

Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů

Autoreferát disertační práce

Autor: Ing. Petr Jirásko

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika

Tematický okruh: Řízení výrobních strojů, aplikace moderních mechatronických prostředků a pokročilých technologických postupů

Pracoviště: Ústav mechatroniky a technické informatiky
Fakulta mechatroniky, informatiky
a mezioborových inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci

Školitel: Doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

S disertační prací je možno se seznámit na děkanátu FM TU v Liberci,
Hálkova ulice č. 3, budova B, tel.: 485 353 110

Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů
výrobních strojů

Autoreferát disertační práce

Anotace

Z pohledu strojařských aplikací pohonů pracovních členů mechanismů je termínem *elektronická vačka* myšleno takové použití servomotoru (jako výkonného silového členu), které je alternativní ke klasickým vačkovým pohonům pracovních členů. Problematika této alternativy ke klasickým pohonům však není systematicky zpracována, neboť rozsah aplikací je obrovský s mnoha specifickými požadavky (např. silové neperiodické-krokové pohyby, parametrizace a variabilní změna zdvihových závislostí pracovních členů mechanismů, minimalizace reziduálních kmitů apod.).

Cílem a přínosem disertační práce je stanovení metodiky, resp. kritérií, podle kterých lze elektronické vačky za určitých podmínek aplikovat stejným či podobným způsobem jako klasické vačkové mechanismy. Jde o nalezení charakteristických vlastností elektronických vaček a vymezení oblastí jejich použitelnosti oproti klasickým vačkovým systémům. Vychází se ze stejných požadavků, kterými jsou zdvihové závislosti pracovních členů mechanismů. Tyto zdvihové závislosti jsou charakterizovány svými derivacemi (0., 1. a 2. derivace v závislosti na poloze virtuálního hřídele). Zdvihová závislost elektronické vačky transformovaná úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele je teoretická pohybová funkce. Rozdíl mezi požadovanou teoretickou a skutečnou pohybovou funkcí je polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky. Jedním z cílů aplikací elektronických vaček je dosáhnout co nejlepší shody teoretické pohybové funkce se skutečnou na hřídeli servomotoru. Jak tohoto cíle dosáhnout a s jakými výsledky je závislé na použitém HW a SW výrobce elektronických vaček a typu aplikace. V disertační práci je příkladně použit HW a SW japonské firmy Yaskawa, předního světového výrobce elektronických vaček. Metodika je postavena obecně, a to na základě odpovídající fyzikální podstaty obou vačkových systémů (klasického a elektronického) se zdůrazněním odlišností z pohledu poddajných členů kinematického řetězce od vstupu (od vstupní kinematiky rotačního pohybu) přes buzení pohybovou funkcí až k výstupnímu pracovnímu členu. Výsledkem je kinetostatický a dynamický návrh elektronické vačky včetně návrhu mechatronického diferenciálního mechanismu, který rozšiřuje aplikační možnosti elektronických vaček.

S aplikacemi elektronických vaček úzce souvisí vlastní řídicí systém. Tím je softwarová realizace zdvihové závislosti v systému elektronické vačky a místo této realizace v kontextu celého řídicího systému stroje (vstupy/výstupy, komunikace, nadřazené systémy apod.). Použité HW a SW prostředky firmy Yaskawa jsou k metodickému popisu vhodné, neboť výrobce neurčuje koncepci realizace, pouze poskytuje vynikající SW prostředí pro vývoj systému s přístupem na HW prostředky příslušné konfigurace.

Klíčová slova:

vačkový mechanismus, elektronická vačka, převodový mechanismus, pracovní člen, zdvihová závislost, pohybová funkce, polohová přesnost, servomotor, kontroler, řídicí systém, poddajnost mechanického systému, reziduální kmitů, reziduální spektra zdvihových závislostí, kinetostatický výpočet, diferenciální mechatronický pohonný systém.

Annotation

From the point of view of engineering applications for drives of working links of mechanisms the term *electronic cam* has been understood as a servomotor usage (power force link) that is an alternative to conventional cam drives of the working links. This alternative to the conventional drives has not been systematically worked up because of a great application range with many unique requirements (e.g. force non-periodical step motions, parameterization and variable change of displacements of working links of mechanisms, minimization of residual vibrations etc.)

The principal aim and contribution of the thesis there is to determine the methodology or criteria respectively according to which it is possible to apply the electronic cams under certain conditions in the same or similar way as the conventional cam mechanisms. The characteristic properties of the electronic cams are to be found and their end use in comparison with the conventional cam systems to be specified as well. The starting point there are the same requirements, i.e. displacements of the working links of mechanisms. These displacements have been characterized by their derivatives (0., 1. and 2. derivative in dependence on the virtual shaft position). The displacement of the electronic cam being transformed by the angular velocity and acceleration of the virtual shaft is the theoretical motion function. The difference between the required theoretical and actual motion function is the positional accuracy of the motion function of the electronic cam. One of the aims of the electronic cam applications there is to achieve the best conformity of the theoretical and actual motion function on the servomotor shaft. How it is possible to achieve this aim and what results can be expected it depends on HW and SW being used by the manufacturer of the electronic cams and the type of application as well. In the thesis there are used HW and SW of Yaskawa Company, Japan, one of the world leaders in the field of electronic cams. The methodology has been stated in general, i.e. based on physical fundamentals of both cam systems (conventional and electronic one). The differences have been stressed out from the point of view of flexible links of the kinematic chain from input (input kinematic of rotary motion) over excitation by motion function up to output working link. The result is then a kinetostatic and dynamic proposal of the electronic cam including a mechatronic differential mechanism that extends applying possibilities of the electronic cams.

The electronic cam applications are in a close connection with the *control system* alone. It is the software realisation of the displacement in the system of the electronic cam and the place of this realisation within the context of the entire control system of the machine (inputs/outputs, communication, higher-level systems etc.) The used HW and SW aids of Yaskawa Company are suitable for the methodical description because the manufacturer does not determine the realization conception. He delivers only an excellent SW environment for the system development with access to the HW aids of appropriate configuration.

Keywords:

cam mechanism, electronic cam, transfer mechanism, working link, displacement, motion function, positional accuracy, servomotor, controller, control system, flexibility of mechanical system, residual vibrations, residual spectra of displacements, kinetostatic calculation, differential mechatronic driving system

Obsah

Anotace.....	3
Annotation.....	3
1. Úvod.....	6
1.1 Klasické vačkové mechanismy realizující periodické zdvihové závislosti.....	7
1.2 Klasické vačkové mechanismy realizující neperiodické zdvihové závislosti.....	7
1.3 Výroba vaček.....	7
1.4 Mechanismy s elektronickou vačkou.....	7
2. Zdvihové závislosti a řešení vačkových mechanismů.....	9
2.1 Zdvihová závislost, pohybová funkce a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky.....	10
2.2 Kinematická analýza a syntéza vačkových mechanismů.....	10
2.3 Zdvihové závislosti.....	11
2.4 Řešení vačkových mechanismů s klasickou vačkou.....	11
2.5 Řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou (výpočetní SW).....	11
3. Dynamické standy a výpočetní modely mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou.....	13
4. Diskrétní dynamické modely vačkových mechanismů s poddajnými členy.....	18
4.1 Pohybové rovnice modelu $I - II - I$ (klasický vačkový mechanismus).....	19
4.2 Pohybové rovnice modelu $O - II - I.I$ (elektronická vačka).....	22
4.3 Reziiduální spektra neperiodických zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček.....	25
5. Srovnávací kinetostatické řešení mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou.....	29
6. Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému elektronické vačky.....	31
7. Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů.....	31
7.1 Paralelní konfigurace kinematického řetězce.....	32
7.2 Sériová konfigurace kinematického řetězce.....	35
8. Závěr.....	36
Seznam použité literatury.....	39
Přehled publikovaných prací.....	39

1. Úvod

S prudkým rozvojem výpočetní techniky v posledních desetiletích došlo v technických oborech strojírenství, elektrotechniky, elektroniky a softwarového inženýrství k nebývalým úspěchům. Tyto obory se ovšem při své teoretické náročnosti a stále se zvětšujícímu nároku na zpracování informací od sebe vzájemně vzdalují. Technická praxe ale stále klade zvyšující se nároky na produktivitu, kvalitu, variabilitu a pružnou automatizaci výroby. To ve svém důsledku přináší požadavky na zvýšené výkony pracovních strojů (pracovní periody, resp. otáčky), dokonalé respektování polohových funkcí pracovních členů (dynamika mechanismů s poddajnými členy), víceúčelovost při malosériové výrobě (možnost ekonomicky výhodné změny pohybových funkcí) a konstrukční modularitu strojů (pružná automatizace). Tyto požadavky výroby mohou splnit poznatky výše uvedených oborů ve vzájemné součinnosti a s očekávaným synergickým účinkem. *Jednou z možností při řešení konkrétních problémů pohonů pracovních členů mechanismů s definovanou technologickou pohybovou funkcí je realizace pracovního pohybu vačkovým mechanismem s klasickou nebo elektronickou vačkou. Zatímco aplikace klasických vaček v mechanismech strojů je obecně známá, elektronické vačky se v různé formě začínají prosazovat až v posledních letech. Je to dáno teoretickou náročností výše uvedených oborů a s tím spojené různorodé kvalifikace pracovníků vývojových týmů. Na tomto místě je třeba upozornit na skutečnost, že disertační práce se nezabývá pohony os v obráběcích strojích, kde je tato problematika značně propracovaná a již etablovaná.*

*Cílem disertační práce je metodika (postupy a způsoby řešení) aplikací elektronických vaček podle které lze elektronické vačky za určitých podmínek aplikovat stejným či podobným způsobem jako klasické vačkové mechanismy při návrhu pohonů pracovních členů mechanismů výrobních strojů a zařízení. Jsou to zejména stroje zpracovatelského průmyslu (textilní, polygrafické, sklářské, obráběcí, tvářecí, balící atd.) a prvky pružné a pevné automatizace výrobních systémů (manipulační stroje a mechanismy jako otočné a indexovací stoly, krokové mechanismy). Problematika aplikací elektronických vaček v této oblasti úzce souvisí s aplikacemi klasických vačkových mechanismů. V podstatě jde o tentýž problém, kterým je zajištění vyhovujícího způsobu *pohonu pracovního členu mechanismu*. Pracovní člen mechanismu je obvykle konečný (výstupní) člen kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu se svojí definovanou zdvihovou závislostí. Zdvihovou závislost pracovního členu realizuje obecně nekonstantní převodová funkce (základní vačkový mechanismus, servomotor elektronické vačky nebo jiný mechanismus) na vstupu kinematického řetězce, která generuje pohybovou funkci. Tato pohybová funkce je kinematickým buzením dynamického systému s tuhými nebo poddajnými členy, kterým složený vačkový mechanismus ve skutečnosti je. Kinematické buzení je odvozeno od mechanického, elektronického nebo kombinovaného vačkového mechanismu. Nejedná se zde o náhradu jednoho způsobu druhým, ale o vzájemné využití možností, které nabízejí jednotlivé alternativy. Dalším cílem je navrhnout nebo vyvinout kvalitativně nové pohony, které by optimálním způsobem splňovaly technologické a ekonomické požadavky na mechanismy pracovních strojů a významně ovlivnily výše uvedenou problematiku související s efektivitou a produktivitou výroby (diferenciální mechatronický pohon).*

V této úvodní kapitole je základní informace o klasických vačkách a vačkových mechanismech. Stručný popis výroby vaček umožňuje představu o náročnosti výroby. Na závěr je popsán systém elektronické vačky *Yaskawa* používaný ve *VÚTS, a.s.* k výzkumu problematiky elektronických vačkových systémů.

1.1 Klasické vačkové mechanismy realizující periodické zdvihové závislosti

Systematicky je tato problematika popsána v literatuře [1]. Stručný popis charakteristiky a struktury kinematického řetězce složeného vačkového mechanismu je v této práci nezbytný a nutný pro pochopení souvislostí mezi klasickými a elektronickými vačkami. Kapitola se zabývá především mechanismy s periodickými zdvihovými závislostmi.

1.2 Klasické vačkové mechanismy realizující neperiodické zdvihové závislosti

Tyto mechanismy reprezentují důležitou skupinu vačkových mechanismů s tzv. krokovými zdvihovými závislostmi. Mechanismy jsou nejčastěji provedeny v podobě základních vačkových mechanismů s radiálními, axiálními a globoidními vačkami a jako převodové skříně, katalogizované do výkonnostních řad. Nejčastější použití těchto mechanismů je ve výrobních systémech jako elementů pevné automatizace. V disertační práci jsou na *obr.1.14* ukázky výrobního programu krokových převodovek firmy ZZ-Antriebe (Karlsruhe, Německo).

1.3 Výroba vaček

Výroba vaček je náročná a vyžaduje speciální obráběcí stroje pro technologie frézování, broušení a elektroerozivní obrábění. Stručný popis problematiky výroby je pro představu aplikací vačkových mechanismů důležitý, neboť přesnost výroby činných ploch vaček je pro správnou funkci klasických vačkových mechanismů rozhodující. Rovněž zvolená kinematická struktura aplikace vačkového mechanismu rozhoduje o mnoha parametrech výrobního mechanismu včetně ceny. Každý typ vaček (radiální, axiální a globoidní) vyžaduje specifické výrobní souřadnice činné plochy vačky. Výrobním souřadnicím odpovídají NC osy obráběcího stroje, které jsou spolu svázány definovanou interpolací.

1.4 Mechanismy s elektronickou vačkou

Mechanismy s elektronickou vačkou kinematicky definujeme stejně, jako jsou popsány v odstavci *1.1* mechanismy s klasickou vačkou. Klasický základní vačkový mechanismus je nahrazen servomotorem, jehož rotační pohyb hřídele je ekvivalentní s rotačním pohybem vahadla některého ze základních vačkových mechanismů. Posuvný pohyb výstupního členu základních vačkových mechanismů lze přiřadit k posuvným pohybům lineárního servomotoru nebo k rotačnímu servomotoru s převodovým mechanismem, např. kuličkovým šroubem. Protože rotační pohyby výstupních základních vačkových mechanismů jsou zdaleka nejčastější, disertační práce se proto zabývá rotačními pohyby elektronických vaček jako základními, které se vztahují k hlavním členům mechanismů spojených s rámem rotační kinematickou dvojicí.


Elektronickou vačkou je nazýván komplexní systém skládající se z níže uvedených prvků. Servomotor je pouze jeho výkonná silová část, která je zdrojem pohybové funkce ve


stejném smyslu, jako jsou základní klasické vačkové mechanismy. Samozřejmě každá aplikace s klasickou nebo elektronickou vačkou vyžaduje specifické konstrukční prvky, ale z kinematického hlediska pohonu pracovního členu mechanismu jde o totéž.

Systém elektronické vačky použitý k výzkumným účelům ve VÚTS, a který je součástí standu popsaného v kapitole 3, je vyroben firmou *Yaskawa* (Japonsko). Je to špičkový elektronický systém včetně servomotoru, kontroleru, vstupů a výstupů.


Jeho základní části jsou:

Kontroler MP2300


Basic Module											
 <p>Model Name : MP2300 Model : JEPMC-MP2300 Approx. Mass : 500 g</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Items</th> <th>Specifications</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Power Supply</td> <td>Input power voltage: 24 VDC±20% Current consumption: 1A Inrush current: 40A or less</td> </tr> <tr> <td>Motion Network</td> <td>One circuit for MECHATROLINK-II : Twenty-one stations, including servo drives and encoder connected. (16 axes for servo drives) Transmission speed: 10Mbps (MECHATROLINK-II) Maximum segment length: 50m</td> </tr> <tr> <td>I/O Signals</td> <td>Direct input: 8 points (One point can be used for interrupt) 24VDC, 4mA, and source mode or sink mode input Direct output: 4 points, 24VDC, 100mA, open collector, and sink mode output</td> </tr> <tr> <td>Slot for Optional Modules</td> <td>3 slots</td> </tr> </tbody> </table>	Items	Specifications	Power Supply	Input power voltage: 24 VDC±20% Current consumption: 1A Inrush current: 40A or less	Motion Network	One circuit for MECHATROLINK-II : Twenty-one stations, including servo drives and encoder connected. (16 axes for servo drives) Transmission speed: 10Mbps (MECHATROLINK-II) Maximum segment length: 50m	I/O Signals	Direct input: 8 points (One point can be used for interrupt) 24VDC, 4mA, and source mode or sink mode input Direct output: 4 points, 24VDC, 100mA, open collector, and sink mode output	Slot for Optional Modules	3 slots
	Items	Specifications									
	Power Supply	Input power voltage: 24 VDC±20% Current consumption: 1A Inrush current: 40A or less									
	Motion Network	One circuit for MECHATROLINK-II : Twenty-one stations, including servo drives and encoder connected. (16 axes for servo drives) Transmission speed: 10Mbps (MECHATROLINK-II) Maximum segment length: 50m									
	I/O Signals	Direct input: 8 points (One point can be used for interrupt) 24VDC, 4mA, and source mode or sink mode input Direct output: 4 points, 24VDC, 100mA, open collector, and sink mode output									
Slot for Optional Modules	3 slots										

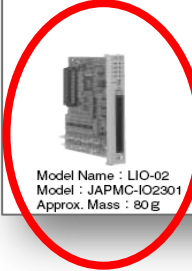


Komunikační modul 218IF - 01

Communication Modules (cont'd)																																							
<p>● Ethernet Communication Module (218IF-01)</p>  <p>Model : JAPMC-CM2300 Approx. Mass : 90 g</p>																																							
<p>■ For Ethernet communication</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Items</th> <th>Specifications</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Interface</td> <td>One port (10Base T) (RJ-45 modular jack)</td> </tr> <tr> <td>Max. Segment Length</td> <td>100m</td> </tr> <tr> <td>Transmission Speed</td> <td>10Mbps</td> </tr> <tr> <td>Access Mode</td> <td>IEEE802.3</td> </tr> <tr> <td>Frame Format</td> <td>Ethernet Ver.2 (Conforming to DIX)</td> </tr> <tr> <td>Connections</td> <td>TCP/UDP/IP/ARP</td> </tr> <tr> <td>Max. Number of Words in Transmittable</td> <td>512 words (1024 bytes)</td> </tr> <tr> <td>Communication Protocols</td> <td>Extended MEMOBUS, MEMOBUS, MELSEC-A, non-procedure, or MODBUS/TCP</td> </tr> <tr> <td>Max Number of Connections</td> <td>20 stations</td> </tr> </tbody> </table>	Items	Specifications	Interface	One port (10Base T) (RJ-45 modular jack)	Max. Segment Length	100m	Transmission Speed	10Mbps	Access Mode	IEEE802.3	Frame Format	Ethernet Ver.2 (Conforming to DIX)	Connections	TCP/UDP/IP/ARP	Max. Number of Words in Transmittable	512 words (1024 bytes)	Communication Protocols	Extended MEMOBUS, MEMOBUS, MELSEC-A, non-procedure, or MODBUS/TCP	Max Number of Connections	20 stations	<p>■ For RS-232C communication</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Items</th> <th>Specifications</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Interface</td> <td>One port</td> </tr> <tr> <td>Connector</td> <td>D-sub 9 pins (Female)</td> </tr> <tr> <td>Max. Transmission Distance</td> <td>15m</td> </tr> <tr> <td>Transmission Speed</td> <td>19.2kbps</td> </tr> <tr> <td>Access Mode</td> <td>Asynchronous (Start-stop synchronization)</td> </tr> <tr> <td>Communication Protocols</td> <td>MEMOBUS (Master or Slave), MELSEC, or non-procedure</td> </tr> <tr> <td>Media Access Control Method</td> <td>1:1</td> </tr> <tr> <td>Transmission Format (Can be set)</td> <td>Data bit length: 7 or 8 bits Stop bits: 1 or 2 bits Parity bits: Even, odd, or none</td> </tr> </tbody> </table>	Items	Specifications	Interface	One port	Connector	D-sub 9 pins (Female)	Max. Transmission Distance	15m	Transmission Speed	19.2kbps	Access Mode	Asynchronous (Start-stop synchronization)	Communication Protocols	MEMOBUS (Master or Slave), MELSEC, or non-procedure	Media Access Control Method	1:1	Transmission Format (Can be set)	Data bit length: 7 or 8 bits Stop bits: 1 or 2 bits Parity bits: Even, odd, or none
Items	Specifications																																						
Interface	One port (10Base T) (RJ-45 modular jack)																																						
Max. Segment Length	100m																																						
Transmission Speed	10Mbps																																						
Access Mode	IEEE802.3																																						
Frame Format	Ethernet Ver.2 (Conforming to DIX)																																						
Connections	TCP/UDP/IP/ARP																																						
Max. Number of Words in Transmittable	512 words (1024 bytes)																																						
Communication Protocols	Extended MEMOBUS, MEMOBUS, MELSEC-A, non-procedure, or MODBUS/TCP																																						
Max Number of Connections	20 stations																																						
Items	Specifications																																						
Interface	One port																																						
Connector	D-sub 9 pins (Female)																																						
Max. Transmission Distance	15m																																						
Transmission Speed	19.2kbps																																						
Access Mode	Asynchronous (Start-stop synchronization)																																						
Communication Protocols	MEMOBUS (Master or Slave), MELSEC, or non-procedure																																						
Media Access Control Method	1:1																																						
Transmission Format (Can be set)	Data bit length: 7 or 8 bits Stop bits: 1 or 2 bits Parity bits: Even, odd, or none																																						

I/O Modul LIO - 02 (vstupy/výstupy, čítač)

I/O Modules													
<p>● I/O Modules (LIO-01/-02)</p>  <p>Model Name : LIO-01 Model : JAPMC-IO2300 Approx. Mass : 80 g</p>													
<p>■ Digital I/O for LIO-01/-02 Modules</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Items</th> <th>Specifications</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Input Signals</td> <td>16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 5 mA (TYP) Sink mode or source mode input and photocoupler isolation Min. ON voltage/current: 15V/1.6 mA Max. OFF voltage/current: 5V/1.0 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Interruption (DI-00): DI-00 can be used for interruptions. If an interruption is enabled, the interrupt drawing is started when DI-00 is set to ON. Pulse Latch (DI-01): DI-01 can be used for pulse latching. If pulse latching is enabled, the pulse counter is latched when DI-01 is set to ON.</td> </tr> <tr> <td>Output Signals</td> <td>16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 100 mA max. Open collector: sink mode output (LIO-01 module) source mode output (LIO-02 module) Photocoupler isolation and Max. OFF current: 0.1 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Output Protection: Fuse (For protection against fires caused by an overcurrent when outputting after a short circuit occurred If circuit protection is required, provide a fuse for each output circuit.</td> </tr> </tbody> </table>		Items	Specifications	Input Signals	16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 5 mA (TYP) Sink mode or source mode input and photocoupler isolation Min. ON voltage/current: 15V/1.6 mA Max. OFF voltage/current: 5V/1.0 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Interruption (DI-00): DI-00 can be used for interruptions. If an interruption is enabled, the interrupt drawing is started when DI-00 is set to ON. Pulse Latch (DI-01): DI-01 can be used for pulse latching. If pulse latching is enabled, the pulse counter is latched when DI-01 is set to ON.	Output Signals	16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 100 mA max. Open collector: sink mode output (LIO-01 module) source mode output (LIO-02 module) Photocoupler isolation and Max. OFF current: 0.1 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Output Protection: Fuse (For protection against fires caused by an overcurrent when outputting after a short circuit occurred If circuit protection is required, provide a fuse for each output circuit.						
Items	Specifications												
Input Signals	16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 5 mA (TYP) Sink mode or source mode input and photocoupler isolation Min. ON voltage/current: 15V/1.6 mA Max. OFF voltage/current: 5V/1.0 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Interruption (DI-00): DI-00 can be used for interruptions. If an interruption is enabled, the interrupt drawing is started when DI-00 is set to ON. Pulse Latch (DI-01): DI-01 can be used for pulse latching. If pulse latching is enabled, the pulse counter is latched when DI-01 is set to ON.												
Output Signals	16 points (All connected) and 24 VDC ±20%, 100 mA max. Open collector: sink mode output (LIO-01 module) source mode output (LIO-02 module) Photocoupler isolation and Max. OFF current: 0.1 mA Max. Response time: OFF→ON 1 ms and ON→OFF 1 ms Output Protection: Fuse (For protection against fires caused by an overcurrent when outputting after a short circuit occurred If circuit protection is required, provide a fuse for each output circuit.												
<p>■ Pulse Input for LIO-01/-02 Modules</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Items</th> <th>Specifications</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Number of Channels</td> <td>1 (Phase A, B, or Z input)</td> </tr> <tr> <td>Input Circuit</td> <td>Phase A/B: 5V differential inputs, no insulation, and max. frequency 4 MHz Phase Z: 5V/12V photocoupler inputs and max. frequency 500 kHz</td> </tr> <tr> <td>Input Method</td> <td>Phase A/B (1, 2, or 4 multipliers), sign (1 or 2 multipliers), addition/subtraction (1 or 2 multipliers)</td> </tr> <tr> <td>Latch Input</td> <td>Pulse latch with phase Z or DI-01</td> </tr> <tr> <td>Others</td> <td>Min. Response time: 5μs when input with phase Z; 60μs when input with DI-01 Coincident detection; Preset and clear functions for counter values</td> </tr> </tbody> </table>		Items	Specifications	Number of Channels	1 (Phase A, B, or Z input)	Input Circuit	Phase A/B: 5V differential inputs, no insulation, and max. frequency 4 MHz Phase Z: 5V/12V photocoupler inputs and max. frequency 500 kHz	Input Method	Phase A/B (1, 2, or 4 multipliers), sign (1 or 2 multipliers), addition/subtraction (1 or 2 multipliers)	Latch Input	Pulse latch with phase Z or DI-01	Others	Min. Response time: 5μs when input with phase Z; 60μs when input with DI-01 Coincident detection; Preset and clear functions for counter values
Items	Specifications												
Number of Channels	1 (Phase A, B, or Z input)												
Input Circuit	Phase A/B: 5V differential inputs, no insulation, and max. frequency 4 MHz Phase Z: 5V/12V photocoupler inputs and max. frequency 500 kHz												
Input Method	Phase A/B (1, 2, or 4 multipliers), sign (1 or 2 multipliers), addition/subtraction (1 or 2 multipliers)												
Latch Input	Pulse latch with phase Z or DI-01												
Others	Min. Response time: 5μs when input with phase Z; 60μs when input with DI-01 Coincident detection; Preset and clear functions for counter values												



Servopack a Servomotor

Σ-II Series (Model: SGDH)

With the products in the Σ-II series, your machines can perform at high speeds and feed smoothly. By mounting an application module on the SGDH SERVOPACK, you can connect a SERVOPACK to various networks such as MECHATROLINK-II or DeviceNet.

● Type Designation for SERVOPACKs

SGDH – A3 A E – □

Σ-II
SGDH
SERVOPACK

Capacity
A3 : 30W
to
IE : 15.0kW

Supply
voltage
A : 200 VAC
B : 100 VAC
D : 400 VAC

Model
E: Speed,
torque, or
position control

Options
Blank: Base-mounted
R: Rack-mounted (5kW max. only)
P: Duct-ventilation (5kW to 15kW only)
S: Single-phase, 200V power supply



▲ Application modules



SGMGH ¹	SGMGH-05□	0.45 kW	—	—	05AE	05DE
High-speed Feed Series (1500min ⁻¹)	SGMGH-09□	0.85 kW	—	—	10AE	10DE
	SGMGH-13□	1.3 kW	—	—	15AE	15DE
	SGMGH-20□	1.8 kW	—	—	20AE	20DE
	SGMGH-30□	2.9 kW	—	—	30AE	30DE
	SGMGH-44□	4.4 kW	—	—	50AE	50DE
	SGMGH-55□	5.5 kW	—	—	60AE	60DE
	SGMGH-75□	7.5 kW	—	—	75AE	754DE
	SGMGH-1A□	11 kW	—	—	1AAE	1ADE
	SGMGH-1E□	15 kW	—	—	1EAE	1EDE

2. Zdvihové závislosti a řešení vačkových mechanismů

V kapitolách disertace jsou některé frekventované termíny, které je třeba definovat. Jsou to především pojmy *zdvihová závislost*, *pohybová funkce*, *polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky* a *kinematická analýza a syntéza vačkových mechanismů*. V těchto tezích stručně uvedu následující.

2.1 Zdvihová závislost, pohybová funkce a polohová přesnost pohybové funkce elektronické vačky

Funkci přiřazující času polohovou veličinu určitého členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *pohybovou funkcí* tohoto členu. Pohybová funkce elektronické vačky (teoretická a skutečná) je pohyb hřídele servomotoru (Slave) v závislosti na čase a tato pohybová funkce kinematicky budí dynamický systém převodových mechanismů kinematického řetězce, na jehož konci je pracovní člen. Příslušné derivace pohybové funkce podle času jsou veličiny rychlost a zrychlení.

Funkci přiřazující poloze určitého členu polohovou veličinu jiného členu složeného vačkového mechanismu budeme nazývat *zdvihovou závislostí*. Zdvihová závislost elektronické vačky je teoretická funkce polohy hřídele servomotoru (Slave) v závislosti na poloze virtuálního hřídele (Master), resp. virtuálního natočení. Příslušné derivace zdvihové závislosti podle nezávislé polohy jsou 1. a 2. derivace zdvihové závislosti (0. derivací je často označován samotný zdvih). 1. a 2. derivace zdvihové závislosti se často označuje jako první a druhá převodová funkce, viz. *Dodatek IV* disertace. V *kapitole 4* a *5* disertace je zdvihová závislost označena symbolem Π .

Vztah mezi *zdvihovou závislostí* a *pohybovou funkcí* téhož členu, např. hnaného členu základního vačkového mechanismu je u všech schematických obrázků *kapitol 3* a *4* (viz. např. *obr.4.1* tezi a *obr.5.1* disertace).

Zdvihová závislost (0., 1. a 2. derivace) elektronické vačky transformovaná úhlovou rychlostí a zrychlením virtuálního hřídele je teoretická pohybová funkce. Rozdíl mezi požadovanou teoretickou a skutečnou pohybovou funkcí je *polohová přesnost pohybové funkce* elektronické vačky (označovaná jako *PERR*) [14]. Jedním z cílů aplikací elektronických vaček je dosáhnout co nejlepší shody teoretické pohybové funkce se skutečnou na hřídeli servomotoru.

2.2 Kinematická analýza a syntéza vačkových mechanismů

Kinematickou analýzou složeného vačkového mechanismu *s klasickou vačkou* se rozumí určení pohybu (kinematických veličin) pracovního členu pro dané rozměry kinematického řetězce, daný pohyb na vstupu a danou geometrii vačky. S ohledem na řešení *základního vačkového mechanismu* jde o nalezení kinematických veličin (poloha, rychlost a zrychlení) výstupního hnaného členu (vahadlo, zvedák) pro zadané vstupní otáčky vačky a geometrii mechanismu včetně geometrie teoretického profilu vačky. Analýzou je tedy stanovena *pohybová funkce* libovolného hlavního členu kinematického řetězce v závislosti na čase, resp. *zdvihová závislost* v závislosti na úhlu pootočení vačky při konstantní úhlové rychlosti $\omega = 1$. V kinematické analýze složeného vačkového mechanismu *s elektronickou vačkou* jde o stejnou úlohu s tím rozdílem, že pohybová funkce rotoru servomotoru má svůj ekvivalent v pohybu vahadla základního vačkového mechanismu s klasickou vačkou a tato pohybová funkce je prostřednictvím parametrů zdvihové závislosti (0., 1. a 2. derivace) uložena v paměti řídicího kontroleru.

Kinematickou syntézou složeného vačkového mechanismu *s klasickou vačkou* se rozumí návrh mechanismu pro předepsaný pohyb pracovního členu a pro daný pohyb vačky. Výsledkem je obvykle stanovení polárních souřadnic teoretického profilu vačky na základě zdvihové závislosti pracovního členu mechanismu v závislosti na konstantní rotaci (natočení) vačky. *Kinematickou syntézou* složeného vačkového mechanismu *s elektronickou vačkou* se rozumí stanovení zdvihové závislosti rotoru servomotoru (Slave) na základě zdvihové závislosti pracovního členu, který je funkcí natočení virtuálního hřídele (Master).

2.3 Zdvihové závislosti

Zdvihové závislosti vaček je jedna z nejdůležitějších kapitol v problematice kinematiky (kinematická syntéza) a dynamiky vačkových mechanismů. Zdvihovou závislost předepisujeme pracovnímu členu mechanismu a na tento pohyb jsou kladeny rozličné požadavky z pohledu kinematiky a dynamiky. Je nutné si uvědomit, že pohybová funkce pracovního členu kinematically budí dynamický systém mechanismu stroje. Volba zdvihové závislosti pracovního členu musí odpovídat požadované technologické funkci. Požadavky na zdvihové závislosti jsou tak rozmanité, že hlubší rozbor by přesáhl rámec disertační práce. V disertační práci je popsáno základní rozdělení a použití zdvihových závislostí pro účely aplikací elektronických vaček na dynamickém standu. Jakou formou jsou zdvihové závislosti zpracovány výpočetním systémem, je prezentováno v odstavcích této kapitoly disertace.

2.4 Řešení vačkových mechanismů s klasickou vačkou

Problematikou kinematické analýzy a syntézy vaček a vačkových mechanismů se VÚTS Liberec a.s. (výzkumně-vývojový odbor matematicko-fyzikální) zabývá více jak třicet let. Veškerý vývoj je současně promítán do klasické výroby vaček technologiemi frézování, broušení a elektroerozivního obrábění. Kinematická syntéza vačky je převládající úloha a jak již bylo definováno, jde o úlohu, kdy na základě požadavků kladených na pohyb pracovního členu (požadavky polohové, obecně kinematické) je tento pracovní pohyb transformován přes různé typy rovinných nebo prostorových mechanismů na teoretický profil vačky (obecně radiální, axiální, globoidní). Tato úloha kinematické *syntézy* je zvládnuta a s rozvojem výpočetní techniky se průběžně vyvíjí a zdokonaluje stávající software na výpočet vaček.

2.5 Řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou (výpočetní SW)

V předchozích odstavcích byly popsány metody kinematické *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů s klasickou vačkou. Tyto dva pohledy budou dále zachovány jako dvě metody řešení mechanismů s elektronickou vačkou. Rovněž z předchozích odstavců vyplývá, že pohled na začlenění elektronické vačky do kinematického řetězce výrobního mechanismu je z kinematického hlediska stejné, jako je začlenění základních vačkových mechanismů. Nelze samozřejmě předpokládat, že lze automaticky základní vačkový mechanismus nahradit servomotorem elektronické vačky. Koncepce pohonu s elektronickou vačkou *vyžaduje jiný přístup* a použití jiných elementů, především

s ohledem na dynamiku pohybu mechanismu. U aplikací elektronických vaček je snahou navrhnout případný kinematický řetězec mezi hřídelí servomotoru a pracovním členem *s minimálním počtem členů* a tak minimalizovat zrychlující moment na hřídeli rotoru. K silovým účinkům setrvačných sil převodových mechanismů a technologické vnější zátěže se přičítá vlastní dynamika rotoru servomotoru. Mohou nastat případy, kdy je servomotor z větší části zatížen sám sebou. Řešení mechanismů s elektronickou vačkou vedle kinematické analýzy a syntézy *vyžaduje* kinetostatický výpočet, jehož výsledkem je průběh velikosti zrychlujícího momentu na hřídeli servomotoru. Z tohoto průběhu momentu se dále počítá tzv. efektivní krouticí moment (*EKM*), který reprezentuje proudovou zátěž. Parametry maximálního okamžitého zrychlujícího momentu a jeho efektivní hodnota jsou katalogovými veličinami výrobce motorů a je nutné se jimi při návrhu mechanismu řídit. K těmto dvěma hodnotám přistupuje ještě okamžitá maximální velikost otáček, vyplývající z kinematiky pohybové funkce rotoru.

Z uvedeného vyplývá, že základním východiskem je požadovaná kinematika (pohyb) pracovního členu s následným výpočtem ekvivalentní silové zátěže na rotoru. Kinematické veličiny pracovního členu jsou transformovány metodou kinematické *syntézy* na zdvihovou závislost rotoru servomotoru v závislosti na virtuální hřídeli, resp. na virtuálním natočení. Tato zdvihová závislost v podobě 0., 1. a 2. derivace je uložena v paměti řídicího kontroleru pro realizaci předepsaného pohybu a pro využití v dopředných vazbách (*feedforward* rychlostní a momentový). Potřebný zrychlující moment, přesněji řečeno jeho část odvozená od vnější technologické zátěže (vnějších silových účinků), je rovněž využitelný pro dopřednou momentovou vazbu.

Výpočetní systém, který je použit k řešení vačkových mechanismů s elektronickou vačkou, je navržen a programován v prostředí *MS Excel*. Tento mocný vývojový prostředek je neobyčejně vhodný, neboť umožňuje kombinace nejrůznějších metod výpočtů prostřednictvím vzorců, maticových vzorců a programů v kódu jazyka *VBA (Visual Basic for Applications)*. Koncepce prostředí pomocí listů umožňuje přehledně členit metody a způsoby řešení, zaznamenávat nejrůznější dokumentaci ve formě grafů, scanů, fotografií, variant řešení apod. Hierarchie Excelu je plně objektová, což umožňuje využívat přehledně obrovské množství objektových metod a vlastností. Nevýhodou je rychlost výpočtu, která se projeví teprve při obsáhlých numerických výpočtech, např. při numerickém řešení Lagrangeových rovnic v kapitole 4. Stále se ale jedná pouze o desítky vteřin. Protože je tento výpočetní systém používán k řešení příkladných úloh, u kterých je popis řešení podrobný, je v disertační práci uveden pouze stručný přehled výpočetních možností. Název programu je *zzVxx.yy*, kde *zz* symbolizuje program pro návrh a výpočet zdvihových závislostí elektronických vaček, *Vxx.yy* je pak poslední Verze *měsíc.rok* (úlohy řešené v dalším textu jsou verzí programu *zzV05.09*). Základní funkcí *otevřeného* výpočetního systému *zzVxx.yy* je modelování zdvihových závislostí a kinetostatický výpočet.

Cílem této kapitoly bylo v hlavních rysech popsat, jak úzce spolu souvisí problematika mechanismů s klasickými a elektronickými vačkami. Snahou bylo ukázat, že aplikace obou vačkových systémů mají svůj průnik v metodách řešení. Z kinematického hlediska jde o identickou problematiku. Kinetostatika, resp. dynamika mechanismů částečně předurčuje použitelnost jednotlivých systémů. Zatímco u klasických mechanismů je dominantní kinematická syntéza, u mechanismů s elektronickou vačkou jsou nezbytná obě řešení, jak kinematické, tak kinetostatické. Poddimenzovaný mechanismus s klasickou vačkou má *menší životnost*, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou však *nepracuje*.

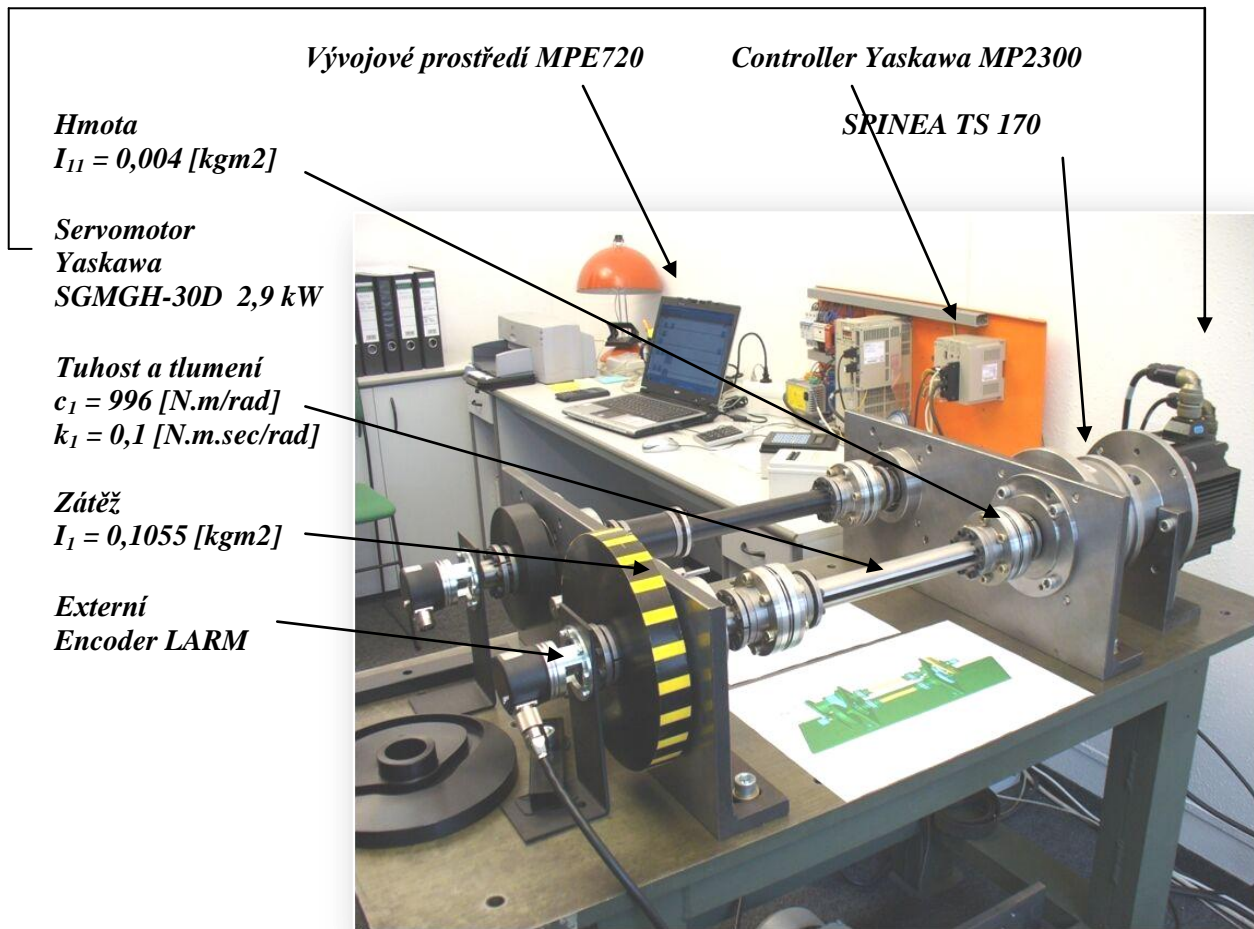
3. Dynamické standy a výpočetní modely mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou

Pro účely výzkumných prací s vačkovými mechanismy (klasickými a elektronickými) byl ve VÚTS a.s. v rámci programu *EUREKA* (2004-2006) vyroben dynamický stand. Na *obr.3.1* je v konfiguraci klasického vačkového mechanismu s radiální drážkovou vačkou a vahadlem s poddajnou vstupní a výstupní hřídelí. V této konfiguraci servomotor slouží pro dodávku konstantních otáček redukovaných bezvůlovou převodovkou *SPINEA TS 170* s převodovým poměrem 33 do pomala. Na *obr.3.2* je konfigurace standu s elektronickou vačkou *Yaskawa* (*Controller MP2300*, servomotor *SGMGH-30D*).

Jedním ze způsobů virtuálního modelování mechanických soustav na standu je využití komerčně dostupných programových systémů na které má VÚTS a.s. zakoupeny licenční podmínky k instalaci (*NX I-DEAS*, *MSC.ADAMS* a *MSC.EASY5*). Tyto expertní systémy jsou vhodné pro složité výpočetní analýzy nelineárních systémů. Práce s těmito programovými systémy vyžaduje vysokou výpočtářskou kvalifikaci. Finanční náklady na provoz těchto systémů jsou značné. V práci jsou pouze uvedeny některé výsledky řešení a jsou konfrontovány s další metodou simulace, která je předmětem následující kapitoly 5 a kterou je popis diskrétního dynamického systému *Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu*. Provozní náklady tohoto způsobu řešení jsou naopak zanedbatelné. Za povšimnutí však stojí pozoruhodná shoda výsledků a tím i oprávněnost diskuse nad uvážlivým nasazením těchto expertních systémů pouze na odpovídající úlohy.



Obr.3.1 Stand klasického vačkového mechanismu (radiální vačka s vahadlem)



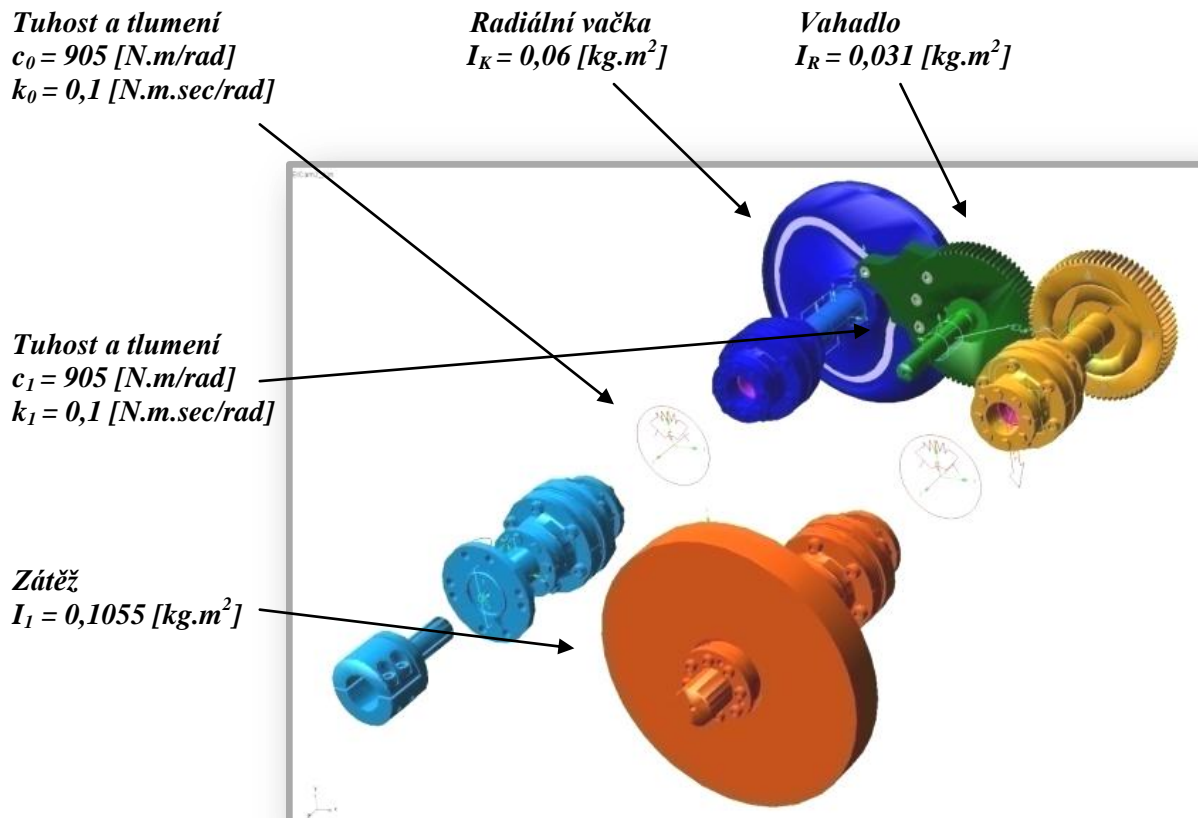
Obr.3.2 Stand elektronické vačky Yaskawa

Na příkladu modelování klasického vačkového mechanismu podle obr.3.1 budou stručně popsány charakteristické znaky obou přístupů. Podle obr.3.3 vycházejí obě virtuální simulace (výpočetní modely) ze stejných hmotových parametrů. Neznázorněné poddajné hřídele, resp. pružné vazby v hnací a hnané části včetně membránových spojek jsou expertními systémy nahrazeny tzv. superelementy, které jsou charakterizovány svojí spektrální a modální maticí a reprezentují tak skutečný poddajný člen. V popisu Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu jsou pružné hřídele uvažovány jako nehmotné s definovanou tuhostí a tlumením, které zprostředkovávají svojí pružnou vazbou spojení diskretních hmotných členů.

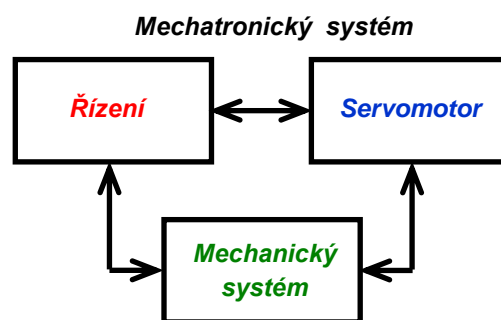
V případě elektronické vačky podle obr.3.2 (servomotor > reduktor SPINEA > membránová spojka > poddajná hnaná hřídel > membránová spojka > pracovní zátěž) jde v hnané části, s ohledem na poddajnost, o totéž. Elektronická vačka, jako mechatronický systém podle obr.3.4, se musí pomocí expertních systémů řešit komplexně a nelze model zcela jednoduše rozložit na příslušné modely jednotlivých subsystémů (mechanický, elektrický, řízení), protože se v konečné realizaci vzájemně ovlivňují. Jde tedy o komunikaci a tok dat mezi systémy NX I-DEAS, MSC.ADAMS a MSC.EASY5.

Při popisu elektronické vačky Lagrangeovými rovnicemi 2. druhu postupujeme stejně jako při modelování klasického vačkového mechanismu. Do řetězce, od vstupu po pracovní

zátěž, je vložena poddajnost s tlumením, která charakterizuje elektromagnetickou vazbu na základě analogie s mechanickou nehmotnou pružnou vazbou a poddajnost výstupní hřídele. Proporcionálně integrační vlastnosti regulace jsou zahrnuty do algoritmu numerického řešení pohybových rovnic. V dalším textu disertace je tato metoda popsána. V obou metodách je modelován vliv odporového momentu reduktoru *SPINEA* ($i = 33$) v závislosti na rychlosti, který redukuje otáčky servomotoru a je tedy vložen mezi servomotor a poddajnou hnanou hřídel.



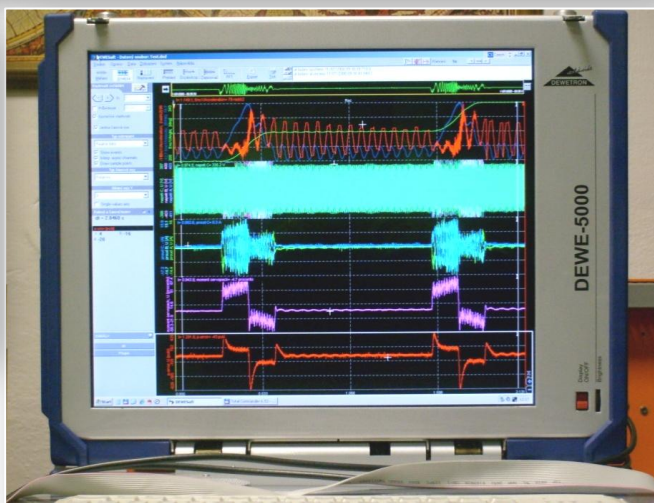
Obr.3.3 Rozložení hmot a poddajností klasického vačkového mechanismu



Obr.3.4 Mechatronický systém elektronické vačky

V dalším textu disertační práce jsou uvedeny srovnávací výsledky virtuální simulace pomocí expertních systémů *NX I-DEAS/MSC.ADAMS/EASY5* a výsledky měření. Tyto práce byly provedeny pracovníky *VVO Mechatronika VÚTS a.s.*, Ing. J. Ondráškem (výpočty) a Ing. M. Buškem, Ph.D. (měření) v rámci řešení projektu *TANDEM*.

Na dynamickém standu podle *obr.3.2* byla provedena řada měření. Za tímto účelem byl stand osazen rotačním inkrementálním snímačem (Heidenhain - typ. rod 1020, 3600 impulsů, TTL) umístěným přímo na hřídeli servomotoru nebo na hřídeli rotační setrvačné pracovní hmoty. Signál inkrementálního snímače byl zpracován systémem *DMU 4* (digitální měření úhlu). V postprocesingu byly v měřicím analyzátoru *DEWE5000* vyhodnoceny příslušné sledované parametry (*obr.3.5*). Takto získané hodnoty jsou v disertaci uvedeny.

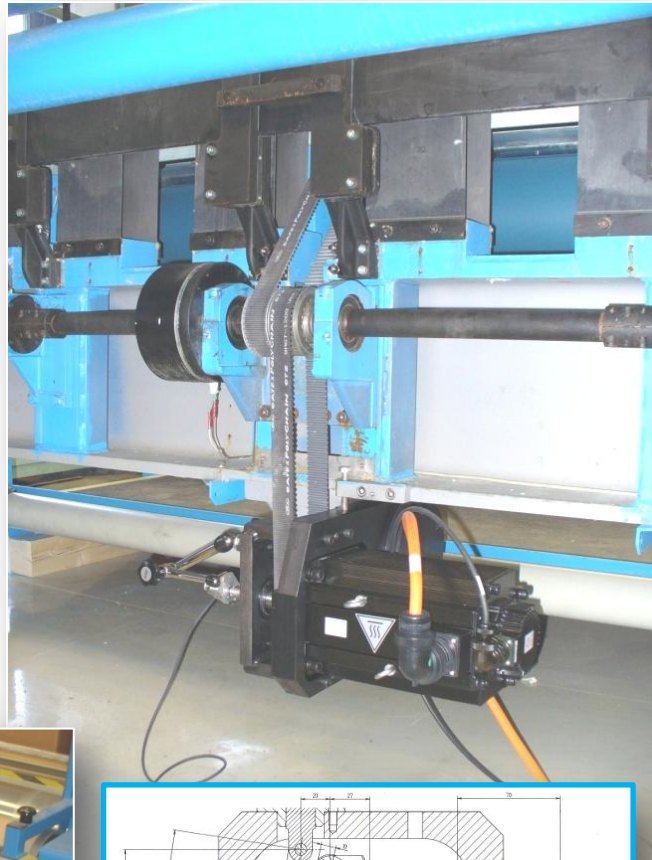


Obr.3.5
Měření na standu

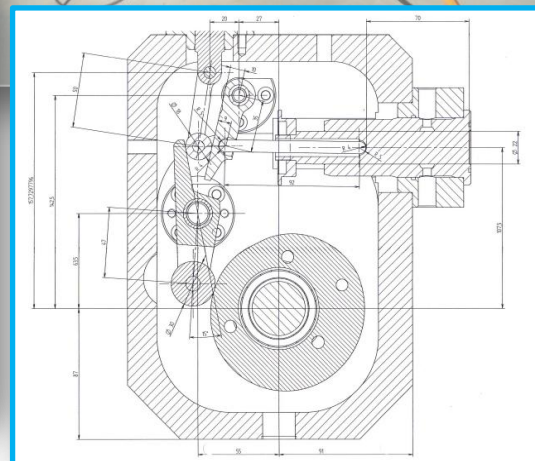
V textu disertační práce se často obecně mluví o „aplikacích elektronických vaček“ a nutnosti modelování mechanismů s elektronickými vačkami. Na ukázkou jsou na *obr.3.6* a *obr.3.7* dvě experimentální aplikace elektronických vaček *Yaskawa* na tkacím stroji *CAMEL W* ve VÚTS Liberec.

Na *obr.3.6* jde o pohon prošlupního a přirazového mechanismu. Zde elektronická vačka svojí pohybovou funkcí hřídele servomotoru pohání prostřednictvím řemenového převodu kliku čtyřkloubového a klikového mechanismu (na obrázku tyto mechanismy nejsou znázorněny).

Obr.3.6
Aplikace elektronické vačky *Yaskawa*
na tkacím stroji *CAMEL W*
(pohon přirazového a prošlupního
mechanismu)



Obr.3.7
Aplikace elektronické vačky
Yaskawa na tkacím stroji *CAMEL W*
(pohon mechanismu vodního
čerpadla)



Na *obr.3.7* jde o pohon vačkového hřídele klasické vačky složeného vačkového mechanismu čerpadla vodního prohozu podle kinematického schéma (sestavy). V této aplikaci elektronické vačky se s výhodou využívá pohybové funkce hřídele servomotoru k řízení tlaku vody v prohozní trysce.

4. Diskrétní dynamické modely vačkových mechanismů s poddajnými členy

Reálné mechanismy, používané při stavbě strojů a strojních zařízení, představují poměrně složité mechanické systémy. Výchozím bodem pro konkrétní dynamické řešení je stanovení vhodného výpočtového modelu. Do třídy výpočtových *diskrétních* modelů mechanismů s poddajnými členy zahrneme modely mechanismů, u nichž příslušné poddajné členy jsou uvažovány jako nehmotné s lineárním (viskózním) tlumením. V literatuře [11] se rovněž uvádí, že jde o *lineární soustavy se soustředěnými parametry*, které se vyznačují těmito jednoduchými (diskrétními) prvky:

- hmotnými body nebo tuhými hmotnými tělesy, jež jsou nositelkami kinetické energie
- nehmotnými pružinami, jež jsou nositelkami potenciální energie
- nehmotnými tlumiči, jež disipují energii, tj. mění mechanickou energii v teplo

Kombinací uvedených diskrétních prvků jsou vytvářeny výpočtové modely, přičemž se požaduje, aby jejich dynamické vlastnosti co nejvěrněji vystihovaly dynamické vlastnosti modelovaného mechanismu. Výpočtové modely se vytvářejí diskretizací různými metodami podle skutečnosti. Soustředěním hmotností podle reálného mechanismu do vhodně zvolených míst vznikají výpočtové modely, které jsou schematicky zobrazeny jako soustavy hmotných bodů nebo tuhých těles propojených nehmotnými pružinami a tlumiči.

Vačkové mechanismy s klasickou nebo elektronickou vačkou, s poddajnými členy v hnané a hnací části mechanismu modelované v této kapitole, jsou tedy charakterizovány tím, že spojení dvou diskrétních hmotných částí soustavy s rotačním pohybem vzhledem k rámu, které jsou součástí téhož členu mechanismu ve smyslu kinematického značení jeho členů, je realizováno nehmotnou pružnou vazbou (nejde o poddajnou kinematickou dvojici). Mechanismy této skupiny mají při tuhých vazbách vždy jeden stupeň volnosti. Zavedením pružných vazeb se zvyšuje počet stupňů volnosti soustavy mechanismu, který je závislý na počtu a uspořádání vazeb.

Struktura soustavy vačkového mechanismu může nabývat rozličného uspořádání. V praxi se setkáváme s celou řadou uspořádání převodových mechanismů s jedním stupněm volnosti (s konstantním nebo nekonstantním převodem) v hnané a hnací části vačkového mechanismu. Na základě struktury složeného vačkového mechanismu a stupni idealizace reálné soustavy mechanismu (z hlediska elastických vlastností vazeb a hmot členů) budeme uvažovat základní typy a modifikace mechanismů s pružnými vazbami v hnané a hnací části podle následujícího označení

$$k_1 - \Pi - k_2,$$

- kde: k_1 ... počet stupňů volnosti soustavy vlivem pružných vazeb v hnací části,
 k_2 ... počet stupňů volnosti soustavy vlivem pružných vazeb v hnané části,
(v případě elektronických vaček podle *obr.4.6* je vhodné posici a stav vazeb vyjádřit „binárně“ čísly 0/1 vzájemně oddělených desetinou tečkou v pořadí ve směru od vstupu k výstupu),
 Π ... zdvihová závislost (z.z.) vačkového mechanismu,
resp. obecně proměnný převod mezi dvěma diskrétními členy soustavy.

Diskrétní modely jsou popsány zobecněnými souřadnicemi. Zobecněné souřadnice (někdy též Lagrangeovy parametry) q_i tvoří soustavu veličin jednoznačně určujících konfiguraci diskrétních členů výpočtového modelu. Jsou-li tyto souřadnice na sobě nezávislé, je jejich počet roven počtu stupňů volnosti soustavy modelu. V dalším textu při popisu modelů (*kapitola 4*) a kinetostatickém řešení (*kapitola 5*) jsou některé zobecněné souřadnice q_j nadbytečné, proto je jejich počet větší než počet stupňů volnosti. Tyto nadbytečné závislé souřadnice jsou vázány s určujícími nezávislými zobecněnými souřadnicemi explicitními holonomními skleronomními vazbami, což je zdvihová závislost nebo konstantní převod mezi diskrétními členy soustavy v hnané části kinematického řetězce (*kapitola 5*). Při formulaci pohybových *Lagrangeových rovnic 2. druhu* příslušných modelů této kapitoly budeme vycházet z toho, že pružné výchylky kmitavých pohybů jsou vyvolány setrvačnými dynamickými účinky hmotných členů pohybujícího se mechanismu na standu podle *obr.3.1* a *obr.3.2*.

4.1 Pohybové rovnice modelu 1 - II - 1 (klasický vačkový mechanismus)

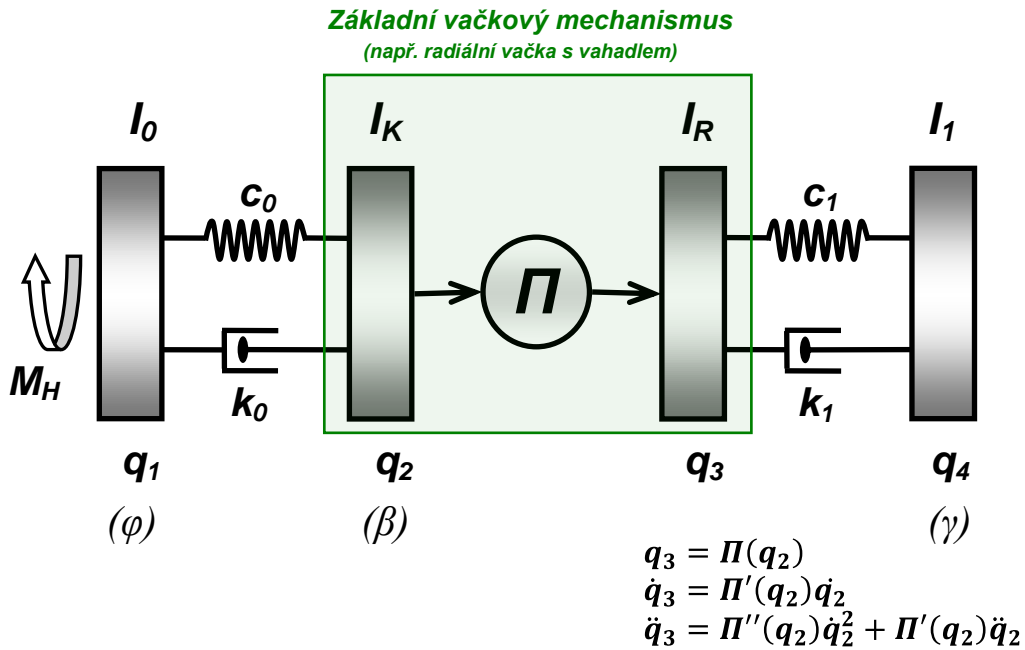
Velká a významná skupina klasických vačkových mechanismů je podle výše uvedené klasifikace typu **1-II-1**, tedy s jednou pružnou vazbou v hnané a hnací části. Na tento typ modelu lze převést velkou část klasických vačkových mechanismů. Jeho zjednodušení zavedením tuhých vazeb do hnací nebo hnané části je provedeno v dalším textu. Příkladným a velmi častým případem je poddajný vstup (hnací část) a výstup (hnaná část) základního vačkového mechanismu radiální vačky s vahadlem v provedení standu na *obr.3.1*. Vstupní pohon je veden od servomotoru (v praxi obvykle klasický elektromotor) s konstantní dodávkou otáček hnací vačkovou hřídelí na vačku. Výstupní pracovní pohyb je pak pohybová funkce, resp. zdvihová závislost vahadla vačky a pracovní setrvačné hmoty. Poddajné jsou tedy vačková hřídel a hřídel mezi vahadlem vačky a setrvačnou pracovní hmotou (zátěží). Snahou konstruktérů je v co největší míře tyto poddajnosti eliminovat, ale z mnoha důvodů, jak technologických, tak konstrukčních, to často není možné.

Pro sestavení pohybových rovnic u sledovaného modelu lze použít klasických *Lagrangeových rovnic 2. druhu* pro nezávislé zobecněné souřadnice, kterými jsou výchylky členů vačkového mechanismu vlivem pružných vazeb, resp. také souřadnice hnacího členu. Při odvození pohybových rovnic použijeme označení poloh členů v absolutních souřadnicích a neuvažujeme vliv gravitace. Jsou-li mezi pracovními silami vedle sil potenciálních a disipativních ještě síly jiného typu, lze pomocí disipativní funkce napsat tyto rovnice ve tvaru podle [3]. Dynamický model je schematicky nakreslen na *obr.4.1*. Nezávislé zobecněné souřadnice jsou q_1, q_2 a q_4 , resp. φ, β a γ a soustava má 3° volnosti.

Lagrangeovy rovnice 2. druhu jsou

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} = Q_j - \frac{\partial V}{\partial q_j} - \frac{\partial R_d}{\partial \dot{q}_j}, \quad (4.1)$$

kde: K ... kinetická energie soustavy,
 V ... potenciální energie pružných vazeb,
 Q_j ... nekonzervativní zobecněné síly,
 R_d ... Rayleighova disipativní funkce,
 q_j ... zobecněné souřadnice.



Obr.4.1 Diskrétní model klasického vačkového mechanismu 1-Π-1

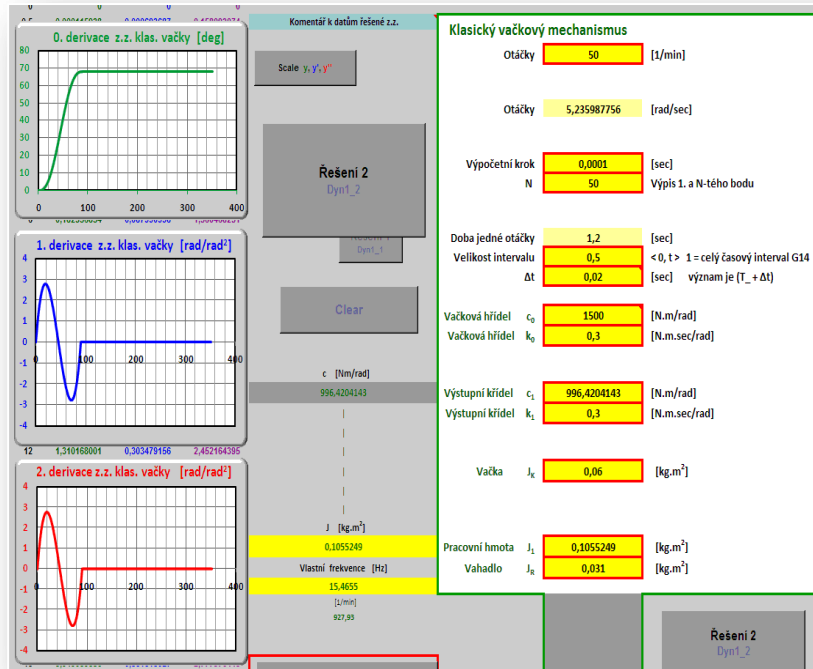
Řešením dostáváme pohybové rovnice modelu 1-Π-1 ve tvaru (označení rovnic zachováno podle disertační práce)

$$M_H = c_0(\omega t - \beta) + k_0(\omega - \dot{\beta}), \quad (4.5)$$

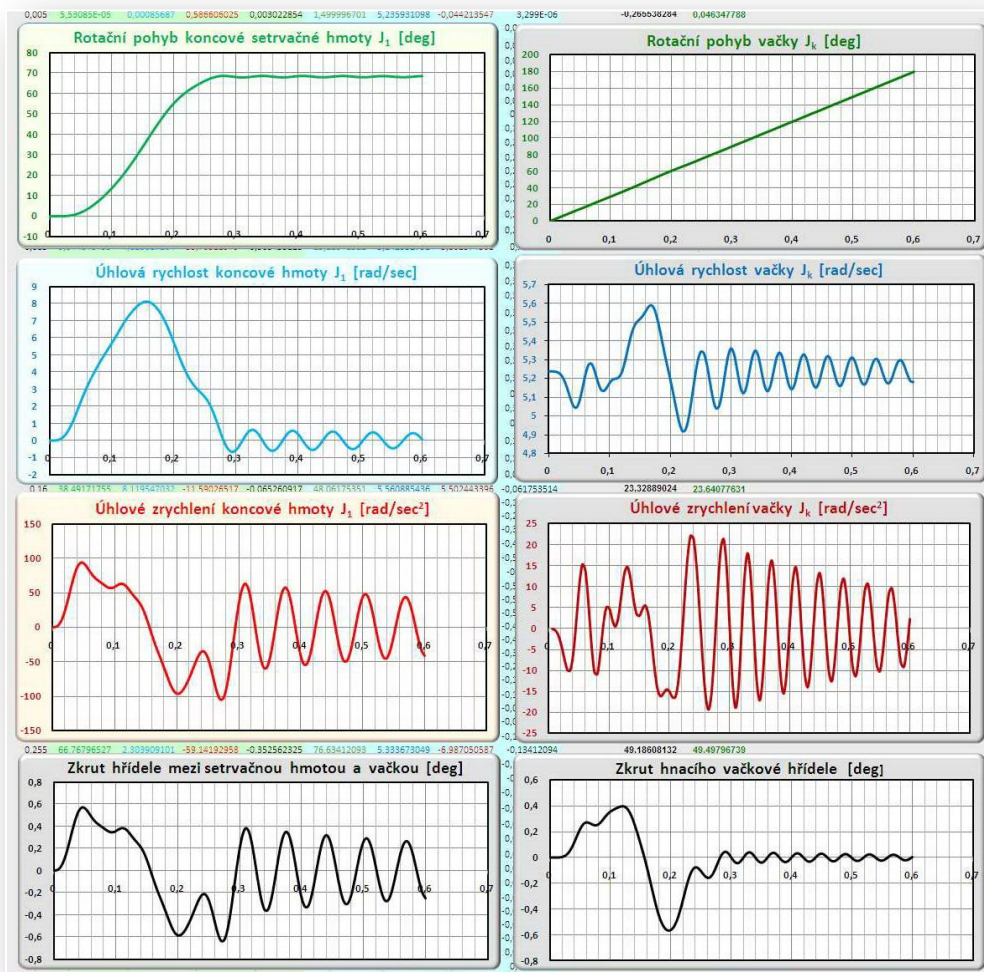
$$\begin{aligned} [I_k + I_R \Pi'^2(\beta)] \ddot{\beta} + I_R \Pi'(\beta) \Pi''(\beta) \dot{\beta}^2 = c_0(\omega t - \beta) - c_1 \Pi'(\beta) [\Pi(\beta) - \gamma] + \\ k_0(\omega - \dot{\beta}) - k_1 \Pi'(\beta) [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}], \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$I_1 \ddot{\gamma} = c_1 [\Pi(\beta) - \gamma] + k_1 [\Pi'(\beta) \dot{\beta} - \dot{\gamma}]. \quad (4.7)$$

Dalšími úpravami se rovnice transformují na vhodný tvar pro numerické řešení metodou Runge-Kutta čtvrtého řádu podle známého vzorce [6] pro rovnici typu $y' = f(x, y)$



Obr.4.2 Vstupní parametry se vstupní budící zdvihovou závislostí (poly5)



Obr.4.3 Řešení modelu I-II-1

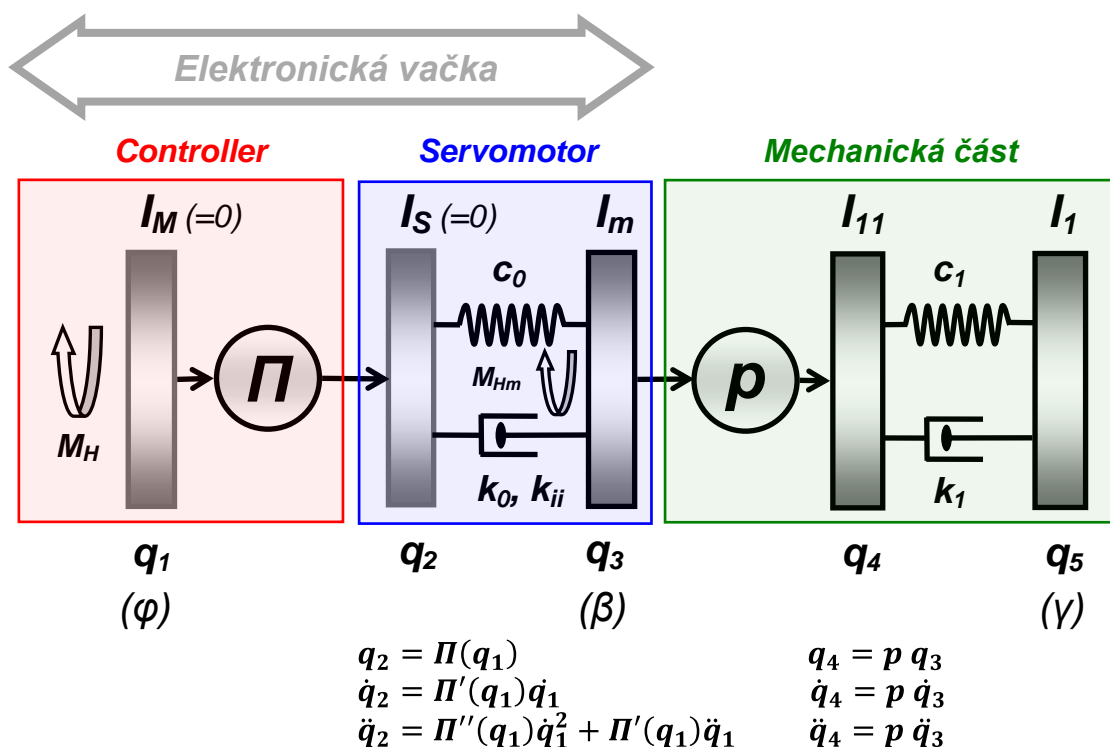
Na obr.4.2 a obr.4.3 jsou uvedeny pro ilustraci vstupy a výsledky numerického řešení modelu **1-Π-1** pro 50 ot/min modelované radiální krokové dvojvačky na standu v konfiguraci podle obr.3.1. Krokový radiální dvojvačkový mechanismus je pouze simulován vstupní budící zdvihovou závislostí podle obr.4.2. Realizace na standu by představovala výrobu vačkové krokové převodovky začleněné do kinematického řetězce prvků standu, což je záležitost značně nákladná.

Pro ověření shody výpočtu s měřením byla na standu použita radiální drážková vačka s periodickou zdvihovou závislostí (polynom 5. stupně) s klidovými intervaly. S touto vačkou byla provedena měření a ta porovnává s výsledky výpočtu. Tyto výsledky jsou uvedeny v *Dodatku I* disertační práce.

Pohybové rovnice modelu s tuhou vstupní nebo výstupní hřídelí jsou odvozeny a uvedeny v kapitolách 4.2 a 4.3 disertační práce.

4.2 Pohybové rovnice modelu 0 - Π - 1.1 (elektronická vačka)

Pohybové rovnice odvodíme stejným způsobem jako v případě klasického vačkového mechanismu **1-Π-1**. Přiřazení hodnot proměnným v realitě elektronické vačky bude popsáno v dalším textu. Z důvodů analogie s klasickým mechanismem jsou zakresleny i členy s nulovými momenty setrvačnosti, které ovšem mají svůj mechanický ekvivalent v podobě klasického mechanismu se dvěma výstupními poddajnostmi. Dynamický model **0-Π-1.1** je schematicky nakreslen na obr.4.6.



Obr.4.6 Diskrétní model elektronické vačky 0-Π-1.1

Řešením dostáváme pohybové rovnice modelu $I - \Pi - I.1$ ve tvaru (označení rovnic zachováno podle disertační práce)

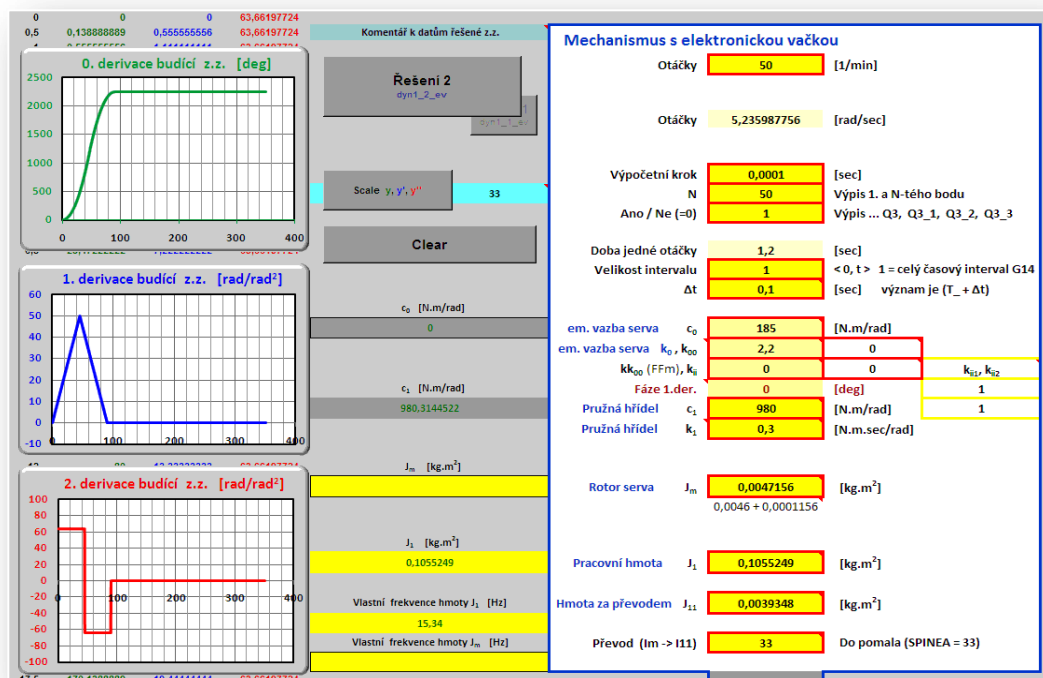
$$M_H = \{c_0[\Pi(\varphi) - \beta] + k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}]\} \Pi'(\varphi), \quad (4.21)$$

$$(I_m + I_{11}p^2)\ddot{\beta} = c_0[\Pi(\varphi) - \beta] - c_1p(p\beta - \gamma) + k_0[\Pi'(\varphi)\dot{\varphi} - \dot{\beta}] - k_1p(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}), \quad (4.22)$$

$$I_1\ddot{\gamma} = c_1(p\beta - \gamma) + k_1(p\dot{\beta} - \dot{\gamma}), \quad (4.23)$$

kde obecně $\dot{\varphi} \neq konst.$ Rovnice (4.22) a (4.23) popisují chování elektronické vačky v případě, kdy souřadnice φ je závisle proměnnou (Slave) virtuálního hřídele (Master). Rovnice pak popisují např. chování při náběhu otáček po předem definované rampě, jak je u elektronických vaček běžné. Dále však je uvažován ustálený chod.

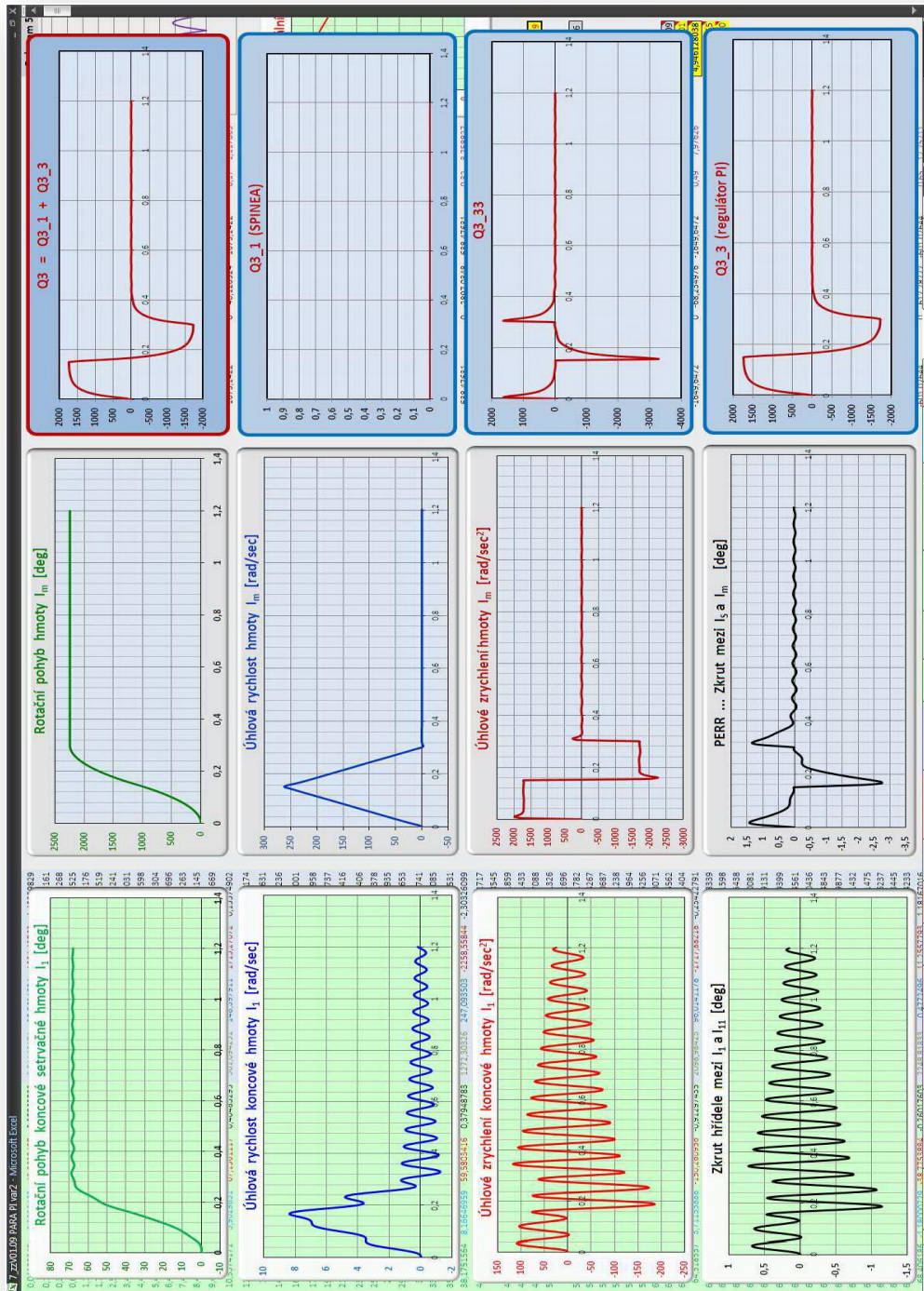
Dalšími úpravami se rovnice transformují na vhodný tvar pro numerické řešení jako u modelu $I-\Pi-I$.



Obr.4.7
Vstupy

Na obr.4.7 a obr.4.8 jsou uvedeny pro ilustraci vstupy (kinetostatické parametry, budící z.z.) a výsledky numerického řešení modelu $0-\Pi-I.1$ pro 50 ot/min parabolické neperiodické (krokové) zdvihové závislosti na standu v konfiguraci podle obr.3.2.

Pro ověření shody výpočtu s měřením byla na standu použita periodická zdvihová závislost (poly5) s klidovými intervaly, stejná jako v případě realizace klasické radiální drážkové vačky. S touto zdvihovou závislostí byla provedena měření a ta porovnána s výsledky výpočtu. Tyto výsledky jsou uvedeny v *Dodatku I* disertační práce. Rovněž jsou tak velmi názorně vidět charakteristické průběhy a vlastnosti odezvy mechanismu klasického a elektronického na stejnou budící zdvihovou závislost, resp. budící pohybovou funkci.



Obr.4.8 Řešení modelu 0-II-1.1

Algoritmus numerického řešení modelu 0 - II - 1.1 elektronické vačky jako simulace režimů regulace P a PI v rychlostní vazbě je detailně popsán v dalších kapitolách a dodatcích disertační práce. Tento algoritmus byl ověřen na modelech standu a porovnán s odpovídajícími výsledky numerického řešení. Na základě numerického řešení je pak v dalších kapitolách přistupeno k problematice reziduálního kmitání v oblastech klidu pohybové funkce pracovních členů mechanismů. Členění kapitol teží je dále zachováno podle disertační práce.

4.3 Reziduální spektra neperiodických zdvihových závislostí klasických a elektronických vaček

Neperiodické zdvihové závislosti se také nazývají krokové. Jde o technicky významné pohyby, které se hojně uplatňují v řadě pracovních a manipulačních pohybů. Tyto pracovní pohyby jsou často realizovány unifikovanými konstrukčními uzly v podobě krokových převodovek a otočných stolů s klasickými (radiální, axiální a globoidní) a elektronickými vačkami. V této kapitole disertace jsou demonstrovány tři charakteristické neperiodické zdvihové závislosti (*polynomická, harmonická a parabolická*) a jejich realizace mechanismy popsanými modely *I-II-1* a *0-II-1.1*. Charakteristickým znakem těchto zdvihových závislostí jsou průběhy druhých derivací, jak je v práci ukázáno. Schematický průběh je na *obr.4.14*.

Přesnost konečné polohy v klidovém intervalu pohybové funkce je posouzena podle extrémní hodnoty zrychlení pracovního členu, neboť členy vačkového mechanismu jsou v dynamických modelech uvažovány poddajné. Kritériem polohové přesnosti je pak tzv. *reziduální spektrum* druhé derivace odezvy na kinematické buzení poddajného systému zdvihovou závislostí [1]. Diskrétní modely obou mechanismů jsou popsány v předchozích kapitolách a jsou řešeny pro charakteristické zdvihové závislosti.

Reziduální spektrum, specifické pro danou zdvihovou závislost, je využito pro stanovení parametrů (*otáčky, úhel zdvihu* nebo *vlastní frekvence*, resp. tuhost nebo moment setrvačnosti), při kterých je kmitání minimalizováno. V [1] jsou reziduální spektra stanovena na základě analytického řešení kinematicky buzeného netlumeného lineárního oscilátoru. Prezentované výsledky v disertaci jsou výsledkem čistě numerického řešení na základě datového souboru zdvihové závislosti (její 0., 1, a 2. derivace) a parametrů modelů s poddajnými členy. Numerické řešení je jednoduché. V cyklu *for/next* relativní vlastní frekvence ν (od *obr.4.15* jako „nyl“) probíhá numerické řešení, jehož každým průchodem cyklu je výsledné maximální zrychlení v oblasti klidu pohybové funkce. Grafické vyjádření těchto hodnot v závislosti na ν je hledané reziduální spektrum.

V literatuře [1] je relativní frekvence vlastních kmitů zavedena vztahem

$$\nu = (\bar{T}/2\pi)\sqrt{\lambda} \quad (4.38)$$

kde: \bar{T} ... doba mezi počátkem pohybového intervalu a dosažením extrémního zdvihu,
 $\sqrt{\lambda}$... vlastní kruhová frekvence.

Aplikuje-li se pojem vlastní relativní frekvence (4.38) na neperiodické zdvihové závislosti (krokové) podle *obr.4.14*, platí

$$\nu = (\bar{T}/2\pi)\Omega, \quad \Omega = 2\pi f$$

kde f je vlastní frekvence [Hz], pak

$$\nu = \bar{T}f \quad (4.39)$$

je počet vlastních kmitů v čase \bar{T} realizace úhlu zdvihu. Pro účely minimalizace reziduálního kmitání na základě určení otáček n [1/min], úhlu zdvihu ϕ [deg] a momentu setrvačnosti I [kg.m²] se definuje ϕ [rad]

$$\phi = \omega \bar{T} = (\pi n / 30) \bar{T}, \quad \text{a dále} \quad \bar{T} = \left(30 \phi / \pi n \right) (\pi / 180) = \phi / 6n.$$

S využitím vztahu pro vlastní frekvenci volného kmitání pružně uloženého setrvačníku $f = (1/2\pi)\sqrt{c/I}$ a dosazením do (4.39) je pro konfiguraci elektronické vačky podle obr.3.2

$$v = \phi f / 6n, \quad \text{kde} \quad f = (1/2\pi)\sqrt{c_1/I_1}, \quad (4.40)$$

pak příslušné veličiny jsou v jednotkách:

vlastní relativní frekvence v [1], vlastní frekvence f [Hz],
 úhel zdvihu ϕ [deg], otáčky n [1/min], konstanta tuhosti c_1 [Nm/rad],
 a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²].

Na základě vztahů (4.40) se v cyklu výpočtu for/next v mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ na základě definovaného vstupního parametru stanovují hodnoty n, ϕ, c_1, I_1 takto:

Parametr = 1 ... $a_R = a_R(n)$

V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro daný úhel zdvihu ϕ [deg], konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definují otáčky n [1/min] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci otáček n , při konstantních hodnotách ϕ, c_1 a I_1 .

Parametr = 2 ... $a_R = a_R(\phi)$

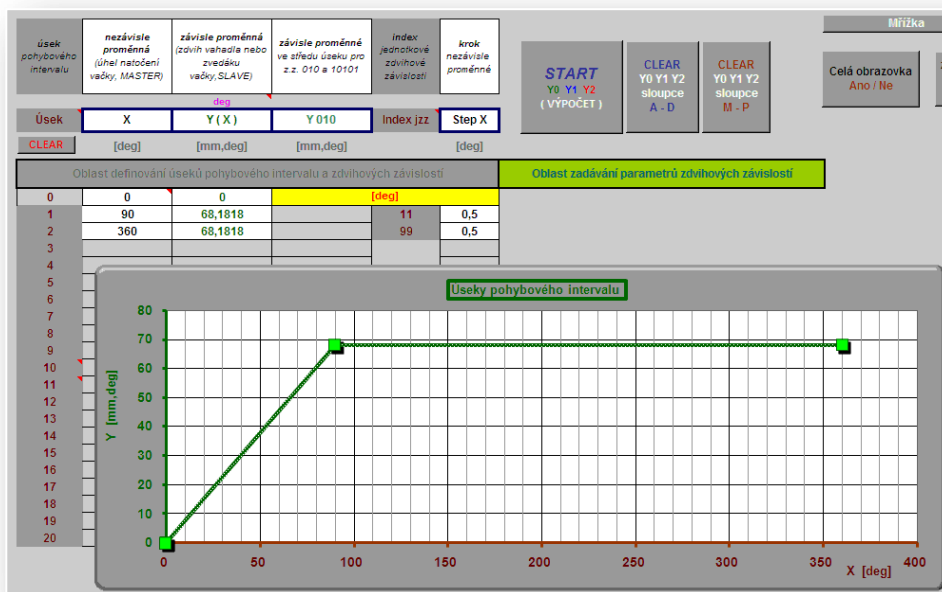
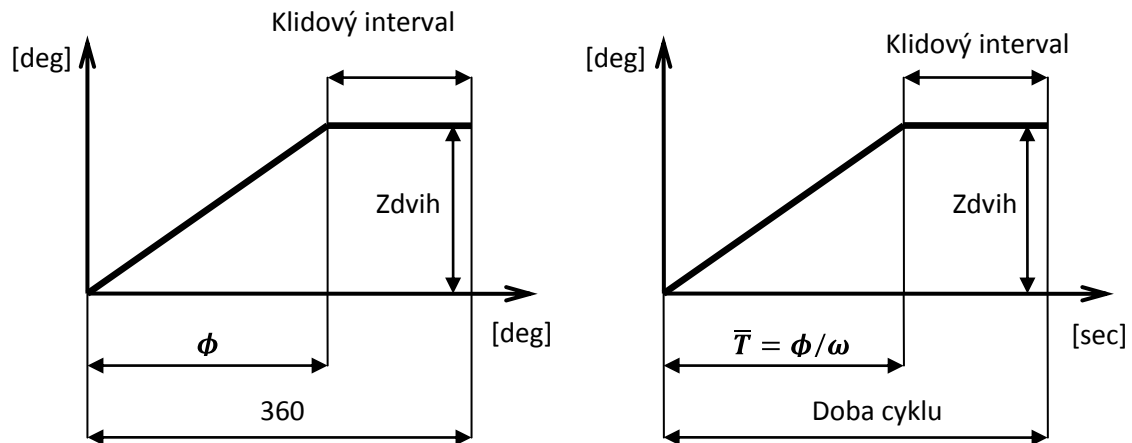
V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definuje úhel zdvihu ϕ [deg] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci úhlu zdvihu ϕ , při konstantních hodnotách n, c_1 a I_1 .

Parametr = 3 ... $a_R = a_R(c_1)$

V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], úhel zdvihu ϕ [deg] a moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] definuje konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci konstanty tuhosti c_1 , při konstantních hodnotách n, ϕ a I_1 .

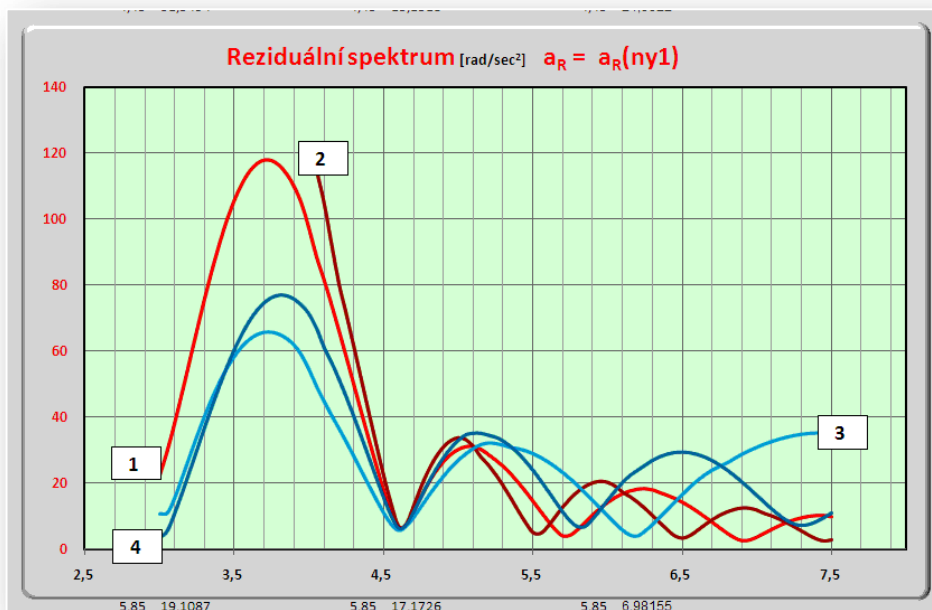
$$\text{Parametr} = 4 \dots a_R = a_R(I_1)$$

V mezích $\langle v_{min}, v_{max} \rangle$ s krokem Δv se pro dané otáčky n [1/min], úhel zdvihu ϕ [deg] a konstantu tuhosti c_1 [Nm/rad] definuje moment setrvačnosti I_1 [kg.m²] v každém kroku. Reziduální spektrum popisuje velikosti hodnot zrychlení a_R v klidové části pohybového intervalu jako funkci momentu setrvačnosti I_1 , při konstantních hodnotách n , ϕ a c_1 .



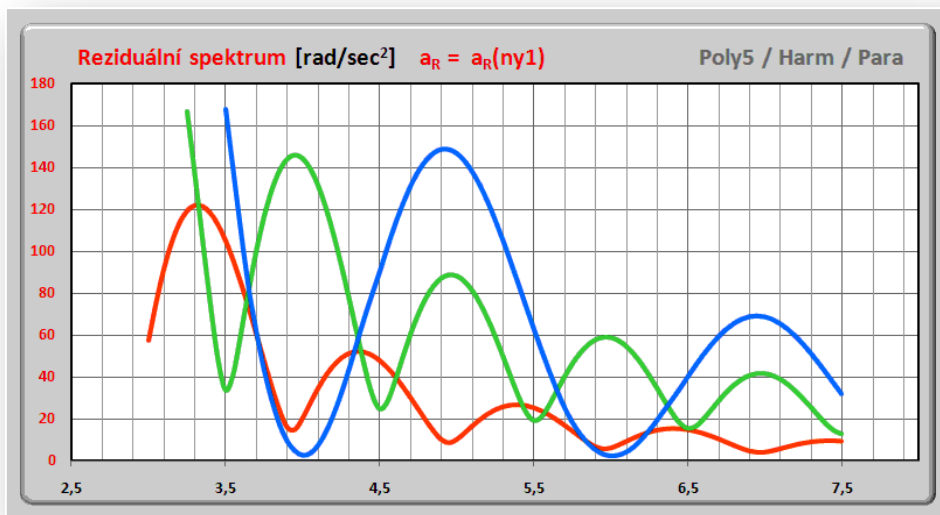
Obr.4.14 Schéma neperiodické (krokové) zdvihové závislosti

Na základě shody numerického řešení s výsledky měření (podle *Dodatku I* disertační práce) pro periodickou pohybovou funkci je možné modelovat neperiodickou (krokovou) pohybovou funkci polynomu 5. stupně pro klasický vačkový mechanismus. Jeden z výsledků je na následujícím obrázku obr.4.15.



Obr.4.15 Reziduální spektra podle hodnoty **Parametr** (= 1, 2, 3 a 4)

Reziduální spektra mechanismu elektronické vačky s poddajností v hnané části jsou ilustrativně vyřešena pro tři typy neperiodických zdvihových závislostí (polynomická, harmonická a parabolická) s charakteristickými průběhy svých druhých derivací.



Obr.4.32 Reziduální spektra zdvihových závislostí
Polynomická (5.stupně) ... červená
Harmonická ... zelená
Parabolická ... modrá

Na základě reziduálních spekter zdvihových závislostí, které jsou výsledkem numerického řešení modelů $(k_1 - \Pi - k_2)$, je možné stanovit *otáčky*, *úhel zdvihu* nebo *moment setrvačnosti* tak, aby reziduální kmitání v oblasti klidu pohybových funkcí bylo minimální. Tyto závěry byly na dynamickém standu podle *obr.3.2* ověřeny. Shoda polohové odchylky *PERR* servomotoru zjištěná měřeními a simulacemi je vynikající a na základě této shody lze studovat vliv regulace na dynamiku systému. Na standu podle *obr.3.2* je použita převodovka *SPINEA* s převodovým poměrem 33 do pomala. Do budoucna je třeba práce rozšířit s použitím jiných (menších) převodových poměrů, protože vliv regulace servopohonu se pak projeví na výsledném kmitání výrazněji. Vhodný převod je však z technického hlediska náročný, neboť pro účely aplikací elektronických vaček potřebujeme *bezvůlový převod*.

Závěrem lze konstatovat, že popis klasického vačkového mechanismu a elektronické vačky Lagrangeovými rovnicemi vyhovuje a výsledky splňují očekávání, neboť jsou prakticky využitelné. Jedním ze zajímavých výsledků je, že s *parabolickou* zdvihovou závislostí se nejlépe kompenzují reziduální kmity, i když odezva systému na tuto zdvihovou závislost je nejsilnější, díky svému nespojitému průběhu 2. derivace. Návrh zdvihové závislosti libovolnými metodami, její datový přenos do modelů a následné testování je tak snadnou záležitostí.

5. Kinetostatické řešení mechanismů s klasickou a elektronickou vačkou

V této kapitole jsou posouzeny a porovnány varianty pohonu pracovního členu mechanismu s klasickou a elektronickou vačkou z pohledu *analýzy* a *syntézy*. Tyto dvě základní úlohy byly popsány v *kapitole 1*. Cílem je vytvořit metodiku vhodnou pro výběr pohonu s ohledem na charakteristické vlastnosti aplikace a použitelnost samotných klasických a elektronických vaček. Charakteristickými vlastnostmi jsou u *klasických* vačkových systémů např. vysoká dynamika provozu (silové zatížení, vysoké otáčky) a u *elektronických* systémů je to např. snadná přeprogramovatelnost na jinou pohybovou funkci (pružná automatizace). Použitelností je myšleno, že existují technologie, které principiálně vylučují jeden nebo druhý systém. V žádném případě nelze prohlásit, že lze vždy nahradit jeden vačkový systém druhým.

Kinetostatickým řešením je popsána ta skutečnost, kdy kinematický řetězec mechanismu od vstupu po výstupní pracovní člen neobsahuje žádnou poddajnost a řetězec má jeden stupeň volnosti. Dále je předpokládáno zjednodušení mechanismu na jeden *nekonstantní* převod (zdvihová závislost) a jeden *konstantní* převod. U kinematického řetězce s klasickou vačkou je nekonstantní převod jeden ze základních vačkových mechanismů, jak jej definuje literatura [1] a *kapitola 1* disertační práce, kde jde o vazbu mezi vstupní rotací vačky a výstupním rotačním pohybem vahadla vačky. Konstantní převod je pak mezi vahadlem a pracovním členem a je obvykle roven nebo větší než 1 (převod do rychla). U kinematického řetězce s elektronickou vačkou je nekonstantní převod vazba mezi virtuální osou a rotačním pohybem hřídele servomotoru. Konstantní převod je pak mezi hřídelí a pracovním členem a je obvykle menší než 1 (převod do pomala). Servomotor má v širokém rozsahu otáček konstantní krouticí moment, proto je snaha využít co nejvyšších otáček pro odběr maximálního výkonu.

Východiskem v této kapitole je znalost zdvihové závislosti, která je definována úlohou *analýzy* nebo *syntézy* a velikostí momentu M_A . *Kinetostatickým řešením* u obou vačkových systémů je myšleno stanovení určujících parametrů potřebných pro konstrukci, jako jsou rozměrové dispozice a zástavba, výběr materiálů, stanovení elektrických a elektronických elementů apod. Tyto parametry jsou rovněž východiskem pro cenovou kalkulaci. Z pohledu obou vačkových systémů je nutno kinetostatickým řešením stanovit následující body *A* a *B*.

A. Mechanismus s klasickou vačkou

Na základě teoretického profilu vačky nebo definované pohybové funkce výstupního pracovního členu mechanismu se určí:

- maximální hnací moment
- efektivní hnací moment (pro pohon vačky s konstantní rotací)
- kontaktní namáhání činné plochy vačky
 - Hertzův tlak
 - redukované napětí v povrchové vrstvě
 - napětí na hranici tvrzené vrstvy a jádra vačky
- životnost činné plochy vačky a rolny

B. Mechanismus s elektronickou vačkou

Na základě pohybové funkce rotoru servomotoru elektronické vačky nebo pracovního výstupního členu mechanismu se určí:

- maximální hnací moment
- efektivní hnací moment (proudová zátěž)
- maximální okamžité otáčky

U obou vačkových systémů se současně s řešením hledá optimální a technicky realizovatelný konstantní převod mezi výstupem základního vačkového mechanismu a pracovním členem nebo mezi hřídelí servomotoru elektronické vačky a pracovním členem.

U klasické vačky je výběr typu základního vačkového mechanismu značně variabilní a závisí na mnoha faktorech uvedených v [1], a které v práci dále nebudou analyzovány. Při kinetostatickém řešení se omezíme na stanovení hnacího a zrychlujícího momentu, který je hlavní veličinou dávající konstrukční představu o řešení mechanismu s klasickou vačkou.

U elektronické vačky se stručně mluví o *kinetostatickém dimenzování* servomotoru a pro správnou funkci je toto řešení zásadní. Zatímco důsledky poddimenzovaného mechanismu s klasickou vačkou se projeví sníženou životností jeho prvků, špatně dimenzovaný mechanismus s elektronickou vačkou nepracuje.

V této kapitole je proveden srovnávací výpočet a návrh pohonu klasickým a elektronickým vačkovým mechanismem. Rovněž je podrobně demonstrován kinetostatický výpočet pomocí programu *zzVxx.yy.xlms*.

6. Realizace zdvihových závislostí v řídicím systému elektronické vačky Yaskawa

Definovat zdvihovou závislost pracovního členu v závislosti na virtuální ose elektronické vačky je důležité, ale vlastní realizace pohybu (HW konfigurace a SW řídicího systému) je komplikovanější. V následujících odstavcích *kapitoly 6* disertační práce je popsáno, co všechno souvisí s touto realizací. Použité HW a SW prostředky firmy *Yaskawa* jsou k metodickému popisu vhodné, neboť výrobce neurčuje koncepci realizace, pouze poskytuje vynikající SW prostředí pro vývoj systému s přístupem na HW prostředky příslušné konfigurace. Popsané SW realizace jsou tedy vlastním autorizovaným vývojem.

V hrubých rysech lze řídicí systém aplikace elektronické vačky pro jednu pohybovou funkci, resp. jeden definovaný pohyb pracovního členu nazvat *jednoosým řídicím systémem*, který obsahuje obecně definované režimy manuálního a automatického pohybu pracovního pohybu. V režimu automatického pohybu je pak vlastní programový blok, který realizuje definovaný „vačkový“ pohyb. Tento jednoosý *strukturálně otevřený řídicí systém* lze koncipovat mnoha způsoby. Dále popsaná *stavová koncepce* byla vyvinuta autorem (v rámci projektu *MPO Tandem*) ve spolupráci s *Ing. J. Kondrem, CSc.* a pro pochopení začlenění elektronické vačky do řídicího systému stroje je stručný popis stavové koncepce nezbytný. Programové bloky (funkce) realizující vlastní zdvihovou závislost pracovního členu jsou původním vývojem autora disertační práce. Prostředky firmy *Yaskawa* umožňují vytvořit komplexní řídicí systém stroje včetně libovolné komunikace, ve kterém je „vačkový pohyb“ součástí systému. Druhou variantou je možnost integrace jednoduchého systému elektronické vačky *Yaskawa* do nadřazeného původního řídicího systému stroje, např. *Siemens*.

Tato problematika je podrobně zpracovaná v disertační práci. Další popis řídicího systému elektronické vačky je v těchto tezích vynechán. Pouze podotýkám, že problematika SW řídicích systémů je pro každou firmu zabývající se produkcí moderních strojů strategickou záležitostí.

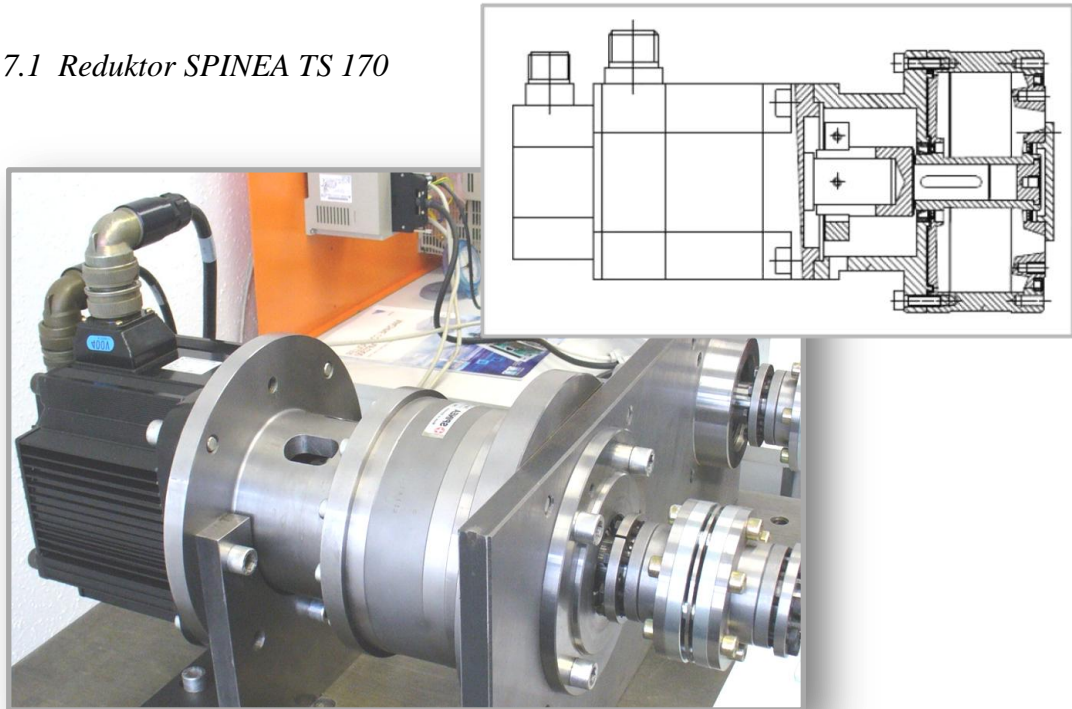
Cílem této kapitoly disertační práce je popsat a zdůraznit úzkou vazbu mezi vlastním řídicím systémem výrobního stroje a realizací pracovního pohybu elektronickou vačkou. Je demonstrována a metodicky popsána hlavní varianta, kterou je vytvoření komplexního jednoosého řídicího systému v jednom hardwarovém a v softwarovém rámci elektronické vačky *Yaskawa*.

7. Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů

Kapitola 7 se zabývá především paralelní konfigurací rovinných kinematických řetězců mechanismů s konstantním a nekonstantním převodem, které transformují budící kinematickou funkci elektronické vačky na zdvihovou závislost pracovního členu. Kritériem je dosažení co nejvyšší dynamiky pohybu, resp. co nejvyššího počtu pracovních cyklů v daném čase. Základním mechanismem je *konstantní převod*. Je uvažována planetová převodovka s centrickým vstupem a výstupem, kterou je možné použít ve smyslu *diferenciálu* (paralelní člen kinematického řetězce se dvěma vstupy a jedním výstupem). Jsou to např. převodovky typu *ALFA* nebo typu *SPINEA*. Na *obr.7.1* je použití reduktoru *SPINEA TS 170*

v konfiguraci konstantního převodu do pomala ($i = 33$) na dynamickém standu elektronické vačky se servomotorem *Yaskawa SGMGH-30D* (2,9 kW).

Obr.7.1 Reduktor SPINEA TS 170



7.1 Paralelní konfigurace kinematického řetězce

Při použití převodovek nebo reduktorů podle *obr.7.1* dochází k vyšším nárokům na dynamiku pohybu rotoru servomotoru. Servomotor je značně zatěžován svým vlastním momentem setrvačnosti rotoru, což snižuje oblast použitelnosti elektronických vaček.











Uvedený nedostatek ve velké míře odstraňuje *způsob* pohonu pracovních členů mechanismů pomocí *mechatronického diferenciálního pohonného systému* [15]. Systém se skládá ze *dvou vstupních* definovaných funkcí pohybu, které svojí superpozicí dávají výsledný požadovaný pracovní pohyb *výstupního* členu mechanismu. Příkladným provedením je aplikace *způsobu* na obecném diferenciálu s centrickým vstupem a výstupem, kterým je např. reduktor *SPINEA*. Podstata *způsobu* vytvoření definovaného výstupního periodického nebo neperiodického pohybu spočívá v tom, že jeden vstupní pohyb je odvozen od zdvihové závislosti elektronické vačky a je na tom vstupu diferenciálu, který je na *obr.7.2* označen červeně a na ostatních obrázcích je pod číslem 2 členu mechanismu s konstantním převodem. Na *jednom* ze vstupů diferenciálu je tedy přímo zdvihová závislost elektronické vačky nebo její transformace konstantním převodem. *Druhý* vstupní pohyb je pak odvozen od kloubového (*obr.7.4*), vačkového (*obr.7.3*) nebo jiného rotačního pohybu a je na členu, který je na *obr.7.2* označen modrým orámováním a na ostatních obrázcích mechanismu s konstantním převodem je pod číslem 5.

Variantní kinematické možnosti použití převodovky *SPINEA* jsou nejlépe zobrazeny na firemním katalogovém listě na *obr.7.2* s převodovými poměry $i_{out} = \dots$

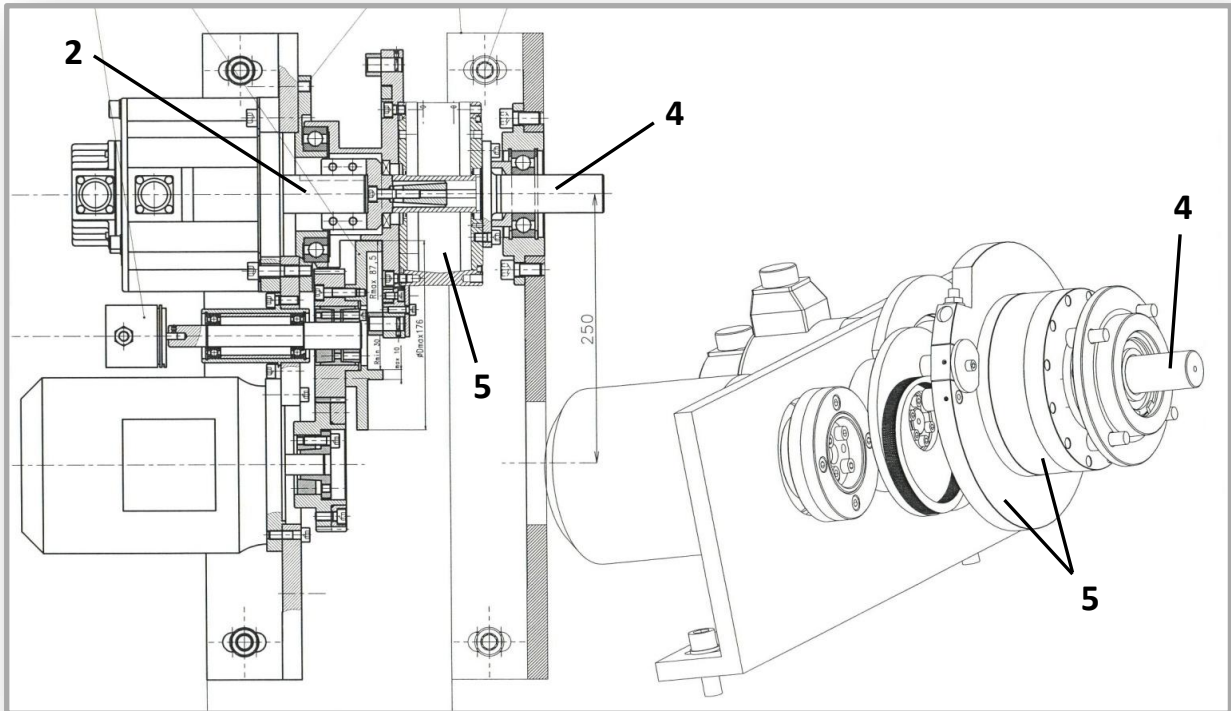
Obr.7.2

Variabilita
převodovky SPINEA

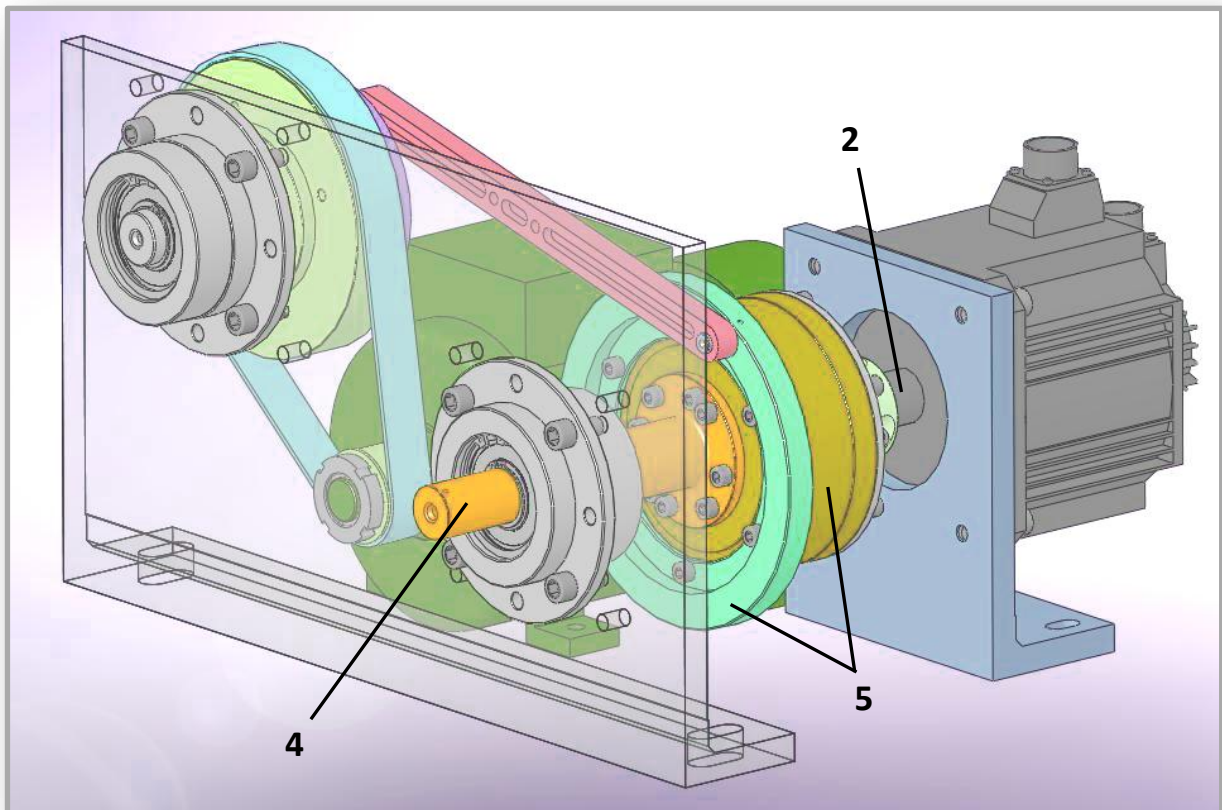
Tab. 3.16: Rotary direction and reduction ratio / Drehrichtung und Übersetzung abhängig von Antriebsart

Speed Reduction Antrieb Drehrichtung Übersetzung			
	Input / Antrieb: Input shaft / Eingangswelle Output / Abtrieb: Output flange / Abtriebsflansch Fixed / Fest: Case / Gehäuse	Input / Antrieb: Input shaft / Eingangswelle Output / Abtrieb: Case / Gehäuse Fixed / Fest: Output flange / Abtriebsflansch	Input / Antrieb: Output flange / Eingangswelle Output / Abtrieb: Case / Gehäuse Fixed / Fest: Input shaft / Eingangswelle
	$i_{out} = -i$	$i_{out} = i+1$	$i = \frac{i+1}{i}$
Speed Acceleration Antrieb Drehrichtung Übersetzung			
	Input / Antrieb: Output flange / Abtriebsflansch Output / Abtrieb: Input shaft / Eingangswelle Fixed / Fest: Case / Gehäuse	Input / Antrieb: Case / Gehäuse Output / Abtrieb: Input shaft / Eingangswelle Fixed / Fest: Output flange / Abtriebsflansch	Input / Antrieb: Case / Gehäuse Output / Abtrieb: Output flange / Abtriebsflansch Fixed / Fest: Input shaft / Eingangswelle
	$i = -\frac{1}{i}$	$i = \frac{1}{i+1}$	$i = \frac{i}{i+1}$
Differential configuration Antrieb Drehrichtung Übersetzung		Input / Antrieb:  Output / Abtrieb:  Fixed / Fest: 	
	All three parts can rotate Drei-Wellen-Getriebe		

Paralelní konfigurace kinematického řetězce s použitím planetové převodovky jako diferenciálu se dvěma vstupy je na *obr.7.3* a *obr.7.4*. Vezmeme-li číslování členů podle *obr.7.5* a popisujeme-li princip podle *obr.7.4*, tak na pracovní rotační pohyb členu 4 je redukována pracovní hmota s definovanou zdvihovou závislostí a vnější momentovou zátěží. Silový pohyb členu 5 je odvozen od vahadla čtyřkloubového mechanismu (RRRR) a tento pohyb je určen svými charakteristickými geometrickými rozměry (*Dodatek IV* disertace). Konstantní rotace kliky mechanismu RRRR je zajištěna klasickým motorem a jeho otáčky jsou snímány externím *Encoderem*, který je *Masterem* (nezávisle proměnnou vstupující do *PLC* systému *Controlleru*) pro vstupní pohyb 2 elektronické vačky (hřídel servomotoru). Pracovní zdvihová závislost členu 4 je tedy *výstupem* diferenciálu, jehož *jeden vstup je silový periodický pohyb členu 5 a druhý vstup je rotace hřídele servomotoru 2 elektronické vačky*. Protože nezávisle proměnná pohybové funkce elektronické vačky je snímána rotace (*Master*) kliky mechanismu RRRR, nemůže dojít k rozfázování vstupních pohybů při změně otáček, např. regulací frekvenčním měničem. V disertační práci je uvedeno úplné kinematické a dynamické řešení a tato varianta byla dotažena do funkčního modelu.



Obr.7.3 Diferenciální pohonný systém (silový pohon od dvojvačky)



*Obr.7.4 Diferenciální pohonný systém
(silový pohon od čtyřkloubového mechanismu)*

7.2 Sériová konfigurace kinematického řetězce

Tato konfigurace je nejčastější a odpovídá představě, která se formou úlohy *analýzy* a *syntézy* složených vačkových mechanismů prolíná celou disertační prací, tedy problematikou aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů. Proto stručně upozorním *pouze* na jednotlivé aplikace, které jsou již v disertační práci uvedeny.

Nevýhody realizace zdvihové závislosti podle konfigurace *obr.7.1* byly vysvětleny. Aplikace elektronické vačky v sériové kombinaci s klasickými mechanismy je na tkacích strojích *CAMEL* (VÚTS, a.s.) s výhodou použita pro pohon přírazového a prošlupního mechanismu (*obr.3.6*) a pro pohon mechanismu vodního čerpadla prohozu útku (*obr.3.7*). V případě přírazového a prošlupního mechanismu servomotor elektronické vačky pohání kliku čtyřkloubového mechanismu, v případě pohonu vodního čerpadla jde o pohon vačkové hřídele. V prvním případě je „vahadlo“ čtyřkloubového mechanismu pevně ukotveno na rámu a v důsledku speciální konstrukce tohoto členu se při ohybové deformaci akumuluje pohybová energie v podobě potenciální energie pružné deformace, která se pak do systému vrací. Jde o obecnou snahu akumulovat pohybovou energii v úvratích periodických funkcí, a tak snižovat nároky na požadovaný krouticí moment servomotoru. Využívá se různých metod, které umožňují konkrétní aplikace, resp. zdvihové závislosti. Např. rozváděcí mechanismus příze na bezvřetenových dopřádacích strojích *BD* využívá v úvratích magnety, které výrazně snižují maximální krouticí moment servomotoru elektronické vačky.

V případě pohonu mechanismu vodního čerpadla jde o řízenou změnu rotace vačkové hřídele. Zde je s výhodou využito vztahu mezi hnacím zrychlujícím momentem na vstupu a výstupu klasického vačkového mechanismu. Funkční změnou vstupní rotace vačkové hřídele se řídí tlak kapaliny v prohozní trysce, a tak je umožněno „ladit“ vodní prohoz tkacího stroje bez výměny klasické vačky, což tento princip prohozu kvalitativně zvyšuje.

Mechatronická řešení pohonů pracovních členů mechanismů přinášejí značné výhody. Diferenciální pohonný systém rozšiřuje možnosti aplikací elektronických vaček především pro neperiodické pohyby, u kterých nelze využít akumulace pohybové energie v úvratích tak, jak je to možné v některých případech aplikací periodických zdvihových závislostí. U tohoto pohonného systému je nutné upozornit na skutečnost, že požadovaná klidová fáze pohybové funkce je vytvořena superposicí pohybu odvozeného od klasického mechanismu a pohybu odvozeného od elektronické vačky. Proto se do popředí dostává problematika *polohové přesnosti* elektronických vaček, popsána v kapitole 6. Tento systém, oproti klasickým mechanismům, *umožňuje* minimalizovat pomocí různých algoritmů parazitní reziduální kmitání v oblasti klidu pohybové funkce. Pohonný systém je ovšem konstrukčně složitější a tím i dražší. Dále nebyl řešen pohon klasického mechanismu tohoto diferenciálního systému, který je sice standardní, ale má své specifické problémy, které nebyly analyzovány.

Příkladné použití diferenciálního pohonného systému podle *obr.7.4* se sériově řazeným klikovým mechanismem je v práci [16]. Pracovní pohyb je periodický, definovaný zdvihovou závislostí určenou rozváděčem příze bezvřetenového dopřádacího stroje *BD*.

Diferenciální pohonný systém *rozšiřuje* možnosti aplikací elektronických vaček pro speciální případy, ale v žádném případě není univerzálním pohonným prostředkem, vhodným ke všeobecnému použití.

8. Závěr

Každá z kapitol disertační práce má závěrečné shrnutí a zhodnocení dosažených cílů deklarovaných v kapitole 1.3. V tomto posledním textu se pokusím o souhrn ve smyslu významu *metodika aplikací (postupy a způsoby řešení aplikací)*, která je uplatněna v pohonech pracovních členů mechanismů podle *cílů* definovaných v odstavci 1.2.

Podle problematik jednotlivých kapitol je zřejmé, že vytvoření pevně stanovené metodiky aplikací elektronických vaček není jednoduchou a jednoznačnou záležitostí. Jde o rozsáhlou odbornou oblast, která zasahuje do mnoha průmyslových oborů. Definovat lze pouze obecné okruhy problematik, jež musí být analyzovány a následně řešeny podle specifických podmínek dané konkrétní aplikace. S tímto pohledem přistupuji k termínu *metodika*.

V neúplném výčtu jde např. o následující okruhy, které jsou vyhodnocovány ve vzájemných *kombinacích*:

- zdvihové závislosti pracovních pohybů
- použitelnost klasických a elektronických vačkových mechanismů
- dynamika pracovních pohybů a požadavky na polohovou přesnost
- dynamika mechanismů s poddajnými členy
- prvky pevné a pružné automatizace
- vlastnosti kinematického řetězce
- výpočetní modely a virtuální simulace
- integrace elektronické vačky do nadřazených systémů
- vlastní řídicí systém stroje
- metody řízení vlastní elektronické vačky ve vztahu k výrobní technologii
- mechatronická řešení pohonu
- produktivita, variabilita a ekonomika výroby

V mnoha případech stojí charakteristické parametry (kinematické a dynamické) a vlastnosti systémů (klasické a elektronické vačky) proti sobě. Následující odstavce pouze rozvádějí problematiku výše uvedených okruhů.

Zdvihové závislosti (z.z.)

V základním pohledu se z.z. dělí na *periodické* a *neperiodické*. Oba typy z.z. jsou na příkladech v disertační práci uvedeny. Typ z.z. určuje konstrukci mechanismu a tím i předurčuje použitelnost klasického nebo elektronického mechanismu. Zdvihové závislosti mají své kinematické a dynamické vlastnosti. Klasický nebo elektronický mechanismus do určité míry určuje z.z. Dále z.z. mají zásadní význam v dynamice pracovních pohybů, především u mechanismů s poddajnými členy.

Klasické a elektronické vačkové mechanismy

Vzájemné odlišnosti jsou natolik rozdílné, že je nepravděpodobné, aby jeden systém vytlačil druhý. Každý ze systémů má své nezastupitelné místo v pohonech mechanismů. Elektronické systémy se do budoucna budou stále více prosazovat díky své efektivní změně zdvihové závislosti (přeprogramovatelnosti), snižující se ceně, nízkým nárokům na údržbu a

potřebu náhradních dílů. Pro dynamicky náročné a rychloběžné mechanismy zůstanou klasické vačky *nenahraditelné*.

Dynamika pracovních pohybů

Dynamika pracovních pohybů je odvozená od použité technologie. Na jedné straně stojí mechanismy zatížené velkými vnějšími technologickými silami, na druhé straně jsou rychloběžné mechanismy zatížené vlastními setrvačnými účinky. Při aplikacích obou vačkových systémů je opět důležitá vazba na zdvihové závislosti a s tím spojené možnosti, např. akumulace pohybové energie, která je významná pro elektronické vačky.

Dynamika mechanismů s poddajnými členy

Posouzení vlivu rozličných poddajností v kinematickém řetězci mechanismu je jedním z nejdůležitějších kritérií pro návrh pohonu. Zde je opět nepřehledná řada variant řešení. Této problematice je v disertační práci věnována velká pozornost. Dynamika mechanismů s poddajnými členy zasahuje do mnoha oblastí. Metodika je postavena obecně, a to na základě odpovídající fyzikální podstaty obou vačkových systémů (klasického a elektronického) se zdůrazněním odlišností z pohledu poddajných členů kinematického řetězce od vstupu (od vstupní kinematiky rotačního pohybu) přes buzení pohybovou funkcí až k výstupnímu pracovnímu členu. Výsledkem je kinetostatický a dynamický návrh elektronické vačky včetně návrhu mechatronického diferenciálního mechanismu, který rozšiřuje aplikační možnosti elektronických vaček.

Prvky pevné a pružné automatizace

Jde především o unifikované konstrukce mechanismů (katalogové řady) s neperiodickými zdvihovými závislostmi. V této oblasti je nástup elektronických vaček nejpravděpodobnější. Půjde o využití efektivní změny zdvihových závislostí v oblasti manipulačních strojů a mechanismů, balících strojů apod.

Vlastnosti kinematických řetězců

Z mnoha důvodů (prostorových, konstrukčních, technologických) se vkládá mezi vstup a výstup řada převodových mechanismů (kinematických řetězců). Téměř vždy je snahou počet členů minimalizovat. Kinematický řetězec je zdrojem vůlí, poddajností a dynamických setrvačných sil. V mnoha případech je však jeho použití nezbytné, zvláště pro elektronické vačky. Do tohoto okruhu problematiky spadá vývoj a výzkum vlastností mechanismů s konstantním převodem, od kterých se očekává co nejmenší redukováný moment setrvačnosti na vstupu, bezvůlovost a vysoká tuhost. Jde např. o studium vlivu ozubených řemenových převodů na vlastnosti pohonu.

Výpočetní modely a virtuální simulace

Virtuální simulace jsou pro mnohé aplikace klasických a elektronických mechanismů nezbytné. Jde především o modelování mechanismů s poddajnými členy, kdy k vyřešení aplikace nestačí kinetostatický výpočet. Poddajnosti nepříznivě ovlivňují pohyb pracovního členu, resp. jeho polohovou přesnost a jsou zdrojem rušivého kmitání.

Integrace elektronické vačky do nadřazených systémů

Zde mám na mysli náhrady klasických mechanismů elektronickými při rekonstrukci strojů nebo při aplikacích speciálních elektronických mechanismů (diferenciální pohon) se svými systémy do nadřazených řídicích systémů strojů nebo celých výrobních systémů. Jde o

důležitou a dnes aktuální oblast, která je řešena v projektu *TANDEM II* (řešeno v letech 2007-2010).

Vlastní řídicí systémy stroje

Tato oblast musí být řešena na samém počátku tvorby koncepce výrobního stroje. Ve vlastním řídicím systému elektronické vačky lze programovat komplexně celý systém stroje, včetně komunikace.

Metody řízení vlastní elektronické vačky ve vztahu k výrobní technologii

Metody řízení (v případě elektroniky *Yaskawa* jde o *Position* a *Phase Control*) závisí na technologii s ohledem na polohovou přesnost a možnost fázového posunutí pohybů mechanismů za chodu stroje (seřízení souvisejících pohybů).

Mechatronická řešení

V mnoha dynamicky náročných aplikacích je nevyhnutelné elektronické vačky kombinovat s paralelně nebo sériově řazenými klasickými mechanismy. Toto uspořádání přináší řadu výhod i problémů. Jedná se např. o aplikaci mechatronického diferenciálního pohonného systému. Tento mechatronický pohon je teoreticky vyřešen v kapitole 7.

Produktivita, variabilita a ekonomika výroby

Tyto požadavky jsou v konečné fázi rozhodující. K posouzení jednotlivých variant pohonů pracovních členů mechanismů z těchto hledisek je nezbytná analýza podle všech výše uvedených bodů. Je to velmi náročný a zodpovědný proces, neboť na tomto místě se rozhoduje o strategii stroje a rozhoduje se obvykle o velkých finančních prostředcích.

Při návrhu pohonů pracovních členů mechanismů je nutno promyšleně zhodnotit výše uvedené okruhy problematik ve vzájemných souvislostech. Ke kvalifikovanému rozboru a následnému návrhu vhodného mechanismu přispívají metody řešení jednotlivých kapitol disertační práce. Na základě těchto metod a postupů (*metodiky*) lze nasměrovat konkrétní řešení aplikací elektronických vaček k optimálním variantám pohonů pracovních členů mechanismů. V tomto smyslu je hlavní cíl odstavce 1.2 splněn.

Součástí navrhované metodiky aplikací elektronických vaček byl vyvinut původní *otevřený* výpočetní a aplikační (řídicí systém elektronické vačky) software, který se prolíná všemi oblastmi postupů a metod řešení aplikací klasických a elektronických vaček. Vývoj software v problematice pohonů není nikdy ukončenou záležitostí. V oblasti výpočtů musí svojí otevřeností umožňovat řešení nových požadavků zákazníků. V oblasti řídicích systémů musí vývojáři software neustále sledovat nové trendy a metody, které obsahuje stále se zdokonalující vývojové prostředí výrobce hardwarových komponent (kontrolery, servoměniče, servomotory). Objektový charakter výpočetních a aplikačních programových modulů bude umožňovat rozšíření pro budoucí související problematiku.

Protože svým vzděláním, praxí a strojařskou představivostí, tíhnu k řešení, která jsou založena na softwarovém zpracování úloh technické mechaniky, je takto pojatá problematika v disertační práci mým pohledem na oblast, jež je dnes nazývána obsahově širokým termínem *mechatronika*.

Seznam použité literatury

- [1] Koloc, Z. - Václavík, M.: Vačkové mechanismy, SNTL 1988
- [2] Juliš, K. - Brepta, R. a kol.: TP 65 1.díl - Statika a kinematika, SNTL 1986
- [3] Juliš, K. - Brepta, R. a kol.: TP 66 2.díl - Dynamika, SNTL 1987
- [4] Brdička, M. - Hladík, A.: Teoretická mechanika, Academia Praha 1987
- [5] Leech, J. W.: Klasická mechanika, SNTL 1970
- [6] Nekvinda, M. a kol.: Úvod do numerické matematiky, SNTL 1976
- [7] Valášek, M. a kol.: Mechatronika, ČVUT 1996
- [8] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT Praha 2004
- [9] Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe, VDI 2143, Okt.1980
- [10] Souček, P. - Bubák, A.: Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů, ČVUT Praha 2008
- [11] Brepta, R. - Půst, L. - Turek, F.: Mechanické kmitání, TP 71, Sobotáles 1994
- [12] Brát, V. - Rosenberg, J. - Jáč, V.: Kinematika, SNTL 1987

Přehled publikovaných prací

- [13] Václavík, M. - Jirásko, P.: Research and Application of Displacement Laws of Electronic Cams, 12th IFToMM World Congress, Besançon (France) 2007
- [14] Jirásko, P. - Bušek, M.: Polohová přesnost pohybových funkcí elektronických vaček, 10. Mezinárodní konference IFToMM, TU Liberec 2008
- [15] Jirásko, P.: Způsob a zařízení k pohonu členů strojních mechanismů, PV 2008-10
- [16] Václavík, M. - Jirásko, P.: Mechatronické varianty pohonů pracovních členů výrobních strojů, 10. Mezinárodní konference IFToMM, TU Liberec 2008
- [17] Jirásko, P.: Studie možných aplikací elektronické vačky pro pohon mechanismu jehelních tyčí stroje EBS Mark II, výzkumná zpráva VÚTS, a.s., číslo MCT- 32/2009, pro firmu AMF Reece Prostějov
- [18] Jirásko, P.- Bušek, M.: Návrh pohonu přetáčení vřetenového bubnu pro stroj TMZ867, výzkumná zpráva VÚTS, a.s., číslo MCT- 44/2009, pro firmu Tajmac-ZPS Zlín
- [19] Jirásko, P.- Bušek, M.: Možnosti realizace rozvádění příže na principu elektronické vačky s permanentními magnety jako akumulátorů energie, kapitola 4 výzkumné zprávy VÚTS, a.s., číslo MER- 41/2009, pro firmu Rieter CZ, a.s., Ústí nad Orlicí

Název disertační práce: Metodika aplikací elektronických vaček v pohonech pracovních členů mechanismů výrobních strojů

Autor: Ing. Petr Jirásko

Studijní program: P 2612 Elektrotechnika a informatika

Studijní obor: 2612V045 Technická kybernetika

Tematický okruh: Řízení výrobních strojů, aplikace moderních mechatronických prostředků a pokročilých technologických postupů

Pracoviště: Ústav mechatroniky a technické informatiky
Fakulta mechatroniky, informatiky
a mezioborových inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci

Školitel: Doc. Ing. Pavel Rydlo, Ph.D.

Sazba: Microsoft Office 2007

Vydání: První

Náklad: 10 výtisků

© Ing. Petr Jirásko, 2010