový úsek rozšířen dle tab. 5.1. Porovnání s původní zdvihovou závislostí je uvedeno v tab. D1-1, viz příloha D1. Oblasti jednotlivých úseků v průběhu zdvihové závislosti jehelního válce jsou názorně uvedeny na obr. 4.3, viz kap. 4.1.2.

**Tab. 5.1** Rozsahy pohybových úseků virtuální vačky pro zdvihovou závislost s polynomem 7. stupně

Název	úsek I.	úsek II.	úsek III.	úsek IV.	úsek V.	úsek VI.	Jedn.
Úhel virtuální vačky	0-38,5	38,5-142,5	142,5-180	180-219,5	219,5-321,5	321,5-360	[°]
Pootočení válce	0-38	38-232	232-270	270-232	232-38	38-0	[°]

#### Rovnice polynomu sedmého stupně popisující úseky I, III, IV a VI

$$\varphi(\psi) = C_0 + C_1 \cdot \psi + C_2 \cdot \psi^2 + C_3 \cdot \psi^3 + C_4 \cdot \psi^4 + C_5 \cdot \psi^5 + C_6 \cdot \psi^6 + C_7 \cdot \psi^7 \quad (5.12)$$

$$\dot{\varphi}(\psi) = C_1 \cdot \dot{\psi} + 2C_2 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi + 3C_3 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^2 + 4C_4 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^3 + 5C_5 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^4 + 6C_6 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^5 + 7C_7 \cdot \dot{\psi} \cdot \psi^6 \quad (5.13)$$

$$\ddot{\varphi}(\psi) = 2C_2 \cdot \dot{\psi}^2 + 6C_3 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi + 12C_4 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi^2 + 20C_5 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi^3 + 30C_6 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi^4 + 42C_7 \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \psi^5 \quad (5.14)$$

$$\ddot{\varphi}(\psi) = 6C_3 \cdot \dot{\psi}^3 + 24C_4 \cdot \dot{\psi}^3 \cdot \psi + 60C_5 \cdot \dot{\psi}^3 \cdot \psi^2 + 120C_6 \cdot \dot{\psi}^3 \cdot \psi^3 + 210C_7 \cdot \dot{\psi}^3 \cdot \psi^4 \quad (5.15)$$

Postupným derivováním rovnice (5.12) byly získány rovnice (5.13-5.15), které reprezentují úhlovou rychlost, úhlové zrychlení a ráz v závislosti na natočení virtuální vačky. Rovnice (5.13-5.15) platí za předpokladu konstantní úhlové rychlosti virtuální vačky a vystupují zde konstanty C0-C7. Pro úseky zdvihové závislosti, kterou popisuje lineární funkce (oblast II. a V. rovnice 4.34-4.36, kap. 4.1.2) vystupují konstanty C10-C11. Navržený

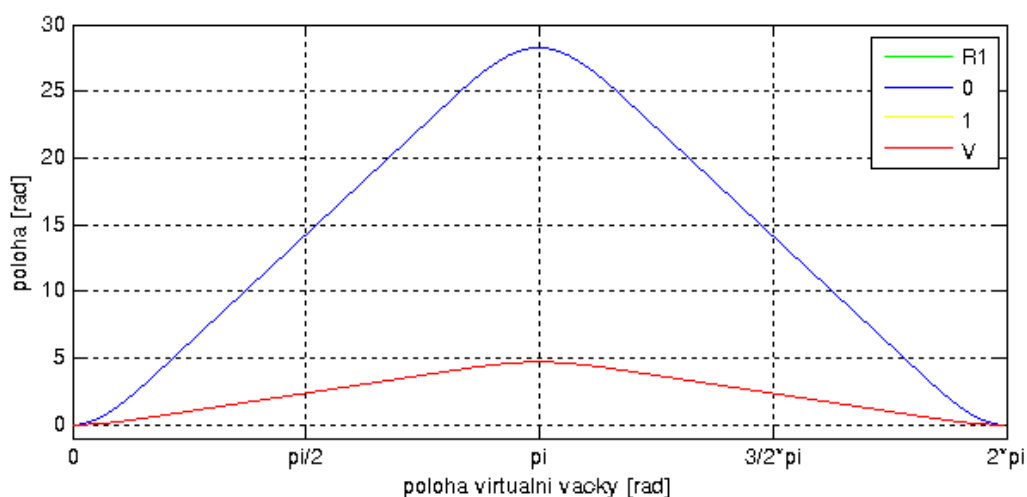
průběh úhlového zrychlení rotoru pohonu byl obdobně jako v předchozím případě použit k buzení zkoumané soustavy modifikovaného pohonného systému. Žádaný průběh úhlového zrychlení hnacího členu, systému pohonu během vratného chodu, je uveden na obr. D1-1 v příloze D1.

V příloze D2 jsou uvedeny na obr. D2-1 až D2-3 a porovnány žádané průběhy kinematických veličin jehelního válce využívající polynomy třetího a sedmého stupně pro popis jeho ideální polohy, (případ dokonale tuhého a bezvúlového systému pohonu).

### 5.1.3. Výsledky dynamické analýzy modifikované soustavy – aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti

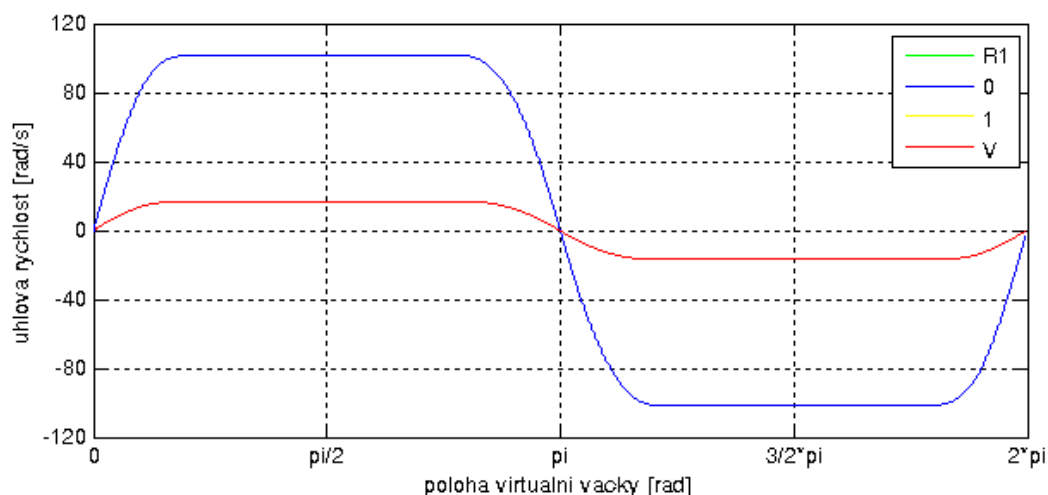
Na obrázcích 5.5- 5.7 jsou uvedeny průběhy polohy, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení členů systému pohonu.

Použitím polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti došlo k významnějšímu snížení amplitud kmitání vzhledem k předchozímu případu (kap. 5.1.1) s použitím polynomu třetího stupně. Nejlépe je tento pokles zřetelný na průbězích úhlové rychlosti a úhlového zrychlení, viz detaily na obr. (D3-1 až D3-4) v příloze D3 a na obr. (D4-1 až D4-4) v příloze D4, v těchto průbězích došlo k významnému snížení zákmitů v přechodových oblastech. Pro porovnání byly vybrány stejné oblasti jako v předchozích případech, viz obrázky v přílohách A2, C2 a C3.

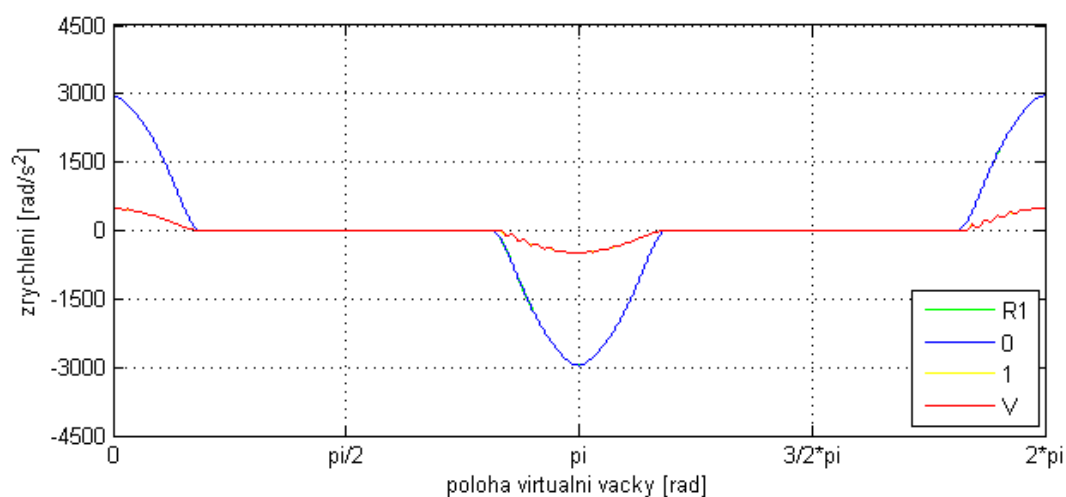


Obr. 5.5 Průběhy poloh jednotlivých členů systému pohonu





**Obr. 5.6** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu

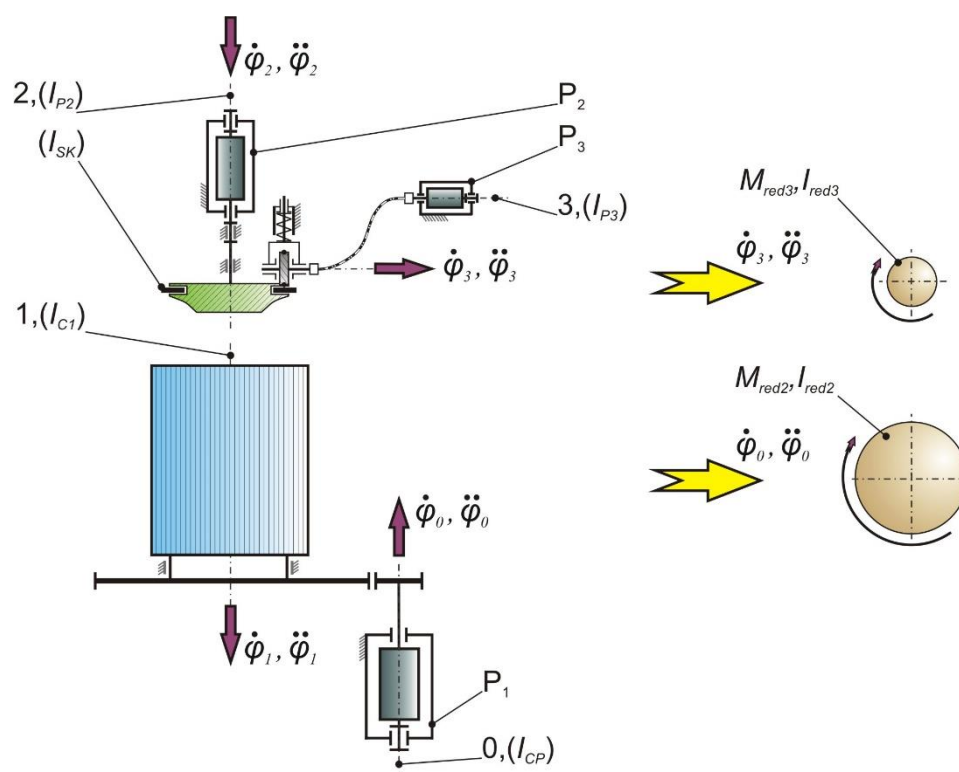


**Obr. 5.7** Průběhy úhlových zrychlení jednotlivých členů systému pohonu

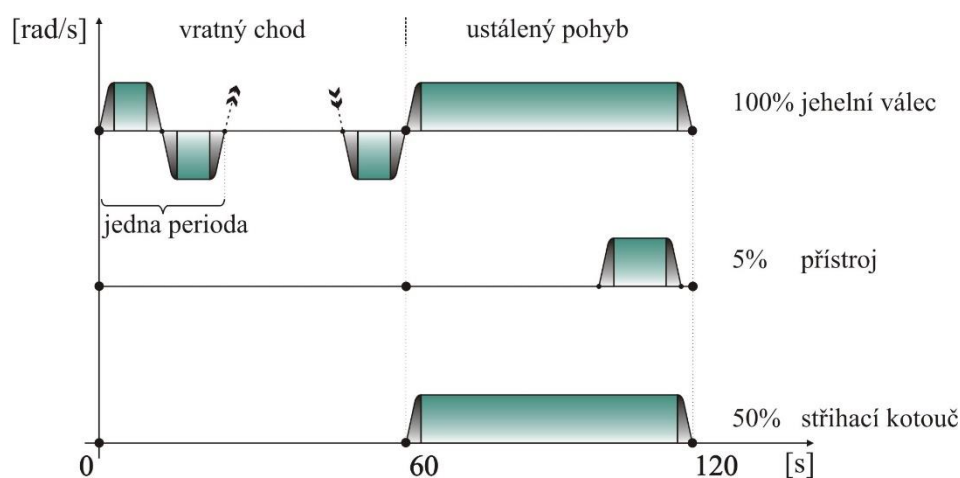
## 5.2. Zatížení modifikovaného systému pohonu během pletení

Modifikovaný systém pohonu je z hlediska koncepce rozdělen do třech nezávislých subsystémů, ve kterých každý z nich má vlastní pohon ( $P_1$ ,  $P_2$  a  $P_3$ ), viz obr. 5.8.

Jednotlivé subsystémy jsou zařazeny do činnosti s rozdílnými požadavky na předpis pohybu odvíjejících se od vykonávané technologie, z tohoto důvodu byly zavedeny individuální teoretické pohybové cykly pro jehelní válec, přístroj a stříhací kotouč, viz obr. 5.9. Následující výpočet probíhal obdobným způsobem a za stejných podmínek jako předcházející rozbor zatížení stávajícího systému pohonu (kap. 4.2).



**Obr. 5.8** Schéma modifikovaného systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje uzpůsobeného pro výpočet redukovaných momentů setrvačnosti



**Obr. 5.9** Teoretický průběh pohybů modifikovaného systému pohonu

### 5.2.1. Stanovení momentů působících na pohony při rozběhu a doběhu soustavy

Rovnice (5.16-5.18) stanovují redukované momenty  $M_{red2}$ ,  $M_{red3}$  a dynamický moment  $M_{p2}$ , tyto momenty překonávají jednotlivé pohony ( $P_1$ ,  $P_3$  a  $P_2$ ) při rozběhu soustavy. V uvedených rovnicích vystupují redukované momenty setrvačnosti  $I_{red2}$ ,  $I_{red3}$ , které lze určit pomocí rovnic (5.20 a 5.22) a dále zde vystupuje moment setrvačnosti  $I_{p2}$ , získaný pomocí CAD dokumentace v [39]. Výše uvedené momenty setrvačnosti jednotlivých systémů

pohonu se vztahují k osám rotace příslušných pohonů, viz obr. 5.8 (kap. 5.2), kde každé z os rotace odpovídá součet momentů setrvačnosti, viz tab. D5-1, příloha D5. Analogicky, pro oblast doběhu systému pohonu platí vztahy (D5-1 až D5-5), příloha D5, pomocí kterých lze určit  $M_{red2*}$ ,  $M_{red3*}$ ,  $M_{p2*}$ . Tab. D5-4 (příloha D5) obsahuje konkrétní hodnoty momentů setrvačnosti a maximálních momentů vztahujících se k oběma zkoumaným strukturám systému pohonu.

Momenty pasivních odporů vzniklých od jehel a platin  $M_{PA}$  a  $M_{PA*}$  jsou pro oba zkoumané systémy pohonu stejné, z hlediska zachování původního jehelního válce a zámkové soustavy.

$$M_{red2} = I_{red2} \cdot \ddot{\varphi}_0 \quad (5.16)$$

$$M_{red3} = I_{red3} \cdot \ddot{\varphi}_3 \quad (5.17)$$

$$M_{p2} = I_{p2} \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \frac{1}{\eta_{pr}} \quad (5.18)$$

**Pomocí vztahu (4-38), kap. 4.2.1 lze stanovit  $I_{red2}$**

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} I_{red2} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_0}{\dot{\varphi}_0} \right)^2 &= \frac{1}{2} I_{cp} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_0}{\dot{\varphi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_p} + \frac{1}{2} I_{cl} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} + \frac{1}{2} (m_j + m_p) \cdot \\ &\left( tg \alpha_z \cdot r \cdot \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n + \frac{1}{2} (m_j + m_p) \cdot \left( tg \alpha_s \cdot r \cdot \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \end{aligned} \quad (5.19)$$

**Analogicky po zavedení převodů z tab. 4.2, kap. 4.1.1 do (5.19)**

$$\begin{aligned} I_{red2} &= I_{cp} \cdot \frac{1}{\eta_p} + I_{cl} \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} + (m_j + m_p) \cdot tg \alpha_z^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n + \\ &(m_j + m_p) \cdot tg \alpha_s^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \frac{1}{\eta_1} \cdot n \end{aligned} \quad (5.20)$$

*Pozn.: Část rovnice (5.20), v níž vystupují parametry týkající se jehel a platin je totožná s předcházejícím řešením stávajícího systému pohonu, viz rovnice (4.39 a 4.40), kap. 4.2.1.*

**Pomocí vztahu (4-38), kap. 4.2.1 lze stanovit  $I_{red3}$**

$$\frac{1}{2} I_{red3} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_3} \right)^2 = \frac{1}{2} I_{p3} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_3}{\dot{\varphi}_3} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{pk}} + \frac{1}{2} I_{sk} \cdot \left( \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_3} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_{csk}} \quad (5.21)$$

**Analogicky po zavedení převodu  $\mu_{S3}$  do (5.21)**

$$I_{red3} = I_{p3} \cdot \frac{1}{\eta_{pk}} + I_{sk} \cdot \mu_{S3}^2 \cdot \frac{1}{\eta_{csk}} \quad (5.22)$$

Ideové konstrukční řešení individuálního systému pohonu přístroje bylo navrženo v rámci studie [39] a je uvedeno na obr. D5-1 v příloze D5. Podstata řešení je v připojení pohonu přes vlnovcovou spojku k unášecí hřídeli, která je osazena přístrojem. Vyjmenované konstrukční seskupení je součástí odklopného ramene malopřůměrového pletacího stroje a lze ho zahrnout do celkové koncepce modifikovaného systému pohonu, viz obr. 5.1a kap. 5.1. Převod  $\mu_{s3} = 1/3,7$  obsažený ve vztahu (5.22) mezi stříhacím kotoučem (11) a pohonem ( $P_3$ ) je dán konstrukčním řešením daného systému pohonu, viz obr. 5.1a, kap. 5.1. Účinnosti objevující se ve vztazích (5.21 a 5.22), se týkají dvou nových systémů pohonu tj. přístroje a stříhacího kotouče, jejich určení je uvedeno v tab.D5-2 a D5-3, viz příloha D5.

Po zahrnutí parametrů z tabulek D5-1 až D5-3 (příloha D5) do vztahů (5.20 a 5.22) a vztahů (D5-1 a D5-2) v příloze D5 byly získány redukované momenty setrvačnosti  $I_{red2}$  a  $I_{red3}$ .

Na základě žádaných průběhů úhlového zrychlení a úhlové rychlosti, vycházejících ze stávající a nové zdvihové závislosti, pohonů ( $P_1$ ,  $P_2$  a  $P_3$ ) a získaných redukovaných momentů setrvačnosti byly pomocí vztahů (5.16 až 5.18) a (D5-3 až D5-5) v příloze D5 stanoveny průběhy redukovaných a dynamických momentů vztahujících se k jednotlivým pohonům. Hodnoty redukovaných momentů setrvačnosti, maximálních redukovaných a dynamických momentů jsou zaneseny do tab. D5-4 v příloze D5. Průběhy krouticích momentů byly určeny na základě vztahů (D5-6 až D5-12) s ohledem na teoretický průběh pohybu pracovních členů systému pohonu, viz obr. 5.9 kap. 5.2. Příkon byl stanoven obdobně jako v případě stávajícího systému pohonu pomocí vztahu (4.59), viz kap. 4.2.6.

Nejvýznamnějším subsystémem modifikovaného systému pohonu, z hlediska hmotových parametrů a pracovního vytížení je část pohánějící jehelní válec, které přísluší pohon ( $P_1$ ). Pro posouzení krouticího momentu působícího na pohon ( $P_1$ ) modifikované soustavy při vratném chodu a jemu náležícímu příkonu, při různých zdvihových závislostech, jsou uvedeny průběhy na obrázcích D5-2 až D5-5, viz příloha D5.

Dílní spotřeba elektrické energie pohonu ( $P_1$ ), pohánějící jehelní válec v modifikovaném systému pohonu, pro vykonání jedné periody vratného chodu činí 88 Ws pro stávající zdvihovou závislost předepisující jeho polohu a pro novou zdvihovou závislost s polynomem sedmého stupně dosahuje 87,5 Ws. Vzájemná nepatrná odchylka výše uvedených hodnot spotřeb energií vychází téměř z rovnosti ploch pod křivkou průběhů příkonu. Při zohlednění celého pohybového diagramu (obr. 5.9, kap. 5.2) a s použitím nově navržené zdvihové

závislosti dosahuje spotřeba elektrické energie pohonu ( $P_1$ ) při vratném chodu 8225 Ws a během ustáleném rotačním chodu 7263 Ws. Pokles elektrické energie pohonu ( $P_1$ ), v porovnání se stávající soustavou, vzhledem k vratnému chodu činí 15,9 % a k ustálenému rotačnímu pohybu dosahuje 3,2%.

Další dva subsystemy modifikovaného systému pohonu, jenž jsou ovládány pohony ( $P_2$ ) a ( $P_3$ ) se do celkové spotřeby elektrické energie promítnou velmi nepatrně, vzhledem k jejich hmotovým parametrům a pracovnímu vytížení dle diagramu na obr. 5.9 v kap. 5.2. Konkrétní hodnoty celkové spotřeby elektrické energie jsou u pohonu ( $P_2$ ) 18 Ws a u pohonu ( $P_3$ ) 3 Ws. Součet celkových spotřeb elektrické energie všech pohonů modifikovaného systému pohonu činí 15509 Ws, tj. 4,3 Wh.

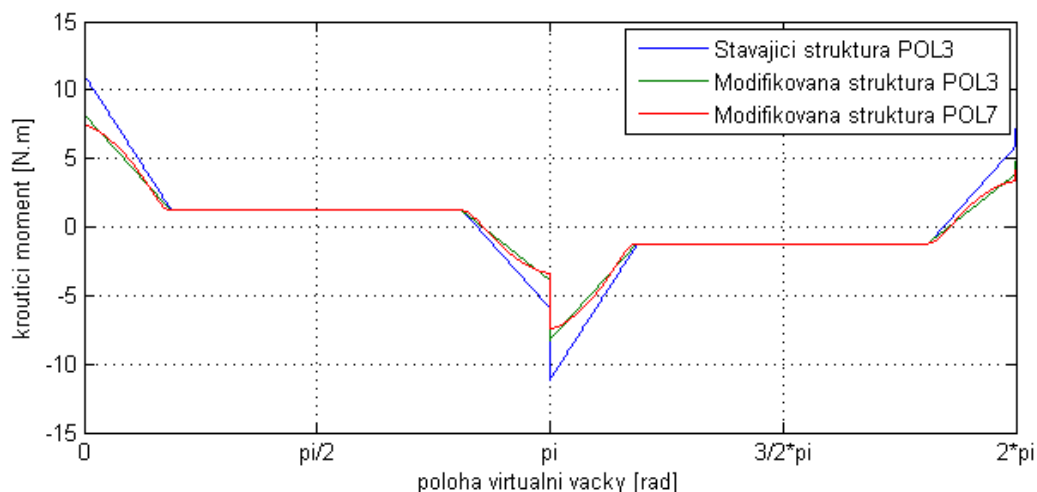
### 5.2.2. Porovnání výsledků stávající a modifikované struktury pohonu

Z analýz obou struktur je zjevné, že značný vliv na chod zkoumaných soustav mají vůle v systému pohonu stroje a jeho hmotové parametry tj. momenty setrvačnosti.

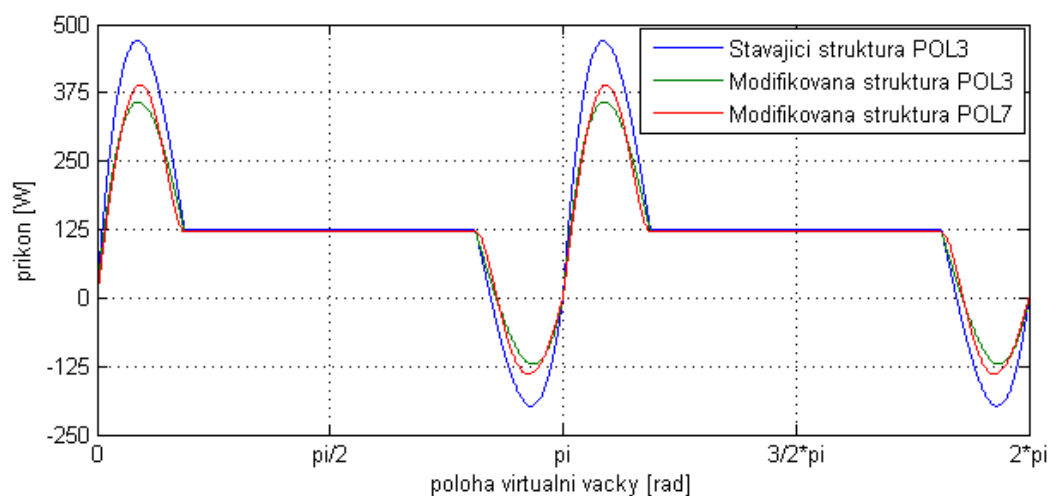
Rozdíly mezi systémy pohonů jsou zřetelné obzvláště v průbězích úhlového zrychlení, ve kterých lze během vratného chodu systému pohonu posoudit kmitání hmot jednotlivých členů. Vlivem redukce počtu členů systému pohonu došlo ke snížení redukovaného momentu a počtu vůlí a následně ke znatelnému potlačení přechodových kmitavých jevů vznikajících vlivem vymezení vůlí. Významně se snížily maximální hodnoty v průběhu zrychlení, a tím úměrně i dynamické síly vznikající v systému pohonu. Zvýšením stupně polynomu ve zdvihové závislosti bylo docíleno příznivějších průběhů kinematických veličin členů systému pohonu a vyšší schopnosti pohonu sledovat žádanou hodnotu. Ve skutečné soustavě systému pohonu lineární průběh zrychlení nelze zpravidla docílit. Zejména v přechodových oblastech pohybových intervalů z důvodů náhlých změn, které vznikají v těchto oblastech. S tímto jevem je spojený předpokládaný nárůst polohové odchylky [45].

V modifikované struktuře systému pohonu bylo dosaženo snížení momentu setrvačnosti systému pohonu a cíleného využíváním jehelního válce, přístroje a stříhacího kotouče dle technologického procesu. Výše uvedené úpravy se projeví na příznivějších průbězích krouticích momentů a spotřebě elektrické energie u modifikovaného systému pohonu v porovnání se stávajícím systémem, viz obr. 5.10 a 5.11. Pokles celkové spotřeby elektrické energie dosáhl, během výroby jednoho kusu ponožky, u modifikovaného systému pohonu v porovnání se stávajícím 10 %.

Hodnota reálné spotřeby elektrické energie bude vyšší vlivem zanedbání uvedených silových účinků popsanych v kap. 4.2. Dané navýšení nebude výrazné z důvodu předpokládaného nízkého ovlivnění systému pohonu uvedenými účinky.



**Obr. 5.10** Průběh krouťicíh momentů během jedné periody vratného chodu pohonu  $P_1$  zkoumaných soustav, aplikace polynomu 3 a 7stupně ve zdvihových závislostech popisujících polohu jehelního válce



**Obr. 5.11** Průběh příkonů během jedné periody vratného chodu pohonu  $P_1$  zkoumaných soustav, aplikace polynomu 3 a 7stupně ve zdvihových závislostech popisujících polohu jehelního válce

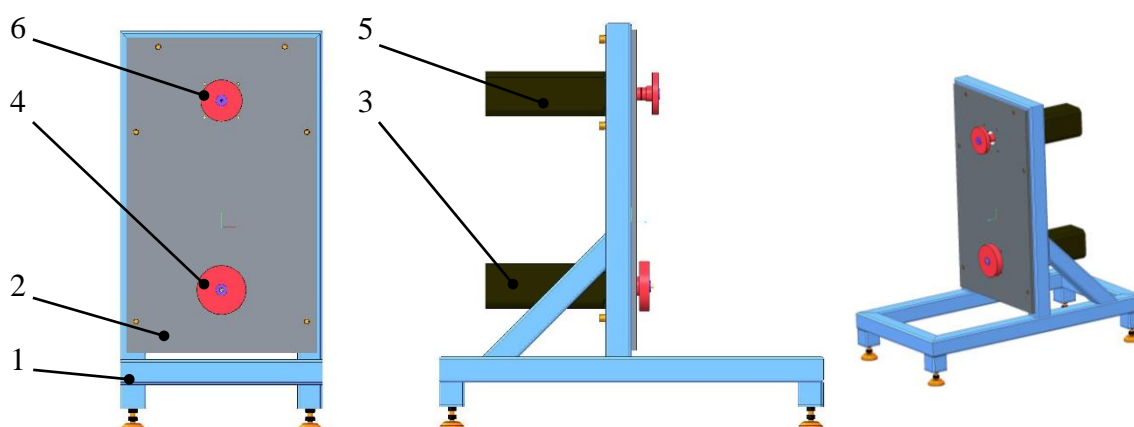
### 5.3. Zkušební zařízení pro simulaci systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje

Pro zkušební účely a ověření modifikovaného systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje bylo sestaveno zkušební mechatronické zařízení, na kterém byly aplikovány získané předchozí poznatky. Zkušební zařízení je primárně uzpůsobeno k ověření použitelnosti modifikované soustavy tj. pro simulaci režimu převěšování s důrazem na splnění požadavku

maximální polohové odchylky mezi natočením jehelního válce a přístroje. Sekundárně zařízení slouží pro aplikaci zdvihových závislostí na pohon jehelního válce.

### 5.3.1. Návrh zkušebního zařízení

CAD model zkušebního zařízení byl navržen v software Creo, viz obr. 5.12. Zařízení se skládá z rámu (1), desky (2), pohonu M1 (3) - „master“ pohánějící setrvačnick (4) a pohonu M2 (5)- „slave“ pohánějící setrvačnick (6). Parametry setrvačnicku (4) odpovídají redukovanému momentu setrvačnosti systému pohonu pletacího stroje a to ve dvou geometrických provedení a) pro stávající systém pohonu o hodnotě  $5,1 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$  a b) pro modifikovaný systém pohonu jehelního válce o hodnotě  $4,15 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ .



**Obr. 5.12-** CAD model zkušebního zařízení modifikovaného systému pohonu pletacího stroje

Fyzické zobrazení zmiňovaných setrvačnicků je na obr. E1-1, viz příloha E1. Hodnoty výše uvedených redukovaných momentů setrvačnosti jsou upraveny vzhledem k výkonovým parametrům použitých pohonů. Tyto momenty, vzhledem ke koncepci zkušebního zařízení, nezahrnují ztráty v převodech a vycházejí z ideálních hodnot momentů setrvačnosti pro stávající a modifikovanou soustavu tj.  $I_{red1id}$  a  $I_{red2id}$ , viz tab. D5-4 v příloze D5.

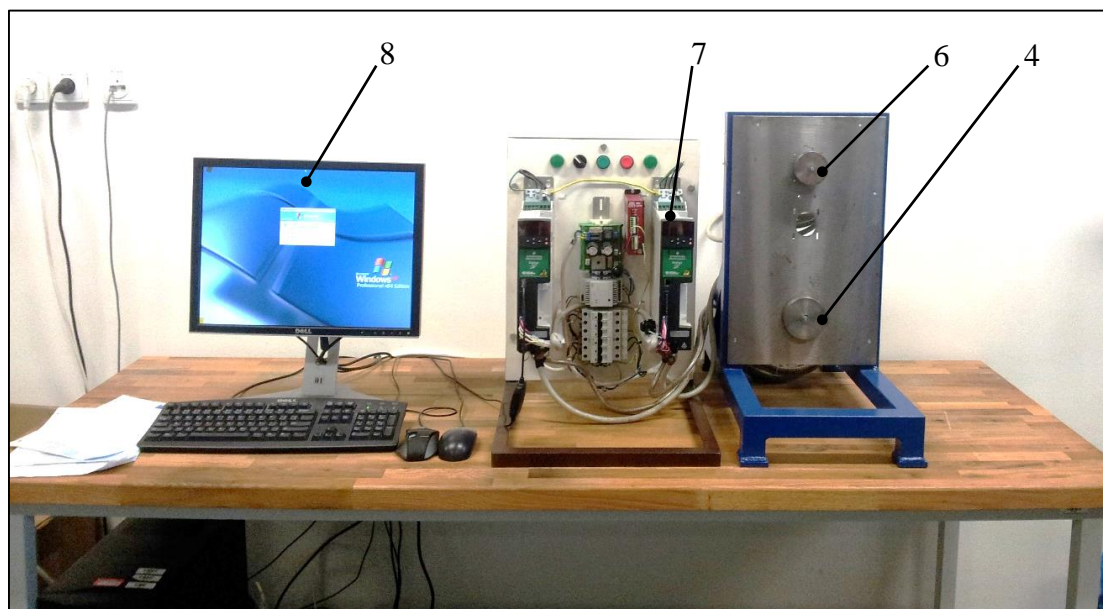
Bližší odůvodnění úpravy redukovaného momentu setrvačnosti pro zkušební účely je uveden v kapitolách 5.3.3 a 5.3.4. Setrvačnick (6), reprezentující přístroj, má geometrické parametry odpovídající momentu setrvačnosti systému pohonu přístroje v modifikované soustavě a zpracované v již zmiňované studii [39]. Zařízení bylo navrženo s ohledem na dostupné technické prostředky. Odpovídající pohon s požadovanými parametry pro pohon reálného stávajícího a modifikovaného systému pohonu nebyl k dispozici. Detailní parametry použitých pohonů ve zkušebním zařízení jsou uvedeny v tab. E1-1, viz příloha E1.

### 5.3.2. Měření na zkušebním zařízení

Na zkušebním zařízení, obr. 5.13, byly simulovány dva pohybové režimy, ve kterých probíhá pletací proces. První je vratný chod soustavy a veškerá měření vychází z předpokladu pohybu setrvačnicku (4) dle aplikované zdvihové závislosti odvíjející se od žádané polohy jehelního válce. Výstupem měření vratného chodu je průběh polohy a úhlové rychlosti setrvačnicku a dále průběh činného proudu pro posouzení rámcových změn v energetické náročnosti zkoumaných systémů pohonu. Průběh úhlového zrychlení byl získán nepřímo derivací úhlové rychlosti, jelikož enkodér, který je součástí obou pohonů, které jsou na zkušebním zařízení, umožňuje získat pouze polohu a úhlovou rychlost.

U druhého režimu, tj. ustálený rotační pohyb je v okamžiku začlenění přístroje (synchronní chod jehelního válce a přístroje) sledovaným parametrem dodržení maximální polohové odchylky během konstantní rychlosti otáčení setrvačnicků (6) a (4), viz obr 5.13.

Zkušební zařízení neobsahuje oproti reálnému stroji žádné převody. Aby byl postihnout převod mezi jehelním válcem a přístrojem, otáčí se setrvačnick (4) reprezentující jehelní válec šestinásobnou úhlovou rychlostí než setrvačnick (6) reprezentující přístroj. Výsledky získané v rámci následujících měření budou, pomocí převodu mezi jehelním válcem a přístrojem vztaženy na jehelní válec jako hlavní pracovní člen.



*Obr. 5.13 Použitá aparatura během měření- měřící pracoviště*



### 5.3.3. Charakteristika elektronické části zkušebního zařízení

Zkušební zařízení na obr. 5.13 obsahuje frekvenční servoměniče Digitax ST (7) a synchronní servopohony řady CTM4.07, které pohánějí setrvačníky (4) a (6). Další součástí zkušebního zařízení je systém Emerson Control Techniques, jehož nastavení bylo prováděno pomocí počítače (8). Digitax ST je výkonný frekvenční měnič vhodný pro aplikace, které vyžadují vysoké hodnoty točivého momentu a rychlou dynamickou odezvu, ale i pro aplikace vyžadující vysokou přesnost nastavení a stabilitu otáček. Pro potřeby zkušebního zařízení byly použity dva měniče Digitax ST-plus, osazené procesorovým modulem Motion Processor Plus. Řídící smyčka měniče je schopna pracovat s minimální periodou 250  $\mu$ s a umožňuje využití několika úloh s různou prioritou v rámci vnitřního task manageru. Pro popisovanou aplikaci je zásadní možnost síťového propojení více měničů a jejich vzájemná synchronizace. Zvolené servoměniče umožňují sběr a ukládání dat v reálném čase. Tato vlastnost byla využita nejenom pro optimalizaci a nastavení parametrů, ale také pro měření, vizualizaci a analýzu chování zkoumaného systému.

Představovaný systém má i svá omezení. Výpočetní výkon integrovaného procesoru je omezen a operace s plovoucí řádovou čárkou jsou znatelně pomalejší než celočíselné operace. Řídící algoritmus tedy musí zohledňovat tyto limity a zpracování dat musí být v maximální možné míře vykonáváno v oboru celých čísel. Paměť modulu má omezenou velikost bloku, přiděleného pro ukládání naměřených dat. Proto je omezen počet naměřených dat, které lze uložit v jednom měření a model virtuální vačky musel být přizpůsoben těmto okolnostem.

Elektrické synchronní pohony M1 a M2 (obr. 5.12, kap 5.3.1) využitě pro potřeby zkušebního zařízení byly vyrobeny firmou Control Techniques. Zátěž reprezentující systém pohonu jehelního válce, respektive její moment setrvačnosti byla navržen tak, aby odpovídal pětinovému sníženému klidovému momentu použitých pohonů vůči pohonu uvažovaného pletacího stroje. Zpětná vazba pro kontrolní smyčku je poskytována víceotáčkovým Sin/Cos enkodérem s 32 bitovým rozlišením. Data z enkodéru byla využita pro potřeby měření a interpretaci jeho výsledků.

### 5.3.4. Řídicí systém a realizace virtuální vačky

Struktura řídicího systému je složena ze dvou komplementárních částí. Nižší úroveň řízení obsahuje základní nastavení parametrů zpětnovazebního řízení pohybu pomocí softwaru CTSofT. Tato nízko-úrovňová nastavení umožňují uživateli řídit nájezdové rampy, vlastnosti a parametry otáčkové zpětnovazební smyčky a regulátoru proudu, ale nejsou schopny zajistit generování složitějších trajektorií. Z toho důvodu byla pro modul Motion Procesor Plus vytvořena vyšší programová vrstva s využitím vývojového prostředí SyPTPro (System programming toolkit for drive automation systems). Pro tvorbu uživatelských programů byl použit programovací nástroj APC (Advanced Position Controller). Byl vytvořen komplexní řídicí program implementující synchronizaci pohonů, automatizované nastavování parametrů, měřicí a záznamový systém, a v neposlední řadě generátor žádané polohy a úhlové rychlosti.

Pro generování žádané polohy a úhlové rychlosti byla využita již zmíněná technika virtuální vačky. Tato technika spočívá ve výpočtu žádané hodnoty polohy pohonu z úhlu natočení virtuální vačky pro vratný chod soustavy i synchronní rotaci. Zpětná vazba enkodéru je tedy přepočtena a následně využita v generátoru žádané polohy. Samotný generátor obsahuje model pohybu virtuální vačky ve formě tabulky hodnot, která odpovídá požadované zdvihové závislosti. Pro volbu periody vzorkování a počet dat pohybového modelu jsou dva protichůdné požadavky. Logicky je vyžadována co nejvyšší možná přesnost modelu dosažitelná vysokou vzorkovací frekvencí (a tedy velmi malými diskrétními skoky mezi jednotlivými vzorky), na druhou stranu existující hardwarová limitace v oblasti výkonu procesoru nedovolují využití velmi jemných modelů funkcí polohy a úhlové rychlosti.

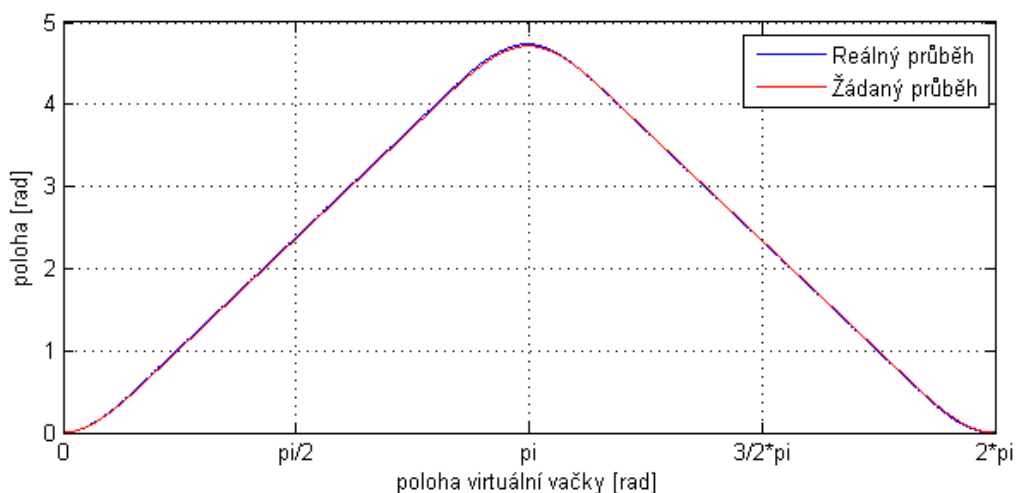
Jako kompromisní řešení byl zvolen vzorkovací krok jedné desetiny úhlového stupně. Jedna otáčka virtuální vačky tak byla navzorkována do 3600 diskrétních hodnot. Programy, vytvořené v APC, vyžadující nastavení periody vzorkování na 500 $\mu$ s, aby řídicí jednotka byla schopna během periody hlavní kontrolní smyčky řádně dokončit všechny operace související s generátorem, synchronizací, měřením a ukládáním dat. Vzorkovací frekvence při měření byla tedy odpovídajících 2kHz, případně 0.5 kHz. Pro jednotlivá měření byla zvolena délka měřeného úseku na 5000 vzorků, což při dané vzorkovací frekvenci odpovídá 2,5s, případně 10s v časové doméně. Naměřená data byla uložena v integrované paměti modulu a po zastavení běhu byla samostatně stahována po sériovém komunikačním kanálu do PC, v němž byla interpretována za pomoci matematického programovacího nástroje Matlab. V programu vytvořeném v rozhraní APC je jedinou řízenou veličinou poloha, což je dáno i zpětnou vazbou.

Jediné, co inkrementální čidlo měří s vysokou přesností, je poloha hřídele pohonu. Všechny ostatní veličiny jsou odvozené. Platí to pro oba použité pohony a je to bezpodmínečně nutné proto, abychom s dostatečnou přesností zachovali vzájemnou polohu jehelního válce a přístroje, a tím zajistili bezpečný chod. Následná měření mají potvrdit schopnost pohonů tomuto požadavku vyhovět.

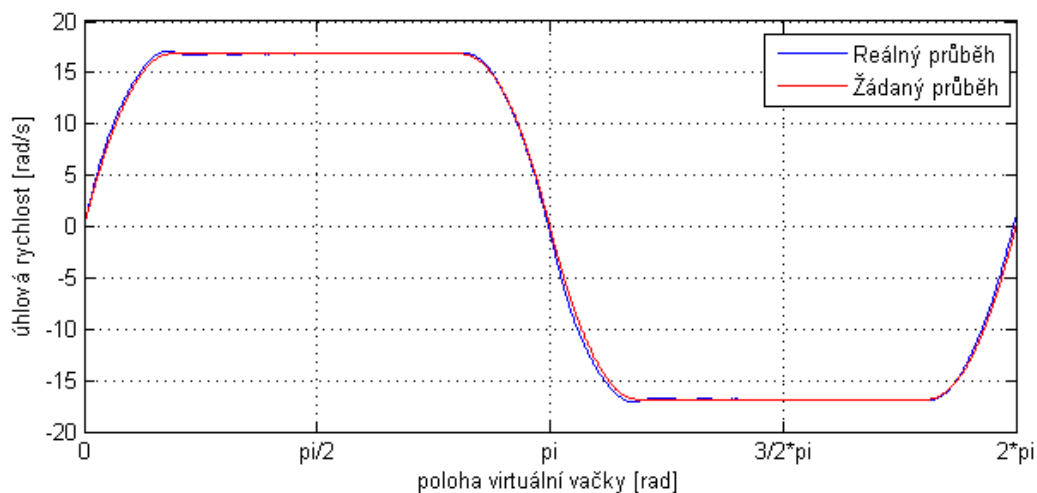
V předchozí kapitole bylo uvedeno, že část zkušebního zařízení odpovídající systému pohonu jehelního válce byla navržena vzhledem k parametrům použitého pohonu. Obecně se vliv momentu setrvačnosti rotoru pohonu nemění lineárně v závislosti na klidovém či jmenovitém momentu pohonu. Rovněž se můžou projevit rozdílné pasivní odpory v porovnání reálného pletacího stroje a zkušebního zařízení. Pro dosažení shodných výsledků na zkušebním zařízení a na reálném pletacím stroji je nutné postihnout výše vyjmenované vlivy odpovídajícím nastavením regulačních smyček. Je vhodné dodržet vzájemné poměry momentů setrvačnosti zátěže a respektovat případný různý poměr mezi klidovým momentem pohonu a momentem setrvačnosti rotoru pohonu [17].

### 5.3.5. Měření na modelu stávající soustavy systému pohonu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti

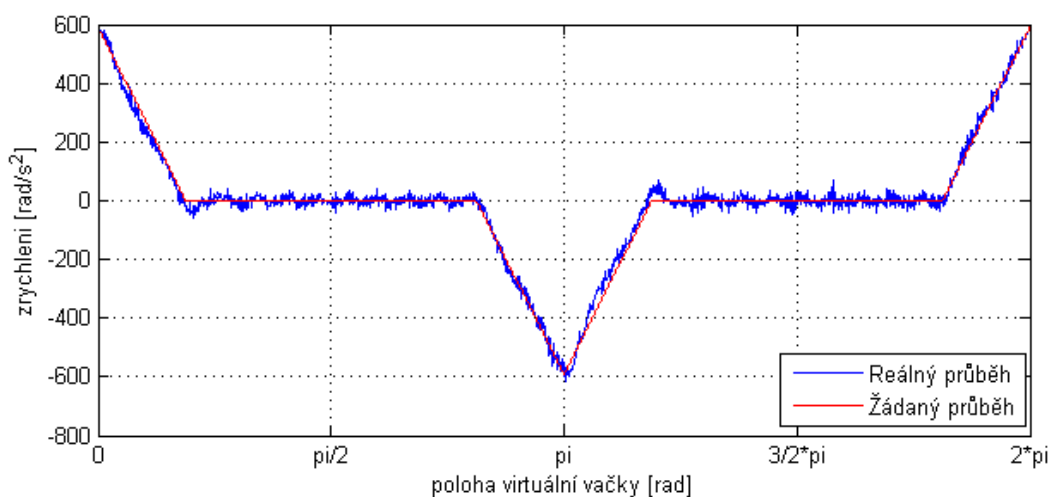
Na obr. 5.14-5.16 jsou znázorněny průběhy kinematických veličin, během jedné periody vratného chodu jehelního válce, v podobě proložení požadovaného a změřeného průběhu jehelního válce. Na soustavu byla aplikována zdvihová závislost obsahující polynom třetího stupně, viz kap. 4.1.2. Následující uvedené kinematické veličiny týkající se měření vratného chodu obou zkoumaných soustav, jsou pomocí převodu vztaheny na jehelní válec, viz tab. 4.2 kap. 4.1.1.



*Obr. 5.14 Průběhy reálné a žádané polohy jehelního válce*



**Obr. 5.15** Průběhy reálné a žádané úhlové rychlosti jehelního válce

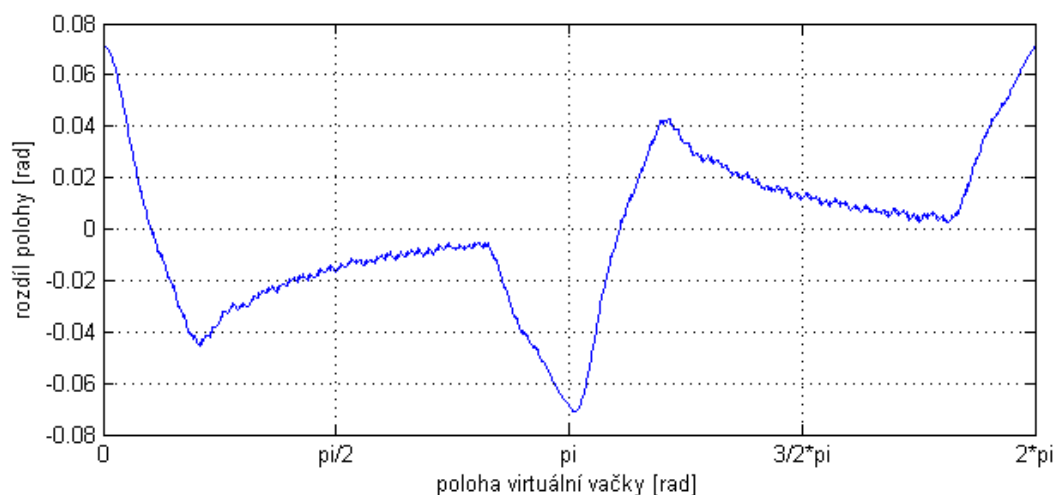


**Obr. 5.16** Průběhy reálného a žádaného úhlového zrychlení jehelního válce

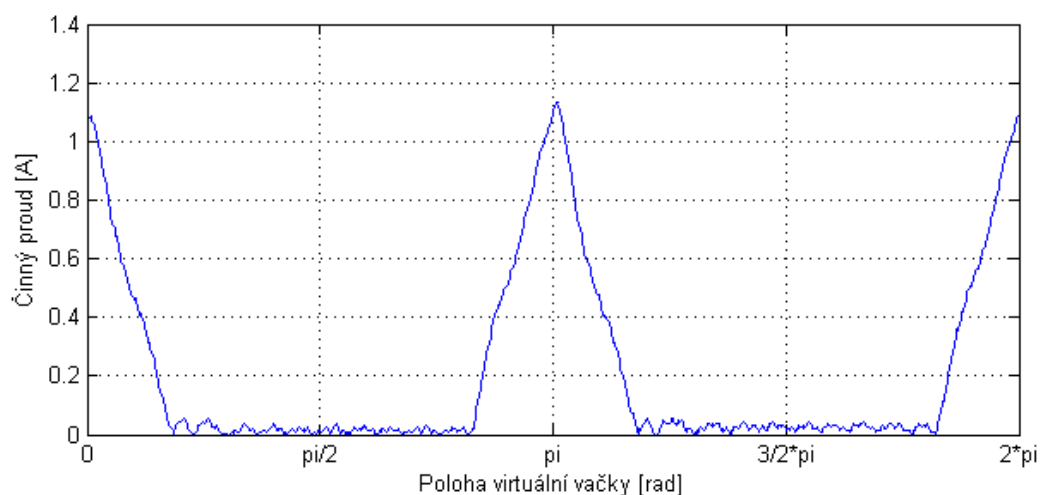
Odchýlení reálného průběhu od žádaného je již znatelné na průbězích úhlové rychlosti (obr. 5.15) a úhlového zrychlení (5.16). Pro názornější představu je na obr. 5.17 uveden průběh rozdílu polohy jehelního válce mezi jeho žádanou a reálnou hodnotou. Maximální hodnoty rozdílu dosahují v úvratích pohybového intervalu hodnot až 0,071 rad, doplňující průběh rozdílu úhlových rychlostí je uveden v příloze E2 (obr. E2-1), který byl získán derivací průběhu polohové odchylky (obr. 5.17).

Měření průběhu činného proudu probíhalo na meziobvodu frekvenčního měniče. Plocha pod křivkou průběhu proudu (obr. 5.18) vyjadřuje charakter energetické náročnosti dle fáze pohybu, přesněji množství elektrického náboje o hodnotě 138,1 mC, potřebného pro vznik elektrického pole během jedné periody pohybu. Konkrétní hodnota elektrického náboje byla

získána integrací výše zmiňované plochy. Nárůst hodnot proudu je v oblastech zrychlování nebo brzdění soustavy s maximálními hodnotami v úvratích, které dosahují až 1,13 A.



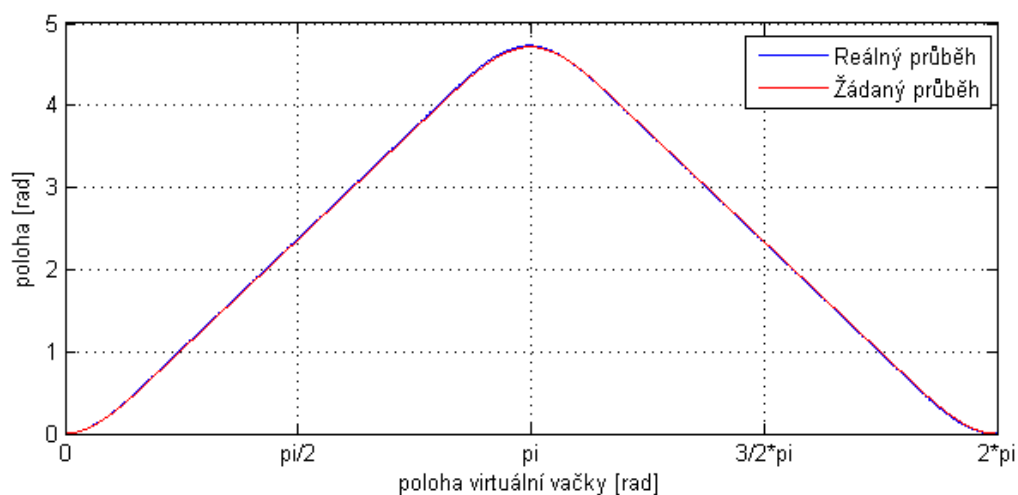
**Obr. 5.17** Průběh polohové odchylky mezi žádanou a skutečnou polohou jehelního válce



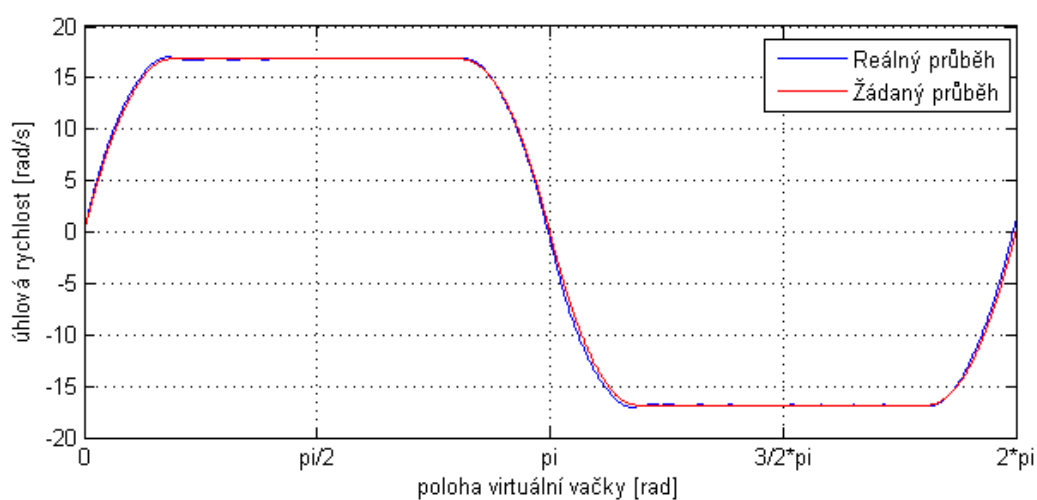
**Obr. 5.18** Průběh činného proudu pohonu M1

### 5.3.6. Měření na modelu modifikované soustavy systému pohonu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti

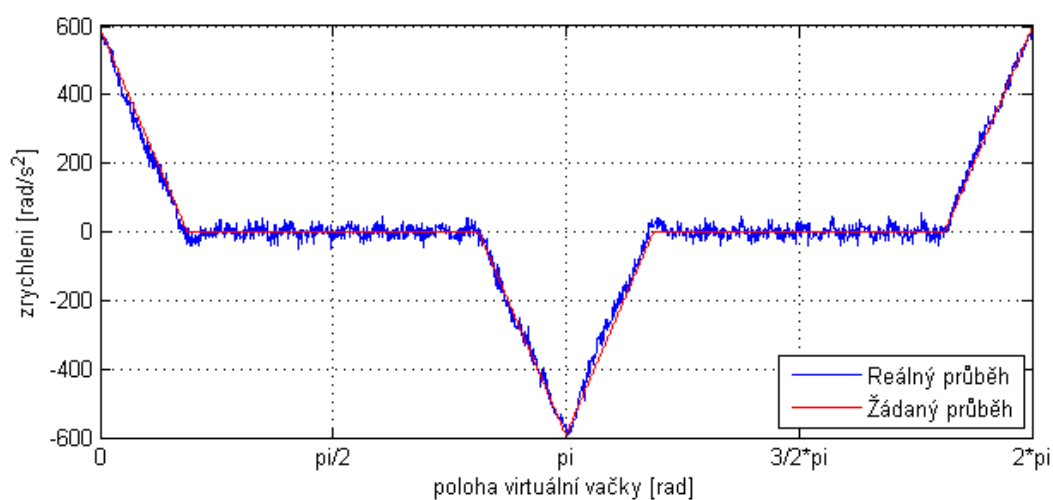
V rámci měření na modelu modifikované soustavy byl zkoumán pohyb jehelního válce ve vratném chodu soustavy s aplikací totožné zdvihové závislosti jako u předcházejícího měření stávající soustavy, viz kap. 5.3.5. Zkušební zařízení bylo osazeno setrvačником reprezentující hodnotu momentu setrvačnosti modifikovaného systému pohonu. Na následujících obrázcích 5.19- 5.21 jsou vyobrazeny průběhy měřených kinematických veličin modifikované soustavy.



**Obr. 5.19** Průběhy reálné a žádané polohy jehelního válce

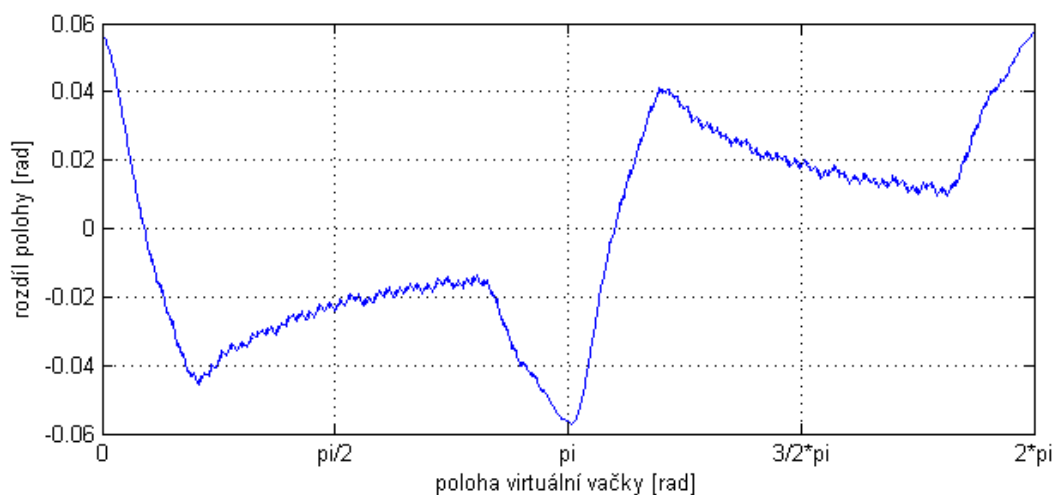


**Obr. 5.20** Průběhy reálné a žádané úhlové rychlosti jehelního válce



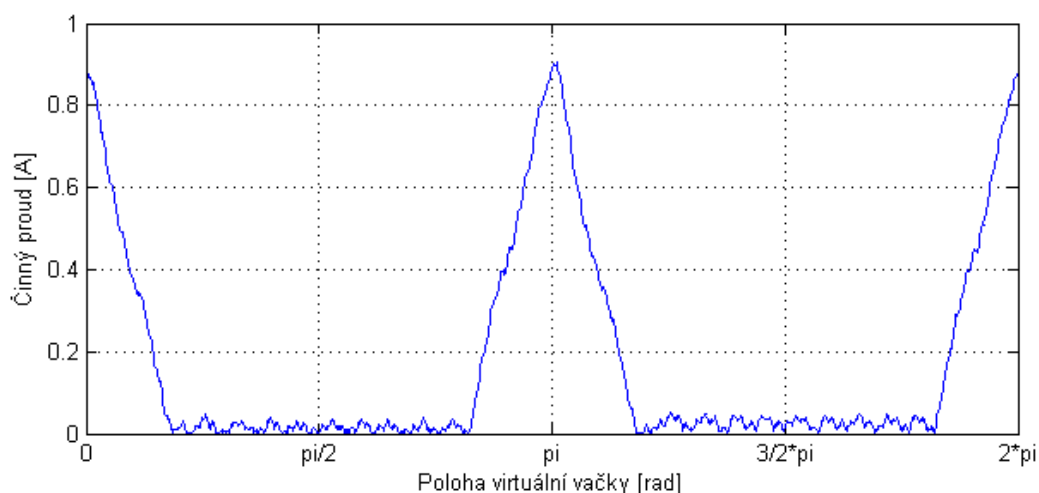
**Obr. 5.21** Průběhy reálného a žádaného úhlového zrychlení jehelního válce

Průběh polohové odchylky mezi žádanou a změřenou hodnotou jehelního válce na obr. 5.22 dosahuje hodnot až 0,057 rad. Vzhledem k poklesu momentu setrvačnosti, bylo docíleno v porovnání se s měřením stávajícím systémem pohonu (kap. 4.6.4) ke snížení maximální hodnoty odchylky přibližně o 20 %. Doplnující rychlostní odchylka mezi žádanou a změřenou úhlovou rychlostí jehelního válce je zanesena do přílohy E2, viz obr. E2-2.



**Obr. 5.22** Průběh polohové odchylky mezi žádanou a skutečnou polohou jehelního válce během vratného chodu

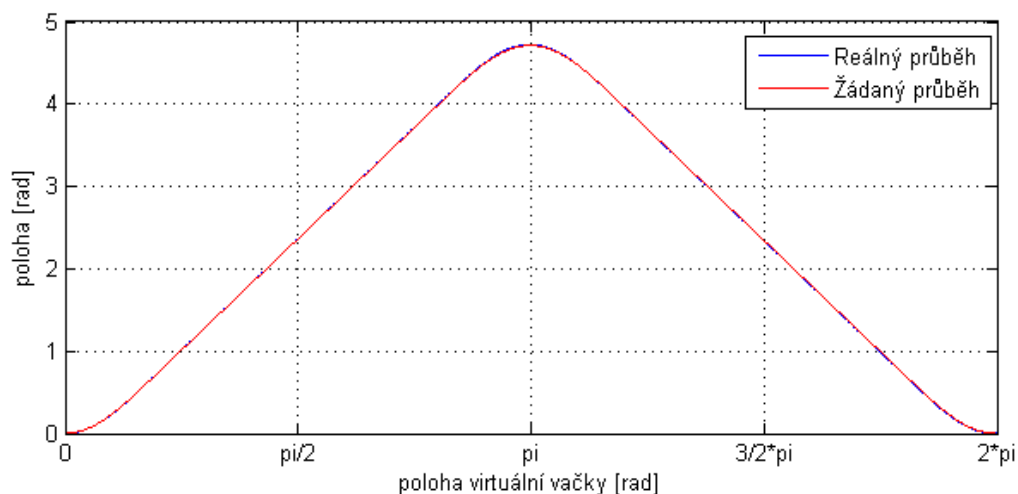
Další část měření modifikované soustavy spočívala ve stanovení průběhu proudu, viz obr. 5.23. Maximální hodnoty v průbězích proudu docílují hodnot 0,906 A a tyto hodnoty se vyskytují opět v pohybových úvratích. Hodnota potřebného elektrického náboje činí 14,2 mC. Při srovnání průběhů činných proudů stávající (kap. 5.3.5) a modifikované soustavy došlo, ke snížení maximálních hodnot o 20 % a hodnota potřebného elektrického náboje klesla o 17 %. Uvedený pokles hodnot odpovídá redukci momentu setrvačnosti zkoumaných soustav.



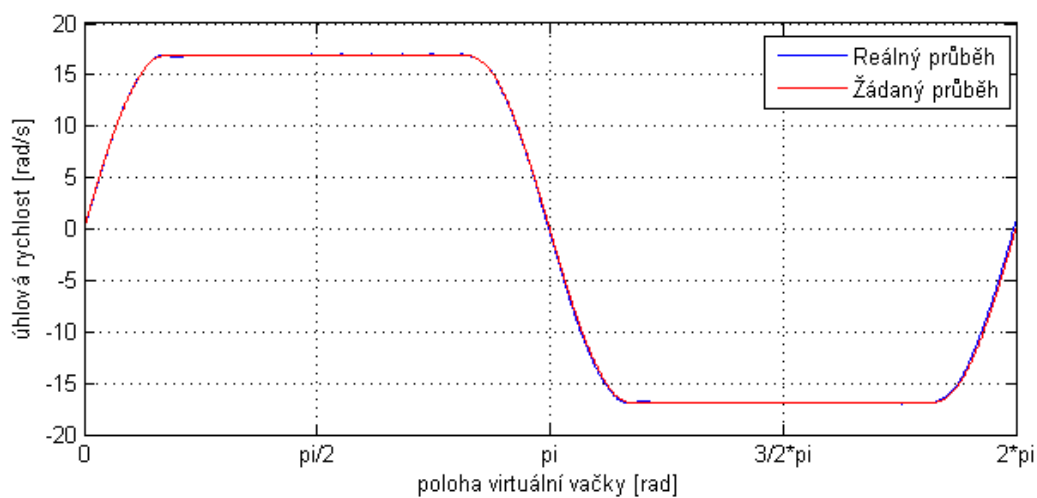
**Obr. 5.23** Průběh činného proudu pohonu M1

### 5.3.7. Měření na modelu modifikované soustavy systému pohonu, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti

Dalším krokem byla aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti pro modifikovanou soustavu systému pohonu. Na obrázcích 5.24-5.26 jsou uvedeny výsledky základních kinematických veličin vztahené k žadaným průběhům jehelního válce.

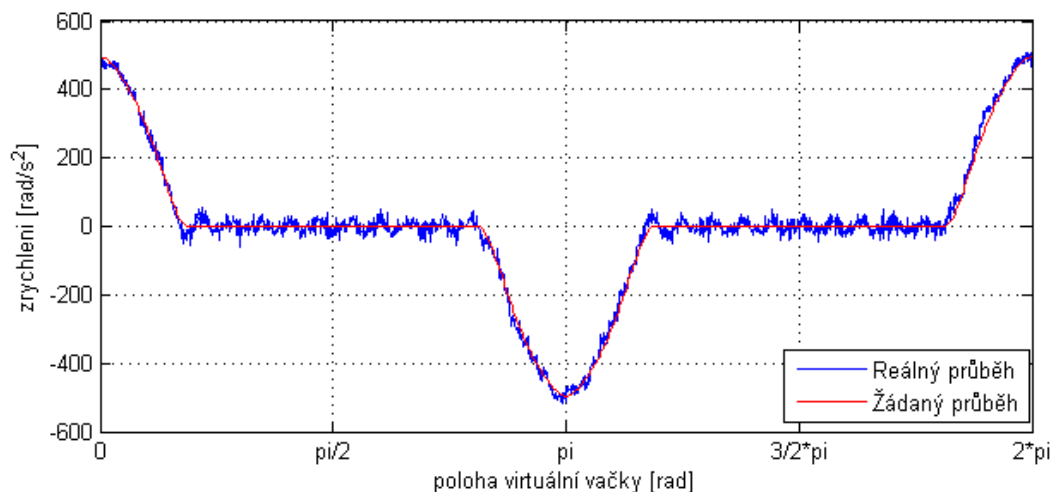


Obr. 5.24 Průběhy reálné a žadané polohy jehelního válce



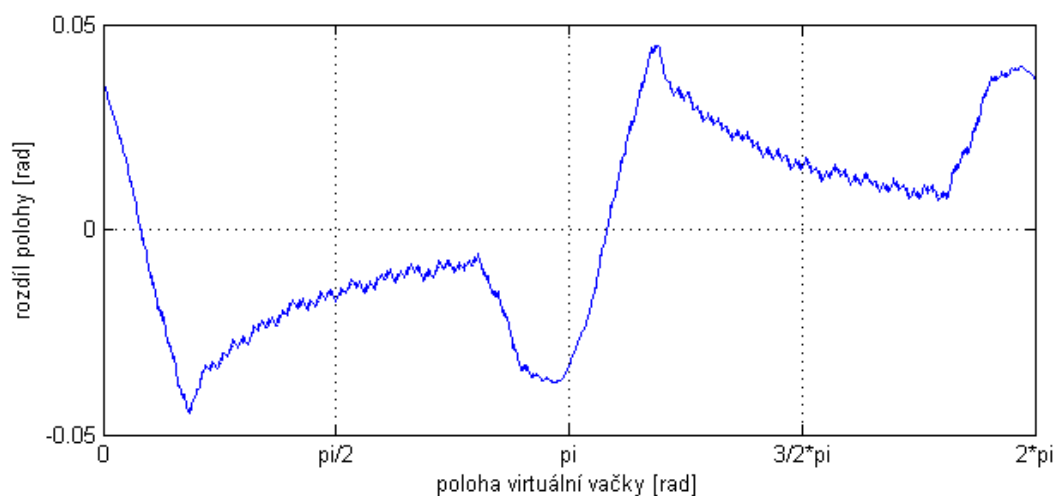
Obr. 5.25 Průběhy reálné a žadané úhlové rychlosti jehelního válce





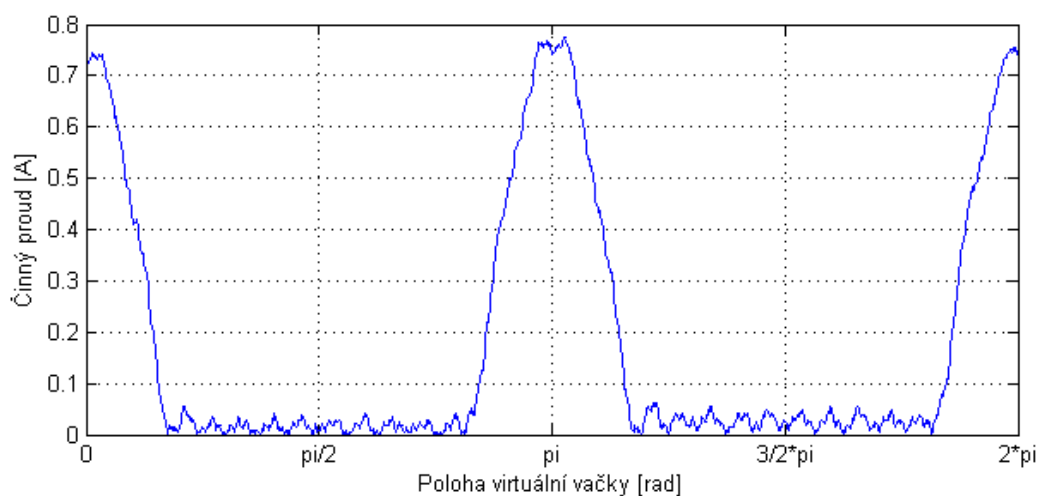
**Obr. 5.26** Průběhy reálného a žádaného úhlového zrychlení jehelního válce

Během závěrečného měření vratného chodu pokračoval pokles maximálních hodnot polohové odchylky jehelního válce mezi žádanou a změřenou hodnotou. Maximální hodnota rozdílu odchylky při aplikaci polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti, dosahovala 0,044 rad, viz průběh polohové odchylky na obr. 5.27. Ve srovnání s rozdíly polohových odchylek získaných během předchozích měření při aplikaci polynomu třetího stupně, tak u stávající soustavy (kap. 5.3.5), byl zaznamenán pokles o 38 % a vůči modifikované soustavě, kde byl použit polynom třetího stupně ve zdvihové závislosti (kap. 5.3.6) došlo ke 23% snížení maximální odchylky. Lze konstatovat, že zvýšením stupně polynomu ve zdvihové závislosti u modifikované soustavy bylo docíleno předpokládaného zvýšení schopnosti pohonu sledovat žádaný průběh polohy. Doplňkově na obr. E2-3 v příloze E2 je pro názornost zobrazena rychlostní odchylka žádaného a změřeného průběhu úhlových rychlostí jehelního válce.



**Obr. 5.27** Průběh polohové odchylky mezi žádanou a skutečnou polohou jehelního válce během vratného chodu

Maximální hodnoty průběhu proudu (obr. 5.28) nabývaly v pohybových úvratích hodnot 0,78 A. Množství náboje spotřebovaného za jednu periodu vratného chodu činilo 110,7 mC. Při porovnání s předchozími měřeními bylo docíleno při použití polynomu sedmého stupně vzhledem ke stávající soustavě (kap. 5.3.5) poklesu proudového maxima o 31 % a snížení potřebného náboje o 20 %. Vůči modifikované soustavě, při aplikaci polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti (kap. 5.3.6), bylo docíleno 14% snížení maximální hodnoty proudu a 3% poklesu množství náboje. V příloze E2 jsou uvedeny veškeré získané průběhy proudů v závislosti na čase, viz obrázky E2-4 až E2-6.



**Obr. 5.28** Průběh činného proudu pohonu M1

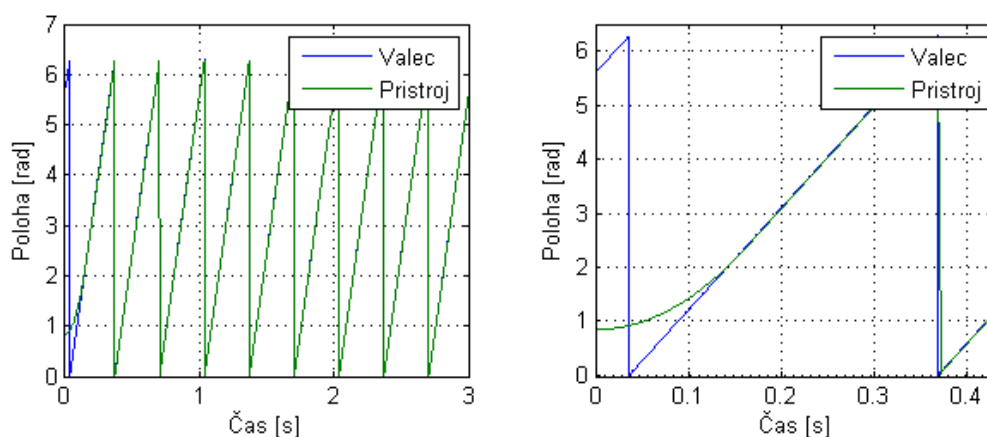
### 5.3.8. Měření synchronního chodu jehelního válce a přístroje

Ověření použitelnosti řízených pohonů v rámci modifikace systému pohonu malopřůměrového pletacího stroje bylo provedeno měřením vzájemné polohové odchylky mezi jehelním válcem a přístrojem při konstantní rychlosti (synchronní chod). Tento režim simuluje technologii nazývanou převěšování. V následujících simulacích je pro zvýšení názornosti získaných výsledků používána jednotka pro rychlost otáčení  $\text{ot.min}^{-1}$  (RPM). Během měření byly simulovány různé převěšovací rychlosti, a to od  $100 \text{ ot.min}^{-1}$  do  $220 \text{ ot.min}^{-1}$  po krocích  $20 \text{ ot.min}^{-1}$ , z experimentálních důvodů byly testovány i rychlosti  $300$  a  $400 \text{ ot.min}^{-1}$ . V reálném případě se standardně rychlosti pohybují v rozsahu  $160\text{--}200 \text{ ot.min}^{-1}$  a konkrétní rychlost se z pravidla odvíjí od mechanických vlastností použitého materiálu k pletení.

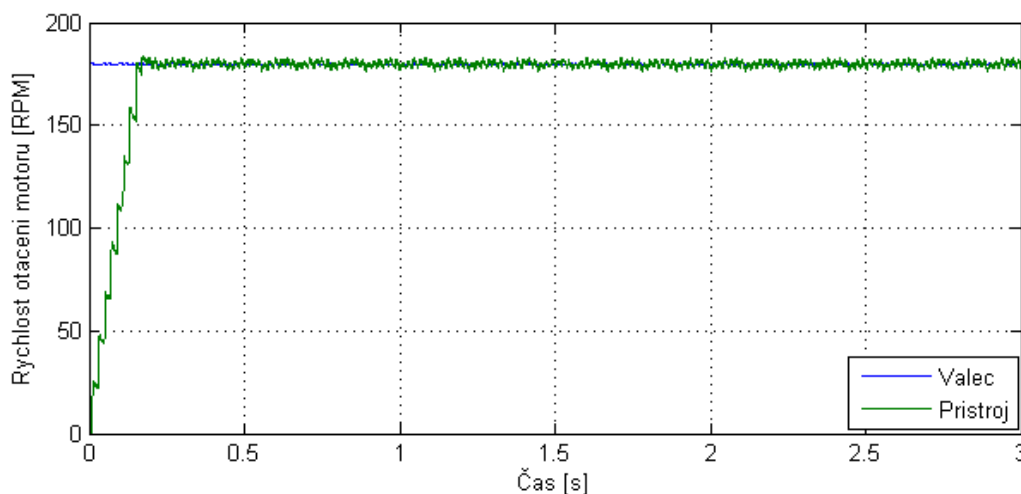
Zkušební zařízení a použitá aparatura byly stejné jako při měření vratného chodu soustavy, parametry použitých setrvačníků odpovídají modifikované soustavě systému pohonu, viz kap. 5.3.2. Měření je primárně zaměřeno na průběh polohové odchylky za ustáleného

rotačního pohybu setrvačnicku reprezentující jehelní válec a přístroj. Skokový náběh rychlosti přístroje byl volen z experimentálních důvodů jako extrémní stav pro soustavu a následnou možnost posouzení ustálení polohové odchylky.

Ukázka průběhu polohy jehelního válce pro převěšovací rychlost  $180 \text{ ot.min}^{-1}$  je uvedena na obr. 5.29, který zobrazuje celkový měřený průběh a detailní část průběhu synchronizace pohybu mezi jehelním válcem a přístrojem. V zobrazení je již zahrnut převod mezi těmito pracovními členy. Doplnující obr. 5.30 představuje průběh nárůstu rychlosti přístroje na požadovanou hodnotu rychlosti jehelního válce.



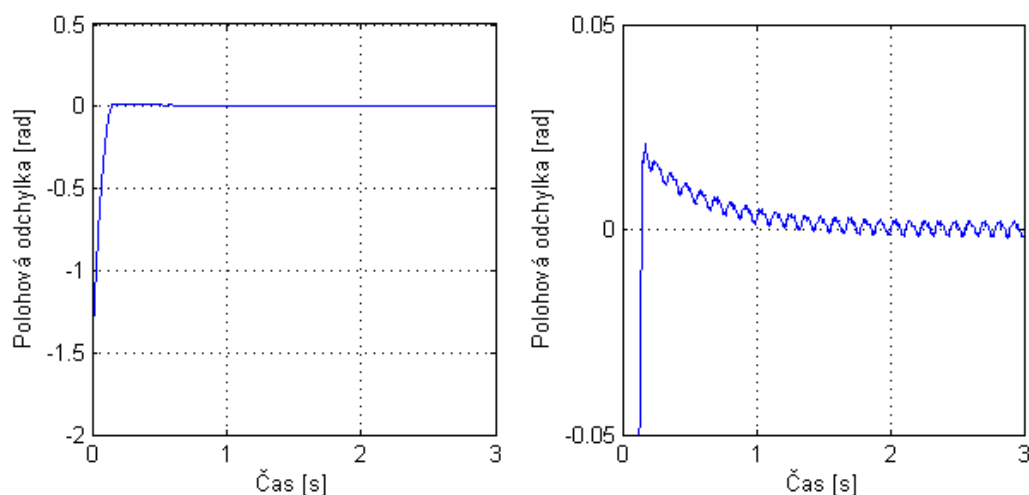
**Obr. 5.29** Průběh polohy jehelního válce a přístroje při rychlosti  $180 \text{ ot.min}^{-1}$



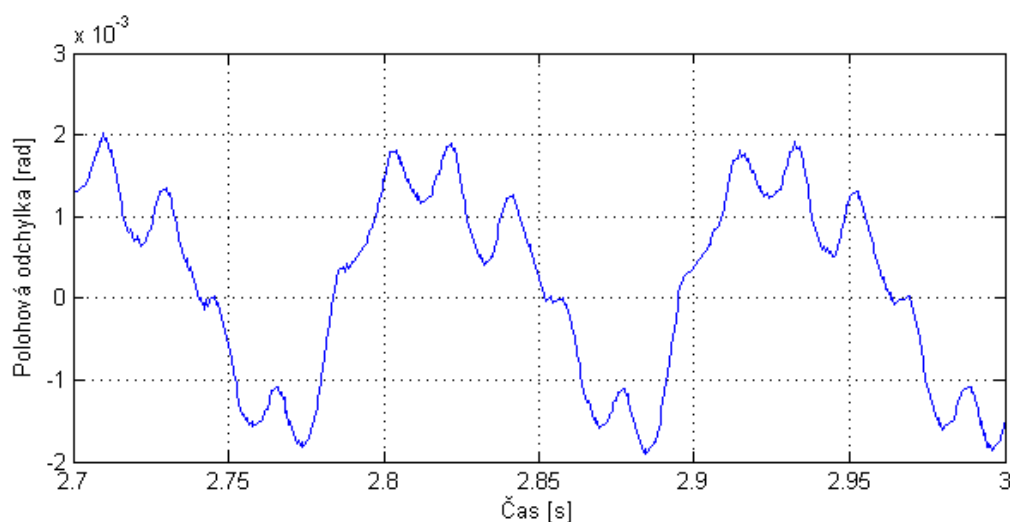
**Obr. 5.30** Průběhy rychlostí jehelního válce a přístroje při rychlosti  $180 \text{ ot.min}^{-1}$

Pro detailní představu a objektivnější posouzení je na obr. 5.31 uvedena polohová odchylka měřených průběhů jehelního válce a přístroje. V levé části obr. 5.31 je uveden celý průběh rozdílu polohové odchylky, v pravé části obrázku je zobrazeno ustálení odchylky. Hodnota zkoumané odchylky po ustálení činila  $2 \times 10^{-3} \text{ rad}$  ( $0,115^\circ$ ) a je určena amplitudou

průběhu rozdílu mezi jehelním válcem a přístrojem, který je v detailním zobrazení na obr. 5.32. Z této hodnoty vyplývá, že při porovnání s maximální polohovou odchylkou (bližší popis v kap. 2.1.1) byla splněna podmínka s rezervou 62 %. Získané grafické výstupy z ostatních měření ustáleného rotačního pohybu jsou zaneseny do příloh E2-E10.



**Obr. 5.31** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $180 \text{ ot. min}^{-1}$



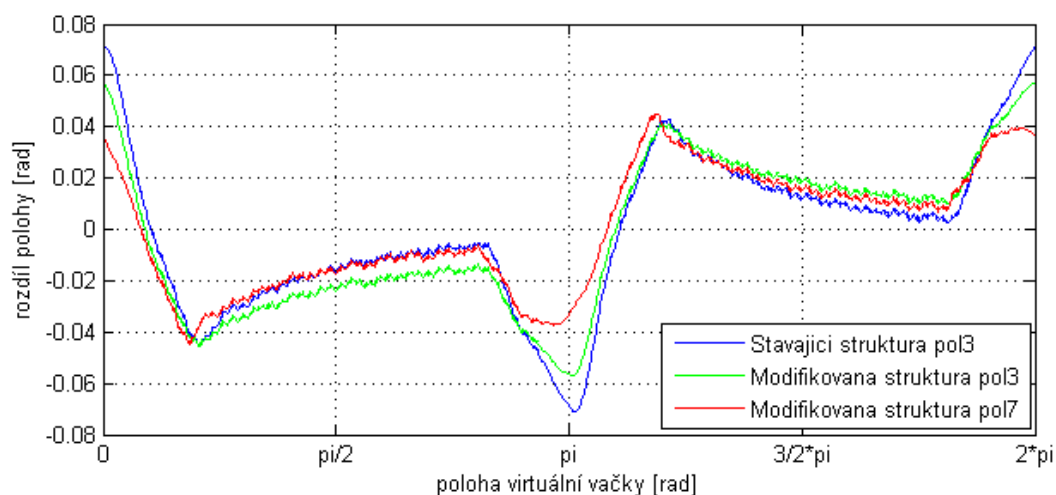
**Obr. 5.32** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $180 \text{ ot. min}^{-1}$

#### 5.4. Celkové shrnutí výsledků měření vratného a synchronního chodu zkoumaných soustav

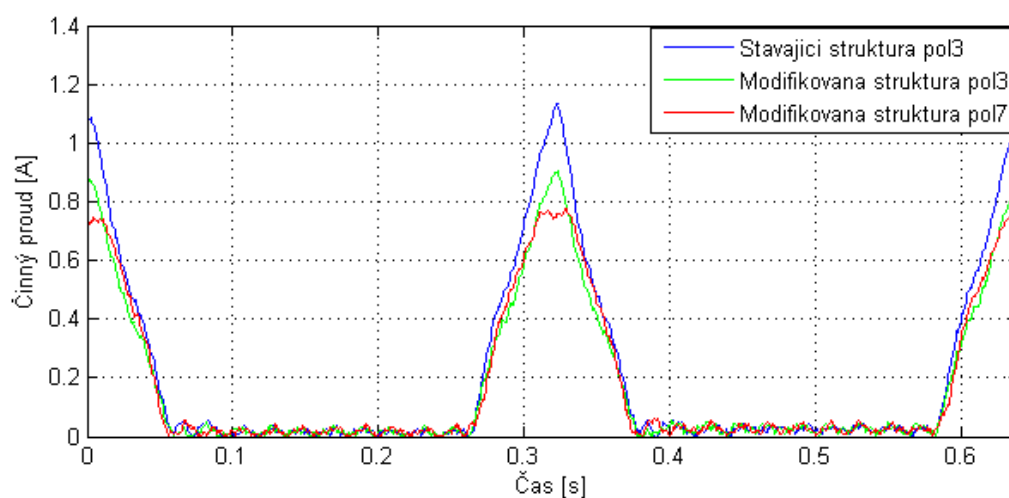
Na zkušebním zařízení byly vyšetřovány dva režimy pohybu systému pohonu. První z nich byl vratný chod stroje. Během měření vratného chodu byly aplikovány dva hmotově rozdílné setrvačníky, které simulovaly stávající a modifikovanou soustavu a dále dvě rozdílné zdvihové závislosti. Druhý režim (synchronní chod) byl zaměřen již jen na zkoumání modifikovaného

systému pohonu s cílem analyzovat předepsanou polohovou odchylku obou pohonů, které simulovaly chod jehelního válce a přístroje.

Pomocí měření byly ověřeny poznatky z předchozích analýz, které potvrzují, že snížením momentu setrvačnosti u modifikované soustavy pohánějící válec v kombinaci s vhodnou zdvihovou závislostí lze docílit snížení maximálního zrychlení na hranicích pohybových intervalů během vratného chodu systému pohonu. Výše uvedené změny přinesly pokles maximální hodnoty polohové odchylky o 38 % (viz obr. 5.33) a hodnoty činného proudu o 31 % (viz obr. 5.34). Největší rozdíly byly zaznamenány v oblasti přechodů na hranicích pohybových intervalů, zejména při změně smyslu rotace. Další přínos byl zaznamenán v podobě poklesu celkové spotřeby elektrického náboje až o 20 %, viz obr. 5.34.



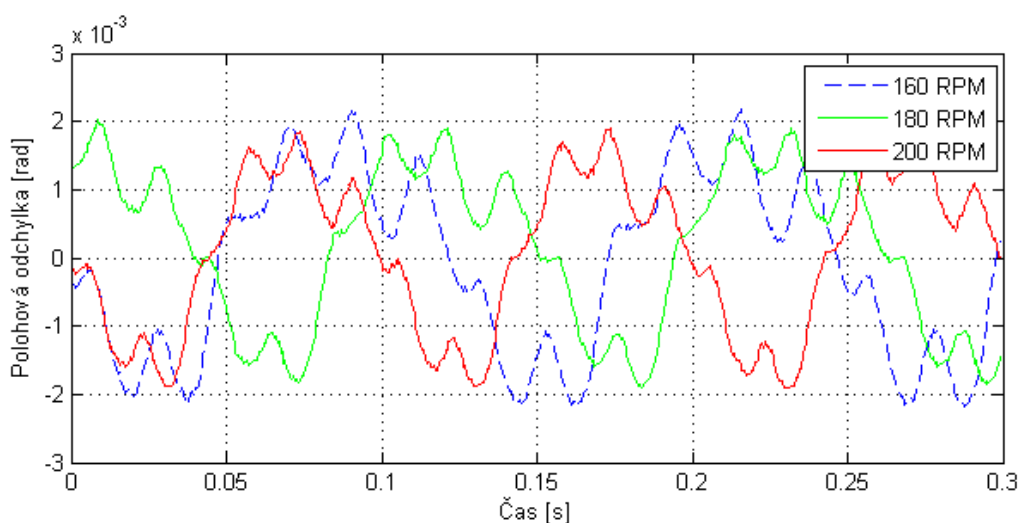
**Obr. 5.33** Průběhy polohových odchylek jehelního válce, během vratného chodu, ve všech provedeních při rychlosti 160 ot.min<sup>-1</sup>



**Obr. 5.34** Průběh činného proudu pohonu M1, během vratného chodu, ve všech provedeních při rychlosti 160 ot.min<sup>-1</sup>

Na obr. 5.35 jsou uvedeny detaily polohové odchylky ve standardním rychlostním rozmezí během synchronního chodu. Při provozování pohonů v uvedeném rychlostním rozsahu 160-200 ot.min<sup>-1</sup> lze konstatovat, že pohony jsou schopny dodržet vzájemné polohové nastavení bez významných změn vzhledem k maximální přípustné polohové odchylce (uvedené v kap. 2.1.1).

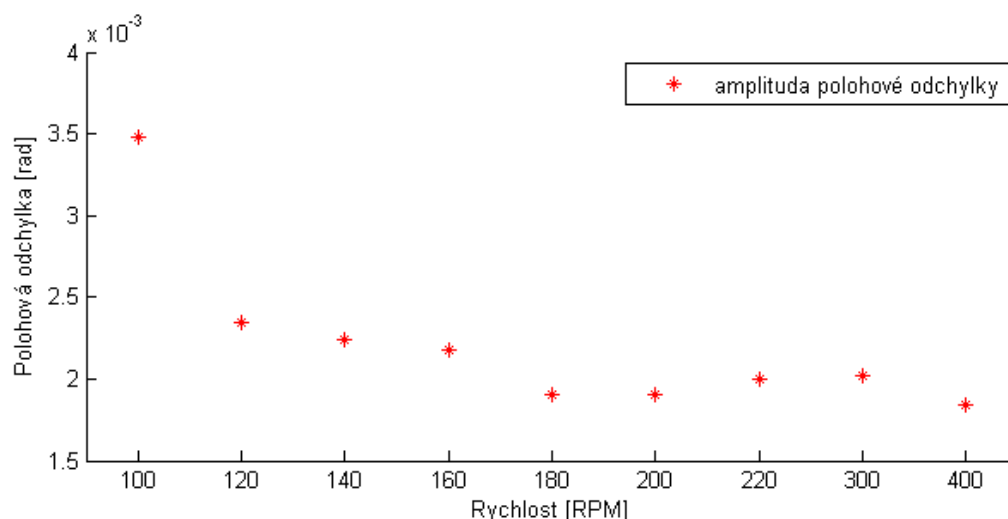
Z obrázků v přílohách E3-E10 vystihující detaily průběhů ustálení polohové odchylky mezi jehelním válcem a přístrojem je patrné, že s rostoucí rychlostí se potřebná doba na ustálení odchylky zvyšovala v rozsahu 1,36-1,88s pro všechny měřené rychlosti otáčení tj. 100-400 ot.min<sup>-1</sup>.



**Obr. 5.35** Průběhy polohových odchylek jehelního válce a přístroje po ustálení jejich pohybu, pro rychlosti 160- 200 ot.min<sup>-1</sup>

Z hodnot uvedených v grafu na obr. 5.36 je zjevné, že provozování zařízení pod rychlostní hranici 120 ot.min<sup>-1</sup>, není v tomto případě vhodné. Zkoumaná polohová odchylka je sice splněna, ale vzhledem k ostatním uvedeným hodnotám je výrazně vyšší. Tento nárůst je zapříčiněn tím, že použité pohony jsou vhodné pro vyšší provozní rychlosti, při nichž jsou schopny dosáhnout vzájemně nižší polohové odchylky při ustálené rotaci.

Z grafu na obr. 5.36 je nadále patrné, že s rostoucí rychlostí se polohová odchylka snižovala do rychlosti 180 ot.min<sup>-1</sup>. Tento jev lze také přisuzovat vhodnějším provozním podmínkám pohonů, zejména pro pohon pohánějící přístroj, který se otáčí šestinovou rychlostí oproti pohonu pohánějící jehelní válec.



**Obr. 5.36** Závislost amplitudy polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení jejich pohybů, pro rychlosti 100-400 ot.min<sup>-1</sup>

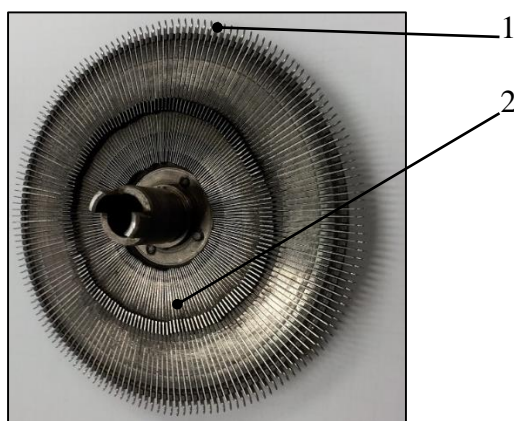
V reálném pletacím stroji je vzhledem k technologickým a dynamickým parametrům systému pohonu jehelního válce vložen převod, proto bývá výsledná hodnota rozšířena o hodnotu vůle v převodu. Tato vůle se může promítnout do přesnosti řízení polohy jehelního válce. Možnost eliminace této vůle pro dosažení vyšší přesnosti lze dosáhnout v přímém řízení polohy jehelního válce s využitím vhodných snímačů polohy, ale také použitím bezvůlové převodovky. S odkazem na kap. 5.3.4 lze předpokládat, že dosažené výsledky měření, zejména odchylek polohy mezi jehelním válcem a přístrojem, budou odpovídat i reálnému modifikovanému systému pohonu při použití optimálních pohonů, jejich řízení a nastavení.

## 5.5. Návrh nového individuálního systému pohonu stříhacího kotouče

Individuální systém pohonu stříhacího kotouče slouží k ověření možnosti vytvoření systému pohonu stříhacího kotouče nezávislého na pohybu a funkci přístroje a jehelního válce malopřůměrového pletacího stroje. Jak již bylo řešeno v analýze současného stavu (kap. 2), ve stávající koncepci je pohyb stříhacího kotouče pevně svázán s pohybem přístroje a jehelního válce, ve kterém nepohyblivá příruba přístroje slouží i jako kluzné ložisko pro rotující přístroj. Stříhací kotouč svoji geometrií je uzpůsoben pro instalaci do přístroje a zajištění jejich vzájemné polohy. Z prostoru kolem přístroje vychází zástavbové možnosti pro mechanismus, pomocí kterého bude přiveden výkon na stříhací kotouč.

V kap. 2.1.1 je uveden popis činnosti mechanismu sloužícího k ovládní radiálního posuvu převěšovacích platin (1) v tělese přístroje (2), viz obr 5.37. Využití dosavadního prostoru pro tento mechanismus v přírubě přístroje je vhodné zohlednit v koncepci nového systému

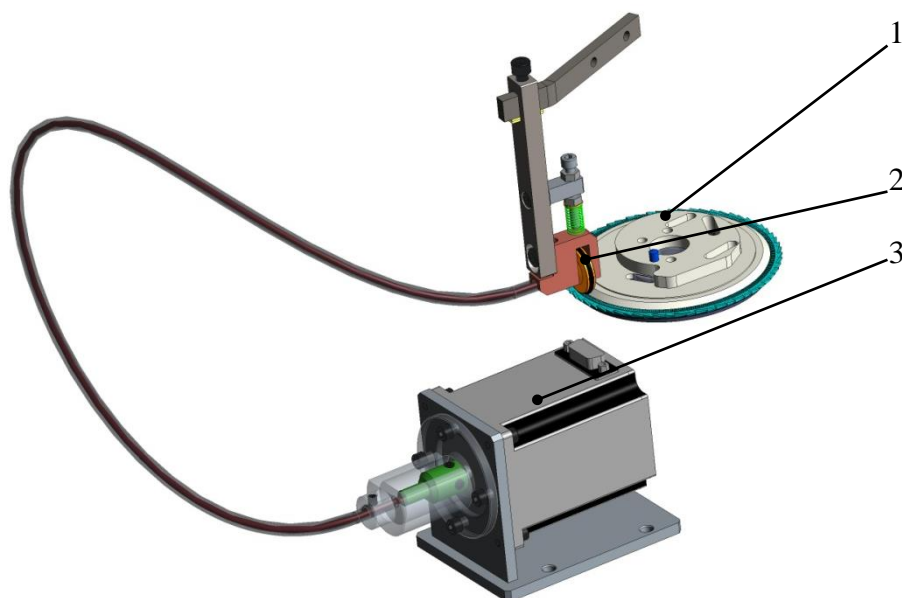
pohonu. Další nezbytnou součástí návrhu je snadné vyjmutí stříhacího kotouče z jeho lůžka pro možnost naostření jeho funkční části tj. břitu. Výstupem návrhu by měl být funkční model individuálního systému pohonu přístroje, jehož záměrem je minimálně ovlivnit stávající konstrukční uspořádání.



*Obr. 5.37 Přístroj s vysunutými převěšovacími platinami*

### 5.5.1. Tvorba 3D funkčního modelu systému pohonu stříhacího kotouče.

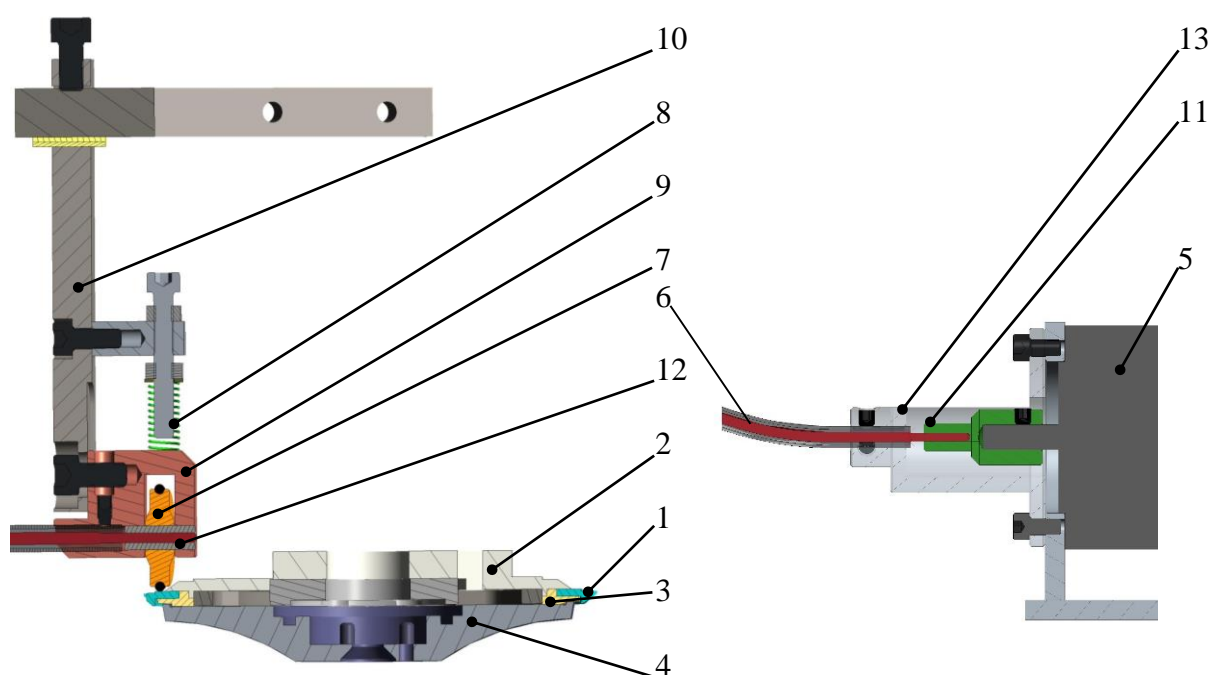
CAD podoba funkčního modelu systému pohonu stříhacího kotouče je uvedena na obr. 5.38. Model je složen z několika podskupin (1, 2 a 3). První konstrukční celek (1) je upravená příruba nadále sloužící jako ložisko pro stříhací kotouč a lůžko přístrojových zámků. Dalším členem je pastorek (2) a jeho zástavba a uložení v definovaném prostoru stroje. Poslední částí (3) je pohon pastorku, který je realizovaný pomocí krokového motoru.



*Obr. 5.38 CAD model individuálního systému pohonu stříhacího kotouče*



Návrh systému pohonu vychází z předpokladů uvedených v předchozí kapitole 5.5. Základní částí konceptu je vytvoření pánve- ložiska umožňující pohyb stříhacího kotouče. Na obr. 5.39 je v řezu zobrazena podrobná koncepce systému pohonu stříhacího kotouče (1). Ta se skládá z děleného ložiska geometricky uzpůsobeného pro otočné uložení kotouče. Ložisko je vytvořeno úpravou nosné příruby (2) a přidáním spodní části – pánve (3). Tato část je v konstrukci nezbytná z důvodu eliminace tření mezi tělem přístroje (4) a stříhacím kotoučem. Doplňující úprava spočívala v částečné změně kotouče, ve kterém bylo nutné přizpůsobit jeho geometrii navrženému uložení. Stávající geometrie břitu a jeho poloha ve skutečném pletacím stroji byla z technologických důvodů zanechána.

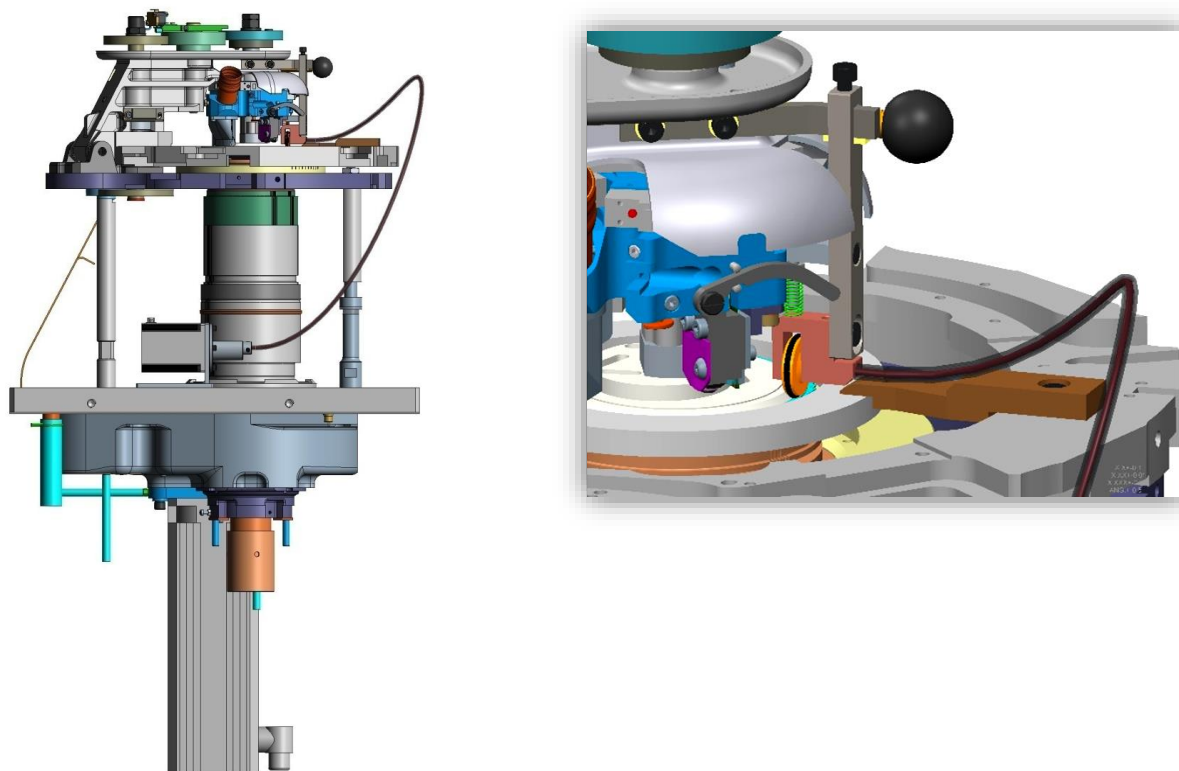


**Obr. 5.39** Řez CAD modelem individuálního systému pohonu stříhacího kotouče

Rámcový popis činnosti navrženého funkčního modelu: stříhací kotouč disponuje jedním stupněm volnosti ve formě rotace kolem rotace osy přístroje, která je realizována přenosem výkonu z krokového pohonu (5) přes přípojovací přírubu (11) na flexibilní hřídel (6) a pastorek (7) osazený pryžovým kroužkem v obvodové drážce. Kotouč a pastorek tvoří celek třecího převodu. Přenos výkonu z pastorku je zajištěn silovým stykem obou součástí. Mezi nimi vzniká normálová síla vyvozená deformací přitlačné pružiny (8) a je podmínkou pro vznik třecí síly mezi kotoučem a pastorkem. Uložení pastorku (9) umožňuje svislý pohyb v drážce svislé části rámu (10), který je ovlivněný přitlakem pružiny. Tato konstrukční varianta byla navržena ze dvou důvodů. První zajišťuje regulaci normálové síly a optimálního nastavení,

aby nedocházelo k prokluzu pastorku či zbytečnému přetížení. Přítlak se reguluje změnou pozice matice umístěné nad pružinou na vodícím šroubu. Druhý důvod je funkce vytvoření pružného členu kompenzující výrobní nepřesnosti, zejména rovinnost stykových ploch kotouče. Připojovací příruba slouží jako spojka a zároveň redukce mezi kruhovým průřezem výstupního hřídele pohonu a čtvercovým průřezem konců flexibilní hřídele. Druhý konec flexibilního hřídele je umístěn v čepu unášeného kolečka (12), ve kterém je obdobně vytvořena díra čtvercového průřezu. Flexibilní hřídel je umístěn v bowdenu, který slouží pro jeho vedení. Jeho konce jsou uchyceny v uložení pastorku a pro chycení v oblasti pohonu byla vytvořena příruba (13). Použitý flexibilní hřídel je sériově vyráběný s geometrickými parametry danými výrobcem. Délka hřídele je vzhledem k této aplikaci nadbytečně dlouhá. Nicméně, na koncích hřídele je změna průřezu z kruhového na čtvercový pro zajištění bezproblémového přenosu točivého momentu. Z tohoto důvodu délka hřídele nebyla upravena.

Obr. 5.40 zobrazuje modelovou situaci funkčního modelu individuálního systému pohonu stříhacího kotouče ve stávající zástavbě malopřůměrového pletacího stroje. V základním a detailním pohledu je představeno jeho řešení. Další obrázky ( F1-1 a F1-2) zástavby individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do uvažovaného pletacího stroje obsahuje příloha F1.



**Obr. 5.40** CAD-model zástavby funkčního modelu individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do malopřůměrového pletacího stroje Ange 18.1.

### 5.5.2. Instalace individuálního systému pohonu stříhacího kotouče

Obr. 5.41 znázorňuje instalaci individuálního systému pohonu stříhacího kotouče na reálném stroji. Pro umístění systému pohonu byl zvolen malopřůměrový pletací stroj řady Ange, sloužící ke zkušebním účelům v laboratoři oddělení KTS.

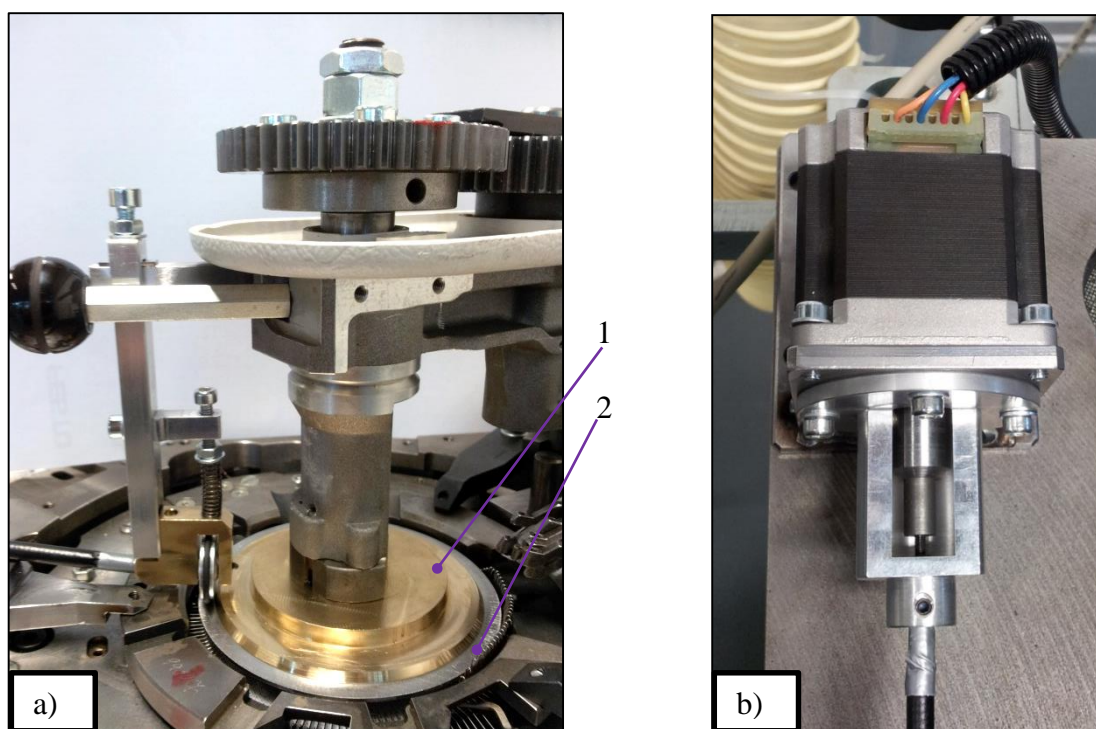


*Obr. 5.41 Zástavba individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do malopřůměrového pletacího stroje Ange 18.1.*

Instalace systému spočívala v osazení přístrojové části upravenou nosnou přírubou (1) (obr. 5.42a) a spodní pánví k vytvoření ložiska pro upravený zkušební kotouč (2), který byl použit namísto reálného stříhacího kotouče. Zkušební kotouč disponoval stejnými

vnitřními i vnější průměry a tloušťkou definující jeho funkční plochy pro správné usazení do ložiska v přístroji. Dalším krokem byla instalace systému pohonu a jeho komponent, především pastorku do pracovní pozice, seřízení správného přítlaku na disk a následné propojení pomocí flexibilní hřídele s pohonem. Na obr. 5.42b je detailní zobrazení pohonu a jeho použitého příslušenství potřebného k připojení flexibilní hřídele.

Materiál obou částí ložiska pro stříhací kotouč a uložení čepu, na kterém je unášen pastorek, byl volen na základě charakteru kluzného uložení. Jedná se o spékany bronz ČSN 02 3481, který je nasycen převodovým olejem PP 80. Tato kombinace tvoří samomazný efekt, splňující předpoklady pro tuto aplikaci.



*Obr. 5.42 Detailní zobrazení základních uzlů individuálního systému pohonu stříhacího kotouče, popis členů systému koresponduje s popisem CAD modelu, viz obr. 5.39 kap. 5.5.1.*

### 5.5.3. Ověření funkce individuálního systému pohonu stříhacího kotouče

Pro pohon kotouče byl zvolen krokový pohon z důvodů jeho dostupnosti na oddělení KTS a jednoduchosti řízení otáček bez zpětné vazby, typ pohonu: SanyoDenki 103H7123-1710, parametry pohonu jsou uvedeny v příloze F2 (Tab. F2-1).

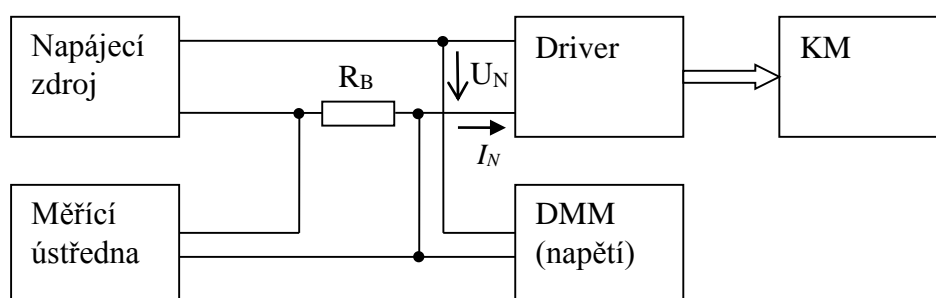
Cílem měření bylo ověřit funkci navrženého individuálního systému pohonu stříhacího kotouče při zvolených otáčkách. Pohon je řízen driverem typu RTA NDC69A, který je vybaven vestavěným oscilátorem. Pro funkci běhu konstantní rychlostí tedy nevyžaduje

externí hodinový signál pro určení rychlosti. Pohon lze pak ovládat pouze signálem start/stop. Driver dále zajišťuje rozběhové funkce a lze též nastavit proud pohonu. Další funkcí je automatické snížení proudu pohonu při zastavení.

### Nastavení driveru

- otáčky pohonu  $1184 \text{ ot.min}^{-1}$ , otáčky stříhacího kotouče jsou dány převodem 1:3,7, tj.  $320 \text{ ot.min}^{-1}$  a odpovídají maximálním otáčkám stroje
- proud pohonu 2,7 A (nejnižší hodnota proudu, při které s danou zátěží nedocházelo během rozběhu ke ztrátě kroku)
- rozlišení 400 kroků na otáčku
- driver byl napájen z nestabilizovaného lineárního zdroje klasické konstrukce o jmenovitém napětí 40 V

### Schéma zapojení přístrojů



**Obr. 5.43** Schéma zapojení přístrojů při měření

Odběr byl měřen na vstupu napájení driveru, schéma měření je na obr. 5.43. Napětí bylo měřeno digitálním multimetrem Protek 506 (DMM), proud byl měřen na bočníku vloženém do přívodu napájení driveru. Bočník tvořil rezistor  $R_B = 0,235 \Omega, \pm 10 \%$ . Časový průběh napětí z bočníku byl zaznamenán měřicí ústřednou (HBM) a přepočten na hodnotu proudu, viz obr. F2-1 příloha F2. Měřená data byla zpracována do grafické podoby pomocí software Matlab. Parametry týkající se zapojení přístrojů, viz tab. F2-2, příloha F2. Praktickým ověřením uvedeného konstrukčního řešení bylo zjištěno, že je možné samostatně pohybovat se stříhacím kotoučem v rozsahu běžných pracovních rychlostí ( $0-320 \text{ ot.min}^{-1}$ ) uvažovaného pletacího stoje nezávisle na jehelním válci a přístroji.

## 6. Závěr

Disertační práce je zaměřená na problematiku systému pohonu maloprůměrových pletacích strojů (dále jen pletacích strojů) s cílem inovovat stávající řešení. V rámci práce byla získána řada poznatků vztahujících se ke stávajícím systémům pohonu a dále byly nastíněny další možné směry vývoje těchto systémů.

Analýza současného stavu poukazuje na stav oblasti vývoje systémů pohonu a předkládá nejvýznamnější struktury, které vznikly v rámci výzkumu v předchozích letech.

V práci je navržena koncepce nového systému pohonu s využitím řízených pohonů a ověření jejich použitelnosti v aplikaci na pletací stroje. Uvedená koncepce vychází z poznatků provedené analýzy, která poukazuje na trend v rozvoji zařazování řízených pohonů do konstrukce pletacích strojů. Z výsledků vyplývajících z analýzy je zřejmé, že každý ze základních poháněných pracovních členů stroje (jehelní válec, přístroj a stříhací kotouč) je nezbytný v pletacím procesu pouze po určitou dobu, a to i nezávisle na sobě. Mezi časovými úseky jejich začlenění jsou i řádové rozdíly, jelikož při výrobě jednoho kusu ponožky je jehelní válec začleněn po celou dobu pletení, stříhací kotouč maximálně polovinu doby a přístroj pouze několik otáček (méně než 5 % doby).

V rámci výroby klasického punčochového a ponožkového zboží se pletací režim, vzhledem k této řešené problematice, v praxi rozděluje na dva režimy. První představuje pletení paty nebo špičky ponožky a druhý obecně výrobu hadicového úpletu ponožky. První režim byl podroben dynamické analýze, jelikož při něm soustava koná rotační vratný chod v rozsahu pohybu jehelního válce  $0-3/4 \pi$ . Tento způsob pohybu systému pohonu je klasifikován jako dynamicky nejméně příznivý případ zatížení celého stroje. Pro bližší pochopení dynamického chování systému pohonu ve vratném chodu byly sestaveny dva matematické modely pro stávající a pro (patentovanou) modifikovanou strukturu, která již využívá řízených pohonů. Matematické modely byly vytvořeny v programovém prostředí Matlab-Simulink. Parametry potřebné v modelech byly získány výpočtem s využitím CAD dokumentace systémů pohonu. Poznatky z provedené dynamické analýzy stávající struktury pohonu poukazují na významný vliv vůlí, kdy při jejich vymezení dochází ke vzniku rázů. Během druhého režimu koná systém pohonu ustálený rotační pohyb, při němž je nutné v určité době zajistit připojení a následnou podmíněnou synchronizaci chodů jehelního válce a přístroje pro realizaci technologie nazývané převěšování.

Nově navržená struktura systému pohonu částečně spočívá v modifikaci té stávající. Nižším počtem členů modifikovaného systému pohonu bylo docíleno významného potlačení vlivu vůlí a poklesu dynamických účinků nepříznivě působících nejen na tento systém, ale i na celý stroj a vykonávanou technologii. Dalším sledovaným parametrem bylo zatížení pohonů v jednotlivých fázích pohybu soustavy a stanovení průběhů jejich příkonů zejména v oblasti rotačního vratného chodu. Zde se nejvíce projevilo snížení momentu setrvačnosti u modifikovaného systému pohonu, které významně ovlivnilo pokles teoretické spotřeby elektrické energie během rozběhu a doběhu pohonného systému. V porovnání se stávajícím systémem pohonu bylo dosaženo u modifikovaného systému 10% poklesu celkové teoretické spotřeby elektrické energie potřebné k výrobě jedné ponožky.

Další částí pro ověření praktického použití modifikovaného systému bylo navržení a realizace zkušebního zařízení. V rámci měření, na zkušebním zařízení, byl analyzován rotační vratný chod stávajícího a modifikovaného systému pohonu, ve kterém pohon jako hnací člen jehelního válce, byl postupně osazen různou zátěží (setrvačníky), která odpovídala konkrétní zkoumané soustavě. Získané průběhy kinematických veličin byly porovnávány s teoretickými průběhy s vykázáním příznivé shody. Další významný fakt byl zjištěn ve schopnosti pohonu lépe sledovat předepsaný průběh polohy u modifikované soustavy při použití zdvihové závislosti obsahující polynom sedmého stupně. Zejména pro oblasti rozběhu a doběhu systému pohonu, ve kterých pokles maximální polohové odchylky v pohybové úvratí, v porovnání se stávajícím systémem, dosáhl až 38 %.

Z důvodů odstranění mechanické vazby bylo u systému s řízenými pohony nezbytností pro reálně použití dodržení technologické podmínky, která je vyjádřena předepsanou polohovou odchylkou mezi jehelním válcem a přístrojem, viz kap. 2.1.1. Povolená odchylka je doporučena výrobcem a je nutné ji zajistit při synchronním chodu, během kterého je individuálně poháněn jehelní válec a přístroj. V rámci měření synchronního chodu systému pohonu byly zjišťovány polohové odchylky v rozsahu pracovních rychlostí odpovídající zkoumanému režimu a doplňkově byly během experimentu měřeny i hodnoty odchylek mimo běžný pracovní rozsah.

V rozsahu standardních pracovních rychlostí synchronního chodu vykazovala polohová odchylka příznivé hodnoty vzhledem k technologické podmínce. V oblasti rychlostí pod pracovními otáčkami (při poklesu na hranici  $100 \text{ ot.min}^{-1}$ ) byl zaznamenán nárůst odchylky. Nárůst polohové odchylky nepřesahoval povolenou mez, ale jeho hodnota byla významně vyšší v porovnání s hodnotami odchylek získaných při vyšších rychlostech. Naopak

při provozování zkušebního zařízení nad oblastí pracovních otáček nabývaly odchylky příznivých hodnot téměř porovnatelných s odchylkami ve standardní pracovní oblasti. Předpokládá se, že nárůst odchylky při provozování stroje pod pracovními otáčkami byl zapříčiněn provozní charakteristikou použitého pohonu.

Návrhem systému individuálního pohonu přístroje se již v minulosti zabývaly různé studie, ale vždy byl jeho pohyb svázán s pohybem stříhacího kotouče, což stále neposkytovalo systému pohonu malopřůměrových pletacích strojů jejich efektivní využití. Z tohoto důvodu byl v poslední části práce sestaven návrh individuálního systému pohonu stříhacího kotouče. Návrh byl koncipován tak, aby co v nejmenší možné míře ovlivnil ostatní konstrukční uzly pletacího stroje s respektem k dosavadním zástavbovým možnostem. Výsledkem návrhu je struktura systému pohonu, která je schopna nezávisle pohánět stříhací kotouč a lze ji s případnými konstrukčními úpravami modulárně použít na stávajících pletacích strojích analyzovaného typu.

Na základě této disertační práce vznikl nový systém pohonu malopřůměrových pletacích strojů a byl mu udělen patent: *Okrouhlý pletací stroj*, č. 303578. Předpokládá se jeho další využití v oblasti konstrukce pletacích strojů.

## Doporučení dalšího vývoje

Vzhledem k návrhu nové koncepce pohonného systému malopřůměrových pletacích strojů a rozšíření elektronické zástavby o dva řízené pohony je vhodné věnovat se následným problémům:

- optimalizaci rámu pletacího stroje z hlediska konstrukce a dynamického naladění
- návrhu optimální volby pohonů pro řízené pohony nového systému pohonu
- návrhu speciálního systému pohonu, ve kterém bude připojen pohon přímo na osu jehelního válce bez přídavného převodu
- optimalizací tvaru kolének jehel a platin, s cílem minimalizovat rázové síly



## 7. Literatura

- [1] KOPAL J.: Pletařské, proplétací a splétací stroje, /skripta/, část 1, Liberec 2006, Technická univerzita v Liberci, ISBN 80-7372-119-8
- [2] KOPAL J.: Pletařské, proplétací a splétací stroje, /skripta/, část 2, Liberec 2007, ISBN 978-80-7372-246-3
- [3] Deutschen Strumpf Museum [online], [cit. 2012-10-02], <http://www.german-hosiery-museum.de>
- [4] Výzkum a optimalizace řídicích mechanismů a konstrukce základních uzlů okrouhlých pletacích strojů, průběžná zpráva o realizaci projektu za rok 2008, Mrázek J., Bílek M., Jaksch I, Kopal J., Prášil V., Tomeh T., Fuchs P. Šulan M., Kutílek O.
- [5] SKRIVANEK J., BILEK M., KULICHOVA S.: Mathematical model of the frame of small-diameter knitting machine, 11<sup>th</sup> International Scientific Conference, 17. - 18. September 2009, TRANSFER 2009, Trenčín
- [6] SKRIVANEK J., BILEK M.: Modification of the drive of the small-diameter knitting machine Ange12, 11<sup>th</sup> International Scientific Conference, 17. - 18. September 2009, TRANSFER 2009, Trenčín
- [7] SKRIVANEK J., BILEK M.: Dynamics of the frame of the small diameter knitting machine, ACC Journal 2010, Issue A, Liberec- Zittau/ Görlitz - Jelenia Góra, ISSN 1803-9782
- [8] SKRIVANEK J.: The small-diameter knitting machine structure change, IV. Mezinárodní Konference studentů vysokých škol v Euroregionu Nisa, Jelenia Góra 2010,
- [9] SKRIVANEK J., BILEK M.: Analysis of mathematical model of the frame of small-diameter knitting machine, International Symposium in Knitting and Apparel – ISKA 2010 Textiles Of The Future, Iași, 19-20 November 2010, Faculty of Textiles, Leather and Industrial Management Iași, B-dul D. Mangeron 29, 700050
- [10] SKRIVANEK J., BILEK M., KULICHOVA S.: Optimization of the small-diameter knitting machine frame, Strutex - Structure and Structural Mechanics of Textiles, 17th International Conference, November 2010, TU Liberec, Czech Republic, ISBN 978-80-7372-786-5
- [11] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J., KOPAL J., VÁŠA P.: Okrouhlý pletací stroj, číslo patentu 303578, datum zápisu 05. 01. 2012

- [12] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J., KOPAL J., VÁŠA P.: Okrouhlý pletací stroj, číslo užitého vzoru 23182, datum udělení patentu 07. 11. 2012, majitel TU v Liberci, CZ, majitel TU v Liberci, CZ
- [13] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J., KOPAL J., VÁŠA P.: Způsob zjištění poškození jazýčkové pletací jehly pletacího stroje a/nebo přetrhu jí přiřazené niti, číslo patentu 303891, datum udělení patentu 02. 05. 2013, majitel TU v Liberci, CZ
- [14] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J., KOPAL J., VÁŠA P.: Způsob zjištění poškození jazýčkové pletací jehly pletacího stroje a/nebo přetrhu jí přiřazené niti, číslo užitého vzoru 23085, datum zápisu 15. 12. 2011, majitel TU v Liberci, CZ
- [15] NOVOTNÝ P.: Pohon přístroje pletacího stroje Ange 12, Diplomová práce, Liberec 2002
- [16] SKŘIVÁNEK J.: Analýza náhonu malop průměrového pletacího stroje Ange 12, Bakalářská práce, Liberec 2005
- [17] SOUČEK, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, /skripta/, ČVUT, Praha 2004, ISBN 80-251-1299-3
- [18] Katalog náhradních dílů malop průměrového pletacího stroje řady Ange 18.1, Uniplet Třebíč a.s.
- [19] Návod k použití malop průměrového pletacího stroje řady Ange 18.1, Uniplet Třebíč a.s.
- [20] KREIDL M., ŠMID R.: Technická diagnostika, BEN, Praha 2006, ISBN 80-7300-158-6
- [21] SKŘIVÁNEK J., BÍLEK M.: Clearance impact on the drive of the small-diameter knitting machine , Strutex, 18th International Conference, December 2011, Structure and Structural Mechanics of Textiles, TU Liberec, Czech Republic, ISBN 978-80-7372-786-4
- [22] SKŘIVÁNEK J., BÍLEK M.: Analysis of vibration transmission of the plate-the frame of the small-diameter knitting machine , Transfer 2011, 12. Medzinárodná vedecká konferencia, Častá- Papiernička, 23. -24. November 2011, ISBN 978-80-8075-454-9
- [23] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J.: Analysis of dynamic model of the drive of small diameter knitting machines ange 18.1, ACC Journal 2011, Issue A, Liberec- Zittau/ Görlitz – Jelenia Góra, ISSN 1803-9782
- [24] KOVÁŘ R.: Stroje a technologie zátažného pletení, VŠST Liberec 1983

- [25] Výkresová dokumentace malopřůměrového pletacího stroje řady Ange 18.1, duševní majetek firmy Uniplet Třebíč a.s.
- [26] ŠLOMOUN V., ČURDA O., TRNKA J., NOVÁČEK J., KABÁTEK J.: Pohonné zařízení jednoválcového okrouhlého pletacího stroje, číslo patentu 254504, datum udělení patentu 22. 09. 1987, majitel UNIPLET, a. s., Třebíč, CS
- [27] Single Cylinder Circular Knitting Machine Equipped With Starter For Cutter On Dial, číslo patentu JP11093047, datum udělení patentu 06. 04. 1999, majitel LONATI S.P.A., Monza, IT
- [28] BROUSIL, J., SLAVÍK, J., ZEMAN, V. : Dynamika, SNTL 1998, Praha, ISBN 80-30-0164-1
- [29] MRÁZEK P., Elektromechanické řízení malopřůměrových pletacích strojů, Disertační práce, Liberec 2006
- [30] STEHLÍK J.: Zdvihací stroje, /skripta/ TUL, Liberec 2007, ISBN 978-80-7372-198-5
- [31] ČERNOCH S.: strojně technická příručka, SNTL 1968, vol. 12, Praha
- [32] Brushless motor efficiency, [online], [cit. 2013-04-03], <http://electronicdesign.com>
- [33] И. С. МИЛЬЧЕНКО: основы проектирования трикотажных машин, Moskva 1962
- [34] SLAVÍČEK P., Dynamika jehly v jehelní drážce okrouhlého pletacího stroje Diplomová práce, Liberec 2008
- [35] KUTÍLEK O., Stanovení pasivních odporů na jehle pletařského stroje, Bakalářská práce, Liberec 2008
- [36] Dyneema cable [online], [cit. 2013-06-15], <http://www.scribd.com/doc/57133347/Dyneema-The-World-s-Strongest-Fiber>
- [37] Snímač tahových sil v přízi, [online], [cit. 2013-10-08], [<http://www.vuts.cz>]
- [38] BÍLEK, M., MRÁZEK, J., TOMEH, T.: Stress analysis of the sinker in the groove on the circular knitting machines. Strutex - Structure and Structural Mechanics of Textiles, 14th International Conference, November 2007, TUL Liberec, Czech Republic, ISBN 978-80-7372-786-5
- [39] MALÝ K.: Konstrukční návrh pohonu malopřůměrového pletacího stroje, Bakalářská práce, Liberec 2013

- [40] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: New structure of the drive of small-diameter knitting machines, AUTEX Research Journal, Vol. 12, No1, March 2012 © AUTEX, ISSN 1470-9589
- [41] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: Optimization of lift dependence of the new structure of small-diameter knitting machines, ACC JOURNAL XVIII, Liberec, 2012, pp.: 109-115, ISSN 1803-9782.
- [42] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: Application of the impact-free lift dependence in small-diameter knitting machines, XI. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, pp.: 445-450, September 4-6. 2012, Liberec, Czech Republic, ISBN 978-94-007-5124-8
- [43] MACHONSKÝ, L., BURIANOVÁ, L., ČMELÍK, M.: Fyzikální laboratoře- návody k měření, /skripta/, TUL, Liberec 2009, ISBN 978-80-7372-530-3
- [44] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů, mechanické převody- 1. vydání, /skripta/, ČVUT, Praha 1999, ISBN 80-01-019734-9
- [45] SKŘIVÁNEK J., KAŠPÁREK M.: Využití pokročilých metod řízení pro pohon malopřůměrového pletacího stroje, 8th Annual International Conference Manufacturing Systems Today and Tomorrow 2014 Peer-reviewed conference proceedings, Liberec, 2014, Technická univerzita v Liberci, ISBN 9788074941504
- [46] VACLAVIK, M., JIRASKO, P.: "Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams," Proceedings of the 13th IFToMM World Congress, Besancon, France, June 18-21, 2007
- [47] TESAR, D.: "Intelligent Mechanical Systems," Plenary Paper, Proceedings of the 11th IFTOMM World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin, China, April 1-4, 2004.
- [48] KOLOC Z., VÁCLAVÍK M.: Vačkové mechanismy, SNTL 1988, Praha 2
- [49] CHARVÁT, J.: Mechanika II- Teorie mechanismů- vybrané stati /skripta/, VŠST, Liberec 1980

## Publikace autora

### Patenty a užité vzory

- [1] Okrouhlý pletací stroj: Bílek M., Skřivánek J., Kopal J., Váša P. Int. D 04 B 15/94, Technická univerzita v Liberci, 2012, Patent č. 303578
- [2] Způsob zjištění poškození jazýčkové pletací jehly pletacího stroje a/nebo přetrhu jí přiřazené niti: Bílek M., Skřivánek J., Kopal J., Váša P. Int D 04 B 35/18, Technická univerzita v Liberci, 2013, Patent č. 303891
- [3] Prostředek pro fixaci rozteče skladů materiálu. Bílek, M., Kopal J., Beran J., Konečný M., Skřivánek J., Váša P. Int B 65 H 45/00, Technická univerzita v Liberci, 2014, užité vzor 27506

### Články zveřejněné v odborných časopisech

- [1] SKRIVANEK J., BILEK M.: Dynamics of the frame of the small diameter knitting machine, ACC Journal 2010, Issue A, Liberec- Zittau/ Görlitz - Jelenia Góra, ISSN 1803-9782
- [2] BÍLEK M., SKŘIVÁNEK J.: Analysis of dynamic model of the drive of small diameter knitting machines ange 18.1, ACC Journal 2011, Issue A, Liberec- Zittau/ Görlitz – Jelenia Góra, ISSN 1803-9782
- [3] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: New structure of the drive of small-diameter knitting machines, AUTEX Research Journal, Vol. 12, No1, March 2012 © AUTEX, ISSN 1470-9589
- [4] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: Optimization of lift dependence of the new structure of small-diameter knitting machines, ACC Journal 2012, Liberec, 2012, pp.: 109-115, ISSN 1803-9782.
- [5] BILEK, M., SKRIVANEK, J.: Mathematical modelling of the system shedding motion – heald – warp, AUTEX Research Journal, Vol. 13, No2, March 2013 © AUTEX, ISSN 1470-9589
- [6] BILEK, M., SKRIVANEK, J.: Mathematical model of the heald with damping element, AUTEX Research Journal, Vol. 15, No1, March 2015 © AUTEX, ISSN 1470-9589

- [7] SKRIVANEK, J., BILEK, M., KASPAREK M.: Control optimization of the new drive of small diameter knitting machines, Vol. 15, No2, June 2015 © AUTEX, ISSN 1470-9589, ISSN (Online) 2300-0929
- [8] VALTERA J., VYSLOUZILOVA L., KOMAREK J., SKRIVANEK J., ZABKA P., BERAN J., LUKAS D.: "Protrusion of the Rod Electrode in the Electrospinning Process," Journal of Nanotechnology, vol. 2015, Article ID 301636, 8 pages, 2015. doi:10.1155/2015/301636

### Články zveřejněné na konferencích

- [1] SKRIVANEK, J., BILEK, M., KULICHOVA, Š.: Mathematical model of the frame of small- diameter knitting machine, Transfer 2009: 11. medzinárodná vedecká konferencia, 17- 18. September 2009, Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky. Trenčianska univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíne, ISBN 978-80-8075-414-3.
- [2] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: Modification of the drive of the small- diameter knitting machine ANGE 12, Transfer 2009: 11. medzinárodná vedecká konferencia, 17- 18. September 2009, Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky. Trenčianska univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíne, ISBN 978-80-8075-414-3.
- [3] SKRIVANEK, J., BILEK, M. : Analysis of mathematical model of the frame of small-diameter knitting machine, International symposium in knitting and apparel – Iska2010, Lasi, Romania, 2010, ISSN 2069-1564.
- [4] SKRIVANEK, J., BILEK, M., KULICHOVA S.: Optimization of the small-diameter knitting machine frame, 17th International Conference STRUTEX, Liberec, Czech Republic, 2010, ISBN 978-80-7372-664-5.
- [5] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: The small-diameter knitting machine structure change. IV Miedzynarodowa Konferencja Mlodych Naukowcow Szkol Wyzszych Euroregionu Nysa, Jelena Gora, 2011, pp.: 243-248, ISBN 978-83-61719-86-1.
- [6] SKRIVANEK, J., BILEK, M.: Analysis of vibration transmission of the plate-the frame of the small-diameter knitting machine, Transfer 2011, 12. medzinárodná vedecká konferencia, 23– 24. November 2011, Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky. Trenčianska univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíne, ISBN 978-80-8075-454-9
- [7] BILEK M., SKRIVANEK J., TUMAJER P., URSINY P.: Measuring battening force in weaving machines, Transfer 2011, 12. medzinárodná vedecká konferencia, 23– 24. November 2011, Trenčín: Fakulta špeciálnej techniky. Trenčianska univerzita Alexandra Dubčeka v Trenčíne, ISBN 978-80-8075-454-9

- [8] SKRIVÁNEK, J., BILEK, M.: Clearance impact on the drive of the small-diameter knitting machine, 18th International Conference STRUTEX, Liberec, Czech Republic, 2011, ISBN 978-80-7372-786-4
- [9] SKRIVÁNEK, J., BILEK, M.: Application of the impact-free lift dependence in small-diameter knitting machines, XI. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, pp.: 445-450, September 4-6. 2012, Liberec, Czech Republic, ISBN 978-94-007-5124-8
- [10] SKŘIVÁNEK J., KAŠPÁREK M.: Využití pokročilých metod řízení pro pohon malopřůměrového pletacího stroje, 8th Annual International Conference Manufacturing Systems Today and Tomorrow 2014 Peer-reviewed conference proceedings, Liberec, 2014, Technická univerzita v Liberci, ISBN 9788074941504
- [11] VALTERA J., VYSLOUZILOVA L., KOMAREK J., SKRIVÁNEK J., ZABKA P., BERAN J., LUKAS D.: Verification of the mathematical model of the rod electrode in the electrospinning proces, NANOCON 2015, 14-15 October, Brno Czech Republic, 2015
- [12] VALTERA J., VYSLOUZILOVA L., KOMAREK J., SKRIVÁNEK J., ZABKA P., BERAN J., LUKAS D.: "Wire spinner for coaxial electrospinning, NANOCON 2015, 14-15 October, Brno, Czech Republic, 2015
- [13] VALTERA J., VYSLOUZILOVA L., KOMAREK J., SKRIVÁNEK J., BILEK, M., ZABKA P., SOUKUPOVA J., BERAN J., LUKAS D.: Visualization of the electrospinning process, NART 2015, 31 August, Liberec, Czech Republic, 2015

### **Ostatní publikace**

- [1] Lisovací a fixační zařízení pro výrobu samonosných šicích cívek, Kaniok J., Skřivánek J., Technická univerzita v Liberci, 2009, prototyp
- [2] Testování zařízení pro výzkum reprodukované výrovy koaxiálních nanovláknenných struktur pro prostředí čistoty třídy C s vnitřním prostředím tř. A, kolektiv autorů KTS a KNT, Technická univerzita v Liberci, 2010, souhrnná výzkumná zpráva
- [3] Testování zařízení pro výzkum reprodukované výrovy koaxiálních nanovláknenných struktur pro prostředí normální čistoty, kolektiv autorů KTS a KNT, Technická univerzita v Liberci, 2012, souhrnná výzkumná zpráva

- [4] Prototyp jednoúčelového zařízení pro skládání filtračního materiálu s obsahem nanovláken, kolektiv autorů KTS a KST, Technická univerzita v Liberci, 2013, prototyp
- [5] Funkční model jednoúčelového zařízení pro poloautomatické skládání rovinného filtru, kolektiv autorů KTS a KST, Technická univerzita v Liberci, 2013, funkční vzorek
- [6] Vývoj zvlákňovacího stroje, kolektiv autorů KTS, Technická univerzita v Liberci, 2014, souhrnná výzkumná zpráva
- [7] Navíjecí automat pro výrobu samonosných šicích cívek, kolektiv autorů KTS, Technická univerzita v Liberci, 2014, prototyp
- [8] Kruhová koaxiální zvlákňovací elektroda, kolektiv autorů KTS a KNT, Technická univerzita v Liberci, 2014, funkční vzorek



## Seznam příloh

<b>Příloha A</b>	Matematický model stávajícího systému pohonu.....	108
<b>Příloha B</b>	Stanovení pasivních odporů.....	112
<b>Příloha C</b>	Matematický model modifikovaného systému pohonu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce.....	120
<b>Příloha D</b>	Matematický model modifikovaného systému pohonu, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce. Stanovení krouticích momentů a příkonů zkoumaných soustav.....	124
<b>Příloha E</b>	Měření na zkušebním zařízení v režimu vratného a synchronního chodu.....	134
<b>Příloha F</b>	Individuální systém pohonu stříhacího kotouče .....	149



## **Příloha A**

- A1** - Parametry servopohonu P<sub>1</sub> typ BRL 906/6
- Tuhost a tlumení vybraných členů systému pohonu
  - Průběh žádaného úhlového zrychlení pohonu během vratného chodu, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce
- A2** - Průběhy úhlových rychlostí členů stávajícího pohonného systému a jejich detaily, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

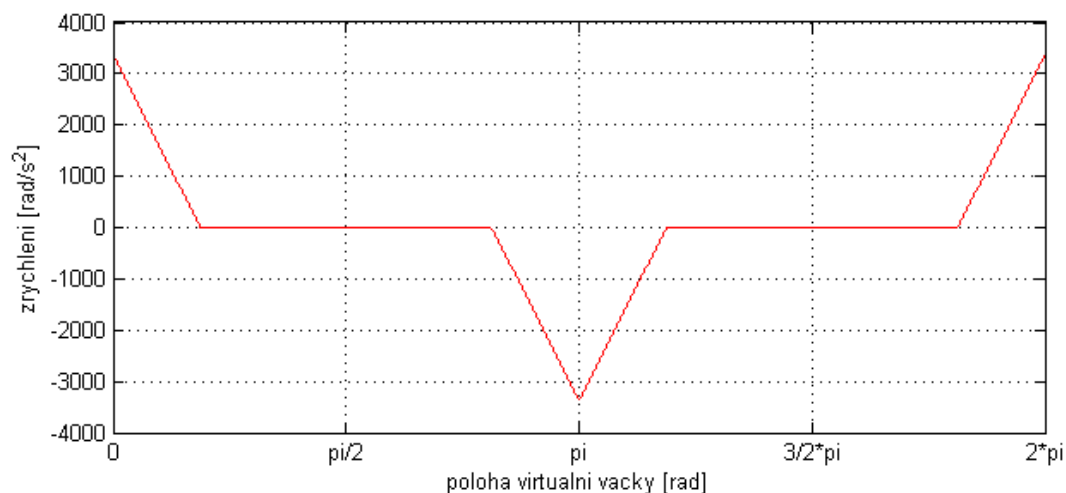
## A1

Tab. A1-1 Parametry servopohonu P<sub>1</sub> typ BRL 906/6

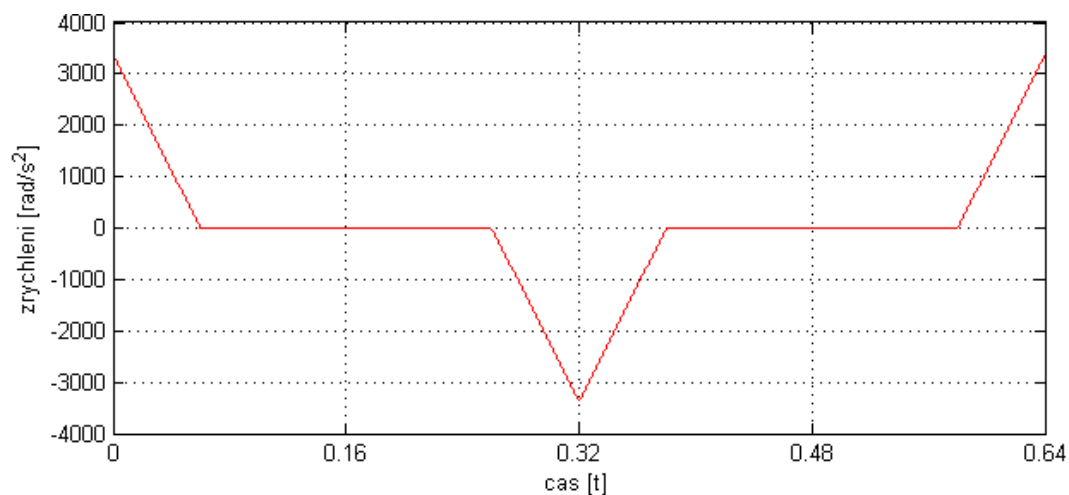
Typ-označení	BRL 906/6	Jednotka
Velikost	6	-
Klidový moment	11,7	N.m
Špičkový moment	35	N.m
Moment setrvačnosti rotoru	$8,10 \cdot 10^{-4}$	kg.m <sup>2</sup>
Počet pólů	6	-
Napájení	230 x 3	V

Tab. A1-2 Tuhost a tlumení vybraných členů systému pohonu

Součást	Pozice	Tuhost $k$ [N.m.rad <sup>-1</sup> ]	Tlumení $b$ [N.m.s.rad <sup>-1</sup> ]
Jehelní válec	9	200750	25,55
Hřídel R0	R0	12954	$7,54 \cdot 10^{-2}$
Hřídel 23	23	5263	$1,37 \cdot 10^{-1}$
Hřídel 45	45	3008	$1,11 \cdot 10^{-1}$
Hřídel 78	78	2560	$4,45 \cdot 10^{-2}$

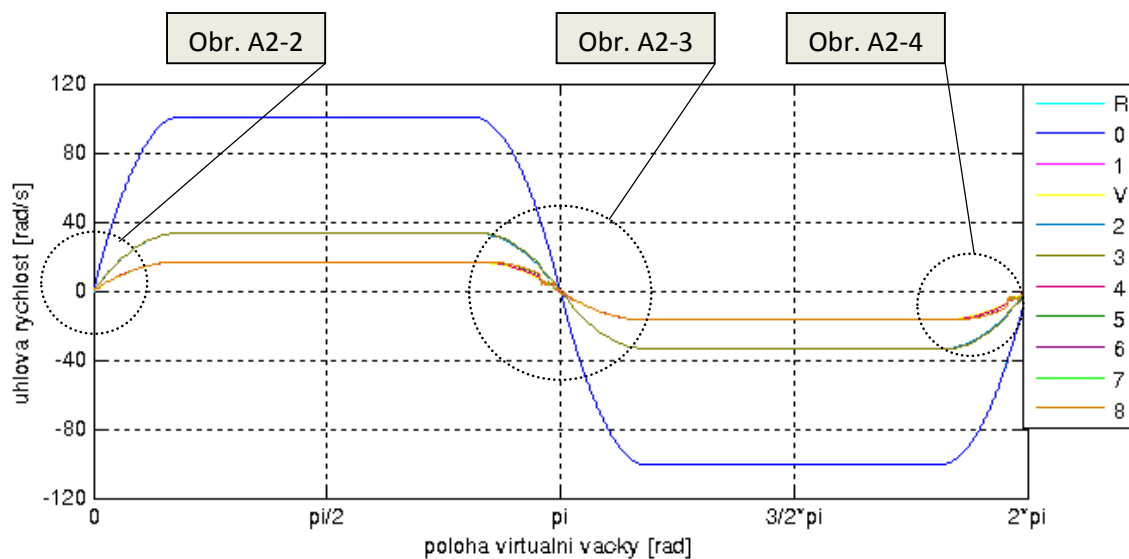


Obr. A1-1 Úhlové zrychlení pohonu v závislosti na poloze virtuální vačky

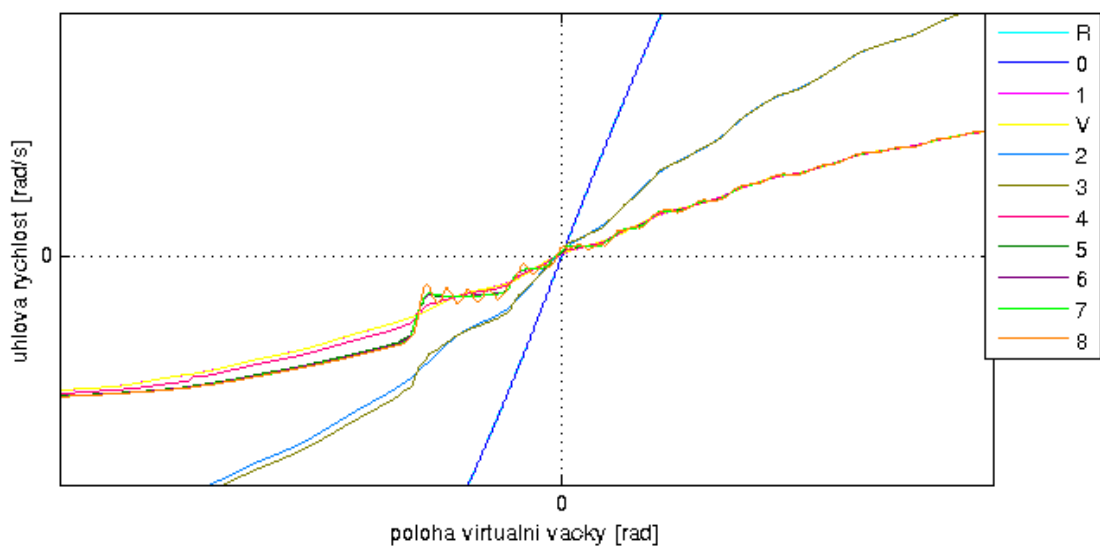


Obr. A1-2 Úhlové zrychlení pohonu v závislosti na čase

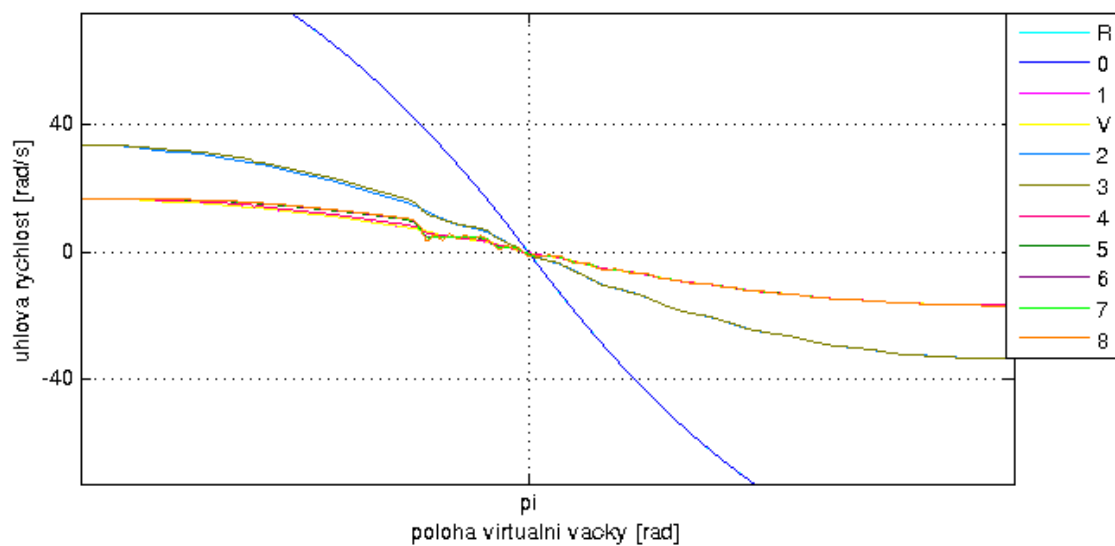
## A2



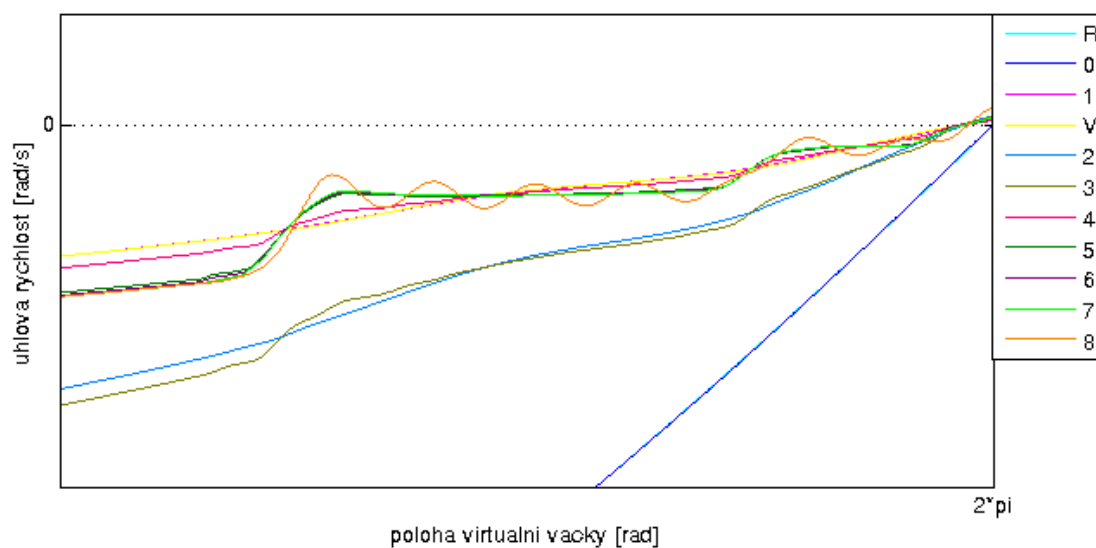
**Obr. A2-1** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. A2-2** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybových intervalů VI.- I.



**Obr. A2-3** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybových intervalů III.- IV.



**Obr. A2-4** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybového intervalu VI.

## Příloha B

- B1**
- Účinnosti v převodech systému pohonu
  - Vstupní parametry stávajícího systému pohonu
  - Rovnice redukovaného momentu a momentu setrvačnosti pro doběh stávající soustavy
- B2**
- Rovnice stanovující moment pasivních odporů jehel a platin v jehelní drážce při doběhu systému pohonu
  - Působení souboru sil  $F_{MZj}$ ,  $F_{MSj}$ ,  $F_{MZp}$  a  $F_{MSP}$
  - Popis snímače tahových sil příze č. 210-01-1000
  - Měření pasivních odporů jehly v jehelní drážce a statistické vyhodnocení měření
- B3**
- Schéma přepružené jehly či platiny v jehelní drážce
  - Vstupní parametry vystupující v rovnicích pro jehlu a platinu
  - Rozbor sil působících na jehlu při rovnoměrném stahování pomocí zámku
  - Rovnice pro stahování jehly
  - Rovnice pro zvedání a stahování platiny
  - Hodnoty sil a momentů od pasivních odporů jehel a platin

**B1****Tab. B1-1** Dílčí účinnosti členů systému pohonu

Účinnost	Pohon/ soukolí	Hodnota [-]
$\eta_P$	Pohon	0,9
$\eta_{01}$	Soukolí 0 a 1	0,93
$\eta_{12}$	Převod 1 a 2	0,95

Pozn.: Popis umístění kol v systému pohonu je uveden na obr. 4.1 kap. 4.1.1. Hodnoty účinností byly voleny dle [31; 32; 44].

**Tab. B1-2** Účinnosti dle posuzovaných oblastí systému pohonu

Posuzovaná oblast	Výpočtový vztah pro účinnost
Pohon-osa 1	$\eta_1 = \eta_P \cdot \eta_{01}$
Pohon-osa 23	$\eta_2 = \eta_P \cdot \eta_{01} \cdot \eta_{12}$

Pozn.: Popis umístění os v systému pohonu stroje odpovídá (obr. 4.1, kap. 4.1.1)

**Tab. B1-3** Vstupní parametry stávajícího systému pohonu

Osa	Moment setrvačnosti k osám	Hodnota [kg.m <sup>2</sup> ]	Maximální rychlost	Hodnota [rad.s <sup>-1</sup> ]	Maximální zrychlení	Hodnota [rad.s <sup>-2</sup> ]
0	$I_{cp}$	$8,29 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_0$	100,8	$\ddot{\varphi}_0$	3363
1	$I_{c1}$	$6,51 \cdot 10^{-2}$	$\dot{\varphi}_1$	16,8	$\ddot{\varphi}_1$	560,5
23	$I_{c2}$	$1,70 \cdot 10^{-3}$	$\dot{\varphi}_2$	33,6	$\ddot{\varphi}_2$	1121
45	$I_{c4}$	$5,6 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_4$	16,8	$\ddot{\varphi}_4$	560,5
6	$I_6$	$2,52 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_6$	16,8	$\ddot{\varphi}_6$	560,5
78	$I_{c7}$	$3,99 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_7$	16,8	$\ddot{\varphi}_7$	560,5

$$M_{red1^*} = I_{red1^*} \cdot \ddot{\varphi}_0 \quad (B1-1)$$

$$I_{red1^*} = I_{cp} \cdot \eta_p + I_{c1} \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 + I_{c2} \cdot \mu_{02}^2 \cdot \eta_{12} + I_{c4} \cdot \mu_{04}^2 + I_6 \cdot \mu_{06}^2 + I_{c7} \cdot \mu_{07}^2 + (m_j + m_p) \cdot r^2 \cdot tg \alpha_z^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 \cdot n + (m_j + m_p) \cdot r^2 \cdot tg \alpha_s^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 \cdot n \quad (B1-2)$$

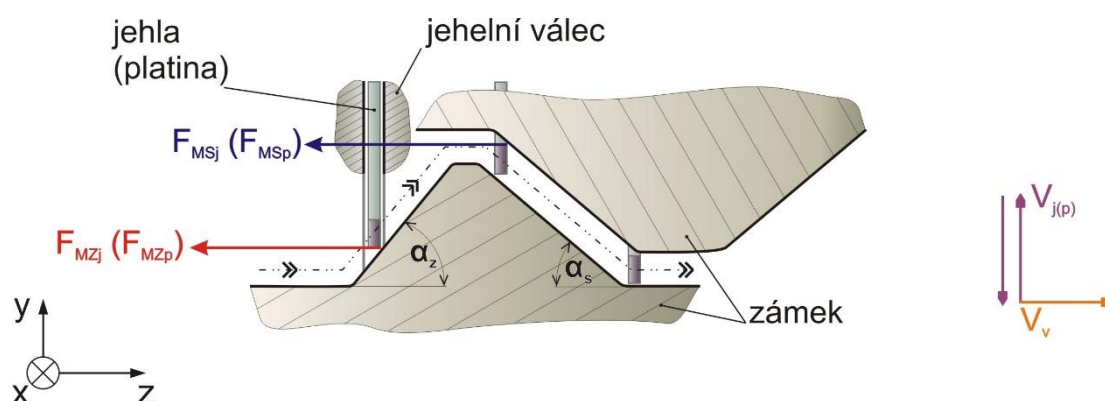
**B2**

$$M_{PA^*} = M_{Pj^*} + M_{Pp^*} \quad (B2-1)$$

$$M_{Pj^*} = (F_{MZj} + F_{MSj}) \cdot r \cdot \mu_{01} \cdot \eta_1 \cdot n \quad (B2-2)$$

$$M_{Pp^*} = (F_{MZp} + F_{MSP}) \cdot r \cdot \mu_{01} \cdot \eta_1 \cdot n \quad (B2-3)$$

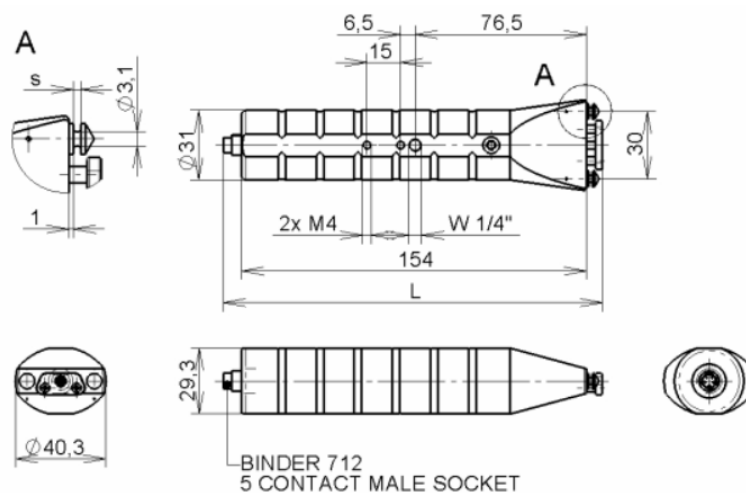




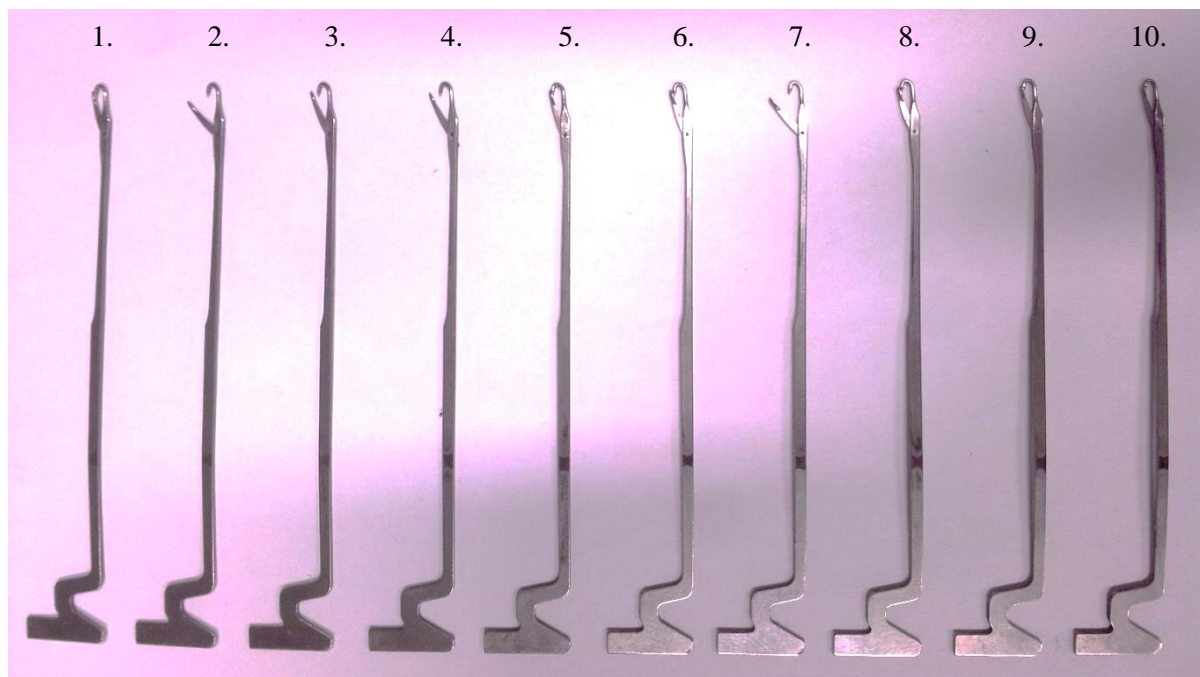
**Obr. B2-1** Působení souboru sil  $F_{MZj}$ ,  $F_{MSj}$ ,  $F_{MZp}$  a  $F_{MSp}$

### Popis snímače tahových sil příze č. 210-01-1000

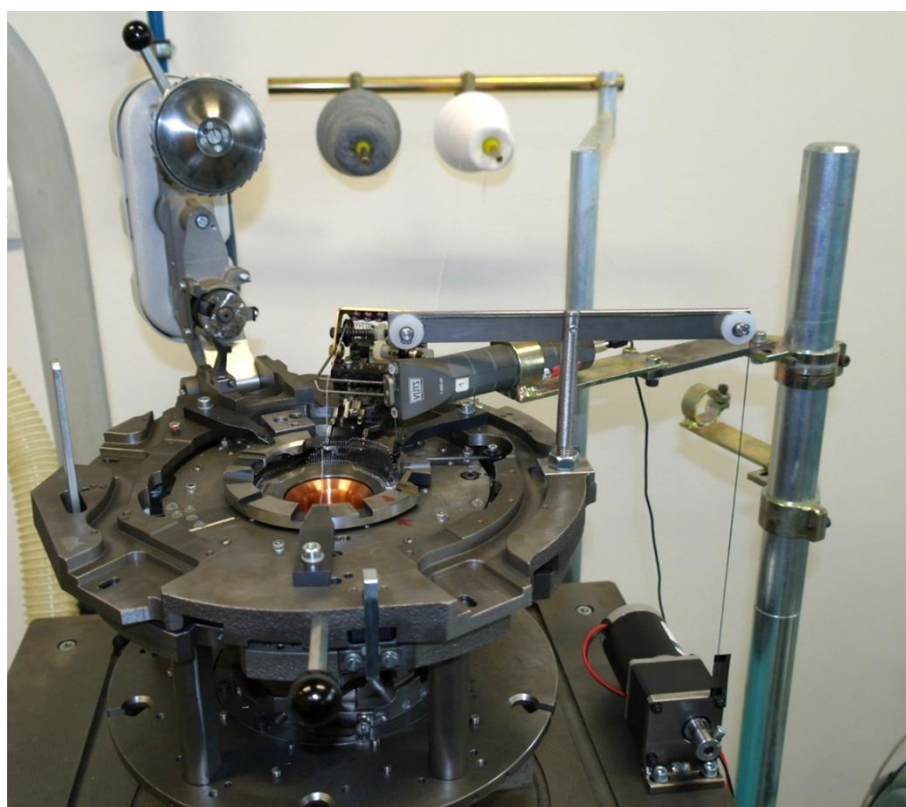
Snímač je určen pro statická a dynamická měření tahových sil jednotlivých přízí. Vyznačuje se širokým měřicím rozsahem, univerzálním použitím a vysokými dynamickými parametry pro nejnáročnější měření. Snímač tahových sil příze č. 210-01-1000 je o rozsahu 0 – 1000 cN. Přízový vodič je zhotoven z tenkostěnné safírové trubičky, deformace měřících nosítků se snímají kvalitními polovodičovými tenzometry. Snímač je vybaven teplotní kompenzací a kompenzací ohřevu safírového nit'ového vodiče třením běžící nitě [37].



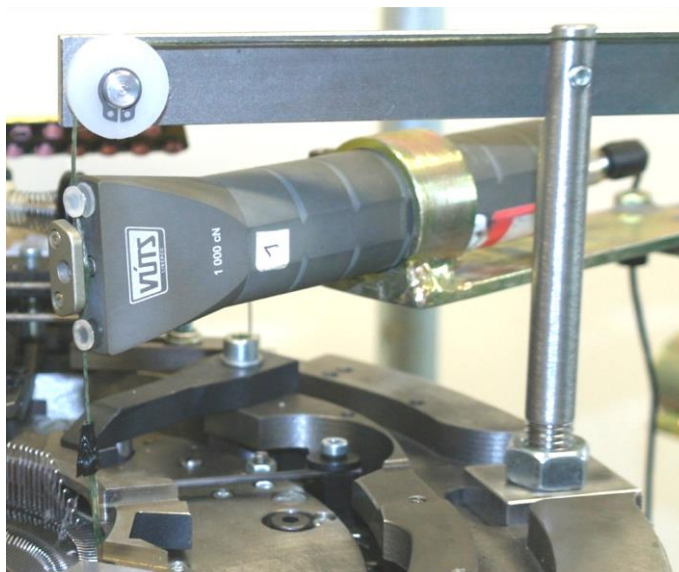
**Obr. B2-2** Rozměry snímače [37]



*Obr. B2-3 Soubor měřených jehel*



*Obr. B2-4 Detailní zobrazení přípravku sloužícího k pohybu jehly a měření tahových sil*



Obr. B2-5 Detailní zobrazení pozice snímače v měřicím řetězci

Výběrová směrodatná odchylka  $\bar{s}$

$$\bar{s} = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n-1)}} \quad (\text{B2-4})$$

Krajní chyba aritmetického průměru  $\bar{\kappa}(x)$

$$\bar{\kappa}(x) = t_{p,n} \cdot \bar{s} \quad (\text{B2-5})$$

Výsledný zápis tahové síly  $x$

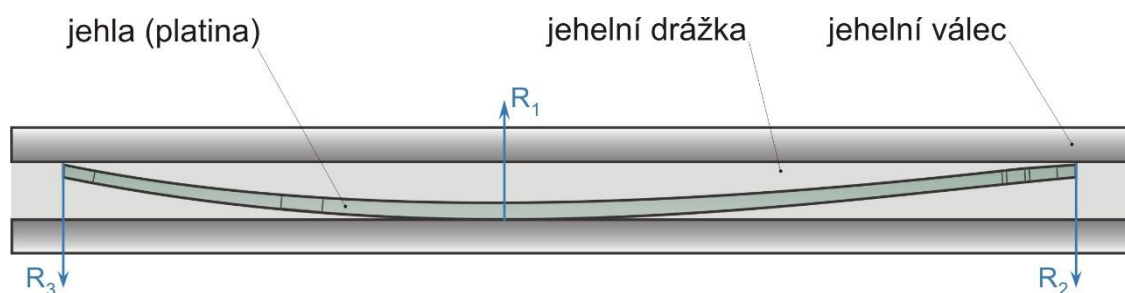
$$x = \bar{x} \pm \bar{\kappa} \quad (\text{B2-6})$$

Pozn.: Hodnota Studentova součinitele pro pravděpodobnost 95% při 10 měření téhož vzorku činí  $t_{p,n} = 2,78$ . Výsledná krajní chyba aritmetického průměru se zaokrouhlí na jednu platnou číslici vždy nahoru a запиše se dle výše uvedeného tvaru [43].

Tab. B2-1 Úplné statistické výsledky z měření tahových sil

Jehla	Statistické vyhodnocení				
	$\bar{x}$	$s$	$\bar{s}$	$\bar{\kappa}$	$sila$
Jehla 1	4,28	0,14	0,04	0,10	4,28±0,1
Jehla 2	5,71	0,12	0,04	0,09	5,71±0,1
Jehla 3	5,20	0,12	0,04	0,09	5,20±0,1
Jehla 4	4,49	0,13	0,04	0,10	4,49±0,1
Jehla 5	5,26	0,14	0,05	0,11	5,26±0,2
Jehla 6	5,30	0,21	0,07	0,15	5,30±0,2
Jehla 7	4,94	0,19	0,06	0,14	4,94±0,2
Jehla 8	4,60	0,11	0,03	0,08	4,60±0,1
Jehla 9	5,88	0,11	0,04	0,08	5,88±0,1
Jehla 10	5,92	0,18	0,06	0,13	5,92±0,2
Průměr tahové síly $F_j$ : 5,16±0,15 N					

## B3

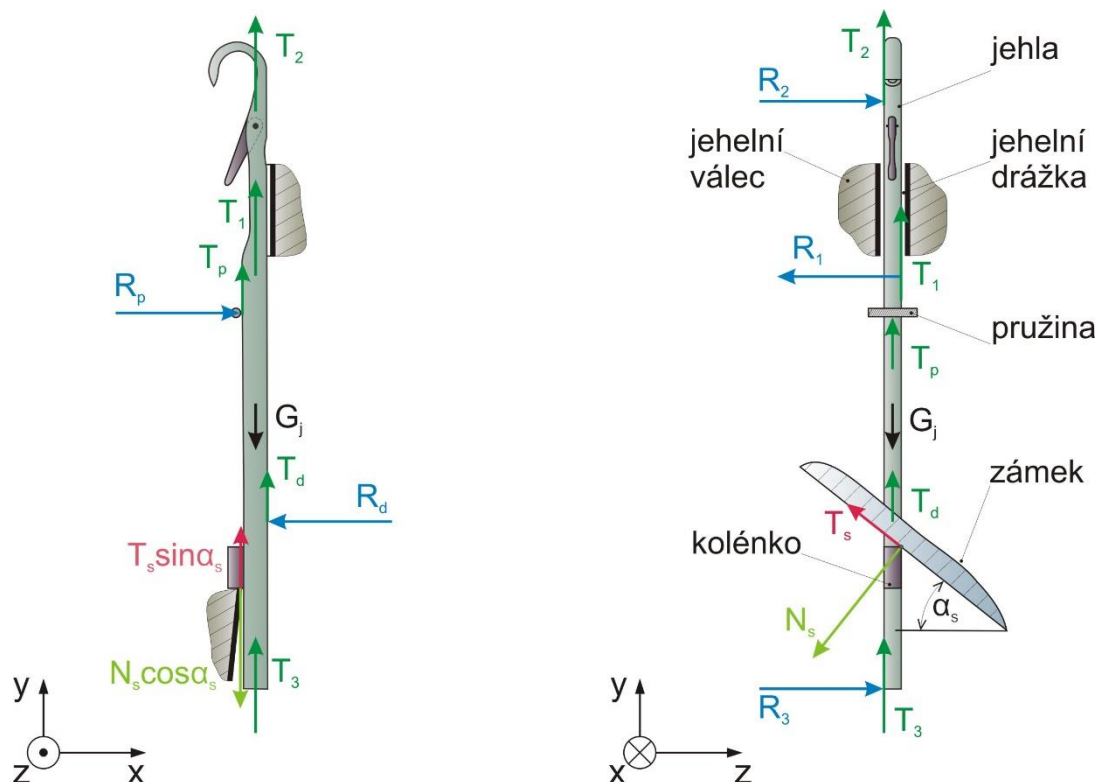


Obr. B3-1 Schéma přepružené jehly či platiny v jehelní drážce

Tab. B3-1 Vstupní výpočtové parametry jehly

Parametry pro jehlu	Označení	Hodnota	Jednotka
Síla potřebná pro pohyb	$F_j$	5,16	[N]
Hmotnost	$m_j$	$6,3 \times 10^{-3}$	[kg]
Součinitel smykového tření (jehla- zámek)	$f_z$	0,1	-
Parametry pro platinu	Označení	Hodnota	Jednotka
Síla potřebná pro pohyb	$F_p$	2,5	[N]
Hmotnost	$m_p$	$4,6 \times 10^{-4}$	[kg]
Součinitel smykového tření (platina- zámek)	$f_z$	0,1	-
Parametry pro jehlu a platinu	Označení	Hodnota	Jednotka
Ramenem působí síly od pasivních odporů	$r$	$49 \times 10^{-3}$	[m]
Tíhové zrychlení	$g$	9,81	[m.s <sup>-2</sup> ]
Úhel zámků zvedacích	$\alpha_z$	45	[°]
Úhel zámků stahovacích	$\alpha_s$	40	[°]

Pozn: Ramenem působí síly od pasivních odporů je myšlen poloměr jehelního válce  $r$ .



Obr. B3-2 Rozbor sil působících na jehlu (platinu) při rovnoměrném stahování pomocí zámku

### Rovnice vztahující se k silovému rozboru uvedeném na obr. B3-2

Ve směru y

$$T_s \cdot \sin \alpha_s - N_s \cdot \cos \alpha_s + T_1 + T_2 + T_3 + T_p + T_d - G_j = 0 \quad (\text{B3-1})$$

Dosazení vztahů (4.48, kap. 4.2.3, 4.52 a 4.53, kap. 4.2.5) do (B3-1)

$$N_s \cdot f_z \cdot \sin \alpha_s - N_s \cdot \cos \alpha_s + F_j - 2 \cdot G_j = 0 \quad (\text{B3-2})$$

Z rovnice (B3-2) je vyjádřena síla  $N_s$

$$N_s = \frac{F_j - 2G_j}{\cos \alpha_s - f_z \cdot \sin \alpha_s} \quad (\text{B3-3})$$

### Rovnice platné pro platinu

Obecná rovnice vystupující ve vztahu (B3-8)

$$G_p = m_p \cdot g \quad (\text{B3-4})$$

**Síly vyvozené pasivními odpory při zvedání platiny**

$$F_{MZp} = N_Z \cdot \sin \alpha_Z + N_Z \cdot f_Z \cdot \cos \alpha_Z \quad (\text{B3-5})$$

**Síly vyvozené pasivními odpory při stahování platiny**

$$F_{MSp} = N_S \cdot \sin \alpha_S + N_S \cdot f_S \cdot \cos \alpha_S \quad (\text{B3-6})$$

**Analogicky ke vztahu (4.55), kap. 4.2.5 platí vyjádření síly  $N_Z$  pro platinu**

$$N_Z = \frac{F_p}{\cos \alpha_Z - f_Z \cdot \sin \alpha_Z} \quad (\text{B3-7})$$

**Analogicky ke vztahu (B3-6), příloha B3 platí vyjádření síly  $N_S$  pro platinu**

$$N_S = \frac{F_p - 2G_p}{\cos \alpha_S - f_Z \cdot \sin \alpha_S} \quad (\text{B3-8})$$

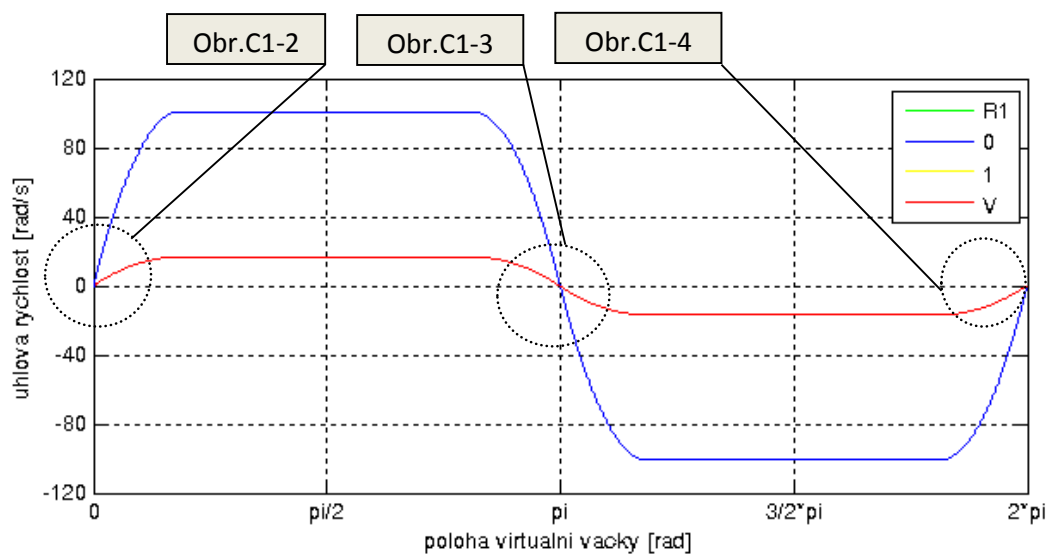
**Tab. B3-3** Síly a momenty od pasivních odporů jehel a platin

Veličina	Pohyb	Jehla			Platina		
		Označení	Hodnota	Jednotka	Označení	Hodnota	Jednotka
Síla	zvedání	$N_Z$	8,11	[N]	$N_Z$	3,93	[N]
		$F_{MZj}$	6,31		$F_{MZp}$	3,06	
	stahování	$N_S$	7,33		$N_S$	3,55	
		$F_{MSj}$	5,28		$F_{MSp}$	2,56	

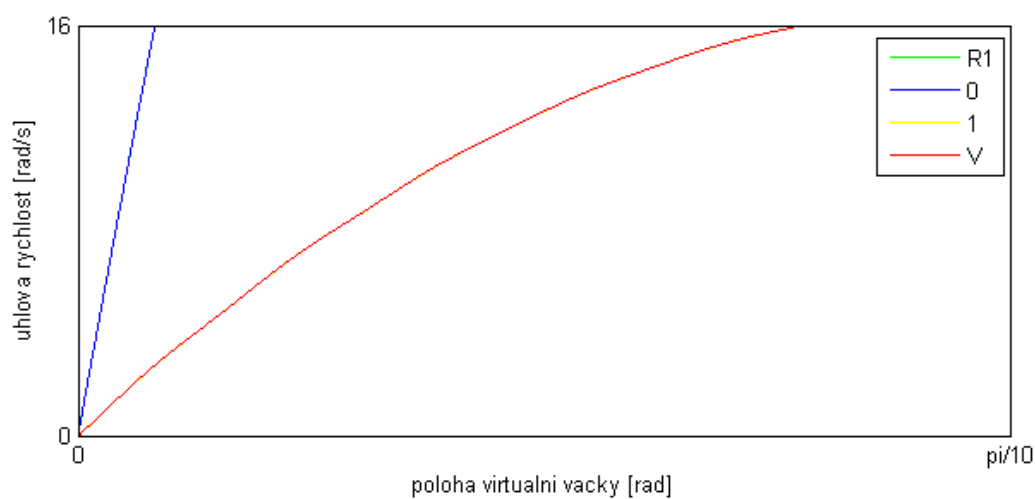
## **Příloha C**

- C1** - Průběhy úhlových rychlostí modifikovaného systému pohonu a jeho detaily, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce
- C2** - Průběhy úhlových zrychlení modifikovaného systému pohonu a jeho detaily, aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

## C1

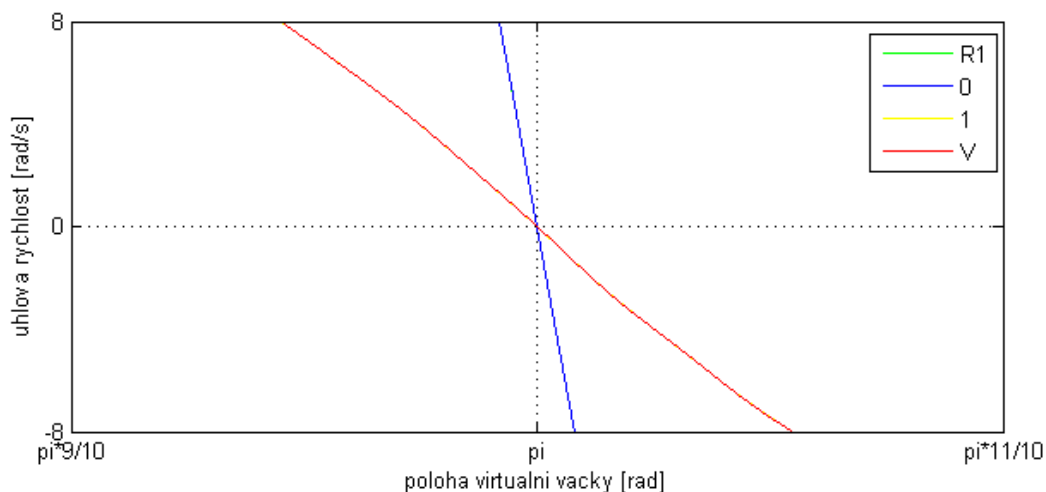


**Obr. C1-1** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu

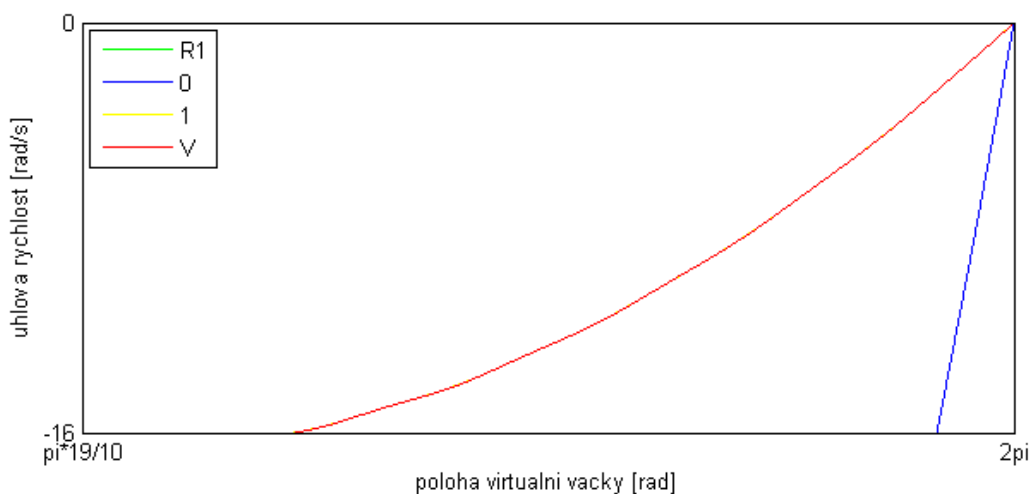


**Obr. C1-2** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybového intervalu I.



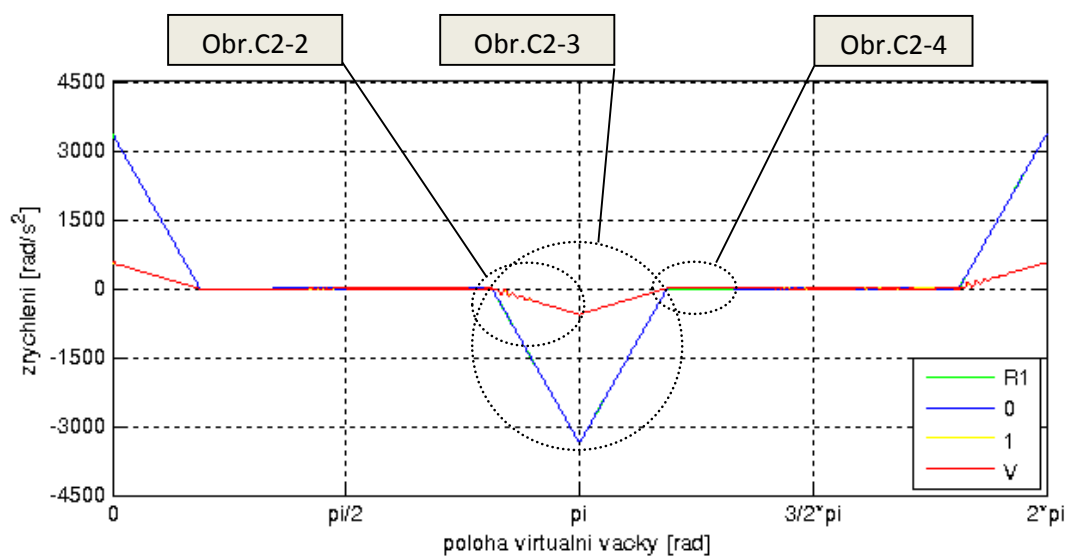


**Obr. C1-3** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybových intervalů III.-IV.

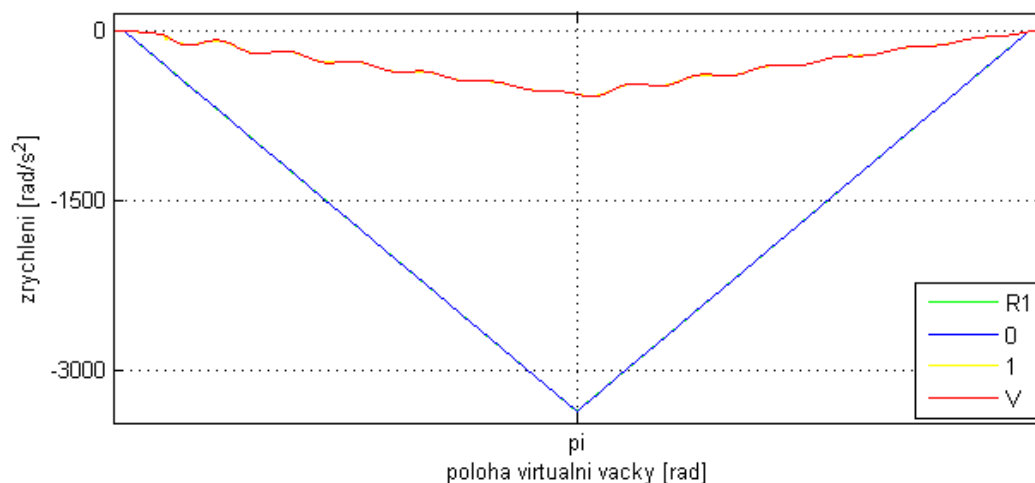


**Obr. C1-4** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybového intervalu VI.

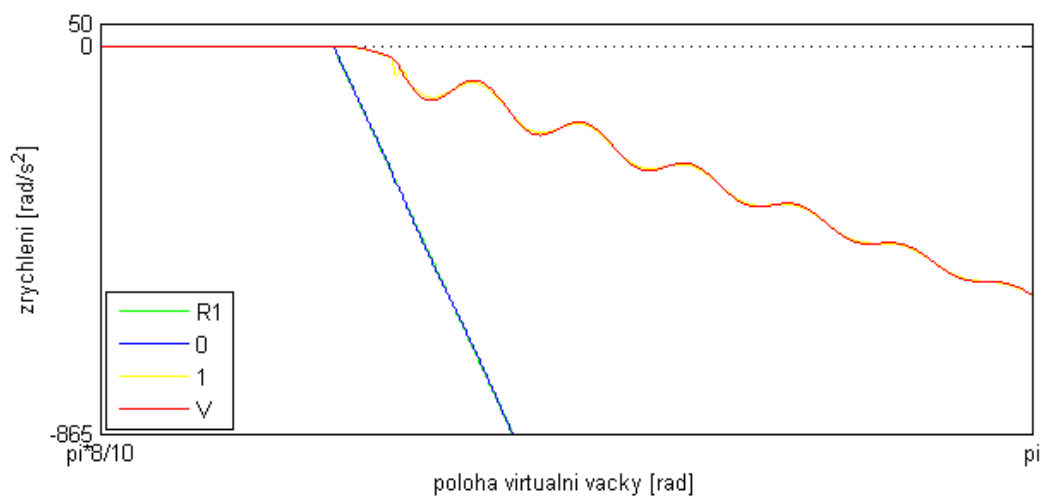
## C2



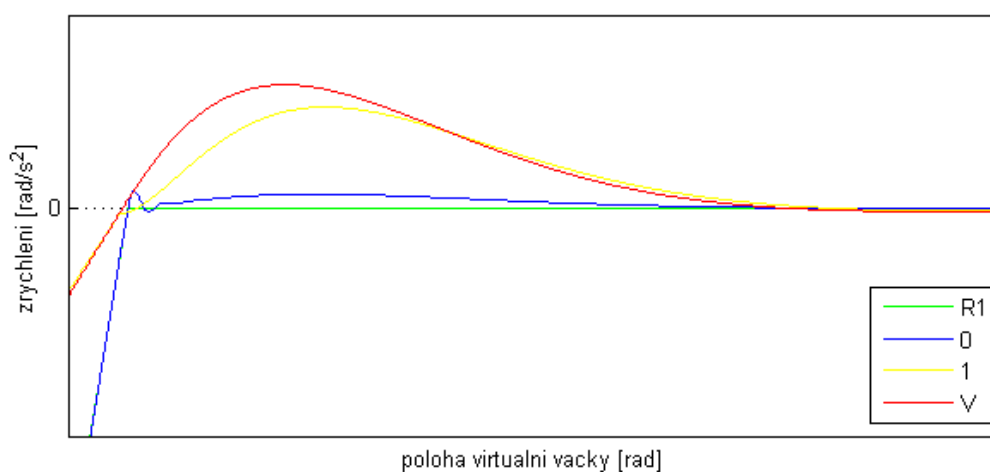
**Obr. C2-1** Průběhy úhlových zrychlení jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. C2-2** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových intervalů III.-IV.



**Obr. C2-3** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových intervalů II.- III.



**Obr. C2-4** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových intervalů IV.-V.

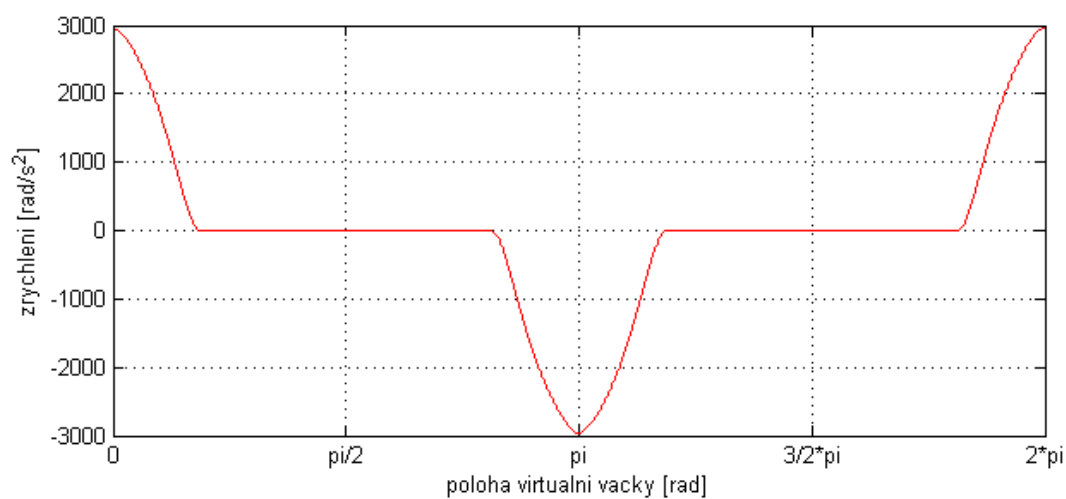
## Příloha D

- D1** - Rozsahy pohybových intervalů virtuální vačky pro zdvihové závislosti obsahující polynomy třetího a sedmého stupně
- Průběh úhlového zrychlení pohonu během vratného chodu, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce
- D2** - Proložení žádaných průběhů kinematických veličin, aplikace polynomů třetího a sedmého stupně ve zdvihových závislostech popisujících žádanou polohu jehelního válce
- D3** - Průběhy úhlových rychlostí modifikovaného systému pohonu a jeho detaily, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce
- D4** - Průběhy úhlových zrychlení modifikovaného systému pohonu a jeho detaily, aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce
- D5** - Individuální pohon přístroje
- Výpočtové parametry modifikovaného systému pohonu
  - Dílčí účinnosti členů modifikovaného systému pohonu
  - Účinnost dle posuzovaných oblastí modifikovaného systému pohonu
  - Rovnice stanovující redukované momenty a momenty setrvačnosti platné pro doběh pohonů v modifikovaném systému
  - Rovnice pro stanovení momentového zatížení pohonů modifikovaného systému pohonu dle jeho teoretického průběhu pohybu
  - Průběhy teoretických krouticích momentů a příkonu pohonu ( $P_1$ ), aplikace polynomu třetího a sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

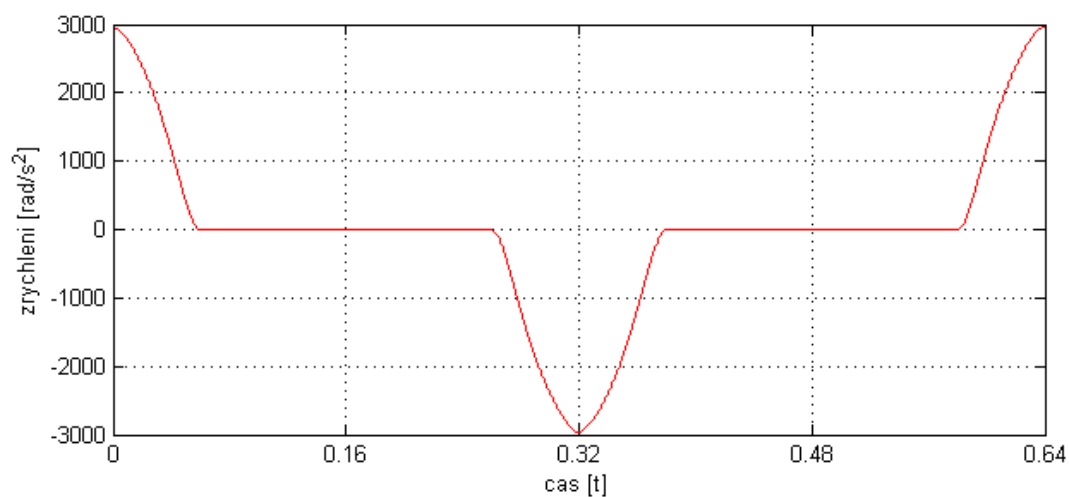
## D1

**Tab. D1-1** Rozsahy pohybových úseků virtuální vačky pro zdvihové závislosti obsahující polynomy třetího a sedmého stupně

Polynom	Název	úsek I.	úsek II.	úsek III.	úsek IV.	úsek V.	úsek VI.	Jedn.
3. stupeň	Úhel virt. vačky	0-33	33-147	147-180	180-213	213-327	327-360	[°]
7. stupeň	Úhel virt. vačky	0-38,5	38,5-142,5	142,5-180	180-219,5	219,5-321,5	321,5-360	[°]
Pootočení válce		0-38	38-232	232-270	270-232	232-38	38-0	[°]

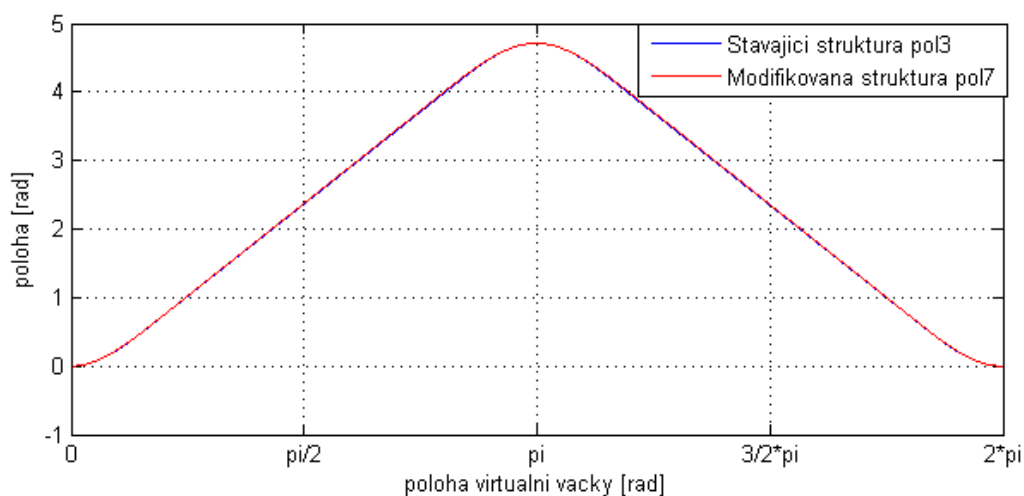


**Obr. D1-1** Úhlové zrychlení pohonu v závislosti na poloze virtuální vačky

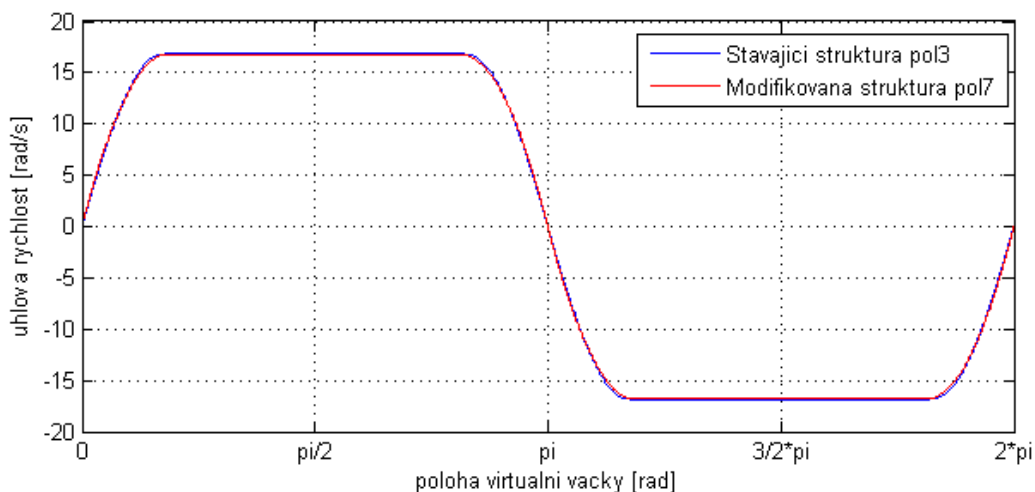


**Obr. D1-2** Úhlové zrychlení pohonu v závislosti na čase

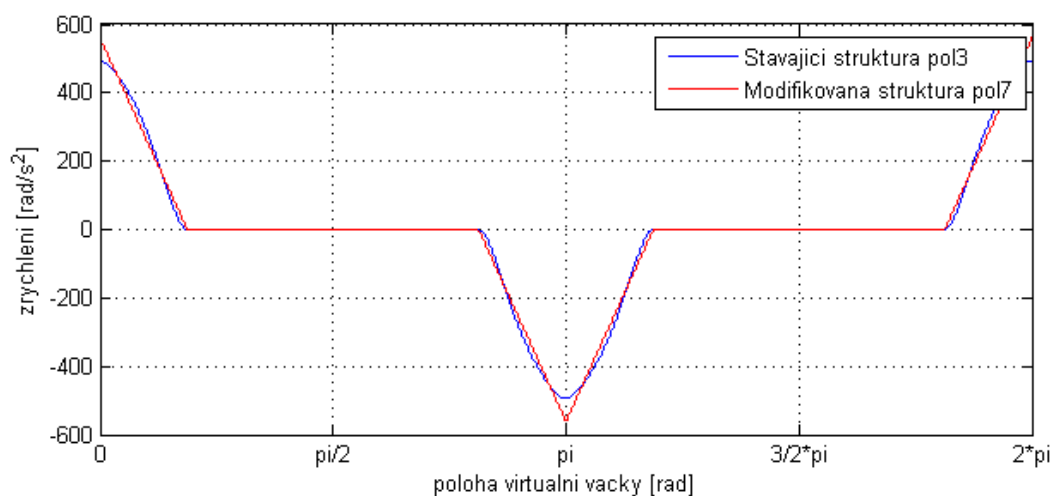
## D2



**Obr. D2-1** Srovnání žádaných průběhů poloh jehelního válce; s aplikací polynomů třetího a sedmého stupně ve zdvihových závislostech

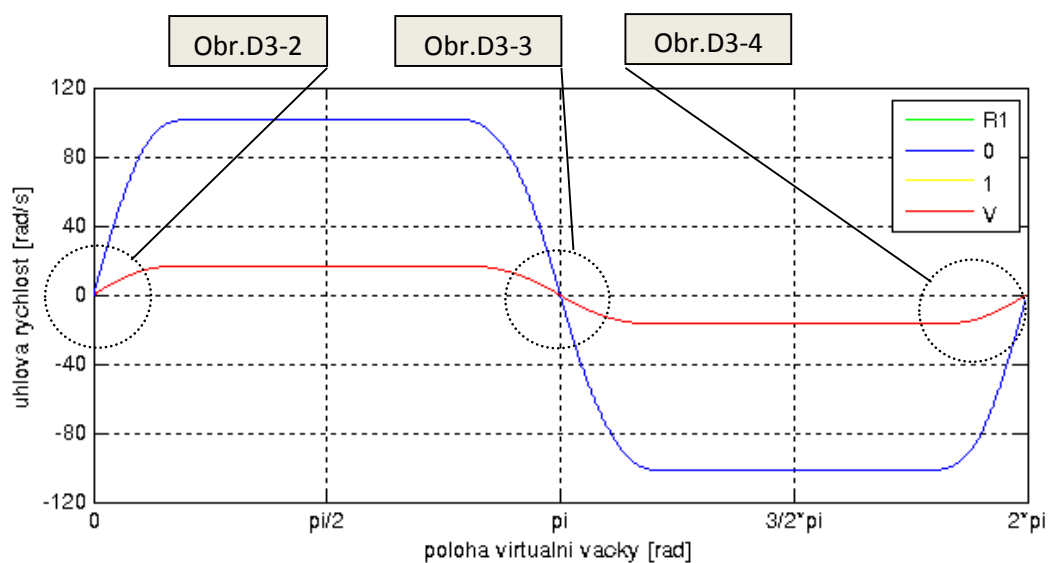


**Obr. D2-2** Srovnání žádaných průběhů rychlostí jehelního válce; s aplikací polynomů třetího a sedmého stupně ve zdvihových závislostech

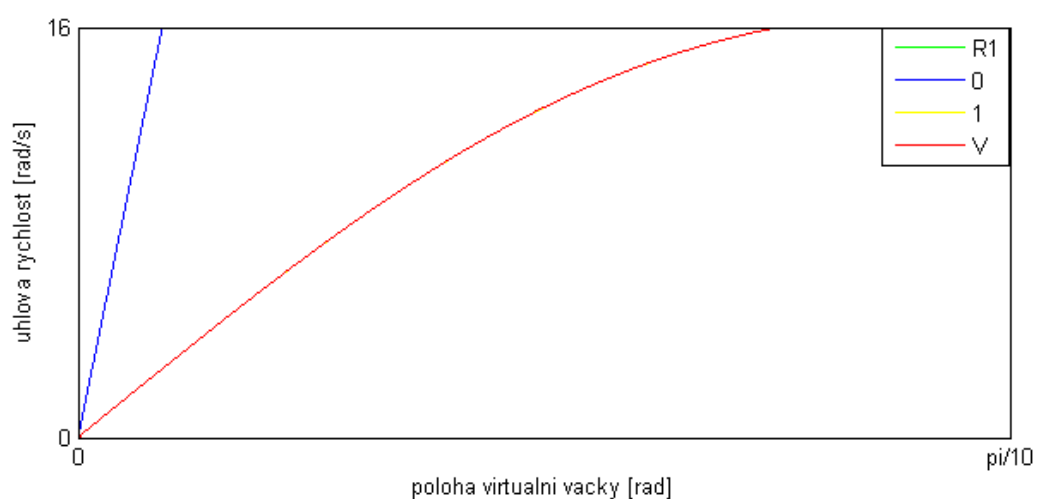


**Obr. D2-3** Srovnání žádaných průběhů zrychlení jehelního válce; s aplikací polynomů třetího a sedmého stupně ve zdvihových závislostech

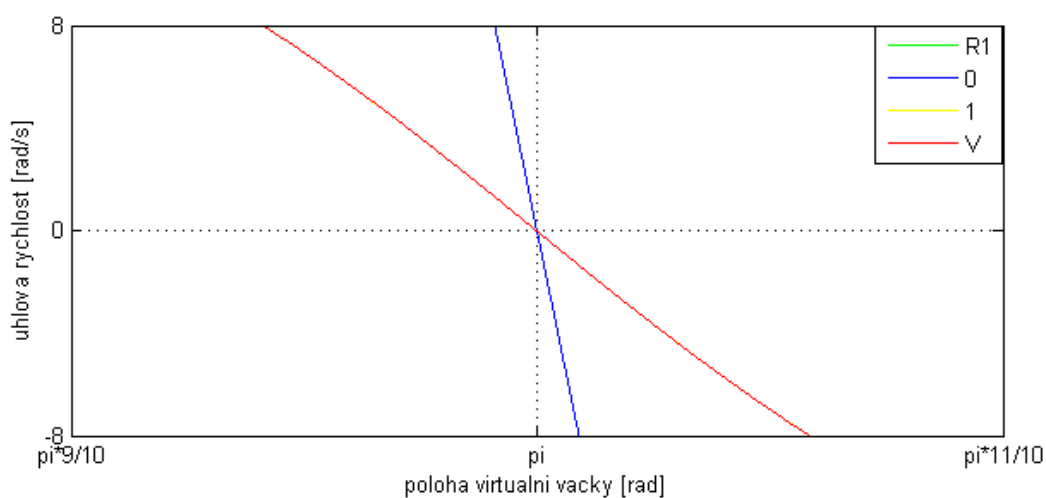
## D3



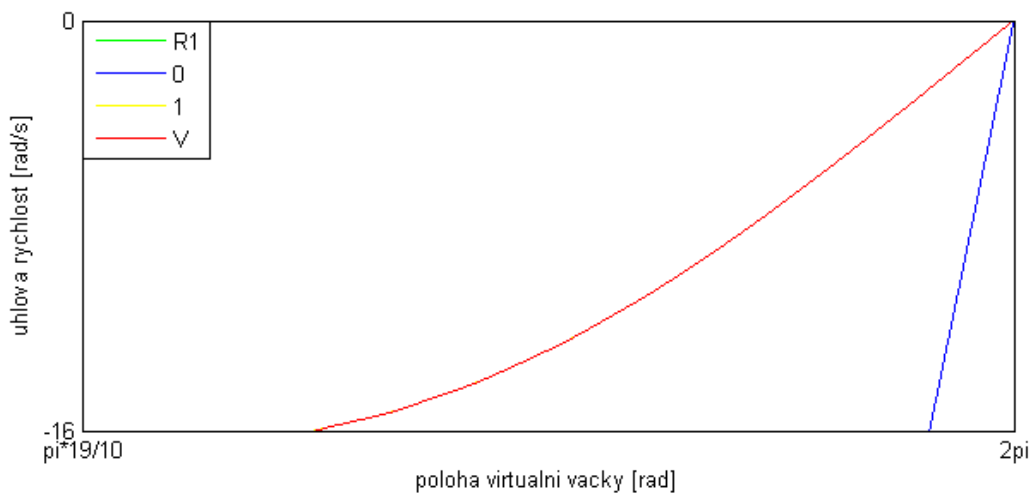
**Obr. D3-1** Průběhy úhlových rychlostí jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. D3-2** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybových intervalů I.

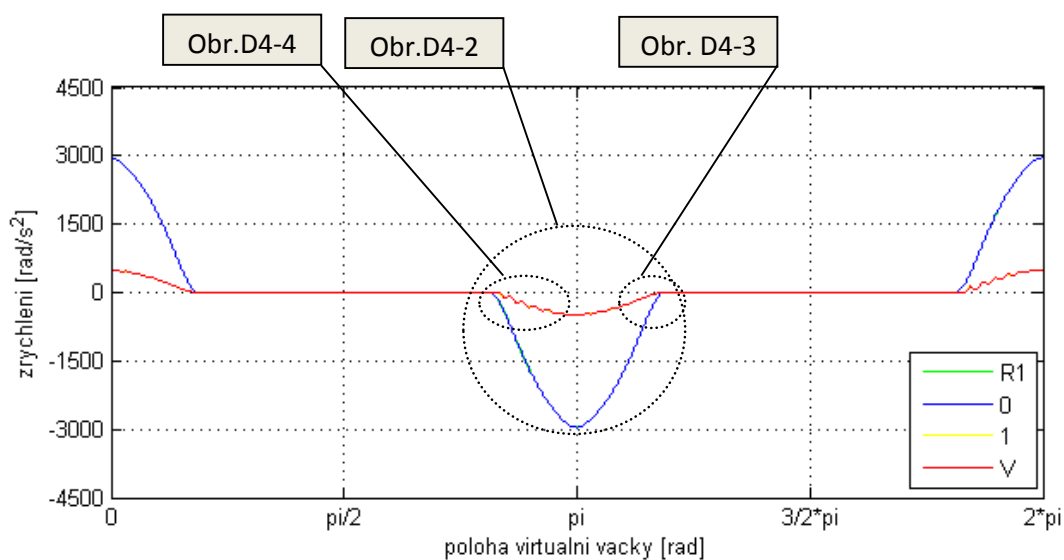


**Obr. D3-3** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybových intervalů III.-IV.

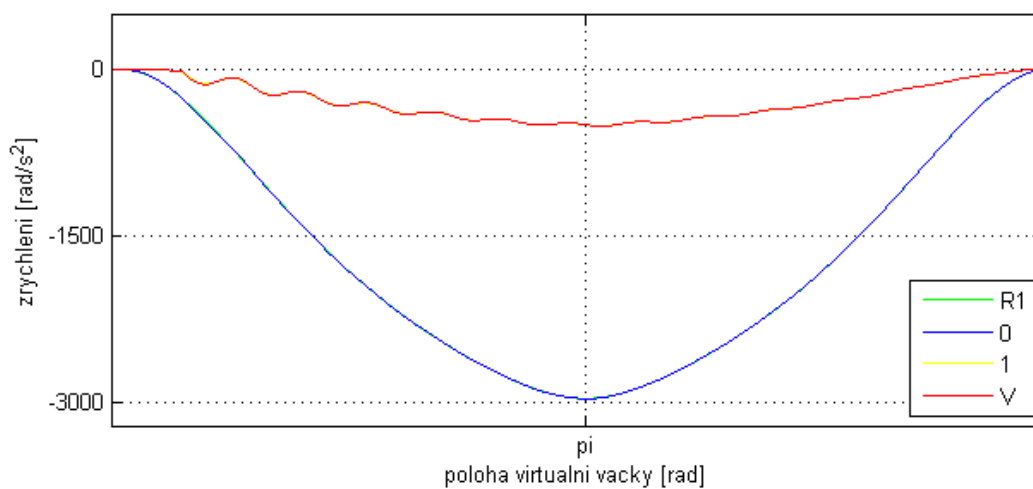


**Obr. D3-4** Detail průběhů úhlových rychlostí na hranici pohybového intervalu VI.

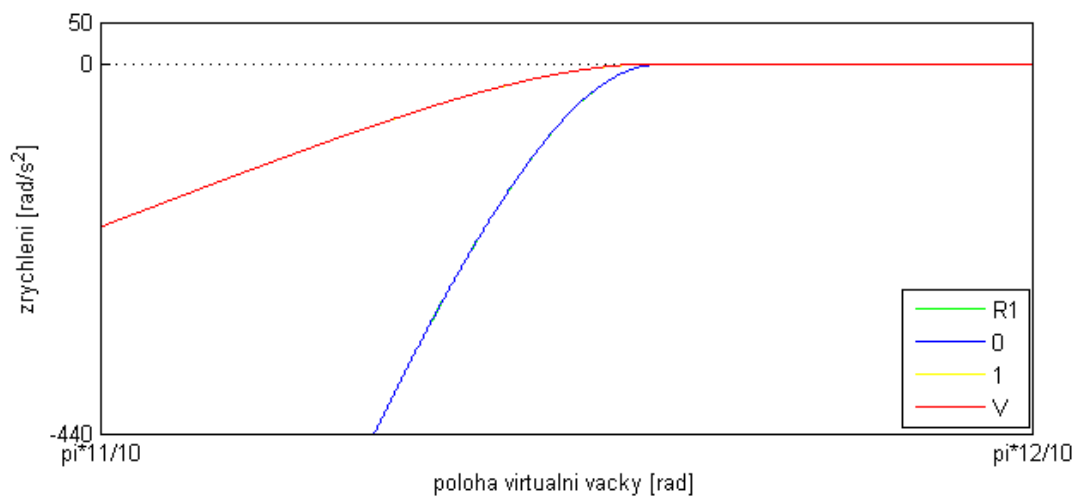
**D4**



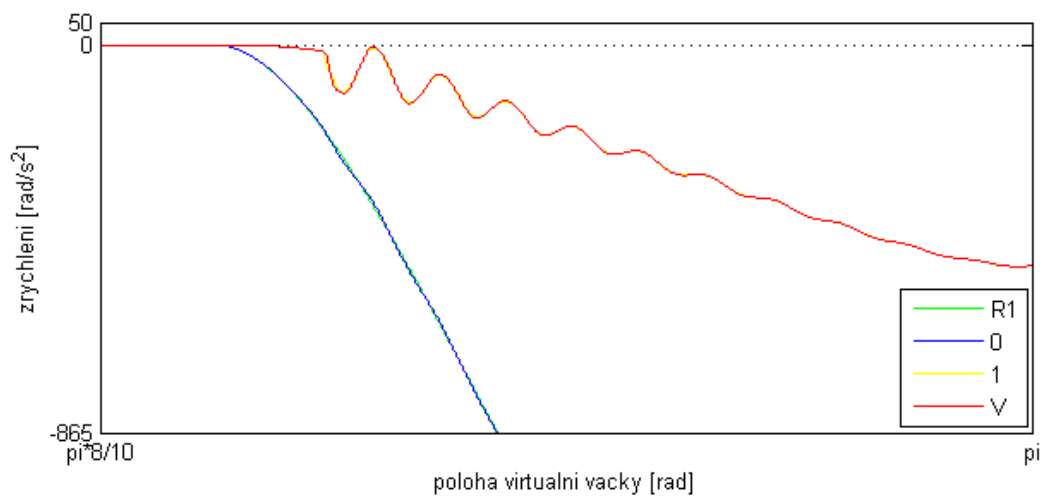
**Obr. D4-1** Průběhy úhlových zrychlení jednotlivých členů systému pohonu



**Obr. D4-2** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových intervalů III.- IV.

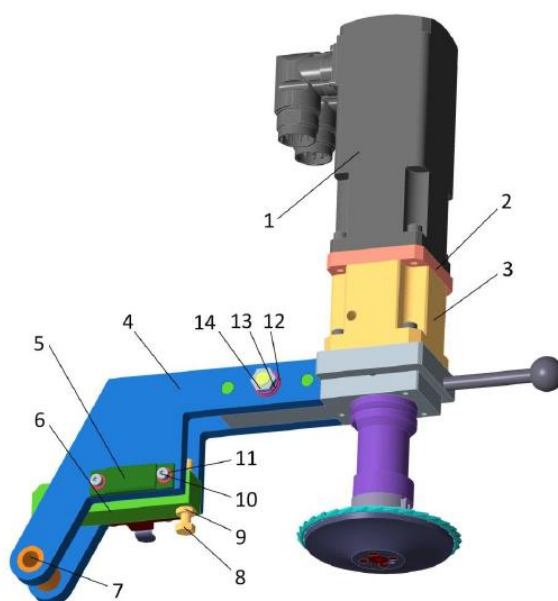


**Obr. D4-3** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových IV.- V.



**Obr. D4-4** Detail průběhů úhlových zrychlení na hranici pohybových intervalů II.- III.

## D5



**Obr. D5-1** Individuální pohon přístroje



**Tab. D5-1** Výpočtové parametry modifikovaného systému pohonu

Osa	Moment setrvačnosti k osám	Hodnota [kg.m <sup>2</sup> ]	Maximální rychlost	Hodnota [rad.s <sup>-1</sup> ]	Maximální zrychlení	Hodnota [rad.s <sup>-2</sup> ]
0	$I_{cp}$	$8,29 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_0$	100,8	$\ddot{\varphi}_0$	2953
1	$I_{c1}$	$6,51 \cdot 10^{-2}$	$\dot{\varphi}_1$	16,8	$\ddot{\varphi}_1$	492,2
2	$I_{p2}$	$2,18 \cdot 10^{-4}$	$\dot{\varphi}_2$	16,8	$\ddot{\varphi}_2$	492,2
	$I_{sk}$	$1,09 \cdot 10^{-5}$		16,8		492,2
3	$I_{p3}$	$2,29 \cdot 10^{-5}$	$\dot{\varphi}_3$	62,2	$\ddot{\varphi}_3$	1821

Pozn.: Hodnoty rychlostí a zrychlení odpovídají derivacím zdvihové závislosti polynomu sedmého stupně, která popisuje žádanou polohu jehelního válce a příslušným převodům (kap. 5.1.2).

**Tab. D5-2** Dilčí účinnosti členů systémů pohonů

Účinnost	Pohon/ součást	Hodnota [-]
$\eta_p$	Pohon (P <sub>2</sub> ) a (P <sub>3</sub> )	0,9
$\eta_{fh}$	Flexibilní hřídel (13) veden v bowdenu	0,85
$\eta_{uk}$	Uložení unášecího kolečka (12) a ztráta v převodu mezi (11) a (12)	
$\eta_{sk}$	Střihací kotouč (11) v těle přístroje (10)	
$\eta_h$	Uložení hřídele nesoucí přístroj (10)	0,95

Pozn.: Popis umístění jednotlivých součástí v systému pohonu stroje je uvedeno na obr. 5.1, kap. 5. Hodnoty účinností byly voleny dle [31; 32; 44]. Účinnost flexibilního hřídele ovlivňuje řada faktorů, a protože jeho orientační účinnost nebývá v literatuře uváděna, je zjednodušeně flexibilní hřídel uvažován jako nedeformovaná válcová součást, které je přiřazena účinnost kluzného ložiska [31].

**Tab. D5-3** Účinnosti dle posuzovaných oblastí systému pohonu

Posuzovaná oblast	Výpočtový vztah pro účinnost
Pohon (P <sub>3</sub> )- unášecí kolečko (12)	$\eta_{pk} = \eta_p \cdot \eta_{fh} \cdot \eta_{uk}$
Pohon (P <sub>3</sub> )- střihací kotouč (11)	$\eta_{csk} = \eta_p \cdot \eta_{fh} \cdot \eta_{uk} \cdot \eta_{sk}$
Pohon (P <sub>2</sub> )- přístroj (10)	$\eta_{pr} = \eta_p \cdot \eta_{sk} \cdot \eta_h$

Pozn.: Popisu umístění os v systému pohonu stroje je uvedeno na obr. 5.1, kap. 5.

$$I_{red2*} = I_{cp} \cdot \eta_p + I_{c1} \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 + (m_j + m_p) \cdot \text{tg} \alpha_z^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 \cdot n + (m_j + m_p) \cdot \text{tg} \alpha_s^2 \cdot r^2 \cdot \mu_{01}^2 \cdot \eta_1 \cdot n \quad (\text{D5-1})$$

$$I_{red3*} = I_{p3} \cdot \eta_{pk} + I_{sk} \cdot \mu_{s3}^2 \cdot \eta_{csk} \quad (\text{D5-2})$$

$$M_{red2*} = I_{red2*} \cdot \ddot{\varphi}_0 \quad (\text{D5-3})$$

$$M_{red3*} = I_{red3*} \cdot \ddot{\varphi}_3 \quad (\text{D5-4})$$

$$M_{p2*} = I_{p2} \cdot \ddot{\varphi}_2 \cdot \eta_{pr} \quad (\text{D5-5})$$

Tab. D5-4 Momenty obou zkoumaných systémů pohonu

Systém pohonu	Pohon	Moment setrvačnosti		Maximální moment	
		Označení	Hodnota [kg.m <sup>2</sup> ]	Označení	Hodnota [N.m]
Stávající	P <sub>1</sub>	$I_{red1}$	$2,9 \cdot 10^{-3}$	$M_{red1}$	9,71
		$I_{red1*}$	$2,1 \cdot 10^{-3}$	$M_{red1*}$	7,18
		$I_{red1id}$	$2,55 \cdot 10^{-3}$	$M_{red1id}$	8,34
Optimalizovaný	P <sub>1</sub>	$I_{red2}$	$2,4 \cdot 10^{-3}$	$M_{red2}$	7,09
		$I_{red2*}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$M_{red2*}$	5,19
		$I_{red2id}$	$2,08 \cdot 10^{-3}$	$M_{red2id}$	7,27
	P <sub>2</sub>	$I_{p2}$	$M_{p2}$	$2,18 \cdot 10^{-4}$	0,9
			$M_{p2*}$	0,44	
	P <sub>3</sub>	$I_{red3}$	$M_{red3}$	$3,49 \cdot 10^{-5}$	0,1
			$M_{red3*}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	0,5

Pozn.: označení v dolním indexu “\*” znamená působení při doběhu systému pohonu

Rovnice pro pohon (P<sub>1</sub>)

$$M_1 = M_{red2} + M_{pA} \quad (D5-6)$$

$$M_2 = M_{pA} \quad (D5-7)$$

$$M_3 = M_{red2*} - M_{pA*} \quad (D5-8)$$

Rovnice pro pohon (P<sub>2</sub>)

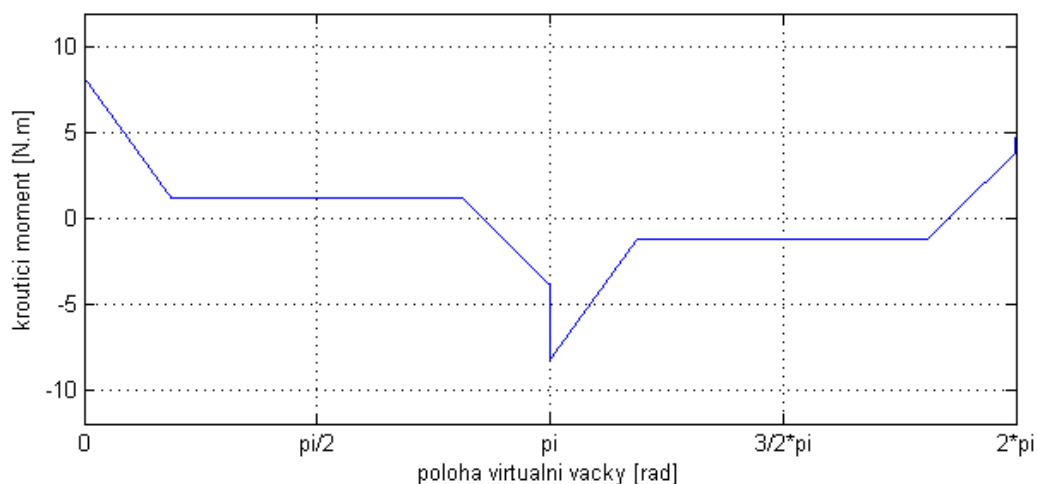
$$M_1 = M_{p2} \quad (D5-9)$$

$$M_3 = M_{p2*} \quad (D5-10)$$

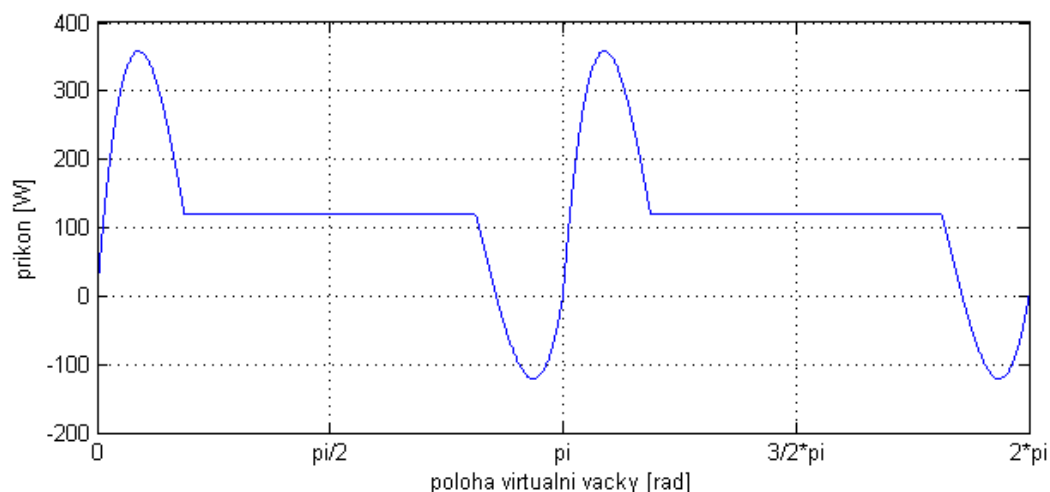
Rovnice pro pohon (P<sub>3</sub>)

$$M_1 = M_{red3} \quad (D5-11)$$

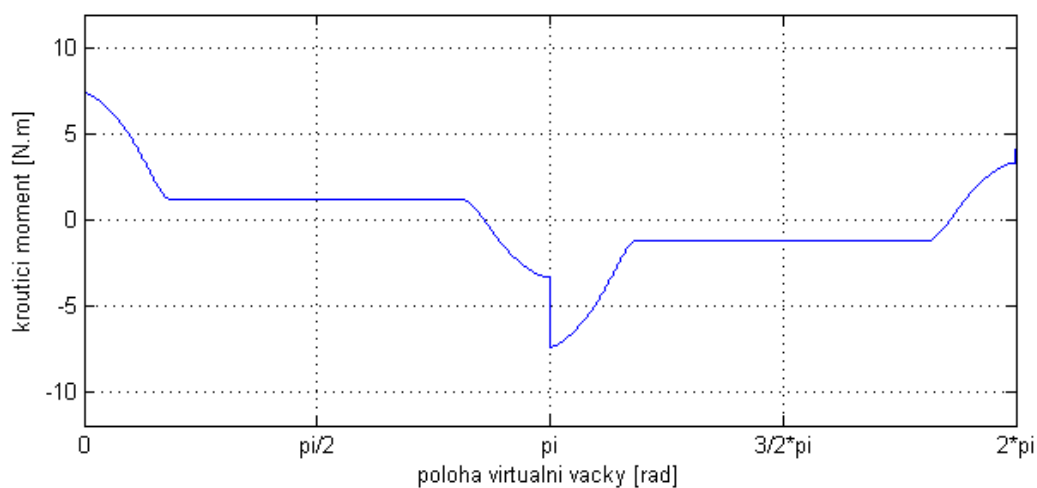
$$M_3 = M_{red3*} \quad (D5-12)$$



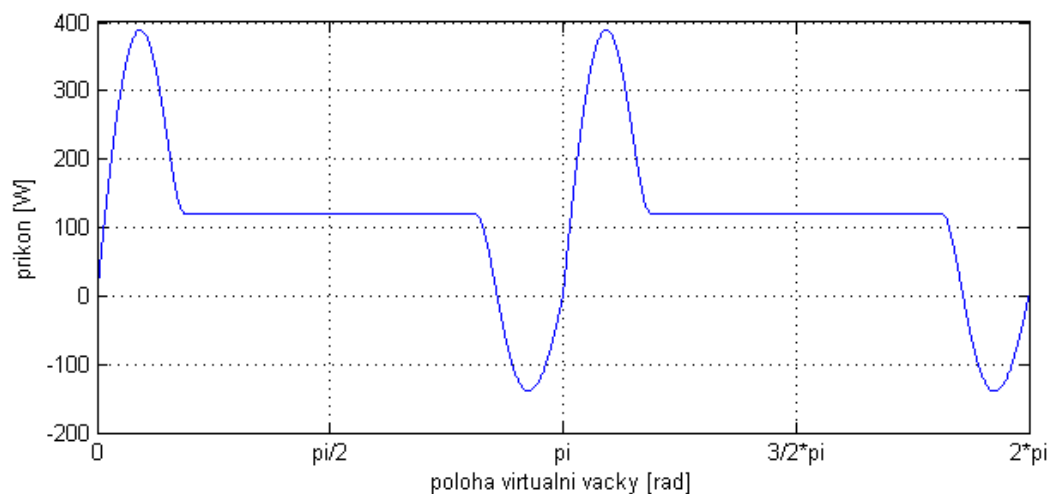
Obr. D5-2 Průběh teoretického kroučícího momentu pohonu P<sub>1</sub>; během jedné periody vratného chodu modifikované soustavy; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



**Obr. D5-3** Průběh teoretického příkonu pohonu  $P_1$ ; během jedné periody vratného chodu modifikované soustavy; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



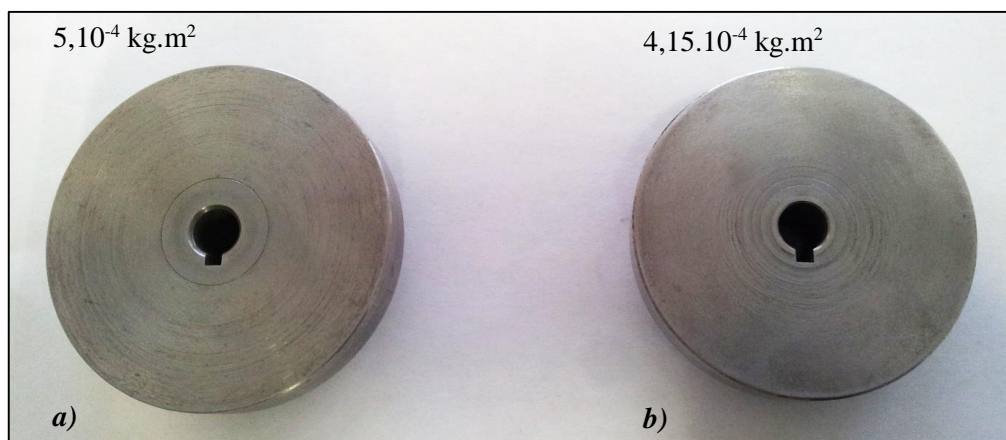
**Obr. D5-4** Průběh teoretického krouticího momentu pohonu  $P_1$ ; během jedné periody vratného chodu modifikované soustavy; aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



**Obr. D5-5** Průběh teoretického příkonu pohonu  $P_1$ ; během jedné periody vratného chodu modifikované soustavy; aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

## Příloha E

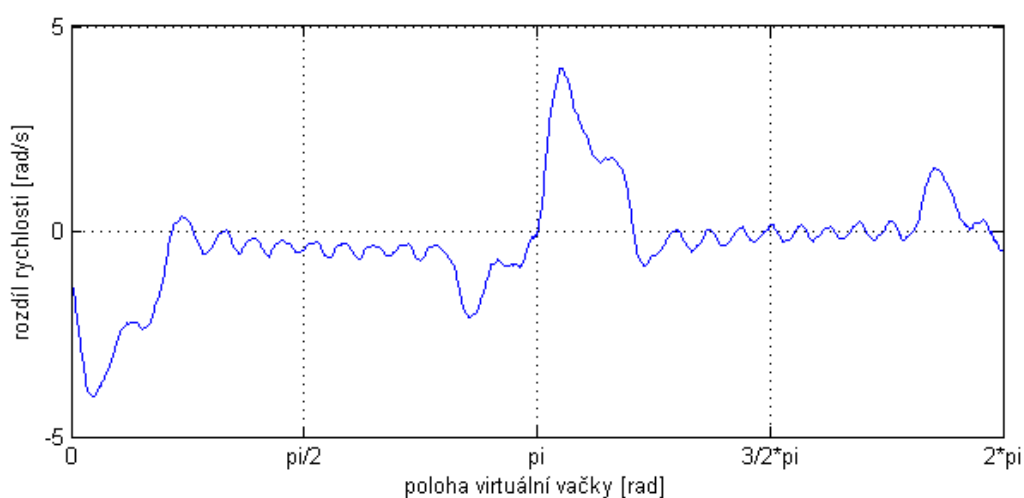
- E1** - Setrvačníky použité při simulaci: a) stávajícího systému pohonu  
b) modifikovaného systému pohonu  
- Parametry servopohonů M1 a M2 použitých ve zkušebním zařízení
- E2** - Průběhy rozdílu rychlostí a průběhy proudů ve vratném chodu obou zkoumaných soustav v závislosti na čase
- E3** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 100 ot.min<sup>-1</sup>
- E4** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 120 ot.min<sup>-1</sup>
- E5** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 140 ot.min<sup>-1</sup>
- E6** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 160 ot.min<sup>-1</sup>
- E7** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 200 ot.min<sup>-1</sup>
- E8** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 220 ot.min<sup>-1</sup>
- E9** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 300 ot.min<sup>-1</sup>
- E10** - Průběhy polohy a rychlosti jehelního válce a přístroje v synchronním režimu pohybu pro rychlost 400 ot.min<sup>-1</sup>  
-Detail průběhů polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlostech 100- 400 ot.min<sup>-1</sup>

**E1**

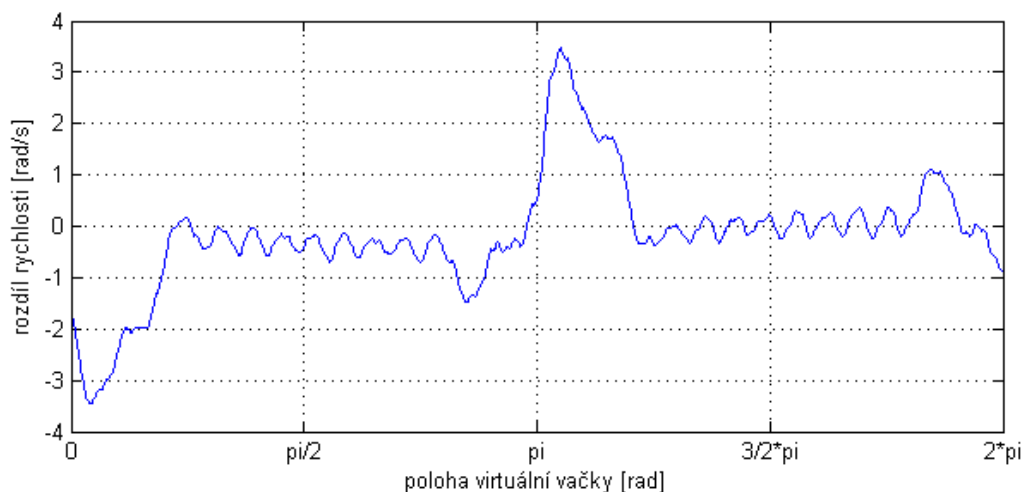
**Obr. E1-1** Setrvačnický použité při simulaci a) stávajícího systému pohonu b) modifikovaného systému pohonu

**Tab. E1-1** Parametry servopohonů M1/M2

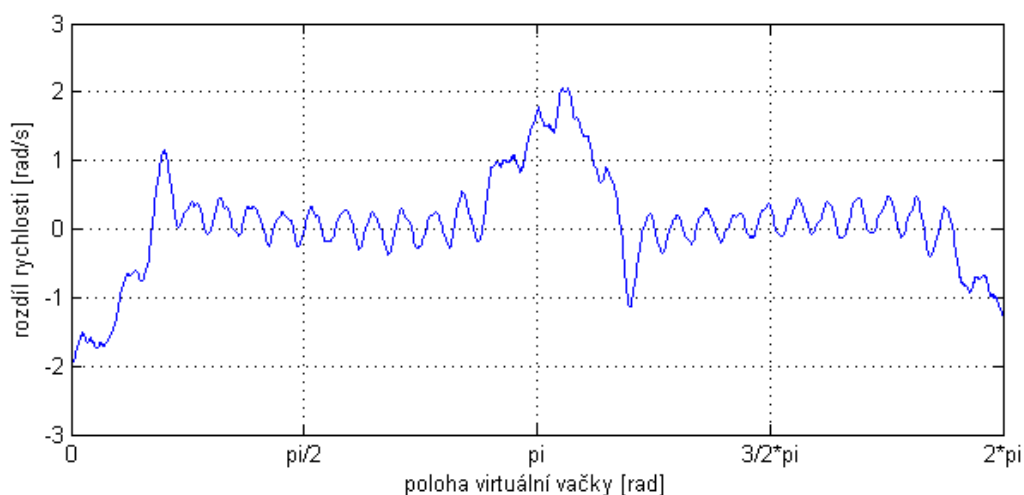
Typ-označení	CTM407-M1/M2	Jednotka
Velikost	3	-
Klidový moment	2,3	N.m
Špičkový moment	11	N.m
Moment setrvačnosti rotoru	$3,8 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg.m}^2$
Počet pólů	6	-
Napájení	230 x 3	V

**E2**

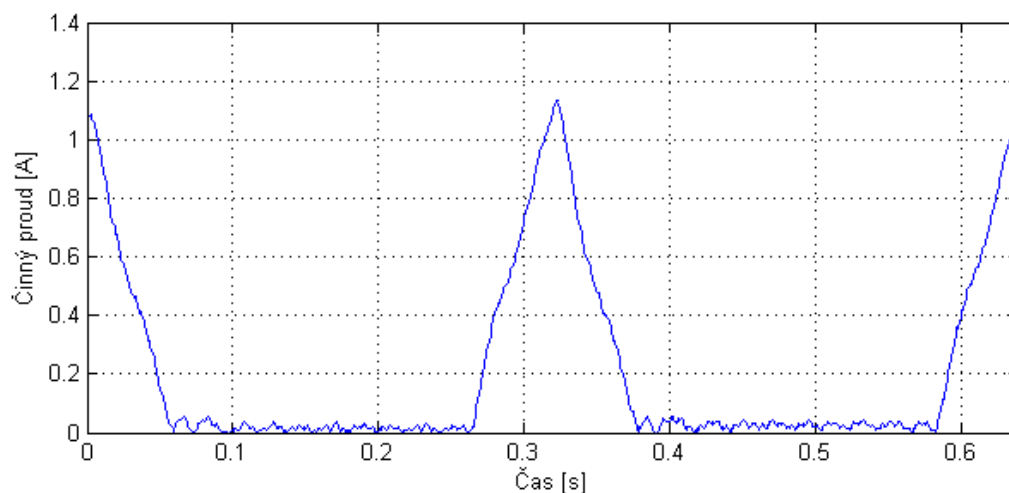
**Obr. E2-1** Stávající soustava; průběh rozdílu mezi žádanou a skutečnou úhlovou rychlostí ve vratném chodu jehelního válce; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



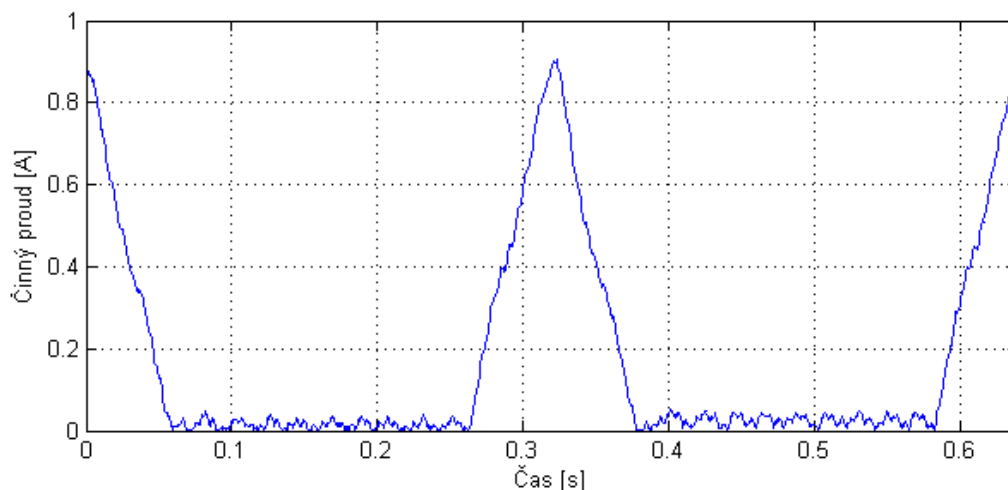
**Obr. E2-2** Modifikovaná soustava; průběh rozdílu mezi žádanou a skutečnou úhlovou rychlostí ve vratném chodu jehelního válce; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



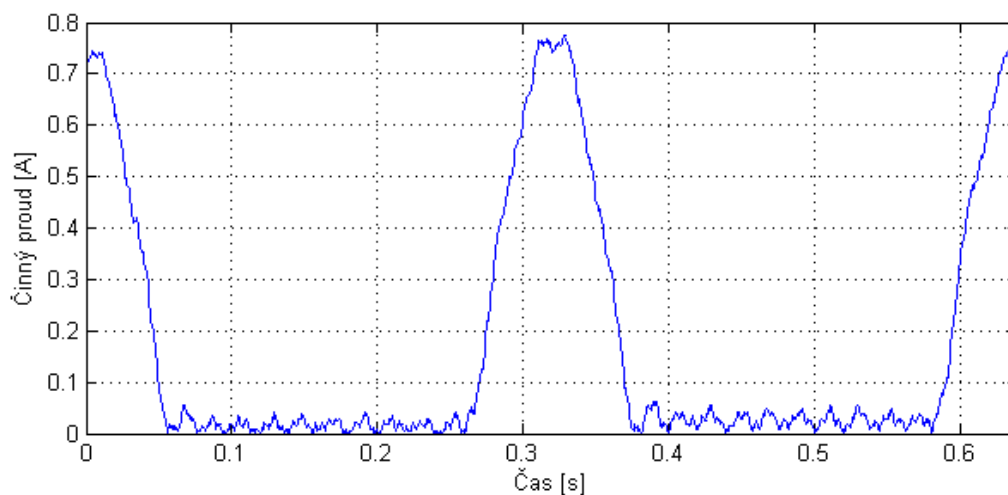
**Obr. E2-3** Modifikovaná soustava; průběh rozdílu mezi žádanou a skutečnou úhlovou rychlostí ve vratném chodu jehelního válce; aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce



**Obr. E2-4** Stávající soustava; průběh činného proudu pohonu M1 během vratného chodu jehelního válce; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

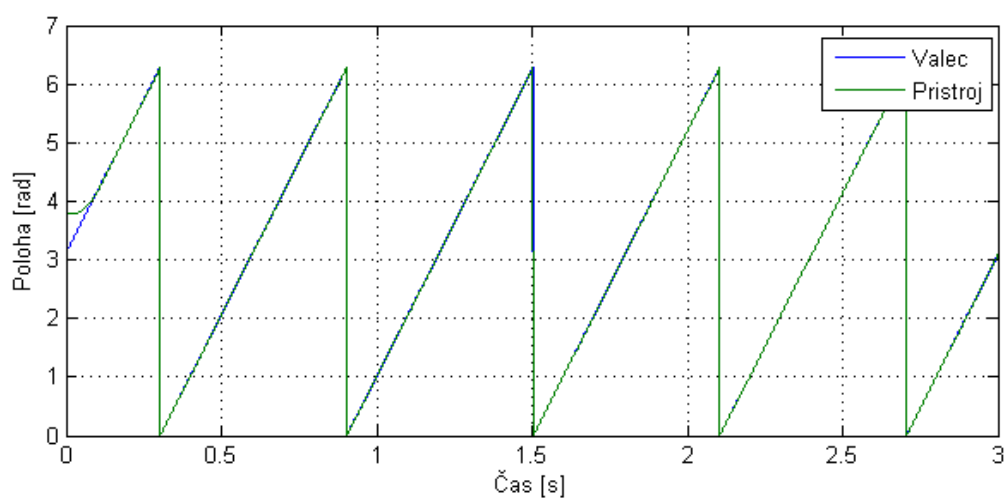


**Obr. E2-5** Modifikovaná soustava; průběh činného proudu pohonu M1 během vratného chodu jehelního válce; aplikace polynomu třetího stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

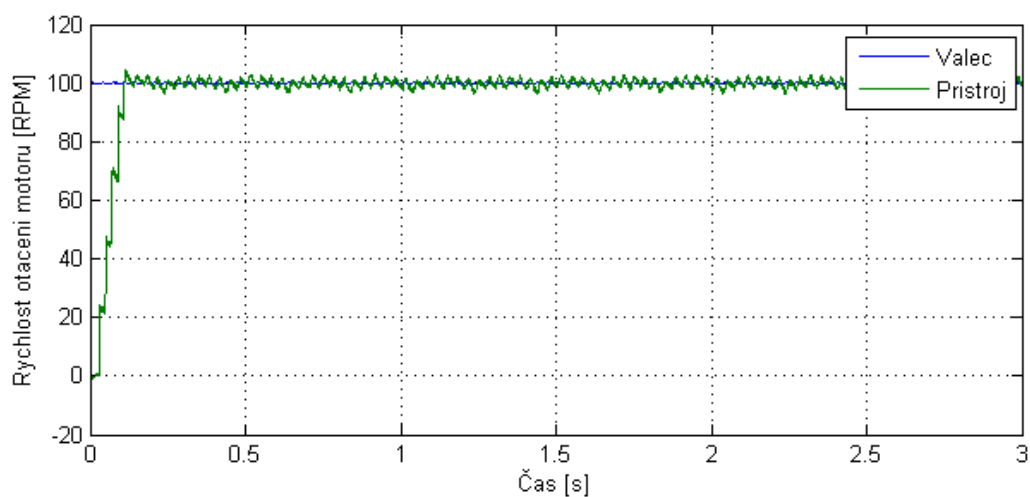


**Obr. E2-6** Modifikovaná soustava; průběh činného proudu pohonu M1 během vratného chodu jehelního válce; aplikace polynomu sedmého stupně ve zdvihové závislosti popisující žádanou polohu jehelního válce

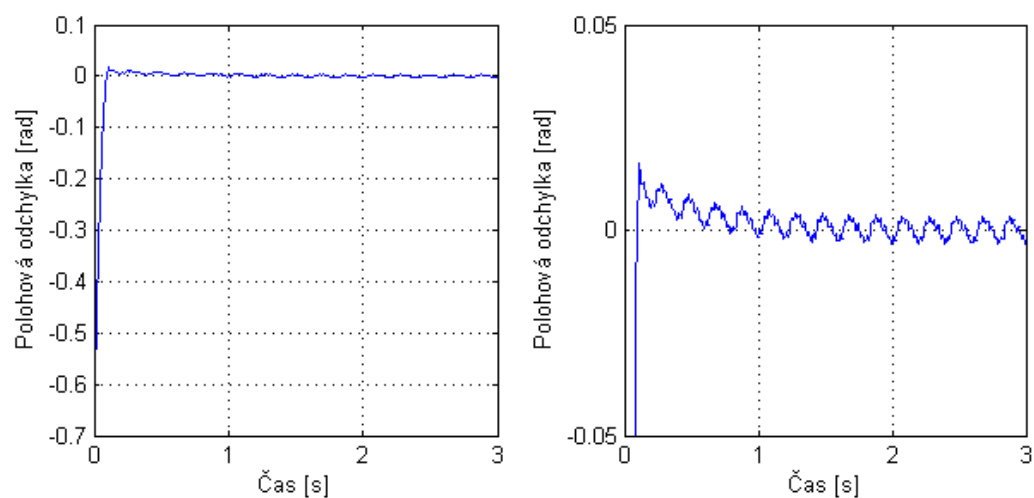
## E3



**Obr E3-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $100 \text{ ot.min}^{-1}$

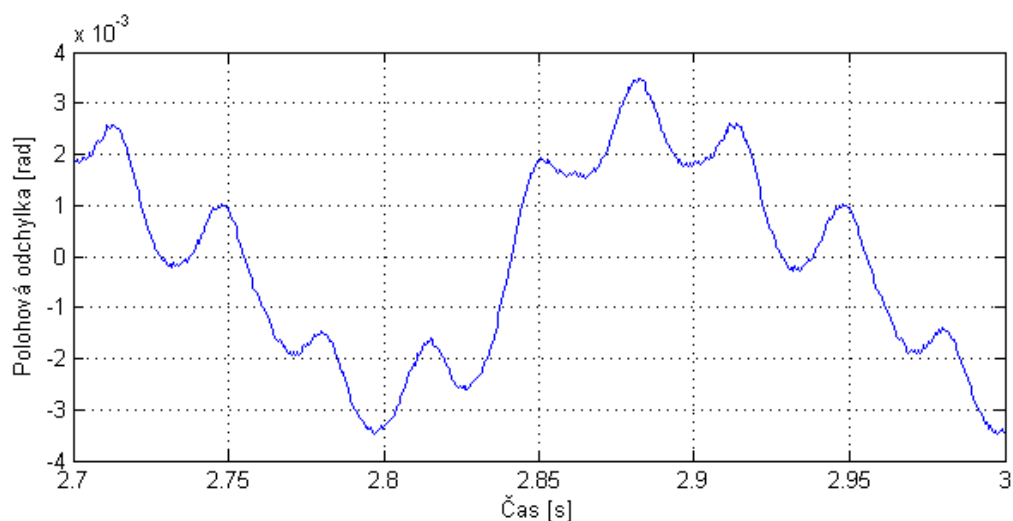


**Obr. E3-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost  $100 \text{ ot.min}^{-1}$



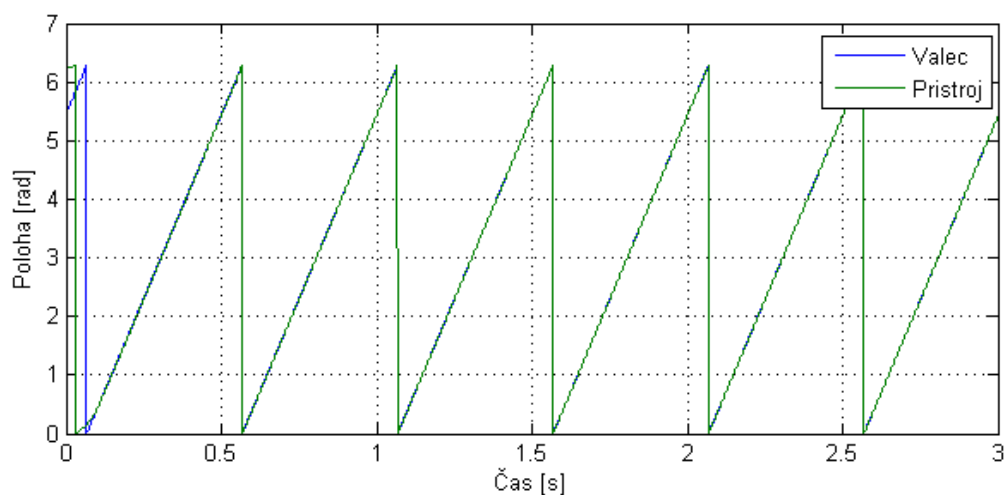
**Obr. E3-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $100 \text{ ot.min}^{-1}$



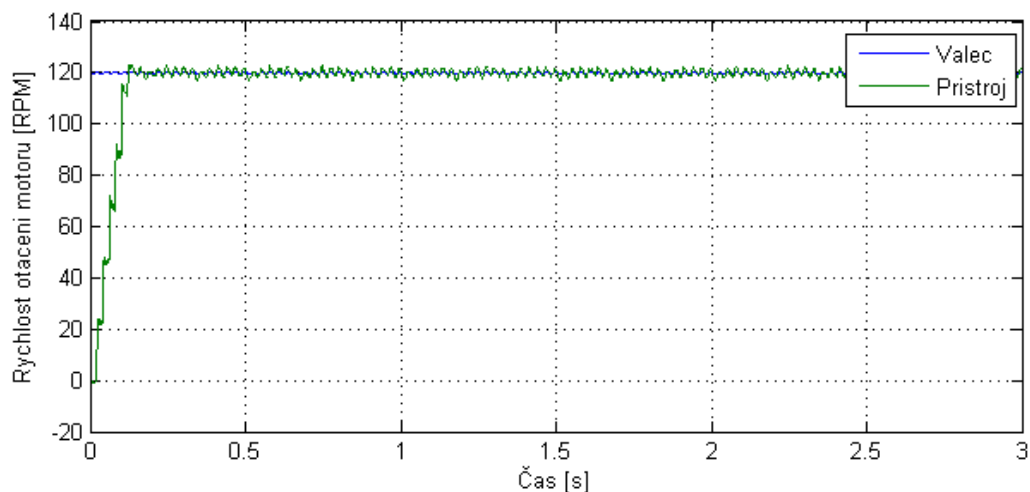


**Obr. E3-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $100 \text{ ot.min}^{-1}$

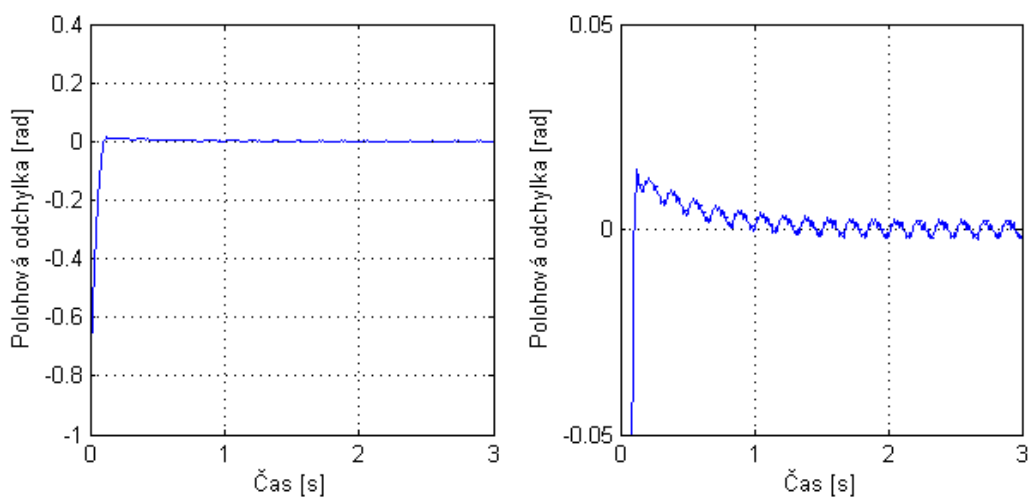
## E4



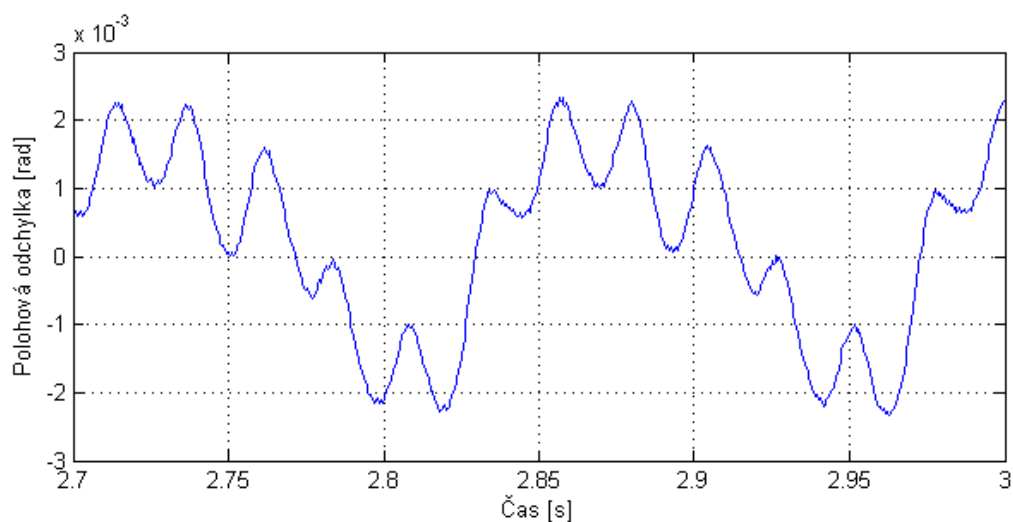
**Obr E4-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $120 \text{ ot.min}^{-1}$



**Obr. E4-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost 120 ot.min<sup>-1</sup>

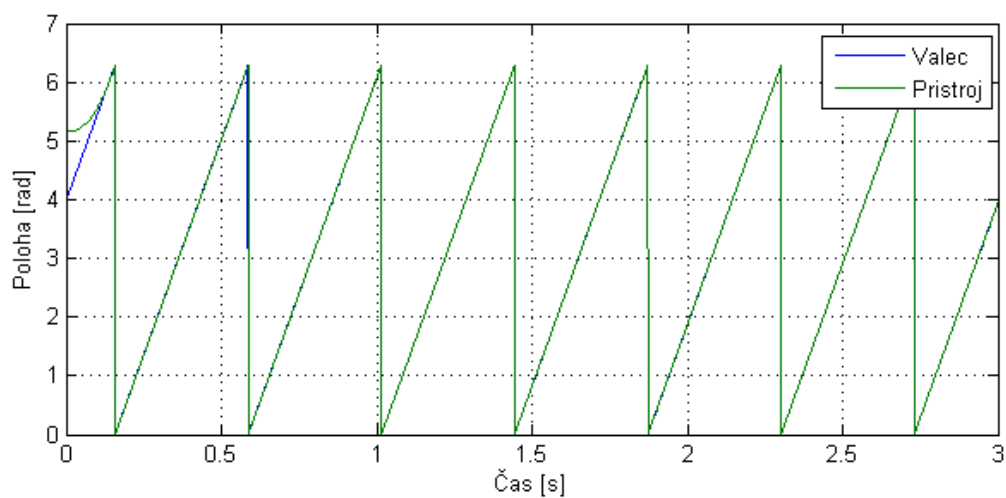


**Obr. E4-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti 120 ot.min<sup>-1</sup>

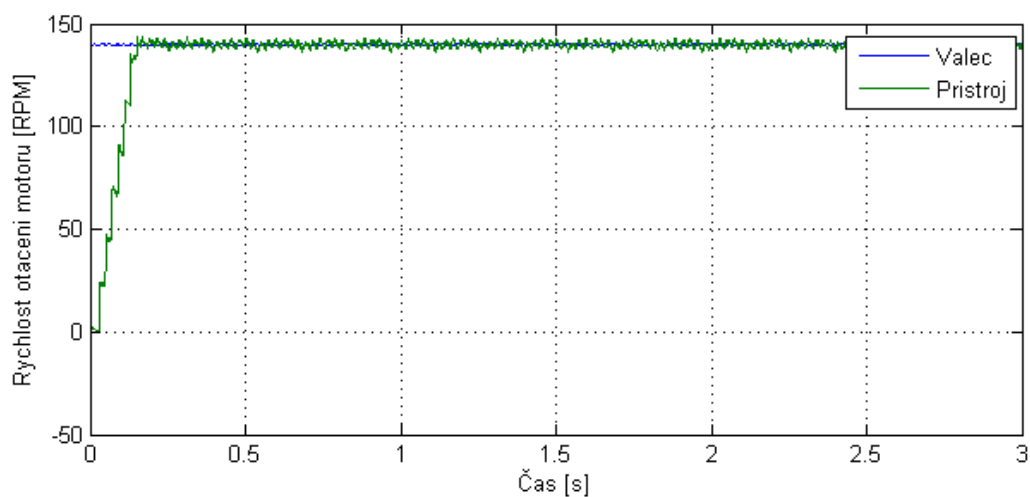


**Obr. E4-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti 120 ot.min<sup>-1</sup>

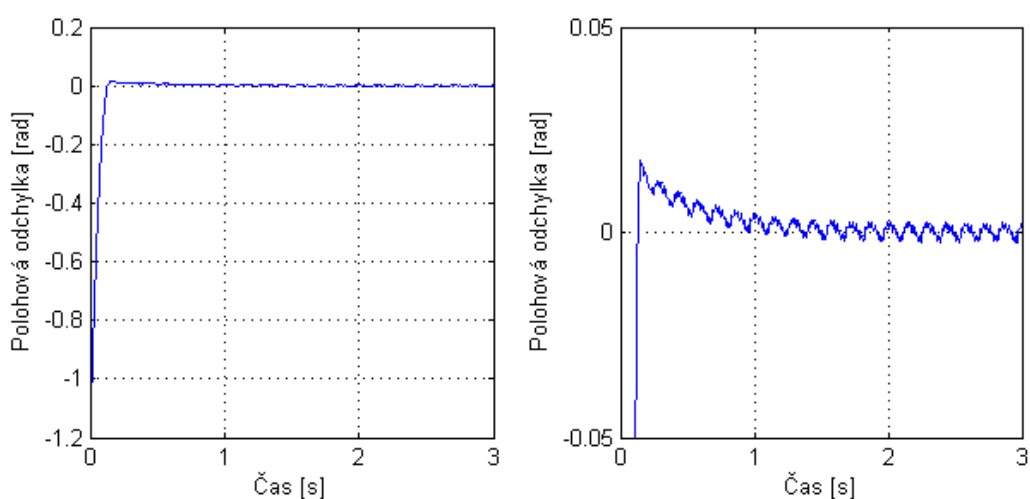
## E5



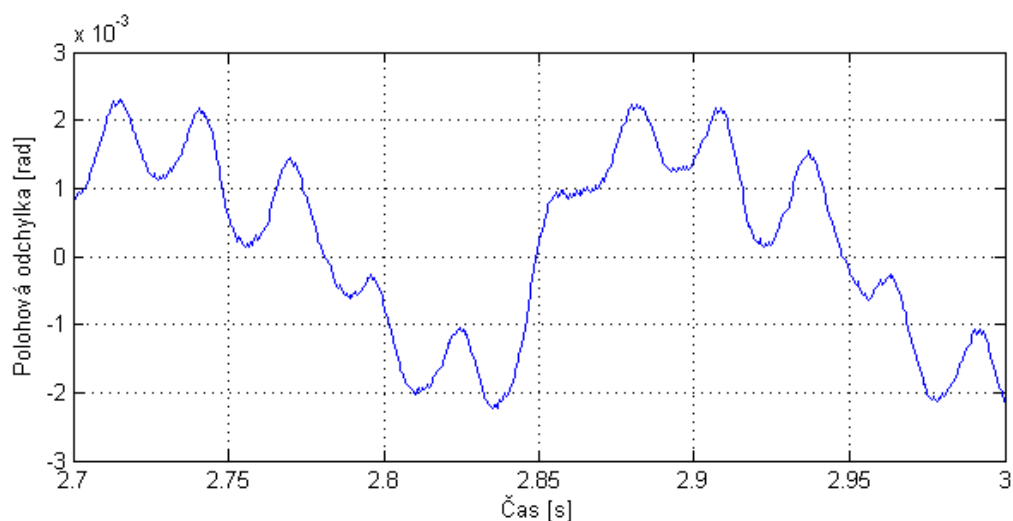
**Obr E5-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $140 \text{ ot.min}^{-1}$



**Obr. E5-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost  $140 \text{ ot.min}^{-1}$

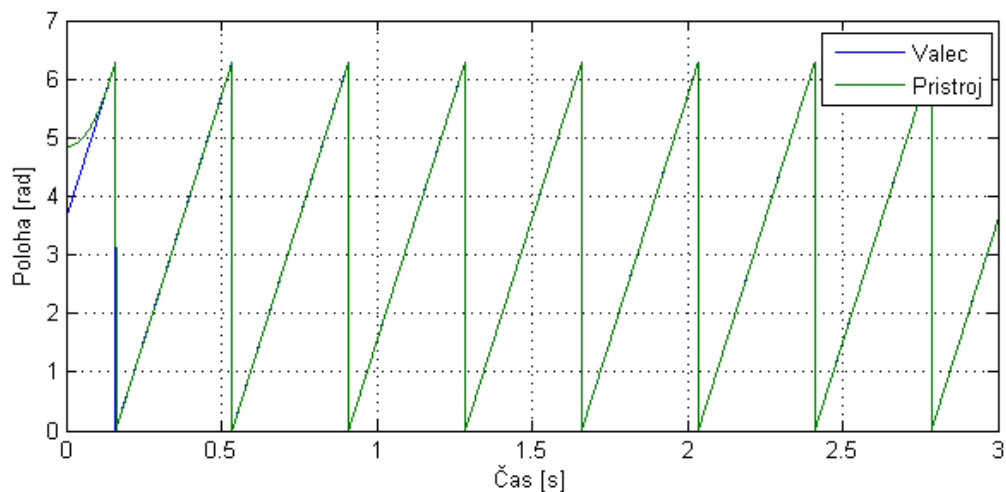


**Obr. E5-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $140 \text{ ot.min}^{-1}$

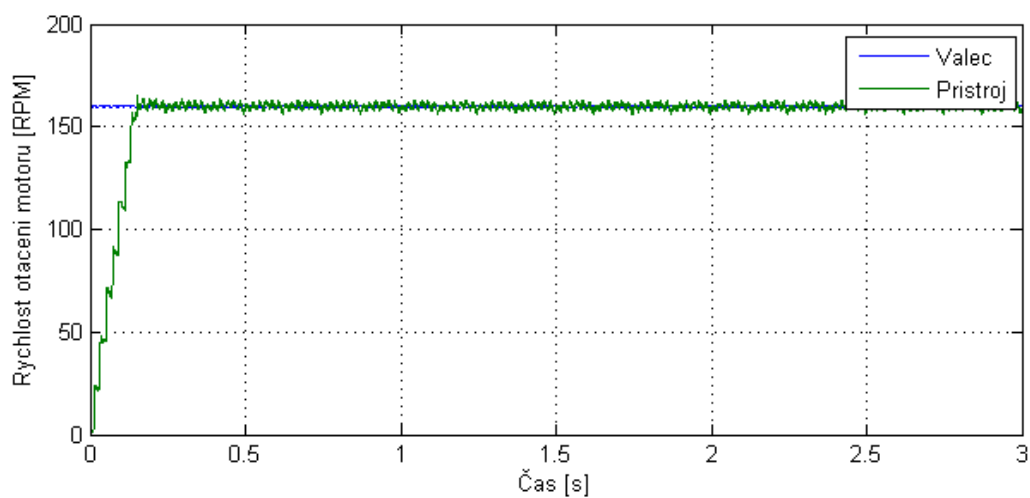


**Obr. E5-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $140 \text{ ot. min}^{-1}$

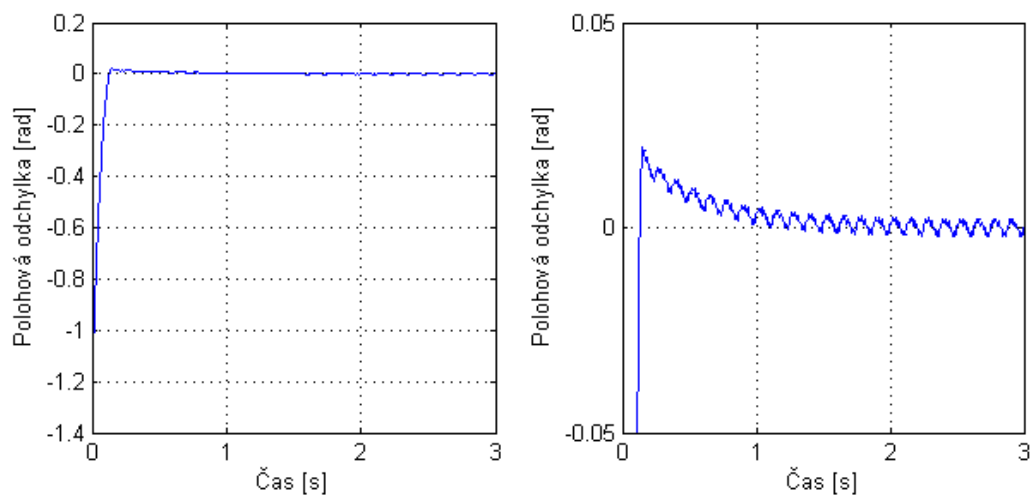
## E6



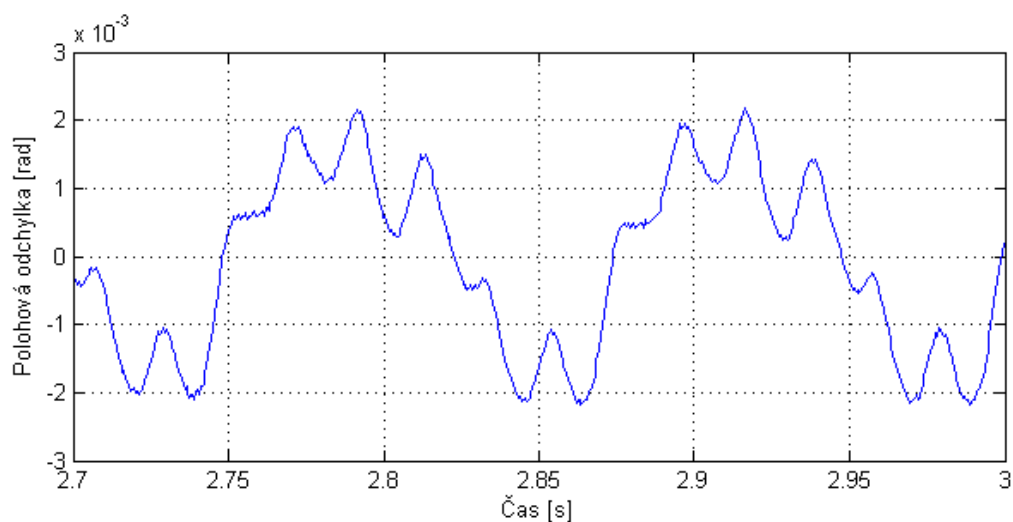
**Obr E6-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $160 \text{ ot. min}^{-1}$



**Obr. E6-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje, žádaná rychlost  $160 \text{ ot. min}^{-1}$

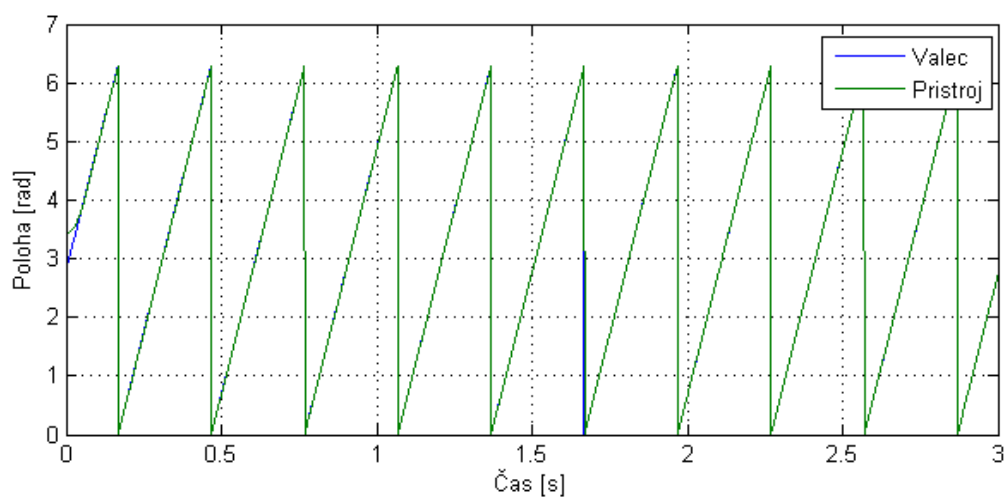


**Obr. E6-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $160 \text{ ot.min}^{-1}$

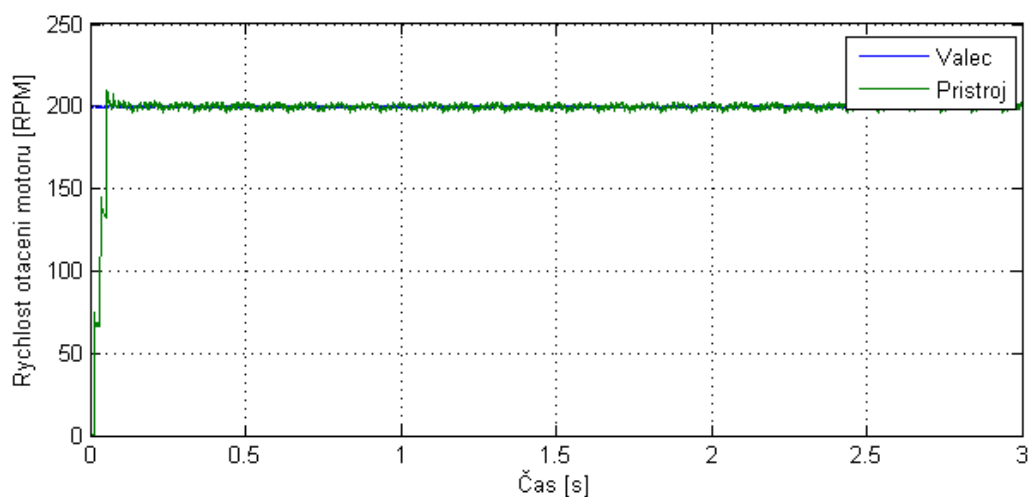


**Obr. E6-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $160 \text{ ot.min}^{-1}$

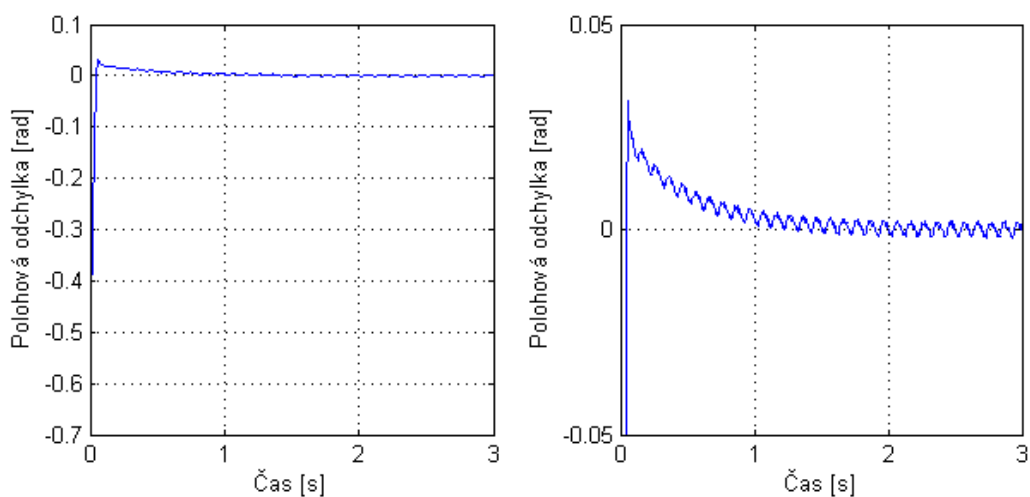
## E7



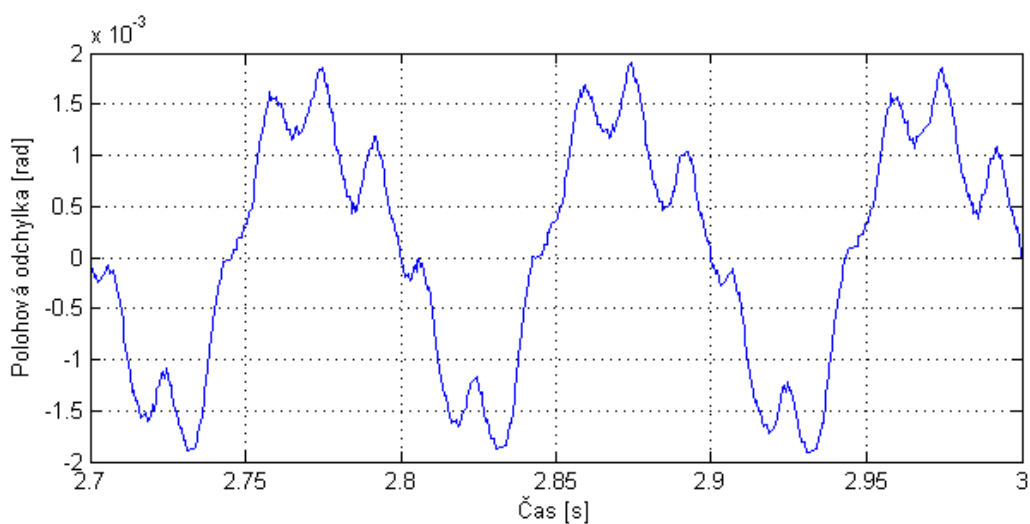
**Obr E7-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $200 \text{ ot.min}^{-1}$



**Obr. E7-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost  $200 \text{ ot. min}^{-1}$

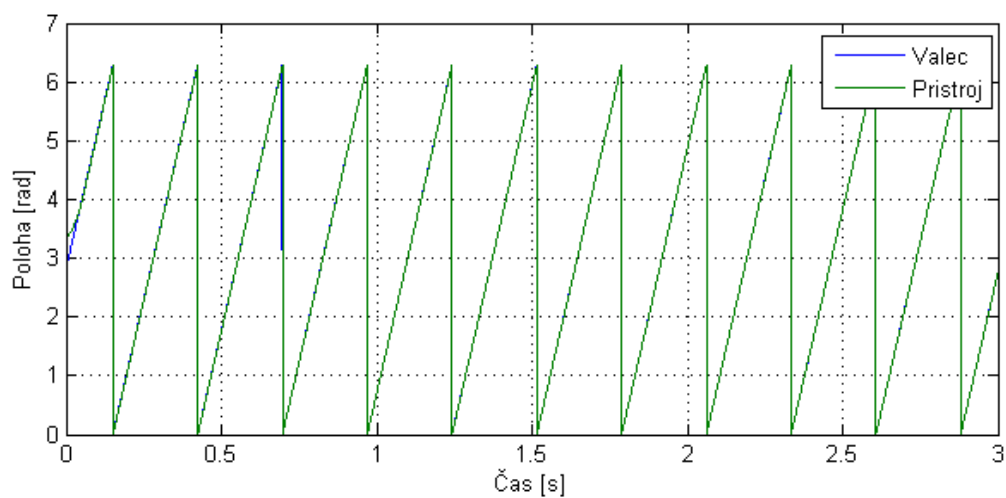


**Obr. E7-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $200 \text{ ot. min}^{-1}$

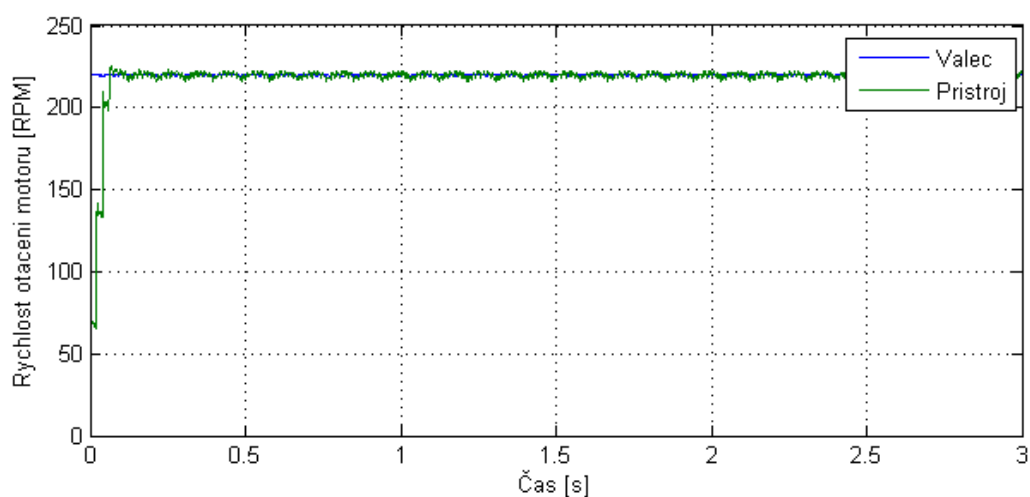


**Obr. E7-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $200 \text{ ot. min}^{-1}$

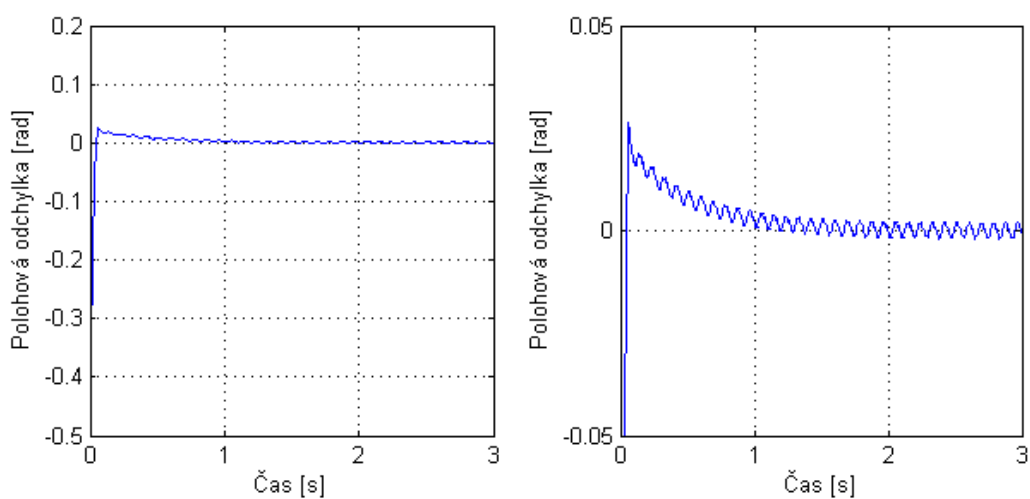
## E8



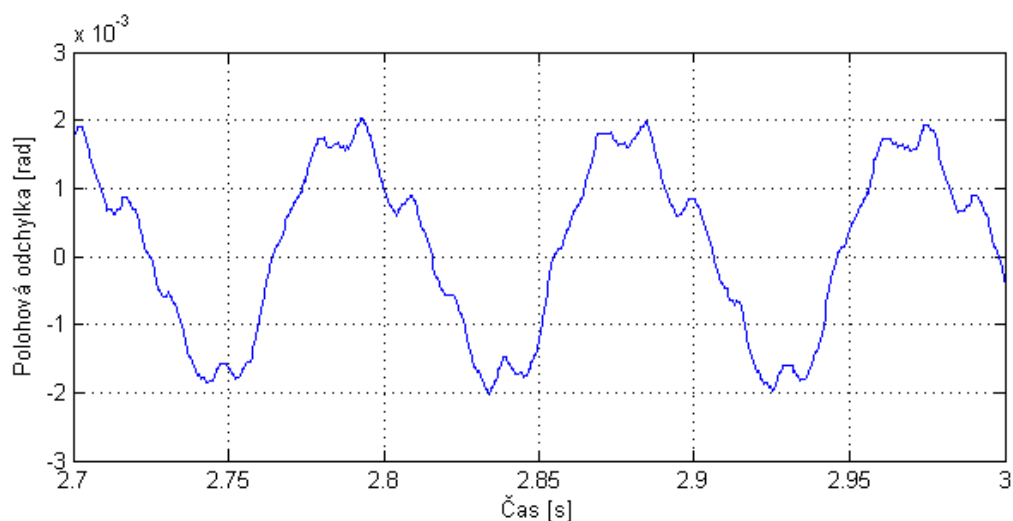
*Obr E8-1 Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti 220 ot.min<sup>-1</sup>*



*Obr. E8-2 Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost 220 ot.min<sup>-1</sup>*

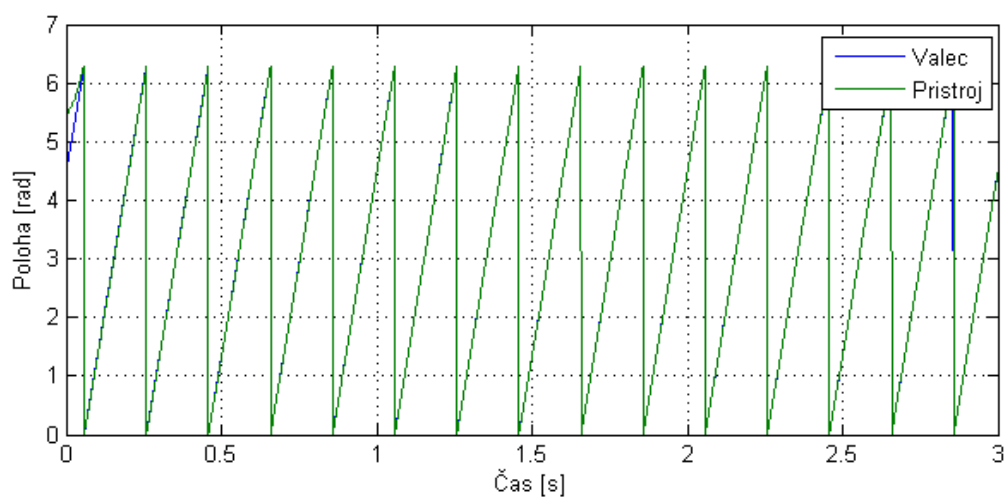


*Obr. E8-3 Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti 220 ot.min<sup>-1</sup>*

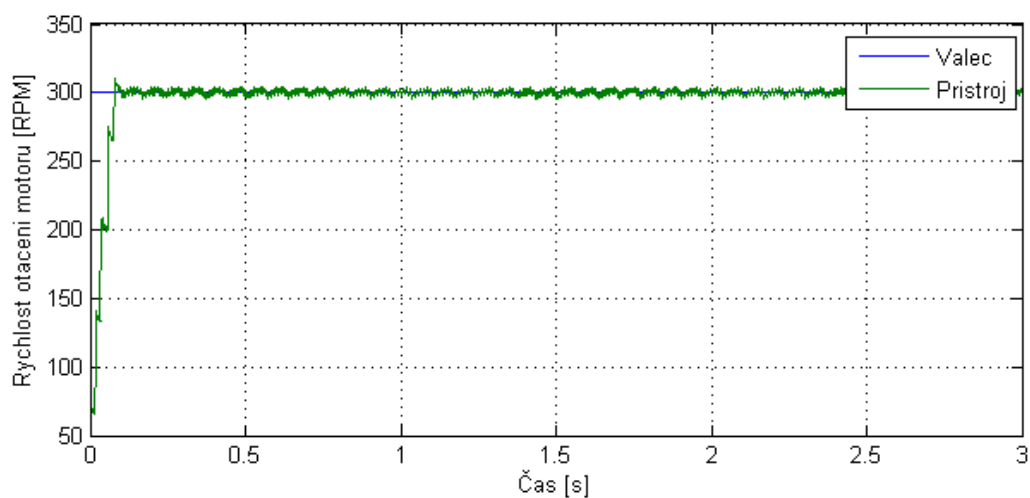


**Obr. E8-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti 220 ot.min<sup>-1</sup>

## E9

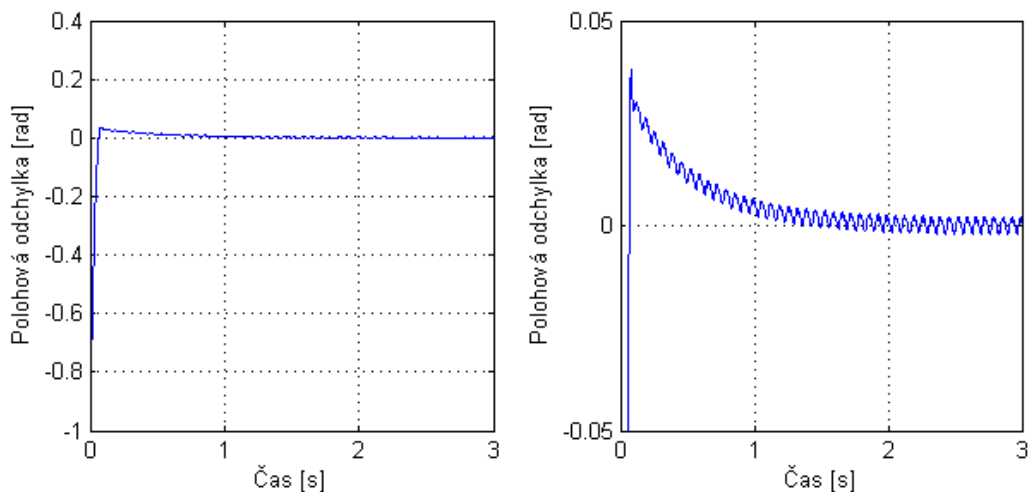


**Obr E9-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje, žádaná rychlost 300 ot.min<sup>-1</sup>

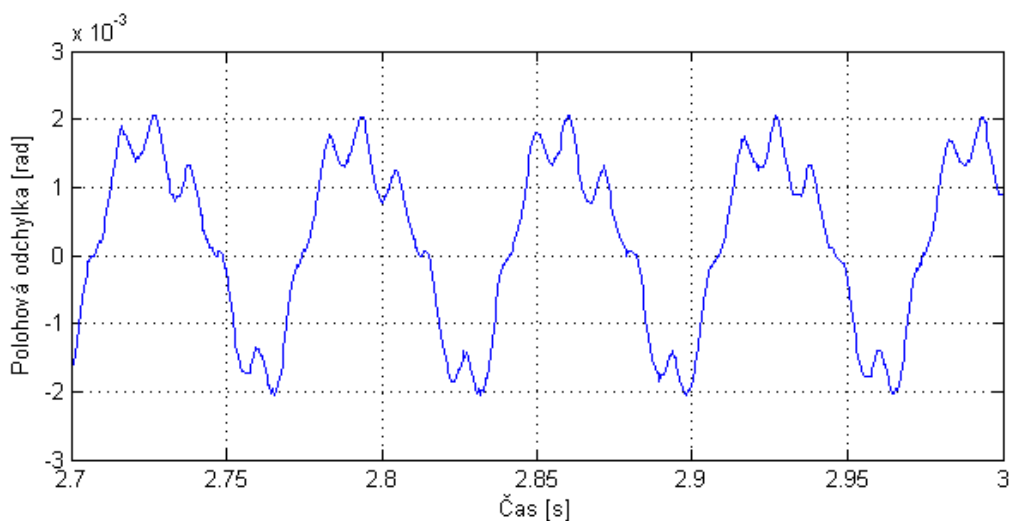


**Obr. E9-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost 300 ot.min<sup>-1</sup>



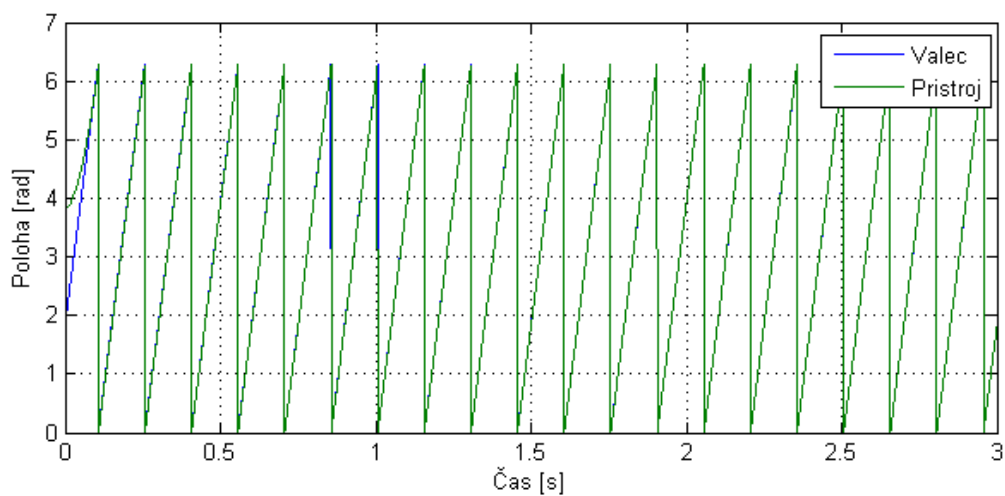


**Obr. E9-3** Průběh polohové odchytky jehelního válce a přístroje při rychlosti  $300 \text{ ot.min}^{-1}$

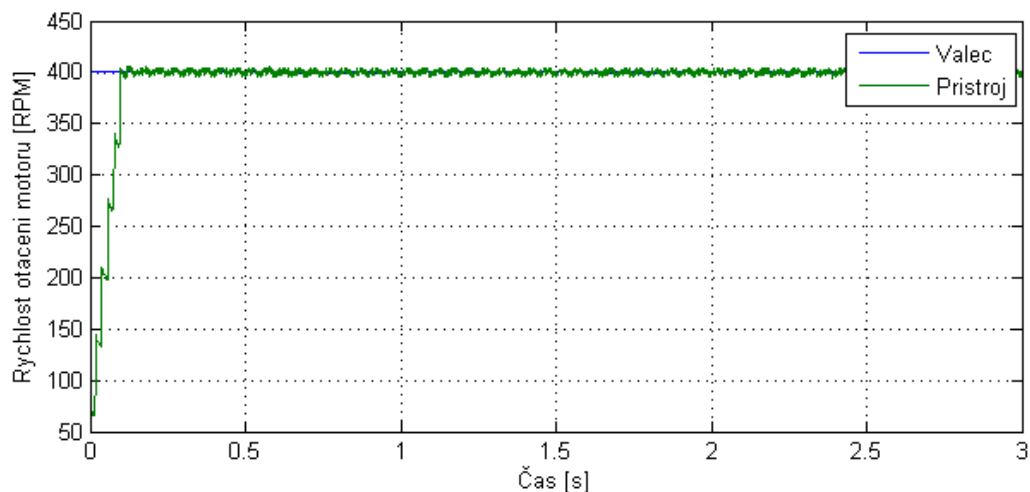


**Obr. E9-4** Detail průběhu polohové odchytky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti  $300 \text{ ot.min}^{-1}$

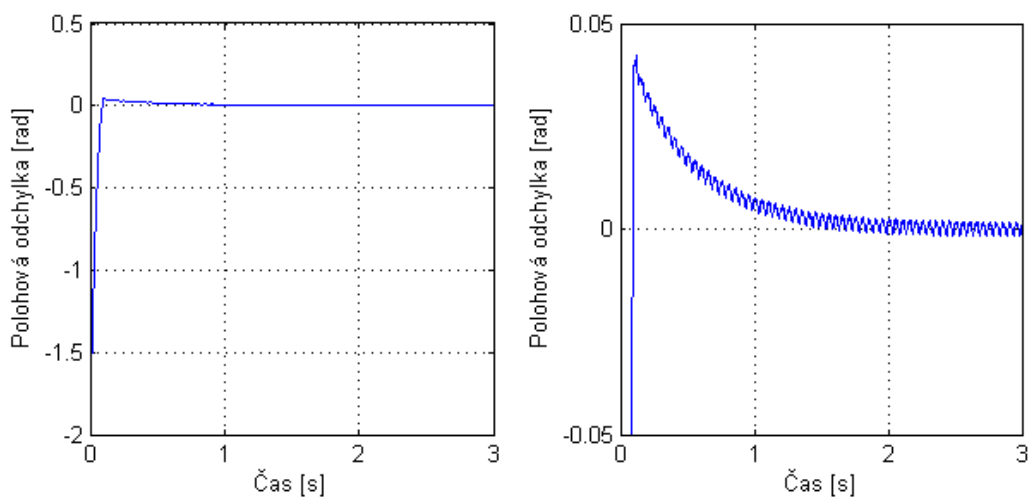
## E10



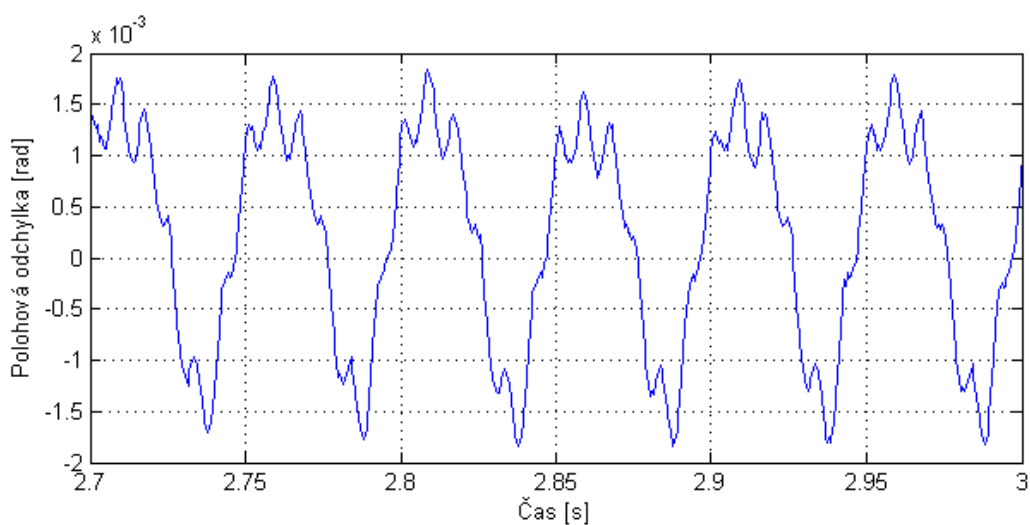
**Obr E10-1** Průběhy poloh jehelního válce a přístroje při rychlosti  $400 \text{ ot.min}^{-1}$



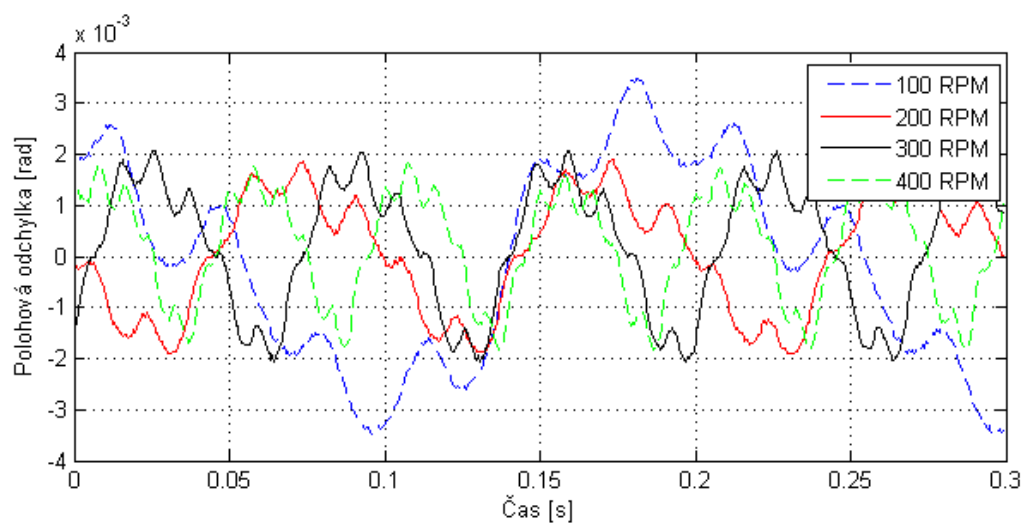
**Obr. E10-2** Průběhy úhlových rychlostí jehelního válce a přístroje; žádaná rychlost 400 ot.min<sup>-1</sup>



**Obr. E10-3** Průběh polohové odchylky jehelního válce a přístroje při rychlosti 400 ot.min<sup>-1</sup>



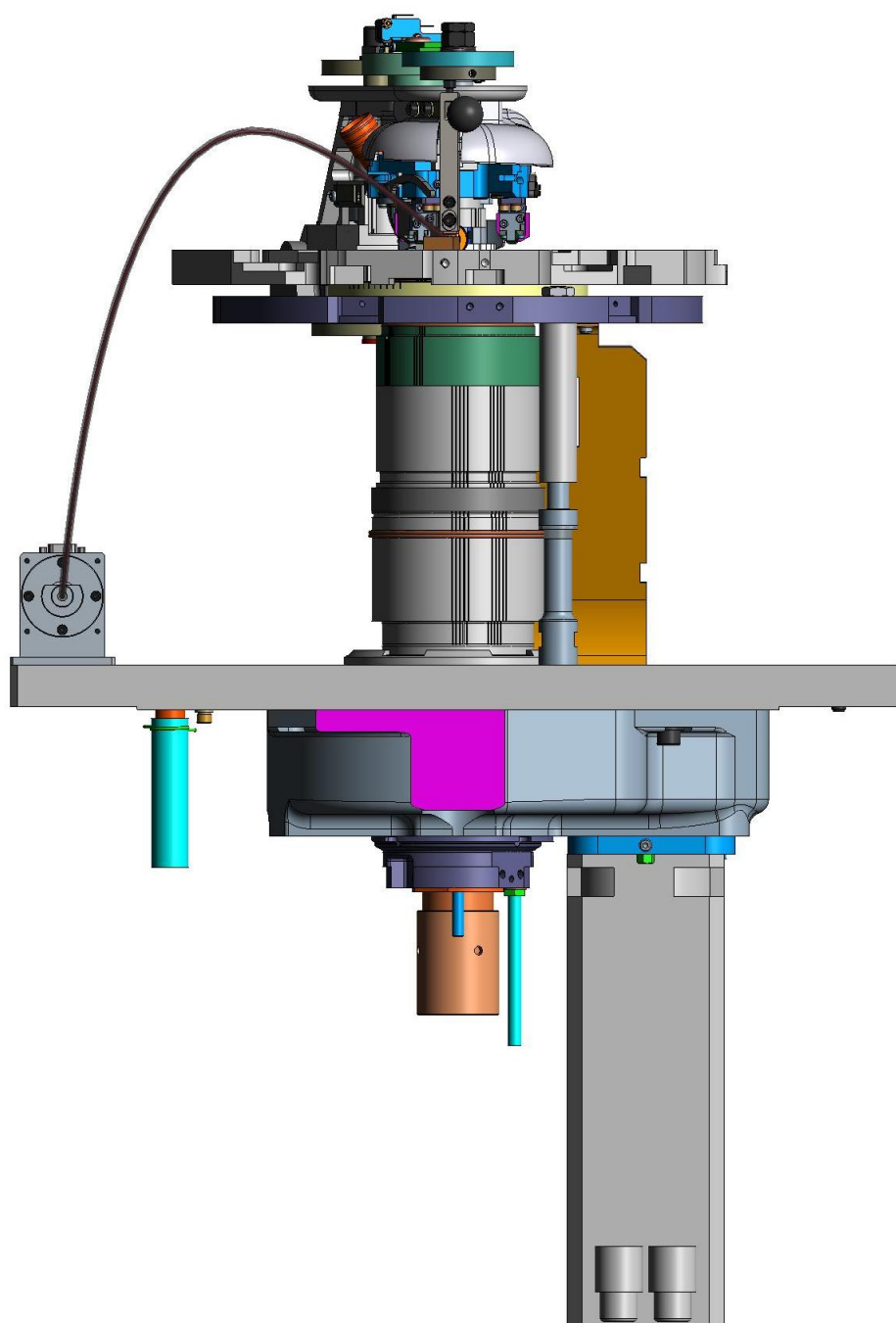
**Obr. E10-4** Detail průběhu polohové odchylky jehelního válce a přístroje po ustálení při rychlosti 400 ot.min<sup>-1</sup>



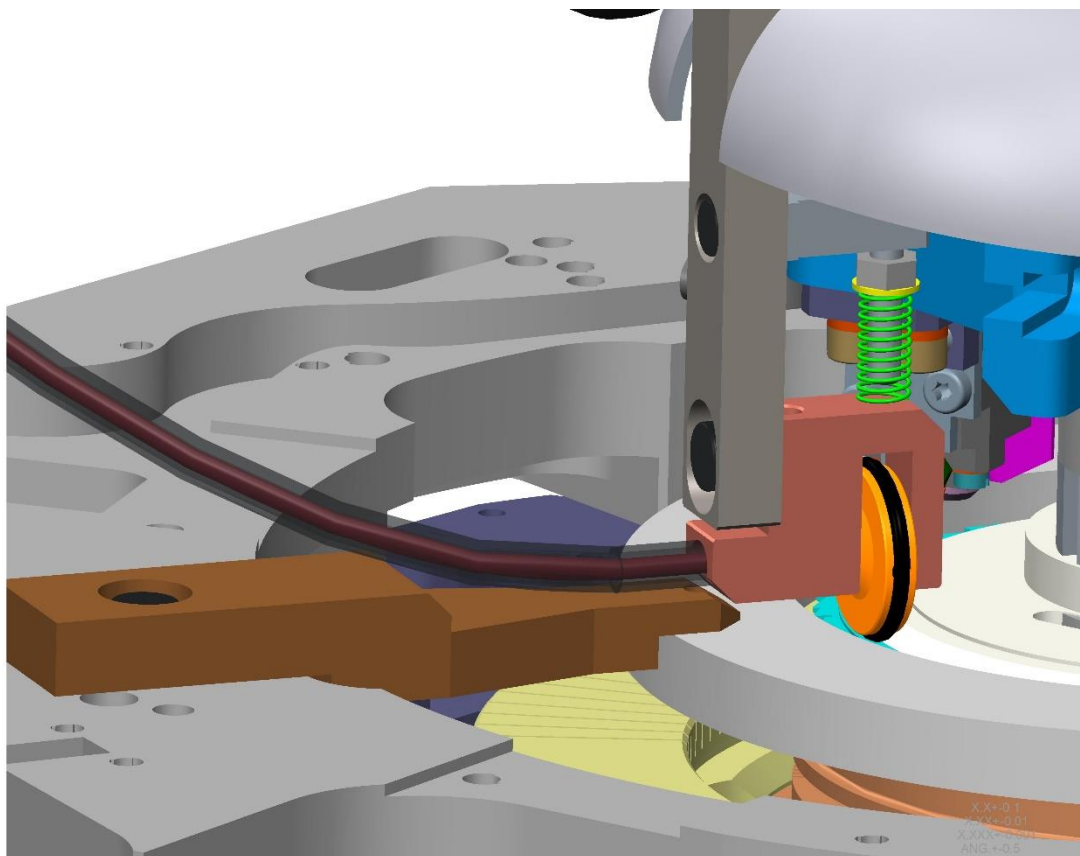
**Obr. E10-5** Průběhy polohových odchylek jehelního válce a přístroje po ustálení pro převěšovací rychlosti 100- 400  $\text{ot.min}^{-1}$

## **Příloha F**

- F1** - CAD model zástavby funkčního modelu individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do maloprůměrového pletacího stroje Ange 18.1.
- F2** - Parametry krokového pohonu Sanyo Denki 103H7123-1710  
- Časový průběh odběru proudu driveru individuálního systému pohonu stříhacího kotouče  
- Výstupy z měření systému individuálního systému pohonu stříhacího kotouče

**F1**

*Obr. F1-1 CAD model zástavby individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do malopřůměrového pletacího stroje Ange 18.1*

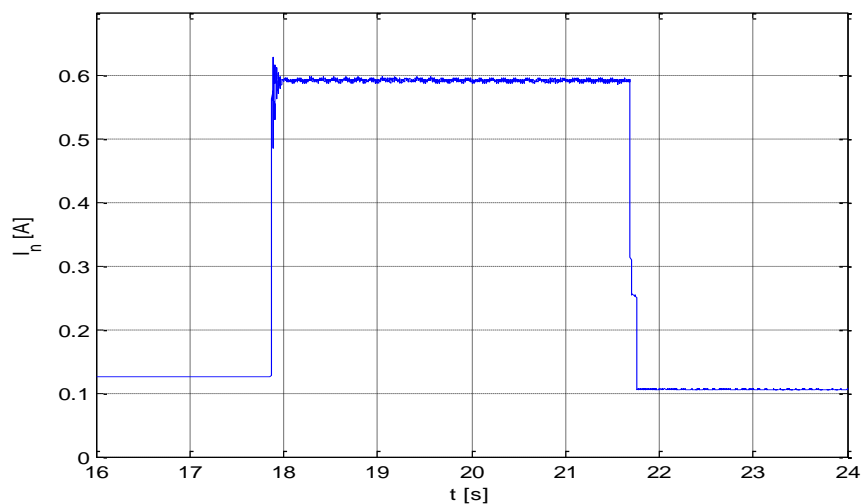


*Obr. F1-2 Detail CAD modelu zástavby individuálního systému pohonu stříhacího kotouče do malopřůměrového pletacího stroje Ange 18.1*

## F2

*Tab. F2-1 Parametry krokového motoru P<sub>3</sub>; typ Sanyo Denki 103H7123-1710*

Typ-označení	Sanyo Denki 103H7123-1710	Jednotka
Velikost	56	mm
Jmenovitý moment	1,1	N.m
Proud	4	A
Moment setrvačnosti rotoru	$2,1 \cdot 10^{-5}$	kg.m <sup>2</sup>
Počet kroků na otáčku	200	-
Základní úhel kroku	$1,8 \pm 0,09$	°



*Obr. F2-1 Časový průběh proudového odběru driveru individuálního pohonu střihacího kotouče*

*Tab. F2-2 Výstupy z měření systému individuálního pohonu střihacího kotouče*

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Napájecí napětí driveru v klidu	$U_{no}$	42,1	[V]
Napájecí napětí driveru za běhu	$U_n$	40,7	
Proudový odběr driveru v klidu	$I_{no}$	125	[mA]
Proudový odběr driveru za běhu	$I_n$	594	
Příkon v klidu	$P_{no}$	5,2	[W]
Příkon za běhu	$P_n$	24,1	