



## KINETOSTATICKÁ SYNTÉZA KROKOVÝCH MECHANIZMŮ S KLASICKOU A ELEKTRONICKOU VAČKOU

## KINETOSTATIC SYNTHESIS OF STEPPING MECHANISM WITH A CLASSICAL AND ELECTRONIC CAM

### Autoreferát dizertační práce

Studijní program: P2612 – Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 – Technická kybernetika

Autor: Ing. Pavel Dostražil

Školitel: prof. Ing. Vojtěch Konopa, CSc.

Konzultant: Ing. Petr Jirásko, Ph.D.



## Abstrakt

Dizertační práce se zabývá problematikou klasických a elektronických vačkových mechanismů. Z tohoto širokého a poměrně dobře probádaného pole se práce zaměřuje na dvě specifické oblasti. Studie přímo navazuje na dizertační práci Ing. Petra Jirásky, Ph.D. a zaměřuje se právě na oblasti, jejichž problematika nebyla uzavřena, a tak určena k dalšímu výzkumu.

První z nich představuje kompletní proces návrhu krokového mechanismu s radiálními vačkami. Práce se detailně věnuje každé etapě tohoto procesu, počínaje sestavením zdvihové závislosti a analýzou její dynamiky. Dále byl vyvinut algoritmus pro efektivní výpočet teoretického a skutečného profilu vačky. Posledním krokem se stalo vytvoření a implementace metod pro odlehčení profilů vaček, které je stěžejní pro rychloběžné mechanismy. Není velký problém navrhnout krokový vačkový mechanismus, ale potíž spočívá v jeho rychlém a správném navržení. Proto praktický výstup práce obsahuje dva softwarové nástroje (pro návrh zdvihové závislosti a syntézu profilu vaček) umožňující znalému konstruktérovi velmi rychlý a komplexní návrh mechanismu. Mimo jiné implementují i kinetostatickou analýzu mechanismu, která je významná pro určení životnosti. Špatně dimenzovaný mechanismus totiž může pracovat správně, ale za cenu výrazně kratší životnosti. Dalším rozšířením je možnost navrhovat nesymetrické mechanismy, tedy mechanismy, v nichž vačky nemají stejné profily. Uvedené mechanismy mohou vzniknout na základě nesymetrických zdvihových závislostí nebo nesymetrického počátečního natočení karuselu.

Druhá oblast výzkumu se zabývá problematikou potlačení reziduálních kmitů v klidových částech krokových funkcí elektronické vačky pomocí metody superpozice budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Práce porovnává metodu s dalšími metodami pro potlačení reziduálních kmitů a shrnuje metodiku jejího nasazení. Dále se věnuje rozšířením původní metody tak, aby umožňovala automatické seřízení a zároveň byla zachována schopnost jejich snadného praktického nasazení. Veškeré závěry se ověřovaly na numerických modelech a fyzikálním standu s využitím systému elektronické vačky od firmy Yaskawa.

Charakteristický rys výzkumu tvoří jeho aplikační charakter, resp. spojení s firmou VÚTS, a.s., na jejíž půdě proběhlo praktické ověřování numericky simulovaných výsledků na reálném standu. Také zde byly prakticky nasazovány vyvíjené softwarové nástroje.

**Klíčová slova:** zdvihová závislost, krokový mechanismus, odlehčení profilu vačky, elektronická vačka, potlačení reziduálních kmitů

## Abstract

The dissertation deals with classical and electronic cam mechanisms. From this huge and relatively well-explored area the work focuses on two specific areas. The work directly follows the dissertation of Ing. Petr Jirásko, Ph.D. and focuses just on those areas where the issue was not concluded and were intended to research further.

The first is the complete design process of a stepping mechanism with radial cams. The work focuses in detail on each stage of the process, starting with the creation of a displacement diagram and an analysis of its dynamics. Furthermore an algorithm was developed for efficient calculation of the theoretical and the actual cam profile. The final step was the creation and implementation of methods for lightweight cam profiles, which is crucial for high-speed mechanisms. It is not a big deal to design a step cam mechanism, but the problem is to design it quickly and correctly. Therefore, the practical outputs of this work are two software tools (for the design of displacement diagrams and for the synthesis of the cam profile) which allow the skilled designer a very fast and complex design of the mechanism. Among other things, it implements a kinetostatic analysis of the mechanism, which is important for the determination of the lifetime. Badly dimensioned mechanism can work properly, but at the cost of a significantly shorter lifetime. Another enhancement is the ability to design unsymmetrical mechanisms, i.e. mechanisms where cam profiles are different. These mechanisms may arise from an asymmetrical displacement diagram or an asymmetrical initial rotation of the carousel.

The second area of research was the issue of suppression of residual vibrations in the resting parts of the stepping function of electronic cam using the method of compensation of residual oscillations by superposing the displacement diagram with a harmonic pulse. The work compares the method with other methods for suppressing residual vibrations and summarizes the methodology for its deployment. It also deals with an extension of the original method to allow the automatic adjustment while maintaining the ability of its easy practical application. All conclusions were verified by the numerical and physical models using the electronic cam from Yaskawa.

A characteristic feature of this research is the application character, and the connection with the company VÚTS, a. s., where the results were numerically simulated and practically verified on a real physical model. In the mentioned company, software tools are deployed.

**Keywords:** displacement diagram, stepping mechanism, lightweight of the cam profile, electronic cam, suppression of residual vibrations

# Obsah

1. Úvod.....	5
1.1. Přehled stavu problematiky vačkových mechanismů .....	5
1.2. Cíle a dílčí cíle dizertační práce .....	8
2. Vačky a vačkové mechanismy .....	9
2.1. Klasické základní vačkové mechanismy .....	9
2.2. Klasické krokové základní vačkové mechanismy .....	10
2.3. Elektronické vačkové mechanismy .....	10
3. Problematika zdvihových závislostí vačkových mechanismů .....	10
3.1. Zdvihové závislosti.....	11
3.2. Pohybová funkce .....	11
3.3. Polohová přesnost.....	11
3.4. Klasifikace zdvihových závislostí .....	12
3.5. Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí.....	12
3.6. Program KINz2 .....	13
3.6.1. Vnější popis a funkce programu .....	13
3.6.2. Vnitřní struktura .....	14
3.6.3. Shrnutí .....	14
4. Kinematická syntéza krokových vačkových mechanismů s radiálními vačkami .....	15
4.1. Vstup symetrické a nesymetrické zdvihové závislosti do kinematické syntézy.....	16
4.2. Algoritmus řešení teoretických profilů vaček .....	17
4.3. Problematika odlehčení profilů vaček .....	19
4.4. Algoritmus odlehčení kontur radiálních dvojvaček.....	20
4.4.1. Příprava vazebních polí .....	20
4.4.2. Realizace odlehčení .....	21
4.5. Aplikace KINy2KV.....	22
4.5.1. Vnější popis programu.....	22
4.5.2. Shrnutí .....	23
5. Počítačové modelování mechanismů .....	24
5.1. Obecný model standu s elektronickou vačkou .....	24
5.2. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí pohybových rovníc .....	25
5.3. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí Lagrangeových rovníc 2. druhu.....	27
5.4. Vzájemné porovnání modelů a jejich verifikace .....	28
6. Potlačení reziduálních kmitů elektronických vaček .....	29
6.1. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – původní metoda.....	30
6.2. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – rozšířená metoda .....	30
6.3. Vliv parametrů kompenzačního pulzu.....	32
6.4. Určení parametrů pulzu .....	33
6.5. Testovací stand.....	35

7. Závěr .....	36
Seznam použité literatury .....	38
Přehled publikovaných prací .....	39
Softwarové nástroje evidované v rejstříku informací o výsledcích (RIV) .....	40

## 1. Úvod

Stejně tak, jak se rozvíjí vědní obory, dochází také k rozšiřování jejich hranic a oblastí nacházejících se mezi jednotlivými obory. Tam, kde se prolíná mechanika, software, elektronika a řízení, leží vědní obor označovaný jako mechatronika. Složením pojmů z předchozích vět dostanete nejen název fakulty, pod jejíž záštitou je tato práce tvořena, ale také směr, kterého se snaží práce držet. Zejména pak oblast, kde se prolíná strojní a softwarové inženýrství, nabízí řadu problémů, jejichž řešení je možné zlepšit, a přinést tak inovaci přímo do průmyslové praxe.

Spojení s průmyslovou praxí představuje další rys studie. Konkrétně se jedná o spolupráci se společností VÚTS, a.s. (dále jen VÚTS), resp. s Ing. Petrem Jiráskem, Ph.D., na jehož dizertační práci [6] navazují. Zmíněné spojení mi přináší nejen cenné znalosti a zkušenosti, ale také zpětnou vazbu týkající dosažených výsledků, která tak pomáhá udržet jejich korektnost a relevanci.

### 1.1. Přehled stavu problematiky vačkových mechanismů

Vačkové mechanismy lze v zásadě rozdělit do tří skupin, na klasické mechanismy, elektronické vačkové mechanismy (servopohony řízené kontrolery) a kombinované mechanismy (sériové a paralelní kombinace klasických a elektronických mechanismů).

S klasickými vačkovými mechanismy se setkáváme již několik desítek let v řadě odvětví zpracovatelského průmyslu. V podobě katalogizovaných mechanismů se nejčastěji objevují jako prvky pevné automatizace ve výrobních a manipulačních systémech (především krokové mechanismy s neperiodickými zdvihovými závislostmi).

Vačkové mechanismy realizují *periodické* a *neperiodické (krokové)* zdvihové závislosti. Často návrh kinematického řetězce vačkového mechanismu vyžaduje použití převodového mechanismu s nekonstantním (rovinné kloubové a prostorové) nebo konstantním (planetové převodovky, ložiskové reduktory, řemenice) převodem mezi výstupem základního vačkového mechanismu a pracovním členem. Takové mechanismy se nazývají složené vačkové mechanismy. Dynamika setrvačných hmot převodových mechanismů značně snižuje využitelný výkon a zvyšuje celkové namáhání.

Vačkové mechanismy lze tedy rozdělit dle realizované zdvihové závislosti na *periodické* a *krokové*. Složené periodické vačkové mechanismy využívají převodových mechanismů s *konstantním* i *nekonstantním* převodem, složené krokové vačkové mechanismy využívají převodových mechanismů s *konstantním* převodem.

Budící zdvihovou závislost pracovního výstupního členu realizují základní vačkové mechanismy s radiální, axiální a globoidní vačkou. Nevýhoda mechanismů s axiální a globoidní vačkou spočívá v principiálně letném uložení rolen. Tato obecná kinematická vazba (rolna-činná plocha vačky) zprostředkovává silový přenos. Letmé uložení je proto nevhodné. Axiální vačky se používají ve stále menší míře kvůli složité výrobě, která vyžaduje pro základní vačkový mechanismus s vahadlem a kladkou CNC výrobní stroj se třemi interpolujícími NC osami. Broušení dráhy je pak možné pouze planetovacím způsobem broušení. Výhodu mimoběžné vstupní vačkové hřídele a výstupní hřídele

vahadla lze při konstrukci stroje snadno nahradit globoidním mechanismem. Globoidní vačky se budou nadále používat díky své jednoduché výrobě a výpočtu a především díky velkému výstupnímu zdvihu (natočení) karuselu bez nutnosti použití dalších převodových mechanismů. Broušení je ovšem opět nutno provádět planetovacím způsobem.

Základní vačkové mechanismy s radiálními vačkami umožňují naopak širokou škálu konstrukčních variant a oboustranné uložení rolen. Činná plocha vačky představuje rozvinutelnou plochu, která se v konečné fázi výroby brousí klasickými brusnými vřeteny (tedy bez nutnosti planetování) se standardními brusnými nástroji. Kontrola měřením je oproti axiálním a globoidním vačkám jednodušší.

Základními elementy rychloběžných vačkových mechanismů jsou tedy radiální vačky s vahadlem a kladkou. S ohledem na dynamiku setrvačných sil jde pak zásadně o *radiální dvojvačky*. Pro periodické pracovní zdvihové závislosti je základním vačkovým mechanismem radiální dvojvačka s dvojhahadlem se dvěma kladkami, pro krokové vačkové mechanismy je základním vačkovým mechanismem radiální dvojvačka s karuselem se šesti nebo osmi kladkami. Pro rychloběžné krokové mechanismy se téměř výhradně používají radiální dvojvačky, které realizují symetrické zdvihové závislosti se symetrickými počátečními polohami karuselů. Tyto dvojvačky pak mají osu symetrie, podle které jsou vačky složeny do geometrie dvojvačky. Kontury vaček jsou tedy geometricky „stejně“ a obrábějí se společně. Při tomto způsobu návrhu mechanismu a jeho výrobě je sice dosahováno vysoké geometrické přesnosti kontur, ale není tak vyčerpána skrytá rezerva v možné nesymetrii zdvihové závislosti a nesymetrické počáteční poloze karuselu pro speciální aplikace. V tomto případě jsou kontury vaček rozdílné a nelze je obrábět společně na základě shodných výrobních dat.

Základní vačkové mechanismy s radiálními vačkami a vahadly s kladkami vynikají výbornými dynamickými vlastnostmi, které se ještě zlepšují s příchodem nových konstrukčních materiálů samotných vaček a ostatních členů mechanismů. V současné době VÚTS řeší v rámci projektu TIP (FR-TI4/801: *Vysokootáčkové vačkové mechanismy s radiálními vačkami*) problematiku vysokootáčkových mechanismů, které realizují periodické a neperiodické (krokové) zdvihové závislosti. Výstupem projektu budou prototypy rychloběžných mechanismů, na kterých budou aplikovány metody výpočtu uvedené v dizertační práci (nesymetrie a odlehčené části kontur).

Doposud se pro návrh těchto mechanismů využívá specializovaný software, ale odlehčení profilu vačky je třeba provádět ručním výpočtem, který vychází ze správného odhadu konstruktéra a výpočtáře. Je třeba zdůraznit, že výpočetní systémy vačkových mechanismů představují většinou speciální a jednoúčelové softwary vyvíjené firmami, které se zabývají výrobou vaček. Ve zmíněných programech jsou zužitkovány konstrukční a výrobní zkušenosti, a proto většinou představují duševní vlastnictví firem a běžně se s nimi neobchoduje.

Problematice kinetostatiky klasických vačkových mechanismů se systematicky věnují práce [9], [22] a částečně práce [6]. V další literatuře [15] se můžeme setkat s veličinou *vlastní relativní frekvence*, která je používána v [9] a [6]. Veličina *vlastní relativní frekvence* se týká především dynamických vlastností zdvihových závislostí. Klasickými vačkovými mechanismy se zabývá i literatura [1].

Pro úplnost problematiky klasických vačkových mechanismů je třeba se zmínit o dynamice vačkových mechanismů s poddajnými členy. Především reálné rychloběžné mechanismy se musí modelovat a řešit jako poddajné (poddajné vazby a členy). Dizertační práce se poddajnými členy v části klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami nezabývá, ale tato významná problematika je zpracována např. v literatuře [6], [9], [10] a [14].

Elektronické vačky se výrazně prosazují teprve v posledních letech. Rotační pohyb vahadla klasické vačky nahrazuje rotační pohyb hřídele servomotoru. Nedílnou součástí systému představuje samozřejmě i kontroler, který ve své paměti (ve formě dat) uchovává požadovaný tvar zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) a je schopen ho převést na příslušné elektrické signály pro servomotor. Tato koncepce tvoří základ tzv. pružné automatizace, pro kterou je stěžejní právě rychlá a levná změna pohybové funkce dle aktuálních požadavků. Uplatnění najde zejména v malosériové výrobě, kde zvyšuje modularitu výrobních strojů.

Elektronické vačky mají díky elektronické regulaci pohonu servomotoru řadu unikátních vlastností. Toho se v kombinaci s programovými možnostmi PLC řídicího kontroleru využívá k řízení polohy a vlastní dynamiky pohybových funkcí. Nejdůležitější vlastností systému řízení servomotorů v režimu elektronických vaček je kompenzace rušivého zbytkového (reziduálního) kmitání v klidových oblastech pohybových funkcí.

Téměř každá firma, která se zabývá výrobou servopohonů a jejich řízením, deklaruje, že jejich výrobky splňují požadavky kladené na elektronické vačky. Ve firemní, odborné a patentové literatuře je tak samozřejmě množství informací pojednávajících o elektronických vačkách. V literatuře lze nalézt velké množství dílčích aplikací, ovšem bez vymezení podstatných vlastností vůči jiným variantám pohonů pracovních členů. O komplexní pohled na aplikace elektronických vaček ve vztahu k ostatním variantám pohonů pracovních členů mechanismů pojednává literatura [6].

Problematika minimalizace rušivého reziduálního kmitání je již dnes zpracována v dostatečném množství literatury. Existuje celá řada různých metod, jak kompenzovat reziduální kmitání, ale v konečném důsledku se vždy využívají dva základní principy. Buď se upraví zdvihová závislost tak, aby se kmity v systému vůbec nevybudily (typické pro dopředné řízení), nebo se upravuje zdvihová závislost tak, aby již vybuzené kmity potlačila (typické pro zpětnovazební řízení).

Jednotlivé metody se nejčastěji dělí do dvou skupin. První představují tzv. zpětnovazební metody využívající okamžité znalosti výstupních (resp. stavových) veličin systému. Metody jsou obvykle náročnější na realizaci a vyžadují od PLC náročnější zásahy do standardních regulačních struktur. V krajních případech dochází k jejich realizaci zcela mimo PLC, ve speciálních signálových procesorech. Větší pozornosti se v současné době dostává metodám, které působí v přímé větvi regulační smyčky, tedy tzv. dopřednému řízení, ale i v sofistikovaných PLC je jejich praktická realizace poměrně náročná. K typickým představitelům patří metody využívající inverzní dynamiku a dopředné tvarovače signálu neboli „Input shaping“. Velmi zevrubně se jejich implementací a s ní spojenými problémy zabývá práce [11]. Detailní rozbor a porovnání metod, které využívají tvarování vstupního signálu, obsahuje práce [3].

Kromě již zmíněných metod existují i další, které nelze tak snadno zařadit. Například se jedná o vlnové řízení (v originále wave-based control). Svým charakterem jej nelze zařadit mezi zpětnovazební ani dopředné řízení. Nevyžaduje znalost modelu soustavy ani polohu koncového výstupního členu soustavy. Modeluje se pouze první člen mechanismu, tedy připojení pohonu, odkud se také získává zpětná vazba. Blíže se metodou zabývají práce [12] a [13].

Dizertační práce doktora Jiráka [6] využívá k minimalizaci reziduálních kmitů dynamických vlastností zdvihových závislostí a superpozici s harmonickým pulzem odpovídajícím vlastní frekvenci poddajného pracovního výstupu vačkového mechanismu. Je velmi nenáročná, co se týká požadavků na PLC, ale vyžaduje znalost vlastní frekvence systému a její doladění probíhá ruční modifikací dvou koeficientů. Na zmíněnou metodu navazuje druhá část práce a je zde také podrobněji rozebrána (viz kapitola 6).

Kombinované mechanismy představují novinku posledních let. Jde především o propojení klasických a elektronických vačkových mechanismů v sériovém a paralelním řazení a jsou to představitelé skutečných mechatronických pohonů. Oba způsoby dostatečně demonstruje literatura [6], [18] a [17] a oba pohony vznikly na půdě VÚTS.

VÚTS používá na tkacím stroji Camel pro pohon vačkového hřídele prohozního čerpadla elektronickou vačku, kterou se modifikuje základní pohybová funkce generovaná klasickým složeným vačkovým mechanismem. Je tak regulován průběh tlaku prohozní kapaliny v závislosti na čase.

Paralelní řazení klasických a elektronických mechanismů na principu diferenciálu VÚTS vyvinul v roce 2008. Tento princip pohonu získal na MSV 2008 v Brně zlatou medaili, rovněž mu byly uděleny patenty [7]. Mechatronický diferenciální pohonný systém je dále ve VÚTS konstrukčně modifikován.

Klasické i elektronické vačkové mechanismy mají v dnešním světě své nezastupitelné místo. Ačkoliv získávají elektronické pohony stále větší podíl na trhu, nelze v dohledné době očekávat, že by klasické mechanismy úplně vytlačily. Přestože vývoj pohonných jednotek elektronických vaček neustále pokračuje, dynamické vlastnosti klasických vačkových mechanismů je stále výrazně převyšují a s novými materiály se také neustále zlepšují.

## 1.2. Cíle a dílčí cíle dizertační práce

**Hlavním cílem první části** dizertační práce je zautomatizovat a ucelit proces návrhu, výpočtů a přípravy výrobních dat vaček klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami. Je třeba dořešit realizaci nesymetrických zdvihových závislostí a nesymetrických počátečních poloh karuselu, resp. výstupního rotačního členu. Tato problematika je důležitá pro aplikace, kdy se mechanismus používá v jednosměrném chodu při vysokém vnějším silovém zatížení. Dále bude vyvinut algoritmus automatické tvorby odlehčení profilů vaček při průchodu rolen spojnicí os rotace vaček a vahadel. Odlehčení profilů vaček je pro vysokou dynamiku setrvačných sil, resp. vysoké otáčky těchto mechanismů, zásadní. Dále vzniknou nástroje pro kinetostatickou analýzu, které budou schopny určit namáhání činných ploch vaček. Práce propojí strojní a softwarové inženýrství, a vylepší tak současnou metodiku návrhu krokových mechanismů. Krokové mechanismy s radiálními vačkami budou v závěru práce konfrontovány s možnostmi a vývojovými trendy elektronických vaček. Výsledkem první části dizertační práce bude softwarový nástroj pro produktivní tvorbu výrobních dat příslušných radiálních vaček.

**Dílčím cílem první části** studie se stane problematika spojená právě se softwarovými prostředky kinetostatického návrhu krokových mechanismů s radiálními vačkami. Jde o stanovení nejvhodnější formy dat vstupních zdvihových závislostí vstupujících do kinematické syntézy a princip výpočtu založený na konstantním kroku nezávislé výrobní souřadnice, kterým je úhel. Tyto výpočetní metody souvisejí se způsoby výroby vaček na CNC strojích, především technologií broušení tvrzených činných ploch vaček.

Druhá část studie se bude zabývat aplikacemi krokových pohybových funkcí elektronickými vačkami. Ty principiálně umožňují různými metodami minimalizovat rušivé reziduální kmity v klidových částech pohybových krokových funkcí. Jednu z metod minimalizace představuje superpozice budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Ten lze fázově a amplitudově transformovat tak, aby amplitudy reziduálních kmitů byly minimalizovány. **Hlavní cíl druhé části** dizertační práce řeší algoritmy automatické transformace a nalezení nejvhodnější polohy tohoto harmonického pulzu. Numerické iterační metody první a druhé části studie jsou podobné, ovšem provedené v jiných



softwarových vývojových prostředích (Visual Studio C#, Scilab). Vybraný algoritmus bude otestován na standu v systému (PLC) elektronické vačky Yaskawa.

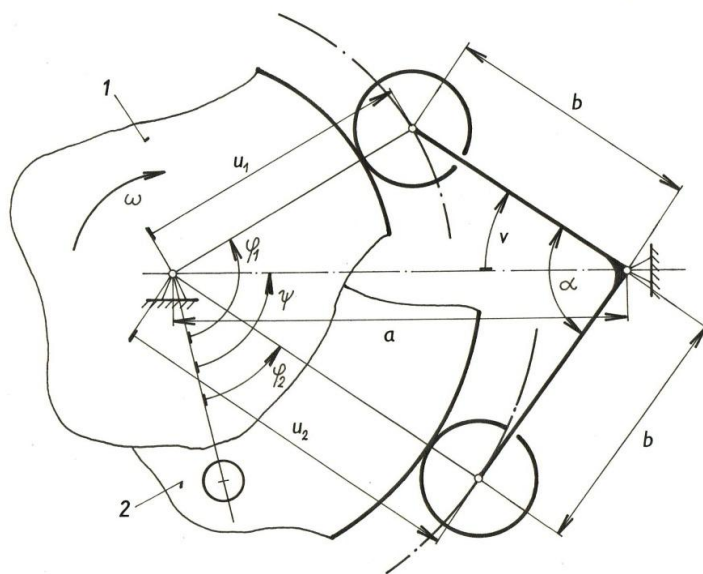
**Dílčím cílem druhé části** bude metodický postup aplikace metody a její porovnání s jinými vhodnými metodami minimalizace reziduálních kmitů na komerčním systému elektronické vačky Yaskawa. Poslední **dílčí cíl** bude tvořit vyhodnocení klasických a elektronických krokových mechanismů v rozličných aplikacích ve výrobních systémech s ohledem na různé požadavky, jako je rychloběžnost, poddajnost výstupu a skladba kinematických řetězců pohonů pracovních členů mechanismů.

## 2. Vačky a vačkové mechanismy

Z pohledu pohonu pracovního členu výrobního nebo manipulačního mechanismu lze na klasické a elektronické vačky pohlížet stejně. Obě realizují svoji budící kinematickou pohybovou funkci pracovní posuvný nebo rotační pohyb. Mezi touto budící pohybovou funkcí a pracovním pohybem je často složitý kinematický řetězec převodových mechanismů, zvláště pak u klasických vačkových systémů. To vychází z mnoha požadavků, které určuje výrobní technologie procesu. U elektronických vačkových systémů je snaha o co nejmenší počet převodových mechanismů. Složenými vačkovými mechanismy se podrobně zabývají práce [6] a [22]. Dále se zaměříme na základní vačkové mechanismy, jejichž podrobný popis nalezneme v uvedené literatuře, konkrétně na základní vačkové mechanismy s vahadlem a kladkou.

### 2.1. Klasické základní vačkové mechanismy

Jako základní vačkový mechanismus označíme trojčlenný mechanismus s jedním stupněm volnosti, který obsahuje alespoň jednu vačku spojenou s ostatními členy mechanismu minimálně jednou obecnou kinematickou dvojicí. Vačka, která je obvykle hnacím členem mechanismu, vyvoluje pohyb své činné plochy prostřednictvím obecné kinematické dvojice posuvný (zvedák) nebo rotační (vahadlo) pohyb hnaného členu. Podle prostorového uspořádání hnacího a hnaného členu lze základní vačkové mechanismy rozdělit do třech hlavních kategorií s *radiální*, *axiální* a *globoidní* vačkou.



Obr. 2.1 Dvojvačkový mechanismus (kinematické schéma)

Hnaným členem základního vačkového mechanismu, který stojí ve středu pozornosti studie, je vahadlo s kladkou. Vývoj aplikací klasických vačkových mechanismů jednoznačně směřuje k vysokootáčkovým a vysoce dynamicky namáhaným mechanismům, proto se budeme dále zabývat výhradně radiálními dvojvačkami s vahadly a kladkami. Tyto mechanismy lze pak rozdělit podle realizované *periodické* a *neperiodické (krokové)* zdvihové závislosti. Na Obr. 2.1 je pro ilustraci zobrazen schematicky klasický dvojvačkový mechanismus realizující periodickou zdvihovou závislost  $v = v(\psi)$ .

## 2.2. Klasické krokové základní vačkové mechanismy

Někdy se také označují jako mechanismy s *neperiodickými* zdvihovými závislostmi. Nejčastěji se dělí do třech kategorií podle toho, na jaké vačce jsou konstrukčně mechanismy založeny. Nejlepšími dynamickými vlastnostmi disponují radiální dvojvačky znázorněné na Obr. 2.2 vpravo nahoře, kterým je v dizertační práci věnována největší pozornost. Dalším konstrukčním prvkem pro krokové mechanismy může být axiální vačka, na Obr. 2.2 je umístěna vlevo nahoře. Vpravo dole se nachází poslední krokový mechanismus s globoidní vačkou.



Obr. 2.2 Základní krokové vačkové mechanismy (katalog Miksch GmbH)

Mechanismy bývají umístěny do převodových skříní, a proto je také často označujeme jako krokové převodovky. Jak již bylo řečeno, dizertační práce se zabývá krokovými mechanismy s radiální dvojvačkou. VÚTS vyrábí uvedené typy vačkových mechanismů, které lze rozdělit do čtyř velikostí podle osových vzdáleností ( $v$  [mm]) rovnoběžných vstupních a výstupních hřídelí (typy 65, 80, 105, 130). Výpočet a výroba radiálních vaček v současné době probíhá na základě dizertační práce.

## 2.3. Elektronické vačkové mechanismy

Na elektronické vačkové mechanismy lze z hlediska kinematiky pohlížet obdobně jako na klasické vačkové mechanismy. Rotační pohyb vahadla je nahrazen rotačním pohybem hřídele servomotoru. Stejně tak lze uvažovat i o lineárním motoru, který by nahrazoval posuvný zvedák, ale rotační pohyb je zdaleka častější, proto se tato práce zabývá pouze jím.

Systém, na kterém se výzkum provádí, vyrábí japonská firma Yaskawa. Jedná se o kompletní systém, složený ze servomotoru SGMGV-30D s výkonem 2,9 kW, o jehož silovou regulaci se stará servopack SGDA-A3-AE. Do slaboproudé části pak patří kontroler MP2300, modul zajišťující komunikaci LIO-02 a dotykový grafický ovládací panel HMI Weintek.

## 3. Problematika zdvihových závislostí vačkových mechanismů

Problematika zdvihových závislostí vaček představuje z pohledu kinematiky a dynamiky jednu z nejdůležitějších kapitol. Zdvihovou závislost předepisujeme obvykle pracovnímu členu mechanismu. Na pracovní pohyb jsou kladeny rozličné požadavky z pohledu konkrétní výrobní technologie, a volba zdvihové závislosti pracovního členu tak musí odpovídat požadované technologické

funkci. Důležité je, že zdroj pohybové funkce pracovního členu představuje základní vačkový mechanismus nebo servomotor, který kinematicky budí dynamický systém mechanismu stroje. V reálném stroji má podobu pracovního mechanismu s poddajnými členy a vazbami. Problematikou výpočetních modelů vačkových mechanismů s poddajnými členy se v jisté míře zabývají všechny práce o vačkách uvedené v literatuře dizertace, např. [6], [9], [10] a [14].

Tématem kinetostatické analýzy a dynamiky se zabývají obě hlavní části dizertace. V oddílu věnovaném klasickým krokovým mechanismům slouží kinetostatická analýza ke kontrole namáhání činné plochy radiální vačky, resp. průběhu Hertzova tlaku. Vačkový krokový mechanismus je uvažován s dokonale tuhými členy. V části dizertace zaměřené na elektronické vačky se dynamické řešení provádí s poddajným výstupem mechanismu a řeší se specifická problematika vzniku a kompenzace reziduálních kmitů.

### 3.1. Zdvihové závislosti

Obecně funkci, která přiřazuje poloze určitého členu kinematického řetězce (složeného vačkového mechanismu) polohovou veličinu jiného členu, budeme nazývat *zdvihovou závislostí*. V případě základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou nazveme *zdvihovou závislostí* polohu vahadla ( $v$  [°]) v závislosti na natočení vačky ( $\psi$  [°]) podle Obr. 2.1. V případě elektronické vačky s rotačním servomotorem označíme *zdvihovou závislostí* teoretickou funkci polohy (natočení) hřídele servomotoru (*Slave*) na poloze virtuálního hřídele (*Master*), resp. virtuálního natočení. Pro oba vačkové systémy se interval nezávislé proměnné pohybuje  $0^\circ$  až  $360^\circ$ . Příslušné *derivace* (1. a 2.) jsou pak v jednotkách  $[\text{rad}/\text{rad} = 1]$  a  $[\text{rad}/\text{rad}^2 = 1/\text{rad}]$ .

Jednotkovými zdvihovými závislostmi se ve výpočetních systémech osazují úseky pohybových intervalů zdvihové závislosti pracovního členu vačkového mechanismu.

Často je v literatuře uváděn i průběh 3. derivace jednotkových zdvihových závislostí se součinem 1. a 2. derivace [22]. Význam 3. derivace a součinu 1. a 2. derivace bude vysvětlen v dalším textu.

### 3.2. Pohybová funkce

Obecně funkci, která přiřazuje času polohovou veličinu určitého členu kinematického řetězce (složeného vačkového mechanismu), nazveme *pohybovou funkcí*. V případě základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou označíme *pohybovou funkcí* polohu vahadla ( $v$  [°]) v závislosti na čase. V případě elektronické vačky s rotačním servomotorem pojmenujeme *pohybovou funkcí* (teoretickou a skutečnou) polohu (natočení) hřídele servomotoru (*Slave*) na čase. Příslušné *derivace* (1. a 2.) jsou pak *rychlost*  $[\text{rad}/\text{s}]$  a *zrychlení*  $[\text{rad}/\text{s}^2]$ .

### 3.3. Polohová přesnost

*Polohovou přesnost* pracovních členů vačkových mechanismů budeme rozdílně definovat pro klasické a elektronické vačkové mechanismy. U klasických vaček se jedná o *geometrickou přesnost činné plochy vačky (kontury)*, u elektronických vaček jde o *polohovou přesnost, resp. polohovou chybu pohybové funkce (PERR)*.

Pro elektronické vačky je důležité definovat dva pojmy definující hnací momenty. *Hnací zrychlující moment na hřídeli servomotoru* je využitelný hnací moment k pohonu hnané části mechanismu od hřídele serva k pracovnímu členu. *Hnací zrychlující moment servomotoru* je pak využitelný

moment vyvozený elektromagnetickou vazbou na rotor serva. Jeho maximální využitelná hodnota na hřídeli serva je například v momentovém režimu při konstantních (i nulových) otáčkách rotoru. Jeho minimální využitelná hodnota (až nulová) potom v režimu elektronické vačky, kdy dynamický (setrvačný) moment rotoru dosahuje stejné hodnoty, tzn. servomotor je zatížen „sám sebou“.

### 3.4. Klasifikace zdvihových závislostí

Zdvihové závislosti lze rozdělit podle dvou základních kritérií – tvaru pohybového intervalu a symetrie. Na základě tvaru pohybového intervalu (který je v názvu zvýrazněn pomocí podtržení) lze vyčlenit tři skupiny [9]:

Typ **(0, 0, 1, 1)** – Zdvihové závislosti tohoto typu předepisují pohyb pracovního členu vačkového mechanismu mezi dvěma klidovými polohami. Obvykle bývá zdvihová závislost dána analytickým vztahem, který je symetrický vzhledem ke středu pohybového intervalu. Obecně tomu však být nemusí. Některé analytické předpisy pro zdvihové závislosti disponují dalšími parametry, které mají vliv na symetrii. Lze také využít úpravu dle normy VDI 2143 [21], a modifikovat tak dále tvar zdvihové závislosti následujícími parametry:

Označení	Rozsah	Význam
c	(0; 1>	vkládá úsek s konstantní rychlostí
$\lambda$	(0; 1)	určuje nesymetrii
y1_a	není	definuje počáteční hodnotu 1. derivace
y1_b	není	definuje koncovou hodnotu 1. derivace

**Tabulka 1 - Význam parametrů normy VDI 2143**

Z hlediska krokových vačkových mechanismů jsou významnější symetrické zdvihové závislosti, protože výsledný vačkový mechanismus se skládá ze dvou stejných vaček (ve složeném mechanismu jsou vačky zrcadlově otočeny), které lze vyrábět najednou, a dosáhnout tak vyšší přesnosti. Pro jednotkové zdvihové závislosti se podle [9] intervaly u obou os pohybují v rozsahu <-0,5; 0,5>.

Typ **(0, 0, 1, 0, 0)** – Pohybový interval těchto zdvihových závislostí začíná rovněž v klidovém intervalu, následuje přesun do maximálního zdvihu a návrat do původní klidové polohy. Stejně tak jako u předešlého typu lze zdvihové závislosti dále dělit na symetrické a nesymetrické. Drobný rozdíl v jejich interpretaci je v podobě jednotkové zdvihové závislosti, kde se interval nezávislé proměnné pohybuje v rozsahu <-1; 1>.

Typ **(1, 0, 1, 0, 1)** – Již ze samotného značení je patrné, že tyto zdvihové závislosti nemají v rámci jedné otáčky žádný klidový interval. Z pohledu návrhového softwaru pro tvorbu zdvihových závislostí, který umožňuje k jednotkovým zdvihovým závislostem přiřadit libovolný zdvih i délku, se tak jedná pouze o formální odlišnost od předchozí skupiny.

### 3.5. Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí

Návrh zdvihových závislostí s ohledem na jejich dynamické vlastnosti, zvláště u rychloběžných mechanismů a mechanismů s poddajnými členy, představuje jednu z nejdůležitějších činností při stanovování koncepce pohonu pracovního členu mechanismu výrobního stroje.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí jsou u *základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou* posuzovány v souvislosti s dynamickým modelem s tuhými členy, resp. na základě *kinetostatického řešení*.

Dynamické vlastnosti zdvihových závislostí u *mechanizmů s elektronickou vačkou* s rotačním servomotorem a *poddajnými členy* se posuzují s ohledem na velikost amplitud *reziduálních kmitů* v oblasti klidu pohybové funkce pracovního členu mechanismu, zvláště u neperiodických (krokových) zdvihových závislostí.

S ohledem na důležitost dynamických zákonitostí základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem a kladkou a související dynamiku elektronické vačky s rotačním servomotorem bude pro tento případ odvozena pohybová rovnice mechanismu s tuhými členy metodou redukce [8]. Výsledky jsou pak významné pro návrh rychloběžných krokových mechanismů s radiálními vačkami, které představují předmět části dizertační práce. Jde především o návrh nesymetrické počáteční polohy karuselu.

Metodou redukce je odvozen hnací zrychlující moment na výstupu  $M_D$  a hnací zrychlující moment na vstupu  $M_H$  (při pouhém působení setrvačných sil).

$$M_H = I_3 \ddot{v} v'(\psi) = I_3 \omega^2 v'(\psi) v''(\psi) = M_D v'(\psi). \quad (3.1)$$

Funkční charakter hnacího momentu  $M_H$  je určen součinem první a druhé derivace  $v'(\psi)v''(\psi)$  zdvihové závislosti. V literatuře popisující zdvihové závislosti se často tato funkce součinu uvádí a tabeluje pro svojí vypovídající schopnost vzhledem k požadovanému hnacímu momentu dané, resp. realizované zdvihové závislosti.

Vztah (3.1) popisuje základní rozdíl mezi *klasickou* a *elektronickou* vačkou. Při stejné pohybové funkci pracovního členu je požadovaný hnací moment  $M_H$  *klasické vačky* na vstupu ( $\psi, I_2$ ) daný vztahem (3.1). Požadovaný hnací moment *elektronické vačky* je hnací zrychlující moment  $M_D$  na výstupu ( $v, I_3$ ) velikosti  $M_{Hel} = M_D = I_3 \ddot{v}$ . Pro  $\dot{\psi} = konst$  (což je většina technických rychloběžných aplikací) platí

$$M_H = M_{Hel} v'(\psi).$$

Praktický dopad je zřejmý. Při stejné pohybové funkci pracovního členu v aplikaci *klasické* a *elektronické* vačky dosahuje hnací moment *klasické* vačky menších hodnot při stejném okamžitém výkonu obou vačkových systémů. Ke zrychlujícímu momentu na hřídeli servomotoru *elektronické* vačky, který požaduje konkrétní aplikace, je ještě nutno přičíst zrychlující moment, který rovněž vyžaduje dynamika setrvačných sil rotoru servomotoru.

## 3.6. Program KINz2

KINz2 představuje softwarový nástroj pro návrh zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček. Obsahuje knihovnu přibližně 60 analyticky zadaných funkcí, které lze libovolně skládat, měřítkovat a modifikovat dle německé normy VDI 2143. Zaměřen je zejména na rychlý návrh a snadnou modifikovatelnost zdvihových závislostí. Dále umožňuje export dat do souboru v uživateli zadané podobě nebo přímo do programu KINy2KV. Má podobu okenní aplikace na platformě .Net Framework 3.5.

### 3.6.1. Vnější popis a funkce programu

Okno programu podle Obr. 3.1 je rozděleno na dvě části. Levá dominantní část zobrazuje graf zdvihové závislosti, tedy její zdvih, rychlost a zrychlení, resp. její 0., 1. a 2. derivaci. Vpravo se nachází ovládací panel, který se může rozšířit na úkor grafu o další panel pro modifikace konkrétní části zdvihové závislosti. Výsledná zdvihová závislost vzniká skládáním různých analytických funkcí, jejich měřítkováním a modifikacemi dle německé normy VDI 2143.



Obr. 3.1 Hlavní okno programu KINz2

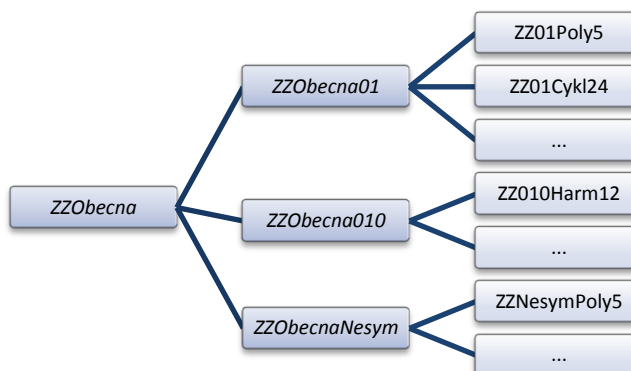
### 3.6.2. Vnitřní struktura

Program se snaží maximálně využívat objektově orientovaného přístupu pro zajištění přehlednosti kódu a usnadnění dalších modifikací. Aplikace nevyužívá žádné knihovny třetích stran. Jedinou externí knihovnu představuje „graf.dll“, která byla vyvinuta pro účely této aplikace a jí podobných.

Detailní rozbor aplikace zde nemá smysl provádět, pouze bych zde zmínil konstrukci tříd pro samotnou implementaci zdvihových závislostí podle Obr. 3.2.

Tento polymorfní přístup zajišťuje jednoduchou práci s konkrétními objekty.

Pro tvorbu instancí objektů konkrétních zdvihových závislostí se využívá návrhový vzor „stavitel“, kdy jedna statická třída *TovarnaZZ* zajišťuje tvorbu konkrétních instancí jednotlivých zdvihových závislostí. Ty se pak skládají do seznamu, který obsahuje třída *SestavaZZ*. Ta poskytuje metody pro vkládání, vyjímání a další modifikace jednotlivých zdvihových závislostí v seznamu tak, aby byla stále zachována jeho konzistence.



Obr. 3.2 Struktura tříd implementující zdvihové závislosti

### 3.6.3. Shrnutí

Nástroj KINz2 přejímá veškeré funkce svého předchůdce a rozšiřuje dále jeho možnosti. Jde o vyjádření, resp. vyčíslení průběhů součinů 1. a 2. derivace jednotkových zdvihových závislostí včetně jejich vyčíslení po implementaci do konkrétních úseků pohybového intervalu pracovní zdvihové závislosti.

Základní úloha spočívá v rychlém a intuitivním návrhu zdvihových závislostí. Uživatelskými vstupy je řada textových polí, s jejichž pomocí lze několika způsoby přesně zadat koeficienty definující tvar zdvihové závislosti. Krom toho lze některé parametry modifikovat přímo v grafu pomocí myši přetažením hraničních bodů. Veškeré změny parametrů probíhají „online“ a lze je okamžitě vidět i na

grafu. Tento přístup umožňuje nejen efektivní návrh, ale i snadnou modifikovatelnost již hotových zdvihových závislostí.

Výsledná zdvihová závislost se tvoří skládáním z analyticky zadaných funkcí. Nástroj disponuje knihovnou přibližně 60 funkcí, které lze rozčlenit do různých kategorií a některé i parametrizovat. Tato koncepce umožňuje snadnou rozšiřitelnost o další funkce. Pro zdvihové závislosti typu „01“ navíc program implementuje modifikace dle německé normy VDI 2143.

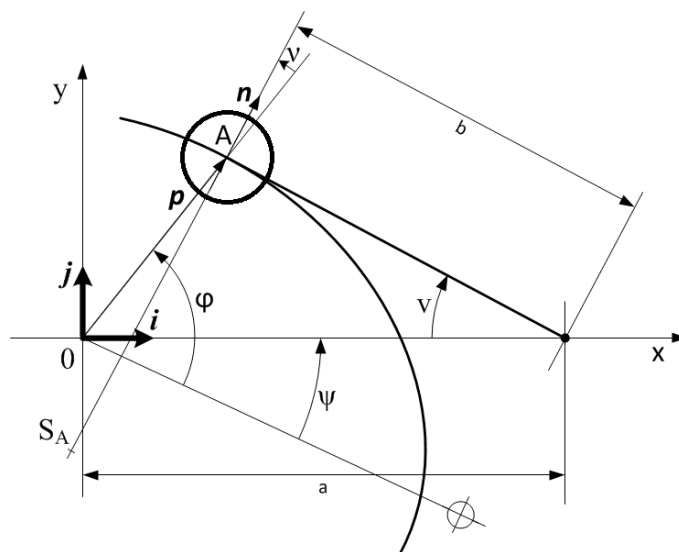
Program KINz2 je schopný přímo spolupracovat (předávat data prostřednictvím zpráv funkce SendMessage z Windows API) s programem KINy2KV (nástroj pro syntézu výrobních souřadnic radiálních krokových dvojvaček). Tato koncepce výrazně zvyšuje efektivitu procesu návrhu mechanismu. V budoucnu se počítá s vývojem dalších nástrojů pro syntézu různých typů mechanismů (globoidní vačky, obecné radiální vačky, atd.), s nimiž bude možné úzce spolupracovat. Dále nástroj umožňuje ukládání výstupních dat do souboru typu CSV. Již během vývoje se ukázalo, že data generovaná tímto nástrojem je možné využívat v řadě dalších aplikací, a proto se funkcím zajišťujícím export dat věnovalo značné úsilí. Pro dosažení maximální kompatibility s dalšími nástroji lze tvar výsledného souboru značně modifikovat.

Pro vývoj nástroje bylo použito prostředí Visual studio 2008, jazyk C#. Aktuálně poslední kompilace proběhla pro platformu .Net Framework 3.5.

## 4. Kinematická syntéza krokových vačkových mechanismů s radiálními vačkami

Před popisem algoritmu pro řešení syntézy krokových vačkových mechanismů s radiálními dvojvačkami jako celku je třeba se nejprve seznámit s problematikou obecného kinematického popisu radiální vačky s kladkou na vahadle. Schéma na Obr. 4.1 vychází z publikace [9], zabývající se problematikou detailněji, je zjednodušeno a upraveno pro účely syntézy.

Ve středu souřadnicového systému se nachází osa rotace vačky. Bod  $A$  označuje pozici osy kladky vahadla, která se pohybuje po činné ploše vačky. Trajektorie středu kladky se označuje termínem *teoretický profil*, který definuje vektor  $p$  a aktuální polohu středu křivosti  $S_A$ . Úhel natočení vahadla označuje písmeno  $v$  a délku vahadla značí písmeno  $b$ . Úhel normály je významný pro určení skutečného obrysu vačky a značí se řeckým písmenem  $\nu$ . Pro správné pochopení schématu si musíme uvědomit, že statický je pouze rám mechanismu a kromě natáčení vahadla dochází zároveň také k natáčení vačky. Úhel natočení vačky vůči svému nulovému bodu se značí řeckým písmenem  $\psi$ . Pro určení teoretického profilu vačky se určí vektorová funkce  $p(v)$  polohy bodu  $A$  vůči nulovému bodu vačky. Vektorovou funkci  $p(v)$  lze také zapsat s využitím polárních souřadnic, kde  $u$  představuje délku vektoru a  $\varphi$  úhel vůči nulovému bodu. Po dosazení a úpravách dostáváme:



Obr. 4.1 Normálový řez radiální vačkou s kladkou na vahadle

$$u(v) = \sqrt{a^2 - 2ab \cos v + b^2}$$

$$\varphi(v) = \psi(v) + S \arccos \frac{a - b \cos v}{u}$$

Pro výpočet úhlu  $\varphi$  je obecný vztah doplněn o znaménkovou funkci  $S$ , která zajišťuje korektní výpočet pro celých  $360^\circ$ .

$$S(v) = \text{sign } y(v)$$

Pro získání skutečného profilu vačky je třeba vyjádřit hodnotu úhlu normály, který se značí řeckým písmenem  $v$ . Bod dotyku kladky a vačky pro libovolný poloměr rolny leží vždy na přímce určené normálovým vektorem, jak znázorňuje Obr. 4.2.

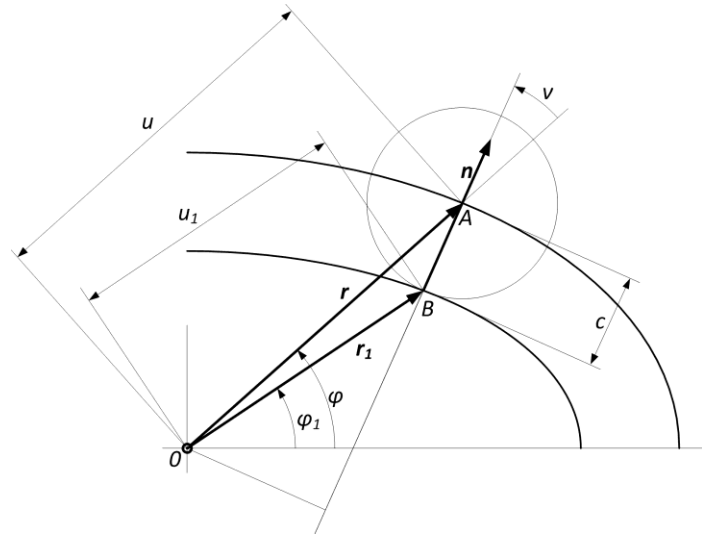
Odvození analytického vztahu pro úhel normály je poměrně složitý postup, který podrobně rozebírá [9], proto zde uvedu pouze konečný vztah. Ve vztahu se objevují dvě časové derivace, které však nepředstavují problém. Písmeno  $\dot{\psi}$  označuje úhlovou rychlost otáčení vačky, která je pro naše účely konstantní. Díky této úvaze lze převést časovou derivaci  $\dot{v}$  na derivaci podle polohy vačky  $v'$ , která je dána zdvihovou závislostí (1. převodová funkce).

$$v(v) = -\text{arctg} \frac{vab \sin v}{\dot{\psi}(a^2 - 2ab \cos v + b^2) + \dot{v}b(a \cos v - b)}$$

Se znalostí úhlu normály lze pomocí goniometrických rovnic a kosinové věty nalézt vztahy pro přepočet teoretického profilu na skutečný profil vačky. Poloměr rolny kladky ve vztazích vystupuje jako parametr  $c$ .

$$\varphi_1 = \varphi - \text{arctg} \frac{c \sin v}{u - c \cos v}$$

$$u_1 = \sqrt{u^2 - 2cu \cos v + c^2}$$



Obr. 4.2 Určení ekvidistanty u radiální vačky

#### 4.1. Vstup symetrické a nesymetrické zdvihové závislosti do kinematické syntézy

Jeden ze základních požadavků kladených na nově vyvíjený nástroj pro syntézu spočíval ve změně formy vstupu zdvihové závislosti do algoritmu. Zdvihová závislost vstupuje do algoritmu v numerické podobě jako tabulka se čtyřmi sloupci ( $\psi$ ,  $v$ ,  $v'$ ,  $v''$ ). Tato koncepce přináší možnost získávání dat i z jiných zdrojů (zdvihové závislosti exportované z původního programu KINz, zdvihové závislosti získané od jiných výrobců nebo zdvihové závislosti získané měřením), a zajišťuje tak větší nezávislost.

Z principu algoritmu uvedeného v další kapitole je nutné, aby bylo možné získat hodnoty zdvíhu a jeho prvních dvou derivací pro libovolné  $\psi$ , resp. provést interpolaci. Pro tyto účely se zvolil kubický splajn. Zdvihová závislost bývá obvykle zadána s maximálním krokem  $1^\circ$ , tedy minimálně 360 bodů na jednu otáčku, takže interpolace po jednotlivých intervalech pomocí splajn křivek je lo-



gická. Vzhledem k tomu, že předlohu pro zdvihové závislosti představují různorodé funkce (polynomy vysokých řádů, goniometrické funkce i exponenciály), nelze pro ně vybrat obecně ideální tvar interpolační funkce. Zvolen byl proto pro tyto účely nejčastěji používaný polynom 3. stupně, tedy kubický polynom. Výsledek tvoří křivka, která má spojitou první i druhou derivaci. Pro popis každého intervalu stačí čtyři parametry, které můžeme poměrně rychle spočítat. Kubický splajn lze tedy definovat jako funkci  $P$ , pro kterou platí

$$P(x) = \begin{cases} P_0(x) & \text{pro } x \in \langle x_0, x_1 \rangle \\ P_1(x) & \text{pro } x \in \langle x_1, x_2 \rangle \\ \vdots & \vdots \\ P_{n-1}(x) & \text{pro } x \in \langle x_{n-1}, x_n \rangle \end{cases}$$

a dílčí funkce  $P_i(x)$  jsou definovány na každém subintervalu  $\langle x_i, x_{i+1} \rangle$  jako kubické polynomy

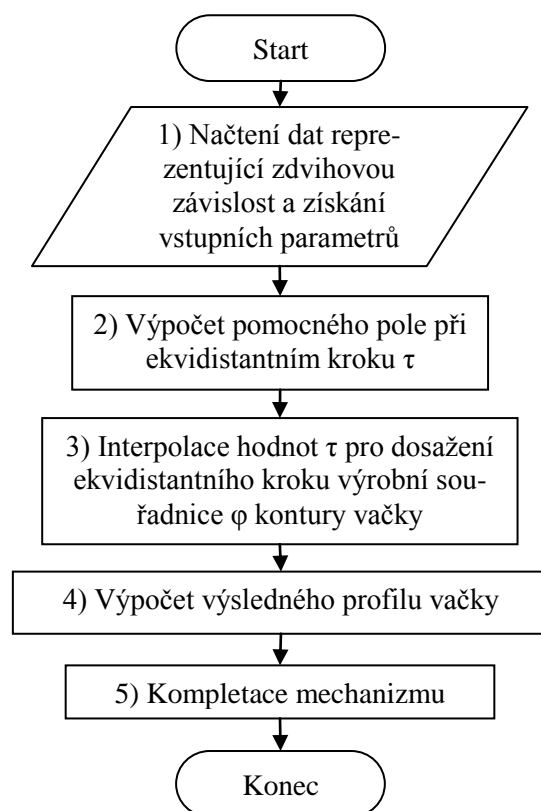
$$P_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3 \text{ kde } x \in \langle x_i, x_{i+1} \rangle.$$

Ověření metody proběhlo na několika zdvihových závislostech. Pomocí nástroje KINz2 se získala data s krokem  $1^\circ$ , následně došlo s využitím kubického splajnu k jejich převzorkování na  $0,1^\circ$  a porovnání s daty získanými z KINz2 s krokem  $0,1^\circ$ . Naměřená chyba byla vždy menší než  $10^{-7}$ , což pro syntézu nepředstavuje problém.

## 4.2. Algoritmus řešení teoretických profilů vaček

Níže uvedený diagram reprezentuje blokovou strukturu fungování programu, která bude rozebrána v následujících odstavcích.

ad 1) Program KINy2KV akceptuje jako vstup libovolnou zdvihovou závislost popisující pohyb vahadla na intervalu jedné otáčky vačky. Od uživatele si dále vyžádá rozměrové parametry pro vačkový mechanismus:  $a$  (vzdálenost os rotace vačky a vahadla),  $b$  (délka vahadla),  $c$  (poloměr rolny) a počet roln. Význam prvních třech parametrů graficky znázorňují Obr. 4.1 a Obr. 4.2. Před samotnou syntézou je provedena kontrola, zda lze pro zvolené parametry a pro danou zdvihovou závislost krokový vačkový mechanismus sestavit. Pro následný výpočet výsledného profilu vačky je třeba nejprve určit dráhy všech roln, ze kterých se poté „vystříhne“ nejmenší profil. Dráhy tvoří uzavřené křivky, po kterých se jednotlivé rolny pohybují. Samotnému výpočtu předchází stanovení jejich počtu a délky. Následně proběhne definování pojmu zdvih, který vymezuje úhel, o který se natočí vahadlo za jednu otáčku vačky. Dále určení minimálního počtu otáček, po kterých se daná rolna vrátí do své původní pozice.

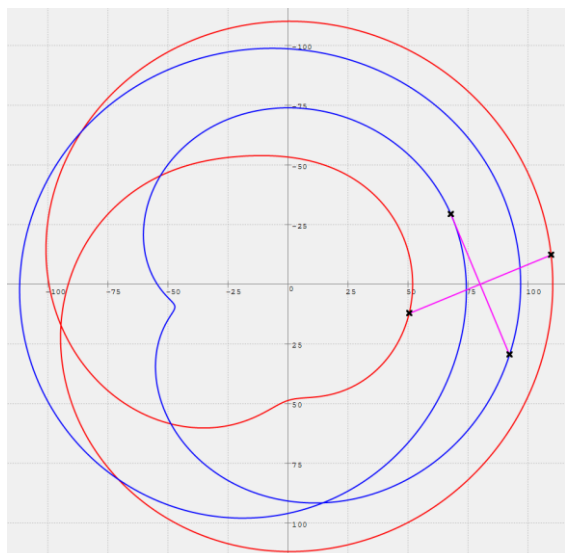


**Obr. 4.3** Struktura algoritmu syntézy vačky

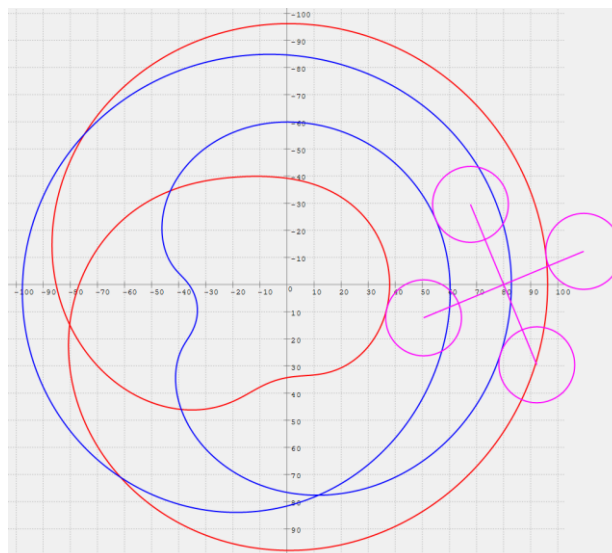
$$\text{minimalní otáčky} = \frac{(\text{nejmenší společný násobek } (360, \text{zdvih}))}{\text{zdvih}}$$

$$\text{počet drah} = \frac{\text{počet rolen}}{\text{minimální otáčky}}$$

ad 2) Použijeme-li výše uvedené vztahy pro  $u$  a  $\varphi$  a dosadíme do nich  $v$  jako funkci času  $\tau$  (při konstantních otáčkách lze stejně tak  $v$  uvažovat jako funkci natočení vačky  $\psi$ ), získáme dráhy středů rolen, viz Obr. 4.4. Dále se pro každý bod určí úhel normály a odtud i skutečný profil vačky, viz Obr. 4.5.



**Obr. 4.4 Výpočet drah středů rolen (4 rolny, zdvih 180°)**



**Obr. 4.5 Výpočet drah rolen**

ad 3) Pro účely další analýzy a převodu do výrobních souřadnic je požadováno, aby jejich výpočet proběhl s ekvidistantním krokem  $\varphi$ . Jako nejlepší řešení se nakonec osvědčilo vytvoření kubického interpolačního splajnu, který reprezentuje závislost mezi  $\varphi$  a  $\tau$ . S jeho pomocí se zpětně interpolují hodnoty  $\tau$  pro dosažení ekvidistantního kroku  $\varphi$ . Pokud je vačka dobře zadána (geometricky realizovatelná), nachází se odchylky takto vypočtených hodnot  $\varphi$  od požadovaných hodnot o několik řádů níže, než je přesnost výrobního procesu.

ad 4) S nově získanými hodnotami  $\tau$  se provede obdobný výpočet jako v kroku 2. Po vypočtení drah jednotlivých rolen dojde k vyřiznutí minimálního profilu, který už bude reprezentovat skutečnou vačku.

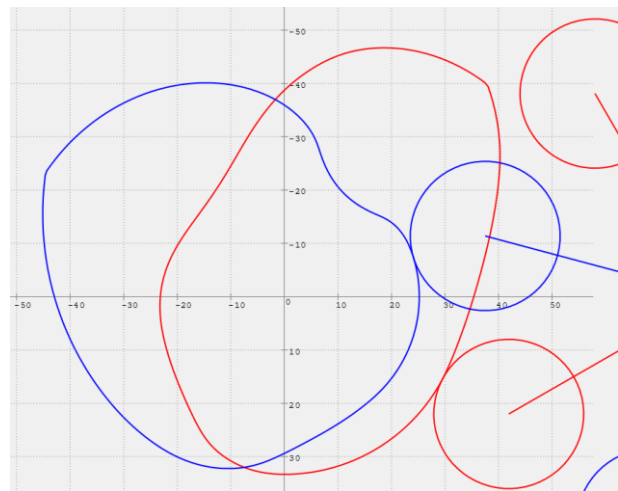
ad 5) Pro kompletaci celého mechanismu je třeba vyrobit i druhou vačku. V případě, že mechanismus vznikl na základě symetrické zdvihové závislosti a v klidové části pracovního cyklu se rolny obou vaček symetricky natočí, je druhá vačka totožná s první. V tomto případě lze obě vačky vyrobit najednou, a dosáhnout tak větší výrobní přesnosti. Při výsledné montáži se pak pouze jedna z vaček zrcadlově otočí. Nedojde-li ke splnění jedné z podmínek, mají výsledné vačky různé profily a je nutné je spočítat a vyrobit zvlášť. Zvýšené výrobní náklady kompenzují specifické vlastnosti těchto mechanismů, které závisí na směru otáčení.

Nulový kolík spolu se středem souřadného systému definuje přímku, která tvoří osu symetrie, podle níž se jedna vačka zrcadlí na druhou. Tuto symetrii lze také pozorovat přímo na zdvihové závislosti. Pro nalezení nulového kolíku se však jedná pouze o nutnou nikoli postačující podmínku. Složitost následného ověřování vedla k tomu, že algoritmus nepracuje se zdvihovými závislostmi, ale přímo s profily vaček a pomocí iteračního algoritmu hledá body symetrie. Body jsou většinou dva, ve

speciálních případech jich ale může být i více (vždy tvoří páry posunutě o  $180^\circ$ , takže osa symetrie prochází těmito body a středem souřadného systému).



**Obr. 4.6 Složená radiální symetrická dvojvačka**



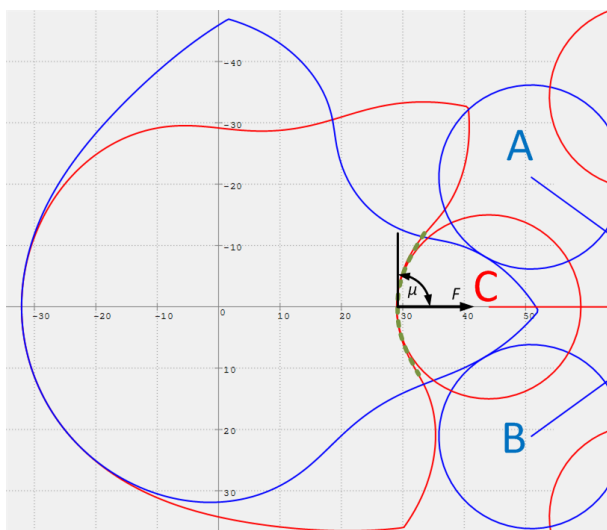
**Obr. 4.7 Složená radiální nesymetrické dvojvačka**

### 4.3. Problematika odlehčení profilů vaček

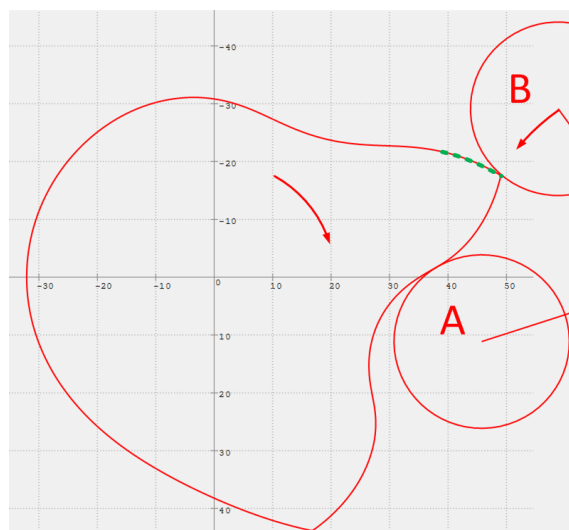
Jednou z typických vlastností pro radiální dvojvačkové mechanismy je jeho bezvůlovost. Dosáhne se toho tak, že při montáži mechanismu se vytvoří přepětí mezi osou vačky a vahadla (vačka musí být natočena tak, aby se obě aktivní rolny dotýkaly kruhových oblouků na vačce, resp. vačka se musí nacházet v klidové části zdvihové závislosti). Pokud by nedošlo k odlehčení profilu vačky, mechanismus by buď vůbec nefungoval, nebo by vykazoval vysokou hlučnost v podobě nárazů při každé otáčce vačky, a výrazně by se tak snížila jeho životnost. Zdrojem těchto problémů jsou dvě situace:

1) Situace, kdy jedna z roln prochází spojnicí os vačky a vahadla, jak ilustruje Obr. 4.8. V této situaci se rolly A a B nacházejí ve velmi dobré pozici, protože v bodech dotyku s vačkou jsou úhly tlaku velmi nízké. Naproti tomu rolly C má dotyk s vačkou ležící na spojnici osy rotace vačky a vahadla. Úhel tlaku pak dosahuje až  $90^\circ$ , což znamená, že směrnice síly  $F$ , kterou působí vačka na vahadlo, leží opět na spojnici os vačky a vahadla ve směru zleva doprava. Síla  $F$  závisí na přepětí definovaném při výrobě, pružnosti a rychlosti mechanismu, v praxi však velmi rychle dosáhne hodnot, které vedou k brzké destrukci mechanismu. Navíc je systém v této situaci přeúčtovaný, protože pro zafixování polohy vahadla postačí dvě vazby, ale vačky se rolny dotýkají ve třech bodech. K eliminaci situace je třeba upravit (odlehčit) profil vačky tak, aby došlo k odstranění třetí nadbytečné vazby, která má nejvyšší úhel tlaku. Na Obr. 4.8 je tato část profilu zvýrazněna zelenou přerušovanou čarou.

2) Druhá nepříznivá situace vznikne, když jedna z roln nabíhá na vačku, jak znázorňuje Obr. 4.9. Při vyznačeném směru rotace vačky a vahadla by za ideálních podmínek rolly B zcela plynule najela na vačku. Vzhledem k předepnutí mechanismu při montáži a nepřesnosti výroby není tato situace reálná. Ve skutečnosti by došlo k tvrdému nárazu rolly B na ostrou část profilu vačky. V místě, zvýrazněném na Obr. 4.9 zelenou přerušovanou čarou, je třeba odlehčit profil vačky tak, aby došlo k plynulému najetí rolly B na konturu vačky. Obr. 4.9 z důvodu přehlednosti zobrazuje pouze jednu z vaček, ale z logiky věci vyplývá, že druhá je vždy v kontaktu alespoň s jednou rolly, takže odstranění vazby mezi rolly B a vačkou nebude mít v této situaci vliv na zafixování polohy vahadla. Stejnou operaci samozřejmě vyžaduje i opačný směr rotace a všechny naběžné hrany vačky.



Obr. 4.8 Radiální dvojvačka v bodě dotyků třech rolen

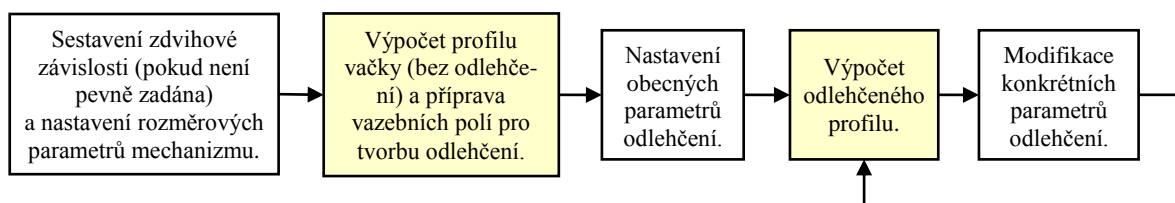


Obr. 4.9 Rolna nabíhající na jednu z vaček

#### 4.4. Algoritmus odlehčení kontur radiálních dvojvaček

Proces odlehčení profilu vačky lze rozdělit do dvou částí. První spočívá v přípravě pomocných polí, která uchovávají informace o vazbě mezi dotyky jednotlivých rolen na obou vačkách. Pomocí nich lze pro konkrétní bod profilu jedné z vaček určit body, kde se ostatní rolny dotýkají profilů vaček.

Na základě uživatelem zadaných parametrů a výše spočtených pomocných polí se v druhé části procesu určí intervaly profilu vačky, kde dojde k odlehčení. Na těchto intervalech se poté provede superpozice profilu vačky (jeho poloměru) s vybranou zdvihovou závislostí.



Obr. 4.10 Popis syntézy profilu vačky se zvýrazněním částí pro výpočet odlehčení

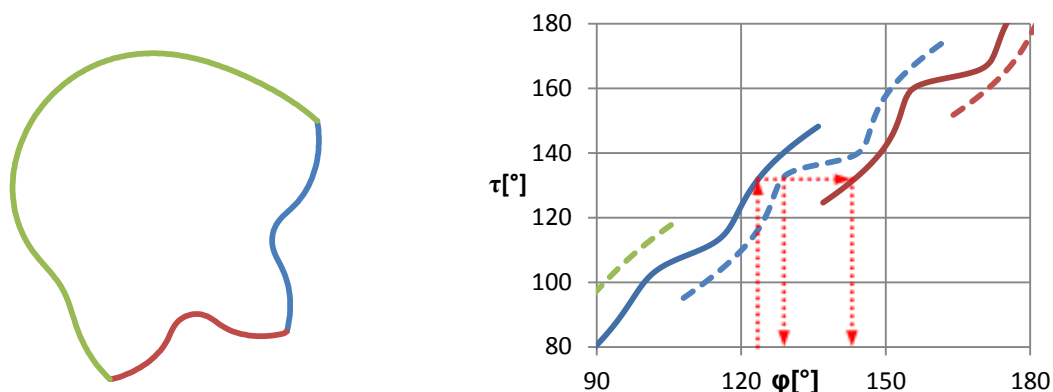
##### 4.4.1. Příprava vazebních polí

Příprava vazebních polí probíhá již při syntéze profilu, protože lze s výhodou používat i pomocná data vznikající při syntéze. Navíc změna parametrů odlehčení je neovlivní, takže není třeba je při modifikaci parametrů nikterak upravovat. Profil vačky je definován radiusvektorem, který se skládá z úhlu  $\varphi$  a poloměru  $u$ . Nejprve se vytvoří funkce definující závislost natočení master hřídele  $\tau$  na úhlu  $\varphi$  (tedy obrácený proces než probíhá při syntéze). Výsledná funkce obsahuje skoky způsobené změnou aktivní rolny. Pro lepší manipulaci je pole odrotováno a rozděleno na několik menších podle těchto skoků.

Obr. 4.11 demonstruje výš uvedené rozdělení a následné grafické řešení. Pro konkrétní úhel  $\varphi$  lze jednoznačně stanovit úhel natočení hřídele  $\tau$ . Pokud tímto bodem povedeme rovnoběžku s osou  $x$ , vždy nalezneme (minimálně jeden, maximálně tři) další průsečíky s funkcemi  $\tau(\varphi)$ . Po zpětném odečtení hodnot na vodorovné ose dostaneme další dotykové body rolen s vačkou. Při numerickém řešení je třeba zohlednit celou řadu dalších faktorů, na jejichž podrobný rozbor zde není dostatek prostoru, proto je zde pouze stručně zmíním. Nelze předem určit, kolik dalších dotykových bodů se ke konkré-

nímu úhlu  $\varphi$  přiřadí. Kromě situace, která je zobrazena na níže uvedených obrázcích, může mít vačka pouze jeden bod nespojitosti. Tyto dvě situace vyžadují výrazně odlišný způsob hledání dotykových bodů.

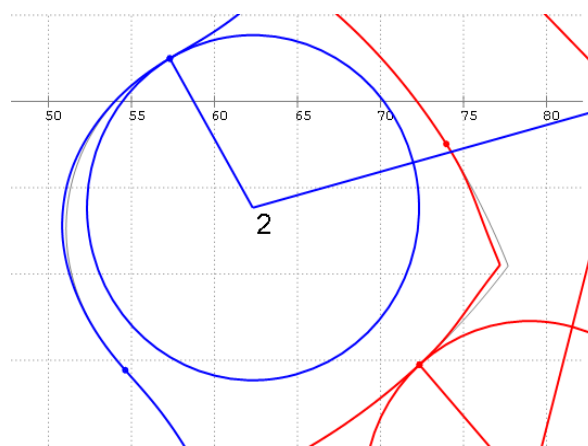
Výstupem této části jsou dvě pole (pro každou vačku jedno) se třemi sloupci. Index řádku odpovídá indexu bodu dotyku první rolny a zbylé tři sloupce obsahují indexy na další dotykové body (minimálně jeden, maximálně tři). Výpočet polí je poměrně složitý a časově náročný. Na druhou stranu výpočet konkrétního odlehčení představuje následně velmi rychlou záležitost.



**Obr. 4.11** Rozdělení vačky do úseků a detail grafického řešení nalezení dotykových bodů (přerušovaná čára značí druhou vačku)

#### 4.4.2. Realizace odlehčení

Hlavní cíl odlehčení spočívá v zabránění přeurčení mechanismu, tedy odstranění nadbytečné vazby (je třeba zajistit, aby v kontaktu s vačkami byly právě dvě rolny). Na profilu vačky je třeba nalézt intervaly hodnot úhlu  $\varphi$ , pro které bude specifickým způsobem zmenšena hodnota poloměru  $u$ , aby se zabránilo doteku rolny s vačkou. Na počátku odlehčovaného úseku je nutné zajistit plynulou změnu poloměru (tedy spojitost nulté, první a ideálně i druhé derivace poloměru  $u$ ), pro beznárazový náběh rolny. Použije se proto zdvihová závislost, jež se natáhne na délku vybraného intervalu a odečte se od něj. Část intervalu, kde se rolna nachází v bezpečné vzdálenosti od vačky, lze nahradit kruhovým obloukem pro snížení celkového maximálního poloměru vačky.



**Obr. 4.12** Detail mechanismu v mezní poloze

První krok vyžaduje vybrat intervaly, kde se zrealizuje odlehčení. Výběr intervalu je závislý na mnoha faktorech, od rozměrových parametrů až po zatížení apod. Algoritmus proto nejdříve umožní uživateli zadat obecné parametry odlehčení pro všechny intervaly, tedy velikost úhlu a hloubku odlehčení v dolíku a na vrcholu. S využitím vazebních polí se následně provede automatický výpočet odlehčení. Uživatel pak může dle konkrétních požadavků provádět úpravy jednotlivých intervalů a okamžitě sledovat, jaký vliv mají na kinetostatické parametry vačky. Velmi snadno lze například upravit maximální úhel tlaku do požadovaných mezí.

Pro tvorbu konečného odlehčeného profilu je použita superpozice poloměru vačky se specifickou funkcí. Konkrétní tvar funkce je významný ze dvou důvodů. V první řadě musí zajistit beznárazový náběh rolny na vačku. Pokud se vačka vyrábí broušením, nesmí dojít k takové úpravě profilu, která by příliš zkomplikovala či znemožnila výrobu. Významný parametr představuje poloměr křivosti profilu, který má přímý vliv na velikost brousícího nástroje. Ten může být při nevhodně zvoleném odlehčení podstatně menší, než činí poloměr rolny karuselu.

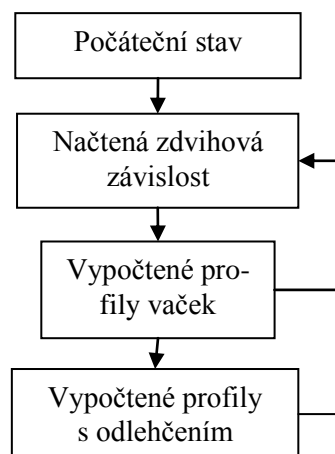
## 4.5. Aplikace KINy2KV

KINy2KV je softwarový nástroj pro syntézu radiálních krokových vaček. Na základě vložené zdvihové závislosti a uživatelem zadaných rozměrových parametrů mechanismu lze provést výpočet profilu vaček pro krokovou převodovku. Dále umožňuje zautomatizovaný proces návrhu odlehčení profilu. Snadno lze sledovat, jak jednotlivé rozměrové veličiny či parametry odlehčení ovlivňují konturu vaček a další důležité charakteristiky, například úhel tlaku, poloměru křivosti atd. Nástroj má opět podobu okenní aplikace na platformě .Net Framework 3.5.

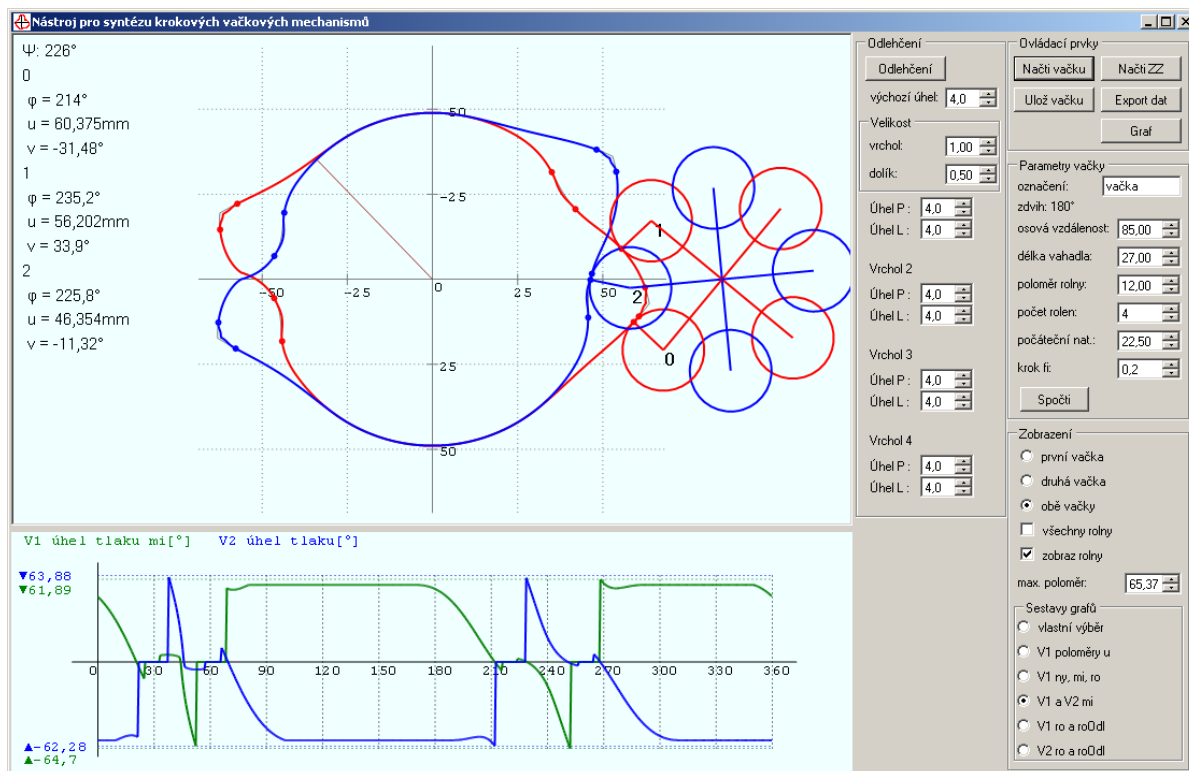
### 4.5.1. Vnější popis programu

Hlavní okno programu KINy2KV lze rozdělit do dvou částí. Na pravém panelu se nachází všechny ovládací prvky, které se postupně zpřístupňují podle aktuálního stavu návrhu mechanismu. V počátečním stavu můžeme pouze načíst již rozpracovaný projekt, nebo zdvihovou závislost. Ve druhém kroku lze definovat rozměrové parametry a zadat příkaz pro výpočet profilu. Zároveň lze od tohoto bodu uložit projekt do souboru ve tvaru xml, který obsahuje kromě rozměrových parametrů i samotnou zdvihovou závislost. Ve třetím kroku dochází k zobrazení vypočteného profilu vačky (bez odlehčení). Je možné měnit jeho zobrazení, nastavit obecné parametry pro odlehčení profilu a spustit jeho výpočet. Od této fáze návrhu lze exportovat vybraná data (např. výrobní souřadnice nebo úhly tlaku) do datového souboru CSV. Poslední krok nabízí změnu odlehčení jednotlivých vrcholů individuálně a veškeré sestavy grafů.

Vlevo se nachází grafické výstupy aplikace. Levá horní část vyobrazuje konkrétní profil vačky resp. vaček a roln. Prostřednictvím kolečka myši lze měnit natočení mechanismu, a sledovat tak parametry jednotlivých dotykových bodů, které jsou vypsány v levé části grafického plátna. Pod touto komponentou se nachází graf. Uživatel si může vybrat jednu z předpřipravených sestav grafů, nebo pomocí jednoduchého okna zvolit konkrétní křivky, které chce zobrazit. Pro zachování přehlednosti je omezen počet najednou zobrazených křivek na čtyři. Graf umožňuje provádět zoom na ose x a odečítat hodnoty v libovolném bodě.



Obr. 4.13 Vnitřní stavy programu KINy2KV



Obr. 4.14 Ukázka hlavní obrazovky programu KINy2KV

#### 4.5.2. Shrnutí

Nástroj KINy2KV vychází z nástroje KINy vyvinutého v 90. letech doktorem Jiráskem. Oproti svému předchůdci má dva významné funkční rozdíly. Tím je numerická podoba vstupních dat a implementace automatizovaného odlehčení profilu vaček.

Data do programu vstupují v podobě tabulky, která definuje zdvih a jeho 1. a 2. derivaci (1. a 2. převodová funkce). Lze ji načíst ze souboru na disku, což umožňuje získávat data nejen z programu KINz2, ale i z jiných zdrojů. Aplikace je též schopna přímo zachytávat datové zprávy, a načítat tak zdvihové závislosti z paralelně běžící aplikace KINz2. Vzhledem k požadavku na numerickou podobu vstupních dat a dostupné hardwarové prostředky proběhla úplná změna numerického algoritmu výpočtu profilu vačky (viz kapitola 4.4). Jedním z vedlejších efektů bylo řádové zkrácení doby výpočtu oproti svému předchůdci (na desetiny vteřiny). Další efekt spočíval v odstranění některých konstrukčních omezení. Současný nástroj tak umožňuje realizovat vačky na základě nesymetrické zdvihové závislosti nebo nesymetrického natočení rolen v klidové části. Výsledný mechanismus se pak skládá ze dvou vaček o různých profilech.

Druhou stěžejní funkci představuje automatizovaná implementace odlehčení profilu. Nástroj na profilech obou vaček nalezne všechny vrcholy, dle uživatelem zadaných obecných parametrů provede jejich odlehčení a to stejné i pro odpovídající intervaly na druhé vačce. Dále umožňuje měnit konkrétní parametry pro jednotlivé vrcholy. Tyto úpravy se okamžitě projevují na profilu vačky a grafech (uživatel tak může například přímo sledovat vliv odlehčení konkrétního vrcholu na úhel tlaku v daném intervalu).

Vývoj aplikace bude i nadále pokračovat dle konkrétních požadavků vycházejících z praxe. Zároveň se počítá i s vývojem aplikací pro syntézu dalších typů mechanismů (např. globoidní vačkové mechanismy), kde bude možné využít zde vyvinuté komponenty, třídy a získané znalosti.

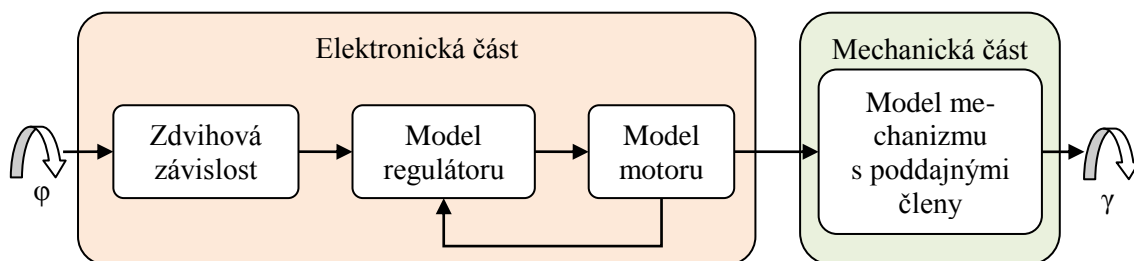
## 5. Počítačové modelování mechanismů

Pro počítačové modelování mechanismů s poddajnými členy se často používá termín virtuální simulace. Jde o dvě základní metody přístupu k řešení. V rámci první dochází k nahrazení pružných členů soustavou superelementů, které jsou charakterizovány svojí spektrální a modální maticí, a reprezentují tak skutečný poddajný člen. Ve druhé metodě se poddajné členy uvažují jako nehmotné s definovanou tuhostí a tlumením. Tato poddajnost zprostředkovává pružnou vazbu mezi dvěma diskrétními hmotnými členy, mluvíme tak o diskrétním modelu mechanismu. Druhou metodou se práce dále zabývá.

Jádro každého mechatronického systému tvoří řízení a jeho regulační struktura. Moderní teorie řízení se zabývá metodami řízení za účelem dosažení předem zadaných požadavků. Ty lze následně členit podle hledisek, mezi která patří například polohová přesnost v ustáleném i přechodovém stavu, kompenzace vlivu poruchových veličin, stabilita dynamického systému, problém sledování referenční veličiny, stabilita regulačního pochodu, různé požadavky na optimální řízení atd. Snahou je tedy vytvořit co nejlépe skutečnosti odpovídající simulaci s optimalizací regulačních a mechanických struktur.

Mechatronický systém výrobního stroje může být velmi složitý a pro jeho řešitelnost (simulaci) musí být zavedena řada zjednodušení. Do jaké míry jsou ve své mechanické a elektronické podobě možná, bude vycházet z reality spojení modelů servopohonů a mechanické části pracovního řetězce.

### 5.1. Obecný model standu s elektronickou vačkou



Obr. 5.1 Schéma obecného modelu elektronické vačky

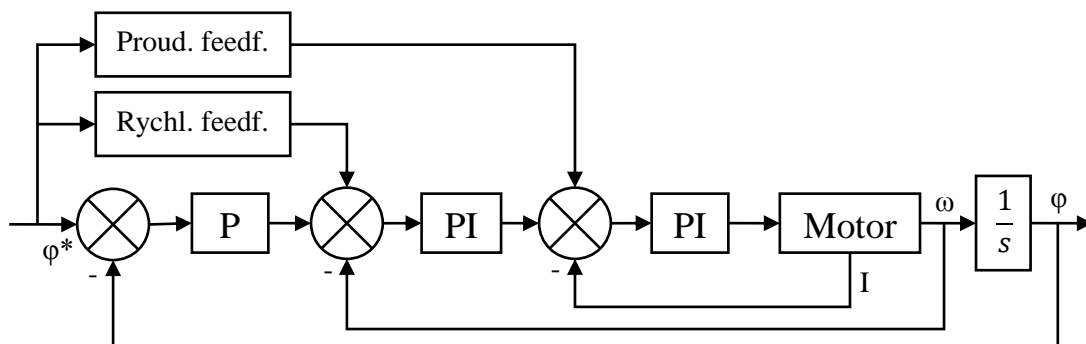
Model standu lze rozdělit na dvě části – elektronickou a mechanickou. Pro zachování analogie s klasickými vačkovými mechanismy představuje vstupní veličinu natočení hřídele virtual master. Prvním blokem je funkce zdvihové závislosti, která převádí natočení virtuálního masteru na žádanou hodnotu natočení výstupní hřídele. Pro její modelování lze využít funkci založenou na analytickém předpisu nebo numerické interpolaci dle zadané tabulky, stejně tak jak je realizována v programu řídicího PLC.

Pohonná jednotka elektronické vačky Yaskawa je založena na principu synchronního třífázového motoru s permanentními magnety. Pro realizaci modelu motoru lze využít několik přístupů. Od přesných D-Q modelů [11] přes jejich zjednodušenou reprezentaci na základně stejnosměrného modelu motoru [16].

Elektronická vačka Yaskawa, stejně tak jako většina obdobných pohonů jiných výrobců, využívá kaskádně uspořádaný regulační obvod, viz Obr. 5.2. Jedná se o tři hierarchicky uspořádané zpětné vazby: proudovou, rychlostní a polohovou. Správnou funkci zajišťují dva PI regulátory pro proudovou a rychlostní smyčku a jeden P regulátor pro polohovou smyčku. Výše uvedená regulační struktura je pro servopohon využívána již řadu let a její detailní rozbor včetně obecných postupů pro její seřízení

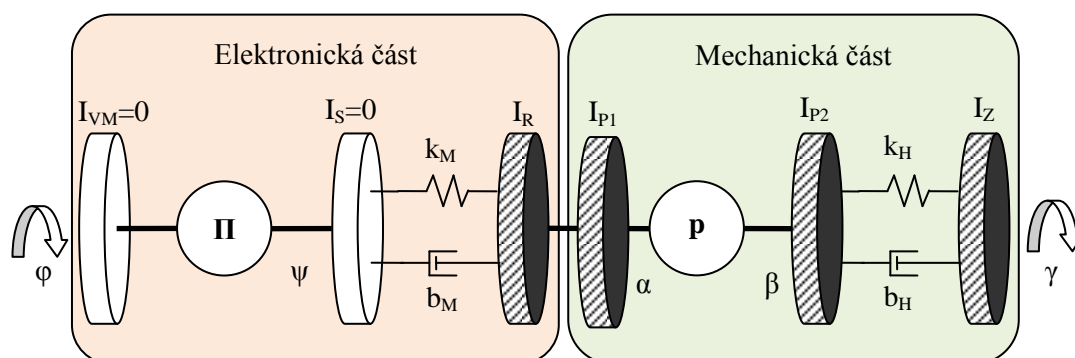


Lze nalézt například v [16]. Kaskádní regulační struktura obsahuje kromě třech zpětných vazeb ještě dvě dopředné vazby, tzv. feedforwardy pro zvýšení dráhové přesnosti.



Obr. 5.2 Kaskádní regulační struktura včetně dopředných vazeb rychlosti a proudu

## 5.2. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí pohybových rovnic



Obr. 5.3 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na pohybových rovnicích

Model standu lze rozdělit na dvě části – elektronickou a mechanickou. Nekonstantní převod definovaný zdvihovou závislostí se značí jako převodová funkce  $\Pi$ . Jedná se zpravidla o funkce založené na polynomech minimálně 5. stupně či goniometrických funkcích. Moment setrvačnosti servomotoru nese označení  $I_R$ . Elektromagnetická vazba mezi rotorem a statorem je nahrazena pružinou s koeficientem pružnosti  $k_M$  a tlumičem s koeficientem tlumení  $b_M$ . Významný vliv na tyto parametry má nejen konstrukce motoru, ale zejména nastavení parametrů regulace v servopacku. Samozřejmě toto nahrazení není zdaleka dokonalé (podrobněji se problematikou zabývá například [11]). Vzhledem k tomu, že model z hlediska zkoumaného algoritmu pro kompenzace kmitů nepředstavoval stěžejní záležitost, byl tento zjednodušený model považován za dostatečný (porovnání s měřeními daty lze nalézt v kapitole 5.4).

Nejprve byly sestaveny pohybové rovnice, které byly pomocí Laplaceovy transformace převedeny do  $s$ -domény (kde  $\mathcal{L}\{\alpha(t)\} = A(s)$ ,  $\mathcal{L}\{\beta(t)\} = B(s)$ ,  $\mathcal{L}\{\gamma(t)\} = \Gamma(s)$  a  $\mathcal{L}\{\psi(t)\} = \Psi(s)$ ). Následně byl vyjádřen výsledný přenos na výstupní člen.

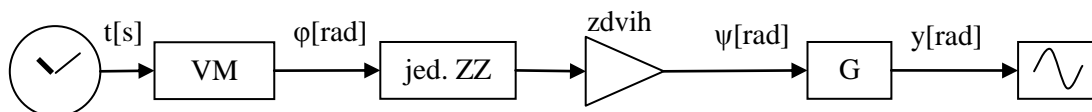
$$G = \frac{\Gamma}{\Psi} = \frac{b_M b_H s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H}{I_{RP} I_Z s^4 + (b_H I_{RP} + b_M I_Z + p^2 b_H I_Z) s^3 + (k_H I_{RP} + k_M I_Z + b_M b_H + p^2 k_H I_Z) s^2 + (b_M k_H + b_H k_M) s + k_M k_H}$$

Momenty setrvačnosti pro jednotlivé členy byly změřeny nebo nalezeny v dokumentaci výrobců. Koeficient pružnosti  $k_H$  a koeficient tlumení  $b_H$  se získaly měřením na standu. Pro určení koeficientu pružnosti  $k_M$  a modulu tlumení  $b_M$  elektromagnetické vazby se použila numerická identifikace v programu Scilab (volně šiřitelný program pro numerické výpočty).

**Tabulka 2 – Přehled použitých veličin**

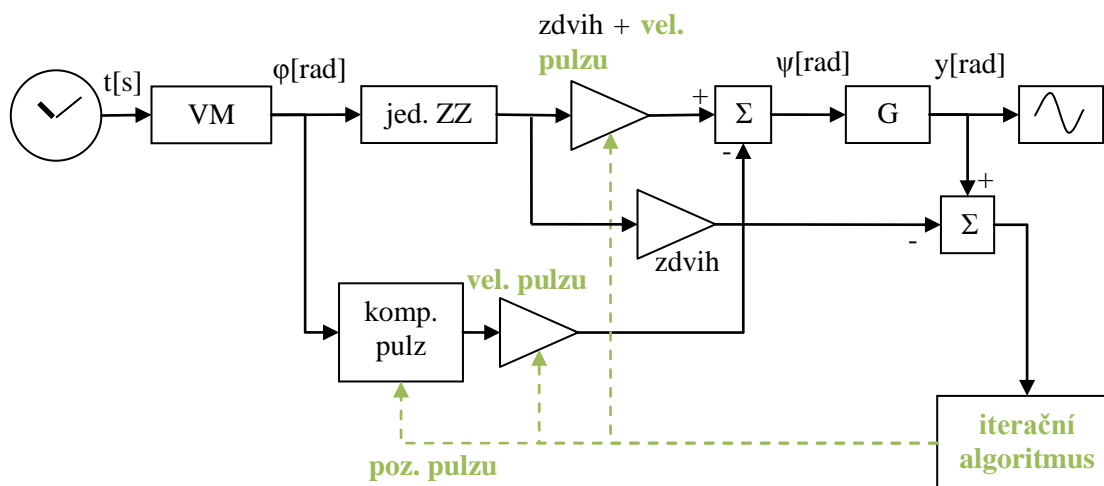
Značka	Význam	Hodnota	Jednotka
$I_{VM}$	Moment setrvačnosti virtual master	0	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$I_S$	Moment setrvačnosti točivého el.mag pole statoru	0	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$I_R$	Moment setrvačnosti rotoru motoru	0,005235	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$I_{P1}$	Moment setrvačnosti vstupu převodovky	0,00279	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$I_{P2}$	Moment setrvačnosti výstupu převodovky	0,0009341	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$I_Z$	Moment setrvačnosti zátěže	0,1035711	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$k_M$	Tuhost elektromagnetické vazby	226,09864	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
$b_M$	Tlumení elektromagnetické vazby	1,7502567	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
$k_H$	Tuhost hřídele	859,67506	$\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$
$b_H$	Tlumení hřídele	0,2353522	$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$
$z$	Zpoždění naměřeného signálu	3,3629	ms
$p$	Převod	1/33	1

Následující dva obrázky demonstrují základní blokové schéma simulačního modelu realizované v prostředí Scilab, resp. v jeho simulačním modulu Xcos. První z nich (Obr. 5.4) vyobrazuje schéma bez kompenzace kmitání. Vstupem do systému je čas  $t$ , který se transformuje na úhel natočení virtuální osy  $\varphi$ . V našem případě uvažujeme konstantní otáčky VM, a proto jediným vstupním parametrem bloku VM je rychlost  $\omega$ . Následuje tvorba zdvihové závislosti, kterou lze rozdělit do dvou částí. Nejprve se nalezne tvar výsledné zdvihové závislosti s konstantní velikostí 1, který se následně přenásobí zdvihem, čímž se získá průběh funkce  $\psi$ . Následuje blok s přenosovou funkcí  $G = \frac{y}{\psi}$ , která byla odvozena v předchozích odstavcích. Výstup přenosu, tedy natočení zátěže  $y$ , následně zobrazuje vizualizační blok.



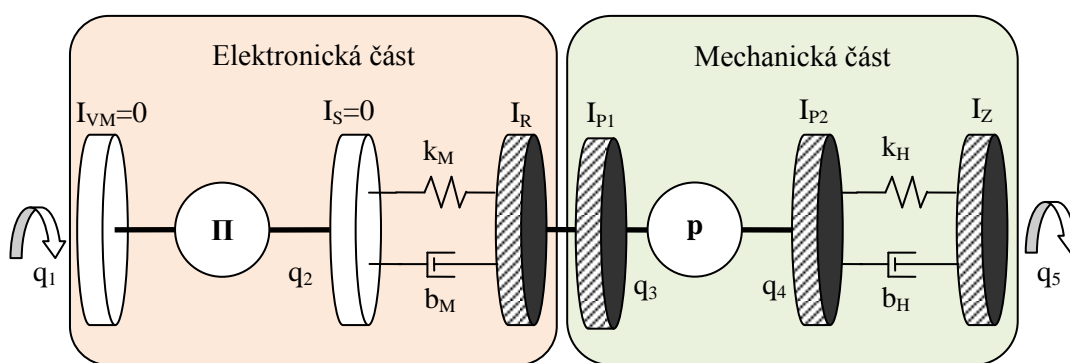
**Obr. 5.4 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky bez kompenzace**

Obr. 5.5 je pak doplněn o mechanismus pro automatické potlačení reziduálních kmitů, který bude podrobně rozepsán v následující kapitole 6.



Obr. 5.5 Blokové schéma simulačního modelu elektronické vačky s kompenzací

### 5.3. Zjednodušený model standu s elektronickou vačkou realizovaný pomocí Lagrangeových rovnic 2. druhu



Obr. 5.6 Diskrétní model elektronické vačky použitý pro model založený na Lagrangeových rovnicích 2. druhu

Druhý realizovaný model je založen na Lagrangeových rovnicích 2. druhu. Podrobně se touto problematikou zabývá práce [6], proto zde provedu pouze stručný popis.

Obecný tvar Lagrangeovy rovnice 2. druhu:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial V}{\partial q_j} - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_j}$$

Model obsahuje pět zobecněných souřadnic  $q_1$  až  $q_5$ . Některé z nich jsou ale nadbytečné, protože vytváří s jinými zobecněnými souřadnicemi holonomní a skleronomní vazby. Ty představuje zdvihová závislost a konstantní převod mechanické převodovky.

Po dosazení, úpravách a zjednodušení na případ kdy rychlost VM  $\dot{\varphi} = \omega = konst.$  můžeme přímo vyjádřit zrychlení.

$$\ddot{\gamma} = \frac{k_H}{I_Z} (p\alpha - \gamma) + \frac{b_H}{I_Z} (p\dot{\alpha} - \dot{\gamma})$$

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{I_R + I_{P1} + I_{P2}p^2} (k_M(\Pi(\omega t) - \alpha) - k_H p(p\alpha - \gamma) + b_M(\Pi'(\omega t)\omega - \dot{\alpha}) - b_H p(p\dot{\alpha} - \dot{\gamma}))$$

Výše uvedená soustava dvou diferenciálních rovnic 2. řádu je následně převedena na soustavu čtyř diferenciálních rovnic 1. řádu, tak aby mohla přímo vstupovat do numerického řešiče Runge-Kutta 4. řádu [5].

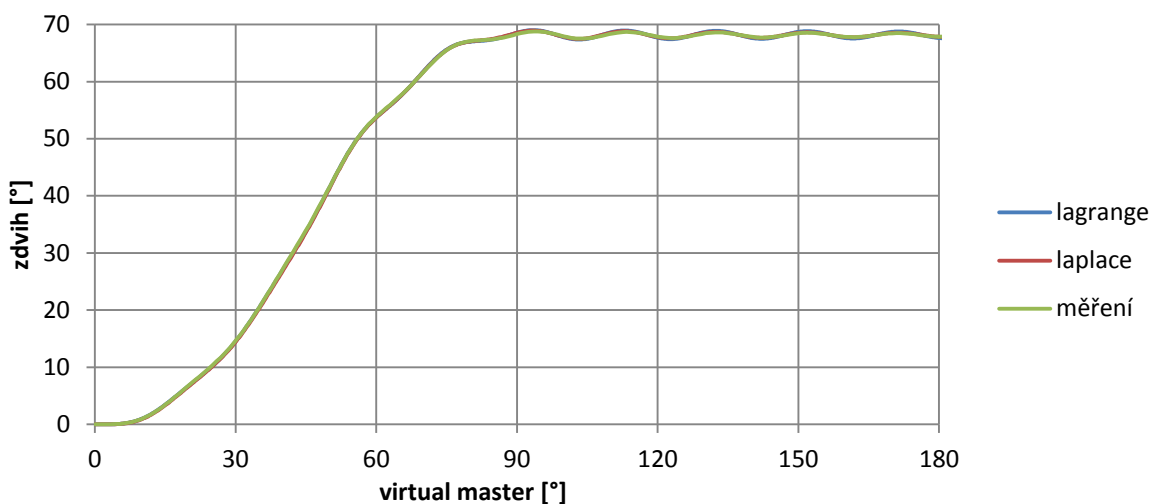
## 5.4. Vzájemné porovnání modelů a jejich verifikace

Náplň podkapitoly tvoří porovnání výsledků dosažených jednotlivými modely s měřenými daty na konkrétním příkladu. Z výsledků dostupných v literaturách [11] a [16] vyplývá, že obecné modely z kapitoly 5.1 budou vracet velmi dobré výsledky, ale povedou k poměrně složitým numerickým modelům. Vzhledem k původnímu předpokladu realizovat je v řídicí softwarové aplikaci, resp. řídicím programu PLC, byly jako první realizovány zjednodušené modely z kapitol 5.2 a 5.3. Ty nahrazují motor a regulační mechanismus poddajností, což vede k jeho značnému zjednodušení.

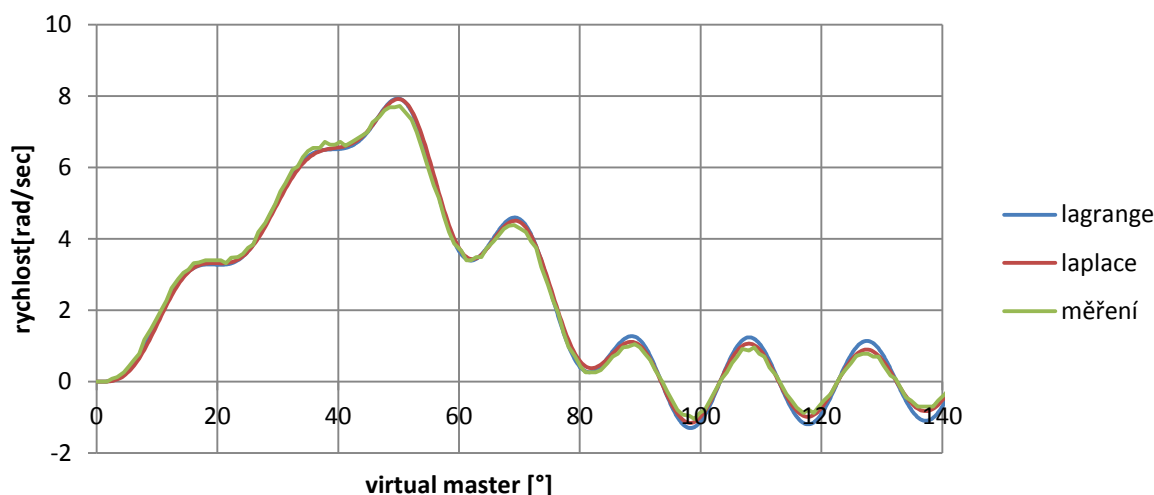
Pro verifikaci modelů se použila parabolická zdvihová závislost, která obsahuje nespojitosti ve své druhé derivaci. Parabola byla umístěna hned na začátku intervalu, nastavení zdvihu činilo  $68,18^\circ$  a úhlu zdvihu  $90^\circ$ . Otáčky virtuálního masteru byly nastaveny na  $47 \text{ min}^{-1}$ .

Následující tři grafy (Obr. 5.7 až Obr. 5.9) popisují chování výstupního členu, tedy hmoty setrvačnicku. Měření v tomto případě probíhalo pomocí PC aplikace spolupracující s měřicí funkcí implementovanou v řídicím programu PLC, která sbírá data z externího encoderu. Zaznamenána je pouze poloha, takže 1. a 2. derivace jsme dosáhli numericky. U modelu založenému na Lagrangerových rovnicích poskytl data 0. a 1. derivace přímo výstupní vektoru řešiče Runge-Kutta. Výsledek 2. derivace se vypočítal zvlášť. U modelu využívajícího přenosové funkce byla data všech derivací získávána přímo z přenosových funkcí (přenos pro výstupní člen mechanismu umožňoval vynásobit čítec  $s$  i  $s^2$ , aniž by došlo k porušení kauzality).

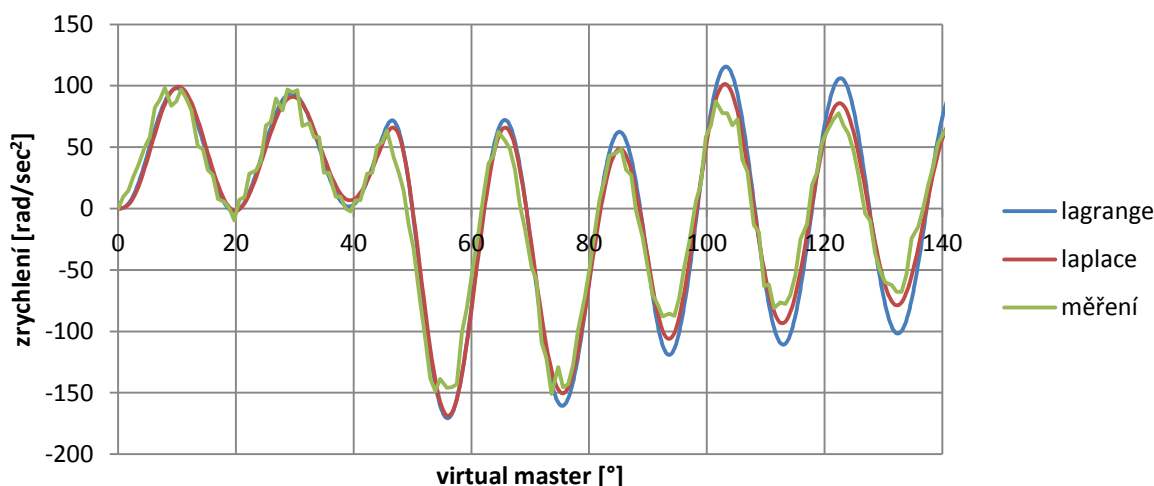
Největší odchylky se dle očekávání objevovaly u nejvyšších derivací. Je zde také dobře patrný šum vznikající při měření, který se numerickou derivací ještě zvýšil.



Obr. 5.7 Průběh zdvihu na výstupním členu



Obr. 5.8 Průběh rychlostí na výstupním členu



Obr. 5.9 Průběh zrychlení na výstupním členu

Cíl této části práce představoval návrh jednoduchého modelu, který dostatečně přesně simuluje chování mechatronického systému tak, jak tomu obvykle bývá v praxi. Na základě výše uvedených měření a dalších měření, jejichž publikace by přesahovala rámec práce, byla přesnost modelů uznána za dostatečnou. V dizertační práci se tak dále uvažoval pouze zjednodušený diskretní model, jehož implementace proběhla v řídicí aplikaci pro kompenzaci kmitů.

## 6. Potlačení reziduálních kmitů elektronických vaček

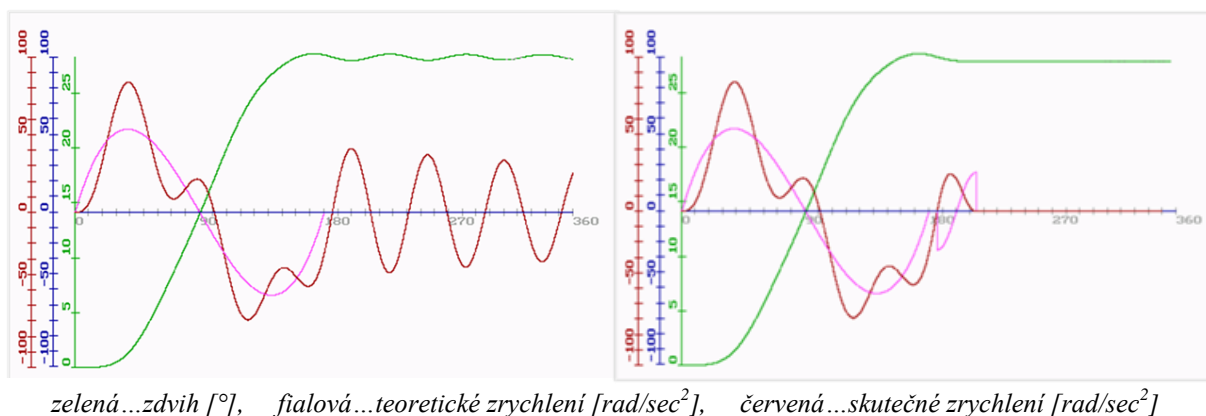
V současné době existuje celá řada různých metod, jak potlačovat reziduální kmity elektronických vaček. Z logiky věci vyplývá, že všechny algoritmy musí fungovat principiálně stejně. Buď upraví akční veličinu tak, aby řízený systém žádné kmity nevybuzoval, nebo aktivně reaguje na vznikající kmity a upraví akční veličinu tak, aby došlo k jejich potlačení. Lze proto snadno narazit na zavedené metody, které fungují principiálně zcela shodně a liší se pouze přístupem. Například tvarování signálu metodou dopravního zpoždění a základní verze input shapingu, kdy první algoritmus využívá přístup v Laplaceově doméně, zatímco druhý v časové. Stručný přehled současných metod byl proveden již v úvodu práce a podrobným přehledem se zabývá například práce [3] a [11]. Vybraným metodám se dále věnují [6], [11], [12] a [13].

## 6.1. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – původní metoda

Algoritmus vychází z metody superpozice korekční funkce s budící zdvihovou závislostí publikované doktorem Jiráskem v [6]. Následující obrázky převzaté z [6] demonstrují jeho funkci. Obr. 6.1 vlevo ukazuje chování na výstupu modelovaného systému (velmi podobného tomu z kapitoly 5) bez jakékoliv úpravy zdvihové závislosti. Z grafu je patrné, že teoretický průběh zrychlení daný pouze zdvihovou závislostí se od skutečného průběhu značně liší. Kmity jsou patrné na celém průběhu, ale největší problém představují v klidové oblasti, kde obvykle probíhá technologický proces stroje. Právě na tuto oblast se zaměřuje kompenzační algoritmus uvedený v [6] a z něj vycházející rozšířený algoritmus prezentovaný v této práci.

Princip algoritmu znázorňuje Obr. 6.1 vpravo. K budící harmonické zdvihové závislosti je na počátku klidového intervalu superponován pulz, který v tomto případě založen na harmonické funkci. Jeho délka vychází z vlastní frekvence mechanismu. K vytvoření jeho přesné definice poslouží další dva parametry – počáteční pozice a amplituda. Pro jejich určení se používal speciální vstupní modul, který umožňoval snadné ruční seřízení.

Pokud je pulz správně umístěn a má správnou amplitudu, působí v přesné protifázi s posledním kmitem a zcela ho pohltí. Vzhledem k tomu, že systém se už nachází v klidové části zdvihové závislosti, nedochází k vybudení žádných dalších kmitů.



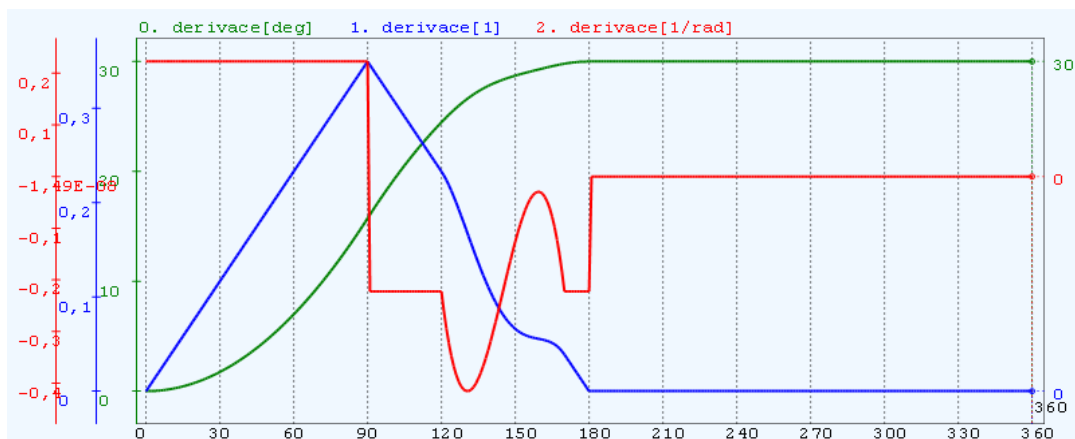
**Obr. 6.1** Chování modelovaného systému při buzení cykloidální z.z. a otáčkách 130 min<sup>-1</sup> (vlevo bez kompenzace vpravo s kompenzačním pulzem), převzato z [6]

## 6.2. Kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem – rozšířená metoda

Rozšíření původní metody vzniklo na základě požadavků o snadnější praktické nasazení. Největší překážkou pro původní metodu představovala nutnost přesné znalosti vlastní frekvence, resp. odezvy řízeného systému pro určení parametrů pulzu. Původní myšlenka tak byla upravena do této podoby. Pro utlumení kmitů v klidové části zdvihové závislosti lze použít libovolný pulz, který na konci pracovní části původní zdvihové závislosti bude generovat kmity stejné amplitudy, ale opačné fáze vzhledem ke kmitům generovaným původní zdvihovou závislostí. Superpozicí pulzu se zdvihovou závislostí získáme signál, který sice může vybudit kmity v pracovní části, ale před přechodem do klidové části dojde k jejich utlumení. Právě klidová oblast je pro většinu výrobních procesů stěžejní.

Tato filozofie odstraňuje požadavek na přesně danou délku pulzu, a tedy na znalost vlastní frekvence mechanismu.

Následující Obr. 6.2 graficky demonstruje tvorbu modifikované zdvihové závislosti. K parabolické zdvihové závislosti (charakteristická skokovým průběhem 2. derivace zdvihu resp. zrychlení) se v bodě 120° přičte pulz o délce 50°. Má velikost amplitudy 1,46°, takže na průběhu zdvihu o amplitudě 30° je jen slabě patrný, ale na průběhu zrychlení ho lze velmi dobře pozorovat.



**Obr. 6.2 Příklad tvorby modifikované zdvihové závislosti**

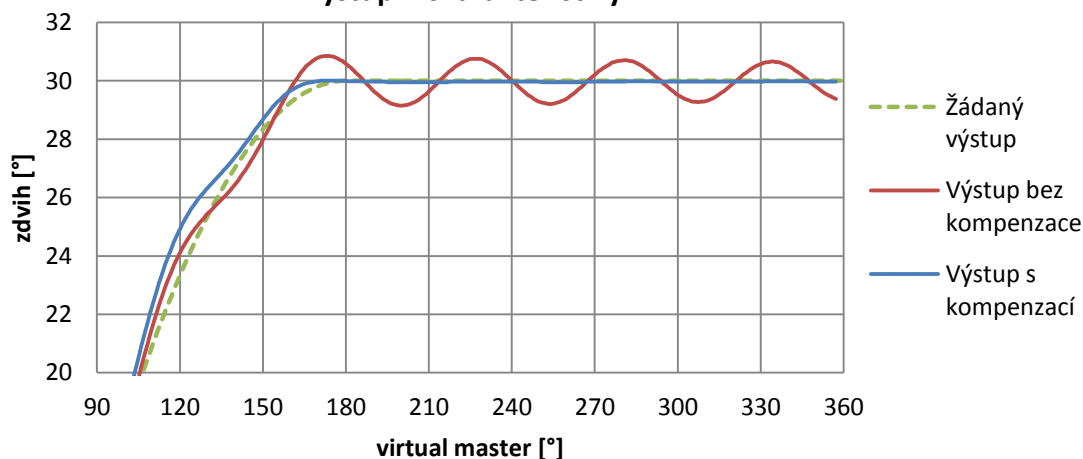
Při pouhé superpozici výchozí zdvihové závislosti s kompenzačním pulzem by došlo ke změně výsledného zdvihu, proto je třeba přenásobit původní zdvihovou závislost amplitudou kompenzačního pulzu (viz níže uvedené vztahy). Zdvihovou závislost definujeme pomocí unifikované jednotkové zdvihové závislosti a parametru definujícího velikost zdvihu.

$$org\_ZZ = zdvih * jedn\_ZZ$$

Obdobně lze definovat i kompenzační pulz. Výsledný vztah lze zapsat následujícím způsobem, kde A představuje amplitudu kompenzačního pulzu.

$$mod\_ZZ = (zdvih + A) * jedn\_ZZ - A * jedn\_pulz$$

### Výstupní charakteristiky



**Obr. 6.3 Výstupní charakteristiky naměřené na zkušebním standu**

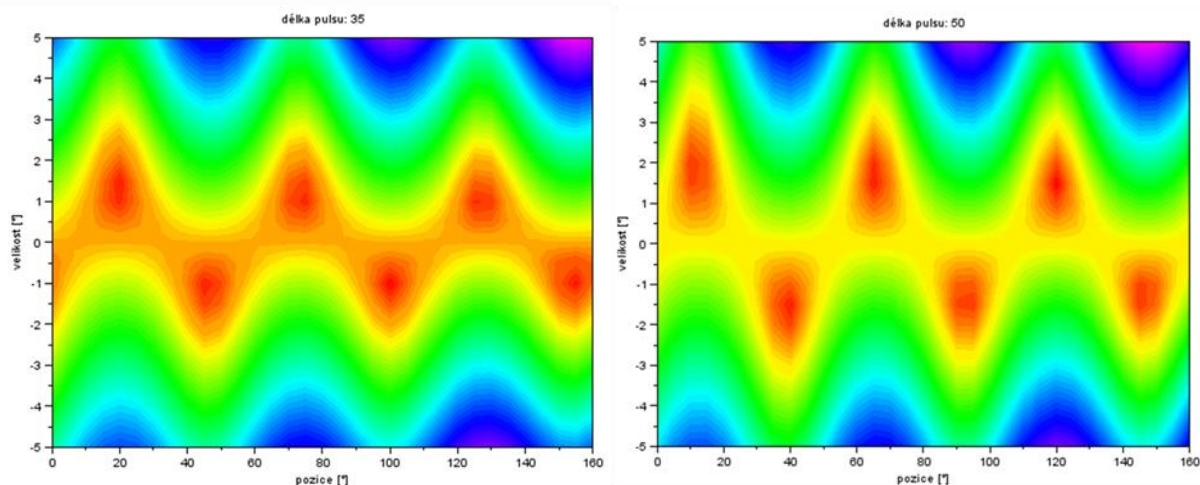
Výše uvedený Obr. 6.3 ukazuje vliv poddajnosti hřídele na praktickém příkladu. Zelená přerušovaná čára znázorňuje žádanou zdvihovou závislost se zdvihem 30° během půl otáčky (180°) výstupu. Odezvu na signál při rychlosti 130 min<sup>-1</sup> představuje červená křivka. Tlumené kmity můžeme pozorovat během celého klidového intervalu. Modrá křivka prezentuje odezvu systému na zdvihovou závislost modifikovanou pomocí kompenzačního pulzu.

V klidové části dochází k úplnému utlumení reziduálních kmitů. Je zde také patrná o něco větší deformace odezvy během zdvihu způsobená změnou měřítka původní zdvihové závislosti. Kompenzační pulz je umístěn těsně před konec zdvihu (přibližně do bodu 130°) a sám žádnou deformaci nezpůsobí. Zpravidla existuje více poloh, kam lze pulz umístit, což bude vysvětleno v další kapitole.

### 6.3. Vliv parametrů kompenzačního pulzu

Kompenzační pulz je v podstatě pouze změřitková jednotková zdvihová závislost umístěná do správné polohy. Nejprve stanovíme funkci, resp. typ zdvihové závislosti, který určuje jeho tvar. Ve všech grafech v tomto článku se jedná o polynom 5. stupně. Proběhlo testování i dalších funkcí, například paraboly nebo cykloidální funkce. Obecně lze říct, že přinesly obdobné výsledky. Dále už pro přesnou definici pulzu postačí pouze tři parametry: délka, amplituda a pozice. Délka i pozice jsou uváděny ve stupních vzhledem k natočení virtuálního masteru.

Zafixujeme-li délku pulzu na konstantní hodnotu, můžeme graficky znázornit vliv zbylých dvou parametrů na velikosti reziduálních kmitů, jak ukazuje Obr. 6.4. V obou případech se zvolily délky pulzu náhodně vzhledem k vlastní frekvenci, která činí 14,5 Hz (perioda pulzu odpovídající vlastní frekvenci při 130 min<sup>-1</sup> VM je 26,9°). Na vodorovnou osu je vynesena počáteční pozice pulzu od 0° do 160°. Použitelnost horní hranice samozřejmě ovlivňuje délka pulzu tak, aby pulz nezasahoval do klidové oblasti zdvihové závislosti. Z grafu vyplývá, že vzhledem k vodorovné ose můžeme najít hned několik minim a jejich vzdálenost je definována vlastní frekvencí. Svislá osa zachycuje velikost pulzu od -5° do 5°. Minima lze nalézt pro kladné i záporné velikosti pulzu (pulz můžeme od zdvihové závislosti odečíst nebo přičíst). Na grafech je také patrný mírný posun minim k vodorovné ose s narůstající pozicí pulzu. Tento jev závisí na velikosti tlumení pružné hřídele tak, že s velikostí tlumení se zvyšuje. Čím dříve dojde k umístění pulzu, tím musí být větší jeho amplituda, aby na konci pracovní části zdvihu vygeneroval kmity požadované velikosti. Pokud porovnáme oba grafy, zjistíme, že délka pulzu má přímý vliv na velikosti pulzu. Je to logické, protože při zvětšení délky pulzu se sníží amplituda kmitů generovaných tímto pulzem. Nelze jej tímto způsobem prodlužovat neomezeně, protože by jeho velká amplituda příliš zdeformovala původní zdvihovou závislost. Z hlediska servopohonu k důležitým aspektům patří maximální velikost zrychlení modifikované zdvihové závislosti. S ohledem na délku kompenzačního pulzu není dobré volit příliš velkou ani malou hodnotu. Metodikou pro stanovení této hodnoty v závislosti na ostatních parametrech se zabývá další výzkum.



**Obr. 6.4** Vliv pozice (osa x) a velikosti (osa y) pulzu na velikost kmitů (červená minimální, fialová maximální) při délce pulzu 35° (vlevo) a 50° (vpravo)



## 6.4. Určení parametrů pulzu

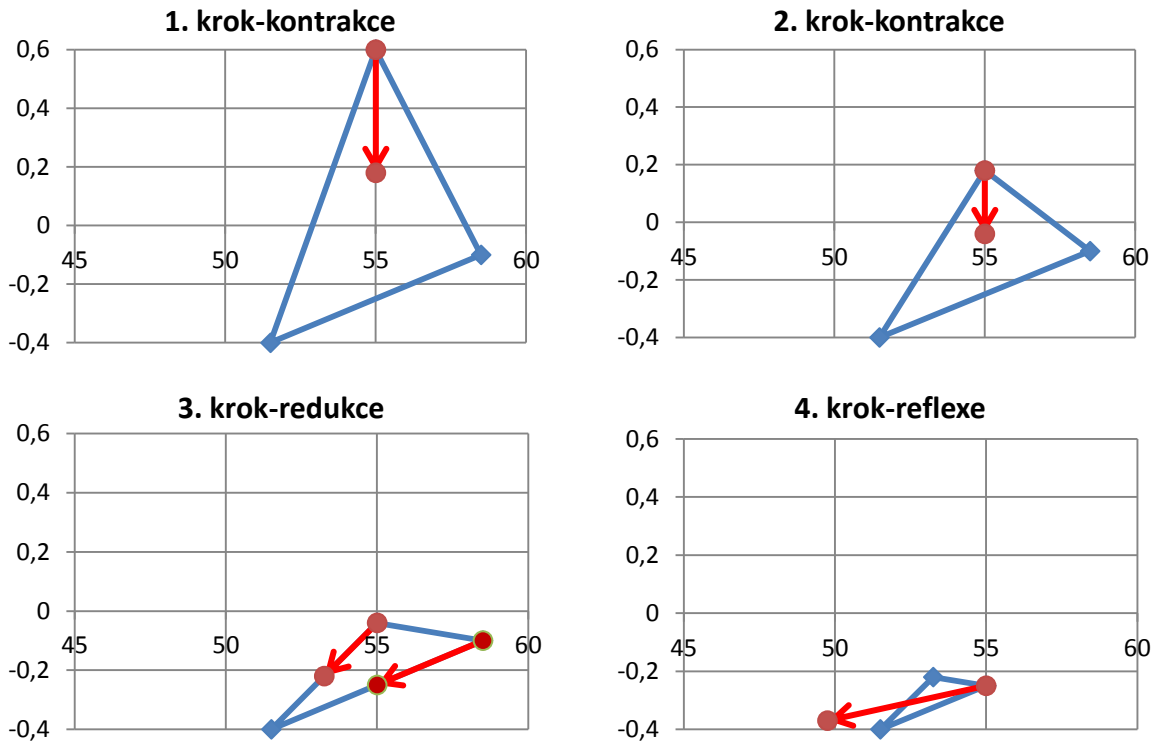
Zůstává však otázkou, jak tedy určit parametry pulzu (délku, amplitudu a pozici). Samozřejmě je to možné na základě přesného modelu řízené soustavy. Z praktického hlediska lze tuto možnost téměř vyloučit, protože sestavení přesného modelu elektronické vačky je velmi obtížné. Každý výrobce má odlišnou regulační strukturu a v některých případech se k jejich přesné specifikaci ani není možné dostat. Obtíže může působit i namodelování mechanické části. Například použitá bezvúlová převodovka Spinea TS 170-33-P24 mění výrazně některé své parametry s rostoucí teplotou, jak dokumentuje [11]. Práce se vydává opačnou cestou a pro nalezení parametrů pulzu využívá iterační přístup se zpětnou vazbou, na kterou se nekladou velké nároky. Není třeba znát přesný průběh, postačí pouze informace o kvalitě regulace za jeden pracovní cyklus. Velký problém nepředstavuje ani dopravní zpoždění, které má vliv pouze na rychlost iteračního procesu.

Nejprve byla testována metoda půlení intervalu (zvláště pro jednu a pak pro druhou osu). Tento způsob hledání minima se ukázal jako velmi citlivý na vhodné zadání počátečních podmínek. Rovněž ho nepříznivě ovlivňovaly chyby vznikající při měření velikosti reziduálních kmitů. Proběhla tedy postupná modifikace a nakonec došlo k jeho nahrazení simplexovou metodou Nelder–Mead [5]. Ta se vyznačuje poměrně rychlou konvergencí, nevyžaduje znalost derivace minimalizované funkce a zároveň je i robustní vzhledem k možným chybám vznikajícím při měření. Patří mezi tzv. komparativní metody, takže hledá minimum účelové funkce porovnáváním jejich hodnot v určitých bodech prostoru  $\mathbb{R}^n$ . Obecně je tedy vícerozměrná, proto by eventuální rozšíření minimalizované funkce o parametr délky pulzu nepředstavovalo větší komplikaci.

První krok metody obsahuje volbu počátečního simplexu, což je objekt tvořený  $n + 1$  vrcholy, kde  $n$  představuje rozměr minimalizované funkce. V našem případě bylo  $n = 2$ , takže minimalizace probíhala v prostoru  $\mathbb{R}^2$  a simplex tvořily trojúhelníky. Jádrem každého kroku je nahrazení nejhoršího vrcholu simplexu lepším. Nový vrchol se vždy hledá na polopřímce vycházející z nejhoršího vrcholu procházející těžištěm zbývajících vrcholů. V závislosti na konkrétním typu iterační metody se používají různé transformace simplexů s různými parametry. V našem případě jsme použili následující: reflexe, expanze, kontrakce a redukce. Podrobněji se touto metodou zabývá například literatura [5].

Jak ukazuje Obr. 6.4 minim existuje obvykle několik. Volba počátečního simplexu tak přímo rozhoduje o tom, ke kterému konkrétnímu lokálnímu minimu bude funkce konvergovat. Obvykle nejlepší řešení představuje nalezení posledního minima před koncem zdvihu, protože pulz zde vykazuje nejmenší amplitudu, resp. nejmenší zrychlení.

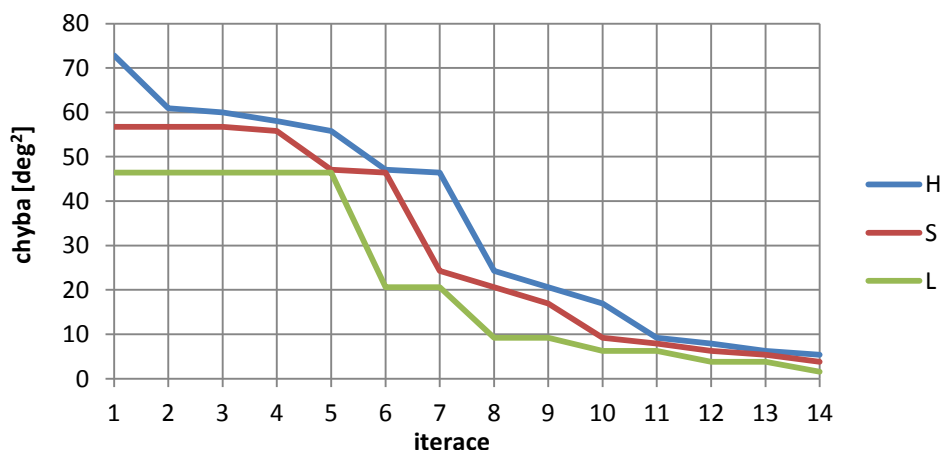
Následují Obr. 6.5 demonstrovuje postup (prvních čtyř kroků) algoritmu na konkrétním příkladě, který byl naměřen na standu.



**Obr. 6.5 Příklad iteračního procesu (vodorovná osa znázorňuje pozici pulzu vzhledem k virtuálnímu masteru [°], svislá osa amplitudu [°])**

Celkový průběh iteračního procesu demonstruje následující Obr. 6.6. Začíná s vhodně zvoleným simplexem (body nesmí ležet na přímce, zásahy, které způsobí v regulační smyčce, musí být fyzikálně realizovatelné s dostatečnou rezervou pro další transformace simplexu). Chyba počátečního simplexu se pohybuje v rozsahu přibližně 50 deg<sup>2</sup> až 70 deg<sup>2</sup>. Po 14 krocích chyba činila 1,56 deg<sup>2</sup>, což lze považovat za uspokojivé řešení. Další iterace nemají valný smysl, protože simplex je velmi malý a dochází k značným chybám mezi jednotlivými měřeními.

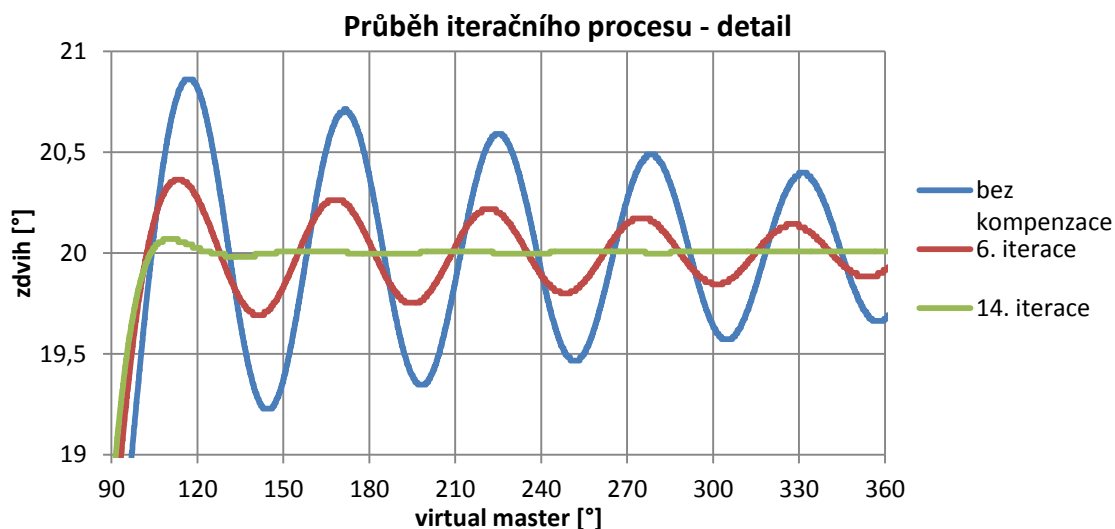
#### Minimalizace simplexu



**Obr. 6.6 Průběh měřeného iteračního procesu (H – nejhorší bod, S – střední bod, L – nejlepší bod)**

Následující Obr. 6.7 demonstruje průběh zdvihu v několika vybraných iteračních krocích. Použili jsme obdobnou zdvihovou závislost jako v předchozích příkladech a její klidový interval tedy

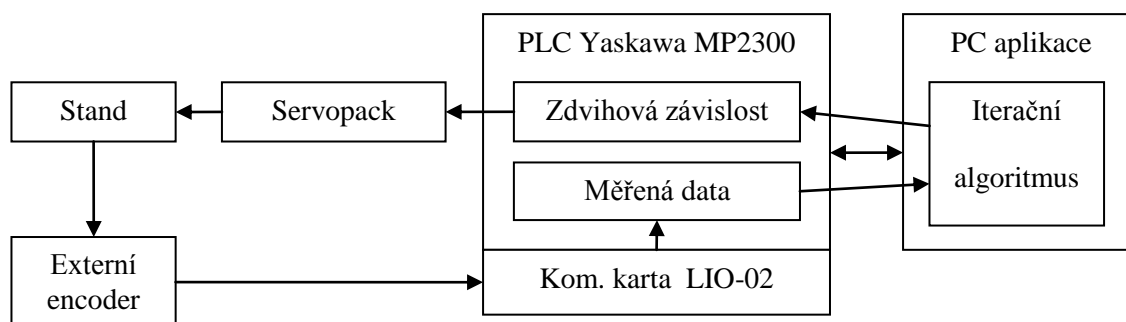
začíná na úhlu  $120^\circ$ . Nákladová funkce se snaží minimalizovat plochu vymezenou naměřeným zdvihem a původní zdvihovou závislostí v tomto intervalu  $\langle 120^\circ; 360^\circ \rangle$ . Rozsah hodnot (špička-špička) v tomto intervalu pro zdvih ve 14. iteraci činí pouhých  $0,03^\circ$ . Při rozlišení senzoru  $0,015^\circ$  to tedy znamená odchylku  $\pm 1$  pulz. Pokud bychom uvažovali trvalou odchylku 1 pulz, potom bychom na pozorovaném intervalu  $240^\circ$  dostali chybu o velikosti  $3,6 \text{ deg}^2$ . Vzhledem k tomu lze považovat stav po 14 iteračních krocích s chybou  $1,56 \text{ deg}^2$  za uspokojivý.



Obr. 6.7 Průběh zdvihu pro vybrané kroky iteračního procesu

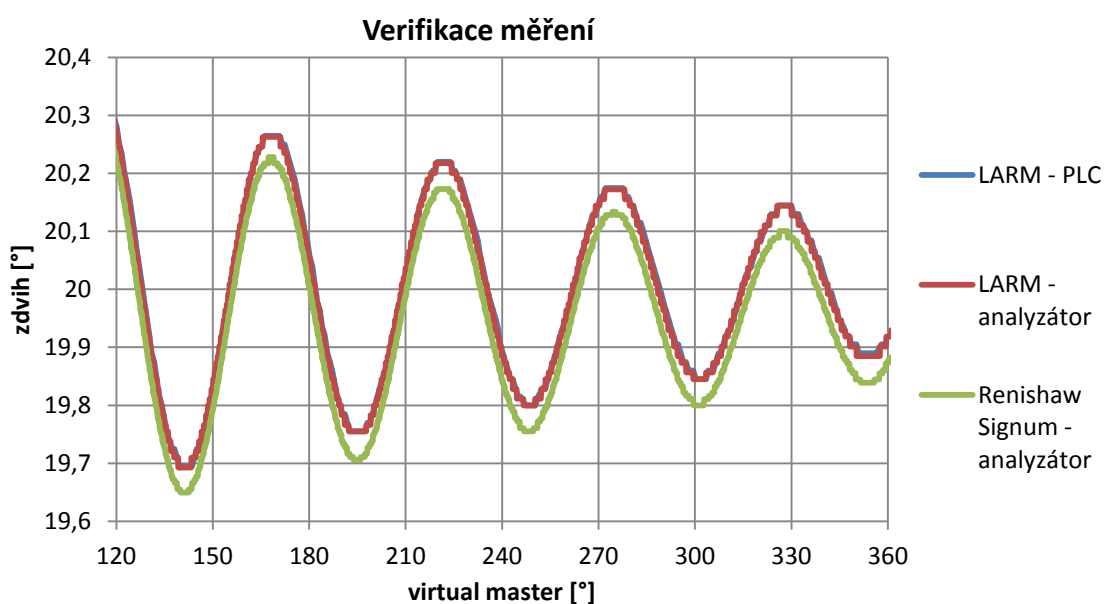
## 6.5. Testovací stand

Experimentální model tvoří především komponenty od firmy Yaskawa. Konkrétně se jedná o PLC MP2300, servopack SGDA-A3-AE a servomotor SGMGV-30D o výkonu 2,9 kW. K motoru je připojen bezvúlový reduktor Spinea TS 170-33-P24 o převodu 33. Měření výstupních dat zajišťuje externí encoder LARM 305/6000, který dosahuje rozlišení  $0,015^\circ$  připojený přes komunikační kartu LIO-02. PLC je programováno prostřednictvím „ladder diagramu“ a obsahuje v sobě řídicí program elektronické vačky a pomocné podprogramy pro měření výstupních dat. Pro snadnější vývoj, experimentování a interpretaci výsledků došlo k přesunutí ostatní funkcionality do nadřazené PC aplikace. Ke komunikaci mezi PC a PLC dochází přes ethernetové rozhraní s využitím knihoven založených na Yaskawa API vyvinutých ve VÚTS v jazyku Visual Basic [4]. Samotná aplikace je vyvíjena v jazyku C# a kromě řídicích funkcí (start, stop, nastavení rychlosti atd.) zjišťuje zejména iterační mechanismus pro nalezení ideální pozice kompenzačního pulzu (načtení naměřených dat, výpočet nové modifikované zdvihové závislosti a její odeslání do PLC). Datové propojení jednotlivých prvků demonstruje Obr. 6.8.



### Obr. 6.8 Diagram datových toků testovacího standu

Pro verifikaci dat získávaných z PLC proběhlo nezávislé měření s využitím externího měřicího zařízení. Pomocí analyzátoru Dewetron DEWE5000 byly měřeny dva vstupní kanály. První pocházel od stejného senzoru, který využívá PLC, tedy LARM 305/6000. Druhý vstup pro zajištění stoprocentní nezávislosti představoval snímač Renishaw Signum s měřicí hlavou SR010A a interface Si-nn-0020 na měřicím prstenci Renishaw RESM o průměru 75 mm s 11840 impulzy na otáčku. Jak ukazuje následující Obr. 6.9, data získaná ze senzoru LARM pomocí PLC a analyzátoru se prakticky shodují. Data získaná ze senzoru Renishaw mají shodný charakter, ale jsou mírně posunuta. Tuto chybu nezapříčinilo měření, ale čistě mechanické vlastnosti standu (různé umístění měřicích senzorů a tvarová deformace hřídele).



Obr. 6.9 Porovnání dat z různých snímačů na vybraném detailu výstupní charakteristiky

## 7. Závěr

Předmětem dizertační práce se staly dva zdánlivě nesourodé cíle. První z nich představuje automatizaci a ucelení procesu návrhu výrobních dat klasických krokových mechanismů s radiálními vačkami. Druhý se zabývá rozšířením a implementací algoritmu pro kompenzaci reziduálních kmitů elektronické vačky využívající superpozici budící zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Práce tak spojuje speciální problematiku klasických vačkových mechanismů s elektronickými vačkami.

K dosažení výše uvedených obecných cílů bylo třeba provést několik kroků. Pro klasické i elektronické vačkové mechanismy představuje výchozí bod návrhu tvorba zdvihové závislosti. Nejprve se detailně vymezily základní pojmy, jedná se o zdvihovou závislost, pohybovou funkci a polohovou přesnost. Dále vznikl popis dynamických vlastností zdvihových závislostí z pohledu klasických a elektronických vačkových mechanismů. Z pohledu klasických vačkových mechanismů se jedná o kinetostatickou analýzu radiální vačky s vahadlem a kladkou. Vlastnosti elektronické vačky charakterizovala analýza reziduálních spekter v klidové části pohybové funkce. Praktickým výstupem této části je softwarový nástroj KINz2, který umožňuje interaktivní návrh zdvihové závislosti. Konstruktor má k dispozici přibližně 60 funkcí, které postupně skládá za sebe, upravuje jejich parametry a měřítko pro dosažení žádaného tvaru zdvihu a jeho prvních dvou derivací. Nástroj umožňuje měnit

tvár výstupního souboru, a je tak použitelný nejen pro návrh zdvihových závislostí klasických a elektronických vačkových mechanismů, ale i pro další aplikace.

Po první části práce, která tvoří základní stavební kámen pro oba v úvodu definované cíle, se následující oddíl zaměří výhradně na klasické krokové mechanismy s radiálními vačkami. Práce paralelně popisuje proces geometrického výpočtu profilu vaček spolu s jeho softwarovou implementací. Pro rychloběžné krokové mechanismy je stěžejní odlehčení profilu vaček. Nejprve je vysvětlen význam odlehčení a poté proces jeho návrhu s naznačením softwarové implementace. Praktický výstup představuje softwarový nástroj KINy2KV, který dokáže spolupracovat s paralelně běžícím nástrojem KINz2 pro návrh zdvihové závislosti. Pro zachování přehlednosti je i proces výpočtu profilu vaček krokového mechanismu rozdělen do několika kroků. Nejprve se načte zdvihová závislost v numerické podobě (z paralelně běžícího programu KINz2 nebo datového souboru). Poté na základě konstruktérem definovaných rozměrových parametrů se určí profil vaček. Následuje výpočet odlehčení profilu všech vrcholů, které lze v dalším kroku individuálně upravovat. Nástroj umožňuje grafické zobrazení výsledného mechanismu při libovolném natočení vačky. Zároveň poskytuje zobrazení průběhů kinetostatických veličin (úhel normály, úhel tlaku a poloměr křivosti) a Hertzova tlaku (jeho vlivu na životnost činné plochy vačky je věnována první příloha). Grafy a zobrazení mechanismu jsou vzájemně provázány (lze například snadno nalézt problematické oblasti na profilu vačky). Spolu s řešičem, který přepočítá na základě změny některého parametru mechanismu ve zlomku vteřiny profily vaček a všechny průběhy, se jedná o velmi efektivní nástroj. Nová implementace výpočetního algoritmu také umožňuje realizovat nesymetrické krokové mechanismy (složené ze dvou různých vaček) na základě nesymetrických zdvihových závislostí nebo nesymetrického počátečního natočení karuselu.

Poslední část práce se věnuje výhradně druhému cíli, tedy potlačení reziduálních kmitů elektronické vačky v klidové oblasti zdvihové závislosti. Nejprve byly vytvořeny a verifikovány matematické modely pro testování vyvíjených algoritmů. Následně došlo k vytvoření softwarového nástroje implementujícího původní metodu kompenzace reziduálních kmitů superpozicí zdvihové závislosti s harmonickým pulzem. Dále byl realizován modul s matematickým modelem a později modul pro komunikaci s reálným PLC. V PLC byl vytvořen program pro elektronickou vačku umožňující záznam měřených dat a komunikaci s PC aplikací. Vyvíjený kompenzační algoritmus se tak mohl okamžitě testovat na modelu a později i ověřit na reálném standu. Z původní metody se odstranil požadavek na znalost vlastní frekvence systému a nutnost ručního doladění. Proběhla řada simulací a měření pro zjištění vlivu jednotlivých parametrů kompenzačního pulzu. Na závěr byl do PC aplikace implementován iterační algoritmus pro automatické nastavení parametrů pulzu (detailní analýza a měřené průběhy iteračního procesu obsahuje druhá příloha). Praktický výstup tedy představuje na matematickém i fyzikálním modelu otestovaná kompenzační metoda, jejímž cílem není nahradit stávající sofistikované metody jako input shaping apod., ale vyplnit prázdné místo tam, kde současné metody nenacházejí adekvátní uplatnění. Jediná podmínka pro nasazení vyvíjené metody spočívá v dostupnosti zpětné vazby informující o kvalitě regulace (může se jednat i o nepřímá měření zatížena dopravním zpožděním). Metoda naopak nevyžaduje znalost modelu řízeného systému, pokud však je k dispozici, dokáže ho využít pro urychlení iteračního procesu. Další významnou odlišností tvoří minimální požadavky na PLC. Metoda nepotřebuje zasahovat do regulační smyčky řídicí jednotky, a umožňuje tak použití levnějších řešení. Pro experimentální účely proběhla realizace řídicího algoritmu v PC, ale pro praktické nasazení se počítá s implementací přímo do řídicí jednotky (při podpoře dnes běžné normy IEC EN 61131-3 by se nemělo jednat o problematickou implementaci). Algoritmus

by se pak dal realizovat jako podprogram „autotuning“, který by se spustil automaticky či ručně při zvýšení reziduálních kmitů (např. vlivem změn parametru systému po zahřátí mechanismu).

Významným rysem práce je její spojení s průmyslovou praxí, zejména pak s firmou VÚTS, na jejíž půdě se realizovaly testovací standy. Také softwarové nástroje, které byly v rámci práce navrženy, zde byly nasazeny ve výrobě. Během mého studia došlo několikrát k přepracování nástroje KINz2, který se stále vyvíjí dle aktuálních požadavků. Našel využití i v neočekávaných aplikacích (např. plánování trajektorie pohybu mechanismu odstávky lahví). Další vývoj aplikace KINy2KV lze očekávat v souvislosti s projektem zabývajícím se životností rychloběžných krokových mechanismů. Během realizace práce vznikla celá řada dalších softwarových nástrojů, knihoven a komponent (např.: komponenty pro interaktivní grafické zobrazení průběhů zdvihových závislostí a jiných křivek, knihovna pro výpočet zdvihových závislostí, knihovna matematických modelů vačkových mechanismů a mnoho dalších), které budou využity pro vývoj softwarového nástroje pro výpočet výrobních dat klasických krokových mechanismů s globoidními vačkami. Počítá se také s vývojem nástroje pro návrh složených vačkových mechanismů.

## Seznam použité literatury

- [1] ANGELES, Jorge a Carlos S. LÓPEZ-CAJÚN. *Optimization of Cam Mechanisms*. Dordrecht (Nizozemsko): Springer, 1991. Volume 9. ISBN 978-94-010-5583-3.
- [2] BAKER, Rich. Effect of Additives on Macropitting Failure Using a Three Contact Disc Rig. In: [online]. [cit. 2013-09-26]. Dostupné z: [http://www.pcs-instruments.com/pdf/general/ICIT\\_India\\_MPR\\_Presentation\\_2008.pdf](http://www.pcs-instruments.com/pdf/general/ICIT_India_MPR_Presentation_2008.pdf)
- [3] BENEŠ, Petr. *Řízené tvarování vstupu se zobecněnými podmínkami*. Praha, 2012. 105 s. Dizertační práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, Odbor mechaniky a mechatroniky. Vedoucí práce prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
- [4] BUREŠ, Pavel. The Problems of Continuous Data Transfer between the PC User Interface and the PCI Card Control System. In: JABLOŇSKI, Ryszard a Tomáš BŘEZINA. *Mechatronics: Recent Technological and Scientific Advances*. 1st ed. New York: Springer, 2011, s. 483-487. ISBN 9783642232435. DOI: 10.1007/978-3-642-23244-2\_58. Dostupné z: [http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-642-23244-2\\_58](http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-642-23244-2_58)
- [5] ČERMÁK, Libor a Rudolf HLAVIČKA. *Numerické metody*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 110 s. ISBN 978-80-214-3752-4.
- [6] JIRÁSKO, Petr. *Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů*. Liberec, 2010. 207 s. Dizertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky a mezioborových studií. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.
- [7] JIRÁSKO, Petr. *Způsob a zařízení k pohonu členů strojních mechanismů*, CZ301095, EP2078882.
- [8] JULIŠ, Karel a Rudolf BREPTA. *Mechanika: Dynamika. Díl 2*. Praha: SNTL, 1987, 684 s.
- [9] KOLOC, Zdeněk a Miroslav VÁCLAVÍK. *Vačkové mechanismy*. Praha: SNTL, 1988, 379 s.
- [10] KOSTER, Marinus Pieter. *Vibrations of cam mechanisms: consequences of their design*. London: Macmillan, 1974, 222 s. ISBN 03-331-7732-0.
- [11] LINDR, David. *Řízení servopohonů v dynamicky náročných aplikacích*. Liberec, 2011. 141 s. Dizertační práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky, informatiky a mezo-

borových studií, Ústav mechatroniky a technické informatiky. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

- [12] MAREK, Ondřej. *Řízení polohy poddajných struktur vlnovou metodou*. Praha, 2013. Dizertační práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí. Vedoucí práce prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
- [13] MAREK, Ondřej. Servo Control Using Wave-Based Method. In: *Advances in Mechanisms Design: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 531-536. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8, ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5\_70. Dostupné z: [http://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-94-007-5125-5\\_70.pdf](http://link.springer.com/content/pdf/10.1007%2F978-94-007-5125-5_70.pdf)
- [14] PLAČEK, Bohumír.: *Matematické modelování dynamických vlastností vačkového mechanismu vybraného typu*. In: *Sborník VI. světového kongresu IFToMM*, New Delhi 1983.
- [15] REES, Jones a John REEVE.: *Dynamic Response of Cam Curves Based on Sinusoidal Segments*. In: *Cam and Cam Mechanisms*, Suffolk, Mechanical Engineering Publikation Limited 1978
- [16] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004, 210 s. ISBN 80-010-2902-6.
- [17] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr JIRÁSKO. *Electronic cams in serial and parallel combination with conventional mechanisms in the drive of mechanism working links*. In: *The First IFToMM Asian Conference on Mechanism and Machine Science*, October 21 - 25, 2010, Taipei, Taiwan.
- [18] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr Jirásko. *Mechatrické varianty pohonů pracovních členů výrobních strojů*. In: *10. Mezinárodní konference IFToMM*, TU Liberec 2008.
- [19] VÁCLAVÍK, Miroslav a Petr JIRÁSKO. Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams. In: *Proceedings of Twelfth World Congress in Mechanism and Machine Science ; IFToMM 2007 - June 17 - 21, 2007, Besançon, France* [online]. [cit. 2013-05-30]. Dostupné z: <http://www.dmg-lib.org/dmglib/handler?docum=20283009>
- [20] VAVERKA, Michal. *Kontaktní únava*. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/cv4/Va04.pdf>
- [21] VDI 2143. *Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe*. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1980. Dostupné z: <http://www.vdi.de/technik/richtlinien/details/rili/89827/>
- [22] VOLMER, Johannes. *Getriebetechnik: Kurvengetriebe*. 2., stark bearb. Aufl. Berlin: Verlag Technik, 1989. ISBN 978-3341004746.

## Přehled publikovaných prací

- [23] DOSTRAŠIL, Pavel a Petr JIRÁSKO. Productive design and calculation of intermittent mechanisms with radial parallel cams. In: *World Academy of science, engineering and technology* [online]. 59. vyd., 2011, s. 1909-1913. ISSN 2010-376X. Dostupné z: <http://www.waset.org/journals/waset/v59/v59-360.pdf>
- [24] DOSTRAŠIL, Pavel a Petr JIRÁSKO. Tools for automated design of intermittent mechanisms with radial parallel cams. In: JIANG, Xiaolan. *Mechanical engineering, robotics and aerospace*. Singapore: IACSIT Press, 2011, s. 99-103. ISBN 9789810704209.
- [25] DOSTRAŠIL, Pavel, Filip HARTIG, Miroslav VÁCLAVÍK a Petr JIRÁSKO. High-Speed Parallel Shaft Indexing Drive. In: *Mechanisms and machine science: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 105-111. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8. ISSN

- 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5\_14. Dostupné z:  
[http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5\\_14](http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5_14)
- [26] DOSTRAŠIL, Pavel, Petr JIRÁSKO a Martin BUŠEK. An Analysis of Planetary Gearboxes for Their Use With Electronic Cam. In: *Advances in Mechanisms Design: Proceedings of TMM 2012*. Netherlands: Springer, 2012, s. 501-507. Volume 8. ISBN 978-94-007-5124-8. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-5125-5\_66. Dostupné z:  
[http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5\\_66](http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-5125-5_66)
- [27] DOSTRAŠIL, Pavel. Finding the parameters of the compensation pulse with the use of iterative Nelder-Mead method for suppressing residual vibrations of electronic cam. In: *18th International Conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2014)*. Santorini, Greece. Červenec 2014 (článek přijat).
- [28] VÁCLAVÍK, Miroslav, Pavel DOSTRAŠIL a Petr JIRÁSKO. A methodology to suppress the residual vibrations of excited compliant systems. In: *Proceedings of the 11th International Conference on Vibration Problems (ICOVP-2013)*. Lisbon, Portugal: APMTAC, 2013. ISBN 978-989-96264-4-7.
- [29] VÁCLAVÍK, Miroslav, Pavel DOSTRAŠIL a Petr JIRÁSKO. The Issues of Spurious Residual Oscillations in the Displacement Laws of Cam Systems. In: *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications: Proceedings of the Second Conference MeTrApp 2013*. Springer Netherlands, 2013, s. 99-106. ISBN 978-94-007-7485-8. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-7485-8\_13. Dostupné z:  
[http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-94-007-7485-8\\_13](http://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-94-007-7485-8_13)
- [30] VÁCLAVÍK, Miroslav, Petr JIRÁSKO a Pavel DOSTRAŠIL. The Issues of the Dynamics of Cam Mechanisms. In: *New Trends in Mechanism and Machine Science: Theory and Applications in Engineering*. Netherlands: Springer, 2013, s. 289-297. Volume 7. ISBN 978-94-007-4901-6. ISSN 2211-0984. DOI: 10.1007/978-94-007-4902-3\_31. Dostupné z: [http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-4902-3\\_31](http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-007-4902-3_31)

## **Softwarové nástroje evidované v rejstříku informací o výsledcích (RIV)**

- [31] DOSTRAŠIL, Pavel. KINy2KV. *Softwarový nástroj pro syntézu radiálních krokových vaček*. Obor: JC - Počítačový hardware a software. Identifikační kód: RIV/46709002:\_\_\_\_/12:#0000515. 2012. Online: <http://www.vuts.cz/synteza-radialnich-krokovych-vacek.html>.
- [32] DOSTRAŠIL, Pavel. KINz2. *Softwarový nástroj pro design zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček*. Obor: JC - Počítačový hardware a software. Identifikační kód: RIV/46709002:\_\_\_\_/12:#0000512. 2012. Online: <http://www.vuts.cz/design-zdvihovych-zavislosti-klasickyh-a-elektronickyh-vacek.html>.