



Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava



Průmyslové roboty a manipulátory

učební text

Jiří Skařupa

Ostrava 2007

Recenze: Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

Název: Průmyslové roboty a manipulátory
Autor: Jiří Skařupa
Vydání: první, 2007
Počet stran: 260
Náklad: 50
Vydavatel a tisk: Ediční středisko VŠB – TUO

Studijní materiály pro studijní obor 2301R013-70 Robotika a 2301R013-71 Robotizované
montážní systémy, Fakulty strojní
Jazyková korektura: nebyla provedena.

Určeno pro projekt:

Operační program Rozvoj lidských zdrojů

Název: E-learningové prvky pro podporu výuky odborných a technických předmětů

Číslo: CZ.O4.01.3/3.2.15.2/0326

Realizace: VŠB – Technická univerzita Ostrava

Projekt je spolufinancován z prostředků ESF a státního rozpočtu ČR

© Jiří Skařupa

© VŠB – Technická univerzita Ostrava

ISBN 978-80-248-1522-0

Obsah

POKYNY KE STUDIU	6
Výklad	7
Shrnutí kapitoly	7
Kontrolní otázka	7
Úkol k řešení	7
Klíč k řešení	7
1. ÚVOD DO ROBOTIKY	8
1.1. ZÁKLADY OBORU	9
Výklad	9
1.1.1. Základní pojmy	9
1.1.2. Historie a vývoj robotiky	12
1.1.3. Klasifikace robotů a jejich struktur	16
Shrnutí kapitoly	19
Kontrolní otázky	19
CD-ROM	19
1.2. KONCEPCE A STRUKTURY PRŮMYSLVÝCH ROBOTŮ	20
Výklad	20
1.2.1. Kinematické struktury robotů	20
1.2.2. Struktury a ústrojí PR	25
1.2.3. Parametry průmyslových robotů	27
Shrnutí kapitoly	30
Kontrolní otázka	30
Úkol k řešení	31
CD-ROM	31
1.3. POLOHOVACÍ ÚSTROJÍ PRŮMYSLVÝCH ROBOTŮ	32
Výklad	32
1.3.1. Realizace kinematických struktur	32
1.3.2. Pohybové jednotky translační	33
1.3.3. Pohybové jednotky rotační	42
1.3.4. Vedení a uložení ve vazbách polohovacích jednotek	44
Shrnutí kapitoly	48
Kontrolní otázka	49
Úkol k řešení	49
CD-ROM	49
2. MECHANIKA MANIPULÁTORŮ ROBOTŮ	50
2.1. MECHANIKA NOSNÉHO SUBSYSTÉMU	51
Výklad	51
2.1.1. Přímá úloha kinematiky	51
2.1.2. Inverzní úloha kinematiky	60
2.1.3. Výpočet reakcí a zobecněných sil	65
Shrnutí kapitoly	69
Kontrolní otázka	70
Úkol k řešení	70
2.2. MECHANIKA VÝKONNÉHO SUBSYSTÉMU	71
Výklad	71
2.2.1. Struktura pohonu	71
2.2.2. Základy mechaniky pohonu	72
2.2.3. Mechanika pohonu robotu	76
Shrnutí kapitoly	78
Kontrolní otázka	78

Úkol k řešení	78
3. POHONY PR.....	79
3.1. NÁVRH POHONU.....	80
Výklad	80
3.1.1. Návrh výkonových parametrů pohonů PR.....	80
3.1.2. Distribuce pohonů PR.....	88
3.1.3. Návrh elektrického pohonu PR.....	98
Shrnutí kapitoly	100
Kontrolní otázka	100
Úkol k řešení	101
CD-ROM.....	101
3.2. MOTORY ROBOTŮ	102
Výklad	102
3.2.1. Motory robotů, druhy, požadavky.....	102
3.2.2. Elektrické (servo)motory	104
3.2.3. Hydraulické obvody.....	109
3.2.4. Pneumatické obvody.....	110
Shrnutí kapitoly	110
Kontrolní otázka	111
Úkol k řešení	111
3.3. PŘEVODY V POHONECH ROBOTŮ	112
Výklad	112
3.3.1. Obecné požadavky na převody PR	112
3.3.2. Valivé šrouby.....	114
3.3.3. Ozubené převody	118
3.3.4. Harmonické a cyklo převody	120
Shrnutí kapitoly	128
Kontrolní otázka	128
CD-ROM.....	128
4. EFEKTORY PRŮMYSLVÝCH ROBOTŮ	129
4.1. KONSTRUKCE EFEKTORŮ	130
Výklad	130
4.1.1. Struktura efektorů	131
4.1.2. Mechanické úchopné efekторы	136
4.1.3. Ostatní typy efektorů.....	151
Shrnutí kapitoly	159
Kontrolní otázka	159
Úkol k řešení	159
CD-ROM.....	159
4.2. VÝPOČTY EFEKTORŮ.....	161
Výklad	161
4.2.1. Úchopné síly	161
4.2.2. Funkční výpočet transformačního bloku efektoru	165
4.2.3. Dimenzování efektoru.....	180
Shrnutí kapitoly	183
Kontrolní otázka	183
Úkol k řešení	183
5. KONSTRUKCE MANIPULÁTORŮ PRŮMYSLVÝCH ROBOTŮ.....	184
5.1. KONSTRUKCE POHYBOVÝCH JEDNOTEK POLOHOVACÍHO ÚSTROJÍ..	185
Výklad	185
5.1.1. Výrobci a vyráběný sortiment robotů	185
5.1.2. Konstrukce ramen a kloubů průmyslových robotů	188
Shrnutí kapitoly	201

Kontrolní otázka	201
Úkol k řešení	201
5.2. VÝPOČTY PRVKŮ NOSNÉHO SUBSYSTÉMU MANIPULÁTORU ROBOTU	202
Výklad	202
5.2.1. Kontrolní výpočty prvků nosného subsystému	202
Shrnutí kapitoly	214
Kontrolní otázka	214
Úkol k řešení	215
5.3. KONSTRUKCE ORIENTAČNÍHO ÚSTROJÍ MANIPULÁTORU ROBOTU	216
Výklad	216
5.3.1. Vlastnosti a požadavky	216
5.3.2. Koncepční řešení OÚ	217
5.3.3. Konstrukční řešení orientačního ústrojí	220
Shrnutí kapitoly	224
Kontrolní otázka	224
CD-ROM	224
6. PŘÍLOHY	225
Další zdroje	226
Klíč k řešení	227

POKYNY KE STUDIU

Průmyslové roboty a manipulátory

Pro předmět 5. semestru bakalářského studia oboru Robotika jste obdrželi studijní balík obsahující:

- integrované skriptum pro distanční studium, obsahující i pokyny ke studiu
- CD-ROM s doplňkovými animacemi vybraných částí kapitol
- harmonogram průběhu semestru a rozvrh prezenční části
- rozdělení studentů do skupin k jednotlivým tutorům a kontakty na tutorý
- kontakt na studijní oddělení

Prerekvizity

Pro studium tohoto předmětu se předpokládá absolvování předmětu Části a mechanismy strojů, Mechanika, Pružnost a pevnost.

Cílem předmětu

je seznámení se základními pojmy průmyslové robotiky a robototechniky, a to především z hlediska strojní části konstrukce. Po prostudování modulu by měl student být schopen popsat základní principy funkce, konstrukce a provozu průmyslových robotů, jejich subsystémů a konstrukčních prvků. Měl by být schopen provádět návrh, výpočty a kontrolu základních mechanických částí průmyslových robotů a předepsat jejich provozní podmínky.

Pro koho je předmět určen

Modul je zařazen do bakalářského studia oboru Robotika a Robotizované montážní systémy, studijního programu B2341 Strojírenství, ale může jej studovat i zájemce z kteréhokoliv jiného oboru, pokud splňuje požadované prerekvizity.

Skriptum se dělí na tématické bloky, kapitoly, které odpovídají logickému dělení studované látky, ale nejsou stejně obsáhlé. Předpokládaná doba ke studiu kapitoly se může výrazně lišit, proto jsou velké kapitoly děleny dále na číslované podkapitoly a těm odpovídá níže popsaná struktura.

Při studiu každé kapitoly doporučujeme následující postup:



Čas ke studiu: xx hodin

Na úvod kapitoly je uveden **čas** potřebný k prostudování látky. Čas je orientační a může vám sloužit jako hrubé vodítko pro rozvržení studia celého předmětu či kapitoly. Někomu se čas může zdát příliš dlouhý, někomu naopak. Jsou studenti, kteří se s touto problematikou ještě nikdy nesetkali a naopak takoví, kteří již v tomto oboru mají bohaté zkušenosti. Čas potřebný k prostudování a zvládnutí jednotlivých tématických bloků je do značné míry závislý především na úrovni jejich znalostí z definovaných prerekvizit.



Cíl: Po prostudování tohoto odstavce budete umět

- popsat ...
- definovat ...
- vyřešit ...

Okamžitě potom jsou uvedeny cíle, kterých máte dosáhnout po prostudování této kapitoly – konkrétní dovednosti, znalosti.



VÝKLAD

Následuje vlastní výklad studované látky, zavedení nových pojmů, jejich vysvětlení, vše doprovázeno obrázky, tabulkami, řešenými příklady, odkazy na animace.



Shrnutí kapitoly

Na závěr kapitoly jsou zopakovány hlavní pojmy, které si v ní máte osvojit. Pokud některému z nich ještě nerozumíte, vraťte se k nim ještě jednou.



Kontrolní otázka

Pro ověření, že jste dobře a úplně látku kapitoly zvládli, máte k dispozici několik teoretických otázek.



Úkol k řešení

Protože většina teoretických pojmů tohoto předmětu má bezprostřední význam a využití v praxi, jsou Vám nakonec předkládány i praktické úlohy k řešení. V nich je hlavní význam předmětu a schopnost aplikovat čerstvě nabyté znalosti, při řešení reálných situací, hlavním cílem předmětu.



KLÍČ K ŘEŠENÍ

Výsledky zadaných příkladů i teoretických otázek výše jsou uvedeny v závěru učebnice v Klíči k řešení. Používejte je až po vlastním vyřešení úloh, jen tak si samokontrolou ověříte, že jste obsah kapitoly skutečně úplně zvládli.

1. ÚVOD DO ROBOTIKY

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Prostudováním prvního přednáškového bloku, členěného do tří částí, se seznámíte: ▪ se základy oboru ▪ s koncepty a strukturou průmyslových robotů ▪ s polohovacím ústrojím průmyslových robotů	Cíle přednáškového bloku
<i>Robot – průmyslový, servisní, sériový, paralelní, univerzální, modulární, redundantní, deficitní, angulární, manipulátor, robotika, robototechnika, robototechnologie, mechatronika, kybernetika, automatizace, definice robotu, klasifikace robotů, historie, pracovní prostor, stupeň volnosti. Kinematické struktury – kartézská, cylindrická, sférická, angulární, scara, Gantry, subsystémy PR – akční, řídicí, senzorický, pohyby částí PR – globální, regionální, lokální, pracovní prostor, kolizní prostor, dynamické, statické a výkonové charakteristiky PR. Pohybové jednotky – translační, rotační, vedení pohybových jednotek – cylindrická a prizmatická, uložení pohybových jednotek, transformace pohybu – identická, neidentická</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 4,5 hodiny

1.1. ZÁKLADY OBORU

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte se základy oboru Robotika. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ základní pojmy ▪ historie a vývoj robotiky ▪ klasifikace robotů a jejich struktur Po jejich prostudování budete schopni vysvětlit význam základních pojmů oboru, pochopíte klíčové body a podmínky historického vývoje robotů a robotiky, budete umět zařadit roboty do skupin podle různých kritérií.	Cíle kapitoly
<i>Robot – průmyslový, servisní, sériový, paralelní, univerzální, modulární, redundantní, deficitní, angulární, manipulátor, robotika, robototechnika, robototechnologie, mechatronika, kybernetika, automatizace, definice robotu, klasifikace robotů, historie, pracovní prostor, stupeň volnosti.</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut

Roboty jsou relativně novým druhem strojů, jehož první průmyslově využitelné prototypy vznikaly v období let 1959 – 1961. Zaznamenaly však natolik rychlý rozvoj, že již v 80tých letech byly běžně nasazovány ve strojírenské výrobě jako plnohodnotná zařízení, srovnatelná technickou úrovní s ostatními stroji na pracovišti. Klasické technické systémy – stroje, zařízení, přístroje – mají za sebou až několikrát delší dobu vývoje a tomu odpovídá i ustálenost terminologie v tom kterém oboru. V robotice, která je založena na výsledcích mnoha vědních oborů, z nichž mnohé jsou stále ještě samy v etapě rychlého vývoje, jsou ještě některé pojmy celosvětově nesjednocené i když rozdíly v jejich výkladu nejsou většinou významné. Sjednocení pojmů napomáhá internet, mezinárodní vědecká spolupráce, a některé významné monografie jejichž autory jsou vědci z mnoha oborů a příslušníci mnoha států



VÝKLAD

1.1.1. Základní pojmy

Technická terminologie každého oboru má svůj velmi praktický význam, zasahující do mnoha oblastí. Pro studenta může být nepochopení aspoň klíčových pojmů a souvislostí zdrojem značných obtíží.

Definice robotu sice existují a je dobré se nad nimi zamýšlet, nicméně jednoznačná shoda mezi odborníky nad sjednocením tohoto pojmu dosud neexistuje. Mimo jiné je to způsobeno také tím, že jde o velmi složitý technický systém, při jehož řešení spolupracují specialisté mnoha vědeckých disciplín, kteří často preferují svůj pohled na tuto problematiku.

Mimo již zmíněných monografií a odborných knih, jsou to také silné osobnosti oboru, které prosazují svou verzi definic. Objektivnější zpravidla bývají oborové asociace, které v jednotlivých regionech v daném oboru působí a prezentují znění základních pojmů (většinou k dispozici na příslušných webových stránkách).

Známý Websterův slovník uvádí „robot je antropomorfní mechanická bytost postavená k rutinní manuální práci pro lidské bytosti“. Robotics Institute of America zavádí specifitější definici „robot je reprogramovatelný multifunkční manipulátor navržený pro přenášení materiálu, součástí, nástrojů, nebo specializovaných zařízení, pomocí variabilně programovaných pohybů k provádění různých úkolů“

Podle Australian Robotics and Automation Association sice neexistuje standardní definice, ale lze vyjádřit tři podstatné charakteristiky robotu:

- umožňuje nějakou formu mobility
- může být naprogramován k velmi variabilním úkolům
- po naprogramování již pracuje v automatickém režimu

Slovo "robot" bylo historicky poprvé použito v roce 1920 ve hře R.U.R - Rossum's Universal Robots Karla Čapka. (je třeba upozornit, že Čapek je užíval v životném tvaru, byli organického původu – bez robota, ti roboti, skloňování podle vzoru pán ...zatímco technická terminologie odpovídá neživotnému tvaru – bez robotu, ty roboty – skloňování podle vzoru hrad).

V technické praxi má v současné době smysl místo obecného pojmu robot využívat a definovat pojem průmyslový robot, případně servisní robot, které jsou dnes již běžně zaváděny a aplikovány v praxi.

Významná monografie Noff: Handbook of Industrial Robots, v 2. vydání uvádí „Průmyslový robot je mechanické zařízení, které může být naprogramováno pro vykonávání různých úkolů manipulačních a pohybových, při automatickém řízení“, což je definice poměrně široká.

International Organisation for Standardisation (ISO) zavedla definici (ISO 8373 Manipulační průmyslové roboty – Slovník) pro roboty činné ve výrobě: Průmyslový robot (PR) je automaticky řízený, reprogramovatelný, víceúčelový manipulační stroj, stacionární nebo umístěný na pojezdu, určený k použití v průmyslové automatizaci. Je zde také vymezeno, že definici splňuje pouze zařízení, které má nejméně tři reprogramovatelné pohybové osy. To je ovšem podmínka zbytečně omezující, přidaná pouze pro statistické účely – vykazování, jaký počet těchto zařízení je nasazen v průmyslu. Obecná definice by tato omezení neměla mít. Při studiu publikací nezbyvá než pečlivě prostudovat úvodní kapitoly, které upřesňují terminologii.

Pro průmyslový robot (PR) budeme používat definici ISO výše uvedenou, a to z několika důvodů. Historicky dříve než robot byl využíván k manipulačním účelům ve strojírenské výrobě manipulátor, jako zařízení bez řídicího systému v dnešním pojetí (uvádí se také, že jde o zařízení s nulovou úrovní inteligence), zpravidla pracující v cyklickém režimu. Pojem manipulátor má i dnes tento význam. Navíc, v porovnání s průmyslovým robotem vyplývá charakteristika autonomního manipulátoru z definice ISO (pokud má zařízení tohoto typu méně než 3 pohybové osy, nebo více než 3 osy, ale nejsou přeprogramovatelné, jde vždy o manipulátor). Manipulátor má ještě jeden význam – používá se ve spojení manipulátor robotu – zde se jedná o mechanickou část robotu (nebo také mechanický subsystém robotu, nadále zde označovaný jako akční subsystém).

Servisní robot (SR, opět viz Nof) – je aplikace robotických systémů, zaměřená k dosažení vysoké úrovně flexibility, adaptivity, bezpečnosti a účinnosti v humánním (ve smyslu – zabydleném lidmi) prostředí. Jinou definici podává Schraft R. D. (Serviceroboter 1996) , SR je volně programovatelné mobilní zařízení, které zčásti nebo zcela automaticky

vykonává servis (službu). Sevisem jsou rozuměny činnosti, které nejsou výrobními a mohou být prováděny v průmyslovém sektoru nebo humánně (služby pro člověka).

Mechatronika – pojem mechatronika se v tuzemsku začal vyskytovat asi od r. 1985. Tehdy se objevoval téměř výhradně v publikacích japonských autorů [Isii-Simomura, Inoue, Hirose, Nakadзима 88], jako úvod k výkladu problémů robotiky. Zmíněná publikace je pravděpodobně první učebnicí mechatroniky (11 dílů), když o rok dříve vyšla 7dílná Praktická příručka mechatroniky. V této době již však v Japonsku existovaly výzkumné ústavy (např. Centrum mechatroniky fy Yaskawa Chiba - 1967) [Skařupa 88], zabývající se speciálními problémy mechatroniky, tehdy opět většinou v úzkém spojení s robotikou.

V těchto publikacích je kladen vznik pojmu mechatroniky do r. 1980. Za uplynulých 20 let vývoj ovšem nesmírně pokročil, a to včetně disciplín, které se s mechatronikou dnes spojují. Tuto skutečnost dobře dokumentuje řada publikací [Tomkinson, Horne 95], včetně učebnic [VALÁŠEK 95]. Výklad pojmu přesto není jednotný, záleží na úhlu pohledu autora a nejspíše tomu nemůže být jinak. K určitému konsensu můžeme přece jen dospět, pokud budeme mít na mysli obsah a cíl studia na strojních fakultách.

V souladu s názory japonských odborníků (nejen) můžeme tvrdit, že robotizované systémy jsou typickými produkty mechatroniky a tudíž výuka příslušných specialistů, i když jistě ne v nejobecnějším pojetí, je výukou mechatroniky. V plném slova smyslu mechatronickými systémy jsou i současné výrobní stroje a stále více dalších produktů dříve čistě strojírenského charakteru. Problém výuky mechatroniky a smyslu vzniku oborů, či institucí s tímto názvem je opakovaně diskutován. V zásadě docházíme ke konsensu, že jde o **filozofii přístupu** k návrhu a provozu současných strojů téměř bez výjimky. Tak jako jsme do nedávné doby vycházeli z přístupu elektromechanického, dnes jde o přístup mechatronický.

Ale podstatný není název, nýbrž právě úroveň a pojetí uplatňování tohoto přístupu. Jde tedy spíše o vyjasnění názorů na nejvhodnější přístup k výuce, pro získání odpovídajících znalostí, o to jak zajistit její vysokou úroveň a o její vhodnou organizaci, než o čistě formální otázky.

Vyjděme z názoru, že již dnes řada současných strojních systémů vyžaduje pro správný návrh nové, jinak koncipované znalosti absolventů strojních fakult a nové pohledy na řešení problémů v těchto systémech, což vede k vyšším - synergickým efektům. Důležitým rysem mechatroniky je právě orientace na výrobek jako systém. Proto by výuka měla být vedena tak, aby jednotlivé vědní disciplíny, které jsou v základech mechatroniky, vedly studující k integraci a kompatibilitě získaných poznatků ve prospěch optimálního výsledku při návrhu systému. V této souvislosti upozorníme na problém spolupráce, či týmové práce při řešení projektu mechatronického systému od počátku jeho vývoje. Jednou z cest jak se dobrat optimálního řešení je využití analytických nástrojů, které objektivně hodnotí varianty řešení vzniklé v rámci týmové práce. Na závěr jedna z frekventovaných definic mechatroniky – je to synergetická integrace strojního inženýrství s elektronikou a inteligentním počítačovým řízením při návrhu a výrobě průmyslových produktů a procesů.

Robotika, jako věda zabývající se různými aspekty v souvislosti s roboty se člení na:

- teoretickou – řeší otázky teoretické, koncepční, umělé inteligence, senzoriky, navigace, simulace, virtuálního prototypingu, aj. (v rámci základního, případně aplikovaného výzkumu)
- technickou – označovanou také jako robototechnika, zahrnující výzkum (aplikační a průmyslový) a vývoj jednotlivých subsystémů robotů, výpočty, metody jejich návrhu, konstrukční problematiku, provoz a údržbu, aj.
- aplikační – označovanou také jako robototechnologie, řeší problematiku nasazování průmyslových robotů ve výrobních systémech a jejich efektivnosti,

projektování těchto systémů s PR, periferie robotizovaných pracovišť, programováním robotů, aj.

Robotizované pracoviště (RP) – je účelové seskupení výrobních zařízení a jednoho či více průmyslových robotů (PR), které autonomně, v automatickém pracovním cyklu vykonává manipulační (RMP) a (nebo) technologické (RTP) operace daného výrobního procesu.

Další termíny budou vysvětleny v kapitolách, ve kterých se poprvé vyskytnou a zavedeny do rejstříku.

1.1.2. Historie a vývoj robotiky

Historie technického oboru není jen nějakým planým vzpomínáním, ale její znalost a analýza přináší, v aktuálních souvislostech, i podněty pro jeho další vývoj. Robotika je jedním nejmladších oborů. Ve stručném přehledu se zaměříme na dva aspekty historie robotiky – kulturní a technický.

Dějiny lidstva jsou i dějinami úsilí člověka o znásobení jeho možností, zlepšení životních podmínek a uspokojení životních potřeb. Cesta k tomuto cíli nejspolehlivěji vede přes rozvoj výroby. Její podstatné urychlení zaznamenáváme od průmyslové revoluce, s dalšími významnými pokroky zavedením mechanizace, později automatizace a v jejím rámci robotizace.

Sám pojem robot se objevil, jak výše uvedeno, v roce 1920 v Čapkově hře R.U.R., která kromě pojmu navodila i řadu filosofických souvislostí a vzhledem k její popularitě a rozšíření generovala další počiny a fantazii lidí.

Projevilo se to na různých technických a hospodářských výstavách, které prezentovaly soudobé technické novinky ve 20. a 30. letech minulého století. Tak v roce 1927 na světové výstavě v New Yorku byl vystaven robot "Televox" v lidské podobě, vykonávající jednoduché pohyby (s dnešními roboty samozřejmě neměl nic společného). Pak, v roce 1928, na výstavě britské asociace inženýrů v Londýně byl vystaven (jako poutač) robot Erik, který mluvil a v témže roce v Japonsku robot "Přírodovědec" vybavený elektropohony a jednoduchými mechanismy, pomocí kterých hýbal rukama a hlavou. Další "robot" se objevil na Londýnské radiotechnické výstavě v r. 1931. Ve všech případech měl robot vzhled člověka a jeho konstrukce byla realizována technickými prostředky tehdejší úrovně. Podstatné ve srovnání s dnešními roboty bylo, že neměly řídicí systém a programovací prostředky.

Již Čapkova hra, která řeší i povstání robotů a jejich vítězství nad lidmi byla svým způsobem z oblasti sci-fi a působila do jisté míry jako horor. To se odrazilo i ve filmové tvorbě v následných letech.

V literární oblasti měl Čapek důstojného následovníka v Asimovovi (Isaac Asimov, Američan ruského původu, emigroval 1923), který v roce 1942, vydal sbírku povídek, z nichž jedna dala název celé knize "Já robot", zde také formuloval své 3 zákony robotiky. Problematiku robotiky pak pojednal i v dalších dílech na vysoké filosofické a dá se říci i vědecké úrovni. Od té doby až do současnosti už roboti (ani roboty) z literatury, ani z filmové tvorby, nikdy nezmizeli (nezmizely).

Lze tedy učinit závěr, že mezi roky 1920 až 1945, byl pojem robot dostatečně frekventován k vytvoření poměrně širokého povědomí a představy o něm, mezi laickou i odbornou veřejností.

Jaký byl vývoj z hlediska technického? Jak známo k vytvoření (principiálně) nového technického systému je nezbytným předpokladem jednak aktuální potřeba jeho použití v praxi (funkcí, které může zajistit), jednak musí existovat technické prostředky k jeho realizaci a

teorie s poznatky, umožňujícími jeho návrh. Projděme zde jen některé záchytné body vývoje ke vzniku potřeby roboty aplikovat a k možnosti je teoreticky i prakticky realizovat.

Jak jsme již uvedli vývoj znásobení možností člověka se ubíral od manuální výroby přes mechanizaci k automatizaci. Tato problematika je úzce spojena s vytvořením organizačních předpokladů pro mechanizaci a automatizaci.

Významný krok v tomto smyslu je spojen se jmény Taylor a Ford. Henry Ford jako první na světě založil pásovou výrobu automobilů (1910). F.W.Taylor, zakladatel tzv. "vědeckého řízení" se mimo jiné zabýval normováním práce a rozkladem složitých činností pracovníků ve výrobě až na jednotlivé úkony a pohyby ruky. To podstatně přispělo k racionalizaci a organizaci pásové výroby a možnosti zaměstnávat u pásu nekvalifikované pracovníky a případně najít pro zvýšení jejich výkonu jednoduché mechanizační prostředky. Tyto postupy se rychle rozšiřovaly pro svou výhodnost i do dalších odvětví průmyslu a umožnily vznik sériové a hromadné výroby a také výrobních linek.

Nároky na produktivitu a kvalitu strojírenské výroby podstatně narostly v období 2. světové války, v souvislosti s rychlým vývojem zbrojní a dopravní techniky a její spotřebou v době válečných střetů. Snaha o zvýšení výrobnosti strojů vedla ke vzniku patentů a vynálezů, mezi jiným k uplatnění technologie kopírování při hromadné a sériové výrobě i složitých součástí, např. leteckých vrtulí.

Na cestě k automatizaci sehrál podstatnou roli vznik prvního počítače (USA 1945) a práce Norberta Wienera - kniha Kybernetika aneb Řízení a sdělování u organismů a strojů (Cybernetics: or, Control and Communication in the Animal and the Machine), která vyšla v roce 1948 a záhy se stává světovým vědeckým bestsellerem. Wiener v této knize formuloval základní matematické vztahy, které se vyskytují při využívání tzv. „zpětné vazby“ (podle principu zpětné vazby je každý proces řízen rozdílem mezi skutečnou situací v daném okamžiku a situací, do níž se má dostat). Nemenší ohlas provází i jeho druhou knihu Kybernetika a společnost (The Human Use of Human Beings. Cybernetics and Society, 1950), zabývající se nejen kybernetikou, ale zejména sociologií (např. dopadem vzniku robotizovaných technologií na lidskou společnost) a filozofií moderního vědeckého poznání. V návaznosti na tento impuls dochází k rozvoji teorie automatického řízení a jejím praktickým aplikacím, v 50. letech - v chemickém průmyslu, v ocelářských závodech a také v obráběcích strojích.

Rozvoj automatizace a její prosazování ve výrobě korespondovalo s obdobím, kdy se po 2. světové válce trh v Evropě vyznačoval výraznou převahou poptávky nad nabídkou. K jejímu uspokojení se vyráběly velké série výrobků s velmi malou variabilitou. Tomuto stavu vyhovovala organizace výroby do výrobních linek s tak zvanou tvrdou automatizací (stav, kdy je nemožné, nebo velmi obtížné, linku přestavět a naprogramovat, pro třeba jen částečně změněný výrobek). To platilo nejen pro obráběcí stroje na lince, ale i pro meziperační manipulaci s materiálem.

U vývoje prvního průmyslového robotu byli američtí inženýři Georg Devol a Joseph Engelberger, kteří začali spolupracovat na jeho vývoji od roku 1956. V roce 1958 založili firmu Unimation pro výrobu svého robotu Unimate 1000. Nejdříve ho ověřovali ve vlastní firmě, ale již v roce 1961 byly tyto roboty úspěšně nasazeny v Trentonu (New Jersey, USA) u General Motors. Roboty byly nasazeny jako náhrada pracovníků, obsluhujících stroje pro lití pod tlakem, pro uvolnění žhavých a těžkých odlitků z formy. Robot měl sférickou kinematickou koncepci v polohovacím ústrojí a jeho konstruktéři velmi rozumně obešli problémy s elektropohonem použitím hydropohonů, které vyhověly jak z hlediska potřebných výkonů, tak i požadavků na řízení. Roboty se velmi osvědčily a byly také, většinou jako první roboty, licenčně vyráběny v dalších průmyslově vyspělých státech – 1967 v Anglii, 1968 ve

Švédsku a Japonsku, a dalších evropských státech. V pořadí druhý robot Versatran, opět s hydropohony, vznikl v roce 1962 v USA a rovněž šlo o úspěšnou konstrukci.

Dodejme, že vývoj dalších typů robotů a jejich počet pak začal rychle narůstat, jednak v závislosti na technických možnostech, ale i na požadavcích průmyslu. Ty vyplynuly ze změněné situace na trhu od 70. let, kdy se hospodářská situace v západních státech podstatně zlepšila a začala převažovat převaha nabídky nad poptávkou u mnoha výrobků. Uživatelům již nestačily výrobky stejného typu a provedení, žádali jejich stále větší variabilitu pro různé aplikace, což znamenalo výrobu v menších sériích a nutnost přestavování výrobní techniky a její přeprogramování. K tomu bylo nezbytné přejít od tvrdé automatizace k automatizaci pružné – flexibilní, a to včetně mezioperační manipulace. Právě zde našel široké uplatnění průmyslový robot – při obsluze výrobní techniky v linkách. Další významnou oblastí nasazení robotů byly práce pro lidi namáhavé, v nezdavém prostředí, s velkou frekvencí opakování, v nepříznivých polohách pro člověka, práce prováděné s vysokou přesností, práce s velkou zátěží, při vysokých teplotách, v odpoledních a nočních směnách, atd. V takových případech šlo o aspekty humánní, ale současně i vysoce ekonomicky rentabilní (s krátkými dobami návratnosti vynaložených nákladů na zavedení robotů).

Jistý vývoj, který se týkal robotiky lze zaznamenat již v první polovině 40. let, tedy v období 2. světové války, kdy se v Los Alamos (USA) pracovalo na vývoji atomové bomby a při experimentech s radioaktivními materiály bylo nutné fyziky a operátory chránit (odstínit). K tomu byly vyvinuty tzv. master-slave manipulátory – vlastně mechanismy, které byly prodlouženými rukama operátorů, kteří pracovali vně odstíněných prostor. Tyto manipulátory byly vlastně předchůdci dnešních servisních robotů a vyrábí se dodnes, ale již s vlastními pohony i s různou úrovní řídicích systémů a mobilitou.

Uvedme několik dat k představě o počtu vyrobených a nasazených průmyslových robotů a manipulátorů v počátečních obdobích jejich rozvoje.

	1972	1978	1980	1984
Japonsko	1500	7000	8400	34000
USA	850	3500	6000	13000
Západní Evropa	300	2500	4000	21000
Celkem svět	2800	16000	25000	68000

Tab. 1.1.2 – 1 Nárůst počtů nasazených průmyslových robotů 1972 – 1984 ve vyspělých státech

V dalším období nárůst pokračoval ještě rychleji:

1984	1986	1987	1990	2000
68000	214000	263000	457000	1300000

Tab. 1.1.2 – 2 Nárůst počtu robotů ve světě do r. 2000

Porovnejme také absolutní počty nasazených robotů v jednotlivých letech ve vyspělých státech Evropy a také relativní vyjádření.

	1984		1990	
	Absolutní počet	Relativní počet	Absolutní počet	Relativní počet
svět	68		457	
Japonsko	34	16	274	250
USA	13	4,3	41	21

Západní Evropa	21			
Německo	6,6	5,7	28	40
Francie	3,4	4,3	9	19
Itálie	2,7	3,5	13	40
Velká Británie	2,6	4,8	6	13
Švédsko	2,4	17,7	4	40
Belgie	0,86	6,4	-	-
Španělsko	0,5	2,8	-	-
Československo	-	-	7	35

Tab. 1.1.2 – 3 Porovnání počtu nasazených robotů 1984 – 1990, absolutní počet v tisících kusů, relativní – počet kusů na 10 tis. výrobních dělníků

V 80. letech nastal mimořádný boom ve výrobě a nasazování PRaM, v souvislosti s jejich uplatněním ve flexibilních linkách automobilových firem. Podle aplikací bylo asi 25% PRaM použito pro obsluhu obráběcích strojů, 25% pro svařování (elektrické obloukové i odporové), 25% pro montáž a zbytek zahrnul ostatní aplikace, jako nanášení barev, použití při zpracování plastů aj.

Vývoj v Československu byl zahájen v letech 1972-1973 zřízením specializovaného výzkumně – vývojového pracoviště ve VUKOVu Prešov, který postupně pro tuzemský trh vyvinul a vyrobil manipulátory a roboty, jejichž počet v období od roku 1975 do roku 1990 dosáhl cca 7 tis. (tab. 1.1.2 – 3). PRaM, které byly dodány na trh jsou uvedeny v tab. 1.1.2 – 4 a tab. 1.1.2 – 5.

PR	PR-04-P	PR-16-P	PR-32-E
M	M-4	ML-16	M-63

Tab. 1.1.2 – 4 Na tuzemský trh dodané PRaM 1975 - 1980

PR	APR 2,5	APR 20	APR 40
M	AM 5	M 40	AM 80

Tab. 1.1.2 – 5 Na tuzemský trh dodané PRaM 1981 - 1985

Po mechanické stránce měly tyto výrobky poměrně dobrou úroveň, ale jejich elektronika, řídicí systémy a motory byly příčinou jejich velmi nízké spolehlivosti. Mimo VUKOV Prešov bylo vyvinuto a úspěšně v tuzemsku vyrobeno jen málo robotů – PRaM 01, 02 (VHJ ZSE Brno), PROB 5, 10, 20 (ČZM Strakonice), SPR 10 (URSST Piešťany). Za zmínku stojí především OJ-10, který byl navržen ve VUSAM Zvolen a vyráběn v ZŤS Detva s perspektivou velkých sérií pro SSSR. První dodávky v letech 1989 – 1990 byly zrušeny a výroba zastavena. Od té doby, v souvislosti s privatizačními procesy, byla robotizace v tuzemsku velmi rychle utlumena. Teprve po roce 2000, s nástupem zahraničních výrobních firem dochází v ČR opět k rychlému a rozsáhlému nasazování PR.

1.1.3. Klasifikace robotů a jejich struktur

Manipulační zařízení typu robotů mohou být klasifikována podle různých kritérií – počtu stupňů volnosti, kinematické struktury, použitých pohonů, geometrie pracovního prostoru, pohybových charakteristik, způsobu řízení, způsobu programování, aj.

Historicky první klasifikace byla postavena na vývoji definice robotu, která se zpočátku zaměřila na odlišnosti manipulátorů a robotů z hlediska řízení a programování. Byly preferovány pojmy:

- Manipulátor (případně jednoúčelový manipulátor, manipulátor s pevným programem, apod.), dnes ve smyslu definice viz výše
- Synchronní manipulátor (člověk ve smyčce, man on line, master – slave manipulátor)
- Robot (manipulátor s pružným programem)
- Adaptivní robot (robot reagující na změny pracovní scény)
- Kognitivní robot (robot s určitou – ale blíže nedefinovanou – mírou umělé inteligence)

Klasifikace podle kritérií:

1. Počtu stupňů volnosti robotu
 - Univerzální robot – se 6 stupni volnosti, jednoznačně vymezující v kartézském souřadném systému polohu a orientaci objektu manipulace
 - Redundantní robot – s více než 6 stupni volnosti, využívající větší volnosti k obcházení překážek, nebo k pohybu ve stísněném prostoru
 - Deficitní robot – s méně než 6 stupni volnosti (některé Scara roboty, se 3-4 stupni volnosti, provádějící montáž prvků v rovině)
2. Podle kinematické struktury
 - Sériové roboty – s otevřeným kinematickým řetězcem manipulátoru (open-loop chain)
 - Paralelní roboty – s uzavřeným kinematickým řetězcem manipulátoru (closed-loop chain)
 - Hybridní roboty – kombinující oba typy řetězců



Obr. 1.1.3. – 1 Sériový robot fy Yaskawa



Obr. 1.1.3. – 2 Paralelní robot fy Fanuc

3. Podle druhu pohonů, s pohony
 - Elektrickými

- Hydraulickými
- Pneumatickými

V současnosti početně jednoznačně převažují konstrukce PRaM s elektrickými pohony. Pokud jsou požadovány vysoké nosnosti používají se hydraulické pohony a pro vysoké rychlosti pneumatické pohony.



Obr. 1.1.3. – 3 Hybridní robot

rozvoje této techniky. Typická pro servisní roboty je jejich mobilita. Bližší údaje viz kapitola Servisní roboty.



Obr. 1.1.3. – 4 Servisní průzkumný a pyrotechnický robot

4. Podle vykonávaných činností a oblastí nasazení

- Průmyslové roboty – užívané při činnostech spojených s výrobou různých produktů
- Servisní roboty – užívané při obslužných činnostech, buď humánních (zdravotnictví, domácí práce, aj.) nebo v průmyslu, či službách (stavebnictví, hlídání objektů, údržba, zj.)

Servisní roboty (viz historický vývoj) zaznamenávají od konce 90. let minulého století mimořádně rychlý vývoj, adekvátně rozvoji rozvoji jednotlivých subsystémů a jejich prvků. A vzhledem k poptávce po automatizaci stále nových segmentů služeb je dán předpoklad dlouhodobého

5. Podle geometrie pracovního prostoru (viz kinematické struktury obr. 1.2.2. – 6 až 11) roboty

- Kartézské
- Cylindrické
- Sférické
- Angulární
- Scara

6. Podle kompaktnosti konstrukce a funkční autonomnosti pohybových jednotek robotů

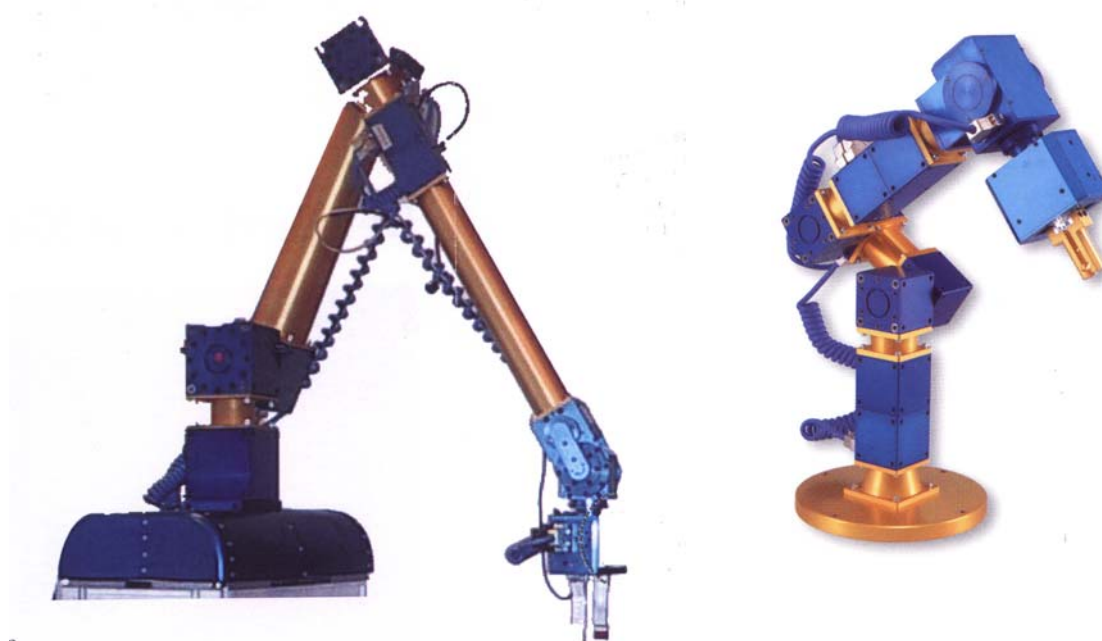
- Univerzální
- Modulární (modulové)

Univerzalitu zde chápeme jednak z hlediska možného nasazení pro velkou třídu úloh, jednak jako sestavu pohybových jednotek, které jsou na sobě závislé, konstrukčně provázané tak, že žádná z nich není autonomně (a odděleně) funkční. Tyto roboty jsou konstrukčně složité a také drahé, což je cena za univerzálnost.

Modulárnost je založena na takovém konstrukčním řešení, kdy každá polohovací jednotka je samostatně zcela funkční a pomocí vyráběných sad typorozměrových polohovacích jednotek lze složit strukturu, která je přesně přizpůsobena konkrétně zadané úloze. Výrazné snížení pořizovacích (ale i provozních) nákladů vyplývá z užití menšího, ale postačujícího počtu PJ pro strukturu robotu a také ze skutečnosti, že tyto jednotky jsou vyráběny ve větších sériích (tedy za nižší náklady a přitom ve vyšší kvalitě). Stále přibývá výrobních firem, které poskytují ucelené typorozměrové řady PJ.



Obr. 1.1.3. – 5 Moduly pro vytvoření zvolené struktury PR



Obr. 1.1.3. – 6 Modulární roboty angulární v odlišném provedení



Obr. 1.1.3. – 7 Modulární robot cylindrický



Obr. 1.1.3. – 8 Modulární robot paralelní



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Definice robotu

Kulturní a historické souvislosti vývoje a vzniku robotů

Typy robotů podle různých kritérií



Kontrolní otázky

1. V čem spočívá odlišnost robotu oproti manipulátoru?
2. Jaké podmínky musely být splněny ke vzniku robotu?
3. Jak se liší robot sériový od paralelního?
4. Čím jsou výhodné modulární roboty?
5. Čím se odlišují průmyslové a servisní roboty?



CD-ROM

K doplnění poznatků o užití průmyslových robotů si prohlédněte video v souborech Aplikace_PR_1 a Aplikace_PR_2. Užití servisních robotů naleznete v souborech Servisní robot kolový, Servisní robot pásový a Užití servisních robotů.

1.2. KONCEPCE A STRUKTURY PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s koncepcemi a strukturami průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ kinematické struktury průmyslových robotů (PR) ▪ struktura a ústrojí PR ▪ parametry PR Po jejich prostudování budete schopni naskicovat a vysvětlit význam jednotlivých kinematických struktur PR, pochopíte strukturu subsystémů a ústrojí PR, dokážete vyjmenovat a vysvětlit základní parametry PR.	Cíle kapitoly
<i>Kinematické struktury – kartézská, cylindrická, sférická, angulární, scara, Gantry, subsystémy PR – akční, řídicí, senzorický, pohyby částí PR – globální, regionální, lokální, pracovní prostor, kolizní prostor, dynamické, statické a výkonové charakteristiky PR.</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut

Vzhledem k tomu, že robotika, robototechnika a konstrukce robotů jsou založeny na poznatcích mnoha vědních disciplin, platí obecně, že bude odkazováno na základní poznatky získané v dřívějším studiu. V této kapitole jde o znalosti kinematiky, které je nezbytné v průběhu studia příslušných témat zopakovat, aby student pochopil návaznost výkladu. Velmi doporučuji nenechávat opakování těchto dříve získaných vědomostí na přípravu ke zkoušce. Nezládl byste ani úlohy ve cvičení, ani přípravu vlastní zkoušky.

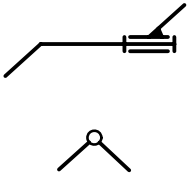
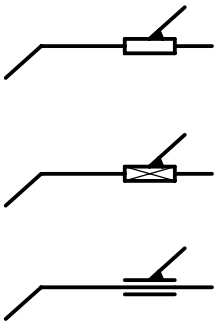
Průmyslové roboty jsou ve svém akčním subsystému realizovány prostorovými kinematickými řetězci. Na rozdíl od mnoha klasických strojů nelze u nich zjednodušit mnohé postupy a výpočty přenesením jejich řešení per partes do roviny (s výjimkou některých dílčích úvah). Vzhledem ke složitosti a variabilitě akčních subsystémů, ať již aktuálně používaných, či potenciálně realizovatelných v budoucnu, je nutná dohoda mezi odborníky oboru na způsobu grafického znázorňování kinematických prvků a soustav. Předem je nutno upozornit, že tomu tak celosvětově není. Studujete-li sborník z oborové konference můžete často vedle sebe vidět několik příspěvků s naprosto odlišným zobrazením. A tak nezbyvá než spoléhat na odpovědnost autora, že uvede seznam znaků a definici užívaných pojmů. Ale často tomu tak není a musíte si poradit sami.



VÝKLAD

1.2.1. Kinematické struktury robotů

Zobrazení, které budeme používat v tomto základním kurzu, který je vstupem do oboru, vychází z již neplatné normy (v současné době žádná neexistuje), ale je jednoduché a přehledné, dobře zvládnutelné.

Kinematická dvojice	Počet stupňů volnosti	Značení	Třída dvojice	Zobrazení
rotační	1	R	5	
posuvná	1	T	5	

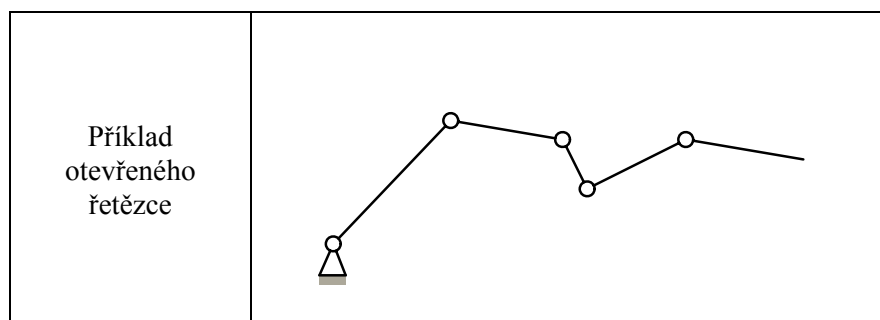
Obr. 1.2.1. – 1 Kinematické dvojice PRaM

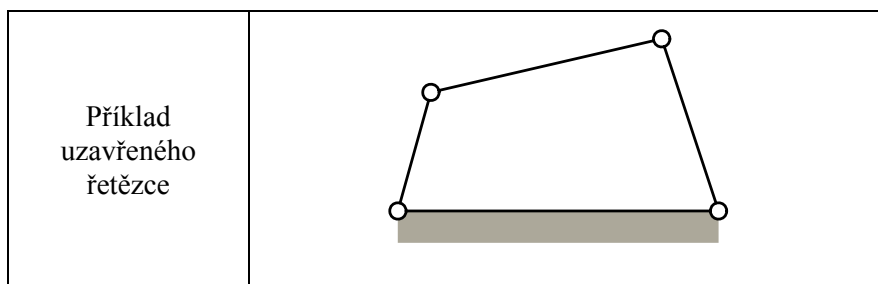
Průmyslové roboty používají ve svých kinematických řetězcích jen dva druhy kinematických dvojic (vazeb) – rotační (R) a posuvné (T). Podle toho vzhledem ke které ose souřadného systému se pohyb uskutečňuje, doplní se základní značka indexem – R_x , R_y , R_z , T_x , T_y , T_z . Pro určení polohy tělesa v prostoru potřebujeme 6 nezávislých souřadnic.

Třída dvojice je počet stupňů volnosti, který je konkrétní dvojicí tělesu (z původních 6 stupňů) odebrán.

Kinematické řetězce sestávají z jednotlivých členů a vazeb (kinematických dvojic) a mohou být otevřené nebo uzavřené, podle toho jak jsou jeho členy připojeny k rámu. Kombinací obou možností vytvoříme řetězce smíšené.

Protože průmyslové roboty jsou obecně zařízení pracující v prostoru, musí být jejich zobrazení věnována pozornost i z hlediska orientace jednotlivých os kloubů, vůči osám kartézského souřadnicového systému.



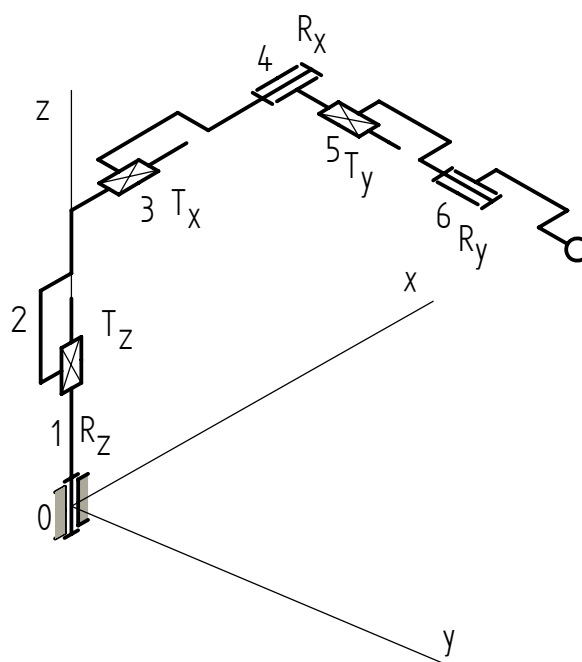


Obr. 1.2.1. – 2 Příklad kinematických řetězců

Všimněme si důležité skutečnosti, že znázorněné kinematické struktury jsou velmi jednoduché a proti konstrukčnímu provedení jednotlivých typů nezahrnují pohony.

Pokud bychom brali v úvahu i smyčku, kterou vytváří pohon, pak by se jednalo o uzavřený řetězec. Je však ověřeno, že tato smyčka podstatně neovlivní další naše závěry o vlastnostech kinematických struktur PRaM a pracujeme proto nadále jen se zjednodušenými schématy.

Jestliže si uvědomíme, že současné průmyslové roboty mají běžně 6 stupňů volnosti, z nichž každý může být buď rotační, nebo posuvný, přičemž rotace má volbu 3 os x , y , z a posuv rovněž a tyto mohou být za sebou libovolně seřazeny, pak z velkého počtu možností musíme konečný řetězec volit podle nějakých kritérií.



Obr. 1.2.1. – 3 Kinematický řetězec PR se 6 stupni volnosti

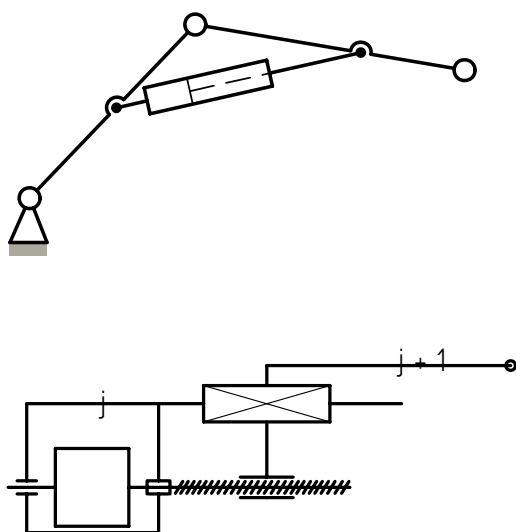
Očíslovány jsou jednotlivé členy, rám 0, rozlišeny rotace a translace a přiřazeny k osám

Mezi významná kritéria patří:

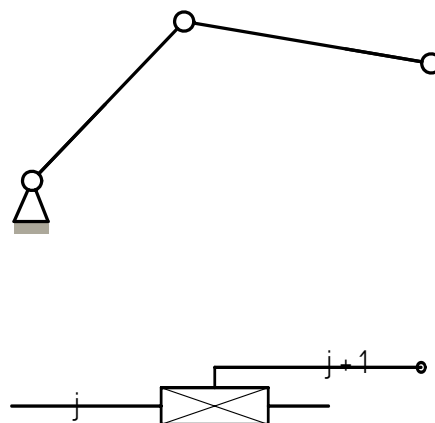
- Tvar a velikost pracovního prostoru
- Požadovaná dráha těžiště objektu manipulace (OM)
- Požadovaná přesnost polohování OM
- Požadovaná orientace OM
- Volba druhu pohonu jednotlivých os
- Vhodné konstrukční provedení kinematické dvojice (kloubu a ramene PR – z hlediska zejména výrobního, montážního, ekonomického – výrobních nákladů, umístění převodů a motorů, kabeláže, aj.)
- Způsob součinnosti PR s periferiemi RTP – polohovadly, dopravníky, kontejnery, výrobními stroji, aj.

Tento výčet není vyčerpávající.

Na základě těchto kritérií se ukázaly jako zvláště vhodné a proto různými výrobci celosvětově opakovaně jen některé typy kinematických řetězců. Řetězec může být popsán posloupností kinematických dvojic (os, stupňů volnosti) od základu k hornímu ramenu až efektoru. Níže jsou uvedeny pouze struktury polohovacího ústrojí.



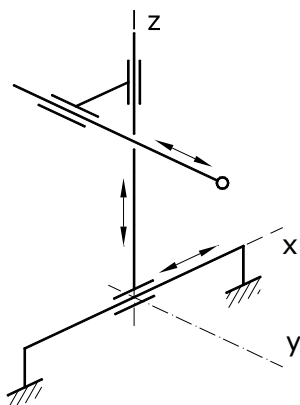
Obr. 1.2.1. – 4 Reálná schémata s pohonem



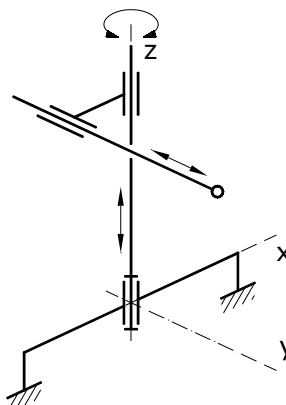
Obr. 1.2.1. – 5 Používaná zjednodušená schémata

Kinematické řetězce se označují také podle toho v jakém prostoru se pohybují koncové body horního ramene (vyznačené kroužkem). V obr. obr. 1.2.2. – 6 jsou polohy bodu dány kartézskými souřadnicemi, podobně jako u obr. obr. 1.2.2. – 11, zatímco typ robotu s prvním kinematickým řetězcem se označuje stojanový, kartézský, druhý se označuje jako Gantry (portálový). Na obr. obr. 1.2.2. – 7 je řetězec robotu stojanového, polohující v cylindrickém souřadném systému. Roboty na obr. obr. 1.2.2. – 8 a obr. 1.2.2. – 10, polohují ve sférickém souřadném systému. Rozdíl mezi nimi je pouze v posledním členu z hlediska jeho pohybu. První vykonává posuvný pohyb, kdežto druhý rotační pohyb. Největší počet robotů pracuje právě pouze s rotačními členy a označují se jako angulární (úhlové). Poslední kinematický řetězec na obr. obr. 1.2.2. – 9 je použit u robotů, které se označují podle názvu prvního robotu tohoto typu SCARA (zkonstruován v Japonsku). Všechny pohyby se

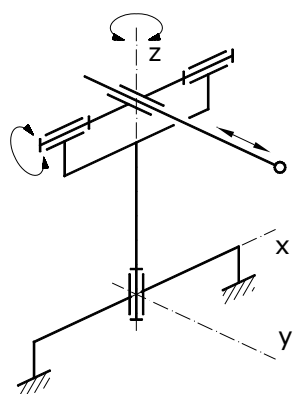
vykonávají okolo vertikálních os, což umožňuje velké rychlosti pohybu a rovněž vyšší přesnost než u předešlých konstrukcí.



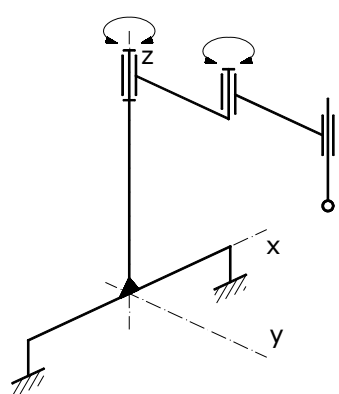
Obr. 1.2.1. – 6 Kinematická struktura T_x, T_z, T_y



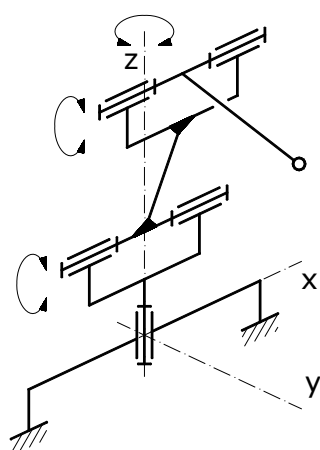
Obr. 1.2.1. – 7 Kinematická struktura R_z, T_z, T_y



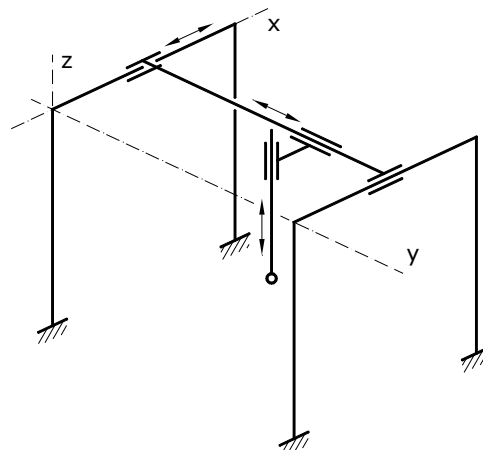
Obr. 1.2.1. – 8 Kinematická struktura R_z, R_x, T_y



Obr. 1.2.1. – 9 Kinematická struktura R_z, R_z, T_z



Obr. 1.2.1. – 10 Kinematická struktura
 R_z, R_x, R_x

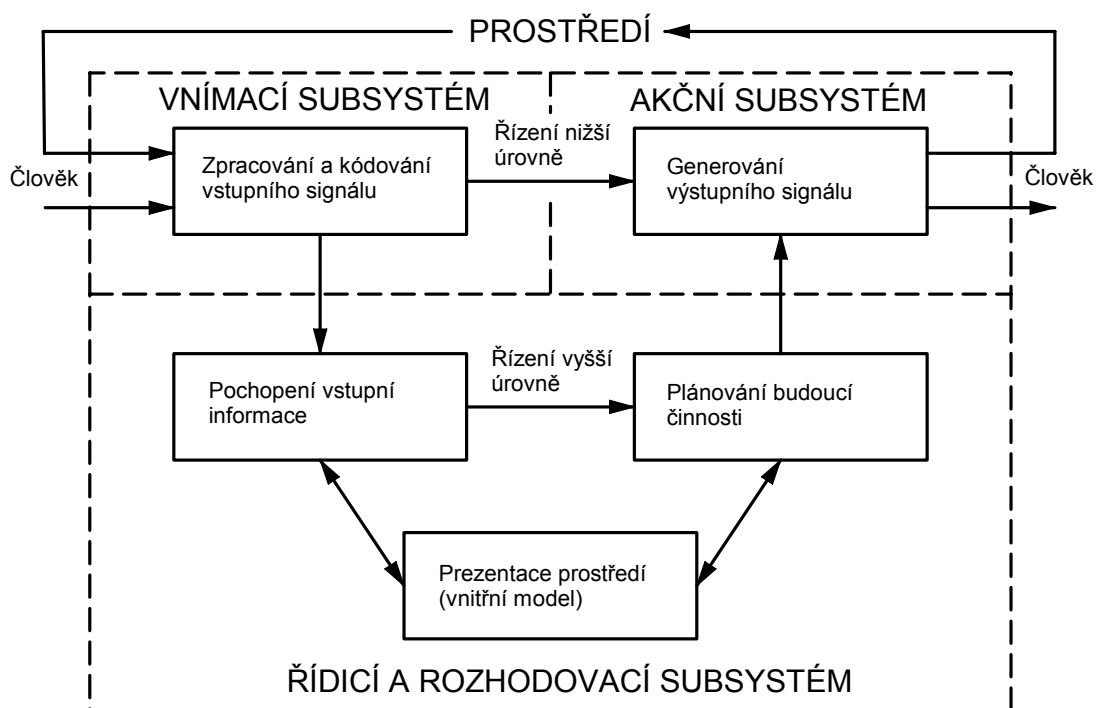


Obr. 1.2.1. – 11 Kinematická struktura
 T_x, T_y, T_z

1.2.2. Struktury a ústrojí PR

Průmyslový robot je složitý mechatronický systém, který lze strukturovat z několika hledisek. Především uvedme jeho hlavní subsystémy (obr. 1.2.2. – 1):

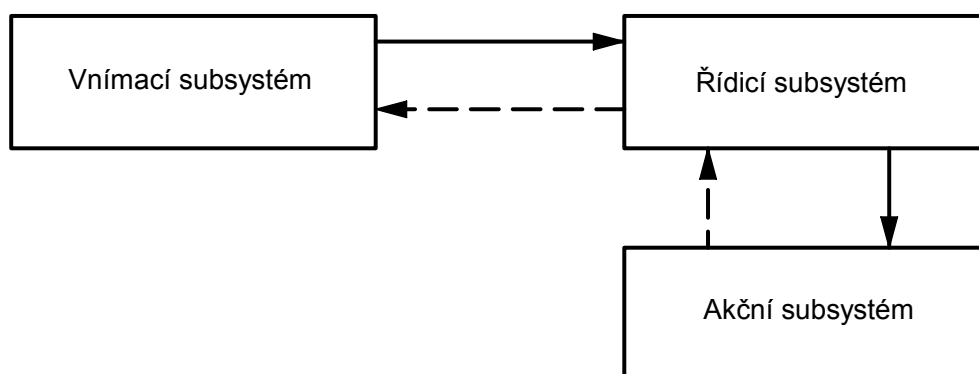
- Akční
- Řídicí
- Vnímací (senzorický)



Obr. 1.2.2. – 1 Subsystémy PRaM

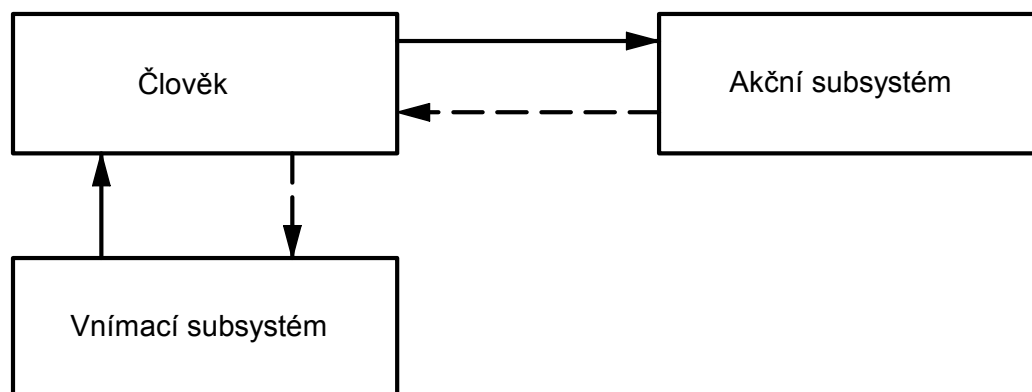
Jednodušeji lze blokové schéma subsystémů průmyslového robotu zobrazit podle obr. 1.2.2. – 2, subsystémů manipulátoru podle obr. 1.2.2. – 3 a synchronního manipulátoru podle obr. 1.2.2. – 4. Akční subsystém průmyslového robotu (také označovaný jako mechanický subsystém), který bude především objektem našeho zájmu (ostatní subsystémy jsou probírány v jiných, předmětech), nadále uvažujeme jako systém, který lze rozdělit na nosný a výkonný subsystém.

Podle rozsahu pohybů a jejich účelu se realizují jednotlivými skupinami prvků (orgány) pohyby globální, regionální a lokální. K tomuto účelu rozlišujeme ústrojí robotu pro globální pohyb – pojezdová ústrojí, regionální pohyby – polohovací ústrojí a lokální pohyby – orientační ústrojí. K lokálním pohybům lze přiřadit také uchopovací pohyby čelistí efektoru.

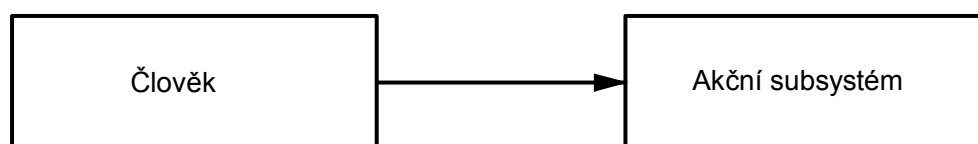


Obr. 1.2.2. – 2 Subsystémy PR

V rámci jednotlivých ústrojí jsou u průmyslových robotů, jak již víme, možné pohyby rotační nebo posuvné, a to vzhledem k různým osám. Taková skupina prvků, která zajišťuje konkrétní pohyb tohoto druhu se označuje jako pohybová jednotka (PJ) a podle konkrétního pohybu jde o pohybovou jednotku pojezdovou, polohovací, nebo orientační. Každá PJ obsahuje prvky NMS i VMS.



Obr. 1.2.2. – 4 Subsystémy synchronního manipulátoru



Obr. 1.2.2. – 3 Subsystémy manipulátoru

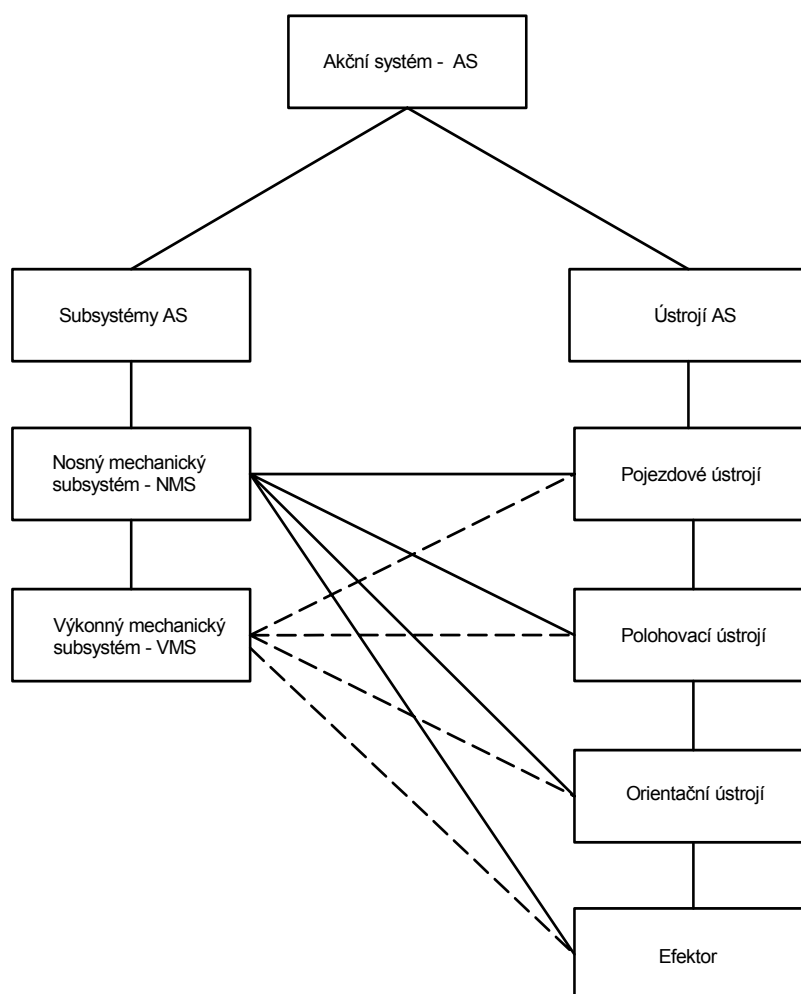
Obecné schéma struktury průmyslového robotu dle obr. 1.2.2. – 1 porovnejme s konkrétním vyráběným robotem angulárního typu firmy Fanuc se 6 stupni volnosti. Tento robot není vybaven pojezdovým ústrojím (aplikace pojezdového ústrojí je málo frekventovaná), robot je svou základovou částí (rámem, člen kinematického řetězce 0) ukotven kotvicími šrouby do podlahy. Polohovací ústrojí je tvořeno členy 1 – 3 a jsou také naznačeny osy rotace R1z, R2x, R3x. Orientační ústrojí je tvořeno členy 4 – 6 s osami rotace R4y, R5x, R6x. Všechny pohybové jednotky – polohovacího a orientačního ústrojí jsou vybaveny prvky nosného i výkonného mechanického subsystému.

Výkonný mechanický subsystém zahrnuje pro každou pohybovou jednotku motor, převody, hřídele, spojky, ložiska, vše až k místu připojení na prvky nosného mechanického subsystému. Nosný mechanický subsystém je tvořen v polohovacím ústrojí nepohyblivým rámem – člen 0, rotujícím tělesem – člen 1, spodním ramenem robotu – člen 2, horním ramenem robotu – člen 3. V orientačním ústrojí jsou prvky nosného subsystému tvořeny tělesy mnohdy i velmi složitého tvaru, která jsou současně převodovými skříněmi pro jednotlivé rotační stupně volnosti.

1.2.3. Parametry průmyslových robotů

Typ manipulátoru nebo průmyslového robotu lze charakterizovat určitým souborem údajů, určujících rozsah jejich použitelnosti, provedením a způsobem řízení. Mezi hlavní údaje patří:

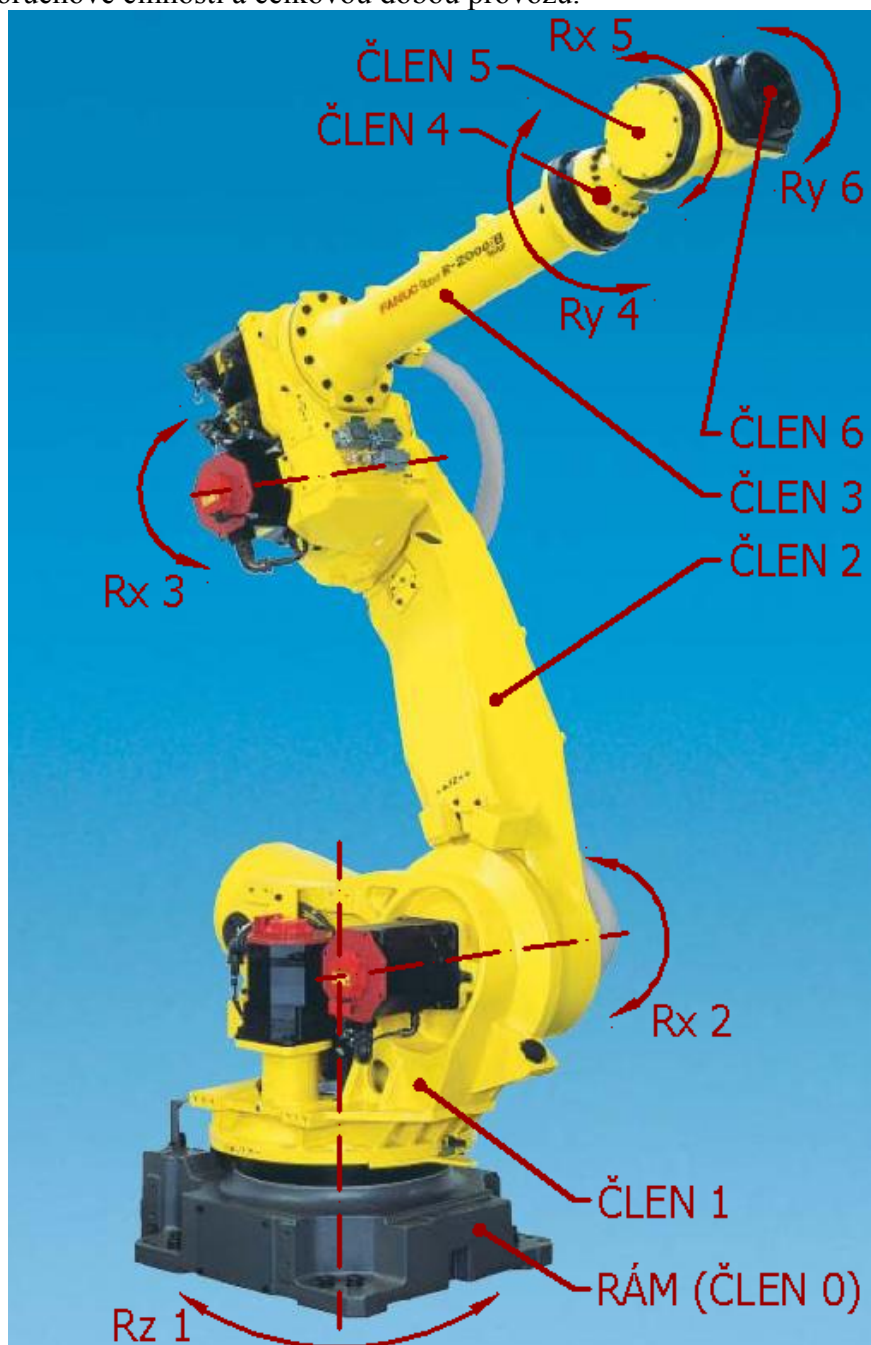
1. Geometrické charakteristiky – soubor parametrů, určujících geometrické vlastnosti jednotek, uzlů a systémů manipulátorů a robotů.
 - Pracovní prostor – prostor určený tvarem a objemem [m³], který opíše referenční bod pracovní hlavičky využitím všech možností pohybového systému.



Obr. 1.2.2. – 5 Subsystémy a ústrojí akčního systému robotu

- Provozní prostor (někdy také kolizní prostor) - prostor určený tvarem a objemem [m^3], který vyplní konstrukce manipulátoru nebo robotu v rámci své činnosti při využití všech pohybových možností.
 - Opakovaná přesnost polohování.
2. Statické charakteristiky – soubor parametrů, určujících statické projevy pohybového systému manipulátoru nebo robotu jako celku.
 - Statická tuhost.
 3. Kinematické charakteristiky – soubor parametrů, určujících kinematické vlastnosti jednotlivých pohybových jednotek a pohybového systému manipulátoru nebo robotu jako celku.
 - Kinematická struktura, počet stupňů volnosti, druh dílčích pohybů, souřadnicový systém.
 - Rychlost.
 - Zrychlení
 4. Dynamické charakteristiky – soubor parametrů, určujících dynamické vlastnosti jednotlivých pohybových jednotek a pohybového systému manipulátoru nebo robotu jako celku.
 - Dynamické síly a momenty v rámci jednotlivých pohybových jednotek a celého pohybového systému.
 - Dynamická tuhost.
 5. Výkonové charakteristiky – soubor parametrů, určujících výkon a energetickou náročnost při určitých provozních podmínkách.
 - Jmenovitá nosnost.
 - Soubor parametrů, které charakterizují rozložení energie v jednotlivých pohybových jednotkách, hodnota účinnosti.
 - Nosnost vztažená k přesně specifikovaným provozním podmínkám.
 - nosnost při 50% rychlosti
 - nosnost při 30% rychlosti
 6. Provozní charakteristiky – soubor parametrů, určujících základní vlastnosti manipulátoru nebo robotu s ohledem na parametry pracovního prostředí a charakter aplikace.
 - Montážní poloha.
 - Montážní poloha nepohyblivé části : tvar a rozměry připojovací části po instalaci.
 - Celková hmotnost konstrukce.
 - Celkový instalovaný výkon – součtová hodnota maximální hodnoty výkonu všech motorů konstrukce.
 - Provozní příkon – průměrná hodnota příkonu zjištěná při referenčním pracovním cyklu.
 - Maximální provozní příkon – maximální hodnota příkonu zjištěná při referenčním pracovním cyklu.
 - Spotřeba energie – celková spotřeba energie za 1 hod. při referenčním pracovním cyklu
 - Specifikace energetických přívodů.
 7. Charakteristika spolehlivosti – soubor parametrů, které vyjadřují spolehlivost a životnost manipulátoru nebo robotu v souvislosti se specifikací pracovních podmínek.

- Životnost fyzická – čas [hod.], po který je manipulátor nebo robot schopen dodržovat předepsané parametry provozu nad stanovenou mezní hodnotu.
- Životnost morální – čas [hod.], po jehož uplynutí zaostává manipulátor nebo robot ve všech sledovaných parametrech za nově vyráběnými typy srovnatelného funkčního určení.
- Střední doba bezporuchové činnosti – čas [hod.], určený aritmetickým průměrem z jednotlivých časových úseků [hod.] bezporuchové činnosti během celkové doby efektivního provozu.
- Pohotovost manipulátoru nebo robotu – poměr [%] mezi celkovou dobou bezporuchové činnosti a celkovou dobou provozu.



Obr. 1.2.2. – 6 Popis kinematického řetězce robotu a jednotlivých pohybů polohovacího a orientačního ústrojí

8. Poměrové charakteristiky – soubor bezrozměrných parametrů určených poměrem vybraných parametrů různých charakteristik.
 - Poměrná hmotnost – poměr nosnosti manipulátoru nebo robotu vyjádřené hmotností objektu a celkové hmotnosti konstrukce.
 - Poměrná energetická náročnost provozního příkonu k hmotnosti objektu manipulace.
 - Poměrný provozní prostor - poměr objemu provozního a pracovního prostoru.
 - Poměrná operační rychlost - poměr maximální pracovní rychlosti k jmenovité nosnosti.
9. Charakteristika řízení
 - Způsob řízení pohybu – PTP (point to point, MP (multipoint), CP (continuous path)
 - Délka programu – počet programovatelných bodů (PTP)
 - časové trvání [min.].
10. Charakteristika konstrukce
 - Koncepce – univerzální, jednoúčelová, modulová.
 - Typ pohonu – elektrický, tekutinový, kombinovaný.
 - Typ řídicího systému a rozsahu senzorického vybavení.
11. Cena

Parametry a bližší údaje o vlastnostech konkrétního robotu jsou součástí technické dokumentace dodávané při zakoupení robotu konkrétní firmou. Technická dokumentace je dnes většinou firm poskytována na internetových stránkách, včetně provozních předpisů, apod.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Kinematické struktury PR
- Koncepce a struktury ústrojí PR
- Parametry PR



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou základní (nejvíce frekventované) kinematické struktury PR?
- 2) Jaká jsou kritéria pro volbu kinematické struktury?



Úkol k řešení

Naskicujte základní struktury PR ve zvoleném souřadném systému, včetně odpovídajících pracovních prostor!



CD-ROM

K doplnění poznatků o základních kinematických strukturách si prostudujte animace v souborech KS_ROBOT_GANTRY, KS_ROBOT_SCARA, KS_ROBOT_TTT, KS_ROBOT_RRR, KS_ROBOT_RRT, KS_ROBOT_RTT

1.3. POLOHOVACÍ ÚSTROJÍ PRŮMYSLVÝCH ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s konstrukčními principy polohovacích pohybových jednotek. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ realizace kinematických struktur ▪ pohybové jednotky translační ▪ pohybové jednotky rotační ▪ vedení a uložení polohovacích jednotek Po jejich prostudování budete schopni identifikovat a z databáze volit princip řešení polohovací pohybové jednotky.	Cíle kapitoly
<i>Pohybové jednotky – translační, rotační, vedení pohybových jednotek – cylindrická a prizmatická, uložení pohybových jednotek, transformace pohybu – identická, neidentická</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut

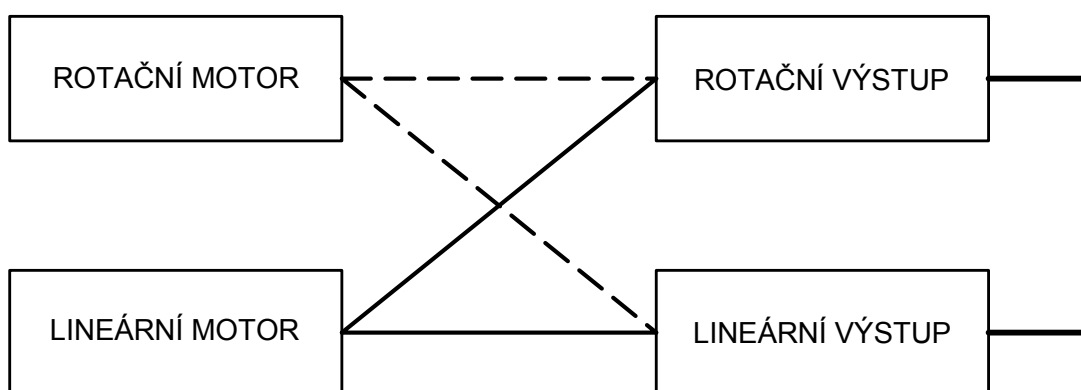


VÝKLAD

Kinematické koncepce PR (obr. 1.2.1-6 až 11), zobrazující polohovací ústrojí nejčastěji vyráběných robotů, jednoduchým jednočárovým schématem, realizujeme při návrhu robotu konkrétním konstrukčním řešením. Abychom se dopracovali k postupu, který nás může nasměrovat k výsledku úspěšnému v praxi, musíme znát mnoho podmínek a souvislostí. Nicméně další kroky pro poznávání těchto okolností vyžadují mít aspoň základní představu o principech konstrukčního řešení pohybových jednotek polohovacího ústrojí manipulátorů PR.

1.3.1. Realizace kinematických struktur

Polohovací jednotky jsou řešením kinematických dvojic rotačních a translačních. Tím rozumíme druh pohybu výstupního členu pohybové jednotky. Protože máme k dispozici motory rotační a lineární, přichází z tohoto hlediska v úvahu 4 možné koncepce řešení pohybových jednotek (obr. 1.3.1-1). Pokud použijeme motor a jednotku se stejnými druhy pohybu jde o tzv. identickou transformaci pohybu, v opačném případě se jedná o transformaci neidentickou.



Obr. 1.3.1-1 Možné transformace pohybu v pohybových jednotkách PR

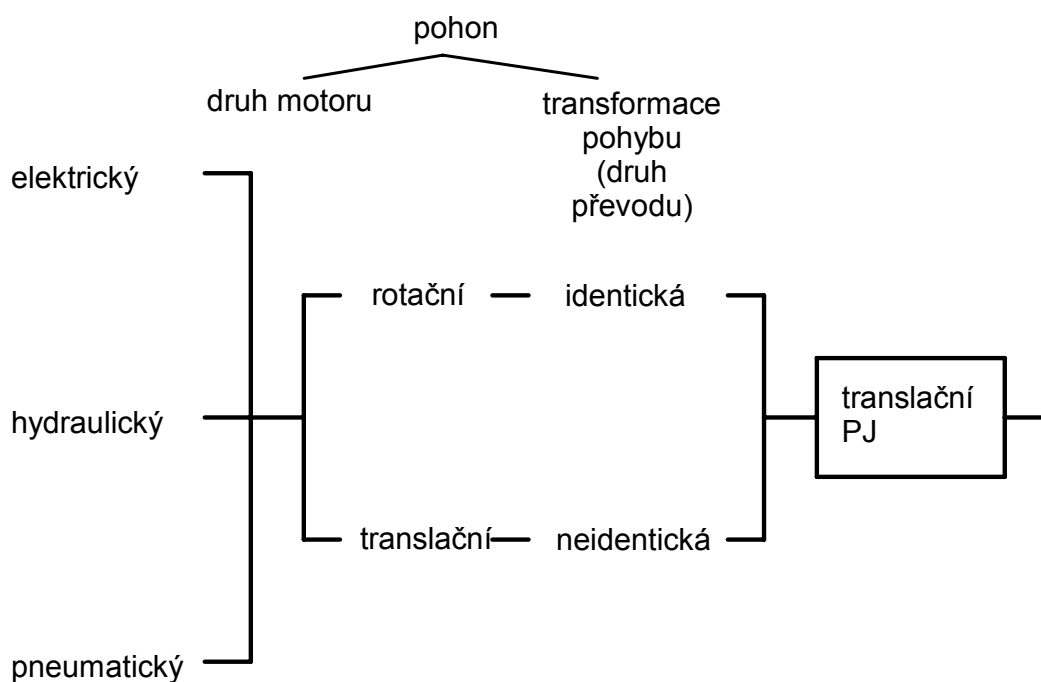
Obecně sestává pohybová jednotka z části pevné (v rámci těže jednotky) a pohyblivé, mezi nimiž je k umožnění tohoto pohybu realizována vazba (kloub). Dále je součástí jednotky pohon (bez ohledu na to, kde je připojen k polohovacímu ústrojí,).

Požadavky kladené na pohybové jednotky polohovacího ústrojí jsou odvozeny z požadavků na celí PR – dosah a rozsah pohybu dle zadání pracovního prostoru PR, nominální nosnost podle zadaného objektu manipulace s maximální hmotností, efektivní rychlost podle prováděné činnosti, vysoká opakovaná přesnost polohování, vysoká statická a dynamická tuhost, nízká hmotnost, vysoký koeficient tlumení, vyšší vlastní frekvence a konkurenceschopné ekonomické parametry (náklady, spolehlivost, udržitelnost, aj.), nízké ztráty – valivé prvky, vysoká odolnost proti opotřebení, malé vnější rozměry (kompaktnost konstrukce), nenáročnost z hlediska mazání a údržby, odolnost proti kmitání.

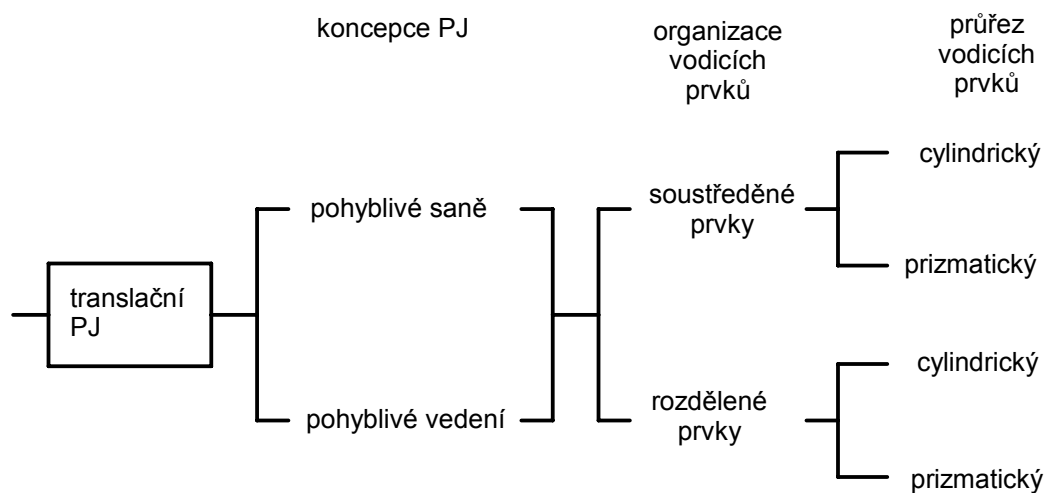
1.3.2. Pohybové jednotky translační

Klasifikaci lze provést a strukturu translační PJ navrhnout podle kritérií uvedených v obr. 1.3.1-2 až 3. Z hlediska pohonu je konstrukčně jednodušší řešení s využitím identické transformace. Vhodné je zvláště tehdy, je-li účelné použití lineárních pneumatických, či hydraulických motorů. Naopak využití elektrických lineárních motorů, pro obvyklé parametry současných průmyslových robotů, vhodné není. Elektrické motory se používají pro neidentickou transformaci, tedy s rotačním pohybem, ten pak musí být transformován, jak z hlediska druhu pohybu tak i z hlediska jeho parametrů, tj. rychlosti a silových účinků. U převládajících vysokootáčkových motorů se redukuje otáčky motoru a zvyšuje momentový, resp. silový účinek na výstupním členu.

Z hlediska koncepčního řešení rozhodujeme zda bude aplikována varianta podle obr. 1.3.1-4 s nepohyblivými vodicími prvky a pohyblivými saněmi, nebo inverzní řešení podle obr. 1.3.1-5. Následně máme možnost volby vlastního vedení (realizace vazby, kloubu) se soustředěnými, nebo rozdělenými prvky, a to cylindrickými, nebo prizmatickými.



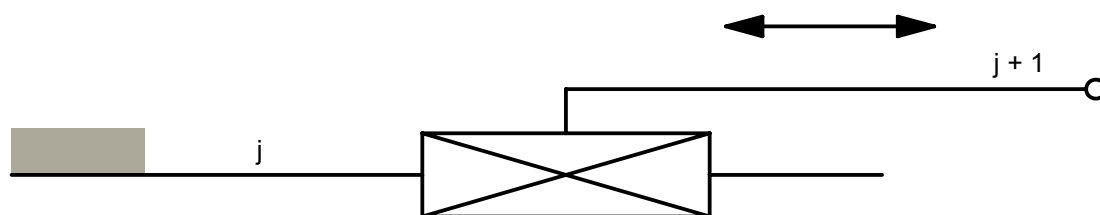
Obr. 1.3.1-2 Struktura translační jednotky z hlediska volby pohonu



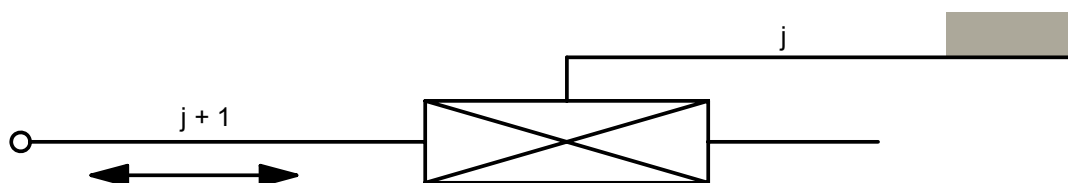
Obr. 1.3.1-3 Struktura translační jednotky z hlediska koncepce a vodicích prvků

Vedení (vazba) by teoreticky mohlo být řešeno se třením smykovým, nebo valivým, avšak v současnosti se již, vzhledem k řádově menším odporům bohaté škály vyráběných valivých uzlů, používá výhradně těchto prvků. Jejich možnostmi se budeme zabývat v závěru tohoto bloku.

Soustředěné vodící prvky (vodící tyče) použijeme v případě, že klopné momenty, působící v rovině kolmé na osu pohybu jsou malé. Případně si můžeme pomoci dalšími

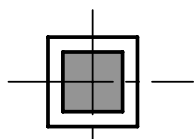


Obr. 1.3.1-4 Nepohyblivé vodící prvky, pohyblivé saně

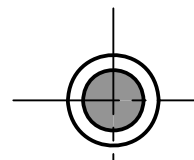


Obr. 1.3.1-5 Nepohyblivé saně, pohyblivé vodící prvky

konstrukčními zásahy, které příliš nezvětší příčné rozměry pohybové jednotky. Při velkých klopných momentech se použije vedení rozděleného, s pokud možno minimální vzdáleností mezi osami obou vodících tyčí. Tvar průřezu – prizmatický (hranolový) nebo cylindrický (válcový) nebereme doslova, jak uvidíme později, konkrétní tvar průřezu, z těchto základních schémat pouze vychází.

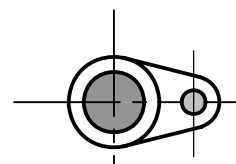
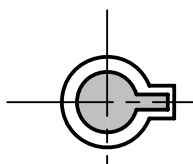
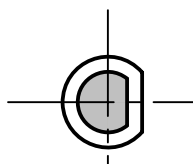


Obr. 1.3.1-6 Vedení prizmatická



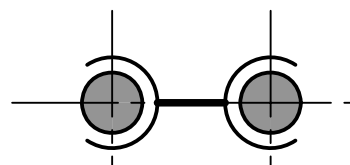
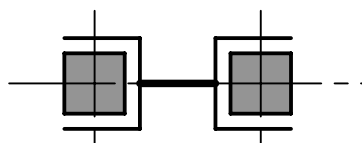
Obr. 1.3.1-7 Vedení cylindrická

Vedení soustředěná



Obr. 1.3.1-8 Vedení cylindrická s úpravou pro zachycení menších klopných momentů

Vedení rozdělená



Obr. 1.3.1-9 Vedení prizmatická

Obr. 1.3.1-10 Vedení cylindrická

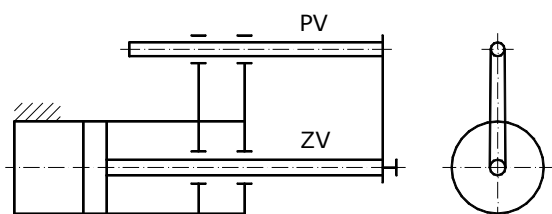
Dále uvedeme principy konstrukčních řešení jako příklady těch, které již byly realizovány, nebo přichází potenciálně v úvahu. Principů lze užít jako databáze a vzory pro vlastní návrhy. Základem je klasifikace uvedená v obr. 1.3.1-3. Zde jsou uvedena pouze řešení vodicích tyčí a pouzder bez valivých prvků, tedy původně se smykovým třením. Z nich bylo odvozen mnoha současnými výrobci větší počet variant o kterých se postupně zmíníme.

A. Principy konstrukcí translačních PJ s cylindrickým vedením a lineárním motorem

Řešení lze zařadit podle několika znaků, které budeme stručně charakterizovat podle zobrazení. V první skupině (obr. 1.3.1-11) jde o identickou transformaci s lineárními motory (pneumatickými nebo hydraulickými). Jako vodicí prvky (tyče) se využije i pístnice motoru. Vzhledem k tomu, že průměr pístnice je větší než u horní tyče, rozlišujeme základní vedení (ZV) o větší tuhosti a pomocné vedení (PV).

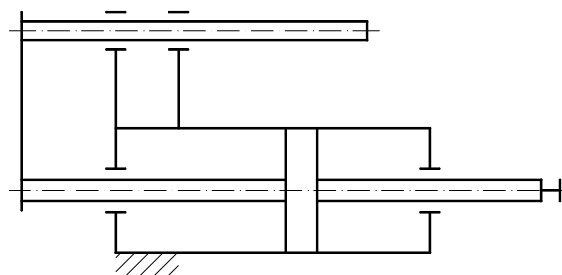
Jestliže usilujeme o minimalizaci hmotnosti a kompaktnost konstrukce (minimalizace vnějších rozměrů a maximální využití vnitřních prostor), pak je naší snahou zmenšit vzdálenost mezi osami obou vedení, ale tak aby klopný moment byl spolehlivě zachycen a průměry obou tyčí nezpůsobily zvětšení příčného průřezu (bokorys) – jde o optimalizační úlohu. Sledujeme tedy návrhem minimalizaci průřezu jednotky kolmé na osu pohybu, ale také minimalizaci délkových (zdvihových) poměrů. Dále je zřejmé, že na pravé straně této PJ jsou obě tyče upevněny v přírubě, na kterou naváže buď další pohybová jednotka, nebo efektor. V druhém případě, vzhledem k rozměru příruby se budeme obtížně dostávat s efektem do omezených vnitřních prostor.

V takovém případě lze využít řešení dle obr. 1.3.1-12 se zadním pomocným vedením a zadní přírubou, čímž zeštíhlíme přední část pro uchycení efektoru. Nevýhodou je zátěž pístnice a její rychlejší opotřebení. Je nutné zpravidla zvětšit průměr pístnice pro dosažení

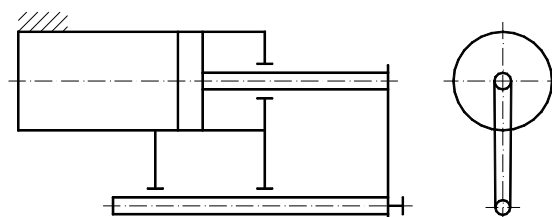


Obr. 1.3.1-11 Řešení posuvné PJ se základním a předním posuvným vedením vyhovující tuhosti. V obou případech lze užít principu inverze a nepohyblivým prvkem mohou být vodicí tyče s přírubou, zatímco pohybovat se bude těleso motoru zabudované do saní i když je to méně frekventovaný případ.

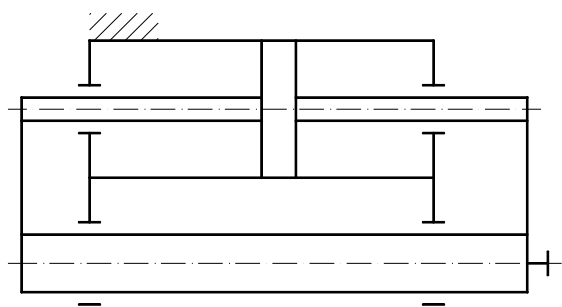
Ke zvýšení tuhosti a zmenšení deformace pomocné vodicí tyče lze zvětšit podle potřeby



Obr. 1.3.1-12 Řešení se zadním posuvným vedením a oboustrannou pístnicí



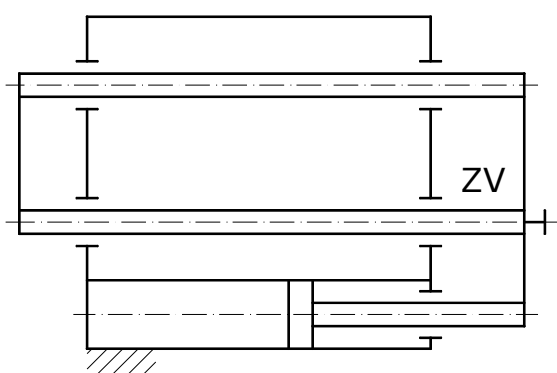
Obr. 1.3.1-13 Zvětšení vzdálenosti mezi vodicími pouzdry



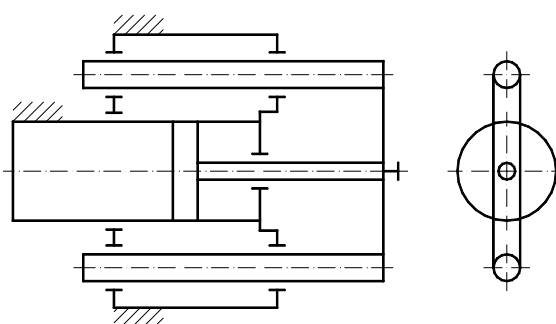
Obr. 1.3.1-14 Zvýšení tuhosti PJ

vzdálenost mezi vodicími pouzdry (obr. 1.3.1-13). Zvýšení tuhosti docílíme rovněž zvětšením průměru vodicí tyče mimo motor, která se tím stane základním vedením, zachycujícím zátěž spolu s přírubami na obou koncích PJ a posunutím podpor ZV až na plnou délku motoru (obr. 1.3.1-14).

Dalšími kroky ke zvyšování tuhosti je použití 2 základních vedení stejného průměru a pístnici motoru zatěžovat prakticky pouze axiální silou, čímž se prodlouží její životnost, Obr. 1.3.1-15 ukazuje technologicky jednodušší řešení, ale za cenu většího příčného rozměru PJ. Obvyklejší řešení je na obr. 1.3.1-16, se symetricky uloženými vodicími tyčemi vůči motoru. Pokud motor vysuneme z tělesa saní dosáhneme podstatného zmenšení příčného průřezu, pokud nevadí větší délka PJ. Ve všech případech je zdvih PJ omezen zdvihem motoru. Zajímavá možnost zdvihu PJ na dvojnásobek zdvihu motoru je na obr. 1.3.1-17, kde se využívá mezipřevodu s pastorkem na pístnici, zabírajícím do ozubeného hřebene.

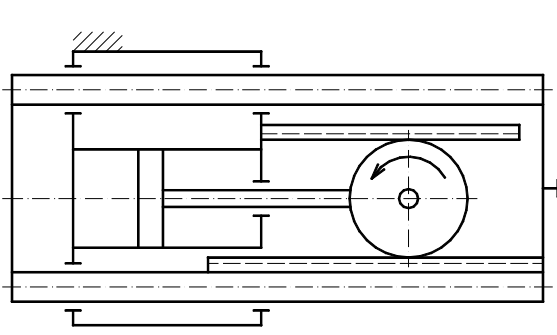


Obr. 1.3.1-15 Zvýšení tuhosti PJ

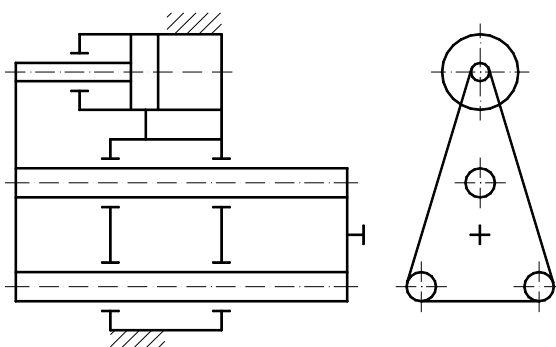


Obr. 1.3.1-16 Zvýšení tuhosti PJ

Další zvyšování tuhosti PJ je možné prostým přidáváním vodicích tyčí (obr. 1.3.1-18). Dražší, ale technologicky náročnější je řešení s motorem uvnitř saní.

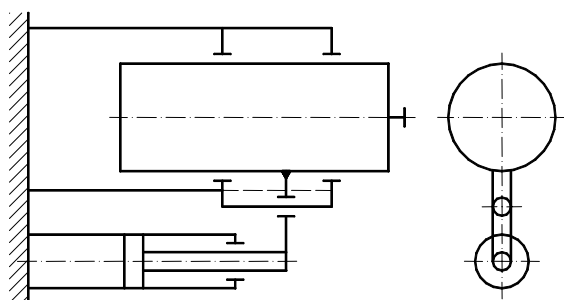


Obr. 1.3.1-17 Zvětšení zdvihu PJ

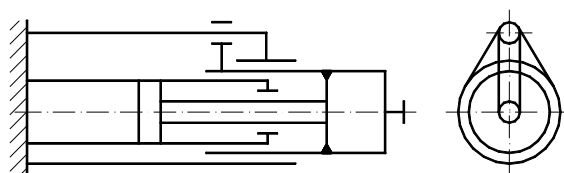


Obr. 1.3.1-18 Zvětšení tuhosti PJ

Speciálnější případy jsou na obr. 1.3.1-19 – 20, tyto jednotky lze výhodně užít jako vertikální PJ manipulátoru (první od základu). Další řešení pro horizontální nebo vertikální PJ, s vysokou tuhostí lze řešit podle obr. 1.3.1-21.

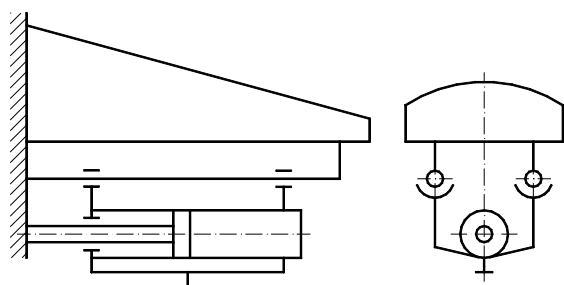


Obr. 1.3.1-19 Vertikální jednotka s motorem mimo sloup

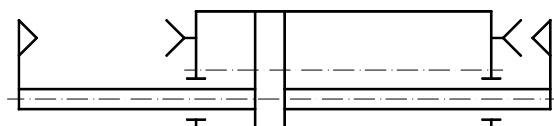


Obr. 1.3.1-20 Vertikální jednotka s motorem ve sloupu

V případě, že působí na PJ pouze axiální síly, které zachytává pístnice motoru, ale v koncových polohách motoru může vzniknout menší klopný moment, případně může působit i v průběhu zdvihu, je výhodné nenavrhnout pomocné vedení, ale použít pístnici uloženou mimo osu pístu a motoru a v krajních polohách motoru na obou stranách fixovanou pomocí kuželů obr. 1.3.1-22.



Obr. 1.3.1-21 PJ s vysokou tuhostí



Obr. 1.3.1-22 PJ pro velmi malé klopné momenty, působících zejména v koncových polohách

B. Principy konstrukcí translačních PJ s cylindrickým vedením a rotačním motorem

Při tomto řešení jde o neidentickou transformaci a musíme rozlišovat situaci kdy využijeme tekutinového nebo elektrického motoru. V praxi převažuje u PR užití elektrických vysokootáčkových motorů. Pak je nezbytné užít převodu pro redukci otáček do pomala a dalšího převodu k transformaci rotačního pohybu na lineární.

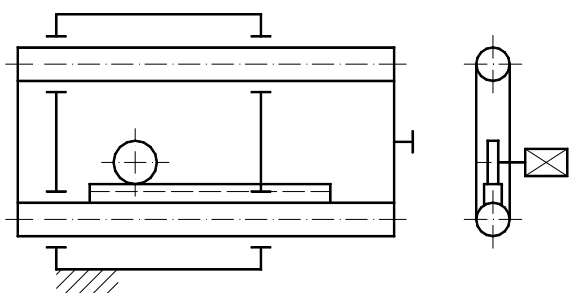
V tab. 1.3.1-1 je několik možností řešení podle toho o jaký rozsah pohybů PJ se jedná, dále podle požadované přesnosti a také nosnosti PR.

Tab. 1.3.1-1

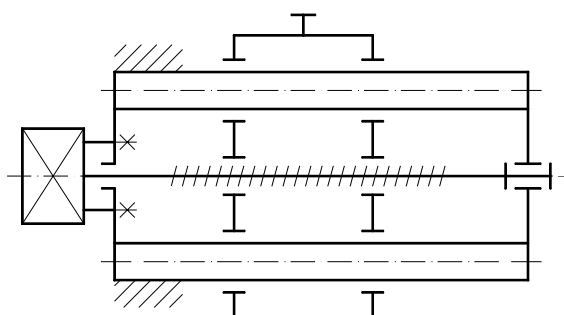
Druh převodu	Běžný rozsah	Přesnost	Nosnost
Ozubený řemen	< 10 m	Max. 0,1 mm	Nízká až střední
Valivý šroub	< 5 m	Max. 0,001 mm	Nízká až střední
Pastorek – ozub. hřeben	Teoret. neomezen	Max. 0,01 mm	Střední až vysoká

Pozn. : Max. délka ozubeného řemene a val. šroubu je omezena ohybovými a torzními rezonančními kmity.

Rotační motor upevněný na saních PJ umožňuje lineární pohyb vodicích tyčí přes pastorek, zabírající do ozubeného hřebenu spojeného s jednou tyčí (obr. 1.3.1-23). Na obrázku není znázorněn redukční převod mezi motorem a pastorkem. Často je využíváno řešení s valivým šroubem (obr. 1.3.1-24).



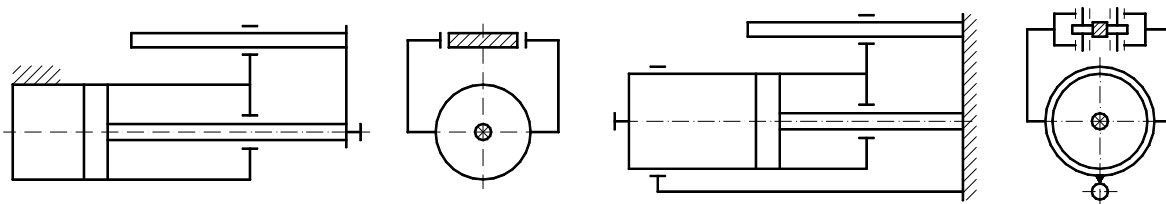
Obr. 1.3.1-23 Neidentická transformace s pastorkem



Obr. 1.3.1-24 Neidentická transformace s valivým šroubem

C. Principy konstrukcí translačních PJ s kombinací cylindrického a prizmatického vedení a s lineárním motorem

V obr. 1.3.1-25 představuje základní vedení pístnice motoru, pomocné vedení pro zachycení klopných momentů hranol (většinou s vloženými valivými prvky mezi kontaktní plochy obou těles). Podstatně větší tuhost danou průměrem cylindru, tvořeného upravenou plochou válce motoru, vykazuje řešení podle obr. 1.3.1-26. Valivé prvky na pomocném vedení zde představují dva páry kladek s nastaveným předpětím na dotykovou plochu.



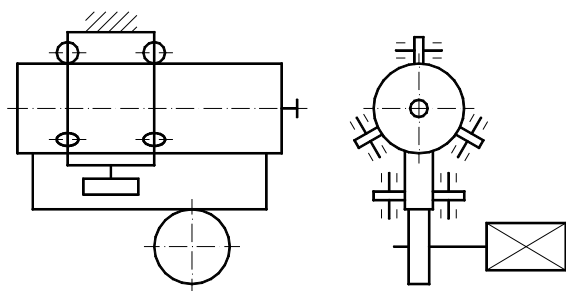
Obr. 1.3.1-25 Základní vedení zde představuje pístnice motoru, pomocné vedení hranol

Obr. 1.3.1-26 Základní vedení je tvořeno vnější upravenou válcovou plochou motoru

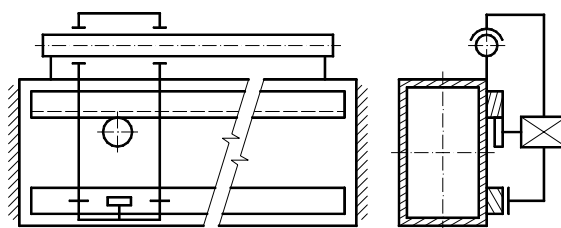
D. Principy konstrukcí PJ s kombinací cylindrického a prizmatického vedení a s rotačním motorem

První příklad (obr. 1.3.1-27) ukazuje saně, vedené po základním vedení ve tvaru válce většího průměru pomocí kladek a zachycení i velkých klopných momentů, opět pomocí kladek, předepnutých do hranolu spojeného s válcem. Rotační elektromotor s vloženým motorem (není zobrazen) pohání pastorek, zabírající do ozubeného hřebene, vytvořeného na hranolu.

Druhý příklad (obr. 1.3.1-28) má opět saně posuvné po hybridním vedení spojeném s tuhým skříňovým nosníkem. Rotační motor s převodem je ukotven do saní, uváděných do pohybu opět pomocí pastorku, zabírajícího do ozubeného hřebene, vytvořeného na spodní straně hranolu, spojeného s nosníkem.



Obr. 1.3.1-27 PJ s hybridním vedením a rotačním motorem

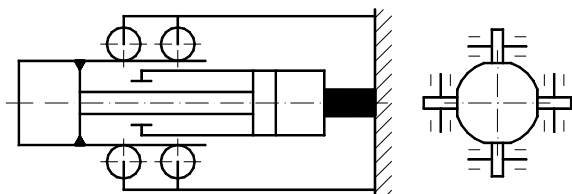


Obr. 1.3.1-28 Skříňový nosník opatřený hybridním vedením

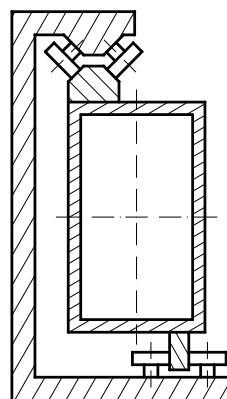
E. Principy konstrukcí translačních PJ s prizmatickým vedením

Podobně jako řešení na obr. 1.3.1-19 a 20, také princip podle obr. 1.3.1-29 je vhodný pro PJ užitou jako vertikální, první od základu. Je kompaktní, s lineárním motorem umístěným ve sloupu a s možností předepnutí kladek, což zvětšuje tuhost systému PJ.

Následující příklady (obr. 1.3.1-30 až 1.3.1-33) se týkají řešení pohybových jednotek PR, s velkými rozsahy pohybu saní, po ukotvených, tuhých skříňových profilech, se všemi možnostmi pohonu – s lineárními tekutinovými motory i s motory rotačními a s převody dle tab. 1.3.1 – 1. Zde nás zajímá pouze řešení saní vzhledem k umístění hranolového vedení tak, aby byly zachyceny i velké klopné momenty.

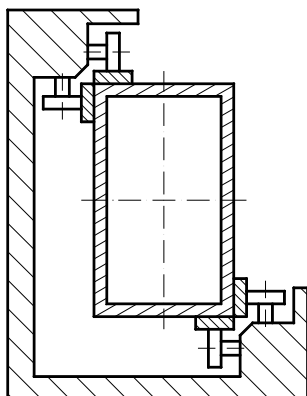


Obr. 1.3.1-29 Vhodné jako vertikální PJ

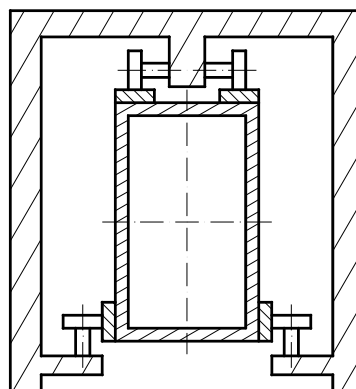


Obr. 1.3.1-30 Skříňový nosník s hranolovým vedením pro pojezd saní

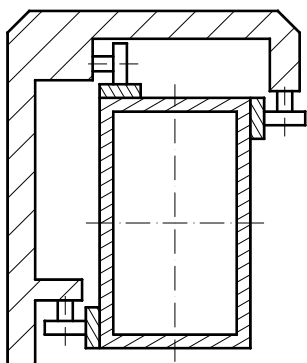
Použití skříňových nosníků pro velké rozsahy pohybu PJ a velké nosnosti PR vyžaduje, aby i saně (vozík) byly co nejtužší a tedy profil jejich osového řezu, aby byl co nejvíce uzavřen. Proti tomu stojí požadavek na umístění nosičů kabeláže k saním a také na upevnění nosníku ke stojanům, které nemusí být jen na koncích nosníku, ale i v mezipoloze. Možná řešení jsou na obr. 1.3.1-30 až 1.3.1-33, s různě otevřenými profily. Různým způsobem jsou zde také vytvořeny úpravy profilu pro připojení kladek k vymezení vůlí a zachycení klopných momentů.



Obr. 1.3.1-31 Skříňový nosník



Obr. 1.3.1-32 Skříňový nosník



Obr. 1.3.1-33 Skříňový nosník

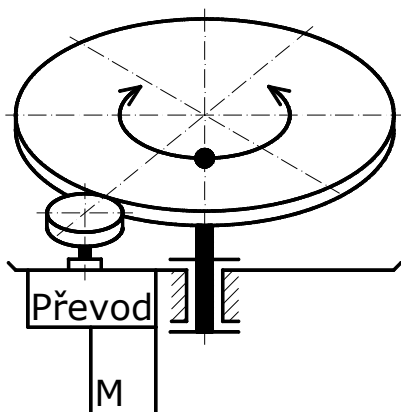
1.3.3. Pohybové jednotky rotační

Řešení rotačních jednotek je zpravidla z konstrukčního i technologického hlediska výhodnější. Jednak jde o případ jak obecně v konstrukci strojů, tak i v konstrukcích robotů převládající (viz kinematické koncepce robotů), jednak výroba rotačních ploch je technologicky jednodušší. Rovněž skutečnost, že v naprosté převaze jsou dnes u robotů aplikace elektropohonů, tedy motorů s rotačním pohybem a s identickou transformací znamená, že tyto konstrukce jsou lépe zvládnuty a k dispozici je i řada volitelných prvků a součástí ke kompletaci.

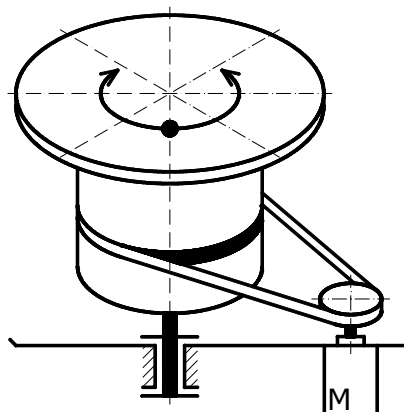
Klasifikace RPJ bere v úvahu 3 hlediska – základní koncepci, transformaci pohybu a druh použitého pohonu. Základní koncepcí rozumíme volbu přímé nebo nepřímé (s vloženým převodem) vazby mezi motorem a pohybujícím se členem PJ. Koncepce přímého propojení motoru s PJ je u dnešních konstrukcí výjimkou.

F. Principy konstrukcí rotačních PJ s rotačním motorem

Řešení dle obr. 1.3.1-34 se nejčastěji aplikuje pro první PJ polohovacího ústrojí s rotací kolem vertikální osy. Použitý ozubený pastorek a ozubený věnec umožňuje neomezený rozsah pohybu. U mnoha robotů je motor s redukčním převodem uložen přímo v ose první PJ, zvláště je-li jako převod užitá harmonická nebo cyklo převodovka. Pastorek a věnec ovšem umožňuje ještě podle potřeby doladit potřebný převodový poměr k převodovce vybrané z typové katalogové nabídky. Totéž v podstatě platí u řešení podle obr. 1.3.1-35, kde se dnes běžně užívá především ozubených řemenů s vynikajícími vlastnostmi pro aplikaci v robotech. Poněkud nevýhodná je větší potřebná vzdálenost mezi osami hřídelí, ale opět u prvních PJ od základu to nečiní problém.

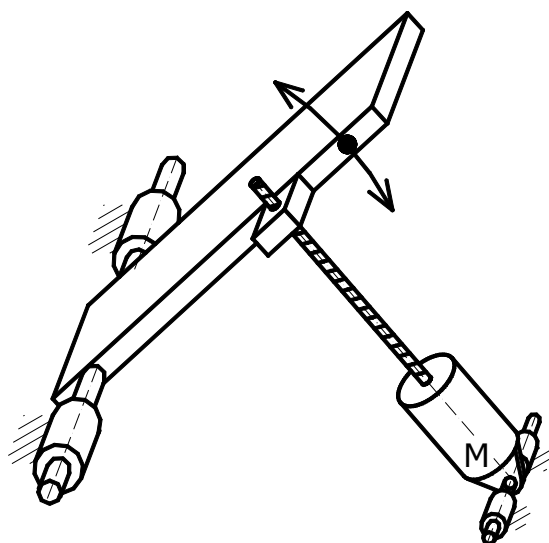
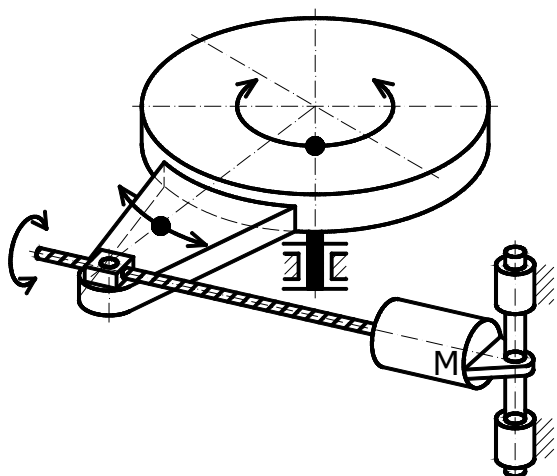


Obr. 1.3.1-34 Rotační motor s koncovým přenosem pohybu pastorek – ozubený věnec



Obr. 1.3.1-35 Rotační motor s ozubeným řemenem, případně řetězem, nebo lankem

Rotační motor je aplikován i v dalších dvou případech (obr. 1.3.1-36 – 37), kde však pro zajištění dostatečného rozsahu pohybu je použit ještě valivý šroub, kloubem spojený s vlastním členem PJ. Výsledkem je však přece jen omezený rozsah pohybu – získáme kyvný pohyb. Řešení podle obr. 1.3.1-36 je aplikováno v praxi pro druhou pohybovou jednotku od základu.

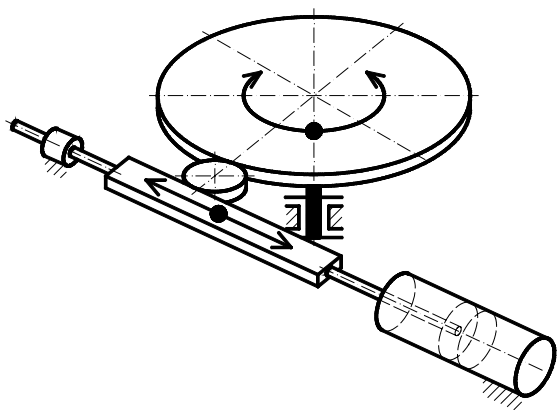


Obr. 1.3.1-36 Rotační motor – kývavý pohyb

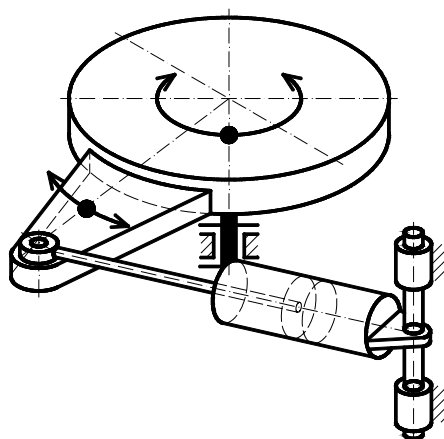
Obr. 1.3.1-37 Rotační motor – kývavý pohyb

G. Principy konstrukcí rotačních PJ s lineárním motorem

U robotu s lineárními tekutinovými motory je možno použít další, poměrně jednoduchá řešení – s vloženým ozubeným hřebenem a pastorkem (obr. 1.3.1-38), kde rozsah pohybu může být poměrně velký, ale za cenu většího zastavěného prostoru. Nejjednodušší řešení odpovídá provedení podle obr. 1.3.1-39.

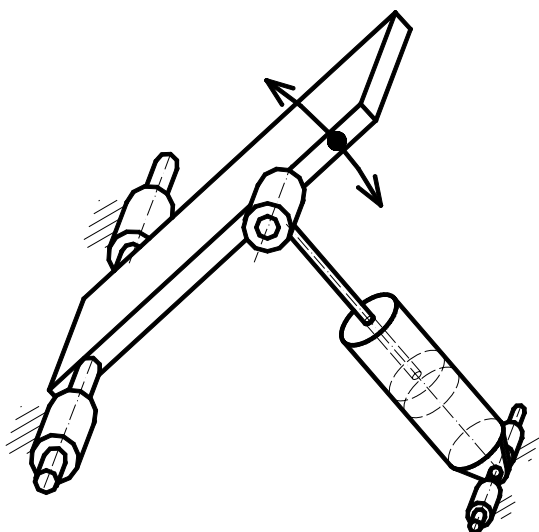


Obr. 1.3.1-38 Lineární motor



Obr. 1.3.1-39 Lineární motor

Obdobné řešení použité pro kývný pohyb ramene u prvního robotu Unimate je na obr. 1.3.1-40.

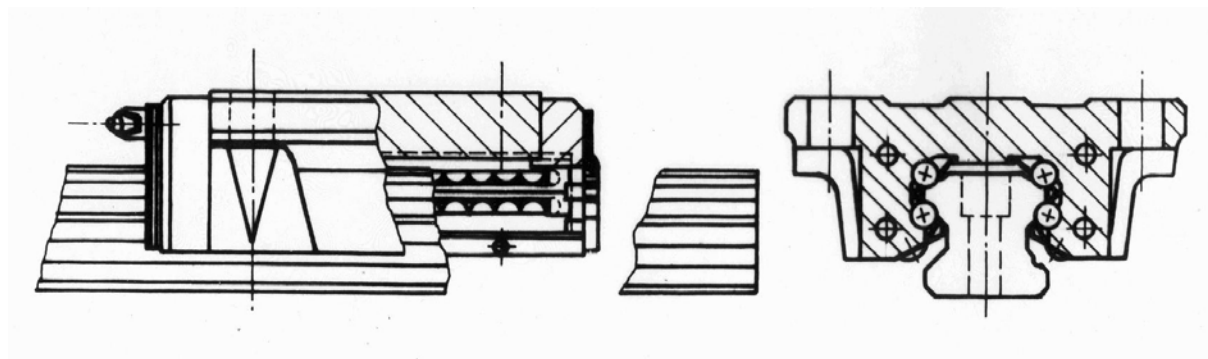


Obr. 1.3.1-34 Lineární motor

1.3.4. Vedení a uložení ve vazbách polohovacích jednotek

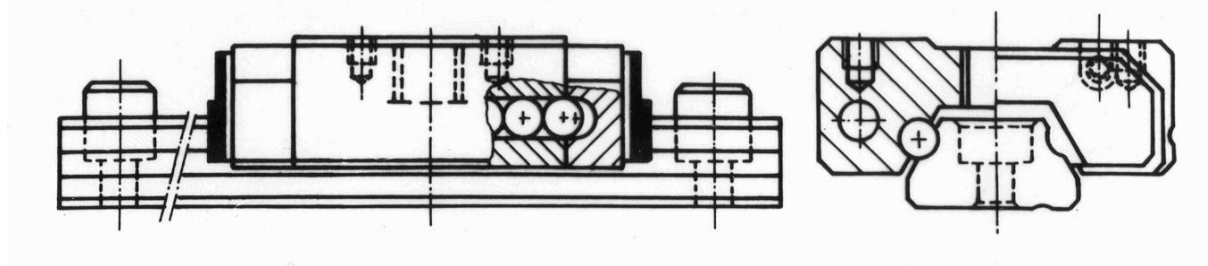
Vedení lineárních pohybových jednotek

Mimo výše uvedených vedení v lineárních pohybových jednotkách je v současné době k dispozici velký počet řešení mnoha výrobců a tyto prvky se i nadále v konkurenčním prostředí rychle vyvíjí.



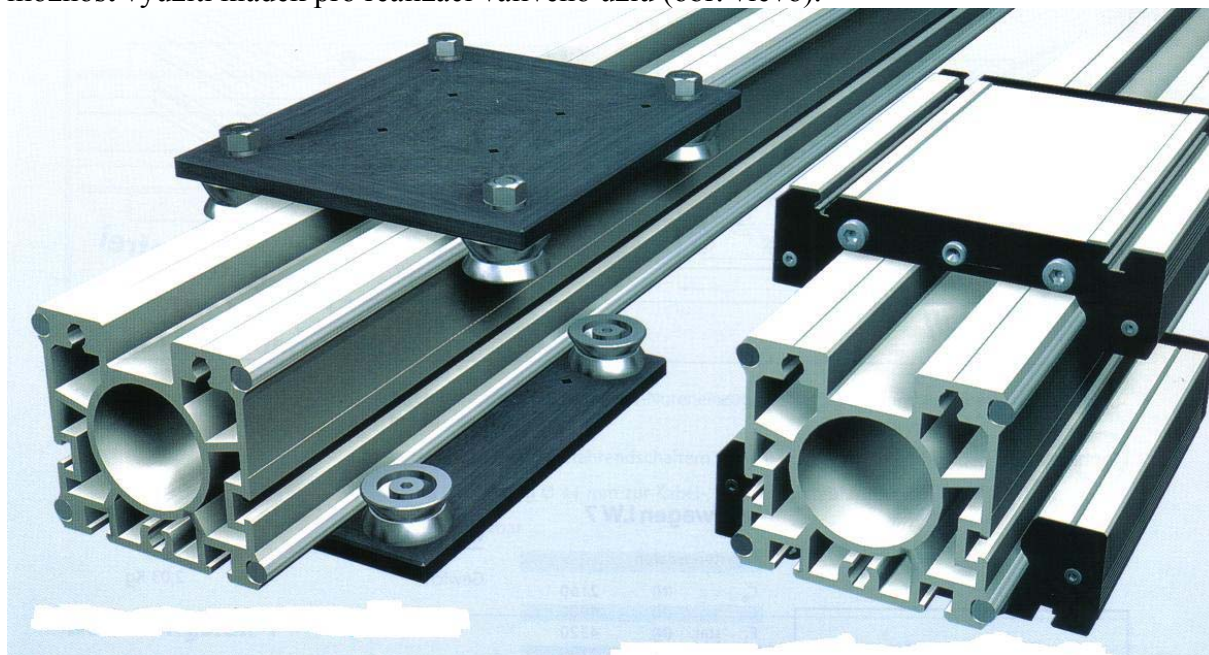
Obr. 1.3.4 -1 Prizmatický valivý uzel pro vysoké zátěže

Únosnost závisí především na tvaru vodicí tyče a umístění drah valivých prvků do toho tvaru k zachycení klopných momentů (kolmo k ose pohybu vozíku). V obr. 1.3.4 -1 zajišťuje vedení kuliček po vodicí tyči přenesení vysokých klopných momentů. V obr. 1.3.4 -2 naopak lze vozík zatížit klopným momentem jen minimálně.



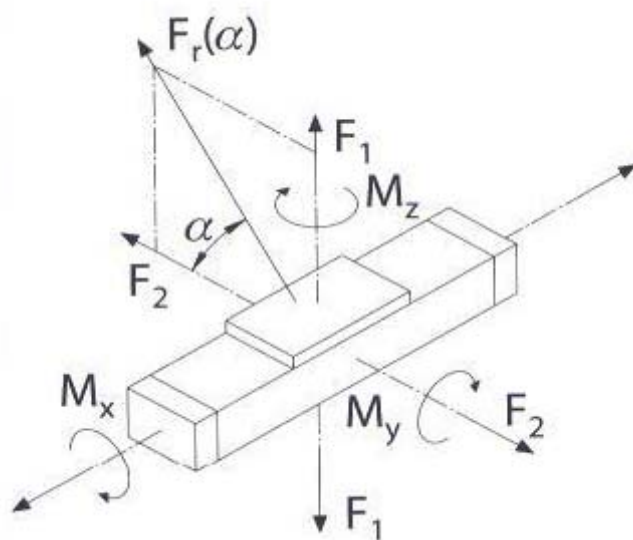
Obr. 1.3.4 -2 Prizmatický valivý uzel pro nízkou zátěž

Vodicí tyče i vozíky mohou být v mnoha provedeních. Obr. 1.3.4 -3 ukazuje velmi tuhé profily vodicích nosníků a mimo valivých vedení s kuličkami (na obr. vpravo) také další možnost využití kladek pro realizaci valivého uzlu (obr. vlevo).



Obr. 1.3.4 -3 Valivé uzly s tuhými vodicími nosníky

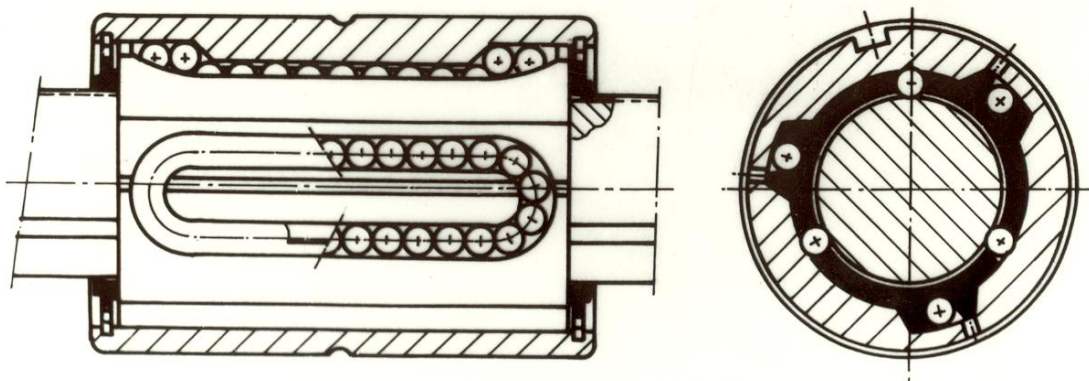
Pro dimenzování předepisuje výrobce stanovení zátěžných sil (vůči, kterým se provede kontrola předepsaným postupem) podle schématu na obr. 1.3.4 -3a.



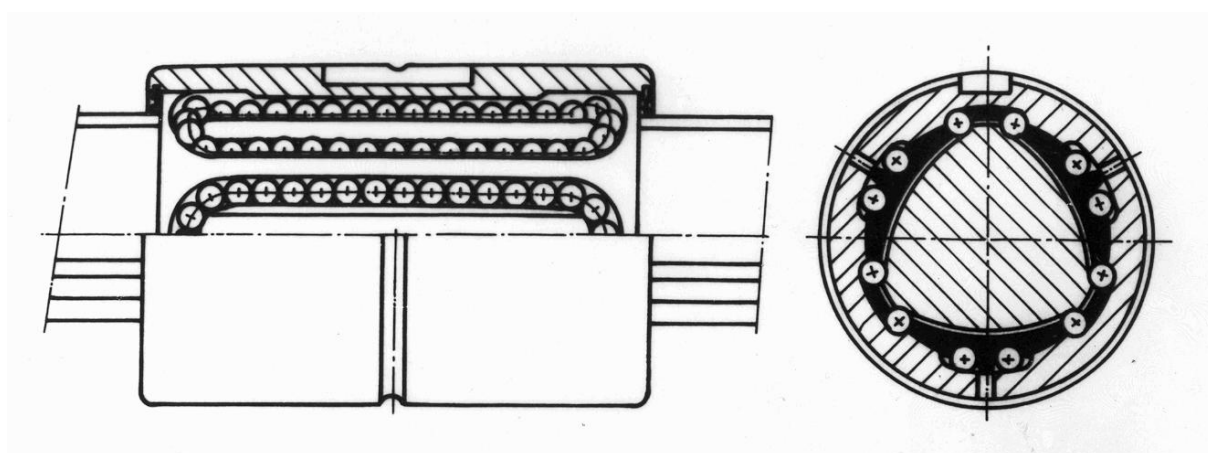
Obr. 1.3.4 -3a Vyšetření zátěžných sil

Rovněž cylindrická vedení se vyrábí ve velkém počtu variant. Aspoň základní varianty jsou na obr. 1.3.4 -4 a 5. První je v provedení čistě kruhového průřezu, takže musí být použita v kombinaci s pomocnou vodicí tyčí, nebo v páru se stejnou tyčí. Druhá pak má kruhový průřez podstatně upraven tak, aby kuličky mohly přenášet i poměrně velké klopné momenty.

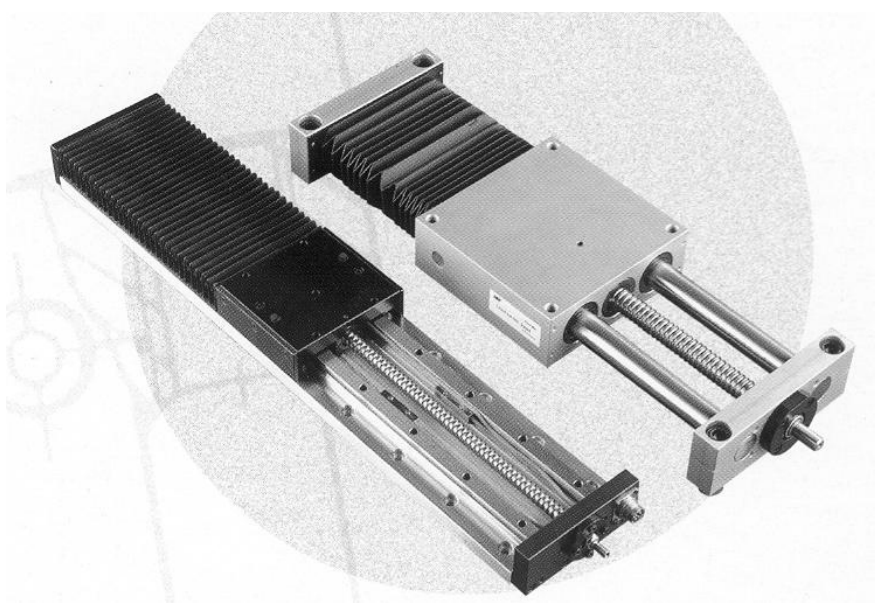
Příklad využití těchto druhů vodicích uzlů k vytvoření lineární pohybové jednotky je v obr. 1.3.4 -6, vlevo je PJ s prizmatickým vedením, vpravo s cylindrickým vedením.



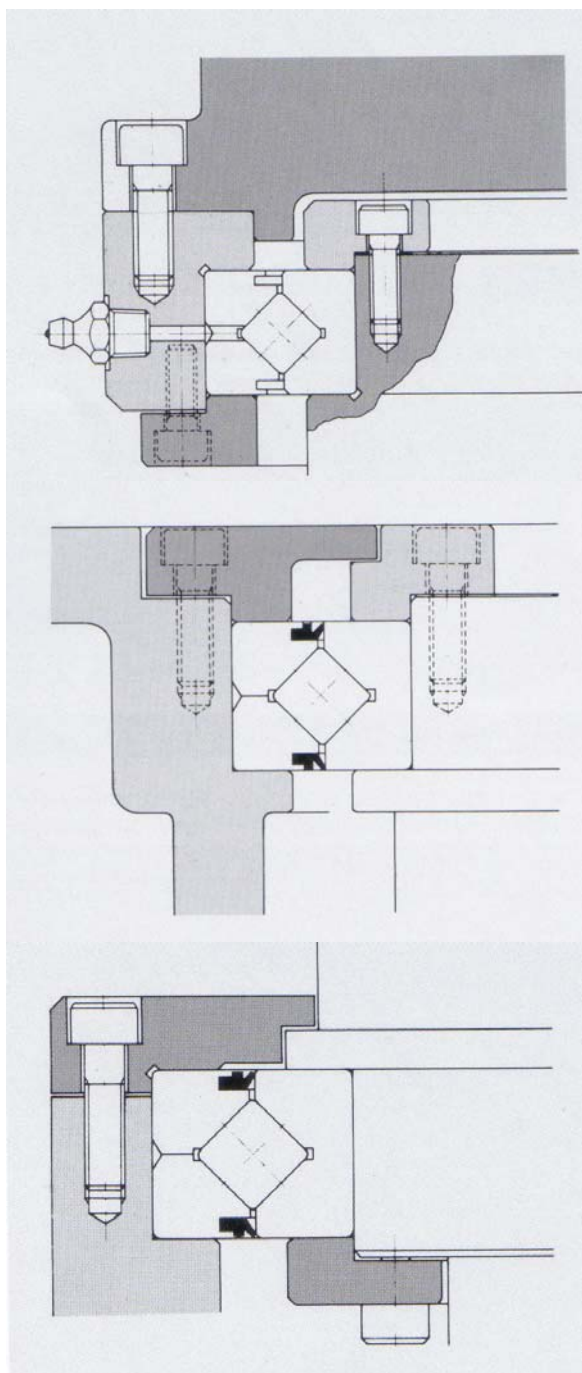
Obr. 1.3.4 -4 Valivý uzel plného kruhového průřezu



Obr. 1.3.4 -5 Valivý uzel upraveného kruhového průřezu



Obr. 1.3.4 -6 Vytvořené PJ z valivých uzlů

Uložení rotačních pohybových jednotek

Obr. 1.3.4 -7 Montáž ložisek

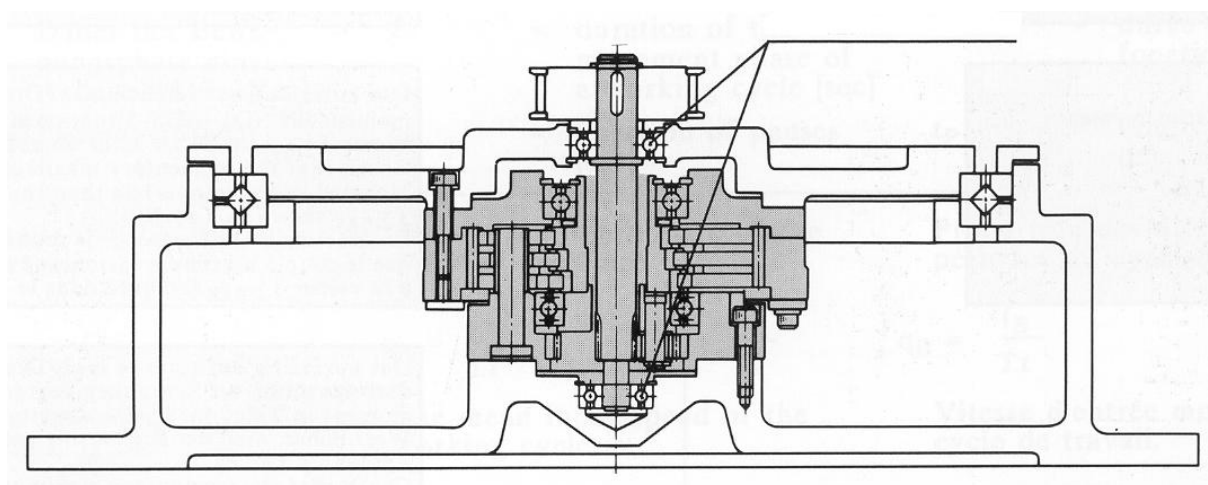
Realizuje se různými druhy valivých ložisek, které mohou být využity ve všech ústrojích akčního systému robotu. Zejména v kloubech polohovacího, ale i orientačního ústrojí může jít o velmi náročná konstrukční řešení, jak z hlediska racionálního postupu montáže, tak i splnění požadavků kladených na konstrukci robotu (tuhost, přesnost, provozní spolehlivost, odolnost vůči vibracím). Specifickým požadavkem pro první stupeň volnosti (kloub) s rotačním pohybem kolem vertikální osy (z), je spolehlivé zachycení velkých klopných momentů, při maximálním vyložení obou ramen polohovacího ústrojí. Navíc jde často o velké průměry ložisek. Pro tento účel se velmi dobře hodí ložiska se zkříženými

válečky (obr. 1.3.4 -7). Zde jsou znázorněny různé příklady zabudování těchto ložisek, což je poněkud složitější v důsledku rozložitelnosti 3 kroužků a klece se zkříženými válečky.

Tyto části je nutno spojit k funkci pomocnými kroužky, které jsou navrženy pro konkrétní kloub a přišroubovány. V tomto uzlu musí být řešeno i mazání ložiska.

Zkřížení - tzn. pootočení sousedních válečků mezi sebou o 90° zajišťuje schopnost zachytit klopné momenty, v jakékoliv rovině při otáčení kolem osy z a válečky zajišťují vysokou tuhost. Vysoká přesnost a zvýšení tuhosti se docílí dotažením šrouby. Podmínky správné montáže a funkce jsou předepsány výrobcem (i postup výpočtu).

Typický příklad využití i zabudování mezi podstavou robotu (spodní část) a horní rotující deskou spolu s rameny robotu je v obr. 1.3.4 -8. Další příklady najdete v kapitole 3.3.4 a v kapitole 5.2.



Obr. 1.3.4 -8 Aplikace ložiska se zkříženými válečky v prvním kloubu robotu

Z dalších typů ložisek je častější užití ložisek kuželíkových, jejichž předpětím lze opět zvýšit tuhost celého uzlu. Příklady zabudování ložisek a užití druhy projděte v kapitolách pojednávajících o konstrukci jednotlivých uzlů PR.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- realizace kinematických struktur
- polohovací pohybové jednotky translační
- polohovací pohybové jednotky rotační
- vedení translačních pohybových jednotek
- uložení rotačních pohybových jednotek



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou základní principy řešení translačních polohovacích jednotek?
- 2) Jaké jsou základní principy řešení rotačních polohovacích jednotek?
- 3) Jak lze řešit vazby translačních pohybových jednotek současných PR?



Úkol k řešení

Vyberte vhodné uložení pro polohovací translační jednotku podle postupu uvedeného v příložené animaci Návrh lineárního vedení!



CD-ROM

K doplnění poznatků o polohovacích jednotkách si prohlédněte animace v souborech Lineární vedení a Rotační jednotka. K návrhu lineárního vedení si prohlédněte animaci v souboru Návrh lineárního vedení.

2. MECHANIKA MANIPULÁTORŮ ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Prostudováním druhého přednáškového bloku, členěného do dvou částí, se seznámíte: ▪ s mechanikou nosného subsystému průmyslových robotů ▪ s mechanikou nosného subsystému průmyslových robotů	Cíle přednáškového bloku
<i>Kinematika, přímá a nepřímá úloha, struktura pohonu, mechanika pohonu</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny

2.1. MECHANIKA NOSNÉHO SUBSYSTÉMU

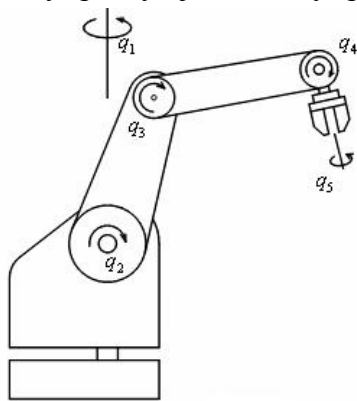
Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte se základy mechaniky nosného subsystému průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ přímá úloha mechaniky ▪ inverzní úloha kinematiky ▪ výpočet reakcí Po jejich prostudování budete schopni vysvětlit význam základních pojmů mechaniky robotů a pochopíte vlivy působící na chování průmyslových robotů	Cíle kapitoly
--	----------------------

<i>Kinematika, přímá a nepřímá úloha, nosný subsystém</i>	Klíčová slova
--	----------------------



Čas ke studiu: 90 minut



Obr. 2.1 – 1 Kloubové proměnné manipulátoru PR

Důležitou součástí analýzy robotů je úplný kinematický model mechanického systému, který poskytuje všechny potřebné kinematické veličiny jak pro dynamický model mechanického systému (silové působení, zatěžování článků, dimenzování), tak pro potřeby řízení (syntéza regulátorů polohy a rychlosti). Jedná se zejména o průběh polohy a orientace koncového pracovního bodu v čase a tomu odpovídající průběh polohy jednotlivých článků mechanismu. Polohu článků je obecně popsána tzv. zobecněnými souřadnicemi (v robotice je často používán pojem kloubové proměnné – *joint variables*), které udávají natočení, či posunutí jednotlivých pohybových os. Na obr. 2.1 - 1 je znázorněn průmyslový robot s pěti stupni volnosti, jehož zobecněné souřadnice q_1 až q_5 udávají natočení jednotlivých článků, koncový pracovní bod je v tomto případě specifikován ve středu čelistí.



VÝKLAD

2.1.1. Přímá úloha kinematiky

V kinematice mechanismů je s výhodou místo klasického vektorového počtu využíván maticový počet. Z tohoto důvodu jsou vektory a operace s nimi (součet, skalární a vektorový součin) vyjádřeny jako matice, popř. maticové operace. Vektory jsou vyjádřeny jako sloupcová matice a označeny malým písmenem tučně, složky jsou označeny malým písmenem kurzívou s příslušným indexem. Vektor $\mathbf{p}$ je tedy vyjádřen jako sloupcová matice

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_x & p_y & p_z \end{bmatrix}^T \quad (0-1)$$

Matice jsou označeny velkým písmenem tučně, jejich složky malým písmenem kurzívou s příslušnými indexy. Skalární součin vektorů $\mathbf{a}$ a $\mathbf{b}$, jehož výsledkem je skalár c , se vypočte jako součin transponované matice vektoru $\mathbf{a}$ a matice vektoru $\mathbf{b}$

$$c = \mathbf{a}^T \cdot \mathbf{b} \quad (0-2)$$

Pro realizaci vektorového součinu je zavedena polosouměrná (antisymetrická) matice vektoru, která je označena $\hat{\mathbf{a}}$ a je ve tvaru

$$\hat{\mathbf{a}} = \begin{bmatrix} 0 & -a_z & a_y \\ a_z & 0 & -a_x \\ -a_y & a_x & 0 \end{bmatrix} \quad (0-3)$$

Vektorový součin vektorů $\mathbf{a}$ a $\mathbf{b}$, jehož výsledkem je vektor $\mathbf{c}$ kolmý na rovinu danou vektory $\mathbf{a}$ a $\mathbf{b}$ je pak vyjádřen jako součin antisymetrické matice vektoru $\mathbf{a}$ a matice vektoru $\mathbf{b}$

$$\mathbf{c} = \hat{\mathbf{a}} \cdot \mathbf{b} \quad (0-4)$$

Kromě klasických ortogonálních (třírozměrných) souřadnic je v kinematice mechanismů s výhodou využíváno tzv. homogenních souřadnic, které jsou čtyřrozměrné. Čtvrtá souřadnice je zavedena z formálních důvodů a pro souřadnice bodu má vždy velikost 1, pro souřadnice vektoru je 0. První tři souřadnice jsou stejné jako souřadnice ortogonální. Souřadnice bodu $\mathbf{P}$ a vektoru $\mathbf{a}$ jsou tedy vyjádřeny jako sloupcové matice

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (0-5)$$

Vzájemnou polohu jednotlivých článků mechanismu je možné popsat různými způsoby, u rotační dvojice např. úhlem sevřeným těmito články, u posuvné kinematické dvojice vzdáleností středu posuvné jednotky od jednoho kraje jednotky, po které se posouvá apod. V kinematice mechanismů s pohyblivými články je z praktického hlediska nejvýhodnější popisovat jejich vzájemnou polohu pomocí soustavy tzv. lokálních souřadných systémů (LCS – Local Coordinate System), které jsou těmto článkům pevně přiřazeny (tj. pohybují se současně s článkem) a jejichž polohu a orientaci vůči základnímu (globálnímu) souřadnému systému (GCS – Global Coordinate System) je možno snadno určit. Lokální souřadné

systémy budou v dalším textu označovány příslušným indexem, např. LCS_2 . Jednotlivé zobecněné souřadnice pak jsou definovány na základě těchto lokálních souřadných systémů jako orientované vzdálenosti či úhly mezi příslušnými osami lokálních systémů. Proměnnou, udávající velikost rotace nebo translace i -tého článku, obecně nazýváme zobecněnou souřadnicí q_i (kloubová proměnná, joint variable) a jednotlivé zobecněné souřadnice pro všechny pohybové jednotky mechanismu s n stupni volnosti tvoří vektor zobecněné souřadnice

$$\mathbf{q} = [q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_n]^T \quad (0-6)$$

Pro určení polohy pracovního článku mechanismu, respektive nástroje je nutné znát nejen polohu koncového bodu nástroje, danou souřadnicemi p_x, p_y, p_z v základním souřadném systému GCS , ale také jeho orientaci v prostoru danou třemi úhly vůči osám základního souřadného systému¹. Pro určení orientace nástroje je zaveden tzv. přibližovací vektor $\mathbf{o}$, který leží v ose posledního článku (nástroje). Poloha a orientace nástroje je pak dána spojeným vektorem polohy $\mathbf{p}$ a orientace $\mathbf{o}$ nástroje – tzv. komplexním (rozšířeným) vektorem polohy $\mathbf{w}$ (Tool Configuration Vector), který má šest souřadnic a je definován

$$\mathbf{w} = [\mathbf{p} \quad \mathbf{o}]^T = [p_x \quad p_y \quad p_z \quad o_x \quad o_y \quad o_z]^T \quad (0-7)$$

V kinematice prostorových mechanismů existují dvě základní úlohy. Úloha, kdy jsou známy jednotlivé zobecněné souřadnice a hledáme polohu a orientaci koncového bodu, je tzv. **přímá úloha kinematiky**. Tato úloha je snadno řešitelná pomocí goniometrických vztahů mezi jednotlivými články nebo pomocí lokálních souřadných systémů článků a transformačními maticemi pro přepočet souřadnic mezi nimi. Úloha opačná, kdy známe polohu a orientaci koncového bodu a hledáme jednotlivé zobecněné souřadnice, se nazývá **inverzní úloha kinematiky** a řešení této úlohy je obtížnější zejména pro kinematické struktury s více stupni volnosti.

Transformace souřadnic

Pro přepočet (transformaci) souřadnic mezi lokálními souřadnými systémy, které jsou spojeny s daným článkem, a globálním souřadným systémem, který je spojen s pracovním prostorem, je s výhodou využíváno maticového počtu. Odvození maticových vztahů pro přepočet souřadnic z jednoho souřadného systému do jiného je poměrně snadné a je ukázáno na příkladu dvou identických souřadných systémů x_b, y_b, z_b (GCS) a x_0, y_0, z_0 (LCS_0) na obr. 2.1 - 2. Vektor $\mathbf{p}$ v součtovém tvaru

je možno vyjádřit vůči souřadnému systému x_b, y_b, z_b ve tvaru

$$\mathbf{p} = p_{xb} \cdot \mathbf{i}_b + p_{yb} \cdot \mathbf{j}_b + p_{zb} \cdot \mathbf{k}_b \quad (1-1)$$

a vůči souřadnému systému x_0, y_0, z_0 ve tvaru

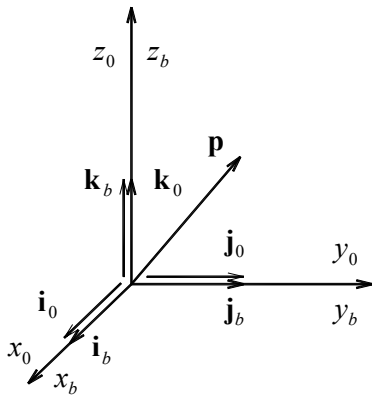
$$\mathbf{p} = p_{x0} \cdot \mathbf{i}_0 + p_{y0} \cdot \mathbf{j}_0 + p_{z0} \cdot \mathbf{k}_0 \quad (1-2)$$

souřadnice vektoru $\mathbf{p}$ je možno také vyjádřit jako průměty vektoru $\mathbf{p}$ do směru jednotlivých jednotkových vektorů a tedy jako skalární součiny

$$p_{xb} = \mathbf{i}_b \cdot \mathbf{p}$$

$$p_{yb} = \mathbf{j}_b \cdot \mathbf{p} \quad (1-3)$$

$$p_{zb} = \mathbf{k}_b \cdot \mathbf{p}$$



Pro nalezení transformačního vztahu do souřadnic vektoru $\mathbf{p}$ vyjádřeného v souřadném systému x_b, y_b, z_b vztahy (1-3) dosadíme vyjádření téhož vektoru $\mathbf{p}$ v souřadném systému x_0, y_0, z_0 vztahem (1-2). Dostaneme soustavu rovnic

$$p_{xb} = \mathbf{i}_b \cdot \mathbf{p} = \mathbf{i}_b \cdot p_{x0} \mathbf{i}_0 + \mathbf{i}_b \cdot p_{y0} \mathbf{j}_0 + \mathbf{i}_b \cdot p_{z0} \mathbf{k}_0$$

$$p_{yb} = \mathbf{j}_b \cdot \mathbf{p} = \mathbf{j}_b \cdot p_{x0} \mathbf{i}_0 + \mathbf{j}_b \cdot p_{y0} \mathbf{j}_0 + \mathbf{j}_b \cdot p_{z0} \mathbf{k}_0$$

$$p_{zb} = \mathbf{k}_b \cdot \mathbf{p} = \mathbf{k}_b \cdot p_{x0} \mathbf{i}_0 + \mathbf{k}_b \cdot p_{y0} \mathbf{j}_0 + \mathbf{k}_b \cdot p_{z0} \mathbf{k}_0$$

ktehou je možno vyjádřit maticově ve tvaru

$$\begin{bmatrix} p_{xb} \\ p_{yb} \\ p_{zb} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{i}_b \cdot \mathbf{i}_0 & \mathbf{i}_b \cdot \mathbf{j}_0 & \mathbf{i}_b \cdot \mathbf{k}_0 \\ \mathbf{j}_b \cdot \mathbf{i}_0 & \mathbf{j}_b \cdot \mathbf{j}_0 & \mathbf{j}_b \cdot \mathbf{k}_0 \\ \mathbf{k}_b \cdot \mathbf{i}_0 & \mathbf{k}_b \cdot \mathbf{j}_0 & \mathbf{k}_b \cdot \mathbf{k}_0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{x0} \\ p_{y0} \\ p_{z0} \end{bmatrix}$$

Obr. 2.1 – 2 Souřadné systémy

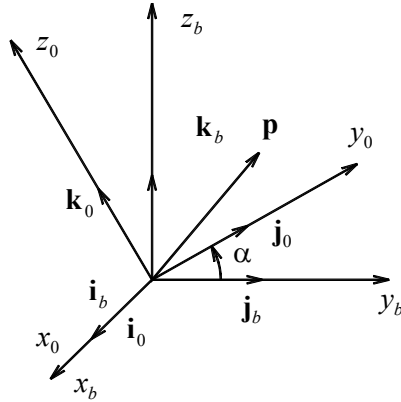
nebo symbolicky

$$(\mathbf{p})_b = [\mathbf{R}]_{b0} \cdot (\mathbf{p})_0 \quad (1-6)$$

Maticový vztah (1-6) říká, že souřadnice vektoru $\mathbf{p}$ přepočteme ze souřadného systému x_0, y_0, z_0 do souřadného systému x_b, y_b, z_b tak, že je zleva vynásobíme transformační maticí $\mathbf{R}_{b0}$. Indexy transformační matice udávají, mezi kterými souřadnými systémy je přepočet prováděn. Pro výše uvedený případ musí být tato matice jednotková, čemuž odpovídají skalární součiny jednotkových vektorů.

Rotace souřadných systémů

Na obr. 2.1 – 3 je uveden případ, kdy je souřadný systém x_0, y_0, z_0 otočen vůči x_b, y_b, z_b kolem osy x_b o úhel α . Po dosazení do transformační matice ve vztahu (1-5) a uvažování, že skalární součin kolmých vektorů je nula, skalární součin totožných jednotkových vektorů je jedna a skalární součin různoběžných jednotkových vektorů je $\cos \alpha$ a při uvažování vzorce



$$\cos\left(\frac{\pi}{2} \pm \alpha\right) = \mp \sin \alpha$$

dostaneme transformační matici pro rotaci kolem osy x o úhel α ve tvaru

$$\mathbf{R}_{x,\alpha} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}$$

Obdobně pro rotaci kolem osy y o úhel φ a kolem osy z o úhel ϑ dostaneme transformační matice ve tvaru

$$\mathbf{R}_{y,\varphi} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & \sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{bmatrix}$$

Obr. 2.1 – 3 Otočení souřadného systému

$$\mathbf{R}_{z,\vartheta} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & -\sin \vartheta & 0 \\ \sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-10)$$

Uvedené tři základní transformační matice umožňují přepočet souřadnic i při vícenásobném natočení kolem různých os. Tak například při natočení souřadného systému nejprve kolem osy z o úhel ϑ a pak kolem x o úhel α bude přepočet souřadnic vypadat následovně

$$(\mathbf{p})_b = \mathbf{R}_{z,\vartheta} \cdot \mathbf{R}_{x,\alpha} \cdot (\mathbf{p})_0 \quad (1-11)$$

přitom je nutno zachovat pořadí matic takové, jaké bylo pořadí pohybů.

Transformační matici je možno rozšířit i na případ, kdy dochází současně k natočení souřadných systémů vůči sobě a posunutí počátku druhého souřadného systému vůči prvnímu. Na obr. 2.1 – 4 je znázorněn případ natočení souřadného systému x_0, y_0, z_0 (LCS_0) kolem osy x o úhel α a posunutí jeho počátku o vektor $\mathbf{p}_{b0} = [p_x \ p_y \ p_z]^T$ vůči GCS . Pro přepočet souřadnic obecného bodu $\mathbf{P} = [x_0 \ y_0 \ z_0]^T$ z lokálního souřadného systému LCS_0 do základního souřadného systému GCS platí transformační rovnice

$$\begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \end{bmatrix} = \mathbf{R}_{x,\alpha} \cdot \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} \quad (1-12)$$

Vztah ze přepsat na soustavu tří rovnic, které doplníme formálně rovnicí čtvrtou

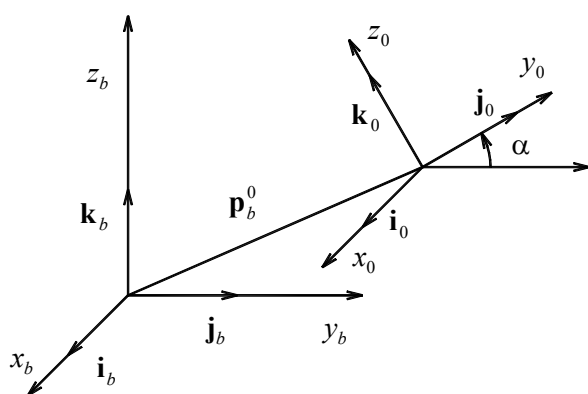
$$1 = 0 + 0 + 0 + 1 \quad (1-13)$$

a soustavu těchto čtyř rovnic je možno opět zapsat maticově ve tvaru

$$\begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} & & & p_x \\ & \mathbf{R}_{x,\alpha} & & p_y \\ & & & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1-14)$$

a symbolicky

$$\mathbf{P} = (\mathbf{P})_b = \mathbf{A}_{b0} \cdot (\mathbf{P})_0 \quad (1-15)$$

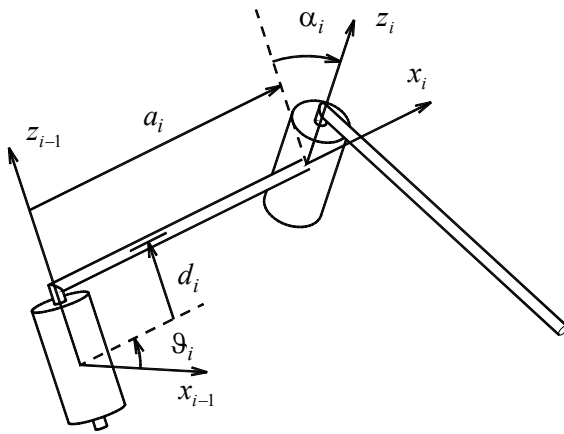


Obr. 2.1 – 4 Natočení a posunutí souřadného systému

řádek homogenní transformační matice odpovídá fyzikálnímu významu jednotlivých sloupců. První tři sloupce vyjadřují homogenní souřadnice jednotkových vektorů $\mathbf{i}_0$, $\mathbf{j}_0$, $\mathbf{k}_0$ vyjádřených v souřadném systému x_b, y_b, z_b (poslední souřadnice je nula), poslední sloupec jsou homogenní souřadnice počátku (tedy bodu) souřadného systému x_0, y_0, z_0 vyjádřené v souřadném systému x_b, y_b, z_b . Na základě uvedených vztahů je možno tedy sestavit transformační matici pro libovolně vzdálené a natočené souřadné systémy a pokud je jich více, lze výslednou transformační matici sestavit vynásobením jednotlivých dílčích transformačních matic v pořadí, které odpovídá pořadí souřadných systémů.

Denavit - Hartenbergův princip rozmístění souřadných systémů

Souřadné systémy je možno do článků umísťovat v podstatě libovolně, např. do středového bodu kinematických dvojic, do těžišť apod., ale sestavení transformační matice někdy není jednoduché a je nutno použít řadu goniometrických vzorců. Při dodržení konvence rozmísťování souřadných systémů (Denavit a Hartenberg, 1995), je možno sestavovat vzájemné transformační matice automaticky.



Obr. 2.1 – 5 Denavit Hartenbergův princip

jsou totožné. Nyní posuneme počátek souřadného systému LCS_{i-1} podél osy x_i o vzdálenost a_i tak, že počátky souřadných systémů LCS_{i-1} a LCS_i jsou totožné. Nyní zbývá natočit osu z_{i-1} kolem osy x_i o úhel α na osu z_i a souřadné systémy LCS_{i-1} a LCS_i jsou totožné. Uvedený princip platí obecně a říká že libovolně orientované a posunuté souřadné systémy je možno sjednotit čtyřmi jednoduchými pohyby – rotací, translací, translací a zase rotací a pokud rozmístíme souřadné systémy podle konvence specifikované Denavitem a Hartenbergem, jsou tyto pohyby definovány tak, jak bylo uvedeno výše. Z obr.5 je zatím zřejmé, že osy z_{i-1} a z_i jsou osou rotace rotačních pohybových jednotek, osa x_i leží ve směru společné normály os z_{i-1} a z_i . Další pravidla Denavit-Hartenbergova principu rozmísťování souřadných systémů jsou uvedena dále.

Transformační vztah mezi dvěma sousedními souřadnými systémy LCS_{i-1} a LCS_i je tedy dán čtyřmi jednoduchými pohyby, které lze popsat následujícími transformačními maticemi v homogenním tvaru

Natočení osy x_{i-1} kolem osy z_{i-1} o úhel ϑ_i

$$A_{z_{i-1}, \vartheta_i} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_i & -\sin \vartheta_i & 0 & 0 \\ \sin \vartheta_i & \cos \vartheta_i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-16)$$

Posunutí osy x_{i-1} ve směru osy z_{i-1} o vzdálenost d_i

$$A_{z_{i-1}, d_i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-17)$$

Posunutí počátku souřadného systému LCS_{i-1} podél osy x_i o vzdálenost a_i

$$\mathbf{A}_{x_i, a_i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & a_i \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-18)$$

Natočení osy z_{i-1} kolem x_i o úhel α

$$\mathbf{A}_{x_i, \alpha_i} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha_i & -\sin \alpha_i & 0 \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-19)$$

Výsledná transformační matice mezi sousedními souřadnými systémy vznikne vynásobením jednotlivých dílčích transformačních matic v pořadí tak, jak byly prováděny pohyby

$$\mathbf{A}_{i-1, i} = \mathbf{A}_{z_{i-1}, \vartheta_i} \cdot \mathbf{A}_{z_{i-1}, d_i} \cdot \mathbf{A}_{x_i, a_i} \cdot \mathbf{A}_{x_i, \alpha_i} \quad (1-20)$$

a po vynásobení v obecném tvaru

$$\mathbf{A}_{i-1, i} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta_i & -\sin \vartheta_i \cos \alpha_i & \sin \vartheta_i \sin \alpha_i & a_i \cos \vartheta_i \\ \sin \vartheta_i & \cos \vartheta_i \cos \alpha_i & -\cos \vartheta_i \sin \alpha_i & a_i \sin \vartheta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-21)$$

kde tzv. Denavit-Hartenbergovy parametry $\vartheta_i, d_i, a_i, \alpha_i$ plně charakterizují geometrické vztahy mezi sousedními články spojenými rotační nebo translační pohybovou jednotkou.

Homogenní transformační matice dle vztahu (1-21) je univerzální transformační matice mezi dvěma sousedními souřadnými systémy a její výhodou je, že má stejný tvar pro všechny lokální souřadné systémy kinematické struktury bez ohledu na typ pohybových jednotek. Pro rotační pohybovou jednotku, obsahuje transformační matice pouze jednu proměnnou otočení pohybové jednotky ϑ_i , ostatní parametry jsou konstantní a charakterizují ostatní rozměry článku a natočení pohybových dvojic, pokud je pohybová jednotka translační, obsahuje matice pouze proměnnou posuvu pohybové jednotky d_i a ostatní parametry jsou konstantní.

Parametry $\vartheta_i, d_i, a_i, \alpha_i$ se dají poměrně snadno odečíst po rozmístění souřadných systémů podle Denavit-Hartenbergova principu a mají následující geometrický význam:

- ϑ_i úhel mezi osami x_{i-1} a x_i při otáčení kolem z_{i-1}
- d_i nejkratší vzdálenost (normála) mezi osami x_{i-1} a x_i , kladný směr ve směru z_{i-1}
- a_i nejkratší vzdálenost (normála) mezi osami z_{i-1} a z_i , kladný směr ve směru x_i
- α_i úhel mezi osami z_{i-1} a z_i při otáčení kolem x_i

Homogenní transformační matice mezi dvěma sousedními souřadnými systémy článků, které jsou spojeny rotační nebo translační pohybovou jednotkou má obecně tvar

$$\mathbf{A}_{i-1, i} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{p} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (1-22)$$

kde $\mathbf{R}$ je submatice vzájemné rotace souřadných systémů a $\mathbf{p}$ je vektor posunutí jejich počátků. Jak už bylo uvedeno, první tři sloupce transformační matice $\mathbf{A}_{i-1,i}$ mají fyzikální význam homogenních souřadnic jednotkových vektorů $\mathbf{i}_i, \mathbf{j}_i, \mathbf{k}_i$ na osách i -tého souřadného systému (LCS_i) vyjádřené v souřadnicích $i-1$ souřadného systému (LCS_{i-1}). Poslední sloupec matice udává homogenní souřadnice počátku LCS_i vyjádřené v LCS_{i-1} . Celková transformační matice mezi základním souřadným systémem a posledním n -tým souřadným systémem vznikne vynásobením jednotlivých transformačních matic pro sousední souřadné systémy v pořadí, jak jsou lokální souřadné systémy očíslovány a je funkcí všech zobecněných souřadnic a v symbolickém tvaru vede ke značně komplikovaným trigonometrickým výrazům na místě jednotlivých prvků matice

$$\mathbf{T}_{bn}(q_1, q_2, \dots, q_n) = \mathbf{A}_{b0} \cdot \mathbf{A}_{01}(q_1) \cdot \mathbf{A}_{12}(q_2) \cdot \dots \cdot \mathbf{A}_{n-1,n}(q_n) \quad (1-23)$$

Přímá úloha kinematiky, tj. přepočítání souřadnic z posledního n -tého lokálního souřadného systému do základního je při známých velikostech posuvů a natočení kinematických dvojic $q_1, q_2, \dots, q_n$ dána vztahem

$$\begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ z_b \\ 1 \end{bmatrix} = \mathbf{T}_{bn}(q_1, q_2, \dots, q_n) \cdot \begin{bmatrix} x_n \\ y_n \\ z_n \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1-24)$$

Účelem Denavit-Hartenbergova principu je tedy vytvoření transformační matice mezi dvěma sousedními lokálními souřadnými systémy v univerzálním tvaru tak, aby bylo možno provést snadnou algoritmizaci a naprogramování výpočtu přímé úlohy kinematiky, kdy jsou do univerzálního tvaru transformační matice dosazovány v cyklu vždy jeden proměnný a tři konstantní parametry a pro obdržení hodnot celkové transformační matice $\mathbf{T}_{bn}$ je provedena standardní procedura násobení matic. Vlastní princip rozmísťování souřadných systémů byl naznačen na obr.5 a podrobně jsou jeho pravidla uvedena dále:

- Číslovat články od základu, první nepohyblivý článek má číslo 0, další pohyblivé články čísla 1..n. Vzestupná sekvence indexů je $b, 0, 1..n$
- Číslovat pohybové jednotky od základu, i -tá pohybová jednotka spojuje $i-1$ a i -tý článek
- Osa z_{i-1} je osou pohybu (otáčení) i -té pohybové jednotky, kladný směr os směřuje nejlépe do kladného kvadrantu základního souřadného systému
- Osa x_i je kolmá na osy z_{i-1} a z_i . Případy:
 - a) osy z_{i-1} a z_i jsou totožné - případ z_b a z_0 . V tomto případě je možné vést osu x_0 kolmo na obě totožné osy v libovolném místě a libovolným směrem, nejlépe je ale umístit počátek do určitého bodu na příslušném článku, v našem případě do koncového bodu 0-tého článku, směr nejlépe rovnoběžně s některou předchozí osou, nejlépe s x_b (zjednoduší se transformační matice)
 - b) osy z_{i-1} a z_i jsou mimoběžné – případ z_0 a z_1 , osa x_1 leží ve společné normále os z_{i-1} a z_i a její kladný směr je dán směrem od osy s nižším indexem (z_0) k ose s vyšším indexem (z_1) v pořadí indexů

- c) osy z_{i-1} a z_i jsou různoběžné – případ z_1 a z_2 , osa x_2 vede kolmo na osy z_1 a z_2 a vychází z jejich průsečíku, kladný směr osy je dán požadavkem, aby při rotaci kolem osy x_2 přešla osa z s nižším indexem (z_1) na osu z s vyšším indexem (z_2) v kladném směru otáčení
- Osu z_n posledního souřadného systému vedeme z koncového bodu posledního článku nejlépe rovnoběžně s osou z předchozího souřadného systému nebo ji umístíme do některého význačného směru (např. rovnoběžně s technologickým přívodem do hlavice apod.).
 - Osu x_n posledního souřadného systému vedeme z koncového bodu posledního článku vždy tak, aby protнула osu z předchozího souřadného systému. V řadě případů je nejlépe ji umístit do posledního článku. Její kladný směr je směrem do pracovního prostoru mechanismu

2.1.2. Inverzní úloha kinematiky

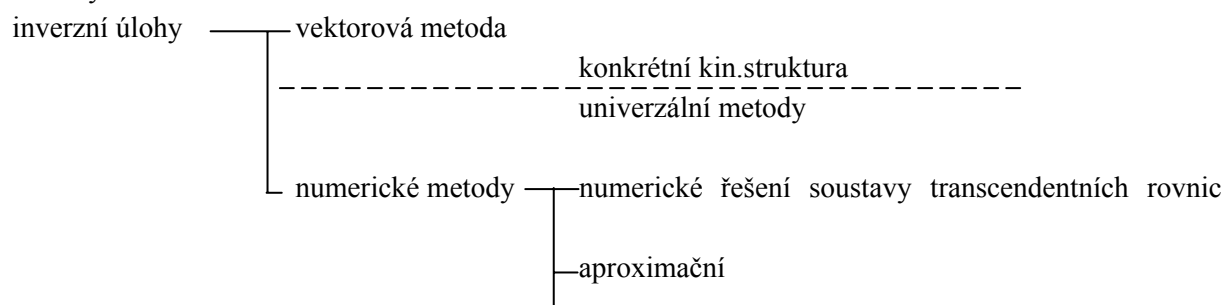
Inverzní transformace komplexního vektoru polohy $\mathbf{w}$ na vektor obecné souřadnice $\mathbf{q}$, jehož složky jsou zobecněné souřadnice (zobecněné souřadnice) natočení nebo posuvu jednotlivých kinematických dvojic, je základním výpočtem kinematiky mechanismů a je nezbytná pro účely polohování jednotlivých článků mechanismu. Zatímco výpočet přímé transformace vektoru polohy $\mathbf{p}$ a vektoru orientace $\mathbf{o}$ je při známé transformační matici $\mathbf{T}_{bn}$ jednoduchý, výpočet inverzní úlohy kinematiky

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \mathbf{p} \\ \mathbf{o} \end{bmatrix} \xrightarrow{\text{inv.trans.}} \mathbf{q} = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \vdots \\ q_n \end{bmatrix} \quad (2-1)$$

je relativně komplikovaná úloha, která je stále v popředí zájmu řady pracovišť ve světě a algoritmy výpočtu inverzní transformace jsou stále rychlejší a univerzálnější.

Základním kritériem, kterým je možno hodnotit metody inverzní transformace je jejich univerzálnost, tj. použití stejného algoritmu pro libovolnou kinematickou strukturu a počet stupňů volnosti mechanismu. Univerzální metody jsou aplikovány zejména u velkých CAD systémů, kdy programový systém musí zvládnout inverzní kinematickou úlohu libovolné kinematické struktury. Pro aplikace v oblasti řízení je rychlost výpočtu rozhodující, protože řešení inverzní úlohy probíhá v ideálním případě v reálném čase. Obecný přehled metod inverzní transformace z hlediska jejich principu je ukázán na obr. 2.1 – 6.

Metody řešení



Obr. 2.1 – 6 Přehled metod inverzní transformace

—optimalizační —┐
 └─heuristické
 └─gradientní

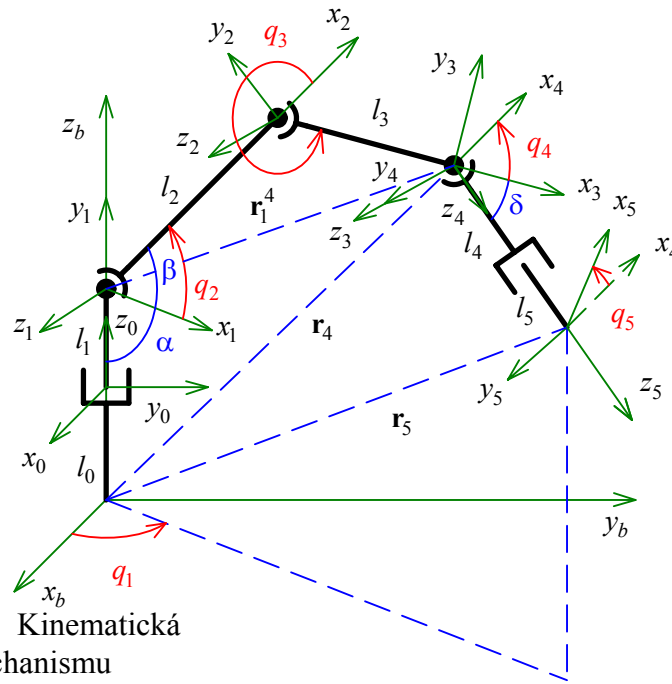
Použití uvedených numerických metod je bezproblémové u mechanismů s otevřenou kinematickou strukturou, u kinematických struktur s jednoduchými smyčkami se dají tyto metody v řadě případů použít přímo, popř. po úpravách. Složitější kinematické struktury se smyčkami je nutno řešit dle metodiky (Brát, 1981).

Vektorová metoda inverzní transformace

Vektorová metoda je odvozena pro danou kinematickou strukturu a je založena na trigonometrických vztazích mezi články a používá vektorový a maticový počet pro doplnění trigonometrických vztahů. Pro vektorovou metodu obecně nemusí být použito Denavit-Hartenbergovy konvence rozmístění souřadných systémů, ale tato konvence je výhodná z hlediska automatického sestavení transformačních matic. Kinematická struktura mechanismu s pěti stupni volnosti a rozmístění souřadných systémů je znázorněno na obr. 2.1 – 7, parametry viz tab. 2.1 – 1.

Tab. 2.1 – 1

i	ϑ_i	d_i	a_i	α_i
0	0	l_0	0	0
1	q_1	l_1	0	$\pi/2$
2	q_2	0	l_2	0
3	q_3	0	l_3	0
4	q_4	0	0	$\pi/2$
5	q_5	$l_4 + l_5$	0	0


 Obr. 2.1 – 7 Kinematická
struktura mechanizmu

Dosazením parametrů z tab. 2.1 – 1 do obecného vyjádření transformační matice dostaneme jednotlivé transformační matice

$$\mathbf{A}_{b0} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-2)$$

$$\mathbf{A}_{01} = \begin{bmatrix} \cos q_1 & 0 & \sin q_1 & 0 \\ \sin q_1 & 0 & -\cos q_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & l_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-3)$$

$$\mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} \cos q_2 & -\sin q_2 & 0 & l_2 \cos q_2 \\ \sin q_2 & \cos q_2 & 0 & l_2 \sin q_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-4)$$

$$\mathbf{A}_{23} = \begin{bmatrix} \cos q_3 & -\sin q_3 & 0 & l_3 \cos q_3 \\ \sin q_3 & \cos q_3 & 0 & l_3 \sin q_3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-5)$$

$$\mathbf{A}_{34} = \begin{bmatrix} \cos q_4 & 0 & \sin q_4 & 0 \\ \sin q_4 & 0 & -\cos q_4 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-6)$$

$$\mathbf{A}_{45} = \begin{bmatrix} \cos q_5 & -\sin q_5 & 0 & 0 \\ \sin q_5 & \cos q_5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_4 + l_5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-7)$$

Jelikož je známa poloha a orientace koncového bodu, je také číselně známa celková transformační matice

$$\mathbf{T}_{b5} = \begin{bmatrix} i_{5x} & j_{5x} & k_{5x} & r_{5x} \\ i_{5y} & j_{5y} & k_{5y} & r_{5y} \\ i_{5z} & j_{5z} & k_{5z} & r_{5z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-8)$$

1) Výpočet q_1

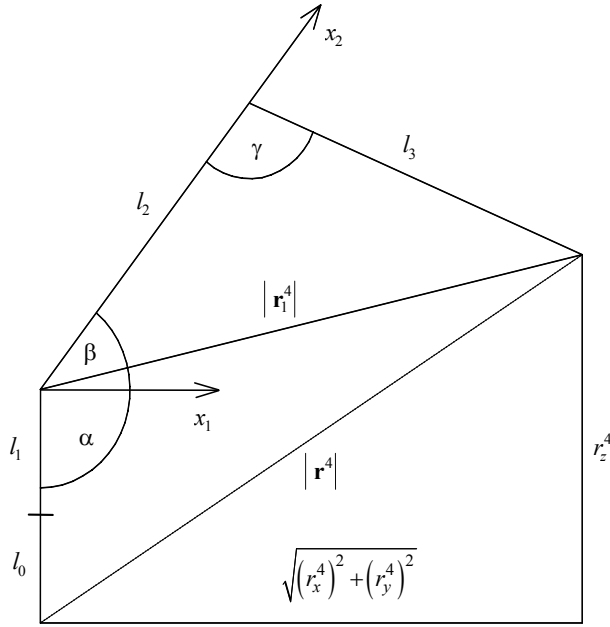
$$q_1 = \arccos \frac{r_{5x}}{\sqrt{(r_{5x})^2 + (r_{5y})^2}} \quad (2-9)$$

kde vektory $\mathbf{r}_5, \mathbf{k}_5$ jsou číselně známy z transformační matice $\mathbf{T}_{b5}$

2) Určení počátku O_4 čtvrtého souřadného systému

$$\mathbf{r}_4 = \mathbf{r}_5 - (l_4 + l_5) \cdot \mathbf{k}_5 \quad (2-10)$$

3) Výpočet q_2


 Obr. 2.1 – 8 Určení úhlu α

 a) určení úhlu α (obr. 2.1 – 8)

$$r_{14x} = r_{4x}$$

$$r_{14y} = r_{4y}$$

$$r_{14z} = r_{4z} - (l_0 + l_1)$$

$$\alpha = \arccos \frac{-\mathbf{k}_0 \cdot \mathbf{r}_{14}}{|\mathbf{r}_{14}|}$$

 b) úhel β je určen z kosinové věty

$$\beta = \arccos \frac{(l_3)^2 - (l_2)^2 - |\mathbf{r}_{14}|^2}{-2 \cdot l_2 \cdot |\mathbf{r}_{14}|}$$

$$q_2 = \alpha + \beta - \frac{\pi}{2}$$

4) Výpočet q_3

$$\gamma = \arccos \frac{|\mathbf{r}_{14}|^2 - (l_3)^2 - (l_2)^2}{-2 \cdot l_2 \cdot l_3}$$

$$(2-16)$$

$$q_3 = \pi + \gamma$$

4) Výpočet q_4

 a) výpočet $\mathbf{T}_{b3}(q_1, q_2, q_3)$, první sloupec matice dává $\mathbf{i}_3$

 b) δ je úhel mezi $\mathbf{k}_4 = \mathbf{k}_5$ a $\mathbf{i}_3$

$$\delta = \arccos(\mathbf{k}_5 \cdot \mathbf{i}_3) \quad (2-17)$$

$$q_4 = \frac{\pi}{2} - \delta \quad (2-18)$$

5) Výpočet q_5
 q_5 je úhel mezi $\mathbf{i}_4$ a $\mathbf{i}_5$ a je stejný jako úhel mezi $\mathbf{k}_3$ a $\mathbf{j}_5$. Pak

$$q_5 = \arccos(\mathbf{k}_3 \cdot \mathbf{j}_5) \quad (2-19)$$

 Rychlost výpočtu lze významně zvýšit použitím rekurentního Rodrigova vztahu pro výpočet vektorů $\mathbf{i}_3$ a $\mathbf{k}_3$ místo zdlouhavého a nepřesného násobení transformačních matic

$$\mathbf{i}_i = \mathbf{i}_{i-1} \cdot \cos \vartheta_i + (\mathbf{k}_{i-1} \times \mathbf{i}_{i-1}) \cdot \sin \vartheta_i \quad (2-20)$$

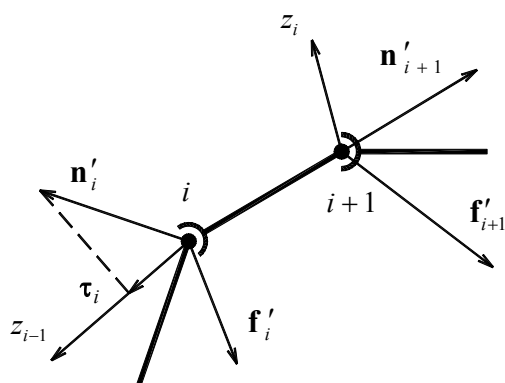
$$\mathbf{k}_i = \mathbf{k}_{i-1} \cdot \cos \alpha_i + (\mathbf{i}_i \times \mathbf{k}_{i-1}) \cdot \sin \alpha_i \quad (2-21)$$

$$\mathbf{j}_i = \mathbf{k}_i \times \mathbf{i}_i \quad (2-22)$$

Výpočet lze snadno programovat, je velmi rychlý a tato metoda bývá nejčastěji použita pro účely řízení polohy v reálném čase. Programově je nutno ošetřit výjimečné polohy článků, kdy trojúhelníky a s nimi trigonometrické vztahy degenerují a je nutno v těchto polohách interpolovat z okolních hodnot. Vektor zobecněných souřadnic je nutno přepočíst pomocí převodových poměrů rotačních a translačních jednotek na úhlové hodnoty natočení jednotlivých pohonů (při použití rotačních pohonů), které vstupují jako žádané hodnoty pro regulaci polohy.

2.1.3. Výpočet reakcí a zobecněných sil

Newton-Eulerova metoda modelování dynamiky soustav hmotných těles je relativně jednoduchá metoda, která poskytuje úplný obraz o kinematických a dynamických veličinách jednotlivých článků mechanismu. Zobecněná síla je zjednodušeně průmět reakční síly do směru pohybu nebo momentu do osy otáčení a v případě mechanismů je to zjednodušeně ta složka reakce v pohybové jednotce, kterou musí vyvinout její pohon, aby se daný článek mechanismu pohyboval po zadané trajektorii, s předepsanou rychlostí a zrychlením. Ostatní složky reakce v pohybové jednotce jsou zachyceny vlastní pohybovou jednotkou, tj. vedením, ložisky apod.



Obr. 2.1 – 9 Schéma sil pro rotační jednotku

uveden příklad i -té rotační pohybové jednotky. $\mathbf{f}'_i$ je výslednice reakčních sil působících na pohybovou jednotku, $\mathbf{n}'_i$ je výslednice reakčních momentů působících na pohybovou jednotku, osa z_{i-1} je osou rotace i -té pohybové jednotky. Práce ve směru možného pohybu je dána

$$dA = \mathbf{n}'_i \cdot \mathbf{k}_{i-1} \cdot dq_i \quad (3.2)$$

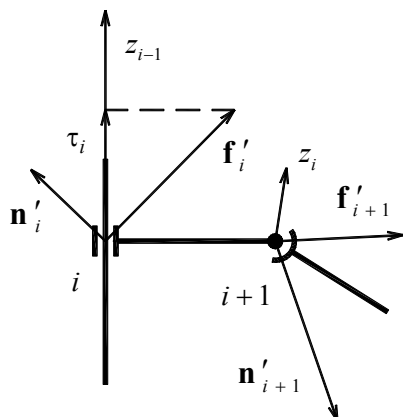
Pro zobecněnou sílu pak platí

Výpočet průběhu reakce v pohybových jednotkách mechanismu má tedy zásadní význam jak na dimenzování pohonů, tak na dimenzování pohybových jednotek a vlastních článků mechanismu. Zobecněná síla je definována jako podíl elementární práce sil působících na článek ve směru možného pohybu a změny zobecněné souřadnice

$$\tau_i = \frac{dA}{dq_i}$$

Pro běžné mechanismy připadají v úvahu dva případy - rotační a translační pohybová jednotka. Na obr. 2.1 – 9 je

$$\tau_i = \frac{dA}{dq_i} = \mathbf{n}'_i \cdot \mathbf{k}_{i-1} \quad (3.3)$$



Zobecněná síla v tomto případě je dána skalárním součinem momentu reakce a vektoru v ose otáčení a z matematického hlediska je to tedy skalární veličina. Je to vlastně průmět momentu reakce do směru otáčení, výslednice translační reakce $\mathbf{f}'_i$ nepřispívá ke zobecněné síle a je celá zachycena ložiskem. Na obr. 2.1 – 10 je uveden příklad translační jednotky. Práce ve směru možného pohybu je dána

$$dA = \mathbf{f}'_i \cdot \mathbf{k}_{i-1} \cdot dq_i$$

a pro zobecněnou sílu platí

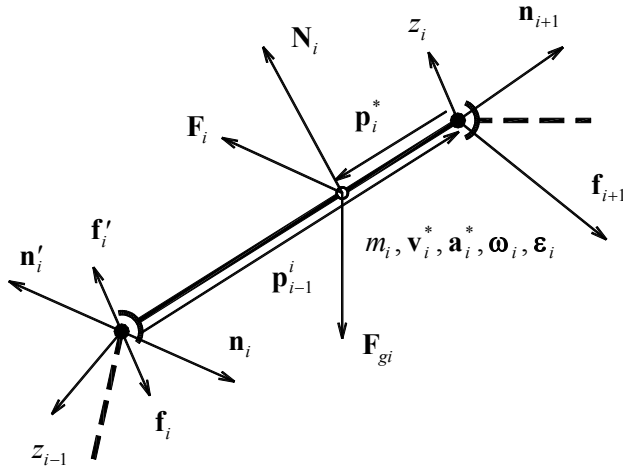
$$\tau_i = \frac{dA}{dq_i} = \mathbf{f}'_i \cdot \mathbf{k}_{i-1}$$

Obr. 2.1 – 10 Translační jednotka

Obdobně jako v případě rotační jednotky je zobecněná síla dána průmětem výslednice translační reakce $\mathbf{f}'_i$ do směru pohybu dané pohybové jednotky a výslednice reakčních momentů $\mathbf{n}'_i$ je zachycena vedením translační pohybové jednotky a nepřispívá ke zobecněné síle.

Rovnováha sil působících na i-tý článek

Pro získání rekurentních vztahů pro výpočet akčních sil, resp. reakcí v pohybových jednotkách je uvolněn i -tý článek mechanismu, pro rovnováhu sil, působících na článek dle obr. 2.1 – 11 pak platí


 Obr. 2.1 – i – $tý$ článek s působícími silami

Jelikož se jedná o získání rekurentního tvaru, zavedeme rovnost $\mathbf{f}_i' = -\mathbf{f}_i$, kterou nahradíme reakční sílu od předchozího článku akční silou, kterou působí i -tý článek na $i-1$ článek, výsledkem výrazu (3.9) je tedy akční síla, která vystupuje v dalších rekurentních vztazích pro předchozí články, nikoliv reakce působící na i -tý článek.

$$\mathbf{f}_i = m_i (\mathbf{G} - \mathbf{a}_i^*) + \mathbf{f}_{i+1} \quad i = n, n-1, \dots, 1 \quad (3.9)$$

Pomocí výše uvedeného vztahu lze jednoduše vypočítat akční síly, počínaje posledním článkem, kde za $\mathbf{f}_{i+1}$ dosadíme buď nulovou hodnotu, nebo tíhovou sílu způsobenou manipulovaným břemenem, nebo akční sílu způsobenou nástrojem (tryska apod.).

Rovnováha momentů k těžišti i -tého článku

Obdobně jako pro rovnováhu sil platí pro rovnováhu momentů k těžišti i -tého článku rovnovážná rovnice

$$\mathbf{n}_i' + \mathbf{N}_i + \mathbf{n}_{i+1} + (\mathbf{p}_{i-1}^i + \mathbf{p}_i^*) \times \mathbf{f}_i - \mathbf{p}_i^* \times \mathbf{f}_{i+1} = 0 \quad (3.10)$$

kde $\mathbf{n}_{i+1}$ a $\mathbf{n}_i'$ jsou momenty, kterými působí následující a předchozí článek na i -tý článek, $\mathbf{N}_i$ je moment tečných a odstředivých sil vzhledem k těžišti

$$\mathbf{N}_i = -[\mathbf{J}_i \cdot \boldsymbol{\varepsilon}_i + \boldsymbol{\omega}_i \times (\mathbf{J}_i \cdot \boldsymbol{\omega}_i)] \quad (3.11)$$

kde první člen na pravé straně vztahu (3.11) představuje moment tečných sil a druhý moment odstředivých sil. Při použití stejné konvence pro akci a reakci dvou těles zavedeme $\mathbf{n}_i' = -\mathbf{n}_i$ a dostaneme výsledný rekurentní vztah pro výpočet akčních momentů, kterými i -tý článek působí na $i-1$ článek ve všech pohybových jednotkách počínaje poslední

$$\mathbf{f}_{i+1} + \mathbf{f}_i' + \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_{gi} = 0$$

kde $\mathbf{f}_{i+1}$ je síla, kterou působí $i+1$ článek na i -tý článek (akční síla), $\mathbf{f}_i'$ je síla, kterou působí předchozí $i-1$ článek na i -tý článek (reakce předchozího článku), $\mathbf{F}_i$ je setrvačná síla způsobená translačním zrychlením těžiště článku o hmotnosti m_i , působící proti směru zrychlení těžiště

$$\mathbf{F}_i = -m_i \cdot \mathbf{a}_i^*$$

a $\mathbf{F}_{gi}$ je tíhová síla způsobená gravitací

$$\mathbf{F}_{gi} = m_i \cdot \mathbf{G} \quad \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{bmatrix} \quad g = 9.80665 \, \text{ms}^{-2}$$

$$\mathbf{n}_i = \mathbf{n}_{i+1} + \mathbf{N}_i + (\mathbf{p}_{i-1}^i + \mathbf{p}_i^*) \times \mathbf{f}_i - \mathbf{p}_i^* \times \mathbf{f}_{i+1} \quad i = n, n-1, \dots, 1 \quad (3.12)$$

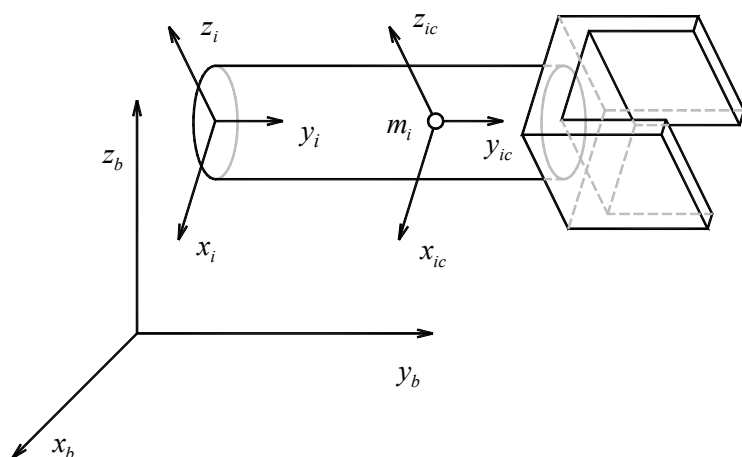
Na základě výše uvedených výpočtů lze vypočítat časové průběhy momentů a sil akcí (reakcí) v každé pohybové jednotce a na jejich základě zjistit průběh zatížení podél jednotlivých článků a provést případnou analýzu napětí. Průměty reakčních momentů pro rotační pohybovou jednotku a reakčních sil pro translační jednotku do směru pohybu (pro rotační do osy otáčení) tvoří zobecněné síly

$$\tau_i = \mathbf{f}_i' \cdot \mathbf{k}_{i-1} \quad T \quad \tau_i = \mathbf{n}_i' \cdot \mathbf{k}_{i-1} \quad R \quad (3.13)$$

které zatěžují pohon a na základě jejich průběhu jsou pohon a jeho komponenty dimenzovány (tj. převodovka, motor, napájecí měnič, napájecí síť).

Matice setrvačnosti článků

Matice setrvačnosti jednotlivých článků mechanismu představují spojení mezi reálným světem mechanismu a jeho matematickým modelem. Základním technickým problémem je výpočet, popř. zjištění matice setrvačnosti článku ve fázi prvního návrhu a dále její upřesňování na základě postupného zpřesňování a doplňování konstrukce článku a jeho pohonů. Výpočet matice setrvačnosti lze provést jen pro velmi omezený počet primitivních tvarů, pro skutečné články je nutno většinou už ve fázi prvního návrhu použít některý z CAD systémů. Důležité je správné stanovení souřadného systému, ke kterému vztahujeme matici setrvačnosti a dále správný přepočet do toho souřadného systému, v jehož souřadnicích matici setrvačnosti vyjadřujeme. Ve výše uvedených výpočtech jsou všechny vektory i matice setrvačnosti vyjádřeny v souřadnicích základního souřadného systému, přitom matice



setrvačnosti jednotlivých článků musí být vypočteny vzhledem k souřadnému systému, který leží v těžišti článku (rovnováha momentů k těžišti článku). Příklad je uveden na obr. 2.1 – 12. Většina CAD systémů umí určit polohu těžiště a matici setrvačnosti daného článku vzhledem k libovolnému souřadnému systému. Vhodné je umístit do článku lokální souřadný systém $LCS_i (x_i, y_i, z_i)$ pro eventuální výpočet v souřadnicích lokálních souřadných systémů a do

Obr. 2.1 – 12 K výpočtu momentů setrvačnosti článků

těžiště článku umístit stejně orientovaný souřadný systém, který nazveme centrální souřadný systém i -tého článku $CCS_i (x_{ic}, y_{ic}, z_{ic})$. Matice setrvačnosti článku vzhledem k centrálnímu

souřadnému systému a vyjádřená v souřadnicích centrálního souřadného systému je definována

$$\mathbf{J}_{icc} = \begin{bmatrix} J_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ -D_{xy} & J_y & -D_{yz} \\ -D_{xz} & -D_{yz} & J_z \end{bmatrix} \quad (3-14)$$

kde na hlavní diagonále jsou momenty k osám centrálního souřadného systému, ostatní prvky jsou deviační momenty. Tyto prvky jsou získány pomocí vhodného CAD systému. Pro výpočet je nutné vyjádřit tuto matici v souřadnicích základního souřadného systému

$$\mathbf{J}_{ic} = \mathbf{R}_b^i \cdot \mathbf{J}_{icc} \cdot \mathbf{R}_b^{iT} \quad (3.15)$$

V přepočtu se jedná jen o změnu orientace os základního souřadného systému vůči centrálnímu souřadnému systému článku a tedy vyjádření prvků matice v souřadnicích jiného souřadného systému. Jelikož je centrální souřadný systém orientován stejně jako lokální souřadný systém článku, je možno pro přepočet orientace matice setrvačnosti použít příslušnou submatici rotace $\mathbf{R}_b^i$. Tento přepočet bývá často nesprávně zaměňován s výpočtem matice setrvačnosti článků vůči jinému souřadnému systému, který musí být proveden pomocí Steinerovy věty v maticovém tvaru. Pokud například máme k dispozici matici setrvačnosti vyjádřenou vzhledem k lokálnímu souřadnému systému, musí se přepočítat (ne vyjádřit) vzhledem k centrálnímu souřadnému systému a pak vyjádřit v souřadnicích základního souřadného systému.

$$\mathbf{J}_{ic} = \mathbf{R}_b^i \cdot (\mathbf{J}_{ii} - \mathbf{J}_{ici}) \cdot \mathbf{R}_b^{iT} \quad (3.16)$$

kde matice $\mathbf{J}_{ici}$ vyjadřuje posun souřadných systémů a podle Steinerovy věty je

$$\mathbf{J}_{ici} = \begin{bmatrix} m_i \cdot (y_{ii}^2 + z_{ii}^2) & -m_i x_{ii} y_{ii} & -m_i x_{ii} z_{ii} \\ -m_i x_{ii} y_{ii} & m_i \cdot (x_{ii}^2 + z_{ii}^2) & -m_i y_{ii} z_{ii} \\ -m_i x_{ii} z_{ii} & -m_i y_{ii} z_{ii} & m_i \cdot (x_{ii}^2 + y_{ii}^2) \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

kde x_{ii}, y_{ii}, z_{ii} jsou souřadnice těžiště i -tého článku v souřadnicích jeho lokálního souřadného systému.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Souřadné systémy, přímá úloha kinematiky, inverzní úloha kinematiky



Kontrolní otázka

- 1) Co je to přímá úloha kinematiky robotu?
- 2) Co je to nepřímá úloha kinematiky robotu?



Úkol k řešení

Vyjádřete zadanou polohu koncového bodu horního ramene zvoleného robotu maticovou metodou.

2.2. MECHANIKA VÝKONNÉHO SUBSYSTÉMU

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte se základy mechaniky výkonného subsystému průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ struktura pohonu ▪ základy mechaniky pohonu ▪ mechanika pohonu robotu Po jejich prostudování budete schopni vysvětlit význam základních pojmů mechaniky robotů a pochopíte vlivy působící na chování průmyslových robotů	Cíle kapitoly
---	---------------

<i>Struktura pohon, zátěž, servopohon, přeměna energie</i>	Klíčová slova
--	---------------



Čas ke studiu: 90 minut

Pochopit chování průmyslového robotu při plnění různých manipulačních, technologických, aj., úloh je nemožné bez poznatků mechaniky a různých dalších souvisejících disciplín – např. elektrotechniky. V rámci bakalářského studia však některé tyto poznatky studenti nezískají a proto aspoň v elementárním rozsahu budou uvedeny v této studijní opoře. Na tomto místě jde o vyjasnění spolupráce mezi pohonem a zátěží ze strany akčního subsystému průmyslového robotu. Protože u těchto zařízení převládají elektrické pohony (servopohony) je výklad někde zaměřen více na tuto skupinu pohonů, nicméně většina poznatků platí i pro ostatní druhy pohonů.



VÝKLAD

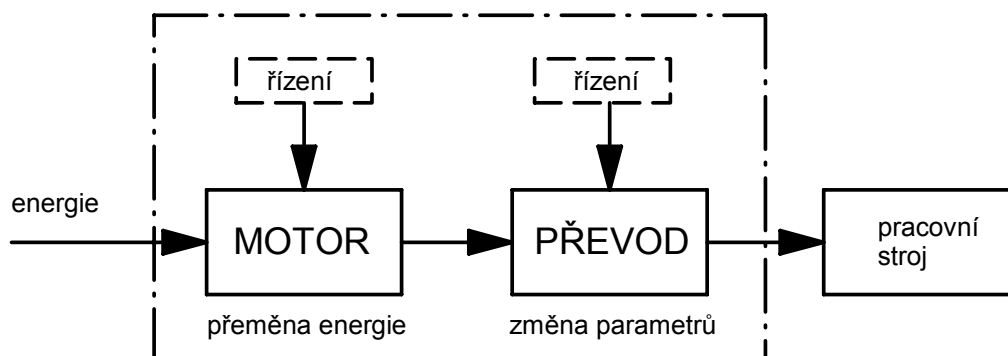
2.2.1. Struktura pohonu

Pohon je zařízení pro přeměnu energie, včetně řízení této přeměny (parametrů M , ω , resp. F , v), určené k uvedení poháněného stroje do požadovaného stavu (předepsaným způsobem).

Pohony lze klasifikovat podle druhu energie, která je využita k přeměně na energii mechanickou v pracovním stroji na: spalovací, elektrické, hydraulické, pneumatické. Důležité je rovněž rozdělení podle řízení přeměny energie.

Pohony mohou být neřízené (s konstantními parametry), nebo řízené – ovládané, regulované. Ovládání znamená, že člověk sleduje řízenou veličinu technologického procesu (parametr) a přes řídicí mechanismus přímo zasahuje do parametrů motoru nebo převodu ke změně této veličiny. Regulace – regulovaná veličina vstupuje do regulátoru, odtud jako akční

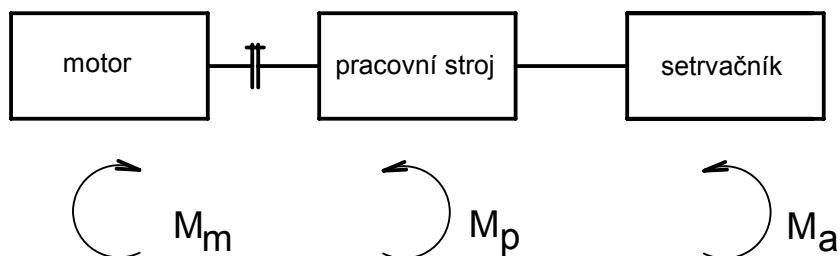
veličina, přes řídicí mechanismus, ovlivňuje motor nebo převod nebo obojí současně (obr. 2.2.1 – 1).



Obr. 2.2.1 - 1 Pohon pracovního stroje

2.2.2. Základy mechaniky pohonu

Při sledování mechanických vlastností a jevů elektrického pohonu si můžeme představit základní stavbu pohonu zjednodušeně (obr. 2.2.2 – 1). Akční člen soustavy – motor vyvozuje poháněcí moment M_m , pracovní stroj zátěžový moment M_p a veškeré rotující hmoty soustavy si představme jako setrvačnick, který při změně úhlové rychlosti vyvozuje svými setrvačnými účinky dynamický moment M_a .



Obr. 2.2.2 – 1 Zavedení momentů na členech pohonu a stroje

Tyto momenty soustavy musí být v každém okamžiku v rovnováze:

$$M_m - M_p - M_a = 0$$

$$M_m - M_p = 0$$

Obr. 2.2.2 – 2 Rovnováha momentů

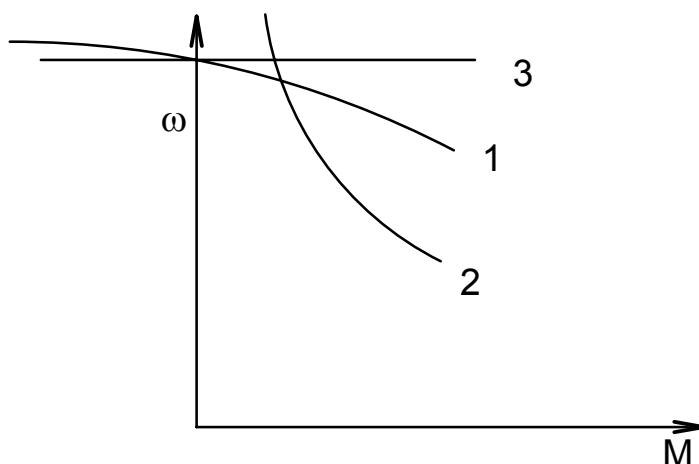
Při pohybu v ustáleném stavu (při konstantní úhlové rychlosti) je dynamický (urychlující) moment nulový. Při provozu soustavy se vyskytují uvedené momenty v kladné i záporné

hodnotě, podle konkrétního provozního režimu. Pro posouzení takových režimů, ze kterých pak vyplývá konkrétní chování stroje potřebujeme znát hodnoty momentů jednotlivých členů soustavy a zavést formu jejich popisu.

Moment motoru

Provozní vlastnosti elektrických motorů se popisují ve stacionárním provozu provozními charakteristikami, které se získávají při zkouškách motorů. Mezi nejčastější charakteristiky patří $\omega = f(M)$ – mechanická charakteristika, případně $M = \varphi(\omega)$ – momentová charakteristika.

V praxi se nejčastěji vyskytují tři charakteristické průběhy mechanické charakteristiky (obr. 2.2.2 – 3). Charakteristika 1 přísluší stejnosměrnému derivačnímu motoru, 2 stejnosměrnému sériovému motoru a 3 synchronnímu motoru. Do skupiny motorů s derivačním charakterem patří – stejnosměrný derivační motor a motor s cizím buzením, třífázový asynchronní motor, třífázový komutátorový motor derivační. Úhlová rychlost se u nich mění se zatížením jen málo – charakteristika se označuje jako tvrdá. V normálním provozu má tato charakteristika prakticky přímkový průběh.



Obr. 2.2.2 – 3 Charakteristiky elektrických motorů

U motorů se sériovou charakteristikou je úhlová rychlost silně závislá na zatížení.

Motory se synchronní charakteristikou mají úhlovou rychlost konstantní, nezávisí na zátěži.

Moment pracovního stroje (zátěžový)

Konstrukce pracovních strojů je velmi různorodá, založená na různých fyzikálních i pracovních principech, z čehož vyplývají i velmi různé zátěžové charakteristiky. Přesto lze vytvořit některé podobné charakteristiky pro skupiny strojů se shodným pracovním principem. Pro zátěžový moment takových skupin pracovních strojů platí empirický vztah:

$$M_p = M_f + (M_{pn} - M_f) \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^x$$

M_p je zátěžový moment pracovního stroje při úhlové rychlosti ω ,

M_f je třecí moment v pohyblivých částech pracovního stroje,

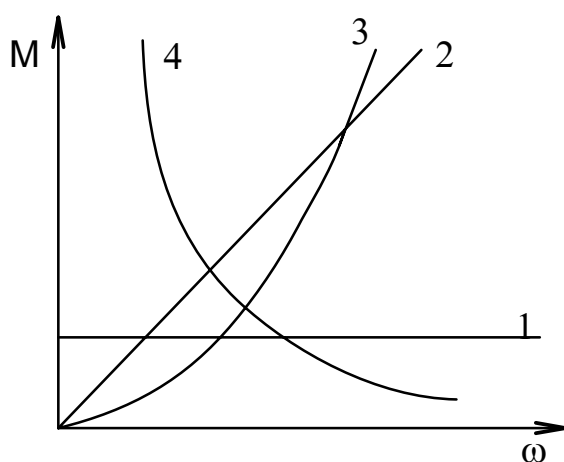
M_{pn} zátěžový moment pracovního stroje při jmenovité úhlové rychlosti ω_n ,

x je exponent, který charakterizuje změnu zátěžového momentu při změně úhlové rychlosti u určitého druhu pracovního stroje. Rovnice tedy vyjadřuje závislost zátěžového momentu pracovního stroje na úhlové rychlosti $M_p = f(\omega)$.

S využitím výše uvedené rovnice a exponentu x lze pracovní stroje zatřídít do několika kategorií, z nichž jako příklad uveďme:

1. stroje s konstantním zátěžovým momentem, nezávislým na ω , kdy $x = 0$ (papírenské stroje, vrtačky, zdvihadí stroje, kalandry, aj.)
2. stroje s lineárně rostoucím zátěžovým momentem s ω , kdy $x = 1$ (speciální případy)
3. stroje s kvadraticky rostoucím zátěžovým momentem s ω , kdy $x = 2$ (tzv. ventilátorová charakteristika – ventilátory, odstředivá čerpadla, lodní šrouby)
4. stroje, které pracují se zátěžovým momentem klesajícím s ω , kdy $x = -1$ (tzv. navíječková charakteristika), výkon přitom zůstává konstantní.

Podobně jako u motorů je vhodné průběh momentových charakteristik vyjádřit graficky (obr. 2.2.2 – 4).



Obr. 2.2.2 – 4 Momentové charakteristiky pracovních strojů

Moment dynamický

Jestliže v soustavě dochází ke změně rychlosti ω , vzniká dynamický moment, závislejší na velikosti setrvačných účinků pohybujících se hmot v soustavě:

$$M_a = J \frac{d\omega}{dt}$$

$$J = \int_m r^2 dm \quad \text{moment setrvačnosti pohybujících se hmot}$$

$$J = m r_i^2 \quad \text{výpočet pro případ soustředění všech hmot v těžišti}$$

Základní pohybové rovnice

Abychom pochopili chování soustavy s pohonem pracovního stroje musíme analyzovat její provozní podmínky, na základě základních zákonů mechaniky. Obecně dochází při funkci pracovního stroje ke změnám rychlosti jako celku nebo jeho částí včetně motoru. To může být vyvoláno změnou zatížení pracovního stroje v důsledku změny pracovního režimu, kolísáním napětí v síti, aj. Každá změna rychlosti je spojena se změnou kinetické energie akumulované v soustavě, což může vyvolat změny momentu, výkonu a rychlosti.

Pro rotační pohyb můžeme energetické poměry popsat vztahem, ve kterém W je energie ze všech poháněcích účinků, W_p energie všech odporů v soustavě a W_d představuje energii všech setrvačných účinků pohybujících se hmot soustavy.

$$W - W_p = W_d = \frac{J \omega^2}{2}$$

$$P_d = \frac{dW_d}{dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{dt} \left(\frac{d\alpha}{d\alpha} \right) =$$

$$= J\omega \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{d\alpha} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) = J\omega \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\omega^3 \frac{dJ}{d\alpha}$$

$$\text{kde } \omega = \frac{d\alpha}{dt}$$

$$M_d = \frac{P_d}{\omega} = J \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{d\alpha}$$

$$M - M_p = M_d = J \frac{d\omega}{dt} \left(\frac{d\alpha}{d\alpha} \right) + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{d\alpha} = J\omega \frac{d\omega}{d\alpha} + \frac{1}{2}\omega^2 \frac{dJ}{d\alpha}$$

pro $J = \text{konst.}$

$$M - M_p = M_d = J \frac{d\omega}{dt}$$

Obr. 2.2.2 – 5 Odvození obecného tvaru pohybové rovnice soustavy

v řadě úvah a výpočtů složitější než je tomu u strojů klasických s $J = \text{konst.}$ Rovnice bilance momentů se obvykle k úhlové rychlosti a zrychlení motoru, ale může se vztáhnout ke kterémukoliv členu soustavy. Momenty se pak musí přepočítat na odpovídající rychlosti.

Doplňme ještě k zátěžovému momentu M_p , že zpravidla působí proti pohybu, ale může ho i podporovat. Z tohoto hlediska dělíme zátěžové momenty na reakční a aktivní (potenciální). Reakční momenty vždy působí proti momentům poháněcím, mají brzdný účinek, při změně směru otáčení změni smysl, takže v pohybové rovnici se nezmění znaménko (patří sem třecí odpory, řezné odpory, apod.). K aktivním momentům patří zátěžové momenty od tíhy, deformace pružných těles, aj. Jejich působení je spojeno se změnou potenciální energie. Při jednom směru otáčení působí proti pohybu, při druhém ho podporují. Tak při zdvínání břemena moment zátěžový působí proti pohybu motoru, při spouštění ho podporuje.

Pro pohybové jednotky s posuvným pohybem se pohybová rovnice odvodí podobně jako u rotačního pohybu. Postačí zaměnit parametry v (rychlost posuvného pohybu) za ω a m (hmotnost pohybujících se hmot) za J .

$$F - F_p = m \frac{dv}{dt} + \frac{1}{2}v^2 \frac{dm}{ds}$$

$$F - F_p = m \frac{dv}{dt}$$

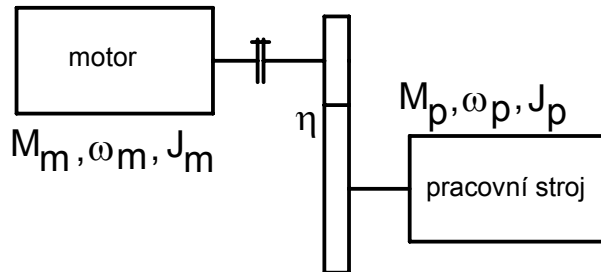
Protože se změnou hmotnosti v závislosti na dráze (s) se v praxi potkáme jen výjimečně můžeme druhou část rovnice na pravé straně vypustit.

Redukce parametrů na hřídel motoru

Vzhledem k tomu, že elektromotory pracují většinou s podstatně vyššími otáčkami než vyžadují manipulační nebo technologické procesy pracovních strojů je nutné zařadit mezi ně převod. V tom případě se otáčí jednotlivé hmoty různými otáčkami (nejsou na stejné hřídeli) a působí na ně různé momenty. Chování soustavy ovlivňují všechny

Dynamický výkon P_d (obr. 2.2.2 – 5) pak lze stanovit z elementárního přírůstku W_d . Získaný vztah nám poslouží k výpočtu dynamického momentu M_d v obecném tvaru, pro situaci kdy $J = f(\alpha)$. U většiny strojů ovšem platí $J = \text{konst.}$, čímž se vztah zredukuje na běžně užívaný tvar, který je uveden jako poslední. U průmyslových robotů s více rotačními stupni volnosti, kdy se současně více pohybových jednotek otáčí, nelze bohužel druhý člen rovnice zanedbat, protože při změnách konfigurace PJ se mění také moment setrvačnosti a důsledkem toho je, že mechanika robotů je

hmoty. Ke zjednodušení popisu poměrů na soustavě za pohybu nahrazujeme sjutečnou soustavu soustavou zjednodušenou – redukovanou. Při této redukci postupujeme tak, aby momenty motoru a pracovního stroje si zachovaly kinetické a dynamické vlastnosti původní soustavy (obr. 2.2.2 – 6).



Obr. 2.2.2 – 6 Parametry soustavy před redukcí

z nichž vyjádříme požadovaný redukovaný moment při identické nebo neidentické transformaci pohybu, pomocí převodového poměru i , případně pro posuvný pohyb ω_m/v_p .

$$P = M_m \omega_m = M_p \omega_p = M_p' \omega_m$$

$$M_p' = M_p \frac{\omega_p}{\omega_m} = \frac{M_p}{i}$$

redukce posuvného pohybu na hřídel

motoru

$$P = M_m \omega_m = F_p v_p = M_p' \omega_m$$

$$M_p' = F_p \frac{v_p}{\omega_m}$$

Pro redukci momentů setrvačnosti vycházíme z rovnosti kinetické energie soustavy před a po redukci.

$$W = \frac{1}{2} J_p \omega_p^2 = \frac{1}{2} J_p' \omega_m^2$$

$$J_p' = J_p \frac{\omega_p^2}{\omega_m^2} = \frac{J_p}{i^2}$$

pro posuvný pohyb obdobně

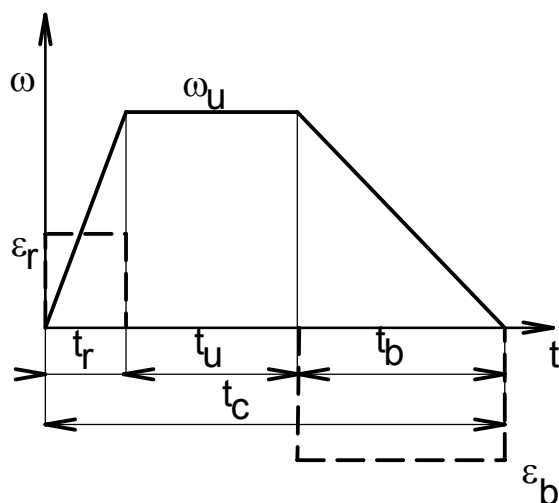
$$J_p' = m_p \frac{v_p^2}{\omega_m^2} = m_p \left(\frac{v_p}{\omega_m} \right)^2$$

2.2.3. Mechanika pohonu robotu

Rotující rameno robotu (pohybová jednotka) může být při provozu ve třech základních pohybových stavech:

- Rozběh (zrychluje)
- Ustálený chod (rychlost konst.)
- Brzdění (zpomaluje)

Celý cyklus pohybu ramene může mít v praxi složitý průběh, avšak pro pochopení a analýzu souvislostí ho lze zjednodušit a znázornit lichoběžníkovou funkcí (obr. 2.2.2 – 7).



V tomto případě je při rozběhu a zastavení úhlové zrychlení (zpomalení) $\varepsilon = \text{konst.}$ Jednotlivá ramena robotu v průběhu technologické či manipulační operace na pracovišti tento charakter cyklu vícekrát realizují. I když je každý takový cyklus většinou velmi krátký, mohou jeho i velmi malé změny za 24 hod velmi podstatně ovlivnit ekonomiku provozu. Proto je důležité pohybové stavy důkladně analyzovat.

Porovnejme k dokumentaci tohoto tvrzení dvě varianty rozběhu – lineární a parabolický rozběh.

Obr. 2.2.2 – 7 Lichoběžníková funkce

Pro oba případy byly odvozeny potřebné vztahy v základní studiu mechaniky

a je třeba si je zopakovat. Zde uvádíme jen výsledky odvození pro vyvození závěrů.

$$\varphi = \frac{1}{2} \frac{\omega^2}{\varepsilon}; \quad \omega = \frac{2\varphi}{t_r} = \varepsilon t_r; \quad \text{Vztahy pro lineární rozběh}$$

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{2\varphi}{t_r^2} = \text{konst.};$$

$$t_r = \frac{\omega}{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2\varphi}{\varepsilon}} = \frac{2\varphi}{\omega}$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - kt; \quad k = \frac{\varepsilon_0}{t_r};$$

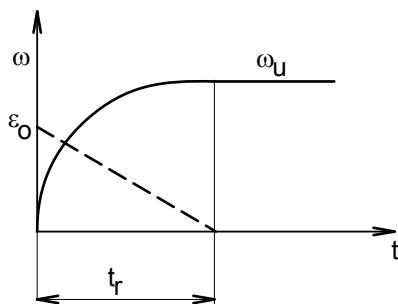
$$\varphi = \frac{1}{3} \omega t_r = \frac{4}{3} \frac{\omega^2}{\varepsilon_0};$$

$$t_r = \frac{2\omega}{\varepsilon_0};$$

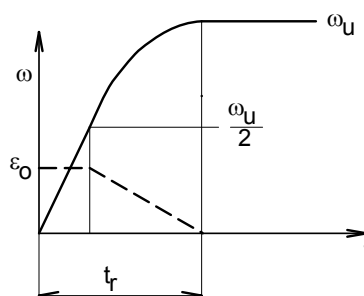
$$\omega = \varepsilon_0 t_r - k \frac{t_r^2}{2};$$

Vztahy pro parabolický rozběh (obr. 2.2.2 – 8)

Porovnáním t_r zjistíme, že pro stejné úhlové zrychlení na počátku rozběhu má parabolický rozběh dobu rozběhu 2x delší než lineární. Což je z hlediska výkonnosti robotu (rychl oběžnosti) nevýhodné, avšak s příznivými účinky při přechodu na ustálenou rychlost (nedojde k rozkmitání konstrukce). Vhodnější řešení dosáhneme kompromisem, např. poloparabolickým rozběhem (obr. 2.2.2 – 9).



Obr. 2.2.2 – 8 Parabolický rozběh



Obr. 2.2.2 – 9 Poloparabolický rozběh

Skutečné poměry při rozběhu, ustáleném chodu i brzdění jsou složitější a záleží na dalších okolnostech, studovaných v navazujícím studiu.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Struktura pohonu
Mechanika pohonu
Rozběh
Ustálený chod



Kontrolní otázka

- 1) Jak druhy rozběhu ovlivňují činnost robotu?
- 2) Jak se redukuje moment setrvačnosti zátěže na hřídel motoru?



Úkol k řešení

Stanovte moment setrvačnosti konstrukčního prvku dle jeho výkresu.

3. POHONY PR

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Prostudováním druhého přednáškového bloku, členěného do tří částí, se seznámíte: ▪ s návrhem výkonu PR ▪ s distribucí pohonů průmyslových robotů ▪ s návrhem elektromotoru	Cíle přednáškového bloku
--	--------------------------------

<i>Motor, pohon, servopohon, hydraulický obvod, tekutinový obvod, převody robotu – valivé, ozubené, harmonické, cyklo</i>	Klíčová slova
---	---------------



Čas ke studiu: 3 hodiny

3.1. NÁVRH POHONU

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte se základy mechaniky výkonného subsystému průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ návrh výkonu pohonu ▪ distribuce pohonů PR ▪ návrh elektrického pohonu PR Po jejich prostudování budete schopni vypočítat výkon motoru PR a pochopíte podstatu distribuce pohonů PR i návrhu jeho elektromotoru pochopíte vlivy působící na chování průmyslových robotů	Cíle kapitoly
--	---------------

<i>Pohon, servomotor</i>	Klíčová slova
--------------------------	---------------



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

V rámci předběžného návrhu je třeba kombinovat nástroje počítačové podpory s předběžnými výpočty a odhady ke zpřesnění výchozí představy o parametrech zvolené koncepce PR (kinematického schématu a důležitých uzlů či agregátů). Patří sem především odhady kinematických parametrů a potřebného výkonu motorů i volba optimálního převodového poměru. Dále jde o odhady silových poměrů, přesností a tuhostí jednotlivých pohybových jednotek. Využíváme přitom dřívějších zkušeností z výsledků a ověřování vlastních konstrukcí i z analýzy konkurenčních výrobků. Postup využívající kombinace metody typových součinitelů a parametrického konstruování je naznačen podrobněji.

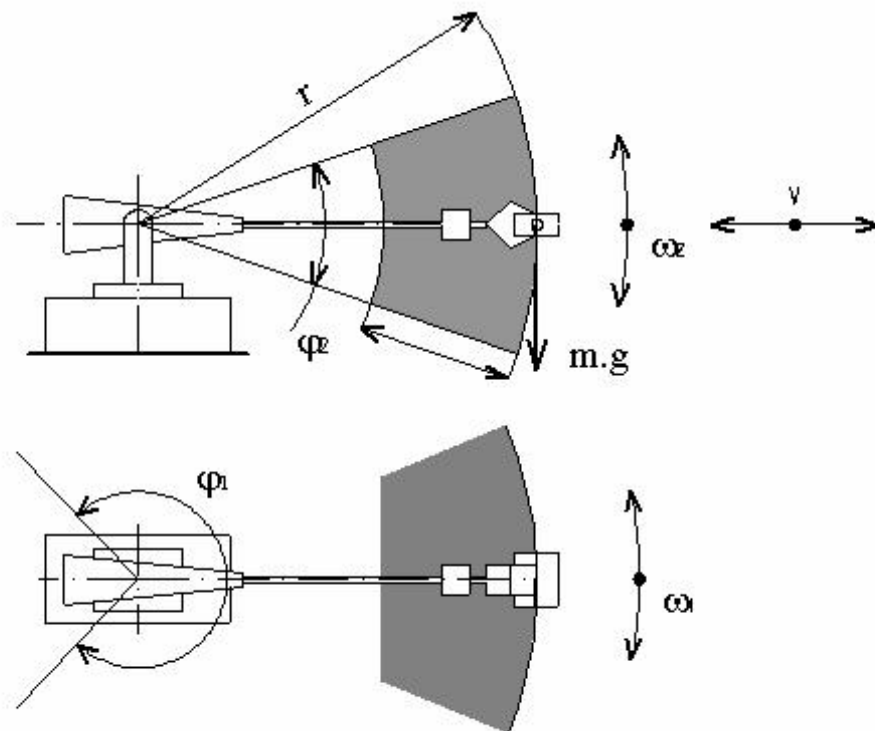
3.1.1. Návrh výkonových parametrů pohonů PR

Po odhadu základních rozměrů kinematického schématu PR a rozsahu pohybu a před zahájením návrhu průřezů a tvarů těles pohybových jednotek je nezbytné předběžně stanovit potřebné výkony motorů a zvolit konkrétní výrobce motoru a jeho typorozměry.

Motory, resp. pohony tvoří významnou zátěž účinkem svých hmot. Přitom ovšem jejich určení probíhá v době, kdy nemáme dostatek údajů pro jejich návrh – není známo rozložení a velikost hmot těles a jiných prvků pohybových jednotek.

Vstupní hodnoty pro návrh

V obr. 8 jsou naznačeny vstupní parametry, z nichž vycházíme na odhady dalších hodnot předběžného návrhu. V daném případě pro PR polohující v souřadnicovém sférickém systému vyplynou ze zadání, resp. z požadavkového listu:



Obr. 3.1.1 - 1 Schéma vstupních parametrů k předběžnému výpočtu

m - nosnost PR [kg]

r - max. poloměr [m]

$\varphi_{1,2}, S$ - max. přemístění objektu manipulace (OM) [rad, m]

$\omega_{1,2}, v$ - nominální rychlosti přemístění OM [s⁻¹, m s⁻¹]

Výkon motoru pro rotační pohybovou jednotku

$$P_r = \frac{(M_n + M_d)}{\eta} \cdot \omega$$

η - účinnost převodů mezi motorem a akčním členem

M_n - moment nevyvážených hmot, včetně OM vzhledem k ose rotace

M_d - dynamický moment při rozběhu, $M_d = I \cdot \varepsilon$ - lze vyjádřit rovněž jen za cenu určitých zjednodušení

Rychlostní profil předpokládáme lichoběžníkový (konstantní zrychlení i zpomalení)

délka rozběhu $\varphi_r = k_1 \cdot \varphi$

délka doběhu $\varphi_b = k_1 \cdot \varphi$

podobně pro přímočarý pohyb $S_r = S_b = k_1 \cdot S$

vyjadřujeme je podílem z celkové dráhy φ nebo S

Hodnotu k_1 určíme z úvahy, že pro zadané ω (resp. v) jako rychlost přemístění OM bude doba přemístění kratší (tj. rychlost provedení funkce větší) bude-li k_1 menší, ale důsledkem budou větší dynamická zatížení na mechanismech pohonů a menší životnost konstrukčních prvků, problémy s řízením (při kmitání) a případně i prodloužení doby přemístění OM (je-li nutné čekat na dokmitání). Jde o optimalizační úlohu.

Uvažujme normativní dynamické zatížení při zrychleních a [ms⁻¹] na úrovni konkurenčních robotů stejné třídy a jako výpočtové připuštěme 1,5 a.

Pro lineární pohon s běžně dosahovanými hodnotami zdvihu (výsuvu) ramene $S = 1\text{ m}$ a rychlosti $v = 1\text{ ms}^{-1}$ je pak možno dráhu při rozběhu odhadnout.

$$S_r = \frac{1}{2} a t_r^2 \quad \text{při} \quad t_r = \frac{v}{a} \quad \text{je}$$

$$S_r = \left(\frac{a}{2}\right) \left(\frac{v}{a}\right)^2 = \frac{v^2}{2a} = \frac{1^2}{2 \cdot 5} = 0,1 [m]$$

vezmeme-li jako příklad $a = 5 [m\ s^{-1}]$

pak lze odhadnout $k_1 = \frac{S_r}{S} = \frac{0,1}{1} = 0,1$ a využívat pro předběžný výpočet.

Pro rotační pohyb

$$\varphi_r = \frac{\varepsilon}{2} t_r^2 = \frac{\varepsilon}{2} \left(\frac{\omega}{\varepsilon}\right)^2 \quad \text{z čehož dále plyne} \quad \varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi_r} = \frac{\omega^2}{2k_1\varphi}$$

kdýž $t_r = \frac{\omega}{\varepsilon}$ čímž dostaneme ε vyjádřeno z parametrů zadání!

Pro odhad momentu setrvačnosti hmot pohybové jednotky

$$I = I_r + I_M = k_2 I_r$$

$$I_r = m_{OM} r^2 \quad \text{moment setrvačnosti z hmoty OM na max. } r!$$

I_M - moment setrvačnosti hmot rotujících částí manipulátoru při max. r

k_2 - koeficient provedení konstrukce, získán na základě analýzy PR

podobného typu

jako příklad budiž $k_2 = 1,8 - 2,3$

pak

$$M_d = I \cdot \varepsilon = k_2 I_r \frac{\omega^2}{2k_1\varphi} = k_2 m_{OM} r^2 \frac{\omega^2}{2k_1\varphi}$$

Moment z nevyvážení

$$M_n = k_3 m_{OM} g r \cos \alpha$$

a k_3 zjistíme opět z dříve provedených konstrukcí

$$k_3 = \frac{M_n}{m_{OM} g r}$$

vyjadřuje závislost celkového nevyváženého momentu na nosnosti manipulátoru (rozložení hmot, podobnost konstrukčního řešení)

$$P_r = \frac{(M_n + M_d)}{\eta} \omega = \left(k_3 m_{OM} g r \cos \alpha + k_2 m_{OM} r^2 \frac{\omega^2}{2 k_1 \varphi} \right) \frac{\omega}{\eta} =$$

$$= \frac{\omega r m_{OM}}{\eta} \left(k_3 g \cos \alpha + \frac{k_2 r \omega^2}{2 k_1 \varphi} \right)$$

platí pro odhad výkonu při rotaci pohybové jednotky kolem horizontální osy.

Při rotaci kolem vertikály (osa z) nepůsobí na pohon nevyvážek (M_n)

$$P_{r(z)} = \frac{m_{OM} r^2 \omega^3}{\eta \varphi} \left(\frac{k_2}{2 k_1} \right) = \frac{m_{OM} r^2 \omega^3}{\eta \varphi} \left(\frac{2}{2 \cdot 0.1} \right) = 10 \frac{m_{OM} r^2 \omega^3}{\eta \varphi}$$

Výkon motoru pro lineární pohybovou jednotku

$$P_l = \frac{F_d + F_n}{\eta} v$$

Setrvačné účinky při rozběhu a zpomalení

$$F_d = k_4 m_{OM} a$$

kde opět k_4 zahrnuje vliv pohyblivých prvků ramene

$$k_4 = \frac{m_4}{m_{OM}}$$

z již provedených a analyzovaných konstrukcí PR

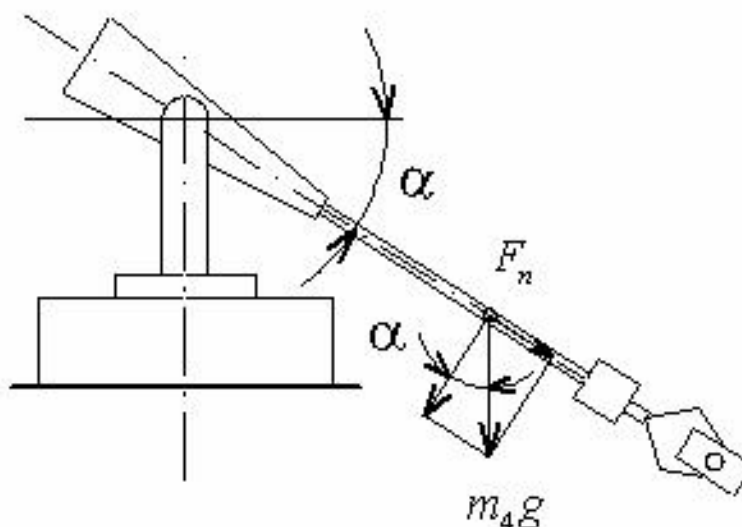
kde m_4 je hmotnost všech pohyblivých prvků včetně OM

Z obdobné úvahy (vzhledem k analogii použitých vztahů s rotačním pohybem) lze

najít pro lineární zrychlení a F_d

$$a = \frac{v^2}{2 k_1 S} \quad F_d = k_4 m_{OM} a = k_4 \frac{m_{OM} v^2}{2 k_1 S}$$

Největší výkon je potřebný pro max. naklopení pohybové jednotky (PJ), přičemž v obecné poloze platí pro osovou složku přitěžující motor



Obr. 3.1.1 - 2 Schéma vstupních parametrů k předběžnému výpočtu

$$F_n = m_4 g \sin \alpha = k_4 m_{OM} g \sin \alpha$$

Výsledný potřebný výkon pro lineární pohyb

$$P_l = \frac{k_4 v m_{OM}}{\eta} \left(\frac{1}{2 k_1} \frac{v^2}{S} + g \sin \alpha \right)$$

Pro pohony členů pouze v horizontální rovině (pro cylindrický a kartézský s.s.)
je $\alpha = 0$; $\sin \alpha = 0$; $k_1 = 0,1$; $k_4 = 2,0$
pak

$$P_{l(x)} = \frac{10 m_{OM} v^3}{\eta S}$$

pro pohony vertikálního pohybu

$$P_{l(z)} = \frac{k_4 v m_{OM}}{2} \left(\frac{v^2}{0,2 S} + g \right) = \frac{10 v m_{OM}}{\eta} \left(\frac{v^2}{2 S} + 1 \right)$$

Volba optimálního převodového poměru

Při použití vysokootáčkových motorů je nezbytný převod mezi motorem a akčním členem PR.

Jestliže převládají v pohonu zatížení z nevyvážení hmot lze použít pro moment na hřídeli motoru vztah (převod dopomala $i > 1$)

$$M_M = \frac{M_n}{i \cdot \eta}$$

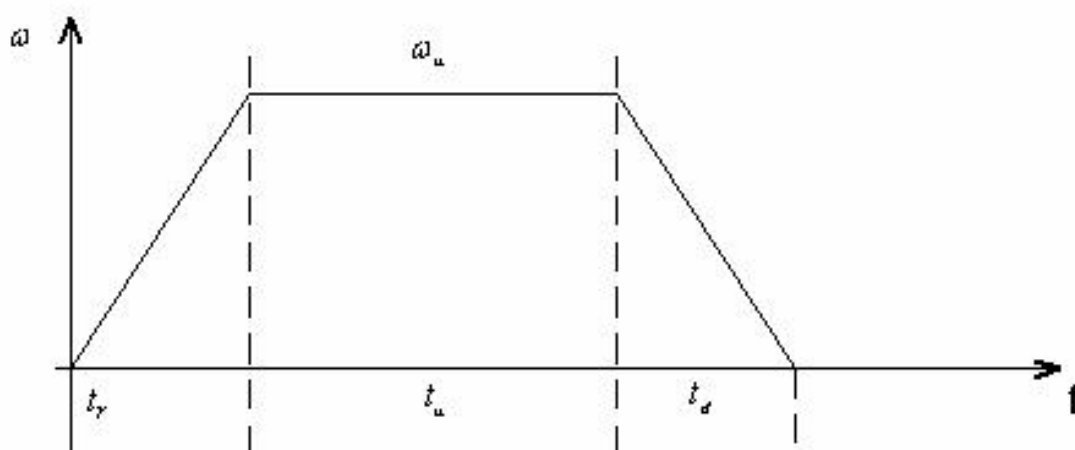
$$i = \frac{M_n}{M_M \cdot \eta}$$

Jestliže však převládají dynamická zatížení je možné řešení složitější. S rostoucím i klesá moment setrvačnosti přepočítaný na hřídel motoru (z hmot akčního členu) v poměru i^2 a tím se zmenšuje rovněž potřebná doba rozběhu na ω_{nom} nebo zpomalování na $\omega = 0$ (je menší zátěž motoru). Současně, ale při větším i klesá rychlost ustáleného pohybu

$$\omega_{nom} = \frac{\omega_M}{i}$$

Při zmenšování i roste ω_{nom} , ale doba zpomalování i rozběhu se zvětšuje; proto je nutné hledat i_{opt} , aby doba přemístění objektu byla minimální z obou hledisek.

K řešení je nutné znát vztah pro celkovou dobu přemístění OM v závislosti na i .



Obr. 3.1.1 - 3 Rychlostní diagram pro rotační pohyb

Pro rotační pohyb PJ v rozsahu φ je celková doba t_φ

$$t_\varphi = t_r + t_u + t_d$$

$$t_r = t_d = \frac{\omega}{\varepsilon}$$

$$t_u = \frac{\varphi_u}{\omega}$$

$$\varphi_r = \frac{\omega_u^2}{2\varepsilon}$$

pak

(6.14)

$$t_\varphi = 2t_r + t_u = 2\frac{\omega_u}{\varepsilon} + \frac{\varphi_u}{\omega_u}$$

a pro

$$\frac{\varphi_u}{\omega_u} = \frac{\varphi - 2\varphi_r}{\omega_u} = \frac{\varphi - \frac{\omega_u^2}{\varepsilon}}{\omega_u} = \frac{\varphi}{\omega_u} - \frac{\omega_u}{\varepsilon}$$

je

$$t_\varphi = \frac{\omega_u}{\varepsilon} + \frac{\varphi}{\omega_u}$$

po dosazení výše uvedených vztahů

$$t_\varphi = \frac{\frac{\omega_M}{I}}{\frac{M_d}{i}} + \frac{\varphi}{\frac{\omega_M}{i}}$$

jestliže je

$$M_d = M_{dM} \cdot i \cdot \eta$$

a

$$I = I_M \cdot i^2 + I_z$$

je celkový čas pro vykonání rotačního pohybu PJ

$$t_\varphi = \frac{\frac{\omega_M}{I}}{\frac{M_{dM} i \eta}{I_M \cdot i^2 + I_z}} + \frac{\varphi}{\frac{\omega_M}{i}} = \frac{(I_M i^2 + I_z)}{M_{dM} i^2 \eta} + \frac{\varphi i}{\omega_M} =$$

$$t_\varphi = \frac{(I_M i^2 + I_z) \omega_M^2 + M_{dM} \varphi i^3 \eta}{M_{dM} \omega_M i^2 \eta}$$

kde

I_M - moment setrvačnosti motoru včetně redukováného momentu převodovky

I_z - moment setrvačnosti zátěže (hmot PJ)

ω_M - úhlová rychlost motoru

M_{dM} - dynamická složka momentu na hřídeli motoru

Hledáme minimum funkce t_φ , tedy $\frac{dt_\varphi}{di} = 0$

Pak

$$i_{opt} = \sqrt[3]{\frac{2 \omega_M^2 I_z}{\varphi M_{dM} \eta}}$$

(6.22)

vztah je správný pouze pro lichoběžníkový průběh ω , který je charakteristický pro pohony, u nichž moment setrvačnosti zátěže převyšuje moment setrvačnosti motoru, proto je nutné kontrolovat

$$\frac{I_{z \text{ red}}}{I_M} > 1$$

zda $\frac{I_{z \text{ red}}}{I_M}$, pokud je menší než 1
volíme i

$$i = \sqrt{\frac{I_z}{I_M}}$$

Protože u provozu PR jsou běžné měnící se cykly pohybů členů R nelze i_{opt} počítat z jediné konkrétní hodnoty φ , ale ze střední aritmetické hodnoty všech pootočení PJ, vytvářejících cyklus (případně podle modelu určitého typového cyklu charakteristického pro danou technologii)

$$i_{opt} = \sqrt[3]{\frac{2 \omega_M^2 \sum_{k=1}^n I_{zk}}{\sum_{k=1}^n \varphi_k M_{dM} \eta}}$$

I_{zk} - moment setrvačnosti I_z pro k -tý pohyb

φ_k - velikost k -tého pootočení

n - počet pootočení

Je zřejmé, že i koncepce kinematické struktury a typ PR mají vliv na i - např. koncepce pro bodové svařování, či zakládání polotovarů do obráběcích strojů, vyžadují různé velikosti pohybů $\varphi_r, \varphi_d, \varphi_u, \varphi$, a ω_u .

Řešení optimálního převodového poměru pro lineární PJ

Úloha vede k volbě rychlosti přemístění členu a pro ověření platnosti lichoběžníkového průběhu rychlostí je opět nezbytná podmínka

$$I_{zred} > I_M$$

(6.26)

Pak doba pohybu

$$t_l = \frac{(i^2 I_M + m_z) \omega_M^2 + S i^3 M_{dM} \eta}{M_{dM} \omega_M i^2 \eta}$$

$$\text{kde } i = \frac{\omega_M}{v}$$

a

$$i_{opt} = \frac{\omega_M}{v} = \sqrt[3]{\frac{2 \omega_M^2 m_z}{S M_{dM} \eta}}$$

nebo lépe vyjádříme přímo optimální rychlost PJ

$$v_{opt} = \sqrt[3]{\frac{S M_{dM} \omega_M \eta}{2 m_z}}$$

z i_{opt} , resp. v_{opt} lze odvodit parametry převodového mechanismu – ϕ ozubeného kola pro ozubený hřeben, nebo stoupání kuličkového šroubu. Souhrn postupu - Algoritmus výpočtu energetických parametrů pohonu:

Orientační výpočet výkonu motoru podle údajů (požadavkový list) technického zadání.

Výběr motorů (variantně) podle katalogů s různými M_M, ω_M .

Výpočet i_{opt} pro každý motor.

Výběr motoru s nejkratší dobou potřebnou pro daný model cyklu pohybů, při co nejkompaktnější konstrukci.

3.1.2. Distribuce pohonů PR

Umístění motorů na konstrukcích PR je významným koncepčním znakem, který ovlivňuje jejich vlastnosti. V zásadě je pro sériové koncepce možné umístit motory :

- v kloubech
- mimo klouby (obr. 3.1.2 – 2 a 3)
- hybridně – částečně v kloubech, částečně mimo klouby (obr. 3.1.2 – 1).



Obr. 3.1.2 – 1 Hybridní uspořádání motorů



Obr. 3.1.2 – 2 Motory v základu



Obr. 3.1.2 – 3 struktura motorů a převodů v základu k obr. vlevo

V praxi převládají řešení hybridní. Nejčastěji je motor pro pohon horního ramene umístěn o kloub níž (případně i mimo kloub) a motory orientačního ústrojí na konci horního ramene, kde přispívají k jeho statickému vyvážení. Důvod k hybridnímu řešení je zřejmý – motor sám je významnou zátěží s účinky statickými i dynamickými, které by nepříznivě ovlivnily vlastnosti PR zvláště pokud by motory orientačního ústrojí byly přímo umístěny v kloubech.

Hybridní koncepce je tedy z hlediska energetického výhodnější, je však složitější řízení i konstrukce převodů i příslušné pohybové jednotky. Je zde také problém v delším kinematickém řetězci, kde se obtížněji zajišťuje jeho dostatečná tuhost a přesnost.

Naopak konstrukce s motory v kloubech usnadňuje řízení, dosažení vyšší tuhosti a přesnosti, ale energeticky je méně výhodná.

Problém s řízením robotů s motory v základu je vyvolán ovlivněním pohybů kloubů nejen motorem příslušným kloubu, ale i pohyby motorů, jejichž převody kloubem jen prochází. Z hlediska řízení nejde dnes již o významný problém.

Existují konstrukce PR, které mají všechny motory umístěny na základovém rámu. To se jeví v některých případech jako výhoda, z důvodu jednoduché a štíhlé vnější konstrukce (srovnej ve stejném obr. 3.1.2 – 1 a 2. oba typy PR). Jsou-li dokonce i kabelové rozvody umístěny uvnitř ramen, může se takový PR dostat i do velmi úzkých prostor. Je ovšem nezbytné provést tak zvané rozpojení pohybů v kloubech (tedy odstranit vzájemné ovlivnění, jak bylo výše uvedeno).

Problém se řeší pomocí kompenzačních převodů.

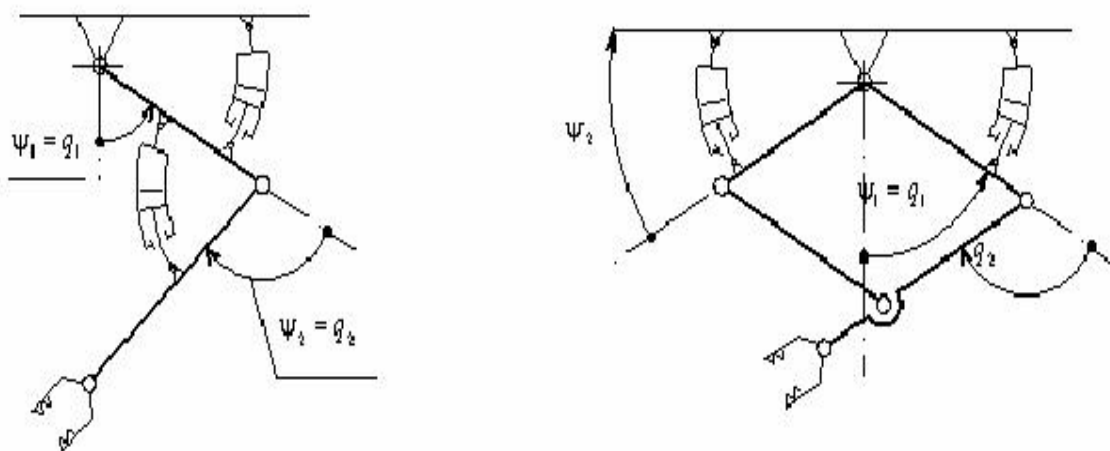
Pro návrh PR s pohony v kloubech provádíme pouze silovou a dynamickou analýzu ke správné volbě výkonů motorů a pro stanovení charakteristik rychlosti, přesnosti a zatížení pro navrhovaný PR.

Při návrhu PR s pohony na rámu je třeba navíc řešit specifické úlohy kinematické analýzy a syntézy složitých planetových převodů.

Takové schéma sice vyžaduje navíc mechanismy rozpojení pohybu a předepnutí kinematického řetězce, ale umožňuje zmenšit rozměry a hmotnost manipulátoru (M), zlepšit pohyblivost a charakteristiky oprav a údržby.

Jedná se tedy o problematiku spojenou s řešením přenosu pohybu z motorů umístěných v základu (M) – na nepohyblivém rámu – ke kinematickým dvojicím, u robotu kloubového typu.

Situaci lze znázornit podle obr. 3.1.2 – 4. Modely manipulátoru se dvěma rameny mají stejnou strukturu, ale jinou organizaci převodů. Levé schéma je vybaveno motory v kloubech, pravé má motory v základu a rotační pohyb ramene vzdálenějšího od základu je vyvozován pomocí kloubového mechanismu (paralelogram). V prvním případě každý motor řídí velikost odpovídajícího kloubu, aniž by ovlivňoval natočení ve zbývajícím. Ve druhém případě je nutné řídit oba motory, chceme-li při pohybu motoru 1 (ψ_1), zachovat úhel mezi rameny beze změny; mění se tedy i ψ_2 . Problém je výrazně složitější v reálných konstrukcích, jsou-li např. v základu umístěny motory 6ti kloubů.



Obr. 3.1.2 – 4 Demonstrace potřeby rozpojení pohybů – vlevo motory v kloubech, vpravo motory v základu

K řešení tohoto problému je třeba identifikovat vztahy v kinematickém řetězci mezi pootočeními na vstupech a výstupech mechanismu ruky. Lze si představit aplikaci známého postupu pro přechod od mechanismu s více stupni volnosti ke stejnému počtu mechanismů s jedním stupněm volnosti, jestliže postupně zastavíme všechny klouby mimo jednoho (q_1) a zjišťujeme velikost pootočení všech motorů (ψ_n). Opakováním postupu pro všechny klouby získáme matici dílčích převodových poměrů, která popisuje kinematiku mechanismu ruky. Jedná se o systém algebraických lineárních rovnic s konstantními koeficienty. Jakékoliv změny v kinematice mechanismů ruky se projeví v matici dílčích převodových poměrů, tzn., že je třeba provést syntézu mechanismů, které by vyhověly požadavkům.

Musí být zajištěna jednoznačnost pohybu mezi každým vstupem do mechanismu (pohyb motoru) a jemu odpovídajícím výstupem (pohyb příslušného kloubu), tak jak je tomu u motorů umístěných v kloubech.

Matematicky je jednoznačnost pohybů zajištěna diagonálností matice dílčích převodových poměrů, z hlediska mechaniky vede snaha o jednoznačnost k zavedení speciálních, tzv. kompenzačních (nebo rozpojovacích) mechanismů. Jimi je dosaženo odstranění vzájemného ovlivnění v jednotlivých stupních volnosti.

Pro jednoduchý příklad z obr. 3.1.2 – 4 vpravo lze psát vztah pro transformaci souřadnic mezi q a ψ v maticovém tvaru

$$q = T\psi$$

vyšetřeme

$$q = f(\psi)$$

z obr. 3.1.2 – 4 platí

$$\psi_2 + (q_2 - q_1) = \frac{\pi}{2}$$

úpravou dostaneme

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} + q_1 - q_2 \quad \text{pootočení hřídele motoru 2}$$

a

$$\psi_1 = q_1$$

Matici koeficientů (parciálních převodů) získáme ve tvaru

$$T = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$$

Kompenzační mechanismus realizuje další transformaci souřadnic mezi pootočeními hřídelí motoru a pootočeními výstupních hřídelí kompenzačního mechanismu

$$\psi = R^g$$

kde

$$R = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix}$$

Po dosazení za ψ z do je

$$q = TR^g$$

Kinematická vazba mezi pohyby vyjádřenými pomocí zobecněných souřadnic nevznikne, jestliže matice, která vznikne součinem TR bude diagonální, tzn., že prvky této nové matice budou

$$a_{21}b_{21} + a_{22}b_{21} = 0$$

$$a_{11}b_{12} + a_{12}b_{22} = 0$$

Současně musí být

$$a_{11}b_{11} + a_{12}b_{21} \neq 0$$

$$a_{21}b_{12} + a_{22}b_{22} \neq 0$$

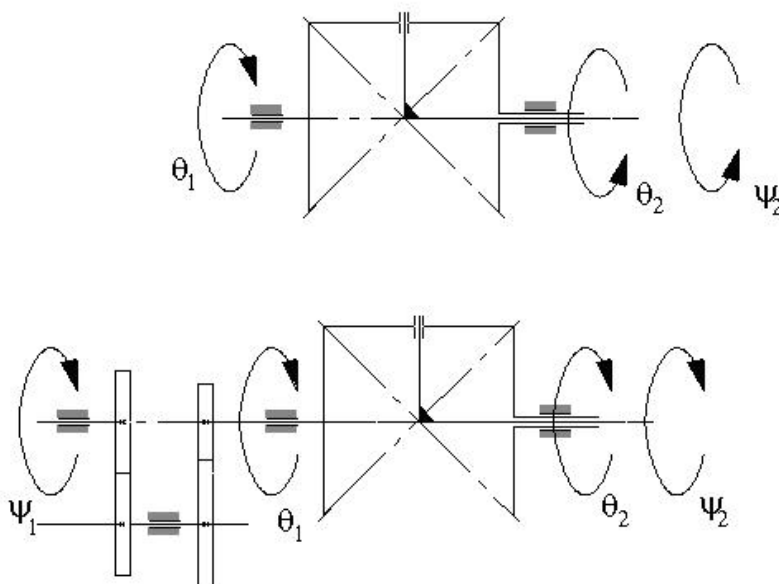
Pak pro uvedený příklad dostaneme

$$\psi_1 = b_{11}\vartheta_1$$

$$\psi_2 = b_{11}\vartheta_1 + b_{22}\vartheta_2$$

Ze druhého vztahu vyplývá, že pro složení pohybů ze dvou vstupů s určitými koeficienty bude nutné použít diferenciálního mechanismu, kdežto první vztah ukazuje na obyčejný reduktor s převodovým poměrem b_{11} .

Pak schéma převodu je možné realizovat např. podle obr. 3.1.2 – 5.



Obr. 3.1.2 – 5 Kompenzační převod k řešenému umístění motorů

Pro případ rozpojení pohybů kinematického řetězce kloubového robotu s více stupni volnosti, se všemi motory umístěnými v základu (obr. 3.1.2 – 6), postupujeme v zásadě stejným způsobem. Uvedenou procedurou zastavení všech kloubů mimo jednoho, kterým pootočíme, lze zjistit odpovídající pootočení motorů.

$$\Delta\psi_1 = \frac{\partial\psi_1}{\partial q_1}\Delta q_1 + \frac{\partial\psi_1}{\partial q_2}\Delta q_2 + \dots + \frac{\partial\psi_1}{\partial q_n}\Delta q_n$$

$$\Delta\psi_2 = \frac{\partial\psi_2}{\partial q_1}\Delta q_1 + \frac{\partial\psi_2}{\partial q_2}\Delta q_2 + \dots + \frac{\partial\psi_2}{\partial q_n}\Delta q_n$$

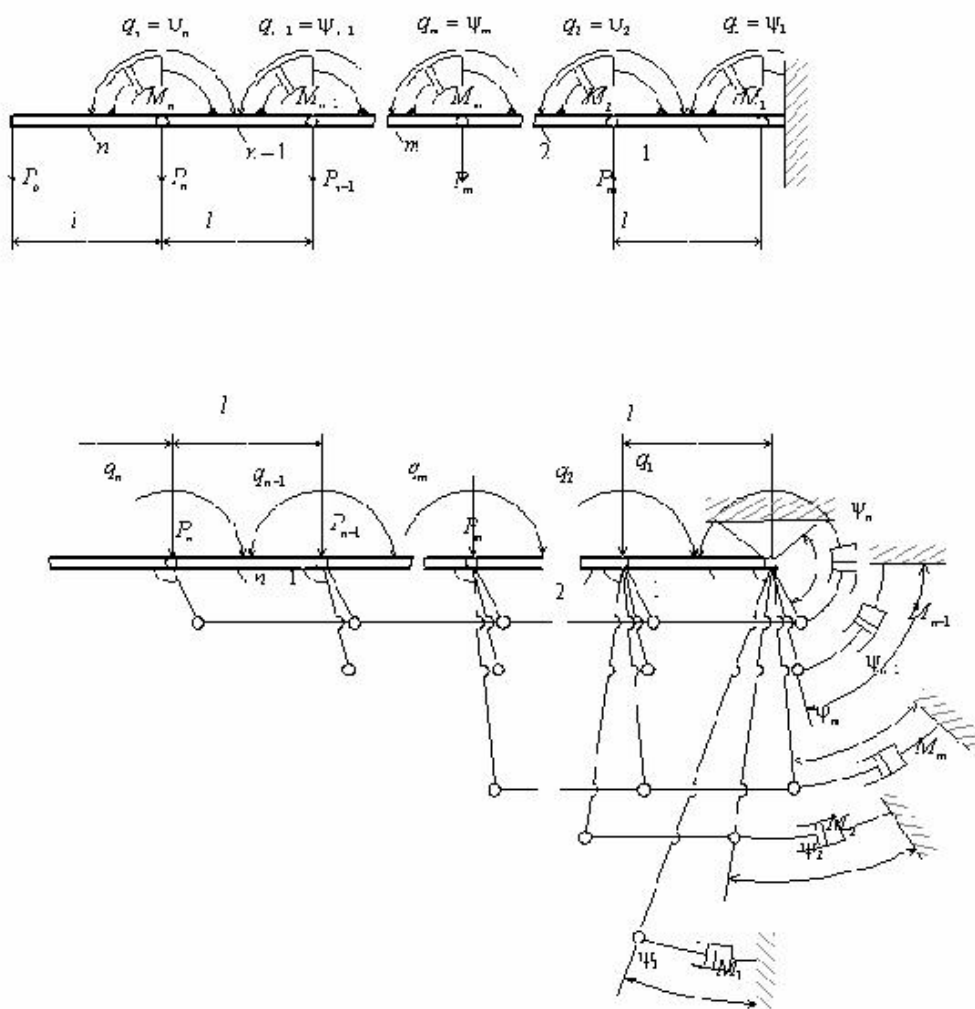
$$\dots$$

$$\Delta\psi_n = \frac{\partial\psi_n}{\partial q_1}\Delta q_1 + \frac{\partial\psi_n}{\partial q_2}\Delta q_2 + \dots + \frac{\partial\psi_n}{\partial q_n}\Delta q_n$$

nebo při zkráceném zápisu

$$\Delta\psi_i = \sum_{m=1}^n \frac{\partial\psi_i}{\partial q_m} \Delta q_m \quad (i, m = 1, 2, \dots, n)$$

Koeficienty této lineární transformace tvoří matici T rozměru $n \times n$



Obr. 3.1.2 – 6 Schéma k porovnání ovlivnění pohybů v mezilehlých kloubech při motorech v základu – spodní obr.

$$T = \begin{vmatrix} \frac{\partial\psi_1}{\partial q_1} & \frac{\partial\psi_2}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial\psi_n}{\partial q_1} \\ \frac{\partial\psi_1}{\partial q_2} & \frac{\partial\psi_2}{\partial q_2} & \dots & \frac{\partial\psi_n}{\partial q_2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial\psi_1}{\partial q_n} & \frac{\partial\psi_2}{\partial q_n} & \dots & \frac{\partial\psi_n}{\partial q_n} \end{vmatrix}$$

Transformační matice T má konkrétní podobu podle způsobu umístění motorů a závislost mezi $\Delta\psi$ a Δq

$$\Delta\psi = T \Delta q$$

má pak dvě mezní varianty
pro případ, že všechny motory jsou umístěny v kloubech (matice T je diagonální)

$$\begin{pmatrix} \Delta\psi_1 \\ \Delta\psi_2 \\ \Delta\psi_3 \\ \dots \\ \Delta\psi_{n-1} \\ \Delta\psi_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & & & & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & & & & & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & 0 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \Delta q_1 \\ \Delta q_2 \\ \Delta q_3 \\ \dots \\ \Delta q_{n-1} \\ \Delta q_n \end{pmatrix}$$

pro motory v základu

$$\begin{pmatrix} \Delta\psi_1 \\ \Delta\psi_2 \\ \Delta\psi_3 \\ \dots \\ \Delta\psi_{n-1} \\ \Delta\psi_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 & 0 & & & & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & & & & & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 1 & 1 & 1 & 1 & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & \cdot & \cdot & 1 & 1 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \Delta q_1 \\ \Delta q_2 \\ \Delta q_3 \\ \dots \\ \Delta q_{n-1} \\ \Delta q_n \end{pmatrix}$$

Z rovnice nahoře je zřejmá jednoznačná závislost mezi velikostí pootočení m-tého kloubu a m-tého motoru, podle rovnice pod ní tomu tak není. Problém tedy odpovídá, jak již bylo výše popsáno, požadavku na odstranění vzájemného ovlivnění pohybů v kloubech kinematického řetězce.

Problém má řešení matematické a adekvátní technické. Matematicky jde o přechod od matice trojúhelníkové k matici diagonální. Technické řešení se zakládá na zařazení kompenzačních diferenciálních převodů mezi motory a manipulátor, ustavených rovněž v základu. Vzhledem k použití diferenciálních převodů je kinematika kompenzačních převodů analogická kinematice manipulátoru, přičemž převody manipulátoru jsou spojeny n spojovacími hřídeli s přírůstků pootočení $\Delta\theta$ od přírůstků pootočení motorů $\Delta\psi$.

$$\begin{aligned} \Delta\vartheta_1 &= \frac{\partial\vartheta_1}{\partial\psi_1} \Delta\psi_1 + \frac{\partial\vartheta_1}{\partial\psi_2} \Delta\psi_2 + \dots + \frac{\partial\vartheta_1}{\partial\psi_n} \Delta\psi_n \\ \Delta\vartheta_2 &= \frac{\partial\vartheta_2}{\partial\psi_1} \Delta\psi_1 + \frac{\partial\vartheta_2}{\partial\psi_2} \Delta\psi_2 + \dots + \frac{\partial\vartheta_2}{\partial\psi_n} \Delta\psi_n \\ &\dots \\ \Delta\vartheta_n &= \frac{\partial\vartheta_n}{\partial\psi_1} \Delta\psi_1 + \frac{\partial\vartheta_n}{\partial\psi_2} \Delta\psi_2 + \dots + \frac{\partial\vartheta_n}{\partial\psi_n} \Delta\psi_n \end{aligned}$$

nebo zkráceně

$$\Delta\theta = R \Delta\psi$$

kde matice R je tvořena opět dílčími převodovými poměry z a má obdobný fyzikální význam jako T.

Dále nutno vyšetřit vztah mezi $\Delta\vartheta$ a Δq a to stejnou procedurou jako pro $\Delta\psi$ a Δq

$$\Delta\theta = T^* \Delta q$$

Z rovnic lze vyjádřit přírůstky pootočení motorů v závislosti na pootočení kloubů

Jestliže nyní najdeme takové matice R^{-1} a T^* , jejichž součinem vznikne matice diagonální, dosáhneme "rozpojení převodů robotu" pomocí kompenzačního převodu, tedy vzájemné jednoznačnosti pootočení kloubů manipulátoru robotu a pootočení příslušných motorů.

Z výše uvedeného zapišme odvozené matice v následujícím tvaru

$$R = \begin{vmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 & 0 & 0 \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ b_{n1} & b_{n2} & b_{n3} & & b_{nn} \end{vmatrix}$$

K provedení součinu matic $R^{-1}T^*$ je třeba nejdříve stanovit inverzní matici R^{-1} k R (jsou možné různé postupy)

94

$$R^{-1} = \left| \frac{R_{mi}}{\det[b_{im}]} \right| = |r_{im}^{-1}|_1^n$$

R_{mi} - algebraický doplněk (adjunkt) prvku v determinantu $|R|$

Tímto postupem lze vyčíslit R^{-1} pro $n = 2, n = 3, n = 4$ atd.

$$|r_{im}^{-1}|_1^2 = \frac{1}{b_{11}b_{22}} \begin{vmatrix} b_{22} & 0 \\ -b_{21} & b_{11} \end{vmatrix} \quad n = 2$$

$$|r_{im}^{-1}|_1^3 = \frac{1}{b_{11}b_{22}b_{33}} \begin{vmatrix} b_{22}b_{33} & 0 & 0 \\ -b_{21}b_{33} & b_{11}b_{33} & 0 \\ b_{21}b_{32} - b_{22}b_{31} & -b_{11}b_{32} & b_{11}b_{22} \end{vmatrix} \quad n = 3$$

$$|r_{im}^{-1}|_1^4 = \frac{1}{b_{11}b_{22}b_{33}b_{44}} \begin{vmatrix} b_{22}b_{33}b_{44} & 0 & 0 & 0 \\ -b_{21}b_{33}b_{44} & b_{11}b_{33}b_{44} & 0 & 0 \\ B^* & -b_{11}b_{32}b_{44} & b_{11}b_{22}b_{44} & 0 \\ B^{**} & B^{***} & -b_{11}b_{22}b_{43} & b_{11}b_{22}b_{33} \end{vmatrix}$$

kde

$$B^* = b_{21}b_{32}b_{44} - b_{31}b_{22}b_{44}$$

$$B^{**} = -b_{21}b_{32}b_{43} - b_{41}b_{22}b_{33} + b_{31}b_{22}b_{43}$$

$$B^{***} = b_{11}b_{32}b_{43} - b_{11}b_{42}b_{33}$$

Získanou matici je třeba analyzovat a zjistit za jakých podmínek (hodnot b_{im}) lze dosáhnout vynulování všech prvků matice mimo hlavní diagonálu!

Vyjděme z toho, že prvky hlavní diagonály a první poddiagonály v maticích R^{-1} jsou pouze jednočleny a střídají se v nich znaménka $\pm$ a s uvážením jejich fyzického smyslu lze zajistit, že nenabývají nulových hodnot. Dále je zřejmé, že prvky mimo hlavní diagonálu a první poddiagonálu mohou být naopak nulové, jestliže vhodně zvolíme velikost prvků b_{im} .

Zvolme hodnoty b_{im} (tj. dílčí převody) kompenzačního mechanismu následovně

$$\begin{aligned} b_{11} &= b_{21} = b_{31} = \dots = b_{n1} = p_k \\ b_{22} &= b_{32} = \dots = b_{n2} = s_k \\ b_{33} &= \dots = b_{n3} = t_k \\ &\dots \\ b_{nn} &= f_k \end{aligned}$$

kde p_k , s_k , t_k , f_k , jsou dílčí převodové poměry kompenzačních převodů. Pak příslušné inverzní matice dostanou tvar

$$\left| r_{im}^{-1} \right|_1^2 = \begin{vmatrix} \frac{1}{p_k} & 0 \\ -\frac{1}{s_k} & \frac{1}{s_k} \end{vmatrix}$$

$$\left| r_{im}^{-1} \right|_1^3 = \begin{vmatrix} \frac{1}{p_k} & 0 & 0 \\ -\frac{1}{s_k} & \frac{1}{s_k} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{t_k} & \frac{1}{t_k} \end{vmatrix}$$

$$\left| r_{im}^{-1} \right|_1^4 = \begin{vmatrix} \frac{1}{p_k} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{s_k} & \frac{1}{s_k} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{t_k} & \frac{1}{t_k} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{u_k} & \frac{1}{u_k} \end{vmatrix}$$

podle toho pak inverzní matici potřebnou pro kompenzační převod dostaneme ve tvaru

$$R^{-1} = \begin{vmatrix} \frac{1}{p_k} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{s_k} & \frac{1}{s_k} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{t_k} & \frac{1}{t_k} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{u_k} & \frac{1}{u_k} & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{f_k} & \frac{1}{f_k} \end{vmatrix}$$

Tímto postupem jsme také matici značně minimalizovali pokud se týká počtu prvků. Posledním krokem postupu je určení součinu obou matic R^{-1} a T^* .

$$R^{-1}T^* = \begin{vmatrix} \frac{a_{11}}{p_k} & 0 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \frac{a_{21}-a_{11}}{s_k} & \frac{a_{22}}{s_k} & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \frac{a_{31}-a_{21}}{t_k} & \frac{a_{32}-a_{22}}{t_k} & \frac{a_{33}}{t_k} & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ \frac{a_{41}-a_{31}}{u_k} & \frac{a_{42}-a_{32}}{u_k} & \frac{a_{43}-a_{33}}{u_k} & & & & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & & & \\ \frac{a_{n1}-a_{(n-1)1}}{f_k} & \frac{a_{n2}-a_{(n-1)2}}{f_k} & \cdot & \cdot & \cdot & & \frac{a_{nn}}{f_k} \end{vmatrix}$$

Diagonálnost bude zajištěna jestliže zvolíme prvky matice T^*

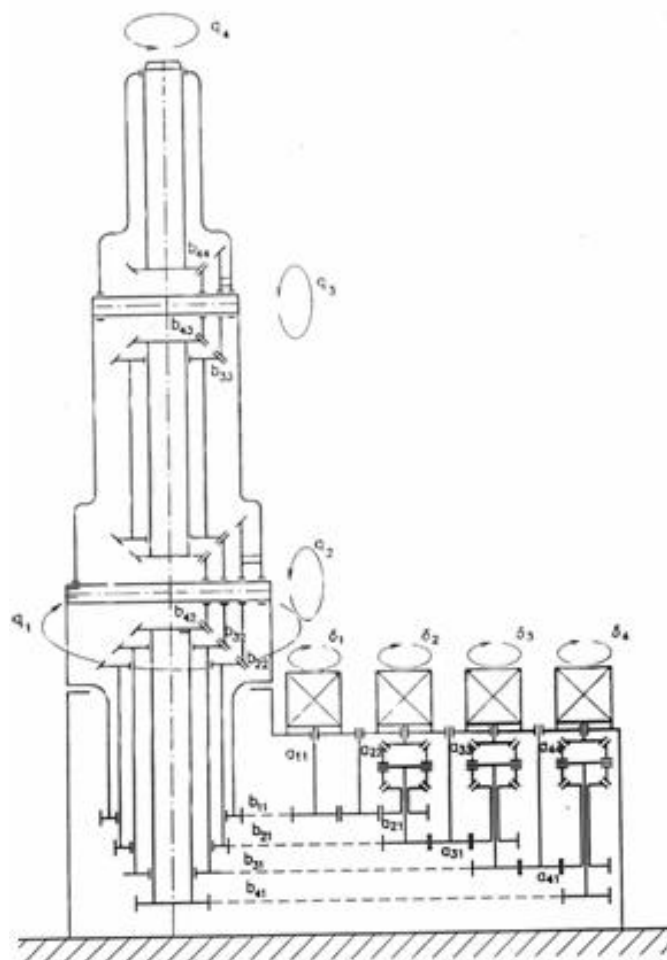
$$\begin{aligned} a_{11} = a_{21} = a_{31} = \cdot & \cdot \cdot = a_{n1} = p_p \\ a_{22} = a_{32} = \cdot & \cdot \cdot = a_{n2} = s_p \\ a_{33} = \cdot & \cdot \cdot = a_{n3} = t_p \\ & \cdot \cdot \cdot \\ & = a_{nn} = f_p \end{aligned}$$

pak výsledná matice ze součinu bude

$$R^{-1}T^* = \begin{vmatrix} p_p/p_k & & & & & & \\ & s_p/s_k & & & & & 0 \\ & & t_p/t_k & & & & \\ & & & u_p/u_k & & & \\ & 0 & & & \dots & & \\ & & & & & & f_p/f_k \end{vmatrix}$$

přitom $p_p, s_p, t_p, \dots, f_p$ jsou dílčí převodové poměry mechanismu manipulátoru a $p_k, s_k, t_k, \dots, f_k$ jsou dílčí převodové poměry kompenzačních mechanismů.

Možné konkrétní provedení převodů kompenzačních a převodů manipulátoru s motory v základu je naznačeno v obr. 58.



Obr. 3.1.2 – 7 Kompenzační převod s ozubenými kuželovými koly

3.1.3. Návrh elektrického pohonu PR

Konstruktor volí kinematickou strukturu robotu podle technologických požadavků jako jsou nosnost, požadovaná trajektorie efektoru, tvar a rozměry pracovního prostoru, rychlost a zrychlení, aj. Pak může provést předběžný návrh druhu a velikosti motoru, napájení a regulace. Roboty pracují v opakovaném krátkodobém pracovním režimu. V rozběhových a brzdných režimech je nutné omezovat zrychlení či zpomalení, pro zmenšení dynamických zátěží mechanických částí robotu a trvání přechodových dějů (vibrací).

Volba velikosti výkonu motoru byla probrána v kap. 3.1.1. Zde se vycházelo ze zkušeností konstruktéra, či vývojového oddělení firmy (know how, zprostředkovaného koeficienty, grafy, pravidly postupů, aj.). Důležitým orientačním údajem je měrný (specifický) výkon motoru W/kg, který se u servopohonů s válcovým rotorem pohybuje v rozpětí 20 – 40, u diskových rotorů je to 60 – 80 (u malých motorů ještě podstatně více). Je nutné provést volbu optimální nejen z hlediska výkonu, rozměrů a hmotnosti motoru, ale motory musí vykazovat i potřebné dynamické vlastnosti pro přesné sledování předepsané trajektorie, zajištění rovnoměrnosti chodu motoru a regulačního rozsahu.

Parametrem souvisejícím s dynamikou pohonu je elektromechanická časová konstanta. Její menší hodnota má vliv na spotřebu elektrické energie. Dále je třeba posoudit vhodnost z hlediska maximálních otáček, způsob připojení k měniči, izolační třídu, chvění, hlučnost, spolehlivost, životnost, velikost možného přetížení.

Konstruktor robotu určuje tedy velikost motoru, jeho umístění na prvcích nosného subsystému robotu, druh převodů a s nimi spojených strojních částí. Po provedené volbě motoru musí být provedena kontrola:

- dovoleného oteplení vinutí
- maximálního momentu motoru, který se při činnosti motoru může vyskytnout
- poměru J_{red}/J_{mot} , pro který se doporučuje rozmezí 1,0 – 2,5.

Dimenzování motoru z hlediska oteplení, přetížitelnosti a momentu

Motor (pohon) se musí pracovnímu stroji (akčnímu systému robotu) přizpůsobit tak, aby celek z hlediska technického i ekonomického představoval optimální řešení. Dynamické děje při rozběhu, zatěžování, brzdění, obracení chodu, atd. se odehrávají v různém pořadí a úrovni i trvání. To určuje časový průběh úhlové rychlosti motoru v závislosti na zatížení. Existují druhy strojů, které lze podle druhu jejich provozního režimu zařadit do skupin s podobným režimem.

S ohledem na tyto okolnosti je třeba volit jmenovitý výkon motoru. Motor s příliš velkým výkonem bude pracovat neekonomicky a bude také zhoršovat dynamiku pohonu. Motor s nedostatečným výkonem bude mechanicky a tepelně přetěžovaný, což sníží jeho životnost.

Při provozu motoru vznikají ztráty elektrické, magnetické, mechanické, které vedou k jeho oteplování, které snižuje životnost vinutí motoru. Vzniklé teplo se zčásti akumuluje, zčásti odevzdá okolí. Tento proces závisí kromě jiného právě na druhu provozního režimu:

- trvalé zatížení
- krátkodobý chod
- přerušovaný chod
- aj.

Pro motory robotů je charakteristický přerušovaný chod, kdy se neustále střídá režim rozběhu, ustáleného, chodu, brzdění, zastavení a reverzace.

Pro každý provozní režim je charakteristický průběh zátěže a odpovídající průběh oteplování a ochlazování. Při trvalém zatížení probíhá oteplování (obr. 3.1.3 - 1) a ochlazování podle vztahů

$$\Delta\theta = \Delta\theta_k \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right) + \Delta\theta_0 e^{-\frac{t}{\tau}}$$

$\Delta\theta$ – okamžitá hodnota oteplení

$\Delta\theta_k$ – konečná ustálená hodnota oteplení

$\Delta\theta_0$ – počáteční hodnota oteplení

e – základ přirozených logaritmů

τ – oteplovací časová konstanta

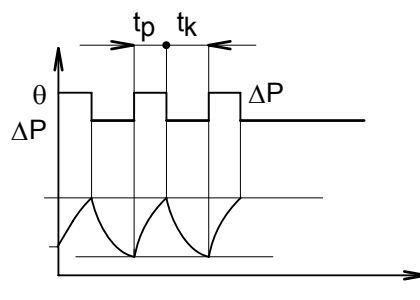
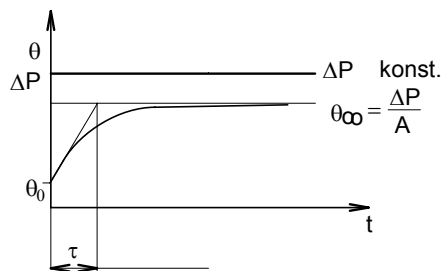
ochlazování probíhá podle rovnice

$$\Delta\theta = \Delta\theta_0 e^{-\frac{t}{\tau}}$$

Přerušovaný chod

Motor je periodicky zatěžovaný jmenovitým zatížením po dobu t_p . V době klidu t_k se může ochladit, ale nedosáhne ustáleného oteplení ani v provozu t_p ani v klidu t_k . Doba pracovního cyklu $T_C = t_p + t_k$, je omezená na 10 min. Obvykle se udávají relativní doby

zatížení přepočítané na T_c , např. $t_{pr} = 0,15; 0,25$; atd. nebo zatěžovatel $z = (t_p/T_c) \cdot 100 \%$ (15%, 25%, atd.)



Obr. 3.1.3 – 1 Oteplování motoru při trvalém zatížení

Obr. 3.1.3 – 2 Oteplování motoru při přerušovaném chodu

Postup dimenzování motoru

Lze uplatnit různé postupy, zde metoda efektivního momentu. Pokud je magnetický tok motoru konstantní, platí úměrnost mezi krouticím momentem na hřídeli a proudem kotvy (u stejnosměrných motorů), nebo momentem a proudem stejnosměrného meziobvodu (u bezkomutátorových střídavých motorů). Pak lze odvodit vztah

$$M_{ef} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n M_i^2 t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \text{ a při správné volbě platí } M_{ef} \leq M_{nom}$$



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

- Výkon pohonu
- Distribuce pohonu
- Oteplení motoru



Kontrolní otázka

- 1) Na čem závisí požadovaný výkon motoru pohybových jednotek PR?
- 2) V jakém režimu pracují motory robotů?

**Úkol k řešení**

Pro zadanou pohybovou jednotku zvolte motor dle katalogu a stanoveného výkonu, vypočtete oteplení.

**CD-ROM**

K doplnění poznatků o konstrukci převodů v kloubech při umístění motorů v základu PRaM si prostudujte video v souboru Převody robotu s motory v základu.

3.2. MOTORY ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s vlastnostmi motorů průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Motory robotů ▪ Elektrické servomotory ▪ Hydraulické obvody ▪ Pneumatické obvody Po jejich prostudování budete schopni zvolit vhodný druh motoru a pochopíte důsledky této volby	Cíle kapitoly
<i>Elektrické servopohony, hydraulické motory, pneumatické motory, obvody</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

Motory robotů (viz také kap. Pohony a Mechanika pohonů), jsou rozhodující součástí výkonného subsystému PR, které podstatně ovlivňují jeho kvalitu. Vzhledem k této skutečnosti a také tomu, že základní poznatky o motorech jsou nezbytné pro výklad a akčním systému robotu jako celku, jsou zde uvedeny jen poznatky nezbytné pro pochopení souvislostí. Podrobný výklad dostanou studenti v dalších předmětech – Elektrotechnika a Pohony robotů.

3.2.1. Motory robotů, druhy, požadavky

Pro optimální provoz a parametry robotů musí být splněny následující požadavky kladené na motory:

- plynulý rozběh a brzdění
- vysoká přesnost polohování
- dostatečná polohová tuhost
- minimální hmotnost
- minimální moment setrvačnosti
- vysoký měrný výkon
- minimální rozměry
- vhodné tvarové a prostorové uspořádání

Kromě těchto obecných požadavků se uplatňují specifické požadavky, které jsou určovány podmínkami aplikace manipulátoru nebo robotu. U manipulátoru zajišťujícího obsluhu stroje bude významným požadavkem dosažení co nejkratšího času manipulačního cyklu, který ovlivňuje čas pro technologické využití stroje. Z tohoto důvodu přichází v úvahu požadavek na dosažení maximální rychlosti pohybu manipulátoru, který jistým způsobem ovlivní i provedení pohonu. U průmyslových robotů určených pro realizaci technologických operací je rychlost pohybu výstupu určena technologickými podmínkami operace. V takovýchto případech vystupuje často do popředí požadavek rovnoměrnosti pohybu při určité rychlosti.

Maximální rychlosti manipulačních pohybů leží v současné době na úrovni asi 5 m/s, přičemž lze očekávat přechod na ještě vyšší hodnoty. Pro rotační pohyb běžný rozsah úhlových rychlostí do 3 rad/s, špičkově do 8 rad/s. Velikost rychlosti pohybu souvisí i s hmotností zátěže. Manipulátory a roboty s menší nosností mohou pracovat s vyšší rychlostí a naopak.

Plynulý chod je požadován z několika důvodů. Prvním je bezpečnost držení přenášeného objektu, pro jejíž zaručení je při plynulém pohybu třeba menší úchopná síla než při pohybu s rázy. Dalším důvodem je vyloučení kmitání efektorů kolem koncové polohy, ke kterému by vzhledem k omezené tuhosti konstrukcí mohlo docházet. Je zřejmé, že při pohybu s rázy je nepříznivější namáhání konstrukce a dochází k jejímu rychlejšímu opotřebení. To se projevuje ve snížení spolehlivosti a životnosti zařízení, vznikají také problémy s řízením.

Přesnost polohování efektoru je závislá vedle kinematické struktury a tuhosti akčního subsystému, na přesnosti ovládání pohonu a na způsobu registrace polohy. Při ovládání pohonu v souvislosti s řízením pohybu se rozlišují dva základní principy :

- a) řízení pohybu bez zpětné vazby - otevřený systém
- b) řízení pohybu se zpětnou vazbou - uzavřený systém

V případě řízených pohonů (servopohonů) lze použít buď elektrických nebo hydraulických servopohonů (obr. 3.2.1 – 1).

Principy pohonů	Oblast aplikace	Výhody	Nevýhody
Hydraulický	Manipulátory s velmi vysokou nosností a nebo velkým pracovním prostorem	-vysoká dynamika -velmi vysoký měrný výkon	-nutnost dalších zařízení (čerpadla, hadice, servoventil) -možnost znečištění -údržba -nízká účinnost
Elektrický	Standardní pro průmyslové roboty	-vysoká dynamika -velmi dobrá říditelnost -velký rozsah výkonů -velký rozsah rychlostí	-nutná redukce n -zahřívání
Obr. 3.2.1 – 1 Přehled a vlastnosti servopohonů			

3.2.2. Elektrické (servo)motory

Postupným rozšířením moderních stejnosměrných a v poslední době i střídavých motorů v kombinaci s harmonickými a cykloidními převodovkami se dostal elektrický pohon na přední místo v konstrukcích, zejména u robotů střední nosnosti. Zatím převažují pohony do maximálního výkonu asi 6 kw. Tím je dána možnost využívat servo-pohony určené pro NC obráběcí stroje, které se vyznačují velkým regulačním rozsahem rychlosti (při rotačním pohybu až 1:20 000) a ve spojení s číslicově řízenými systémy velkou přesností nastavení polohy v uzavřené smyčce.

Výhody:

- snadno dostupný zdroj energie
- jednoduchost vedení zdroje k motoru
- jednoduchost spojení s řídicími prvky
- poměrně jednoduchá údržba
- čistota provozu
- oproti hydraulickému pohonu nižší hlučnost, menší nároky na chlazení a na celkový instalovaný prostor
- nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady.

Nevýhody:

- závislost na dodávce elektrické energie
- značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů
- nebezpečí úrazu elektrickým proudem

V pohonech manipulátorů a robotů se uplatňují prakticky všechny základní typy elektrických motorů. Jde o motory :

1. s rotačním výstupem
 - rotační motory se spojitým pohybem
 - rotační krokové motory
 - otočné elektromagnety
2. s přímočarým výstupem
 - lineární motory se spojitým pohybem
 - lineární krokové motory
 - hybridní motory
 - přímočaré elektromagnety

Elektrické motory se uplatňují ve dvou verzích :

střídavé motory
stejnosměrné motory

Nejjednodušším typem elektrického pohonu s rotačním pohybem je pohon asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko. Pro menší výkony se používají jednofázové motory s pomocnou fází a kondenzátorem. Pro větší výkony se používají asynchronní motory třífázové s kotvou nakrátko.

Asynchronní motory (střídavé motory)

Pro otáčky asynchronního motoru platí známý vztah
$$n = \frac{60 \cdot f}{p}$$

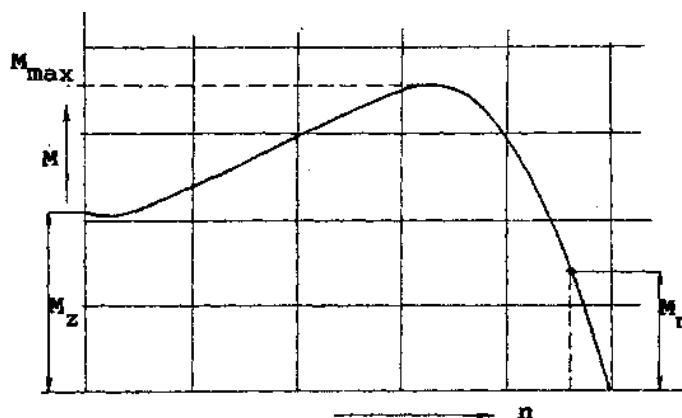
kde p - označuje počet pólových dvojic

f - frekvenci napájecího napětí.

Ze vztahu pro otáčky asynchronního motoru vyplývají tyto možnosti řízení :

- **změnou napájecího kmitočtu**; používají se tyristorové nebo tranzistorové měniče, kmitočtové řízení umožňuje plynulé řízení motoru s velkou hospodárností ve velkém rozsahu,
- **změnou počtu pólů**; jde o nenáročný způsob řízení, který však neumožňuje plynulou změnu otáček, ale pouze stupňovité nastavení v poměru synchronních rychlostí. Elektromotory s přepínáním počtu pólů jsou rovněž poměrně těžké a vyskytují se v konstrukcích manipulátorů a robotů výjimečně.

Změna směru pohybu pohonu asynchronním motorem se provádí buď přímo přepnutím fází nebo zejména u jednodušších konstrukcí manipulátorů pomocí reverzačních elektromagnetických spojek, často kombinovaných s elektromagneticky ovládanými brzdami.



Obr. 3.2.2 – 1 Charakteristika asynchronního motoru

Momentová charakteristika asynchronního motoru je tvrdá (obr. 3.2.2 – 1), rychlost je poměrně stálá při změnách zatížení a prakticky nezávisí na napětí. Moment a výkon je úměrný čtverci napětí. Při záběru, kdy moment je na úrovni M dosahuje proud 5-8 násobku jmenovitého proudu I . Brzdění motoru protiproudem je většinou nevýhodné s ohledem na značné proudové špičky - větší než při spouštění, zejména u motorů nakrátko. K zajištění určité přesnosti polohování se umísťuje mezi výstup motoru a vstup pohybové jednotky brzda, která

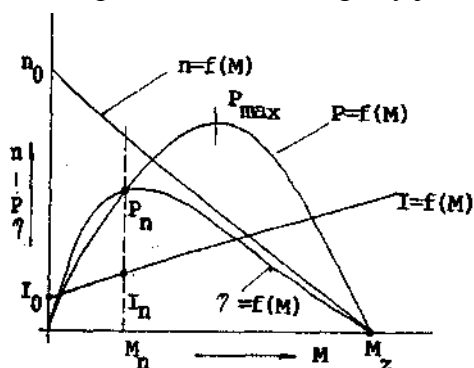
se aktivuje najetím na koncový spínač registrující požadovanou polohu. Brzda zároveň zajišťuje i polohovou tuhost pohonu v případě, že vazba za motorem není samosvorná. Délka rozběhu pohonu s asynchronním motorem závisí na velikosti setrvačných hmot - u menších pohonů je čas rozběhu asi 0,2 - 0,5 s, u středních výkonů 0,4 - 0,8 s a u velkých pohonů může být až 0,8 - 2 s.

Stejnoseměrné motory

Představují vhodný typ motoru pro polohové servomechanismy, vzhledem k vynikajícím předpokladům pro regulaci otáčivé rychlosti ve velkém rozsahu. Nejrozšířenějším způsobem řízení otáčivé rychlosti stejnosměrného motoru je řízení změnou napětí v obvodu kotvy. Podle způsobu zapojení budicího vinutí se rozlišují stejnosměrné motory :

- s paralelním buzením (derivační);** motor má tvrdou momentovou charakteristiku, tj. otáčky se mění málo se zatížením,
- se sériovým buzením (sériové);** motor má měkkou momentovou charakteristiku a nesmí pracovat nezatížen, protože by došlo k nebezpečnému zvýšení otáček, při kterých by se poškodila kotva. Jsou vhodné pro velké záběrové momenty,
- s cizím buzením;** motor má dostatečně tvrdou momentovou charakteristiku ve velkém rozsahu zátěžných momentů a velmi dobré dynamické vlastnosti.

V konstrukci elektrických pohonů manipulátorů a robotů se rozšířily stejnosměrné motory s cizím buzením, kde budicí vinutí ve statoru je nahrazeno permanentním magnetem. Svými vlastnostmi tvoří přechod mezi sériovým a derivačním motorem. Motor s permanentními magnety má vysoký záběrový moment a lineární závislost momentu na rychlosti otáčení. Velkou předností motorů s permanentními magnety jsou malé příčné rozměry, které jsou menší v porovnání s elektromagneticky buzeným motorem. Typický tvar provozních charakteristik motoru s permanentními magnety je vidět na obr. 3.2.1 – 2.



Obr. 3.2.1 – 2 Charakteristika motoru s permanentními magnety

M_n - jmenovitý moment

n_n - jmenovitá rychlost otáčení

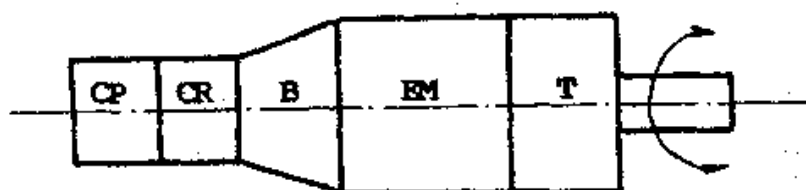
I_n - jmenovitý proud rotoru

P_m - jmenovitý výkon

Minimálního momentu setrvačnosti se dosahuje zmenšením průměru kotvy na úkon prodloužení délky, neboť požadavek malého momentu setrvačnosti je v rozporu s požadavkem maximálního proudu magnetického toku, kterému odpovídá co největší objem kotvy. V poslední době se prosadily dvě nové konstrukce stejnosměrného motoru s buzením permanentními magnety. U první je hladký rotor bez železa, na jehož povrch je uloženo vinutí zpevněné izolačními epoxidovými pojidly. Tyto motory se vyznačují dobrými dynamickými vlastnostmi, velkou hodnotou poměru krouticího momentu k momentu setrvačnosti a dobrou činností při nízkých otáčkách. Druhá koncepce je často označována jako rotor s tištěným vinutím. Rotor má tvar disku a po obou stranách má vinutí, které svým provedením odpovídá plošným spojmům. Motor nemá obvyklý komutátor, ale řada kartáčů dosedá přímo na jednotlivé vodiče. I pro tento motor je charakteristický malý moment setrvačnosti, malá časová konstanta a velký krouticí moment i při nízkých otáčkách.

V poslední době se rotační elektromotory uplatňují v konstrukcích manipulátorů a zejména robotů v podobě kompaktních tzv. motorových jednotek - schéma struktury motorové jednotky je uvedeno na obr. 3.2.1 – 3.

Motorová jednotka tvoří modul, který je mechanickým výstupem prostřednictvím spojky propojen s pohyblivou částí pohybové jednotky a na úrovni elektrických vstupů je propojen jak ve výkonové části (motor, brzda), tak i v signální části (čidla) prostřednictvím konektorů s příslušnými obvody.



Obr. 3.2.1 – 3 Kompaktní motorová jednotka

CP - čidlo polohy (optické inkrementální čidlo)

ČR - čidlo rychlosti (tachodynamo)

B - elektromagnetická brzda

EM - rotační elektromotor

T - transformační blok (harmonická popř. cykloidní převodovka)

Tím je snížena na minimum možnost zásahu do elektrické instalace, která je v konstrukci robotu provedena bez montážních svorkovnic. Toto řešení představuje výrazný příspěvek výrobců pohonů ke zvýšení spolehlivosti robotů, méně kvalifikovaný zásah do instalace při demontáži a opětovné montáži motoru při poruše, by mohl být příčinou některé z následných poruch. Motorová jednotka je v konkrétní konstrukci pohonu robotu doplněna dalšími částmi transformačního bloku - viz obr. 3.3.2 – 2, nebo může být přímo nasunuta do rotačního kloubu, což je obvyklé řešení u konstrukcí robotů s kinematikou SCARA. V poslední době se díky výsledku vývoje motorů objevují elektrické rotační servopohony, které mohou pracovat v přímém spojení s rotačním kloubem bez vloženého transformačního převodu.

Krokové motory

Pracují s využitím nespojitě změny složek elektromagnetického pole. Této diskrétní změny se dosahuje impulsním buzením vinutí motoru. Proudovými impulsy do prostorově rozložených cívek se vytváří nespojitě se otáčející pole, které unáší působením synchronizačního momentu rotor. Poloha hřídele motoru je úměrná počtu přivedených impulsů, rychlost otáčení je závislá na frekvenci impulsu. Předností krokových motorů je jednoduché řízení rychlosti pohybu prostřednictvím frekvence impulsů a řízení polohy prostřednictvím jejich počtu. Podstatnou nevýhodou je poměrně malý krouticí moment, který klesá s rostoucí frekvencí řídicích impulsů. Z těchto důvodů lze elektrické krokové motory použít k přímému pohonu pohybových jednotek menších výkonů. V případě konstrukcí manipulátorů a robotů jde o výkony odpovídající nosnosti do 1 kg. Pro větší výkon se elektrický krokový motor používá v kombinaci s hydraulickým zesilovačem.

Otočné elektromagnety

Používají se pro natáčení o určitý úhel, k realizaci přímočarých vratných pohybů, popřípadě ve spojení s rohatkovým mechanismem i kratších přímočarých pohybů. Výhodná je možnost řízení krouticího momentu změnou proudu. Otočné elektromagnety přicházejí v úvahu pro pohon ústrojí přidavných pohybů pracovních hlav a k ovládání úchopných čelistí. Výkon většiny vyráběných typů leží v rozmezí 3 - 300 W, úhel natáčení 25° - 95° a krouticí moment až do 5 Nm.

Elektrické lineární motory

Patří mezi nejmodernější typy převodníků energie. Umožňují přímou transformaci elektrické energie na mechanickou energii translačních pohybů postupných nebo kmitavých. Pro číslicové řízení jsou vhodné zejména krokové a hybridní motory. U lineárních krokových motorů se v podstatě uplatňuje princip činnosti rotačních krokových motorů. Lineární krokový motor charakterem funkce nahrazuje rotační krokový motor s převodem rotačního pohybu na translační. Při stejných požadavcích ni parametry výstupu bude u lineární verze jemnější krokování a nižší pracovní frekvence. Mechanický přenosový systém je při použití lineárního motoru jednodušší, neboť odpadají převody, což se příznivě projevuje na dynamických vlastnostech. Určitým nedostatkem je menší konečná polohová tuhost, kterou u rotačních krokových pohonů zajišťuje samosvornost převodu. Lineární hybridní motor odpovídá z hlediska činnosti spojení lineárního indukčního motoru se spojitým přímočarým pohybem na výstupu a lineárního krokového motoru. Nejde ovšem o konstrukční spojení dvou lineárních motorů, ale o jedinou jednotku, schopnou pracovat ve dvou režimech. Lineární elektromotory jsou vzhledem k parametrům a k možnosti řízení předurčeny především pro pohon hlavních pohybových jednotek manipulátorů a robotů. Jistou překážkou jejich uplatnění u stávajících konstrukcí je zatím jejich poměrně značná robustnost s problémem s chlazením.

Přímočaré elektromagnety

Používají se v konstrukcích ovládacích mechanismů úchopných hlav, popřípadě v pohonech pohybových jednotek s menšími rozsahy pohybu - jde tedy především o realizaci

přídavných pohybů pracovních hlavice, ovládání přestavitelných dorazů apod. Rozsáhlé využití nacházejí jako ovládací prvky rozváděčů, ventilů, spojek a brzd. Stejnoseměrné magnety jsou vhodné pro větší stálé síly a menší zdvihy, zatímco střídavé elektromagnety se používají pro větší zdvihy. U běžných provedení elektromagnetů lze uvažovat rozsah zdvihů 10 až 50 mm a rozsah silových účinků 10 - 250 N.

Přehled aktuálních aplikací druhů a výkonů a vlastností servomotorů v průmyslových robotech

Typ servomotorů	Max. výkon	Vlastnosti
1. Krokový motor	1 kW	-chod v otevřené servosmyčce, zahřívání při přetížení, špatná dynamika -jsou méně nákladné, současné krokové motory umožňují mikrokrokování, menší magnetická tuhost, může dojít k přeskoku, jsou méně tlumeny-náchylné na vibrace, menší měrný výkon
2. Stejnoseměrné DC kartáčové motory	5 kW	-dobré řízení kotvy motoru, vysoký rozběhový moment, opotřebení kartáčů -konstantní rychlost při různých zatíženích, snadné řízení rychlosti změnou proudu kotvy, životnost až 30 000 hodin
3. Stejnoseměrné DC bezkartáčové motory	10 kW	-bezúdržbové, komutace resolverem, Hallovým efektem nebo optickým senzorem -vysoká výkonová hustota užitím magnetů se vzácných zemin
4. Střídavé AC synchronní motory	20 kW	-malé rozměry, vysoké výkony a dobrá řiditelnost, 3000 ot/min
5. Střídavé asynchronní motory	30 kW	-bezúdržbové, velmi robustní, vysokorychlostní drahé řízení -vysoké rychlosti, pro vysoce dynamické úlohy

3.2.3. Hydraulické obvody

Hydraulické i pneumatické pohony pracují s podobným druhem média, někdy se proto označují jako tekutinové. Z rozdílných fyzikálních vlastností kapalin a plynů se na rozdílných vlastnostech mechanismů podílí především různá poddajnost a viskozita. Jako pracovní kapaliny se v hydraulických mechanismech používají minerální oleje, pracovním médiem pneumatického pohonu je stlačený vzduch.

Mezi výhody hydraulických pohonů v porovnání s pneumatickými pohony patří:

- velká tuhost,
- jednoduché spojitě řízení základních parametrů pohonu, tzn. síly, krouticího momentu, rychlosti v celém rozsahu
- možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození
- vysoký měrný výkon
- možnost realizace přímočarých pohybů konstrukčně jednoduchými, rozměrově malými a spolehlivými motory bez nutnosti zařazení transformačního bloku

- plynulý chod, dosažení i malých rychlostí pohybů bez převodů a s velmi dobrou rovnoměrností
- dobrá účinnost.

Nevýhody hydraulického pohonu:

- potřeba samostatného, odděleného energetického bloku
- obtížnější dosažení vyšších pohybových rychlostí
- závislost viskozity kapaliny na teplotě, způsobující nestabilitu činnosti pohonu v takovém prostředí
- hořlavost některých druhů pracovních kapalin.

3.2.4. Pneumatické obvody

Pneumatický pohon je vhodný pro PRaM menších výkonů (< 1 kW), s jednoduchými pracovními cykly. Omezení výkonu odpovídá provoznímu tlaku, který je u centrálních rozvodů většinou do 0,6 MPa. V případě použití samostatného kompresoru se pracuje s tlakem do 1 MPa.

Přednosti pneumatického pohonu:

- možnost dosažení rychlých lineárních pohybů s velkými zdvihy
- konstrukční jednoduchost, spolehlivost, snadná údržba
- možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu
- jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru
- možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provezech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně.
- možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození.

Nedostatky pneumatického pohonu:

- obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech,
- poměrně komplikované mazání prvků mechanismu,
- obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení
- poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
- drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů.

Ve srovnání s hydraulickým pohonem je pneumatický motor rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brzdění. Manipulátorů se uplatňují motory s přímočarým pohybem – pneumatické válce. Umožňují dosažení rychlostí 2 – 3 m/s.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Druhy motorů PR
Elektrické motory
Hydraulické obvody
Pneumatické obvody



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou rozdíly mezi druhy motorů užívaných u PR?
- 2) Co je to měrný výkon motoru?



Úkol k řešení

Navrhněte jednoduchý pneumatický obvod včetně volby motoru z katalogu pro pohybovou jednotku polohovacího ústrojí.

3.3. PŘEVODY V POHONECH ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s vlastnostmi převodů průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Obecné požadavky ▪ Valivé šrouby ▪ Ozubené převody ▪ Harmonické a cyklopřevody Po jejich prostudování budete schopni zvolit vhodný druh převodu a provést jeho správnou volbu	Cíle kapitoly
---	---------------

<i>Valivé šrouby, ozubené převody, planetové převody, harmonické převody, cyklopřevody</i>	Klíčová slova
--	---------------



Čas ke studiu: 90 minut



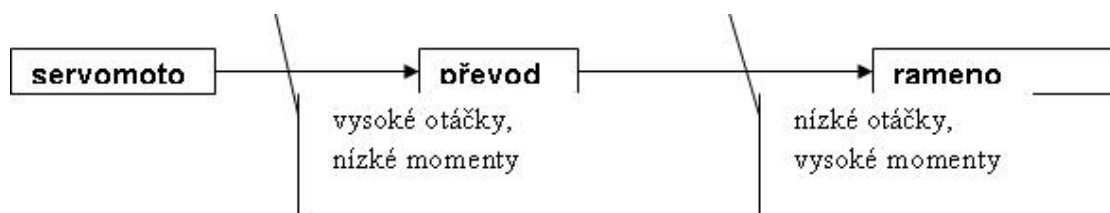
VÝKLAD

Převody jsou důležitými stavebními uzly průmyslových robotů, jejichž aplikace najdeme ve všech ústrojích robotů – pojezdovém, polohovacím, orientačním i v efektoru. A můžeme se zde setkat prakticky se všemi běžnými druhy převodů i s některými, které původně byly vyvinuty pro roboty a postupně našly i jiné oblasti aplikací. Vzhledem k tomu, že převody jsou probírány v předmětu Části a mechanismy strojů, budeme se v této kapitole zabývat jen jejich aplikacemi v průmyslových robotech (na příkladech) a dále těmi jejich vlastnostmi, které je nutné pro tyto aplikace zdůraznit. Upozorníme také, že dodavateli převodů jsou specializované firmy (a je jich mnoho pro každý druh převodů), které zájemci dodají nejen výrobek, ale i perfektní servis. Uživatel má k dispozici veškerou dokumentaci, včetně předepsaného postupu návrhu a výpočtu, kterého je povinen se držet. Z toho vyplývá, že nemá smysl se zabývat podrobně výpočtovými a návrhovými postupy v rámci výuky, ale jen poukázat na principy výpočtu. Mimo to se posluchači musí vrátit k poznatkům z předmětů zahrnutých do prerekvizit.

3.3.1. Obecné požadavky na převody PR

Aplikace převodů u průmyslových robotů je převážně spojena s elektrickými servomotory. Jejich hlavní funkce je dvojí – redukce otáček (obr. 3.3.1 – 1) a zvýšení momentů od motoru k ramenu robotu a v případě, že motory jsou mimo kloub, který pohání, pak slouží k přenosu pohybu do příslušného kloubu. V druhém případě je často převodový poměr $i = I$, nebo se doladí podle potřeby celkový převodový poměr na ramenu.

Elektrické servomotory pracují s přijatelnou účinností do 95% pouze při relativně vysokých otáčkách (1000 ot/min). Z tohoto důvodu nebyly vhodné DC pohony s výjimkou SCARA robotů. Proto musí proběhnout naznačená transformace parametrů.



Obr. 3.3.1 – 1 Funkce převodu v polohovacím ústrojí PR

Současně se transformuje moment setrvačnosti ramene robotu v poměru $1/i^2$. Tato transformace vyvolává v převodu některé problémy:

- žádný převod není bez vůle - problém s přesností polohy a řízením
- převody mohou generovat torzní kmity, protože jsou pružným členem pohonu

Kvalitativní požadavky na převody robotů

Požadavek	Typická hodnota
velmi malá vůle	několik oblouk. minut
vysoká účinnost	80 - 95 %
velká redukce otáček v málo krocích	$i = (100 - 320):1$
malé momenty setrvačnosti	
malá hmotnost	
malé vnější rozměry	
kompaktnost	
malé ztráty třením	
vysoká tuhost	
vysoká hustota výkonu	

Požadavky na převody v robotech nemohou být splněny současně - např. při minimalizaci vůle a zvýšení tuhosti zvětšením předpětí mezi zuby, se zvýší tření a tím zhorší účinnost.

Vzhledem k tomu, že u robotů jsou převážně aplikovány servomotory s rotačním pohybem, jsou převody aplikovány buď pro rotační pohyb ramene (identická transformace), nebo pro lineární pohyb ramene (neidentická transformace).

Převody typu R – R:

- ozubené (jednoduchý převod, planetové) – ve všech ústrojích robotu
- harmonické - v polohovacím i orientačním ústrojí
- cyklopřevody – v polohovacím ústrojí
- speciální
- řemenové (ozubené řemeny) – v polohovacím ústrojí
- řetězové
- lankové (školní PR, předváděcí, efekторы)
- kloubové (pantograf, paralelogram, více typů v efektech)

Převody typu R - T

druh převodu	běžný rozsah zdvihu	přesnost	nosnost
ozub. řemen	< 10 m	max 0,1 mm	nízká až střední
valivý šroub	< 5 m	max 0,001 mm	nízká až střední
pastorek - oz. hřeben	teoret. neomez	max 0,01 mm	střední až vysoká

Obr. 3.3.1 – 2 Druhy převodů pro posuvný pohyb

Max. délka ozub. řemenu a val. šroubu je omezena ohybovými a torzními rezonančními kmity

Různé převody jsou použity podle toho, o jaký rozsah pohybů v kloubech se jedná, podle přesnosti a nosnosti PR

Součástí převodů jsou i další prvky:

- spojky
- hřídele (často duté, několikrát do sebe vložené)
- ložiska
- drobné spojovací prvky, těsnění, maziva, aj.

Zde odkazujeme na Části a mechanismy strojů.

Spojky

Jsou instalovány mezi servomotorem a převodem a servomotorem a enkodérem k eliminaci chyb mezi hřídelemi. Spojky ovlivňují chování celého hnacího řetězce. Při aplikaci spojek musí být především uvažována torzní tuhost spojky a tlumicí efekt.

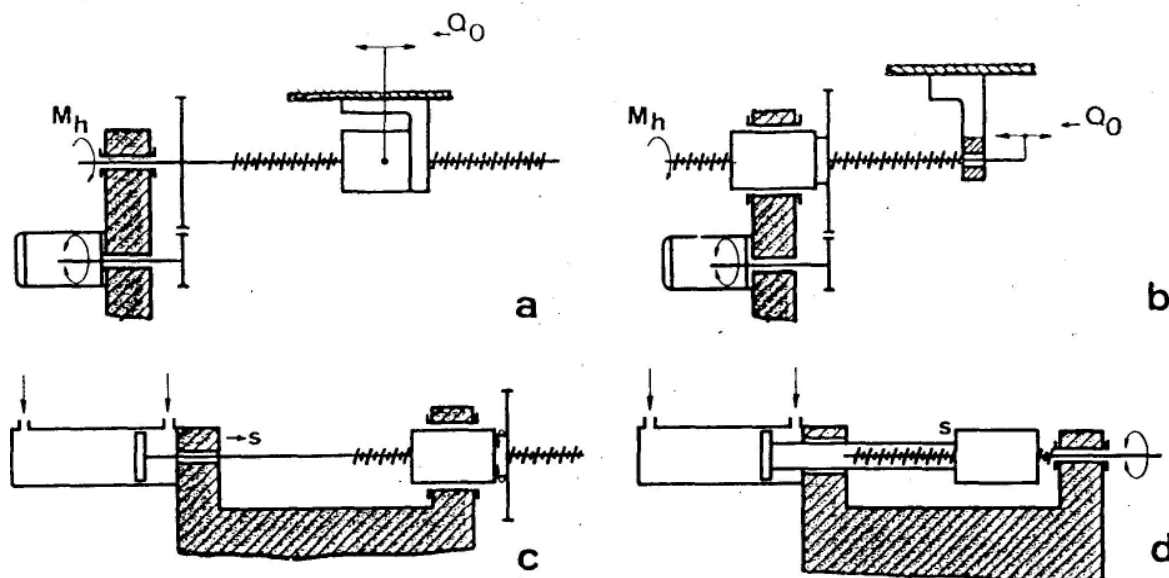
Volba převodu

Konkrétní struktura převodu závisí na druhu motoru, druhu pohybu akčního členu motoru i pohybové jednotky a vzájemné poloze motoru a akčního členu PJ. Při volbě převodu bereme v úvahu vlastnosti jednotlivých druhů převodů v porovnání s požadavky na převody robotů: složitost konstrukce, účinnost, vůle v převodech, vnější rozměry, hmotnost, samosvornost, tuhost, vhodnost dispozičního řešení, technologičnost konstrukce, životnost, cena, aj.

3.3.2. Valivé šrouby

Prakticky zcela nahradily pohybové šrouby se smykovým třením. Tyto šrouby v důsledku nízké účinnosti byly samosvorné. Valivé šrouby mají velmi nízký součinitel valivého tření a nejsou tudíž samosvorné, je nutné aplikovat brzdu. Dalším podstatným rozdílem proti pohybovým šroubům se smykovým třením, vyplývajícím z nesamosvornosti, je možnost užití i s lineárním motorem (obr. 3.3.2 – 1).

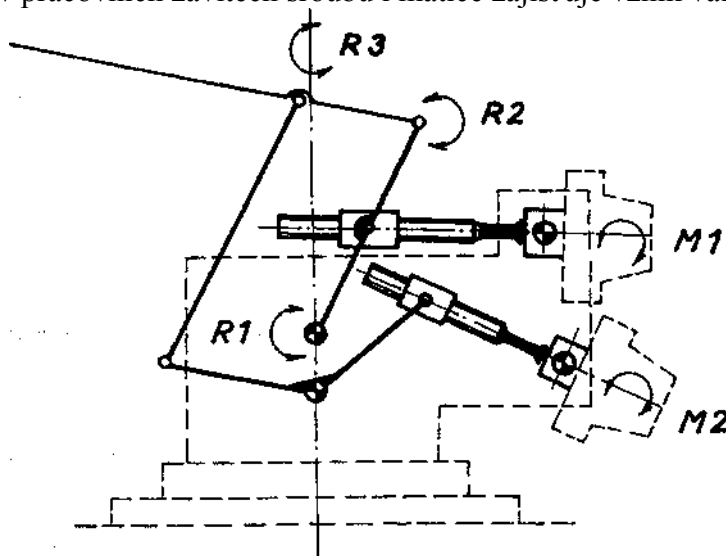
Valivé šrouby lze podle valivých tělísek dále rozdělit na kuličkové a novější válečkové.



Obr. 3.3.2 – 1 Varianty zapojení motorů a druhy výstupů při užití valivých šroubů

Valivé šrouby jsou často aplikovány do polohovacího ústrojí PR spolu s dalším mechanismem - pantografem, či jiným kloubovým mechanismem (obr. 3.3.2 – 2).

Konstrukce valivého šroubu (obr. 3.3.2 – 3) predisponuje jeho vlastnosti a možnost využití v technických systémech, včetně průmyslových robotů. Cirkulace kuliček v pracovních závitech šroubu i matice zajišťuje vznik valivého tření o velmi nízké hodnotě.



Obr. 3.3.2 – 2 Aplikace valivých šroubů pro rotaci spodního ramene (M1) a horního ramene M2

K cirkulaci jsou kuličky nuceny deflektory vloženými do závitu matice, které kuličky nasměrují do převáděcího kanálu krytého převáděcí příložkou a vrátí je tak na začátek pracovních závitů.

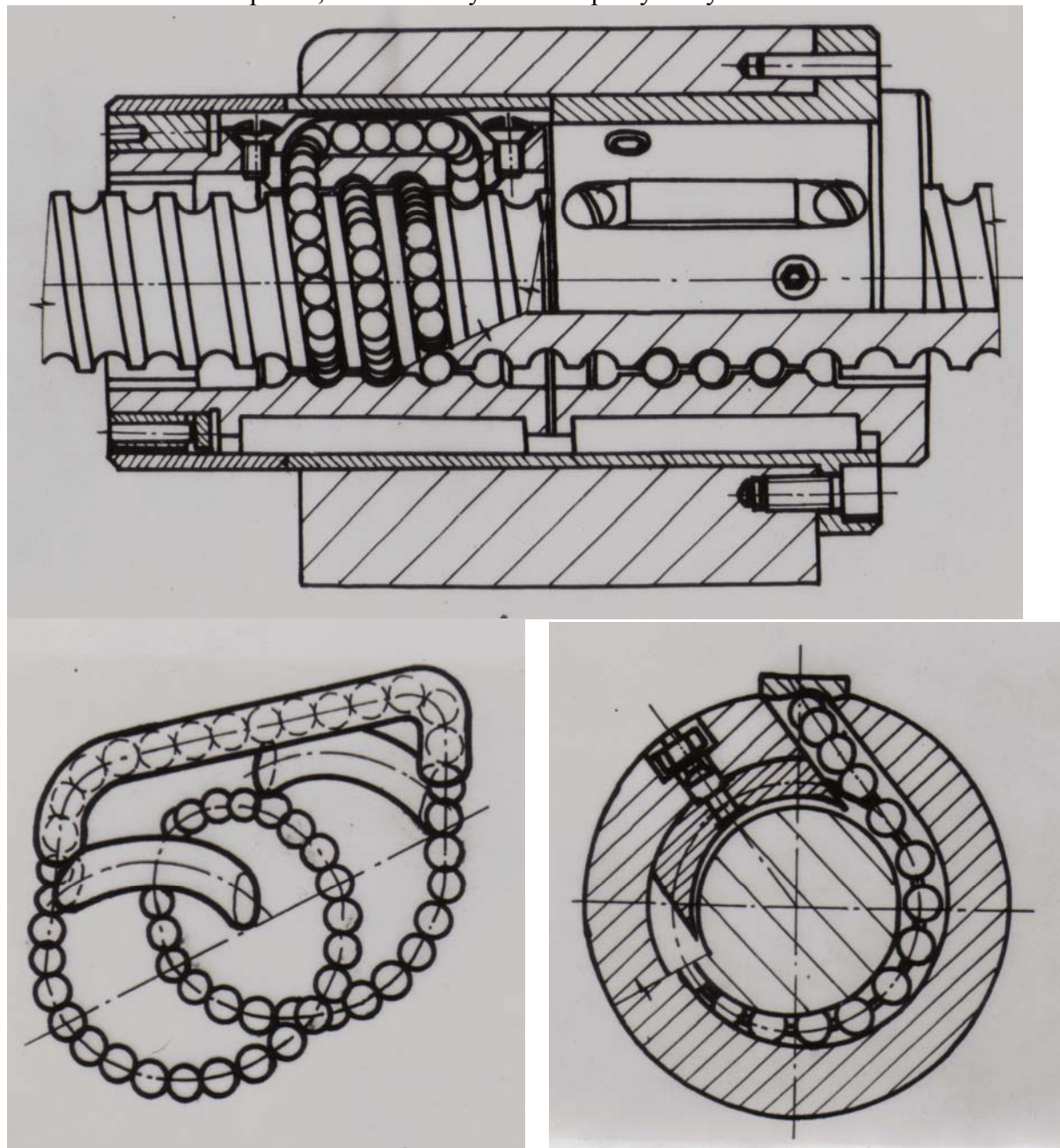
Matice valivého šroubu má relativně malý vnější průměr oproti velkému průměru šroubu, což je pro pohybové jednotky robotů výhodné z hlediska minimalizace jejich rozměrů. Únosnost valivého šroubu je závislá na počtu nosných kuliček v pracovních závitech matice. Proto pro určitý jmenovitý průměr jsou podle katalogu výrobce dodávány různé délky

matic, s počtem pracovních závitů zhruba od $1\frac{3}{4}$ závitu až do $7\frac{1}{2}$ závitu. Pokud není na závalu malá osová vůle používá se 1 matice. Při požadavku na bezvůlové provedení se použijí 2 matice a proti sobě se předepnou (obr. 3.2.3 – 3, 4).

Výpočet se vztahuje k meznímu stavu únavového poškození v dotyku, které se projevuje pittingem, tj. vydrolováním povrchu kuliček a závitů. Poškození je vyvoláno v důsledku vysokých napětí (Hertzovo napětí) při teoreticky bodovém dotyku kuličky a

závitu, opakovaných v různých místech. Na základě zkoušek je stanovena katalogová hodnota dynamické únosnosti (dovolené hodnoty), která odpovídá trvanlivosti šroubu z hlediska únavy 1 milionu otáček.

Rozměry šroubu dle ISO se vyjadřují jmenovitým průměrem x stoupání závitu. Při provozu je nutno zabránit vniknutí nečistot mezi kuličky a závity. K tomu se vnitřní prostor matice utěsňuje těsnicím kroužkem, ve zvláště znečištěném prostředí se použije zakrytování šroubu harmonikou z plastu, nebo ocelovým teleskopickým krytem.



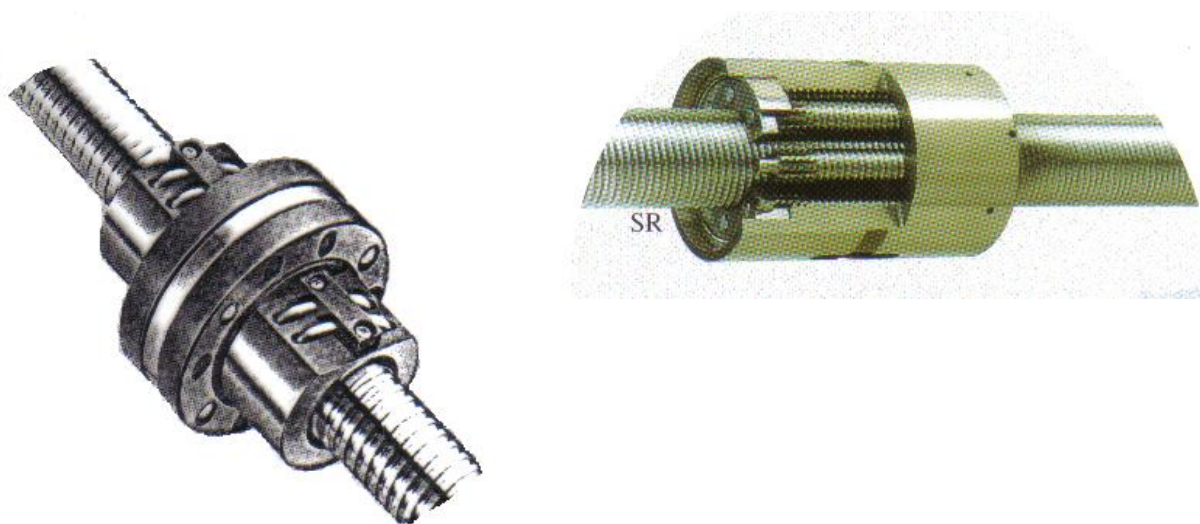
Obr. 3.3.2 – 3 Konstrukce valivého šroubu se základními prvky

Principy výpočtu

Jak již bylo zmíněno výpočet musí probíhat podle předpisu katalogu výrobce šroubu. Zmíníme jen základní kroky a předpoklady výpočtu. Na přiloženém CD je postup popsán na příkladu z konkrétního katalogu (viz konec kapitoly). Zatížení připouštíme pouze v ose šroubu. Podobně jako u valivých ložisek musíme přiřadit zátěži charakter zatížení v čase.

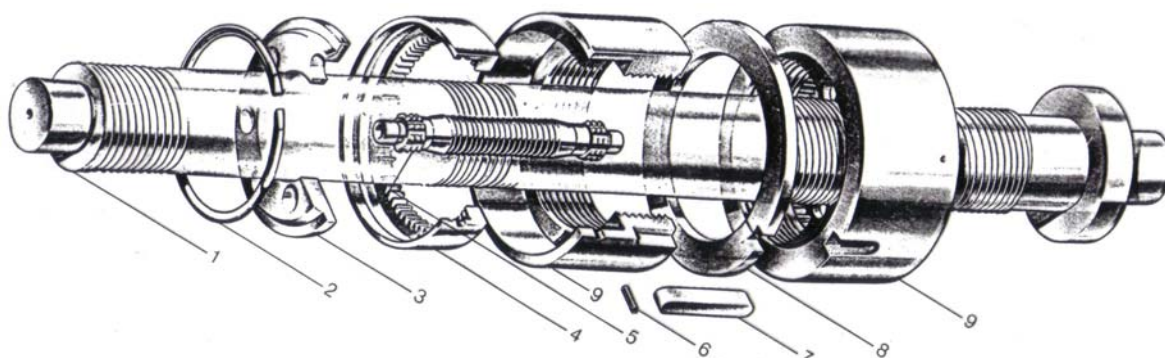
Trvání zatížení určité úrovně odpovídají také určité otáčky. Z těchto zatížení stanovujeme střední hodnotu zatížení a podobně střední otáčky. Dále zahrneme podle údajů výrobce vliv charakteru provozu. Mimo trvanlivosti šroubu se provádí u dlouhých a štíhlých šroubů kontrola na vzpěr. Dále se kontrolují maximální otáčky.

Válečkové šrouby (obr. 3.2.3 – 5) realizují přenos zatížení z matice na šroub několika válečky se závitem. Vzhledem k velkému počtu stykových bodů mezi základními prvky, mají mnohem vyšší tuhost, únosnost a trvanlivost než kuličkové šrouby. Jsou dodávány v provedení planetovém nebo recirkulačním.



Obr. 3.2.3 – 4 Dvě předeptuté matice kuličkového šroubu Obr. 3.2.3 – 5 Válečkový šroub

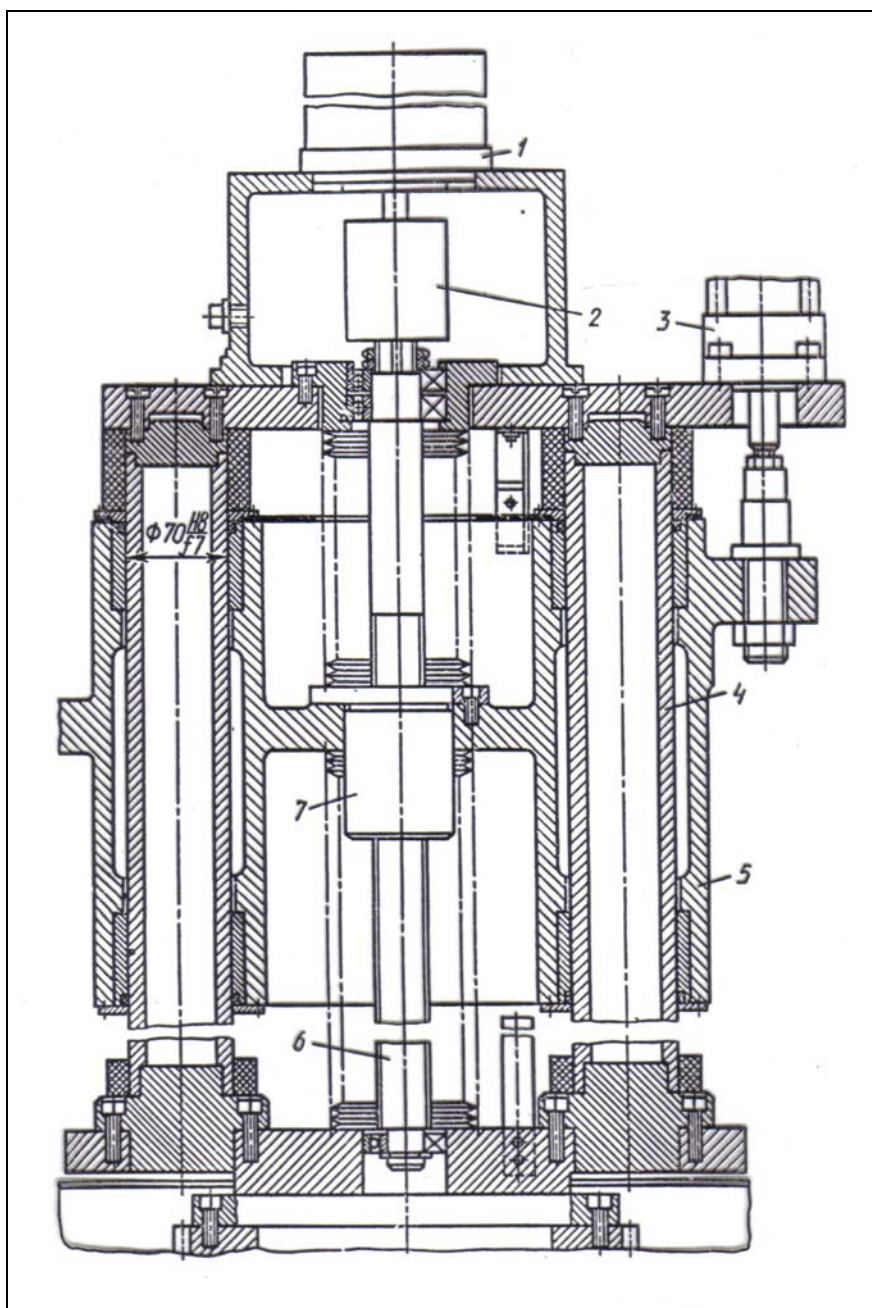
Válečkové šrouby jsou konstrukčně složitější a výrobně náročnější než šrouby kuličkové, ale přináší mnohé výhody, zejména s přihlédnutím ke tvaru základního elementu – válečku se závity. Struktura je zřejmá z obr. 3.2.3 – 6.



Obr. 3.2.3 – 6 Struktura válečkového šroubu

Časté a typické konstrukční řešení translační pohybové jednotky s valivým kuličkovým šroubem je v obr. 3.2.3 – 7. Šroub je umístěn symetricky mezi cylindrické vodicí tyče, dnes většinou rovněž s valivými uzly. Šroub je k motoru připojen přes spojku. Matice (7) je uložena v tělesu saní a šroub je po celé délce zakrytován harmonikou z plastu. Celé provedení je náročné na souosost vodicích tyčí s osou valivého šroubu. K porovnání je

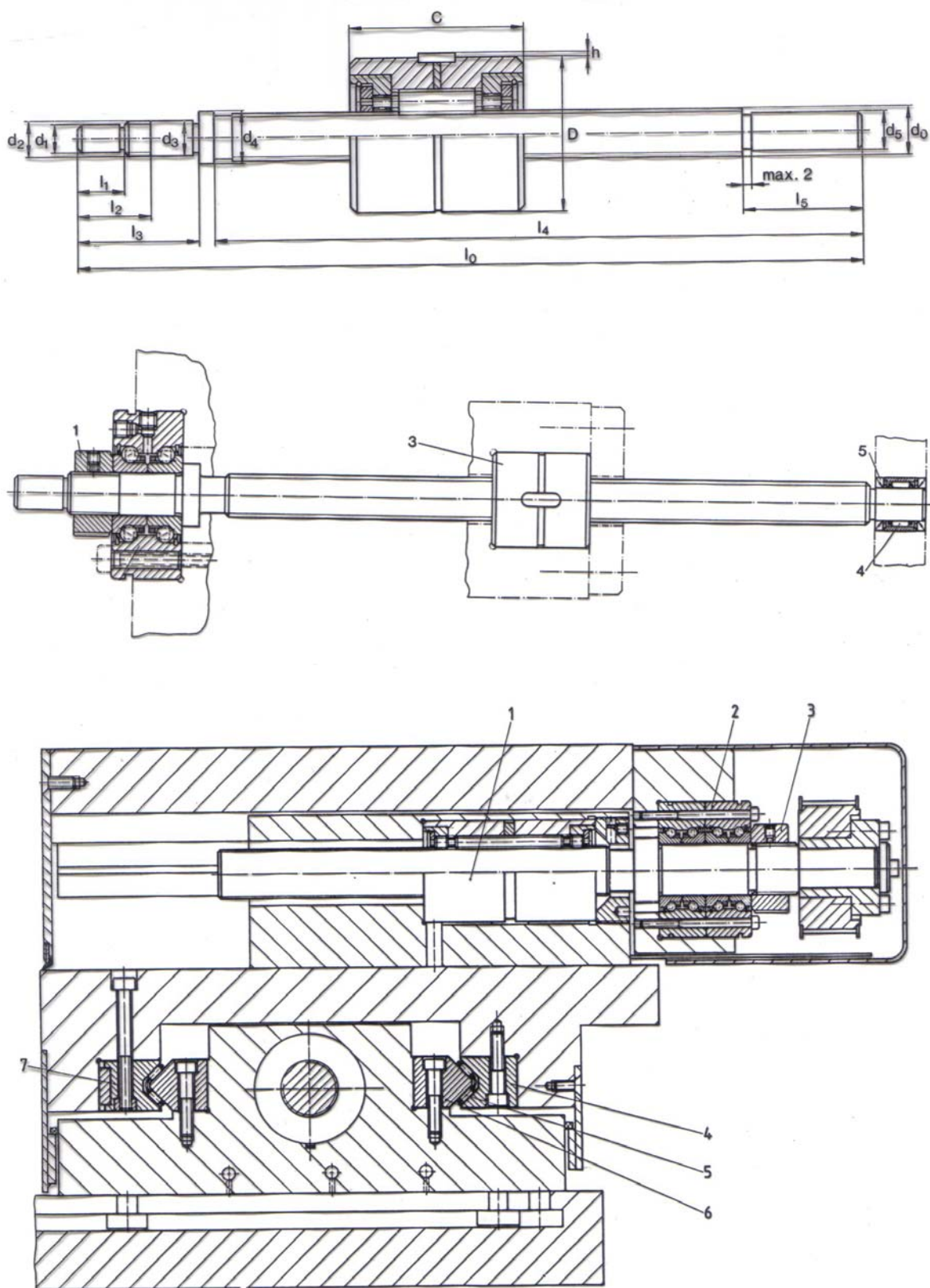
uvedena translační jednotka s dvěma stupni volnosti, která využívá válečkového šroubu (obr. 3.2.3 – 8).



Obr. 3.2.3 – 7 Dvě předeprnuté matice kuličkového šroubu

3.3.3. Ozubené převody

Použití ozubených kol v konstrukcích průmyslových robotů je velmi časté a to v různých pohybových jednotkách – translačních i rotačních, v kloubech i v orientačních ústrojích a v efektorech. Vyskytují se jak v podobě čelních válcových kol tak i kol kuželových. Při značných požadavcích na přesnost a odstranění vůlí řešili konstruktéři původně kolo jako dělené (kolmo k ose) a obě části vůči sobě, při vložení do protikola, pootočené, čímž se vůle eliminovaly, ale za cenu podstatného zvýšení



Obr. 3.2.3 – 8 Aplikace válečkového šroubu na translační pohybovou jednotku

výrobních nákladů. Dnes je výrobní technika na podstatně vyšší úrovni a tyto problémy zvládla, nicméně jde stále o výrobu velmi náročnou. Ozubená kola se vyskytují jak ve formě jednoduchého soukolí s čelními koly (např. přenos pohybu z pastorku na hřídel motoru na ozubený věnec při rotaci v prvním stupni volnosti, okolo vertikální osy, u angulárních nebo sférických, případně cylindrických PR), tak i jako planetové převody nebo i diferenciální ústrojí (viz obr. 3.1.2 – 3 a 7), viz také řešení v kap. Efektory a Orientační ústrojí, Konstrukce robotů.

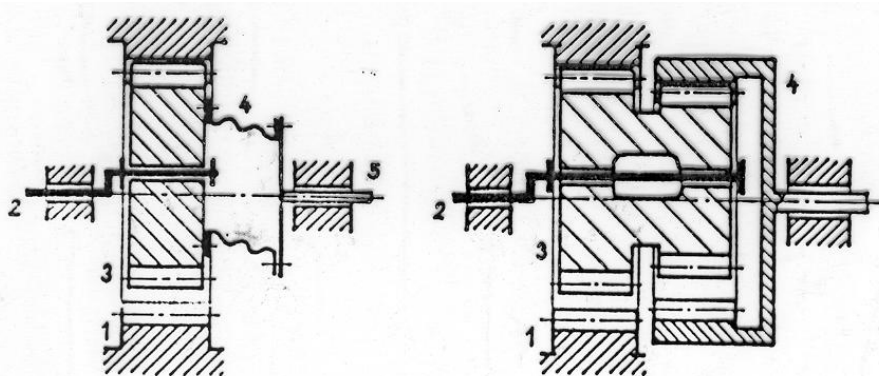
Planetové převody

Vzhledem k časté aplikaci planetových převodů (PP) v konstrukci robotů, připomeňme některé poznatky, na které je třeba navázat v dalším výkladu. Výhoda PP z hlediska aplikací v robotech je především v jejich velké kompaktnosti (soustředění hmot a v lepším využití vnitřního prostoru skříně převodovky, oproti klasickým předlohovým převodovkám). Menší hmotnosti, menších obrysových rozměrech a menším momentu setrvačnosti. Důležitá je i možnost dosažení velkých převodových poměrů při relativně dobré účinnosti (opět ve srovnání s předlohovými převodovkami).

K zopakování poznatků z Částí a mechanismů strojů i Mechaniky doporučuji prostudovat základní kinematické poměry na jednodušších typech planetových převodů (obr. 3.2.3 – 9) a výpočet převodového poměru i určení sil a momentů v soukolí (obr. 3.2.3 – 10).

3.3.4. Harmonické a cyklo převody

Harmonické a cyklo převody byly odvozeny z konkrétního typu planetových převodů (obr. 3.3.4 – 1 vlevo), kdy vstupním členem je unašeč a výstupní otáčky získáváme ze satelitu, který je ovšem vyosen z centrální osy, na kterou se musíme dostat výstupní hřídelí z převodové skříně, což zabezpečuje na obr. člen 4. V pravém obrázku je naznačeno jedno z možných řešení k přechodu na centrální osu.



Obr. 3.3.4 – 1 Planetový převod (vlevo), jedno z možných řešení je vpravo

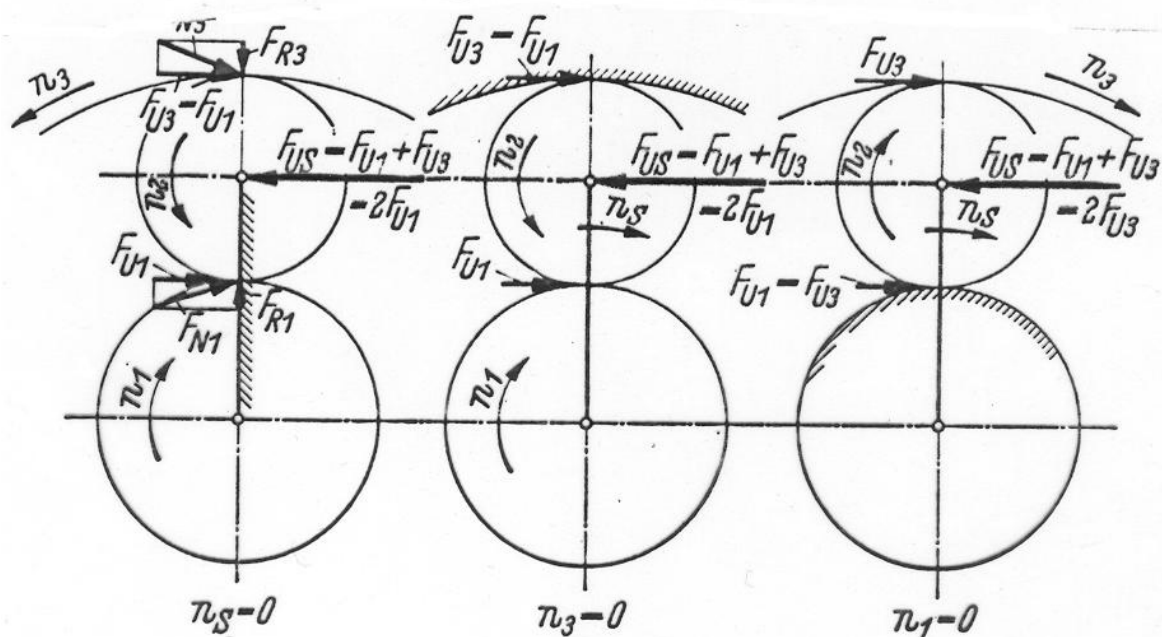
Harmonická převodovka

Převodovka se skládá ze tří částí:

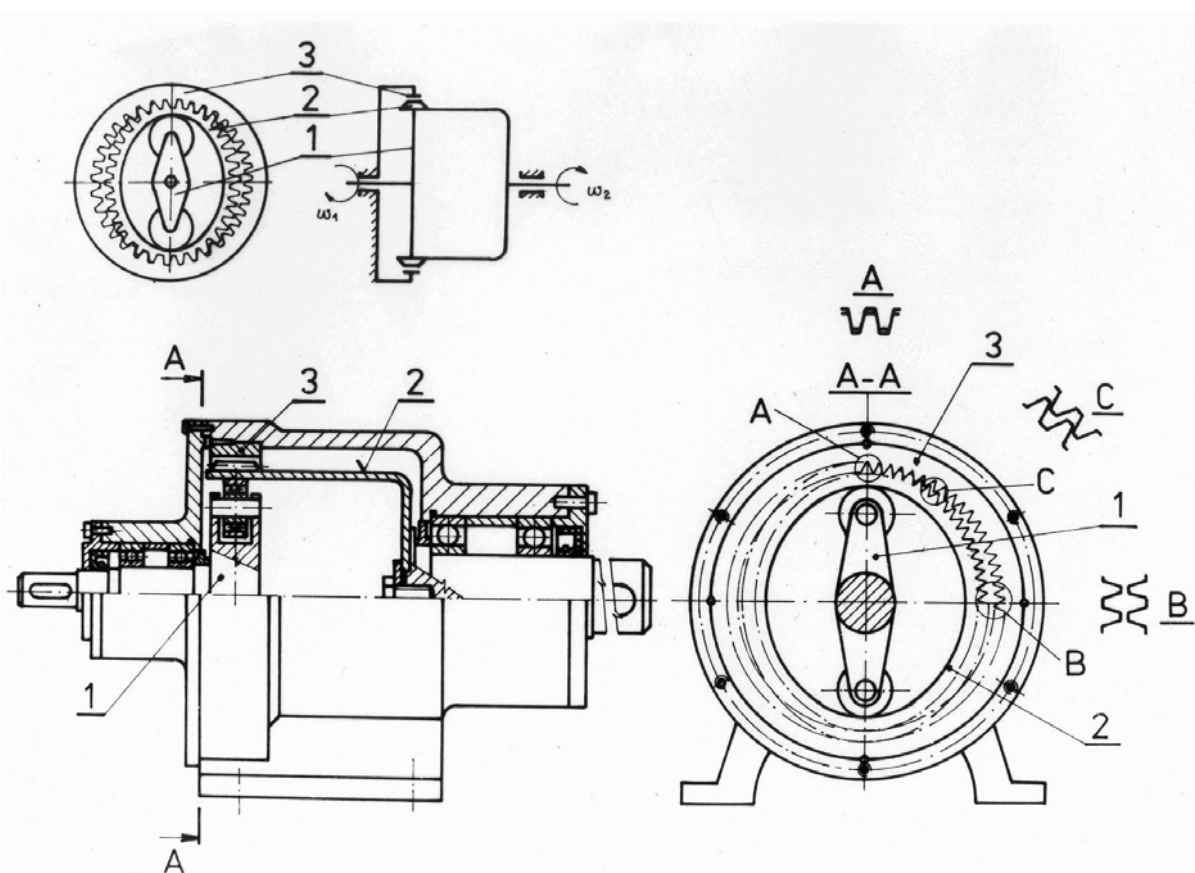
- generátor vln
- pružný člen
- tuhý člen

Typ 2AA	$\tau_3 = \tau_1 + \tau_2 = \tau_3 + \tau_2'$	$i_{1/2} = -\frac{r_1}{r_2}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
	$i_{2/3} = -\frac{r_3}{r_2'}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$	$n_2 + \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 + \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
Typ 1A	$\tau_3 = \tau_1 + \tau_2$	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$
Typ 2II	$\tau_3 = \tau_1 - \tau_2 = \tau_3 - \tau_2'$	$i_{1/2} = \frac{r_2}{r_1}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
	$i_{2/3} = \frac{r_3}{r_2'}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$	$n_2 - \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
Typ 1I	$\tau_3 = \tau_1 - \tau_2$	$i_{1/2} = \frac{r_2}{r_1}$	$n_1 - \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 - \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$
Typ 2AI	$\tau_3 = \tau_1 + \tau_2 = \tau_3 - \tau_2'$	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
	$i_{2/3} = \frac{r_3}{r_2'}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$	$n_2 - \frac{r_3}{r_2'} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2'}\right) n_s$
Typ 1AI	$\tau_3 = \tau_1 + \tau_2 = \tau_3 - \tau_2' = \frac{\tau_1 + \tau_3}{2}$ $\tau_2' = \frac{\tau_3 - \tau_1}{2}$	$i_{1/2} = -\frac{r_2}{r_1}$	$n_1 + \frac{r_3}{r_1} n_3 = \left(1 + \frac{r_3}{r_1}\right) n_s$
	$i_{2/3} = \frac{r_3}{r_2}$	$n_1 + \frac{r_2}{r_1} n_2 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) n_s$	$n_2 - \frac{r_3}{r_2} n_3 = \left(1 - \frac{r_3}{r_2}\right) n_s$
	$i_{1/3} = -\frac{r_3}{r_1}$		

Obr. 3.2.3 – 9 Základní typy planetových soukolí, převodové poměry, otáčkové rovnice



Obr. 3.2.3 – 10 Základní silové poměry v planetovém převodu



Obr. 3.3.4 – 2 Schéma převodovky vlevo nahoře a jedno z prvních provedení uprostřed

Stanovení převodového poměru (Willisova metoda):

Pro $\omega_r = 0$... pro obyčejný převod

$$i_{sq}^r = \frac{\omega_s}{\omega_q} = \frac{r_q}{r_s} = \frac{z_q}{z_s} = \frac{\omega_s - \omega_r}{\omega_q - \omega_r} = \bar{i} \quad \dots \text{porovnávací poměr}$$

Odvození pro jiné případy:

Např. $\omega_s = 0$

$$i_{qr}^s = \frac{\omega_q - \omega_s}{\omega_r - \omega_s} = \frac{\omega_q - \omega_s + \omega_r - \omega_r}{\omega_r - \omega_s} = \frac{\omega_q - \omega_r}{\omega_r - \omega_s} + \frac{\omega_r - \omega_s}{\omega_r - \omega_s} = \frac{-\omega_q - \omega_r}{\omega_s - \omega_r} + 1 = -\frac{1}{\bar{i}} = \frac{\bar{i} - 1}{\bar{i}} = \frac{z_q - z_s}{z_q}$$

Teoreticky možné provozní režimy:

1) $\omega_r = 0$

$$i_{sq}^r = \frac{\omega_s}{\omega_q} = \frac{z_q}{z_s} = \bar{i}$$

$$i_{qs}^r = \frac{\omega_q}{\omega_s} = \frac{z_s}{z_q} = \frac{1}{\bar{i}}$$

2) $\omega_s = 0$... zastavený pružný člen

$$i_{qr}^s = \frac{\bar{i} - 1}{\bar{i}} = \frac{z_q - z_s}{z_q} \quad \dots \text{do rychla}$$

$$i_{rq}^s = \frac{\bar{i}}{\bar{i} - 1} = \frac{z_q}{z_q - z_s} \quad \dots \text{do pomala}$$

2) $\omega_q = 0$... zastavený tuhý člen

$$i_{sr}^q = 1 - \bar{i} = \frac{z_s - z_q}{z_s} \quad \dots \text{do rychla}$$

$$i_{rq}^s = \frac{1}{1 - \bar{i}} = \frac{z_s}{z_s - z_q} \quad \dots \text{do pomala}$$

Momenty působící na jednotlivé členy HP

Neuvažujeme ztráty!

$$M_r + M_s + M_q = 0$$

$$P_r + P_s + P_q = 0$$

$$M_r \cdot \omega_r + M_s \cdot \omega_s + M_q \cdot \omega_q = 0$$

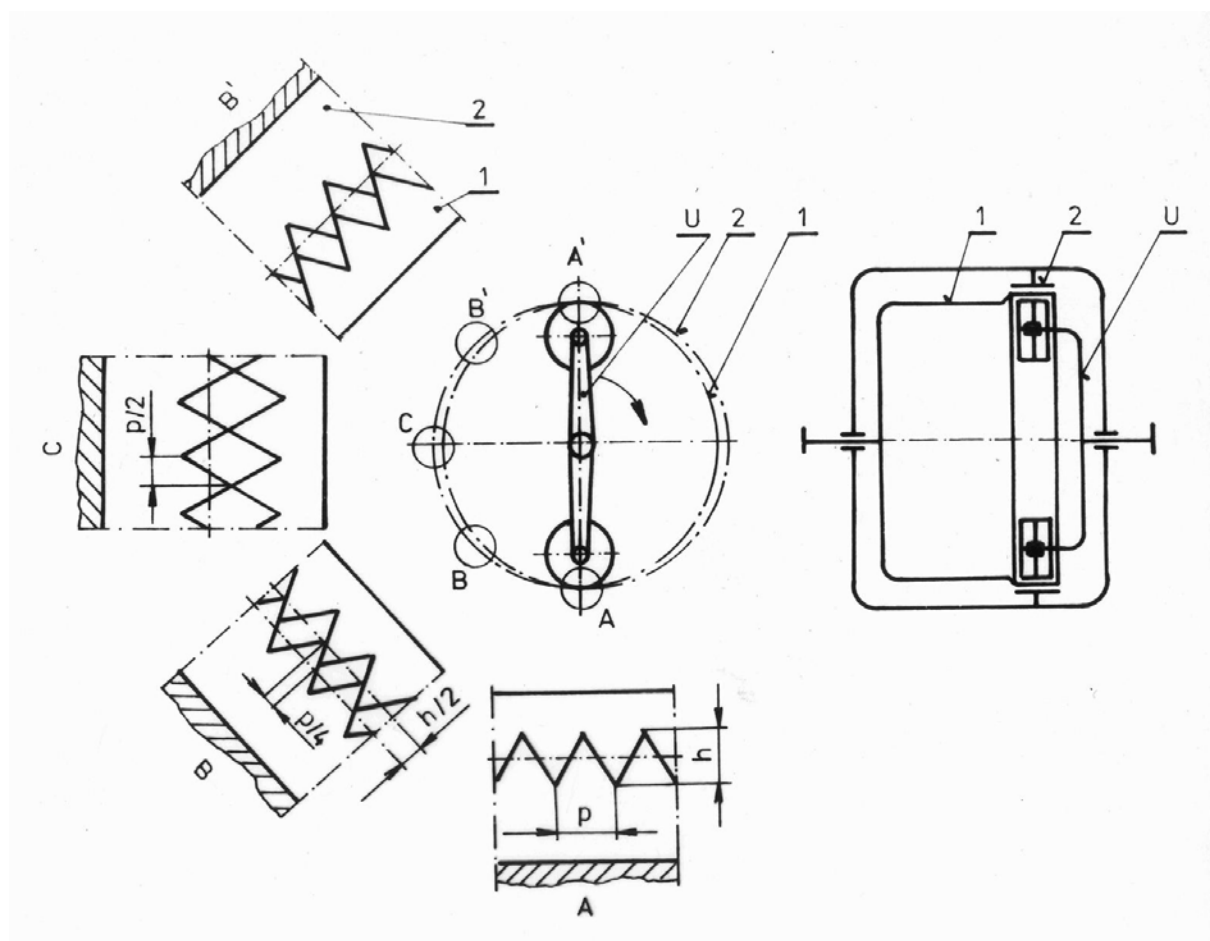
$$\text{Např. pro } \omega_r = 0 \Rightarrow M_r \cdot \omega_r = -M_s \cdot \omega_s$$

$$\frac{M_r}{M_s} = -\frac{\omega_s}{\omega_r} = -(1 - \bar{i}) = \bar{i} - 1$$

$$M_r = (\bar{i} - 1) \cdot M_s$$

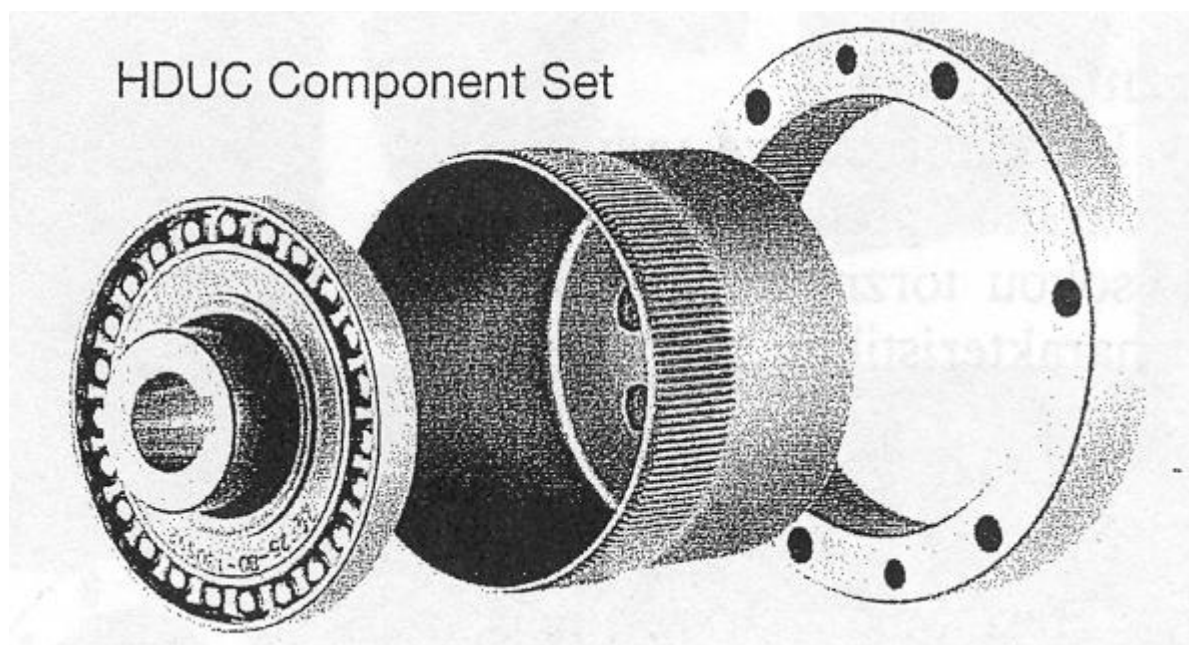
Vlastnosti:

- vynikající přesnost, menší než $1'$
- možnost přenášet vysoké kroučící momenty
- až 1/3 zubů v záběru
- účinnost okolo 85%
- minimální opotřebení a dlouhá životnost
- nejsou samosvorné – vstupní převod na kterékoliv straně
- poddajnost převodovek – problém s kmitáním
- nízké momenty setrvačnosti
- kompaktnost
- převodový poměr v rozsahu 1:80 až 1:320

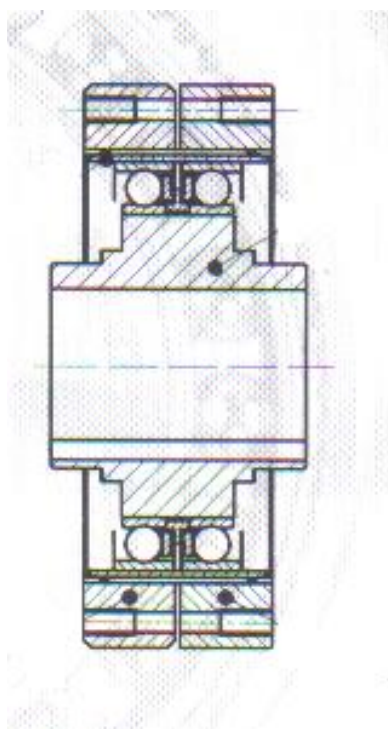


Obr. 3.3.4 – 3 Poměry při rotaci

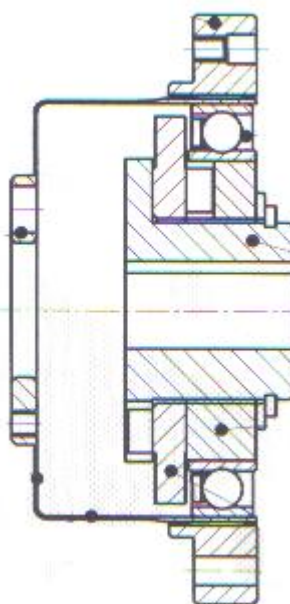
Současné převodovky pracují s ložiskem s pružnými kroužky. Provedení dle obr. 3.3.4 – 4.



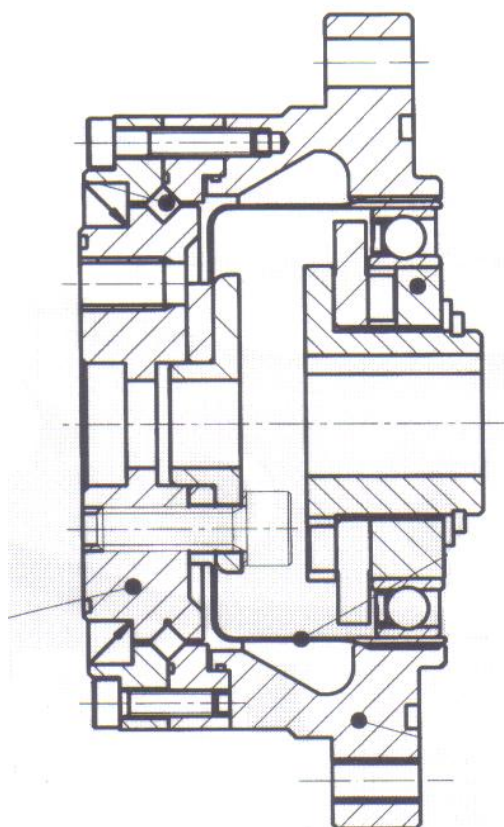
Obr. 3.3.4 – 4 Současné provedení hrníčkové harmonické převodovky



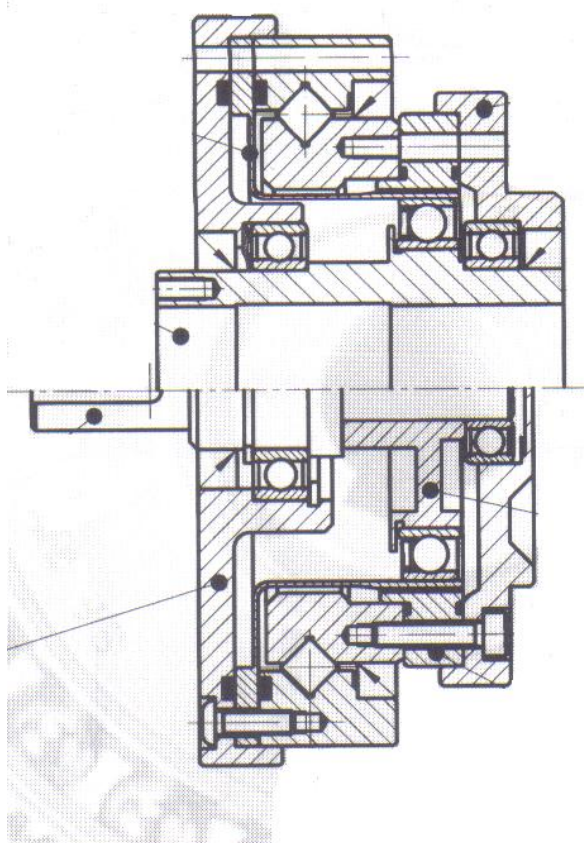
Obr. 3.3.4 – 5 Plochá HP



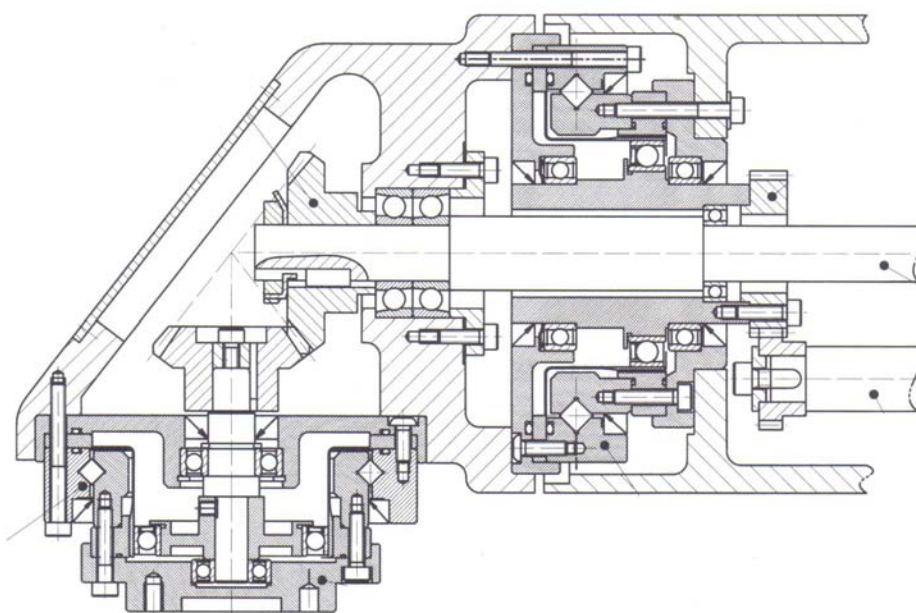
Obr. 3.3.4 – 6 Hrníčková HP



Obr. 3.3.4 – 6 Úpravy k zabudování HP do kloubu robotu



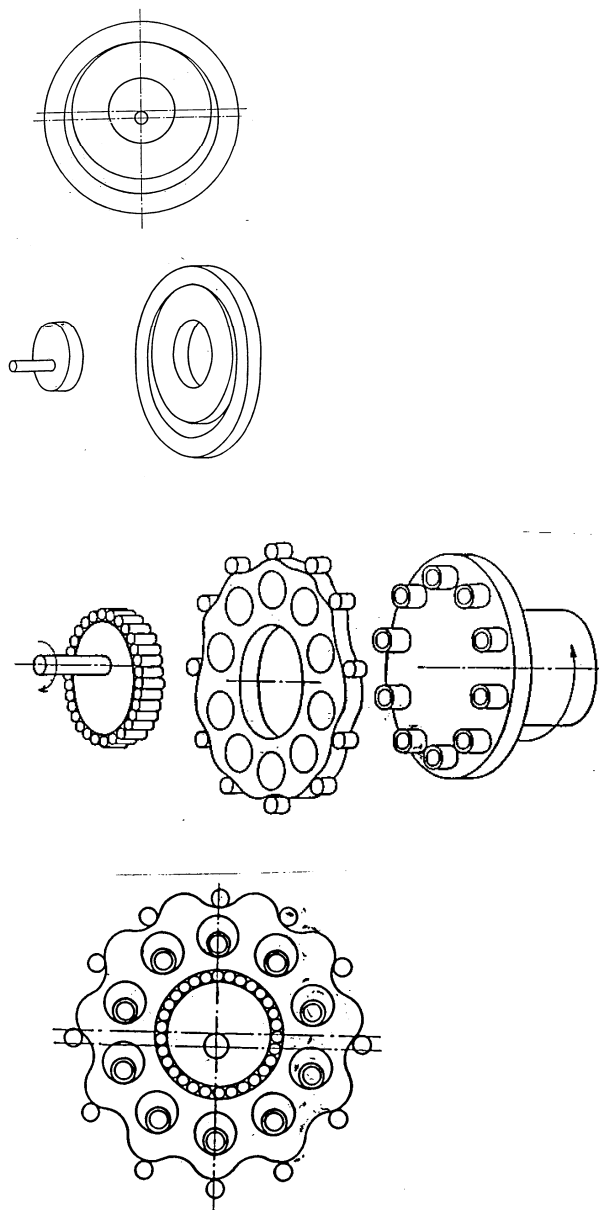
Obr. 3.3.4 – 7 Úpravy k zabudování HP do kloubu robotu



Obr. 3.3.4 – 8 Kloub OÚ robotu s harmonickými převodovkami

Cyklopřevodovka

Pracuje na podobném výchozím principu jako HP. Výchozí schéma, které lze porovnat s původní planetovou převodovkou je v obr. 3.3.4 – 9.



Obr. 3.3.4 – 9 Přejít od třecího převodu k převodu ozubenému

Vlastnosti:

- vysoká přesnost (vyšší než u harmonických)
- téměř neomezená životnost
- vysoká přetížitelnost
- vysoká účinnost – 94% (vyšší než u harmonických)

- vysoká tuhost (vyšší než u harmonických)
- malý moment setrvačnosti (nižší než u harmonických)
- malé rozměry i hmotnost
- tichý a klidný chod
- u vyráběných typů se převodový poměr pohybuje v rozmezí 1:9 až 1:85.

S ohledem na souosý vstup a výstup lze vytvářet seriovým řazením dvou i více převodovek převody s vyššími hodnotami převodovými poměry při velmi příznivých rozměrových i hmotnostních parametrech.

Harmonické i cykloidní převodovky se vyrábějí i v jednom integrovaném kompaktním celku s diskovými elektromotory. Tyto tzv. motorové jednotky jsou často montovány přímo do prostoru otočného kloubu.

Konkrétní typy převodovek a jejich užití je v podkapitole Klouby PR.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s následujícími pojmy:

Převody robotů

Valivé šrouby

Ozubené převody

Planetové převody harmonické převody cyklopřevody



Kontrolní otázka

- 1) Jaký je rozdíl mezi harmonickými a cyklopřevody při použití pro PR?
- 2) Jak je přípustné zatěžovat valivý šroub?
- 3) Jak lze zvýšit tuhost valivého šroubu?



CD-ROM

K užití převodů v průmyslových robotech si prohlédněte soubory Převody robotu s motory v základu, Orientační_ústrojí_1, Orientační_ústrojí_2, Orientační_ústrojí_3.

Dimenzování valivého šroubu procvičte podle animace v souboru Návrh valivého šroubu.

Dimenzování harmonické převodovky procvičte podle animace v souboru Návrh harmonické převodovky.

4. EFEKTORY PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Prostudováním přednáškového bloku, členěného do dvou částí, se seznámíte: • S funkcí, konstrukcí a účelem efektorů průmyslových robotů. • S výpočty efektorů a postupem jejich návrhu. Porozumíte principům návrhu a konstrukce efektorů a budete schopni provádět jejich výpočty.	Cíle přednáškového bloku
<i>Efektor, mechanický, pneumatický, magnetický, struktura, úchopné prvky, výměnný systém, interface, kompenzátor, pohon, transformace pohybu, objekt manipulace, morfologická matice, úchopná síla, pohonná síla, zdvih motoru, převodový poměr, převodová funkce, mechanismus, transformační blok, čelisti.</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 6 hodin

4.1. KONSTRUKCE EFEKTORŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte se strukturou a funkcemi a konstrukčním řešením efektorů průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Struktura efektorů PRaM ▪ Mechanické schopné efekty ▪ Ostatní typy efektorů Po jejich prostudování porozumíte jejich funkci a konstrukci a budete schopni samostatně efekty navrhovat.	Cíle kapitoly
<i>Efektor, mechanický, pneumatický, magnetický, struktura, úchopné prvky, výměnný systém, interface, kompenzátor, pohon, transformace pohybu, objekt manipulace, morfologická matice.</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny



VÝKLAD

Efektor je výkonným subsystémem průmyslového případně servisního robotu. Toto zařízení, ať již v jakémkoliv provedení, je vždy v centru pozornosti konstruktérů technických systémů – letadel, lodí, obráběcích strojů, atd. Vlastnosti technických systémů se mohou totiž uplatnit (a nebo znehodnotit) právě jen prostřednictvím efektoru. Robotika prodělala období kdy efektorům nebyla věnována plná péče snad pod dojmem skutečnosti, že v některých případech může jít o velmi jednoduchá provedení těchto systémů. Dnes si plně uvědomujeme jejich důležitost, vždyť roboty mají cenu až několika milionů, celé pracoviště až násobky této hodnoty a jsou zařazeny v toku výroby do linky, jejíž hodnota je minimálně v desítkách až stovkách milionů.

Efektor prošel určitým vývojem nejen z hlediska konstrukčního, ale i z hlediska názvosloví. Protože se ve starších publikacích s těmito pojmy můžeme stále setkat připomeňme si je – hlavice, pracovní hlavice, chapadlo, koncový efektor. Poslední vznikl z anglického end effector, což je ovšem poněkud nadbytečné slovní spojení. Efektor je tedy sám o sobě pojem, ve spojení s robotem, naprosto dostatečný pro typ zařízení a budeme jej takto užívat.

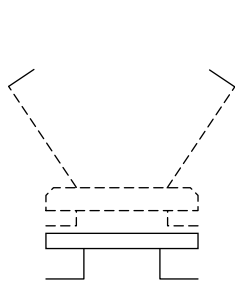
Účelem efektoru robotu je vlastní realizace úkolů, pro které je robot předurčen, tj. manipulace různými objekty se zadanými parametry polohy, orientace, vzdálenosti, rychlosti, zrychlení, aj. Podle toho o jaké objekty manipulace se jedná a kde jsou užity dělíme efekty na uchopovací a technologické, případně hybridní, pokud se obě hlediska prolínají. V případě technologických efektorů se jedná většinou o přímou nebo zprostředkovanou manipulaci technologickými nástroji nebo přípravky, které zajišťují např. svařování, obrábění, stříkání,

montáž, apod. Tato hrubá klasifikace samozřejmě nevystihuje všechny oblasti aplikací robotů, zavádíme proto ještě efekторы speciální.

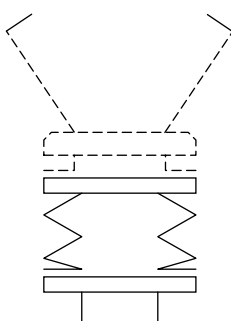
Efekторы může uživatel nově zakoupeného robotu, pro definovaný úkol a objekt manipulace, pořídit různým způsobem – zakoupit u dodavatele robotu, zakoupit u specializované firmy, vyrábějící standardní typy efektorů (zejména pro objekty manipulace prizmatického nebo kruhového průřezu), nebo navrhnout a vyrobit vlastními silami, nebo zadat specializované firmě k vývoji. Lze proto předpokládat, že absolventi studia oboru Robotika budou mít tuto činnost často v náplni práce.

4.1.1. Struktura efektorů

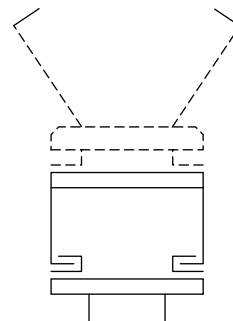
Obecná struktura efektoru podává přehledný obraz o základních stavebních prvcích efektoru z hlediska účelu i funkce (obr. 4.1.1 – 1 – 4). Tyto stavební prvky mohou být



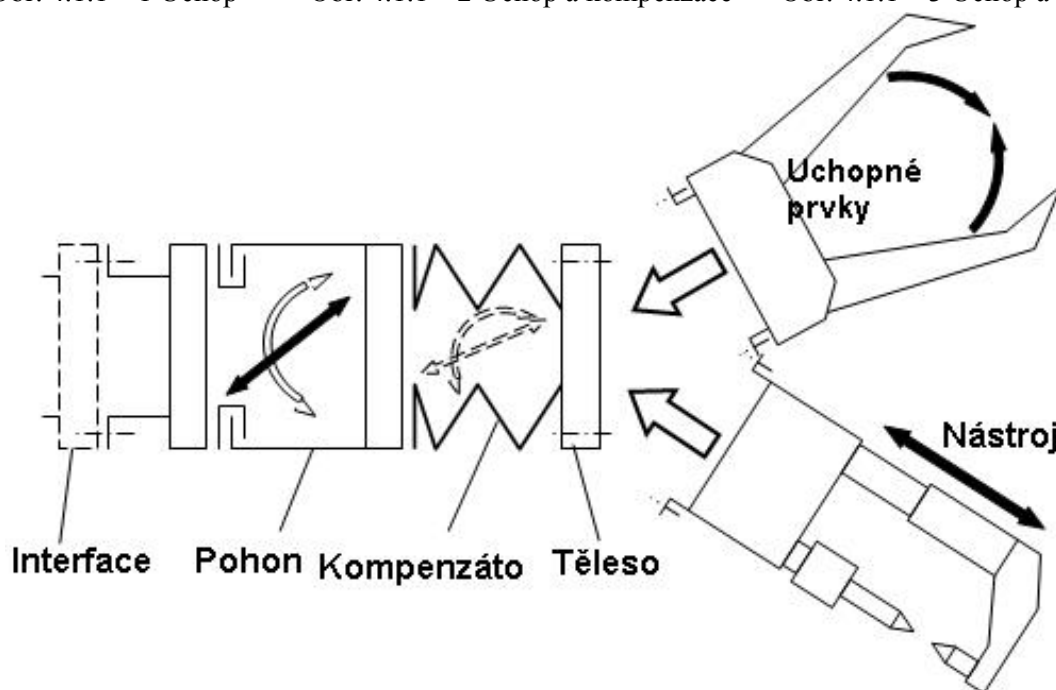
Obr. 4.1.1 – 1 Úchop



Obr. 4.1.1 – 2 Úchop a kompenzace



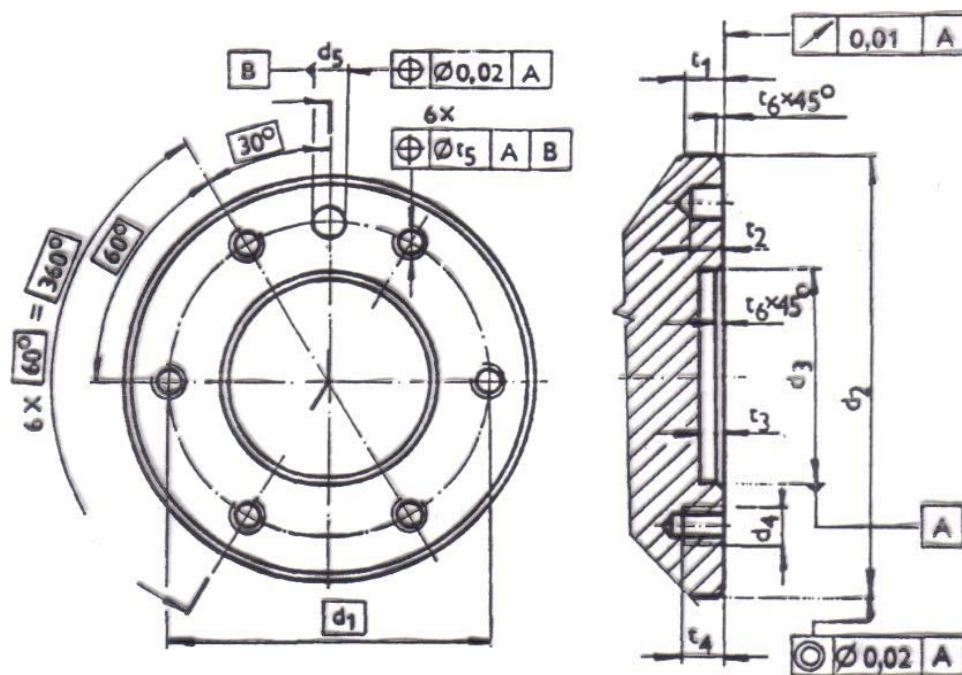
Obr. 4.1.1 – 3 Úchop a pohon



Obr. 4.1.1 – 4 Obecná struktura efektoru

v konkrétní konstrukci efektoru zastoupeny v různých kombinacích, podle funkcí které realizují.

Interface – zajišťuje propojení efektoru s koncovou částí robotu, která je realizována na posledním stupni orientačního ústrojí. Obě části interface na robotu i na efektoru si musí tvary, rozměry i parametry odpovídat a jsou logicky předepsány normou ISO a dnes dodržovány všemi výrobci (obr. 4.1.1 – 5). Interface musí zajistit nejen přesné a tuhé



Obr. 4.1.1 – 5a Provedení interface dle ISO

propojení efektoru, ale také propojení energetické a informační kabeláže a potrubí, aj. Konstrukční řešení efektoru je tedy v části interface závazně předepsáno.

Roztečný průměr d ₁		d ₂ h8	d ₃ H7	d ₄	d ₅ H7	t ₁ min.	t ₂ min.	t ₃ min.	t ₄	t ₃	t ₆	Počet otvorů
série 1	série 2											
25		31,5	16	M4	4	6	4	4	viz poznámka	0,1	0,5	4
	31,5	40	20	M5	5		5					
40		50	25	M6	6		6	6				
	50	63	31,5									
63		80	40	M8	8	8	8	0,15		1 min.		
	80	100	50									
100		125	63	M10	10	10	8	0,2			6	
	125	160	80									
160		200	100	M12	12	12						
	200	250	125									
250		315	160									

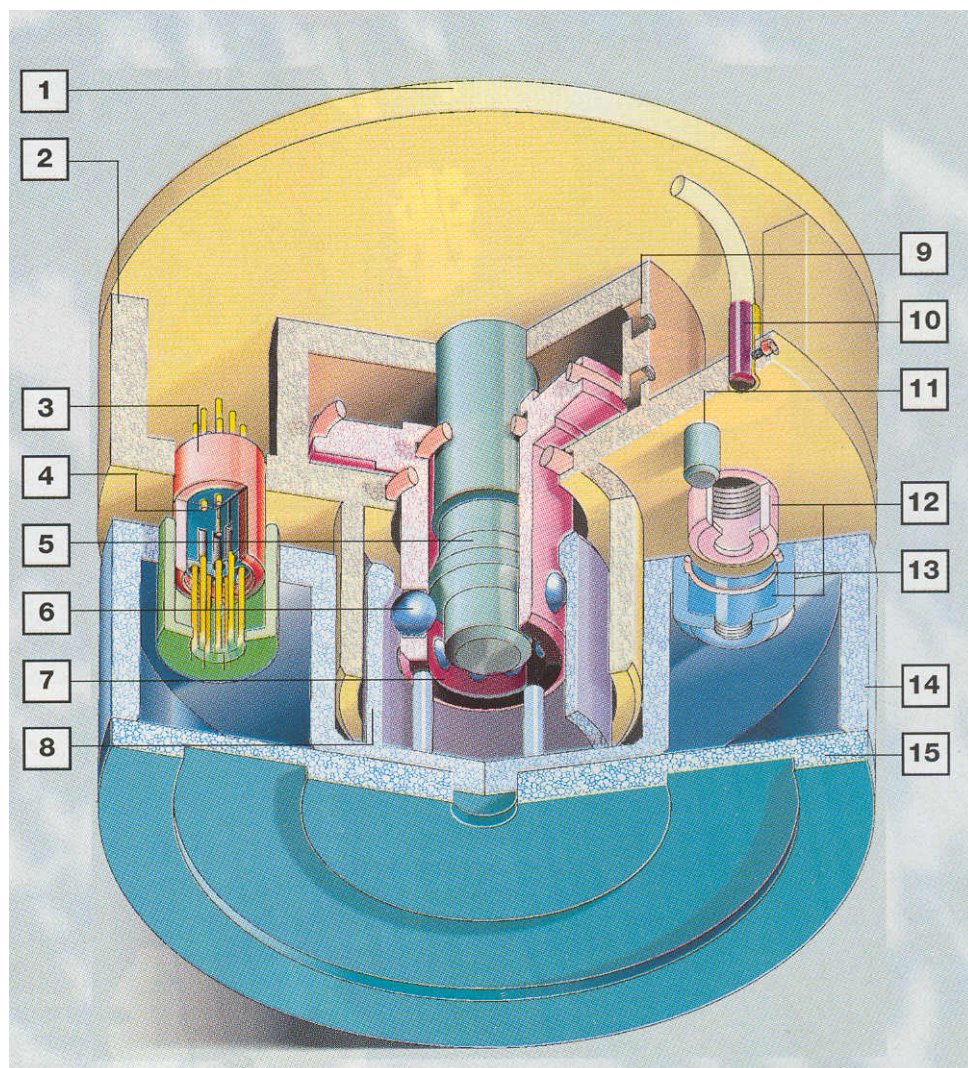
Doporučené rozměry (mm) podle ISO 9409 – 1

Poznámka : Minimální hloubka závitových otvorů t₄ je závislá na materiálu spojovacích přírub efektoru průmyslového robotu

Obr. 4.1.1 – 5 b Provedení interface dle ISO

Obr. 4.1.1 – 5 b Provedení interface dle ISO

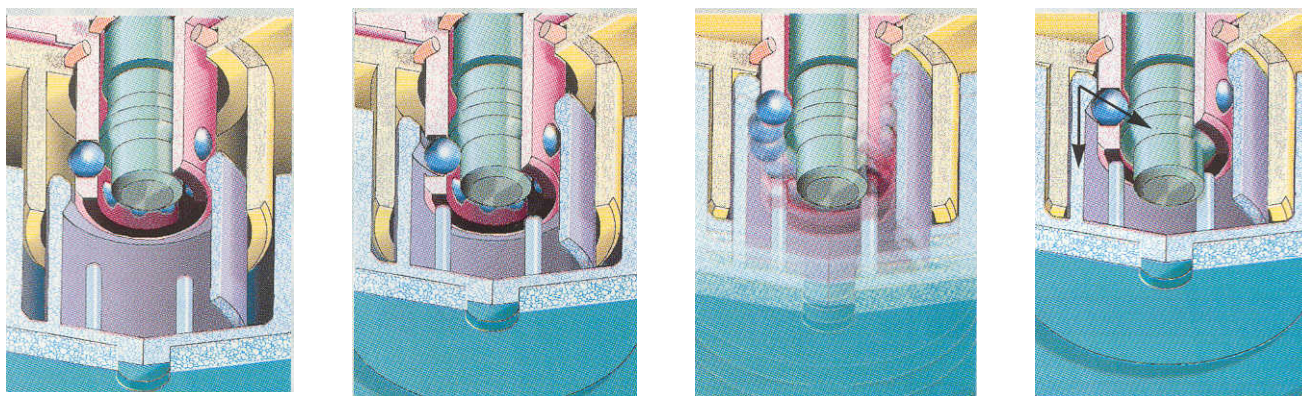
V praxi je nutno ještě brát v úvahu zda charakter činnosti robotu vyžaduje občasnou (v delších intervalech), nebo dokonce častou a pravidelnou výměnu efektoru, případně cyklicky i většího počtu efektorů. V posledním případě se zajišťuje výměna automaticky pomocí výměnného systému, který dnes vyrábí několik firem. Jedno z možných provedení je na obr. obr. 4.1.1 – 6, další na 6a. Verze 6a ukazuje ve spodní části obrázku efektor a nad ním přírubu, která je neustále pevně spojena s efektem. V horní části obrázku je část spojená trvale s robotem a pod ní vlastní připojovací mezikus.



Obr. 4.1.1 – 6 Systém automatické výměny efektoru

- 1 – připojovací příruba k interface robotu, z hliníkové slitiny, trvale spojena s robotem
- 2 – těleso, slitina hliníku se zvýšenou mezí pevnosti materiálu
- 3 – těleso konektoru elektrické energie, současně plní funkci centrování mezi tělesem 1 a 14, tvrzená ocel
- 4 – vlastní kontakty konektoru, mohou být kódovány pro různé údaje o stavu výměny
- 5 – tuhý spojovací čep, pevně spojený s 2, tvrzená ocel
- 6 – kuličky, povrchově tvrzené
- 7 – uzavírací píst, přenáší síly
- 8 – kontaktní pouzdro z tvrzené oceli

- 9 – připojení tlakového vzduchu
- 10 – indukční brzda s ochranným pouzdrům
- 11 - pojišťovací kolík
- 12 – pouzdro pro přenos tlakového vzduchu
- 13 – těsnicí O kroužek
- 14 – těleso trvale spojené s nástrojem
- 15 – příruba k připojení efektoru nebo nástroje

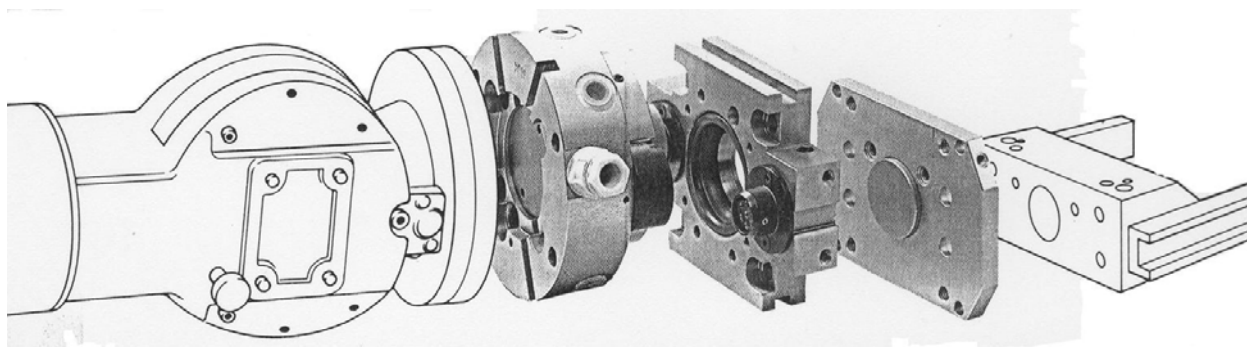


Obr. 4.1.1 – 6a Proces automatické výměny efektoru

Postup propojení (žlutého) tělesa na robotu s efektem (obr. zleva doprava):

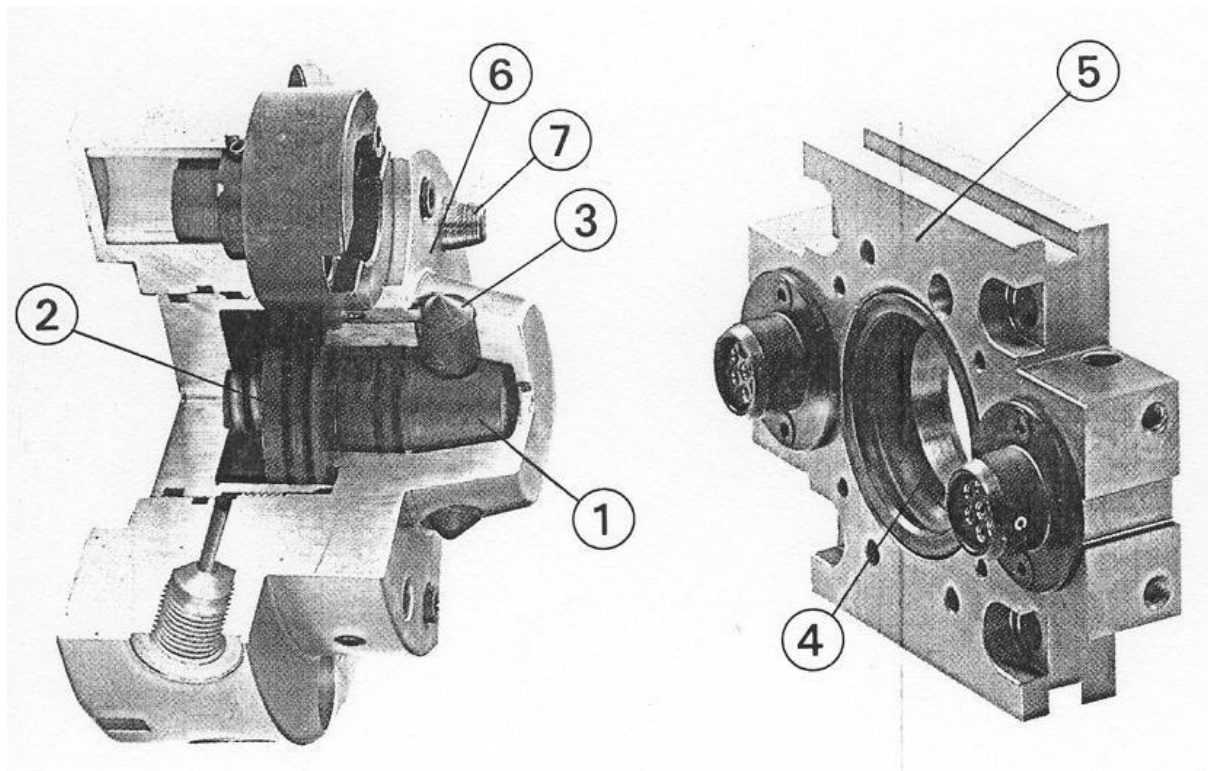
1. Píst rozevře pouzdro protikusu (světle modře). Nyní působí stlačený vzduch na píst (červeně).
2. Píst s kuličkami přes zkosené plochy pevně připojeného čepu. Tím jsou kuličky vytlačovány a vytváří spojení s protikusem.
3. S robotem pevně spojená část zajíždí spolu s pístem (červeně) a zaváděcím pouzdrům (žlutě) do protikusu (modře).
4. Obě části výměnného systému jsou propojeny a kuličkami uzamčeny. Současně se propojily konektory elektro a pneu.

Jiný systém automatické výměny je v obr. 4.1.1 – 6b. Poslední tři prvky zprava doleva jsou – vlastní efektor, připojovací deska (mezikus) ke spojení tělesa efektoru s tělesem interface efektoru. Toto těleso je trvale spojeno přes mezikus s efektem. Na levé straně pak je konec horního ramene robotu s orientačním ústrojím a připojovací deskou dle ISO. Na tu se pak trvale připojí těleso protikusu interface.



Obr. 4.1.1 – 6b Systém automatické výměny efektoru

Tělo interface (obr. 4.1.1 – 6c) na pravé straně je opatřeno drážkami, kterými je osazeno v přípravku na pracovišti, ze kterého si robot odebere efektor. Odebrání je provedeno najetím kuželového čepu tělesa na levé straně do kuželového otvoru (4) tělesa interface na pravé straně.

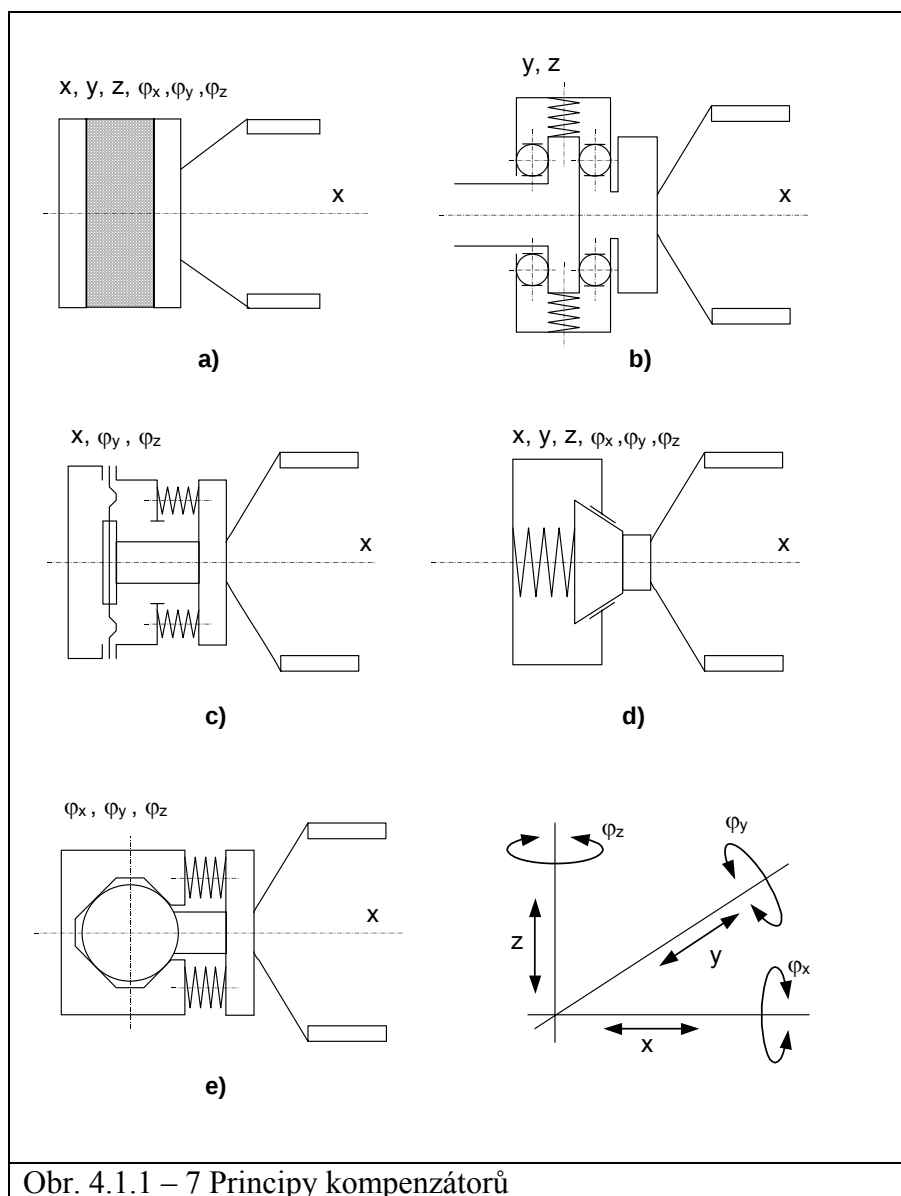


Obr. 4.1.1 – 6c Systém automatické výměny efektoru

K uzamčení obou těles interface dojde posunutím kuželu 1 vpravo pružinou 2, čímž se vysunou kuželové čepy 3 do drážky ve vnitřním kuželu 4. K uvolnění obou těles pak dojde působením stlačeného vzduchu na píst spojený s kuželem 1, proti odporu pružiny. Proti pootočení obou těles vůči sobě je provedena fixace kuželovým čepem 4. Propojení energetické a signální kabeláže je provedeno pomocí konektorů.

Pohon – chápeme ve dvojím smyslu, jednak jako zdroj pohybu čelistí u uchopovacích efektorů, případně také jako systém pro zajištění mikropohybu – doplňkový stupeň volnosti nad možností robotu dané výrobcem. To je účelné např. pro některé montážní operace, aby nebylo nutné rozpohybovat polohovací ústrojí (orientační ústrojí jsou běžně s rotačním pohybem tedy funkci zasunutí čepu do otvoru apod. nemohou realizovat). Pohon sestává z motoru a **transformačního bloku** (převodu), které jsou pojednány v příslušných kapitolách.

Kompenzátor – slouží k eliminaci nepřesností, které se při kontaktu mezi objektem manipulace a úchopnými prvky efektoru mohou vyskytnout. Jeho použití není časté, ale může být potřebné. Princip spočívá ve využití poddajnosti konstrukce kompenzátoru a tím možnosti přizpůsobení pozice úchopných prvků efektoru úchopným plochám na objektu manipulace. Problém ovšem je, že jinak obecně od všech nosných prvků robotu vyžadujeme dostatečnou tuhost. Takže důsledkem takové poddajnosti je rozkmitání efektoru s objektem manipulace. Aby k tomu nedocházelo je možné použít dodatečné aretace na kompenzátoru, která při pohybu poddajné prvky přemostí a eliminuje kmitání. Principiálně možná řešení jsou



Obr. 4.1.1 – 7 Principy kompenzátorů

znázorněna v obr. 4.1.1 – 7. Funkce je z principu zřejmá, popis obrázku uvádí vzhledem k jakým osám může být kompenzace provedena.

Těleso efektoru – je základním nosným stavebním prvkem s rozhodujícím podílem pro dosažení požadované tuhosti a přesnosti efektoru. Současně musí vytvářet předpoklady pro kompaktnost a minimální vnější rozměry efektoru a připojení ostatních stavebních prvků i technologičnost konstrukce.

Úchopné prvky efektoru – hrají rozhodující roli pro dosažení parametrů, závisících na kontaktu s dotykovými plochami efektoru a do značné míry také předurčují volbu

struktury efektoru. Blíže viz konstrukce efektorů.

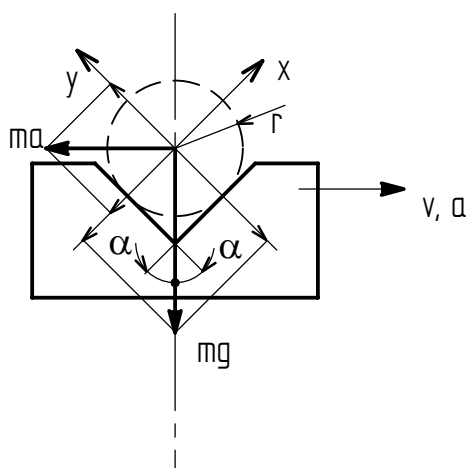
Technologické výkonné prvky (nástroje) efektoru – jsou velmi rozdílné podle druhu technologie a vybavení pracoviště, na kterých se podílí. Z tohoto důvodu jsou pojednány podrobně v předmětu Periferie průmyslových robotů.

4.1.2. Mechanické úchopné efekторы

Úchopné efekторы jsou převládajícím druhem efektorů. Jednoduchá klasifikace (obr. 4.1.2 – 1) je odvozena od použitých úchopných prvků (ÚP). Úchopné prvky mohou být aktivní a pasivní. Jejich kombinace na konkrétním efektoru charakterizuje jeho strukturu - S (A,P) – A je počet aktivních a P počet pasivních prvků. Počet úchopných prvků a jejich rozmístění v efektoru ovlivňuje velikost úchopné síly, určení polohy, určení orientace OM v úchopné hlavici.

Mechanické	pasivní	s pevnými a stavitelnými ÚP
		s pružnými ÚP
		speciální (suchý zip, lepidlo, aj.)
	aktivní (poháněné)	hydromotorem
		pneumotorem
		elektromotorem
		elektromagnetem
Magnetické	pasivní	s permanentními magnety
	aktivní	s elektromagnety
Podtlakové	pasivní	přísavky
	aktivní	s vývěvou
		s ejektorem
Obr. 4.1.2 – 1 Klasifikace úchopných efektorů		

Mechanické úchopné efekty (MÚE) - pasivní



Z rovnosti klopného momentu vyvozeného setrvačným účinkem a přidržovacího momentu vyvozeného tíhovým účinkem vyplyne kritické zrychlení a_k a podmínka bezpečnosti

$$ma_k \sin \alpha r \leq mg \cos \alpha r$$

$$a_k = g \cot \alpha$$

$$a \leq a_k$$

Obr. 4.1.2 – 2 Podmínka bezpečnosti pro aplikaci pasivního úchopného prvku

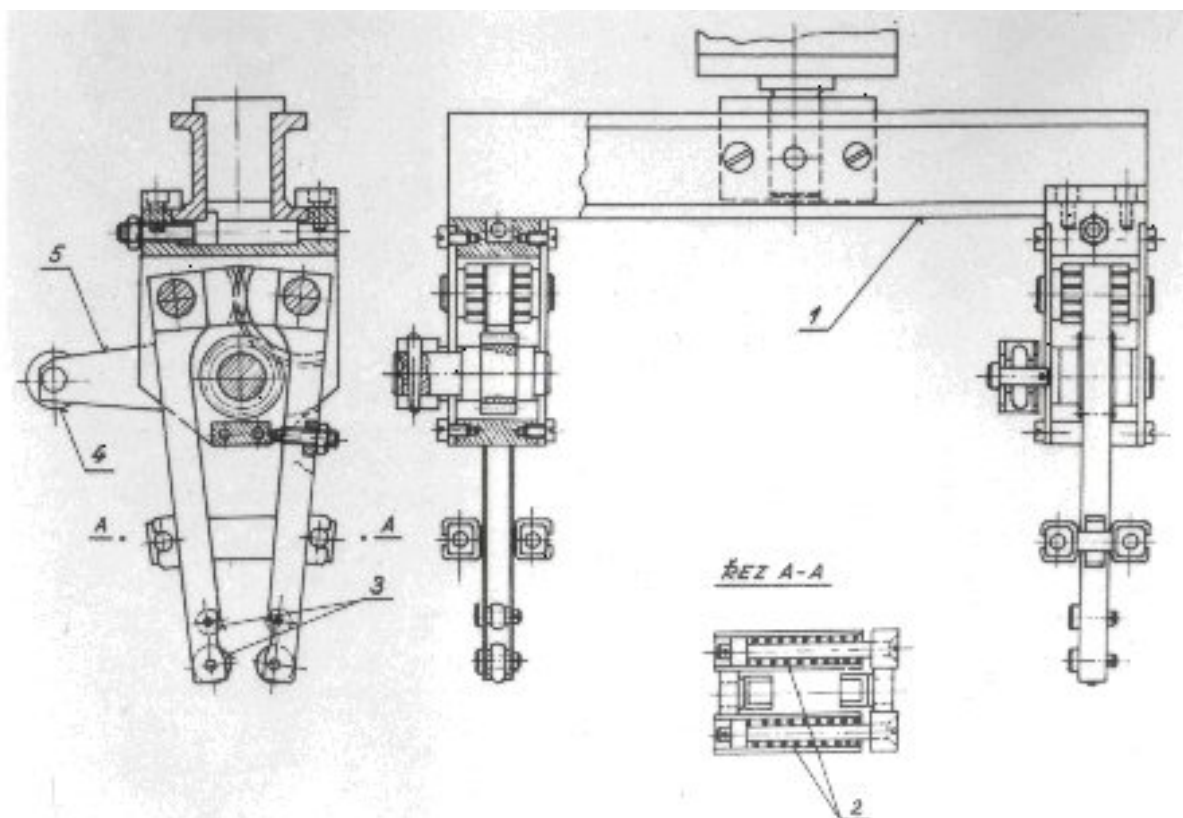
Pasivní MÚE jsou nejjednoduššími efekty, které však pro některé manipulační úlohy zcela postačují. Efektorem je zpravidla prvek typu háku, vidlice, čepu, jednoduché čelisti, apod. Například objekty manipulace typu kroužku lze snadno uchopit háčkem a opět snadno uvolnit. Pohony efektorů zde nahrazují motory jednotlivých stupňů volnosti robotu. Přidržení objektu manipulace zajišťuje gravitační účinek, čímž je dáno, že zrychlení a zpomalení nemůže být velké. Existuje mnoho variant takových řešení. Kontrola bezpečného držení se provádí podobně jako na obr. 4.1.2 – 2.

Další skupina pasivních efektorů využívá jako zdroje úchopné síly pružinu. Přičemž k překonání jejího účinku při uchopení nebo uvolnění objektu manipulace se využije opět pohonu některého ze stupňů volnosti robotu. Příklad řešení je na obr. 4.1.2 – 3.

Mechanické úchopné efektory (MÚE) - aktivní

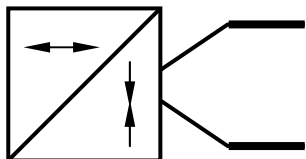
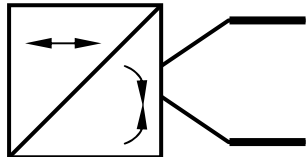
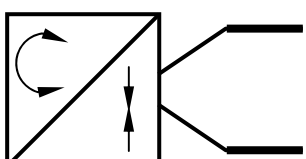
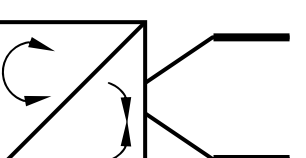
Jejich řešení (obr. 4.1.2 – 4) v zásadě závisí na zvoleném druhu motoru, především podle charakteru pohybu – rotačního, nebo translačního a také podle druhu úchopných prvků a jejich pohybu. Třetím důležitým aspektem je transformace pohybu, je-li nutná podle prvních dvou voleb. Principy řešení jednotlivých typů jsou uvedeny v obr. 4.1.2 – 5 až 8. Jejich význam spočívá v navedení studenta na podstatu řešení, lze z nich odvodit nové konstrukce.

Skupina T1 využívá lineárních motorů, z nich především motory pneumatické, které pro aplikaci v efektech poskytují mnohé výhody a jsou u průmyslových robotů

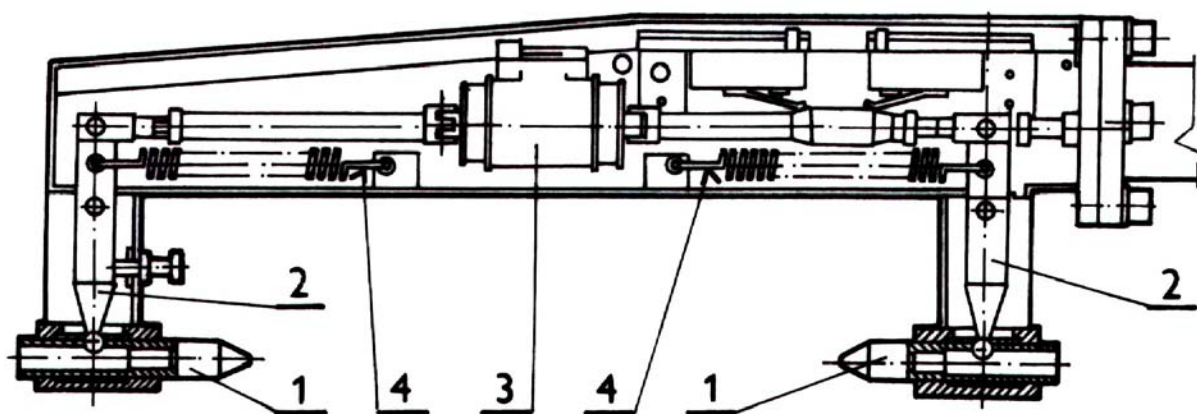


Obr. 4.1.2 – 3 Pasivní mechanický efektor s pružinou

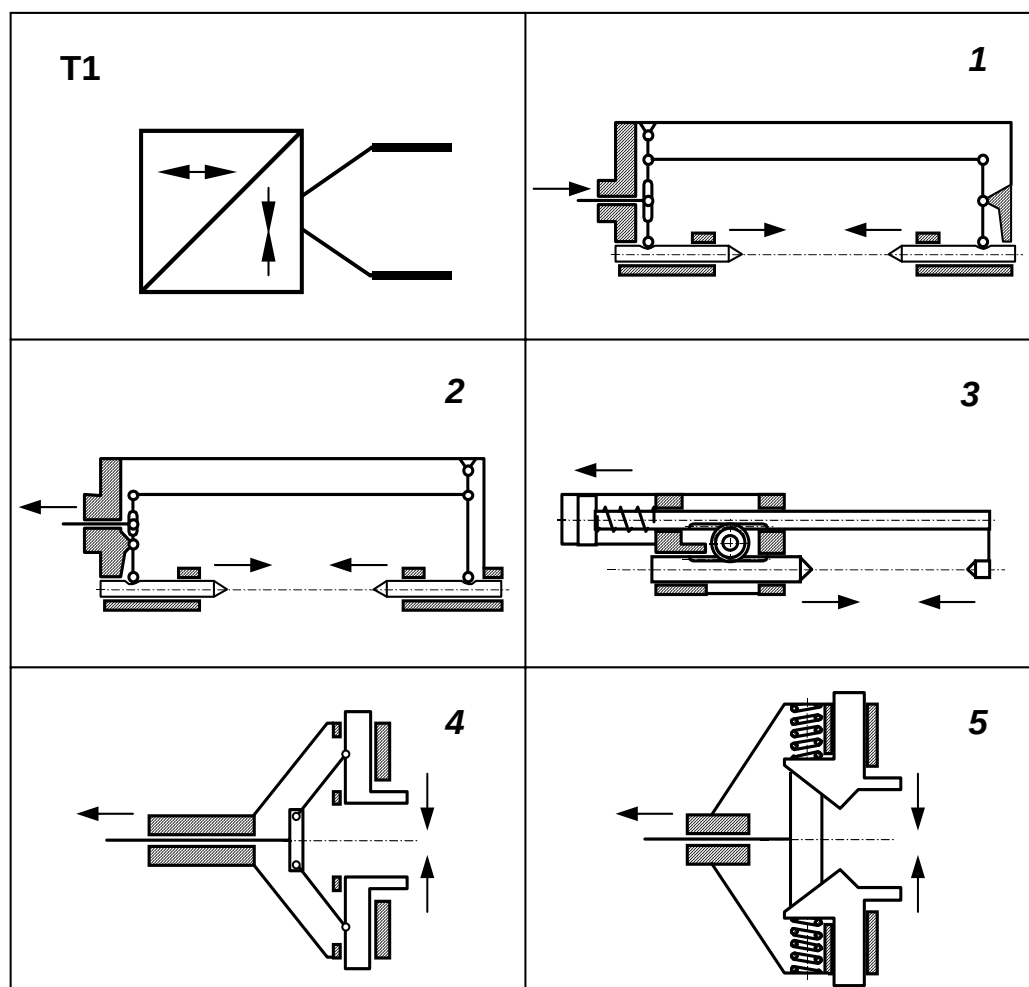
nejúživanější. Na straně výhod je především snadná dostupnost stlačeného vzduchu a nenáročný přívod až do efektoru. Naopak problémem může být malý jednotkový výkon a z toho resultující velké rozměry motoru pokud bychom potřebovali větší síly na pístnici. Bezpečnost držení objektu manipulace je zajištěna úchopnou silou vyvozovanou pružinou, zatímco motor používáme pouze k rozevření čelistí (obr. 4.1.2 – 5, 5). Hydraulické motory poskytují velký měrný výkon a umožňují tak minimalizaci jeho rozměrů, složitější je zajištění rozvodů kapaliny až k efektoru a také potřeba kompletního hydraulického agregátu, případně i možnost znečištění pracoviště netěsnostmi v hydraulickém obvodu. Elektromotory jsou výhodné především z hlediska řízení, ale obtížnější je jejich zástavba do systému efektoru a také skutečnost, že konstrukčně složitější řešení je dáno rotačním pohybem, který je nutno často transformovat na lineární pohyb a také potřeba redukovat otáčky.

Motor	Úchopné prvky	Transformace pohybu	Typ MÚE
posuvný	posuvné		T1
posuvný	rotační		T2
rotační	posuvné		T3
rotační	rotační		T4

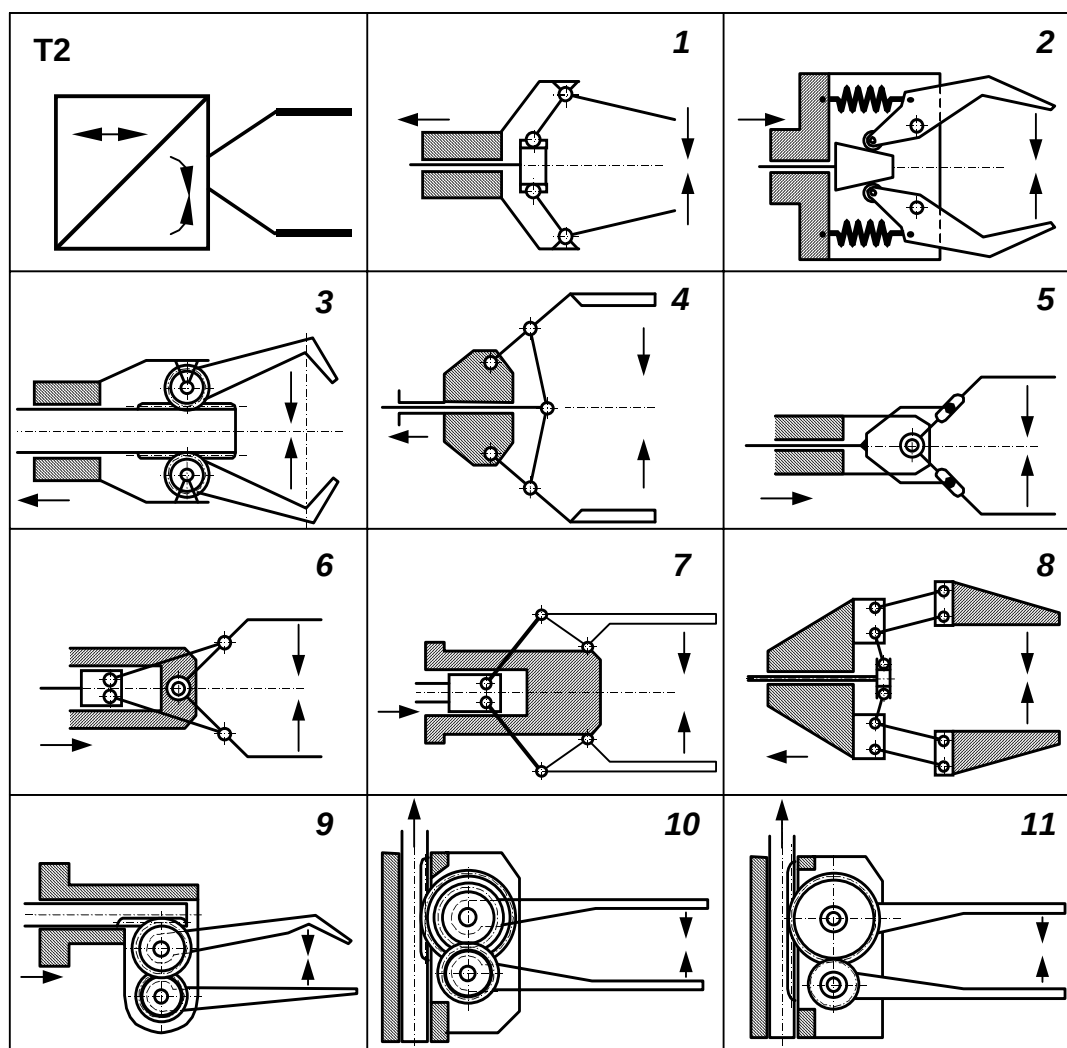
Obr. 4.1.2 – 4 Typy aktivních MÚE



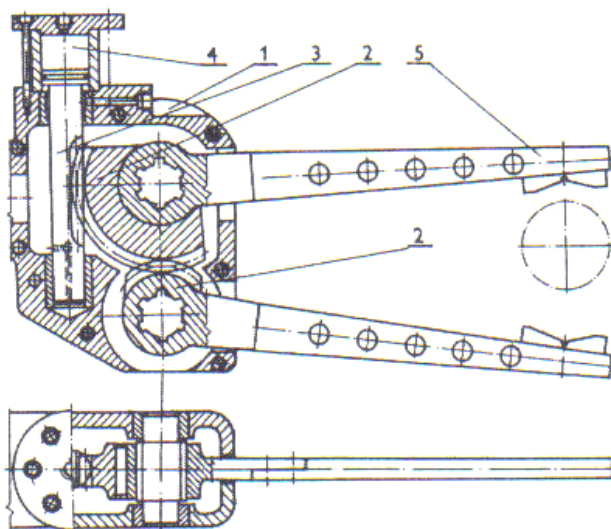
Obr. 4.1.2 – 5 a Příklad konstrukce MÚE typu T1



Obr. 4.1.2 – 5 Možné principy řešení MÚE typu T1



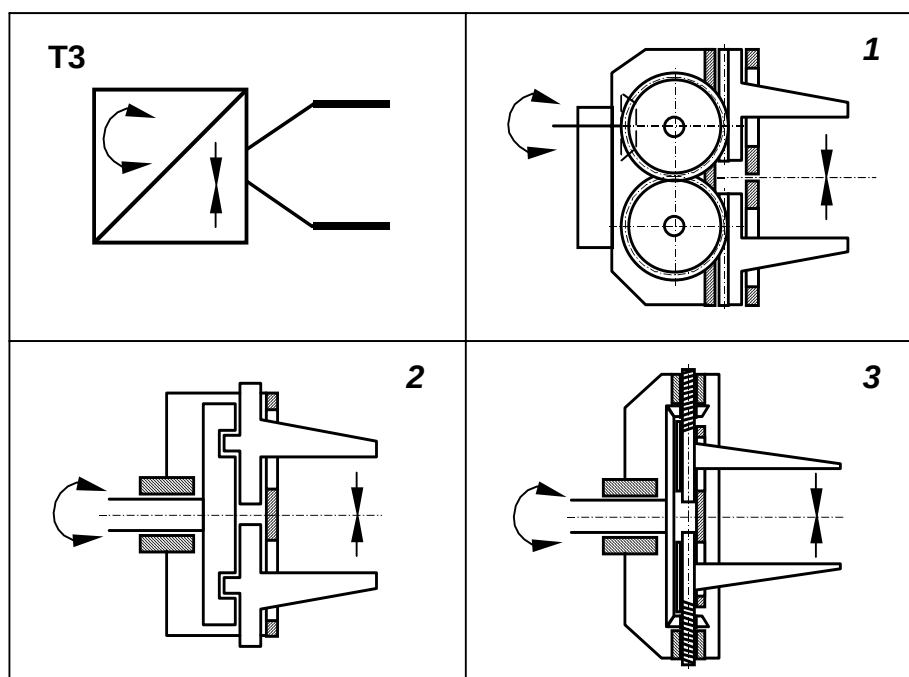
Obr. 4.1.2 – 6 Možné principy řešení MÚE typu T2



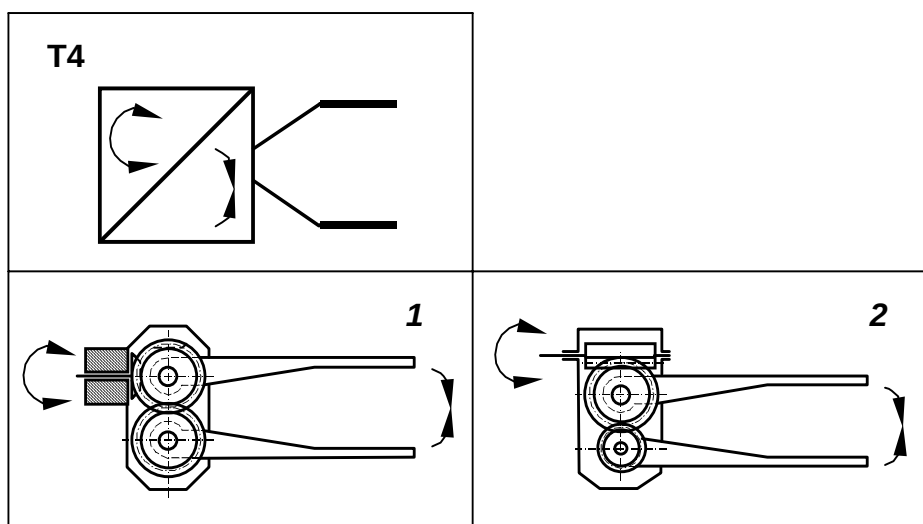
Obr. 4.1.2 – 6 a Příklad konstrukce MÚE typu T2

Skupina T2 využívá mechanismů kloubových nebo ozubených. Ozubené mechanismy zpravidla dávají robustnější konstrukci, ale umožňují volit vložený převod, zajišťující různou rychlost pohybu čelistí (obr. 4.1.2 – 6, 11). Dále je nutno upozornit na skutečnost, že zatímco ozubený převod poskytuje konstantní převodový poměr, kloubové mechanismy se změnou konfigurace mění okamžitý převodový poměr a při uchopování objektů manipulace různých rozměrů je třeba vyšetřit převodovou funkci v celém rozsahu těchto rozměrů. Pro struktury podle

T3 a T4 platí zmínka o robustnosti ozubených konstrukcí a tedy použití především pro roboty o vyšších nosnostech.

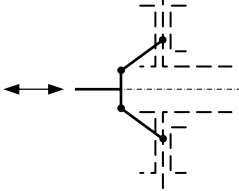
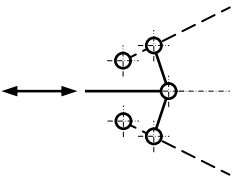
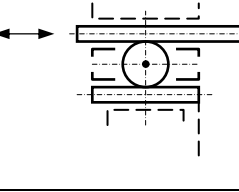
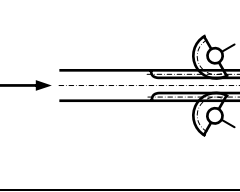
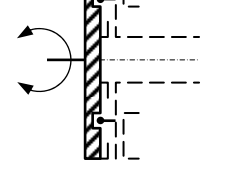
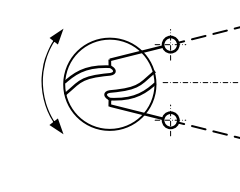
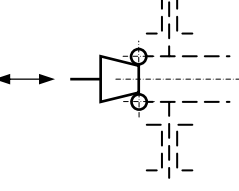
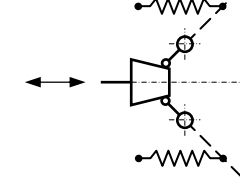
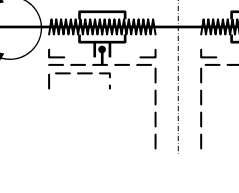
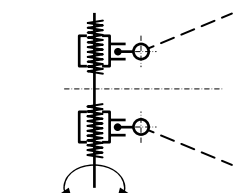


Obr. 4.1.2 – 7 Možné principy řešení MÚE typu T3

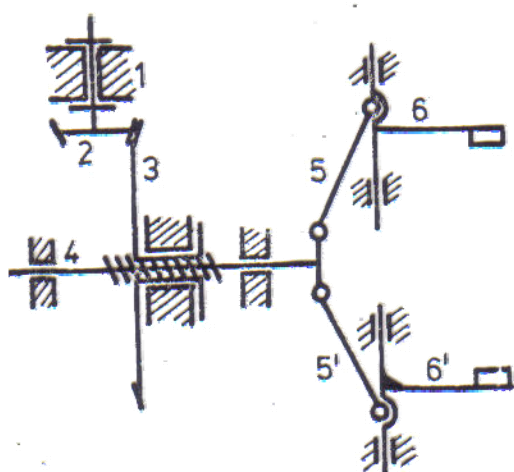


Obr. 4.1.2 – 8 Možné principy řešení MÚE typu T4

Je třeba upozornit, že ve všech případech jde vesměs o jednoduché mechanismy, kterým dáváme pochopitelně přednost, pokud jejich parametry vyhovují pro optimální řešení konstrukce. V praxi však může například typ MÚE T3 vypadat podle obr. 4.1.2 – 9 a.

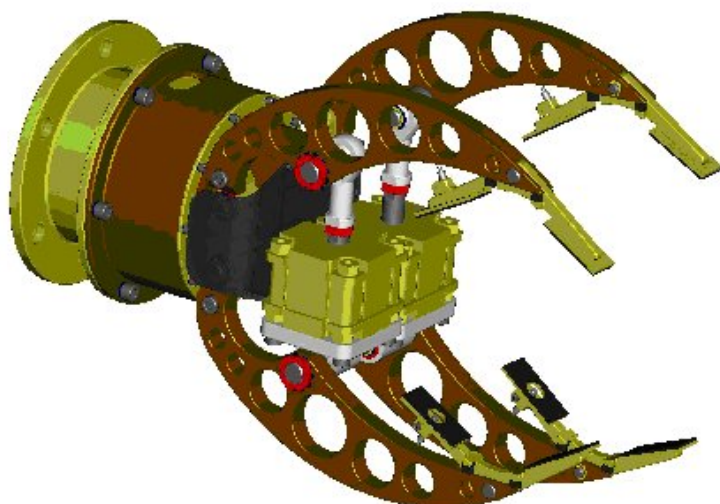
Typ MÚE		Mechanismus transformačního bloku	Typ MÚE	
Označení	Posuvný pohyb ÚP		Rotační pohyb ÚP	Označení
T1		kloubový		T2
T1		ozubený		T2
T3		vačkový		T4
T1		vačkový		T2
T3		šroubový		T4

Obr. 4.1.2 – 9 Uplatnění mechanismů u různých typů MÚE

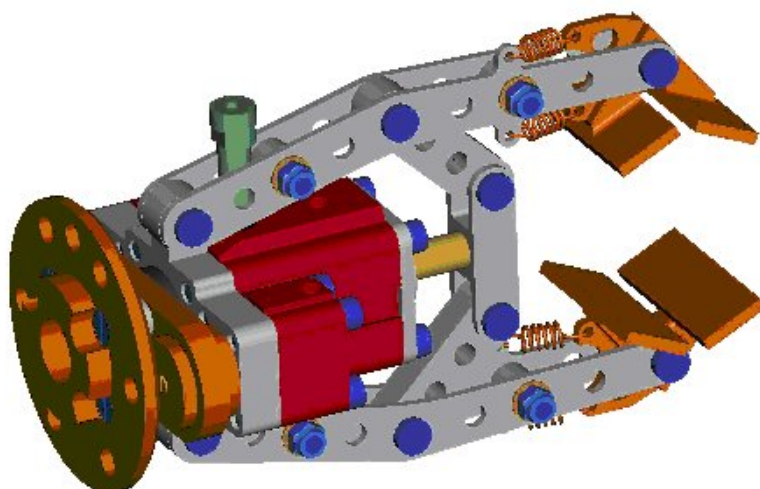


Složený transformační blok typu T3, sestávající z ozubeného, šroubového a kloubového mechanismu.

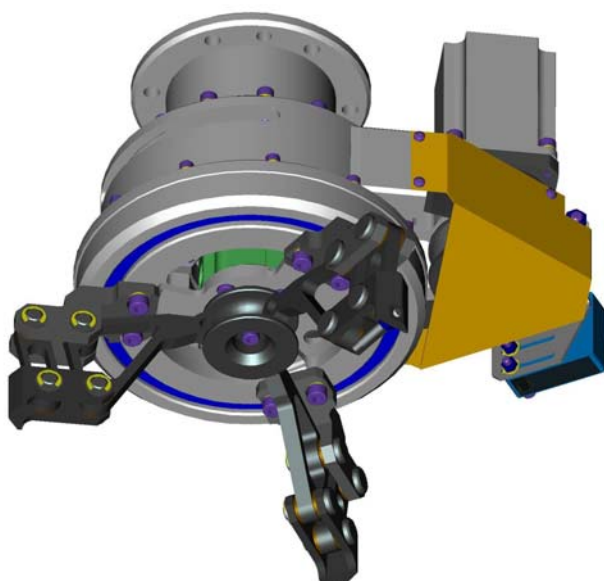
Obr. 4.1.2 – 9 Složený transformační blok



MÚE zajímavě řešený z hlediska umístění lineárních motorů, pro velkorozměrové objekty manipulace kruhového průřezu. Značně vylehčený a přitom dostatečně tuhý. Volně zavěšené čelisti.
Typ T2

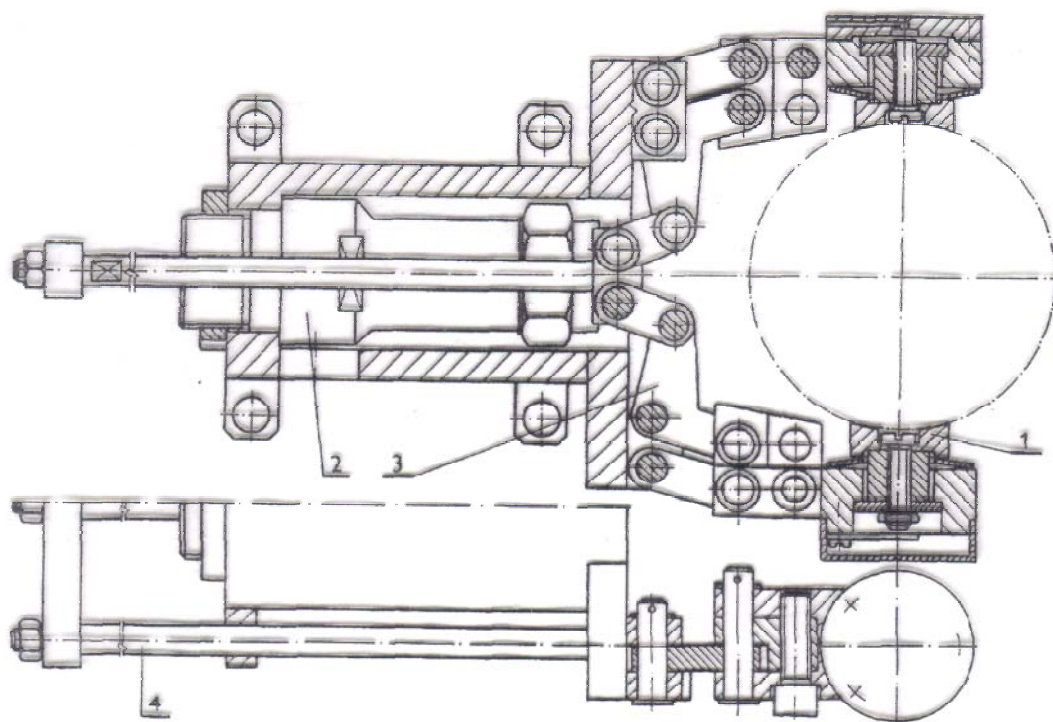


Tentokrát axiálně umístěný lineární motor, opět s vylehčenými táhly kloubového mechanismu, jako transformačního bloku, volně zavěšené čelisti stabilizované před uchopením pomocí pružin.
Typ T2



Složitější a robustnější
MÚE s rotačním
motorem a vloženými
převody,
širokorozsahové
uchopování čelistmi
s paralelogramem
v transformačním bloku.
Typ T3

Obr. 4.1.2 – 10 Konstrukční řešení vybraných typů MÚE



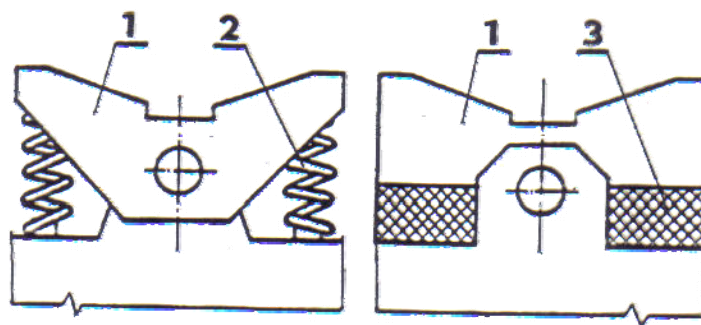
Obr. 4.1.2 – 11 Konstrukční řešení typu MÚE dle obr. 4.1.2 – 6, 8

Uvedená klasifikace MÚH se vztahuje na možnosti uchopení objektů manipulace kruhového nebo prizmatického průřezu, případně s průřezy, které se jim blíží. Ncméně existuje množství objektů manipulace se složitějšími tvary, kde je potřeba užít většího množství úchopných prvků složitě rozmístěných a poháněných.

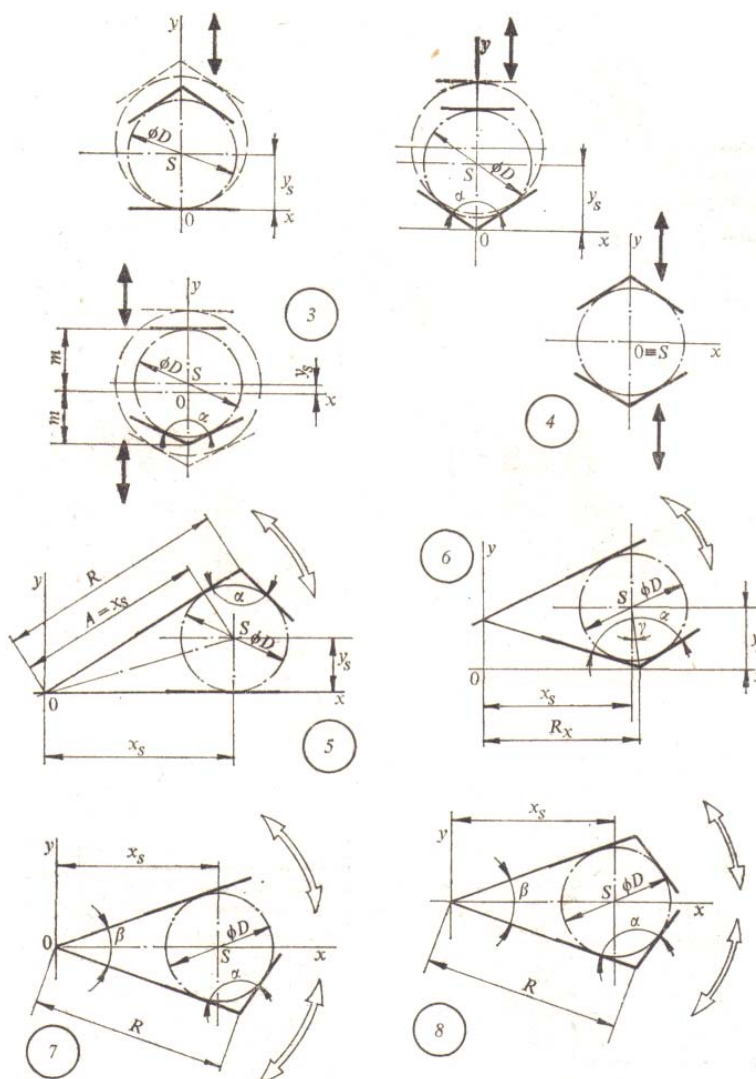
Úchopné prvky MÚE

Jak vyplývá z výše uvedených a zobrazených příkladů řešení MÚE s ÚP typu čelistí, jde o prvky jednoduchého tvaru, které však mohou podstatnou měrou ovlivnit celkové

hodnocení kvality MŮE. Jde jednak o stanovení tzv. úchopné síly (viz kap. 4.2.2) při držení objektu manipulace a dále o tuhost a přesnost MŮE. Z tohoto hlediska není rovnocenné uchopení čelistmi s posuvným a rotačním pohybem. Rozdílná je také situace u čelistí pevně spojených s výkonným prvkem transformačního bloku a čelistí volně zavěšených (viz kap. 4.2.2), které ovšem musí být před uchopením udržovány v poloze zajišťující správné uchopení (obr. 4.1.2 – 12).



Obr. 4.1.2 – 12 Zajištění uchopovací polohy čelistí



Obr. 4.1.2 – 13 Varianty možných uchopení OM čelistmi

Pokud se týká možnosti uchopení rotačními nebo posuvnými čelistmi a důsledků této skutečnosti, je to demonstrováno na příkladu uchopení objektu manipulace kruhového průřezu (obr. 4.1.2 – 13, 14).

Jak je zřejmé z výpočtu u jednotlivých vyobrazení, pokud bychom jedním rozměrem čelistí uchopovali součásti různého průměru, pak pouze čelisti s posuvným pohybem, podle příkladu 4, uchopí OM v konstantní poloze a není třeba polohu zadávat do řídicího programu znovu.

Navrhování efektorů

Požadavky na konstrukci

- minimalizace hmotnosti a momentu setrvačnosti efektoru, , efektor spolu s OM musí odpovídat dané nosnosti manipulátoru

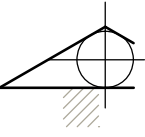
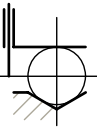
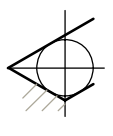
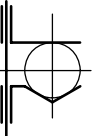
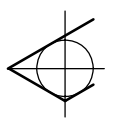
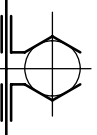
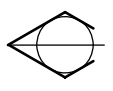
Pozn.

Hmotnost efektoru se započítá vá do nosnosti robotu:

nosnost PR [kg] $\leq$ hmotnost efektoru + hmotnost OM. Za jeden z důležitých ukazatelů kvality konstrukce MÚE se považuje

$$k = \frac{\text{hmotnost OM}}{\text{hmotnost efektoru}}, \text{ který musí být minimalizován, zvláště pokud by v případě}$$

překročení nosnosti musel být zvolen robot s vyšší nosností a tedy i vyšší cenou.

Posuvné čelisti	Výpočet polohy OM	Rotační čelisti	Výpočet polohy OM
	1 $x_s = 0$ $y_s = \frac{D}{2}$		5 $x_s = R - \frac{D}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$ $y_s = \frac{D}{2}$
	2 $x_s = 0$ $y_s = \frac{D}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}$		6 $x_s = R_x - \frac{D}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \sin \gamma$ $y_s = \frac{D}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \cos \gamma$
	3 $x_s = 0$ $y_s = \frac{D}{4} \left(\frac{D}{\sin \frac{\alpha}{2}} - 1 \right)$		7 $x_s = \frac{D}{2 \sin \frac{\beta}{2}}$ $\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - D}$ $y_s = 0$
	4 $x_s = 0$ $y_s = 0$		8 $x_s = \frac{D}{2 \sin \frac{\beta}{2}}$ $\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - D}$ $y_s = 0$

Obr. 4.1.2 – 14 Výpočet polohy osy OM různými druhy čelistí a jejich pohybu

- minimalizace vnějších rozměrů efektoru.
- rozměry a prostorové uspořádání (struktura) efektoru ovlivňují manipulační možnosti manipulátoru, musí tedy vyhovovat dané úloze a pracovní scéně
- provozní bezpečnost, zabránit zranění osob a poškození zařízení v okolí činnosti PRaM
- provozní spolehlivost, ovlivňuje celkovou spolehlivost automatizovaného pracoviště
- vyvození dostatečné úchopné síly tak, aby
 - zajistila bezpečné držení OM nejen během pohybu, ale i za klidu
 - nepřekročila limitní hodnotu s ohledem na možné poškození dotykových ploch OM (např. lapované plochy, sklo, plast)

- zachytila setrvačné síly při rozběhu a brzdění, odstředivé síly od rotačního pohybu, tíhové síly, síly při vyjímání popř. ukládání OM, aj.
- zaručení přesnosti polohy OM
 - závisí na počtu úchopných prvků a jejich rozmístění, což řešíme dle tvaru a rozměru OM
 - poloha OM se popisuje vzhledem k souřadnému systému efektoru
 - poloha OM v čelistech efektoru závisí na tvarové a rozměrové přesnosti OM, na tvarové a rozměrové přesnosti stykových ploch OM, na přesnosti uložení čelistí, na vůlích v převodech
- zaručení přesnosti orientace OM (popř. užít kompenzace)

Objekt manipulace (OM)

Objekt manipulace a jeho vlastnosti jsou určující pro návrh MÚH. Aby výsledek návrhu efektoru byl optimální, v některých případech (u složitějších objektů), aby byl vůbec realizovatelný, je základním principem, aby konstruktér OM byl v kontaktu s konstruktérem MÚH a vyhověl jeho požadavkům, zejména na tvorbu vhodných kontaktních ploch pro úchop.

Při komplexní analýze údajů před návrhem efektoru je rozhodující právě analýza vlastností OM a také jeho chování (např. při působení vnějších sil). Rozmanitost potenciálních OM je téměř neomezená, pokud nebereme v úvahu jen strojírenství, ale třeba i zemědělství, zdravotnictví, potravinářský průmysl, textilní průmysl (látky), aj.

Podle okolností může být nezbytné zjištění i většího počtu vlastností a parametrů OM – hmotnost, tvar, rozměry, těžiště, momenty setrvačnosti k jednotlivým osám, vhodné úchopné plochy pro uchopení úchopnými prvky, materiál, jakost povrchu, potenciální provozní stav povrchu, elektrická a tepelná vodivost, další specifické vlastnosti a případná omezení (např. z hlediska možného znečištění).

Při hledání vhodných úchopných ploch vycházíme ze základních geometrických tvarů (koule, válec, kostka, ploché desky apod.). Podle rozměrů členíme válcové objekty na přírubové a hřídelové; prizmatické objekty na pravidelné a členité. Pozornost je potřeba věnovat i dílčím tvarům (otvorům, dutinám, výstupkům, osazením), které mohou omezovat uchopování, nebo naopak sloužit pro centrování, navádění, polohové jištění, uchopení zavěšením a jiné funkce efektorů.

Pro volbu úchopných ploch, vyvážení silových účinků i volbu lokálního souřadného systému jsou u *symetrických objektů* sledovány body, osy a roviny symetrie. Poloha těžiště je významná u všech objektů manipulace. V případech s vyložením těžiště, je důležitá i vzdálenost těžiště vůči uchopovacím místům.

Rozměry – zde jsou také sledovány maximální hodnoty základních rozměrů (dále minimum a rozsahy). Základní rozměry: průměry, délky, šířky, výšky a tloušťky. Další parametry - rozměry v místech mechanického kontaktu s prvky efektoru, rozměrové údaje o vyložení těžišť a tolerance.

Materiál – charakteristické jsou mechanické a fyzikální vlastnosti. Materiál objektů může být pevný, pružný, plastický sypký, tekutý. Bližší pozornost věnujeme pružnosti, křehkosti, pohyblivosti, magnetickým vlastnostem (u železných materiálů), teplotě a dalším typickým pro daný materiál.

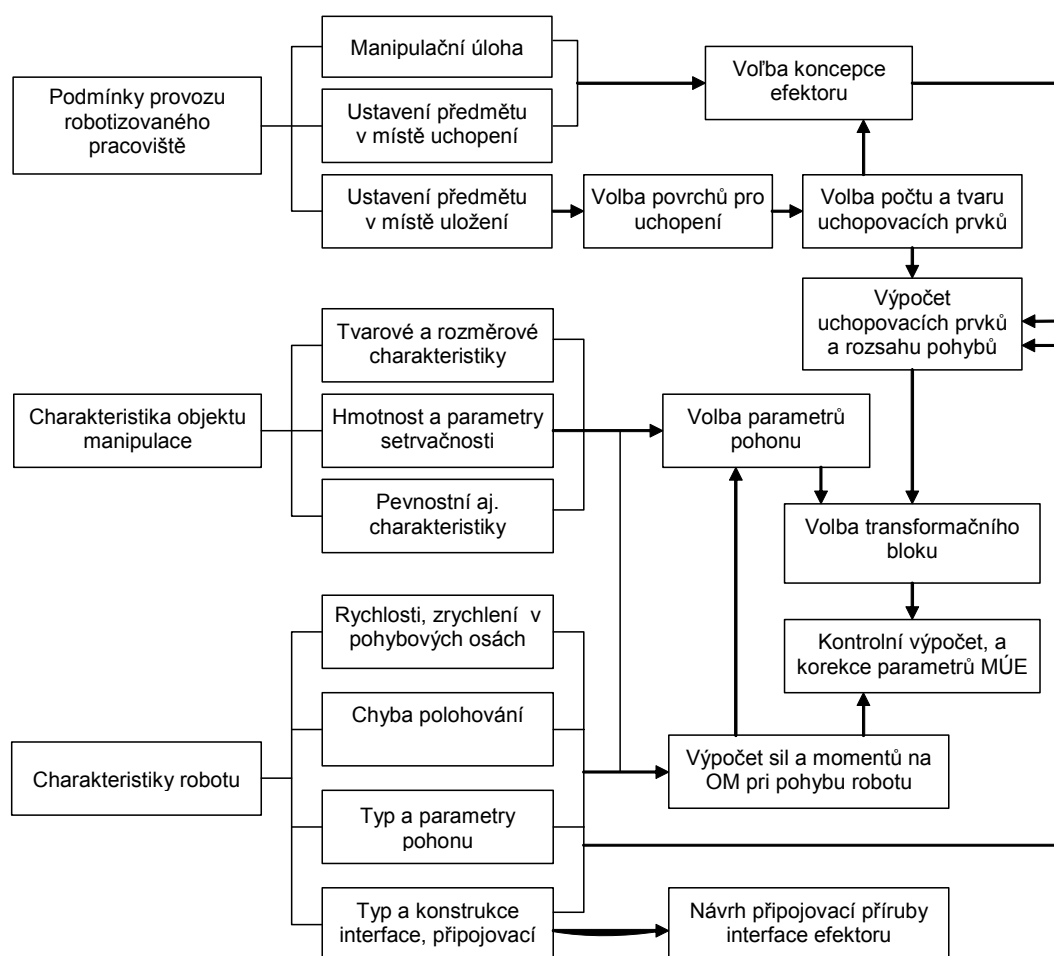
Povrch – sledujeme jakost a provozní stav, které ovlivňují třecí složky uchopovacích sil a kvalitu. Jakost povrchu je dána drsností, která se může v průběhu technologického zpracování měnit. Jiná je například drsnost výkovků a odlitků vstupujících do RTP, než drsnost ploch

obráběných. Z hlediska provozního stavu povrchu je žádoucí povrch suchý a čistý. Přítomnost nečistot, rzi, maziv a olejů, vody, zbytků chladících emulzí, písku a podobně, znehodnocují povrchové vlastnosti, snižují třecí efekty i celkovou kvalitu uchopení.

Jiné vlastnosti – sledujeme vhodnost objektu pro stohování, zavěšení, klouzání. Patří sem i stabilita polohy a orientace, demontovatelnost, tvarová, rozměrová a plošná omezení mechanického kontaktu, specifické změny po technologickém zpracování a podobně.

Metodika návrhu

Základem pro návrh MÚH je analýza vstupních prvků a procesů robotizovaného pracoviště a souvisejících údajů (obr. 4.1.2 – 15). Mezi ně patří vlastní technologický a manipulační proces, který má zajišťovat robot s navrhovaným efektem. Dále sem patří velmi podrobná analýza objektu manipulace, případně skupiny objektů, pokud pracovištěm budou procházet



Obr. 4.1.2 – 15 Analýza vstupních údajů pro návrh efektoru

do určité míry tvarově podobné OM. Vyplatí se pak vytvořit typorozměrově definovaný vzorek OM, reprezentující skupinu objektů, pro které pak se můžeme pokusit sestavit univerzální typ efektoru. MÚE je také ovlivněn parametry konkrétního robotu, na který má být aplikován. Z této analýzy odvozujeme jednak zadání formou požadavkového listu, které můžeme ještě upřesnit pomocí metody QFD, jednak odvozujeme dílčí funkce, ke kterým hledáme varianty orgánů (nositele funkcí) – viz obr. 4.1.2 – 16.

Díleč funkce	Orgány (nositele funkcí)					
Výměna efektoru	Mechanická trvalá	Mechanická občasná	Mechanická rychlovýměnná	Automatická		
Energie	Pneumatická	Hydraulická	Elektrická			
Pohyb motoru	Lineární			Rotační		
Transfor. pohybu	Bez transformace	Kloubové mechanismy	Vačkové mechanismy	Pohybové šrouby	Ozubené mechanismy	Kombinované mechanismy
Úchopný pohyb	Rotační			Posuvný		
Kontakt s OM	Uchopení OM za spodní rovinu		Uchopení OM ve střední rovině			Uchopení OM vzhledem k ose symetrie
Druh kontaktu	Třecí				Tvarový	
Tvar úchop. prvku	rovinný		rombický	křivka		kružnice
Obr. 4.1.2 – 16 Analýza vstupních údajů pro návrh efektoru						

Obr. 4.1.2 – 16 Analýza vstupních údajů pro návrh efektoru

V případě podstatných problémů, kde je nutné hledat nové principy řešení lze využít metody TRIZ a počítačové podpory návrhu Goldfire Innovator (TechOptimizer). Jsou-li předběžně zvoleny varianty MÚE s různými orgány, lze přejít ke konkrétnímu konstrukčnímu řešení s eliminací předběžně zvolených, ale v daném případě nevyhovujících orgánů. Podstatná rozhodnutí při konstruování:

- volba úchopných ploch na objektu manipulace
- volba druhu kontaktu úchopných prvků s
- volba tvaru úchopných prvků
- volba druhu pohybu úchopných prvků
- volba druhu motoru podle energie a druhu motoru
- výpočet úchopné síly
- stanovení parametrů motoru
- volba druhu transformačních bloků, které vyhoví úloze (viz výpočet následující kap.)
- rozhodnutí o optimální variantě transformačního bloku
- návrh kritických parametrů transformačního bloku a jejich optimalizace
- návrh tělesa MÚH
- kontrolní výpočty a porovnání s požadavkovým listem.

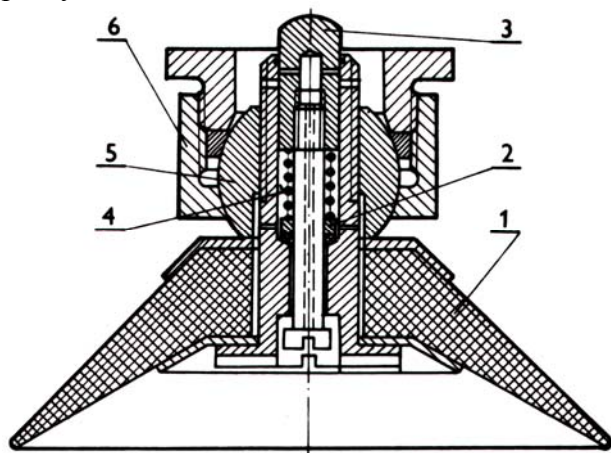
Závěrem konstatujeme, že při rozhodování o návrhu MÚH je nutné předem zvážit možnost nákupu standardně vyráběného efektoru nebo jeho modifikace od specializované firmy.

4.1.3. Ostatní typy efektorů

Pneumatické efekторы

Podobně jako u MÚE lze i u pneumatických efektorů využít pasivních nebo aktivních úchopných pneumatických prvků. Úchopnými prvky jsou většinou přísavky (obr. 4.1.3 - 1),

ale také speciálně konstruované prvky. Přísavky a příslušenství potřebné k návrhu pneumatického efektoru vyrábí většina firem, které se zabývají pneumatikou. Výhodou u těchto efektorů je dostupnost tlakového vzduchu rozváděného potrubím ve výrobních prostorách. Pasivní přísavky vytváří podtlak pohybem ramen robotu, kdy přitlačením k objektu manipulace se deformuje elastická manžeta a vytlačí vzduch z prostoru, který pokrývá.

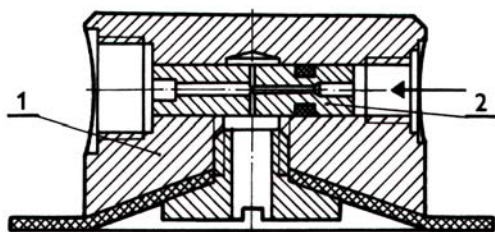


Obr. 4.1.3 - 1 Obecný typ přísavky

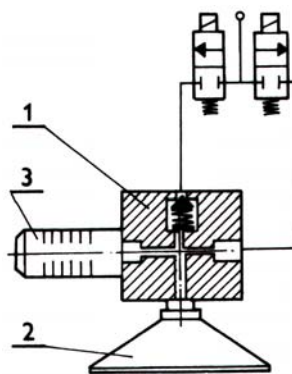
přísavky sklonu povrchu.

Uvolnění OM z držení u pasivních přísavek je možné také jeho opřením o pevný prvek periferie.

Aktivní úchopné prvky využívají (z praktických důvodů) k vytváření podtlaku běžně ejektorů, zatímco vývěvy jen výjimečně. Ejektor je jednoduché zařízení (obr. 4.1.3 – 2), využívající průchodu stlačeného vzduchu (pozice 2) dýzou, čímž je v nejužším místě vyvolán



Obr. 4.1.3 – 2 Princip ejektoru

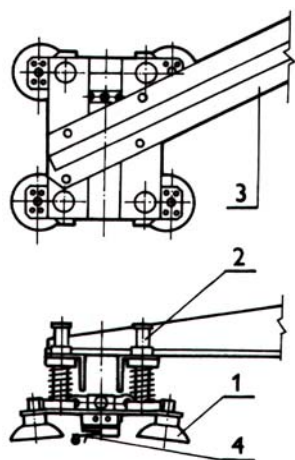


Obr. 4.1.3 – 3 Ovládání efektoru s ejektorem

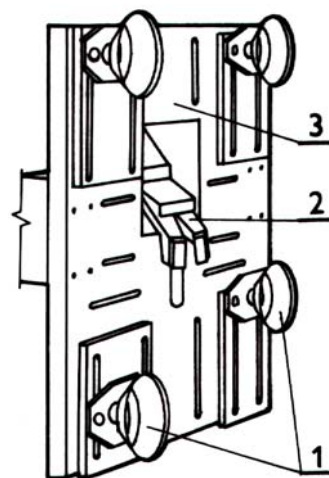
podtlak a toto místo je propojené s prostorem pod manžetou.

Řešení může být dvojitý, buď je každá přísavka opatřena ejektorem, nebo větší počet přísavek je napojeno na jednu přísavku. Přísavky mohou realizovat podtlak až v okamžiku přitlačení na OM, což je nutné programově ošetřit, aby k dotyku došlo před dosažením koncové polohy ramena robotu. Odpružení přísavek kompenzuje případné nerovnosti povrchu. Příklad vytvoření pneumatického efektoru s aktivními přísavkami pro uchopování těles se zakřivením

povrchu viz obr. 4.1.3 – 4, kde je 1 – přísavka, 2 – odpružené vedení, 3 – rameno manipulátoru, 4 – snímač přítomnosti OM.

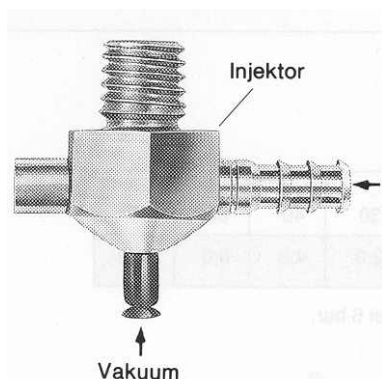


Obr. 4.1.3 – 4 Efektor pro zakřivené povrchy OM

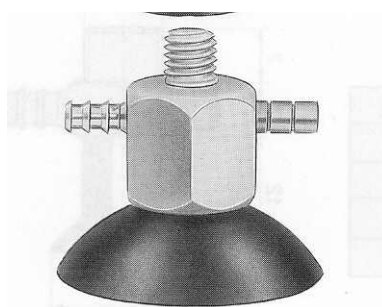


Obr. 4.1.3 – 5 Efektor pro výlisky z plastu

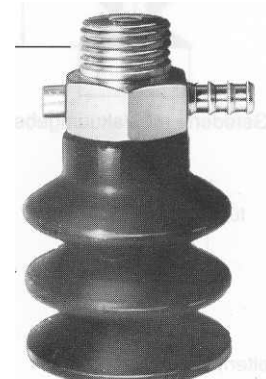
Častá je aplikace pneumatických efektorů s přísavkami pro velkorozměrové, ale málo hmotné OM z plastu, mnohdy i složitého tvaru, kterému se dá rozmístěním přísavek na těle efektoru přizpůsobit (obr. 4.1.3 – 5). Efektor má mimo přísavek do tělesa zabudované i nůžky pro odštížení plastového vtoku (jedná se tedy o hybridní efektor manipulačně-technologický).



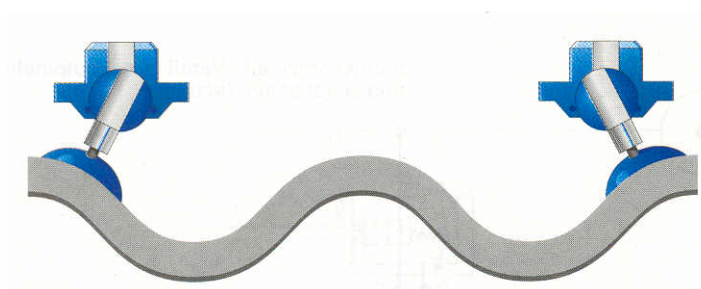
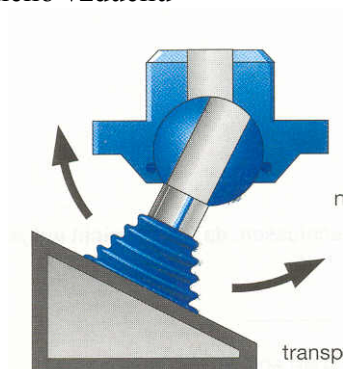
Obr. 4.1.3 – 6 Ejektor, zprava vstup stlačeného vzduchu



Obr. 4.1.3 – 7 Přísavka s ejektorem



Obr. 4.1.3 – 8 Poddajná přísavka



Obr. 4.1.3 – 9 Aplikace přísavky podle předchozího obr. 8



Obr. 4.1.3 – 11 Druhy přísavek

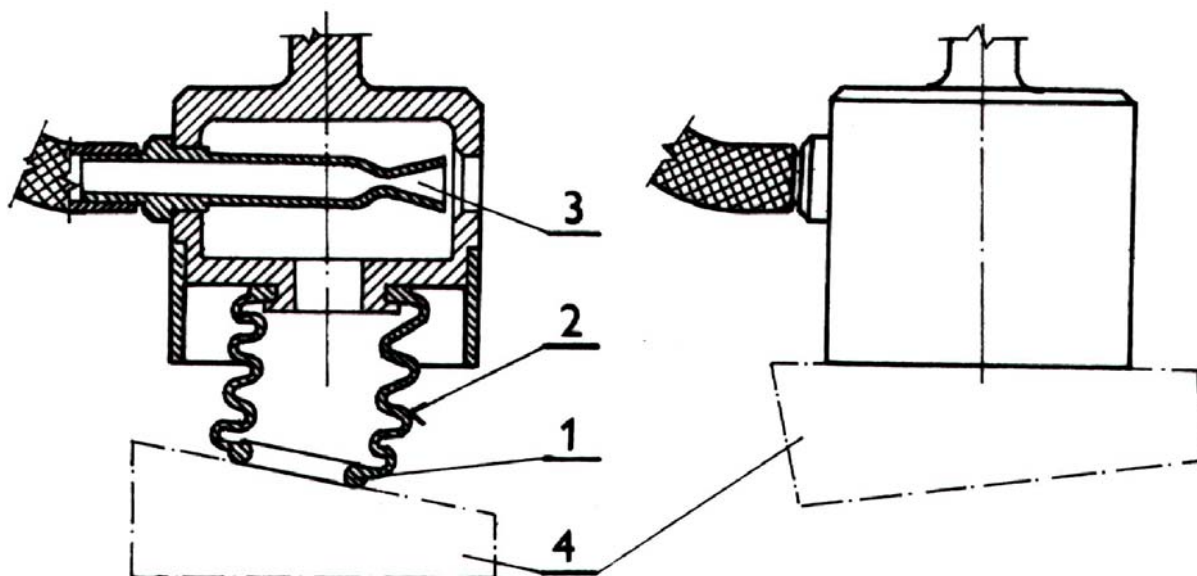
Obr. 4.1.3 – 10 Řešení úchopu tvarových ploch



Obr. 4.1.3 – 12 Efektor s 9 přísavkami a společným ejektorem

V obr. 4.1.3 – 6 až 12 jsou příklady některých vyráběných druhů přísavek a jejich aplikací.

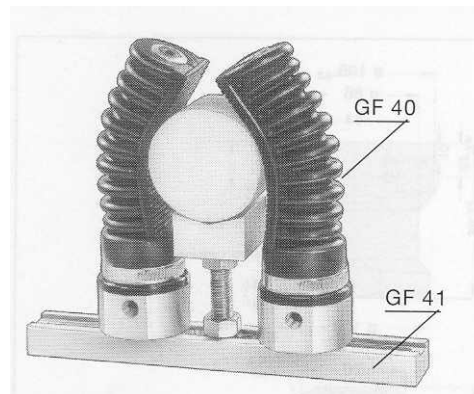
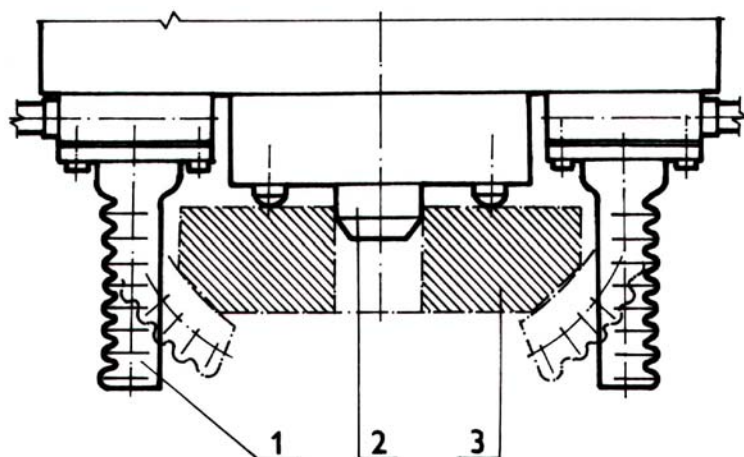
Jako základ pneumatických efektorů lze využít podstatně větší počet pneumatických prvků než jen přísavky a jejich výrobci přichází se stále dalšími druhy. Pro uchopení lehkých



Obr. 4.1.3 – 13 Úchopný podtlakový prvek typu vlnovce

OM pro plochy složité orientace a tvaru lze užít úchopných prvků typu vlnovce (obr. 4.1.3 – 13), kde je 1 – manžeta, 2 – pryžový vlnovec, 3 – dýza, 4 – OM.

Princip jednostranného vlnovce, který využívá deformace jeho speciální konstrukce, je ukázán na obr. 4.1.3 – 14. Tělesa jsou vyrobena z technické pryže nebo plastu a jsou nesouměrného průřezu. Ve vnitřní rovné straně je vložen ocelový tenký plech z pružinové



Obr. 4.1.3 – 14 Jiná konstrukce vlnovce

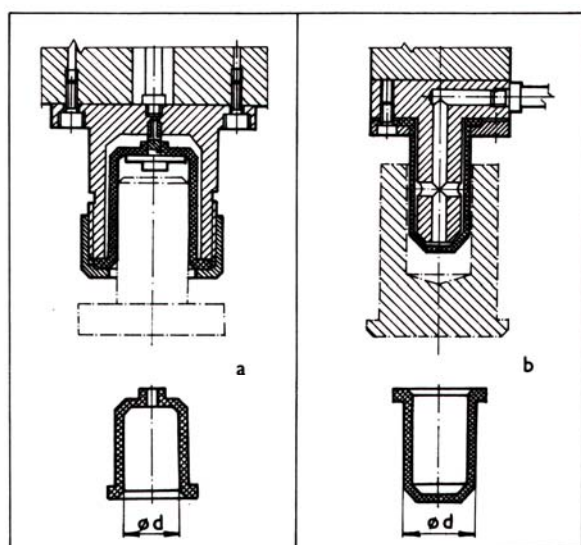
a vhodnější řešení

oceli. Při zavedení stlačeného vzduchu dojde k deformaci tělesa ve směru rovné strany a k sevření OM.

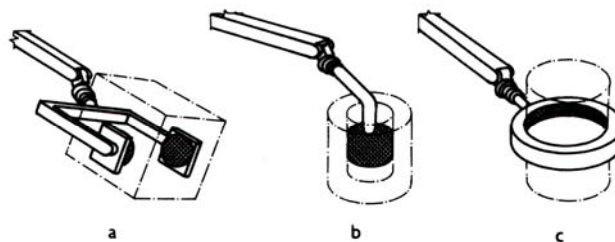
Přesné polohování vyžaduje přidavné opory, a vodící prvky. Pro malou únosnost vlnovce, vzhledem k nízkému tlaku vzduchu, je vhodnější aplikace při otočení, oproti obr. 4.1.3 – 14, o 180 stupňů. Pak pryžové těleso OM pouze přidržuje.

Další zajímavou možností jak řešit úchop, je využití přetlaku pouzdry, vytvořenými velmi jednoduchým způsobem – tvarově jsou přizpůsobena OM (obr. 4.1.3 – 15). Jsou vyrobeny opět z technické pryže, případně z plastu. Pracovní tlak pro činnost těchto pouzder se pohybuje do 0,4 MPa. Úchopná síla se zde mění lineárně s tlakem a dosahuje až hodnoty 320 N.

Podobným, ale ještě jednodušším prvkem jsou přetlakové vzdušnice, které se používají pro manipulaci s křehkými předměty, zvláště ve sklářském průmyslu (Obr. 4.1.3 – 16).



Obr. 4.1.3 – 15 Přetlaková pouzdra pro uchopení za vnější nebo vnitřní povrch



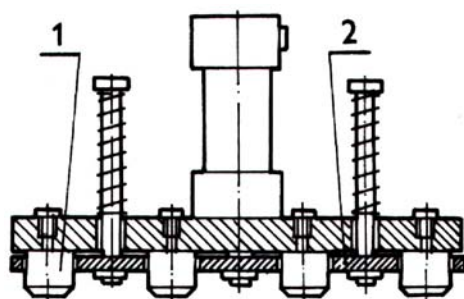
Obr. 4.1.3 – 16 Vzdušnice jako úchopné prvky

Pneumatické efektory, na rozdíl od magnetických, jsou vhodné pro prakticky každý materiál OM. Používají se pro manipulaci s ocelovými plechy, skleněnými tabulemi, výlisky z plastů, dřevěbnými deskami, aj. Podmínkou je čistý a hladký, spojitý povrch OM. Navzdory určitým nevýhodám – nižší přesnosti polohování, v důsledku poddajnosti úchopných prvků, delších úchopných časů, vyšších požadavků na čistotu povrchu, problémům s těsností, hlučností – jsou pneumatické efektory dosti často používány. Je to dáno jejich spolehlivostí a jednoduchostí.

Pokud se týká volby jejich velikosti, respektive kontrolních výpočtů, jsou rovněž velmi jednoduché. Postupy jsou předepsány a dostupné v katalogu každého výrobce. Pro každý navržený efektor musí být výpočty doloženy pro kontrolní orgán.

Magnetické efektory

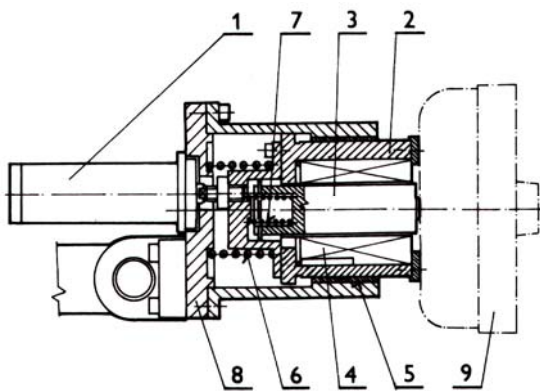
Jako úchopných prvků lze užít pro uchopování OM z feromagnetických materiálů permanentních magnetů (pasivní efektory), nebo elektromagnetů (aktivní efektory).



Obr. 4.1.3 – 17 Pasivní magnetický efektor

Permanentní magnety nevyžadují dodávku energie a mohou tak být výhodně aplikovány do prostředí s nebezpečím výbuchu. Nevýhodou je potřeba přídavných zařízení pro uvolnění OM z držení. Příklad pasivního efektoru je na obr. 4.1.3 – 17, má magnety upevněné v pouzdrech (1) připevněných k rámu. Pro uvolnění se využívá pneumatický válec, jehož pístnice je spojena s výsuvnou deskou (2), uloženou v posuvných vedeních. V tomto i dalších případech se tedy nevyhne dodávce energie.

Funkčními jednotkami aktivních efektů jsou programově ovládané elektromagnety. Zdrojem pro napájení elektromagnetů mohou být baterie, generátor s motorem, nebo usměrněný střídavý proud z rozvodné sítě.



Obr. 4.1.3 – 18 Aktivní magnetický efektor

Posuvně uložený elektromagnet podle obr. 4.1.3 – 18, je integrovaný s pneumatickým válcem a samostatně výsuvným jádrem v jednom konstrukčním celku. Výsuvný pohyb elektromagnetu zabezpečuje příslušná tlačná pružina a výsuvný pohyb jádra tlačná pružina umístěná v ose efektoru. Pneumatický válec plní funkci zasouvání elektromagnetického efektoru do tělesa efektoru.

Tato kombinace funkcí je potřebná např. při vkládání OM do sklíčidel, kdy se vyžaduje uvolnění a odsun úchopné části efektoru a současné čelní přitlačení OM. (1 – pneumatický válec, 2 – vnější pouzdro, 3 – posuvné jádro, 4 – cívka, 5 – lineární vedení, 6 – pružina efektoru, 7 – pružina jádra, 8 – těleso efektoru, 9 – OM).

Technickým problémem u elektromagnetů je zbytkový magnetismus u odložených OM, který vyvolává u lehkých OM přidržovací efekt. Pro zabezpečení spolehlivého uvolnění OM se v případě potřeby zařadí do napájecí soustavy elektromagnetů obvod, který po

přerušení hlavního přívodu proudu do cívek řeší odmagnetování OM krátkodobým působením proudu nižšího napětí a opačné polaroty. Dalším možným negativním jevem je přehřívání elektromagnetů v důsledku jejich nedostatečného dimenzování.

Naopak významnou předností těchto efektorů je jejich jednoduchá konstrukce a širokorozsahovost.

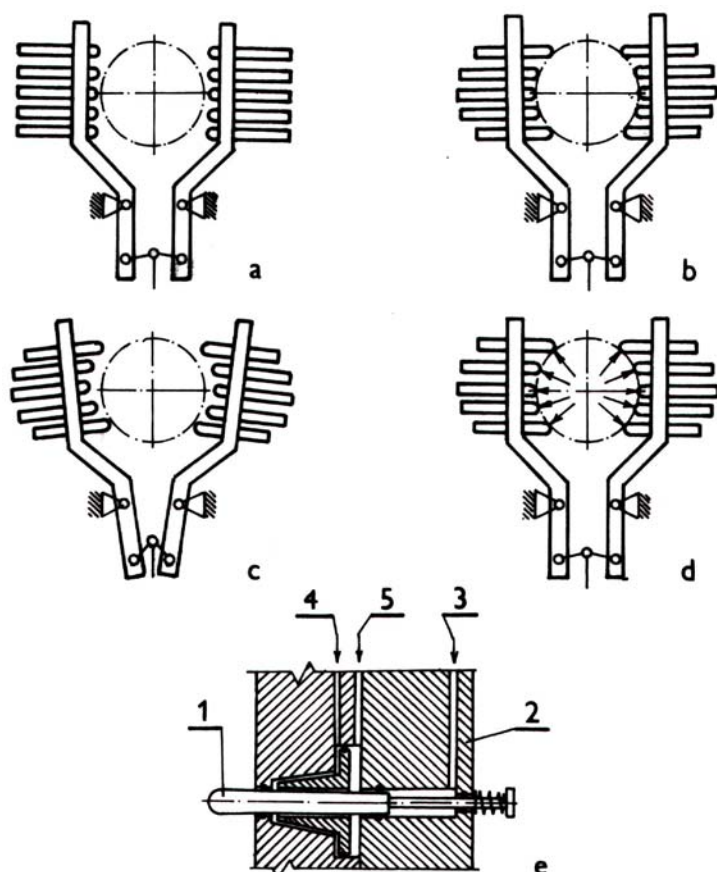
Doporučení pro návrh magnetických efektorů:

- nejvhodnějšími OM jsou předměty tvaru desky s rovinnými dotykovými plochami a z feromagnetického materiálu,
- u předmětů jiného tvaru je třeba analyzovat možné problematické situace při provozu – např. rotační předměty by se mohly pootáčet, čemuž je možné předejít použitím pólových destiček s tvarovým nebo nepravidelným povrchem
- předměty s vyšší hmotností v poměru k ploše užitě pro magnetický kontakt vyžadují aplikaci silných magnetů, aby nastal dostatečný průnik magnetického toku do materiálu OM
- standardní elektromagnety jsou vhodné pro aplikaci do 60°C permanentní magnety umožňují činnost až do 94°C
- pro aplikaci těchto efektorů jsou vhodné OM s hladkým, plochým, suchým a čistým povrchem, nepravidelný nebo zakřivený povrch výrazně snižuje úchopnou sílu.

Speciální efektor a trendy

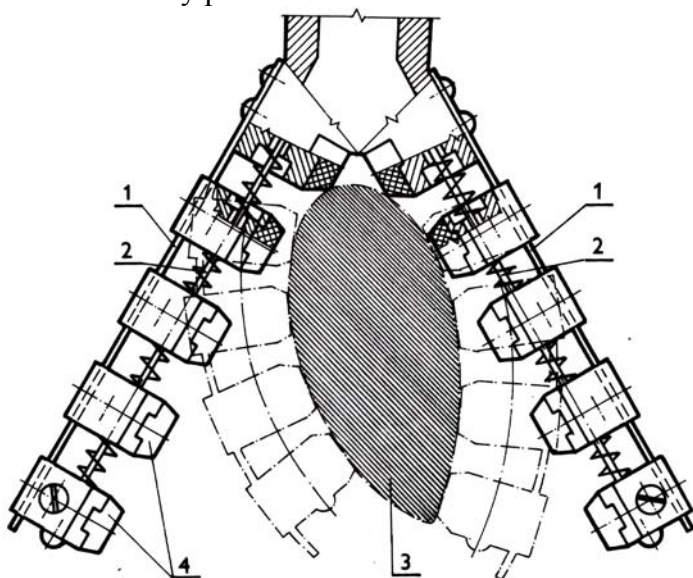
Vývoj materiálů a prvků poskytovaný výrobcí, spolu s vývojem požadavků na aplikace robotů vede ke vzniku nových principů a koncepčních řešení efektorů. I když jde o náplň inženýrského studia uvedme aspoň příklady uplatnění vývojových trendů efektorů.

Úsilí o univerzalitu uchopování objektů manipulace pokud se týká různorodosti tvarů a velikosti vedlo k vývoji konstrukcí dle obr. 4.1.3 – 19 (1 - nastavitelný úchopný prvek, 2 – výkyvné rameno, 3 – přívod média pro výsuv prvku, 4 – přívod média pro uvolnění prvku, 5 – přívod média pro zafixování prvku).



Obr. 4.1.3 – 19 Princip univerzálního MÚE

jsou ovládané pomocí lanka, drátu, pásů, postupně se navíjejících na kladky, případně na spojovací čepy (obr. . 4.1.3 – 20) – 1 – materiál s tvarovou pamětí, 2 pružný prvek, 3 – OM, 4 – seřizovatelný prvek.

Obr. 4.1.3 – 20 Vícečlánekový adaptivní efektor
pružných prvků mezi články.

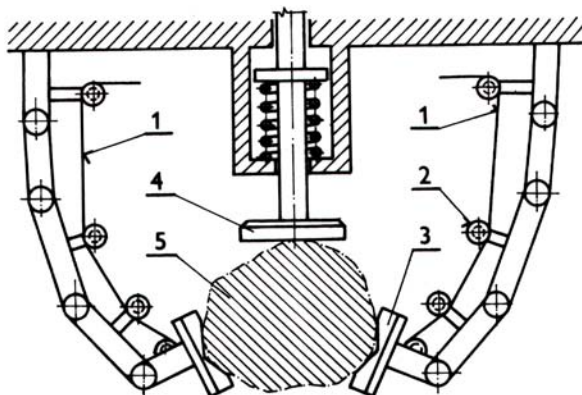
Jde o princip univerzálního MÚE se stavitelnými úchopnými prvky. Nastavení úchopných prvků proběhne při uzavřené poloze výkyvných ramen. Při dosažení kontaktu se prvky aretují pomocí svěrného kuželu ovládaného stlačeným vzduchem. Kvalita tvarového styku závisí na počtu úchopných prvků a jejich průměru. Nevýhodou je složitá konstrukce, vyšší cena a pravděpodobnost poruchy. Podobných koncepcí vzniklo více – např. s úchopnými prvky nastavovanými hydraulicky, nebo mechanicky.

Snaha o napodobení činnosti lidské ruky, tj. sestavení konstrukce efektoru blízké modelu biomechanického uchopování OM, vedla ke konstrukci tzv. měkkých prstů a uchopovacích prvků na principu článkových kloubových mechanismů, které

Jako akčních prvků je možné využít i materiálů s tvarovou pamětí – nejčastěji NITINOL (slitina Ni – Ti).

Efektor dle obr. . 4.1.3 – 20 využívá pro pohyb článků k OM pásů z NITINOLu. K pohybu je nutný přívod elektrického proudu do pásů jejichž struktura se zahřátím v důsledku elektrického odporu mění z martenzitické na austenitickou, čímž vyvolá ohyb pásu směrem k OM. Uvolnění držení OM články se realizuje ochlazováním pásů a zpětným přechodem na martenzitickou strukturu, při podpůrném silovém působení

Jiný typ vícečlánekového efektoru, který články ovládá lanky je na obr. 4.1.3 – 21. Úchop je proveden klasickými čelistmi a využívá ještě třetího, pasivního úchopného kontaktu prostřednictvím odpruženého palce (č).



Obr. 4.1.3 – 21 Vícečlánekový efektor lankový



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste se seznámili s významem a klasifikací efektorů PR, s jejich možnými koncepčními řešeními a strukturou i aplikacemi. Poznali jste rovněž postupy využívanými při jejich návrhu.



Kontrolní otázka

- 1) Jaké jsou základní orgány efektoru?
- 2) Které druhy transformačních bloků se nejčastěji využívají v mechanických úchopných efektorech?
- 3) Z čeho se vychází při návrhu efektoru?



Úkol k řešení

Vypočítejte úchopnou sílu a převod pro efektor dle zadání.



CD-ROM

K doplnění poznatků o konstrukci mechanických efektorů průmyslových robotů si prohlédněte videa v souborech Efektor_1 a Efektor_2.

4.2. VÝPOČTY EFEKTORŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s výpočty efektorů průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Úchopné síly ▪ Funkční výpočet ▪ Dimenzování efektoru Po jejich prostudování budete schopni zvolit vhodný druh efektoru a budete schopni ho dimenzovat	Cíle kapitoly
<i>Úchopná síla, pohonná síla, zdvih motoru, převodový poměr, převodová funkce, mechanismus, transformační blok, čelisti.</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny

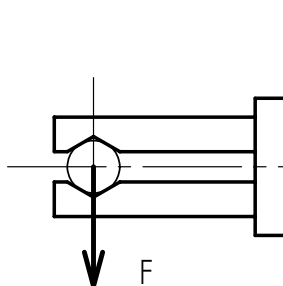


VÝKLAD

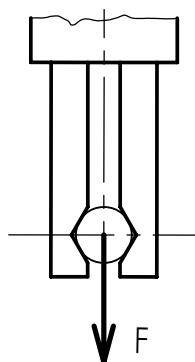
V návaznosti na výše uvedený postup návrhu mechanických úchopných efektorů je třeba doložit optimální volbu struktury a rozměrů efektoru výpočtem. V prvním kroku se jedná o zjištění potřebné velikosti úchopné síly, pro bezpečné držení objektu manipulace, ve druhém kroku pak provádíme funkční výpočet, tj. zjišťujeme na základě vstupních údajů o úchopné síle a potřebném zdvihu čelistí odpovídající sílu na pístnici motoru a její zdvih. Obojí se snažíme minimalizovat, aby byla splněna podmínka minimálních rozměrů a minimální hmotnosti motoru.

4.2.1. Úchopné síly

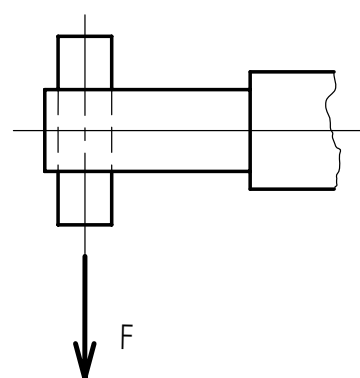
K bezpečnému udržení objektu manipulace (OM), v úchopných prvcích efektoru, potřebujeme vyšetřit nejnepříznivější zatížení OM, které se může vyskytnout při manipulaci efektem s drženým OM, ve všech kritických situacích z možných, na trase mezi výchozím bodem A a koncovým bodem B. Velkou výhodou je dnes možnost simulace navržené trasy přemístění OM na konkrétním robotu a vyšetření nejen kritické zátěže, ale i příslušné polohy efektoru k této zátěži. Z obr. vyplývá proč je nezbytné vyšetřit i polohu úchopných prvků efektoru (čelistí) pro posouzení, zda je konkrétní situace potenciálně kritická pro bezpečné držení OM. Je zřejmé, že při zcela stejné síle z hlediska velikosti i směru je nejbezpečnější držení (při sevření stejnou silou ve všech třech případech) podle a, zatím co kritická situace odpovídá případu c, kde držení jistí jen třecí síla.



Obr. 4.2.1 - 1 Poloha OM a



Obr. 4.2.1 - 2 Poloha OM b



Obr. 4.2.1 - 3 Poloha OM c

Při současných pohybech několika stupňů volnosti se může stát, že se nevyhneme nepříznivé poloze efektoru a OM (obr. 4.2.1 c). Pokud by nastala tato situace pak výsledná úchopná síla U , která přitlačuje čelisti proti sobě:

- za předpokladu, že pohyb je pouze vertikální se zrychlením a_v a F je dáno gravitačními i setrvačnými účinky (obr. 4.2.1 - 4 a 5)

$$F = m(g + a_v)$$

Obr. 4.2.1 - 4

$$U_{výp} = \frac{kF}{f} = \frac{k(g+a_v)m}{f} = \frac{k(g+a_v)G}{fg} = \frac{kG}{f} \left(1 + \frac{a_v}{g} \right)$$

Obr. 4.2.1 - 5

Síla uchopovací U je zde označovaná jako kritická a stanoví se z výslednice všech vnějších sil působících na OM (obr. 4.2.1 - 6).

Síla výpočtová pak musí být s rezervou, která odpovídá nejistotě ve stanovení součinitele tření f a velikosti působících sil při provozu robotu, což je ošetřeno koeficientem bezpečnosti k (obr. 4.2.1 - 7).

$$U = \frac{F}{f}$$

Obr. 4.2.1 - 6

$$U_{výp} = k \frac{F}{f}$$

Obr. 4.2.1 - 7

- při horizontálním pohybu, kdy zrychlení horizontálního pohybu je a_h a α úhel sklonu dotykových ploch úchopných prvků je výpočtová úchopná síla (obr. 4.2.1 - 8)

$$U_{výp} = G \left(\frac{k}{f} + \frac{a_h}{g} \tan \alpha \right) \quad U_{výp} = G \left(\frac{k}{f} + \frac{\omega^2}{g} R \tan \alpha + \frac{\varepsilon}{g} R \right)$$

Obr. 4.2.1 - 8

Obr. 4.2.1 - 9

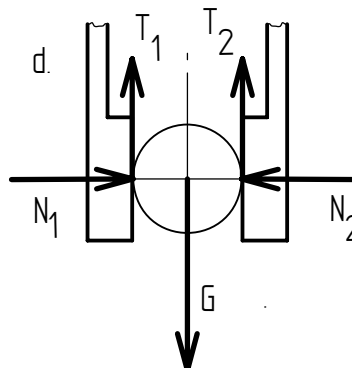
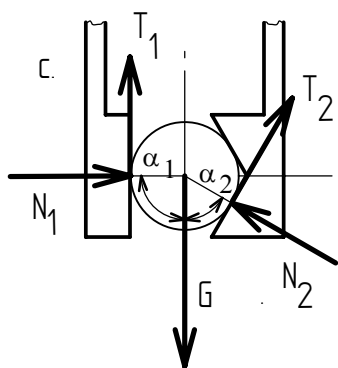
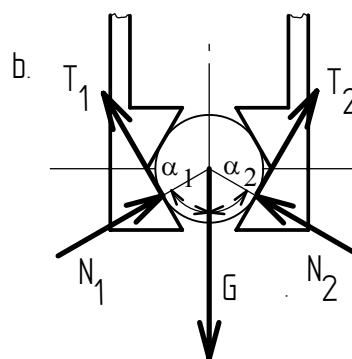
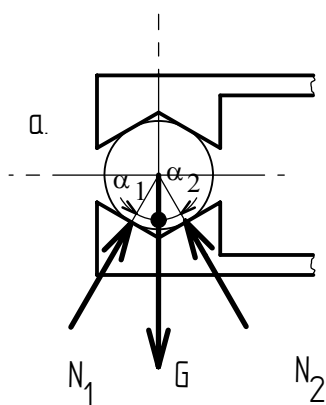
- a konečně při rotaci efektoru v horizontální rovině při ω - úhlové rychlosti rotace efektoru a ε - úhlovém zrychlení jeho rotace i R - vzdálenosti osy rotace k ose OM je výpočtová úchopná síla (obr. 4.2.1 - 9)

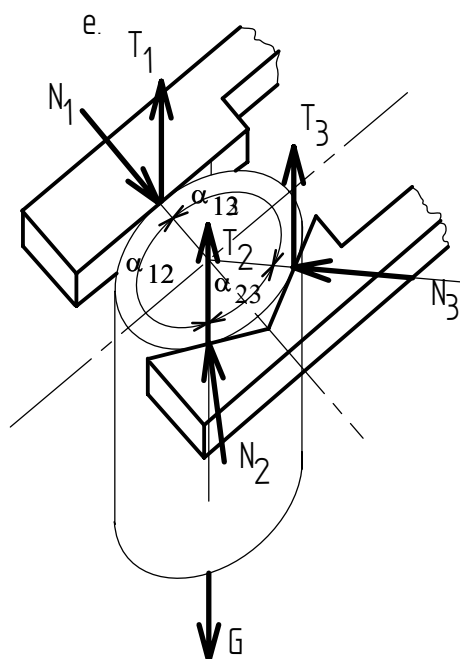
- při současném působení všech uvedených účinků bude výpočtová uchopovací síla (obr. 4.2.1 – 10)

$$U_{výp} = G \left[\frac{k}{f} \left(1 + \frac{a_v}{g} \right) + \frac{1}{g} (a_h \operatorname{tg} \alpha + \omega^2 R \operatorname{tg} \alpha) + \frac{\varepsilon}{g} R \right]$$

Obr. 4.2.1 – 10

Je zřejmé, že výpočet úchopných sil závisí na tvaru úchopných prvků (čelistí) a na způsobu držení, jak jsme již výše uvedli. Běžně užívané případy jsou uvedeny v obr. 4.2.1 – 11 a - d.





Obr. 4.2.1 – 11 Možné polohy OM v čelistech různého tvaru

Při zátěži ve zvolených případech je počítáno pouze s gravitačním účinkem v situaci kdy robot se nepohybuje. V jiné reálné situaci za pohybu je nezbytné vyšetřit příslušné složky sil působící na stejné nositelce. Stanovení sil příslušné schémátům je v obr. 4.2.1 – 12.

$$N_1 = G \frac{\sin \alpha_2}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}; \quad N_1 = G \frac{\sin \alpha_1}{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)};$$

Obr. 4.2.1 – 12 a

$$N_1 = \frac{G}{2 \cos \alpha_1}; \quad N_2 = \frac{G}{2 \cos \alpha_2};$$

$$T_1 = f N_1; \quad T_2 = f N_2;$$

Obr. 4.2.1 – 12 b

$$N_1 = G \tan \alpha_2; \quad N_2 = \frac{G}{\cos \alpha_2};$$

Obr. 4.2.1 – 12 c

$$N_1 = N_2 = \frac{G}{2f}; \quad T_1 = T_2 = f N_1 = f N_2;$$

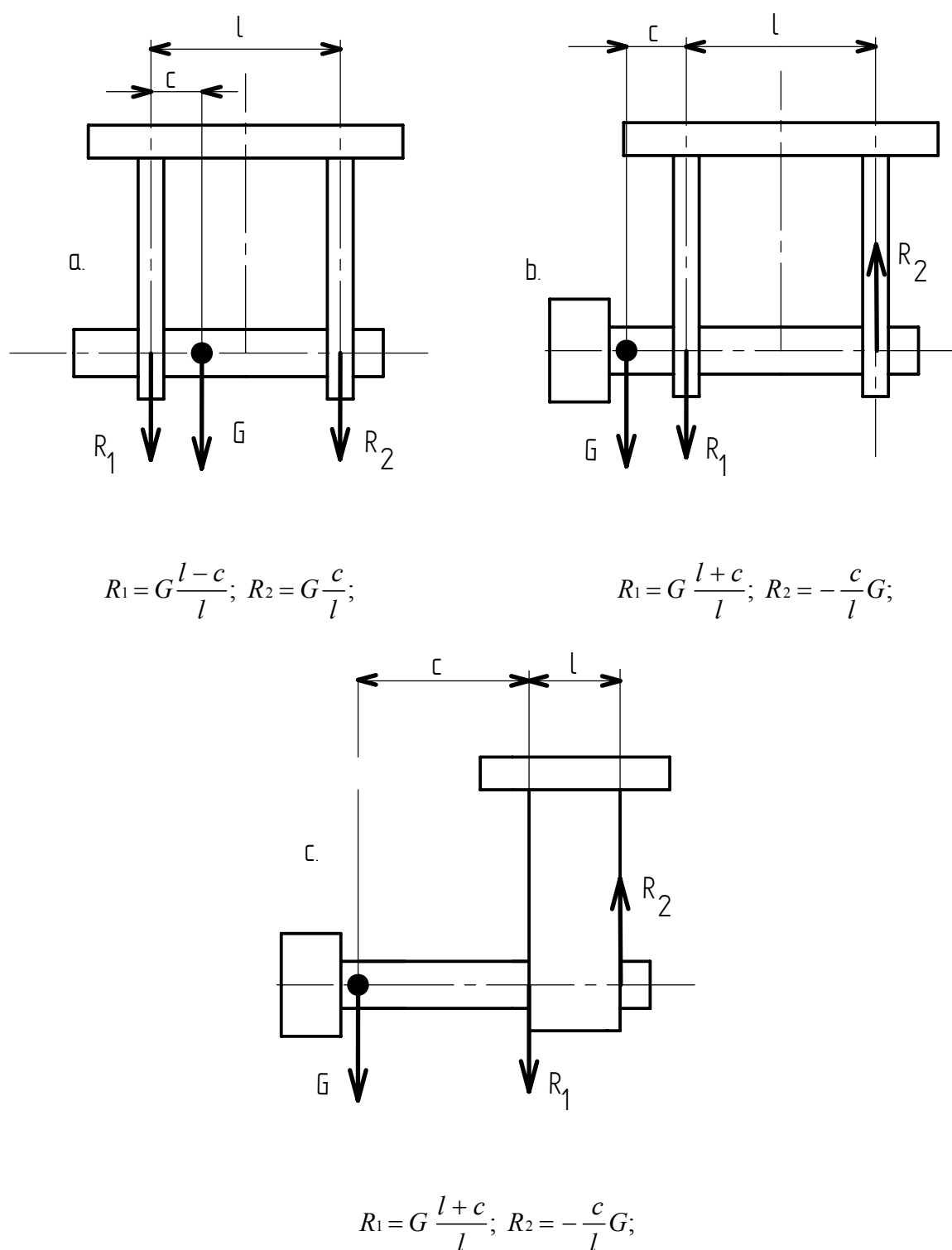
Obr. 4.2.1 – 12 d

$$N_i = \frac{G \sin \alpha_i}{f (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \sin \alpha_3)}$$

$$T_i = f N_i$$

Obr. 4.2.1 – 12 e

V případě asymetrického uložení OM v úchopných prvcích mohou nastat situace v rozložení sil do těchto prvků podle obr. 4.2.1 – 13 a, b, c.



Obr. 4.2.1 – 13 a, b, c Rozdělení sil v čelistech efektoru

4.2.2. Funkční výpočet transformačního bloku efektoru

Jestliže jsme na základě uvedeného postupu (kap. 4.1.4) vybrali druh efektoru pro konkrétní aplikaci – tj. druh čelistí, druh pohonu a druh transformačního bloku, pro zadaný objekt

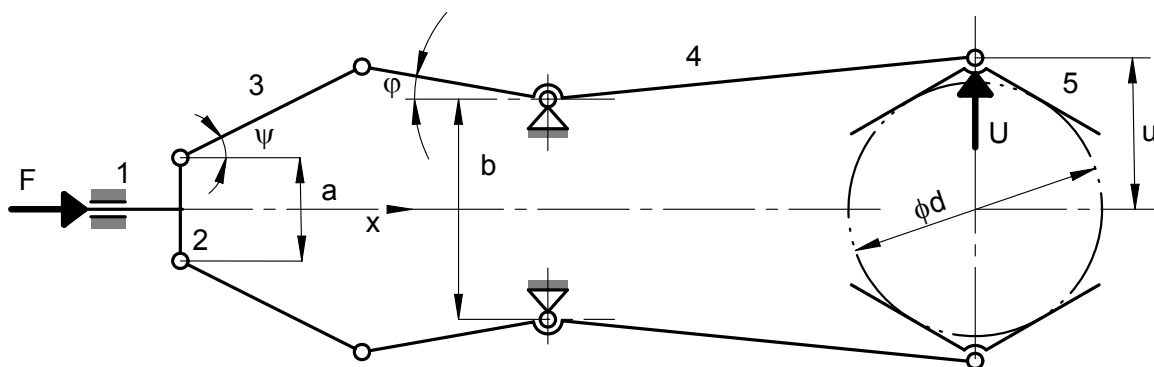
manipulace (OM), následuje funkční výpočet. Tím rozumíme stanovení rozměrů jednotlivých rozhodujících členů transformačního bloku efektoru, rozměrů motoru (u převážně tekutinových lineárních motorů – zdvihu a průměru pístu) a síly na pístnici, nebo momentu na hřídeli motoru. Přitom bereme v úvahu omezující faktory – nejčastěji vnější rozměry efektoru a poměr hmotnosti efektoru a nosnosti robotu, který se snažíme minimalizovat. Totéž platí pro moment setrvačnosti efektoru. Dále je třeba dodržet připojovací rozměry efektoru (mechanický interface robotu dle ISO). Důležitou roli hraje také volba struktury a uspořádání jednotlivých částí efektoru z hlediska výše uvedených požadavků. Tak například motor by měl být zabudován do osy efektoru, aby nezvětšoval moment setrvačnosti a zátěžný moment z důvodu vysunutí těžiště mimo osu.

Vlastní funkční výpočet je založen na poznatcích z mechaniky, které se vztahují k jednotlivým typům převodům. Některé z užívaných transformačních bloků, často v efektorech užívaných jsou dále popsány.

Pokud je konstruktér pověřován častěji návrhem mechanických úchopných efektorů je nezbytné, aby si provedl analýzu většího množství různých mechanismů využitelných pro tento účel a znal důsledky jejich užití i vliv jednotlivých parametrů na vlastnosti efektoru. Výsledky analýzy by měl zpracovat jednak v grafické formě, jednak prostřednictvím výpočetních programů např. v MatCadu. Pak totiž může velmi rychle rozhodovat o vhodnosti konkrétního efektoru pro ten či onen účel.

Kloubový mechanismus

Je jedním z často užívaných řešení. Je třeba připomenout, že převodový poměr jím dosažitelný se mění v závislosti na konfiguraci kinematického řetězce v daném okamžiku (poloze) a budou-li se měnit rozměry uchopovaných OM musí se kontrolovat převodový poměr zkontrolovat v celém rozsahu chodu čelistí.



Obr. 4.2.2 – 1 Kloubový mechanismus transformačního bloku efektoru

Ve schématu podle obr. 4.2.2 – 1 jsou zakótovány hlavní rozměry, z nichž stanovíme převodový poměr (respektive v tomto případě převodovou funkci), dále poloha čelistí při uchopení OM – u a dříve zjištěná úchopná síla U . K výpočtu zdvihu pístnice musíme dále určit o kolik (minimálně) se musí čelisti rozevřít, abychom mohli OM uchopit nebo uvolnit z držení.

Sílu F na pístnici a její posunutí v ose x vyšetřujeme z výše uvedených daných (vstupních) hodnot. Předmětem našeho vyšetřování je převodová funkce (viz základy mechaniky v základu studia).

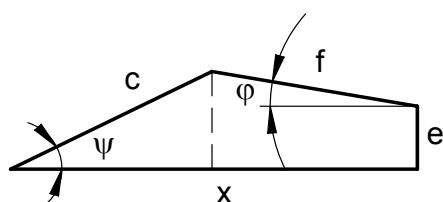
$$p_\varphi = \frac{d\varphi}{dx}$$

Obr. 4.2.2 – 2 Dílčí převodová funkce

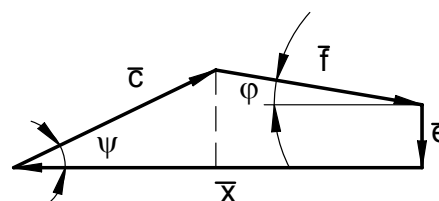
$$p_u = \frac{du}{dx}$$

Obr. 4.2.2 – 3 Celková převodová funkce

Pro výpočet převodové funkce se vychází z funkčních závislostí odvozených z geometrie základního schématu. V zásadě je možné uplatnit dvojí přístup - trigonometrickou metodu nebo vektorovou metodu.



Obr. 4.2.2 – 4 Schéma pro trigonometrickou metodu



Obr. 4.2.2 – 5 Schéma pro vektorovou metodu

U trigonometrické metody můžeme podle schématu (obr. 4.2.2 – 4) buď přímo nebo postupně vyjádřit potřebnou závislost, ze které vypočítáme převodovou funkci (obr. 4.2.2 – 5).

$$p_u = \frac{du}{dx}$$

Z obr. 4.2.2 – 4 nelze přímo závislost $u = f(x)$ vyvodit

$$p_\varphi = \frac{d\varphi}{dx}$$

Závislost pro dílčí převodový poměr odvodit můžeme

$$x = f(\varphi)$$

Obě hodnoty jsou v obr. uvedeny

$$e = \frac{(b-a)}{2}$$

Hodnotu e vyjádříme z obr. 4.2.2 – 1

$$x = f \cos \varphi + \sqrt{c^2 - (e + f \sin \varphi)^2}$$

Odvozenou závislost pro x derivujeme podle φ

$$dx = -f \sin \varphi d\varphi + \frac{-(e + f \sin \varphi) f \cos \varphi d\varphi}{\sqrt{c^2 - (e + f \sin \varphi)^2}}$$

$$p_\varphi = \frac{d\varphi}{dx} = - \frac{1}{\left[f \sin \varphi d\varphi + \frac{(e + f \sin \varphi) f \cos \varphi d\varphi}{\sqrt{c^2 - (e + f \sin \varphi)^2}} \right]}$$

Úpravou vztahu po derivaci přímo vyjádříme dílčí převodovou funkci

Obr. 4.2.2 – 6 Postup pro výpočet dílčí převodové funkce trigonometrickou metodou

Vyskytnou-li se složitější kinematické řetězce může být vyjádření potřebné funkce trigonometrickou metodou obtížně proveditelné nebo vychází těžkopádné výrazy. Pak je

vhodné užít metodu vektorovou. Výchozí schéma je upraveno tak, že jednotlivé strany obrazce nahradíme vektory (obr. 4.2.2 – 5) a sestavíme vektorovou rovnici, kterou v dalším kroku nahradíme rovnicemi skalárními (obr. 4.2.2 – 7).

$$\vec{c} + \vec{f} + \vec{e} + \vec{x} = 0$$

Vektorová rovnice podle obr. 4.2.2 – 5

$$c \cos \psi + f \cos \varphi - x = 0$$

Skalární rovnice, z nichž vyjádříme dosadíme a upravou

$$c \sin \psi - f \sin \varphi - e = 0$$

$x = f(\varphi)$

Obr. 4.2.2 – 7 Postup odvození funkční závislosti vektorovou metodou

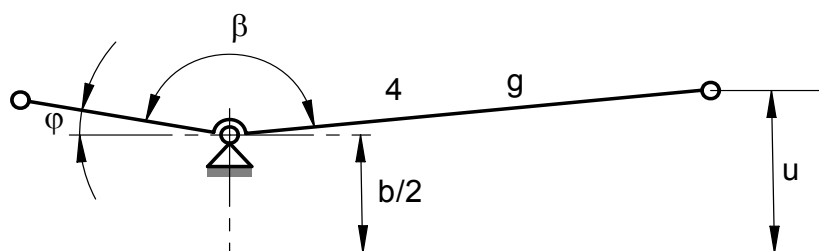
Tímto postupem jsme stanovili zatím jen dílčí převodovou funkci. Celkovou převodovou funkci stanovíme z úvahy o potřebné úpravě dosud získaných výsledků (obr. 4.2.2 – 8).

$$p_u = \frac{du}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dx} = \frac{du}{d\varphi} p_\varphi$$

K získání celkové převodové funkce potřebujeme získat závislost $u = f(\varphi)$

Obr. 4.2.2 – 8 Výpočet celkové převodové funkce

Použijeme trigonometrické metody na další, pomocné schéma (obr. 4.2.2 – 9).



Aplikace
trigonometrické
metody na poslední
část mechanismu

$$u = \frac{b}{2} + g \sin(\pi - \beta - \varphi) = \frac{b}{2} + g \sin(\beta + \varphi)$$

Závislost $u = f(\varphi)$

$$du = g \cos(\beta + \varphi) d\varphi \rightarrow \frac{du}{d\varphi} = g \cos(\beta + \varphi)$$

Derivace funkce

$$p_u = - \frac{g \cos(\beta + \varphi)}{f \sin \varphi + \frac{(e + f \sin \varphi) f \cos \varphi}{\sqrt{c^2 - (e + f \sin \varphi)^2}}}$$

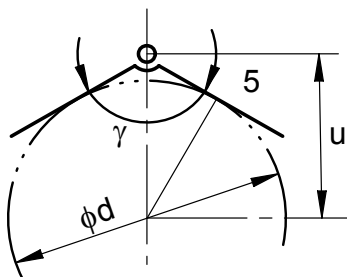
Dosazení podle obr.
4.2.2 – 8
Celková převodová
funkce

Obr. 4.2.2 – 9 Přejít od dílčí převodové funkce k celkové

Příklad aplikace postupu

Předpokládejme, že jsme již navrhli efektor s tímto transformačním blokem a známe tedy parametry – a, b, c, f, g, β a průměry uchopovaných objektů manipulace d_1, d_2, d_3, d_4 . K dalšímu postupu musíme popsat blíže poměry při uchopení OM čelistmi efektoru.

Pro poměry v doteku čelistí a objektu manipulace platí tyto geometrické poměry



$$u = \frac{d}{2 \sin \frac{\gamma}{2}}$$

$$u = \frac{d}{\sqrt{2}}$$

$$u = \frac{b}{2} + g \sin(\pi - \beta - \varphi) \rightarrow \varphi = \pi - \beta - \arcsin \frac{u - \frac{b}{2}}{g}$$

$$u =$$

$$\varphi =$$

$$x =$$

Z obrázku vyplýne

Zvolíme-li konkrétní velikost úhlu, který svírají čelisti, např. $\gamma = \pi/2$

Vztah získaný v obr. 4.2.2 – 9, upravíme pro výpočet $\varphi =$

Nyní můžeme postupným dosazením všech hodnot d_1, d_2, d_3, d_4 získat hledané parametry, které výhodně zpracovat do grafů nebo tabulek

Obr. 4.2.2 – 10 Příklad výpočtu parametrů efektoru

Získané výsledky – zejména v grafickém vyjádření, nám poslouží k identifikaci vlastností mechanismu (zdvihových závislostí) pro naše účely a k rozhodnutí o tom zda v daném případě jsou výhodné.

Mimo relace mezi potřebným zdvihem čelistí du a posuvem členu 2 o velikosti dx potřebujeme znát rovněž silové poměry - z velikosti uchopovací síly U počítáme potřebnou sílu na motoru F . Přitom potřebujeme minimalizovat jak zdvih pístnice motoru x , tak i velikost hnací síly F .

K tomu určíme relace mezi silami U a F , z principu virtuální práce, aplikovaného na celý mechanismus (obr. 4.2.2 – 11).

$$-F \delta x + 2U \delta u = 0 \rightarrow \frac{U}{F} = \frac{1}{2} \frac{\delta x}{\delta u} = \frac{1}{2} \frac{dx}{du} = \frac{1}{2} \frac{1}{p_u}$$

Vyjádření virtuálních prací vnějších sil a úprava s využitím hodnoty převodové funkce

$$\frac{U}{F} = \frac{-1}{2g \cos(\beta + \varphi)} \left[f \sin \varphi + \frac{(e + f \sin \varphi) f \cos \varphi}{\sqrt{c^2 - (e + f \sin \varphi)^2}} \right]$$

Po dosazení za výše získanou převodovou funkcí získáme poměr mezi uchopovací silou (známou) a hledanou silou na pístnici motoru

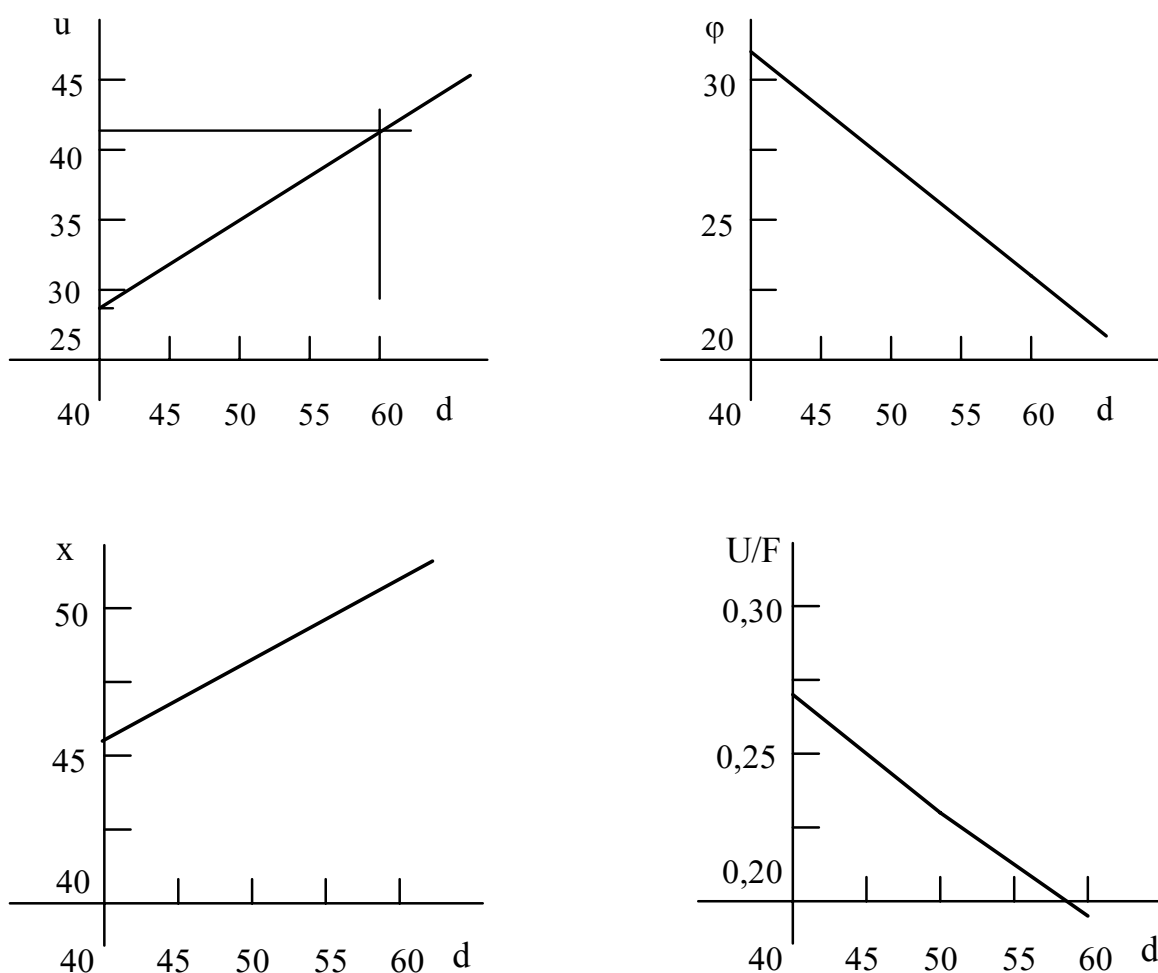
Obr. 4.2.2 – 11 Výpočet relací mezi U a F

Postup analýzy mechanismu je tedy následující:

1. Volba parametrů mechanismu z hodnocení objektu manipulace a posouzení manipulačních činností.

2. Postupné dosazování hodnot průměru d objektu manipulace z celého jejich rozsahu do vztahu pro rozevření čelistí u .
3. Výpočet úhlu natočení ramene φ .
4. Výpočet posunutí pístnice x .
5. Výpočet potřebné uchopovací síly U (odvozen v samostatné kapitole).
6. Výpočet převodové funkce U/F .
7. Stanovení F .
8. Posouzení vhodnosti převodové funkce pro celý rozsah d .
9. Optimalizace (vícekriteriální) mechanismu z hlediska vhodnosti převodové funkce, hmotnosti efektoru, případně vnějších rozměrů aj.

Výsledky výpočtů jsou zpracovány do tabulek s vhodným krokem pro d , ale především graficky, což dává podstatně lepší přehled o vlastnostech mechanismu v závislosti na jednotlivých parametrech i o výsledcích optimalizace. Příklad možných relací v grafech je na obr. 4.2.2 – 12.



Obr. 4.2.2 – 12 Grafické vyjádření relací mezi vybranými parametry efektoru s kloubovým mechanismem

x (nebo φ , ψ , z)

Poloha je dána - a ovlivněna $y=y(\xi)$

$$\sin \varphi = \frac{x + \xi}{l_1}; \cos \varphi = \frac{h - y}{l_1}; \cos \psi = \frac{h - z}{l_2}$$

Základní závislosti

$$h = z + l_2 \cos \psi = z + l_2 \cos(\beta - \varphi) = \\ = z + l_2 [\cos \beta \cos \varphi + \sin \beta \sin \varphi] =$$

Vyjádření z poslední rovnice a postupná úprava

$$= z + l_2 \left[\frac{h - y}{l_1} \cos \beta + \sin \beta \sqrt{1 - \frac{(h - y)^2}{l_1^2}} \right] =$$

$$= z + \frac{l_2}{l_1} \left[(h - y) \cos \beta + \sin \beta \sqrt{l_1^2 - (h - y)^2} \right]$$

$$\xi = l_1 \sin \varphi - x = \sqrt{l_1^2 - (h - y)^2} - x$$

Závislost na tvaru vačky

$$x = x(y) = \sqrt{l_1^2 - (h - y)^2} - \xi(y)$$

Eliminace nejdůležitějších parametrů

$$z = z(y) = h - \frac{l_2}{l_1} \left[(h - y) \cos \beta + \sin \beta \sqrt{l_1^2 - (h - y)^2} \right]$$

Obr. 4.2.2 – 14 Základní vztahy pro vačkový mechanismus – zdvihové závislosti

Analýza silových poměrů vychází opět z principu virtuálních prací (Obr. 4.2.2 – 15).

$$-F \delta x + 2U \delta z = 0$$

Princip virtuálních prací pro daný mechanismus

$$\frac{U}{F} = \frac{1}{2} \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{1}{2} \frac{\frac{dx}{dy}}{\frac{dz}{dy}}$$

Vztah upravený do složeného zlomku, pak máme k dispozici funkce, které potřebujeme derivovat – viz obr. 4.2.2 – 14
Derivace funkce v čitateli

$$\frac{dx}{dy} = \frac{h - y}{\sqrt{l_1^2 - (h - y)^2}} - \frac{d\xi}{dy}$$

$$\frac{dz}{dy} = \frac{l_2}{l_1} \left[\frac{h - y}{\sqrt{l_1^2 - (h - y)^2}} \sin \beta - \cos \beta \right]$$

Derivace funkce ve jmenovateli

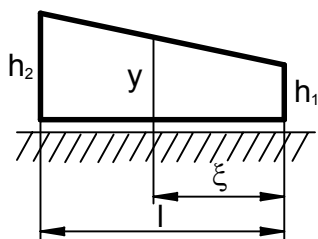
$$\frac{U}{F} = -\frac{l_1}{2l_2} \cdot \left[\frac{h - y}{\sqrt{l_1^2 - (h - y)^2}} - \frac{d\xi}{dy} \right] \cdot \left[\frac{h - y}{\sqrt{l_1^2 - (h - y)^2}} \sin \beta - \cos \beta \right]^{-1}$$

Dosazení a úprava složeného zlomku

Obr. 4.2.2 – 15 Odvození silových poměrů

Dosazení konkrétního průběhu tvaru křivky na vačce.

Jednoduchá vačka ve tvaru klínu



$$\frac{h_2 - h_1}{l} = \frac{y - h_1}{\xi}$$

$$\xi = \xi(y) = l \frac{y - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\frac{d\xi}{dy} = \frac{l}{h_2 - h_1}$$

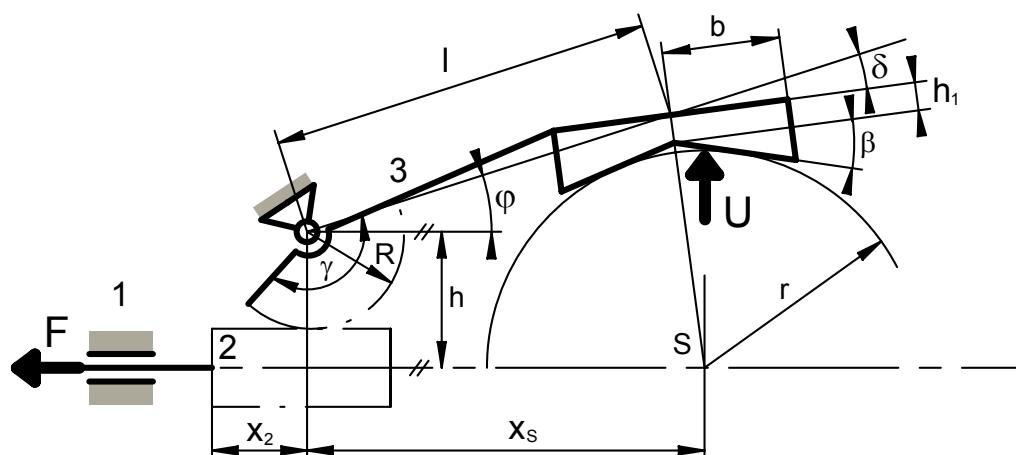
Rovnice povrchové úsečky

Úprava rovnice pro derivaci

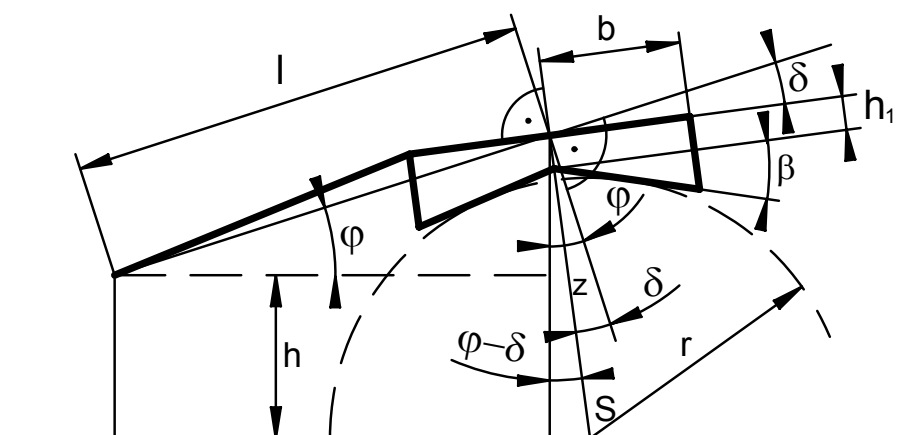
Provedená derivace – viz rovnice v obr. 4.2.2 – 15

Obr. 4.2.2 – 16 Uplatnění tvaru křivky (obecně) na vačce

Ozubený převod (pastorek – ozubený hřeben)



Obr. 4.2.2 – 17 Ozubený převod s pevnou čelistí



Obr. 4.2.2 – 18 Ozubený převod s pevnou čelistí – detail kontaktu OM s čelistí

Byť schéma vypadá složitě jde jen o přesné vykreslen relací geometrických prvků a zapis do využitelných vztahů (obr. 4.2.2 – 19).

$$x_2(r) = ? \quad \varphi(r) = ?$$

$$\left[\frac{U}{F} \right] (x_2) = ? \quad \left[\frac{U}{F} \right] (r) = ?$$

Vztahy, které chceme určit

$$x_2 = R \left(\gamma - \frac{\pi}{2} - \varphi \right)$$

Geometrické relace

$$x_s = l \cos \varphi + (h + l \sin \varphi) \operatorname{tg}(\varphi - \delta)$$

Geometrické relace

$$z = \frac{h + l \sin \varphi}{\cos(\varphi - \delta)}$$

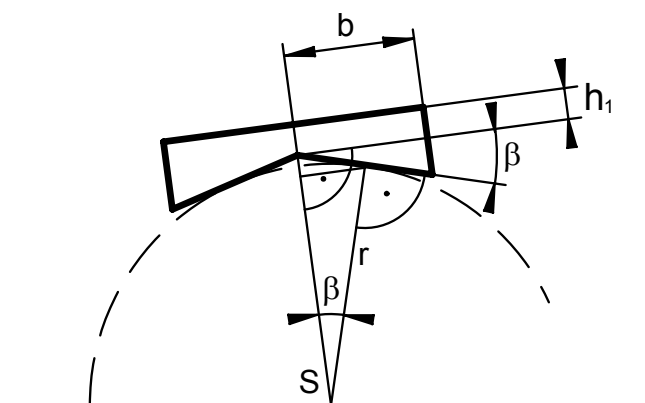
Geometrické relace

$$F \cdot R = 2(U \cdot x_s) \Rightarrow \frac{U}{F} = \frac{R}{2x_s}$$

Momentová rovnováha

Obr. 4.2.2 – 19 Rovnice odvozené z geometrie

Všimněme si blíže důležité podmínky, aby nedošlo k tzv. hranovému efektu při kontaktu tělesa (OM) válcového tvaru s dotykovou plochou čelistí. Zřejmě při zvětšení průměru válce nad určitou hodnotu se nebude kružnice řezu dotýkat v bodu tečny, ale dosedne na hrany, pro které ovšem odvozené vztahy neplatí.



$$r = (z - h_1) \cos \beta$$

$$r \leq \frac{b}{\sin \beta}$$

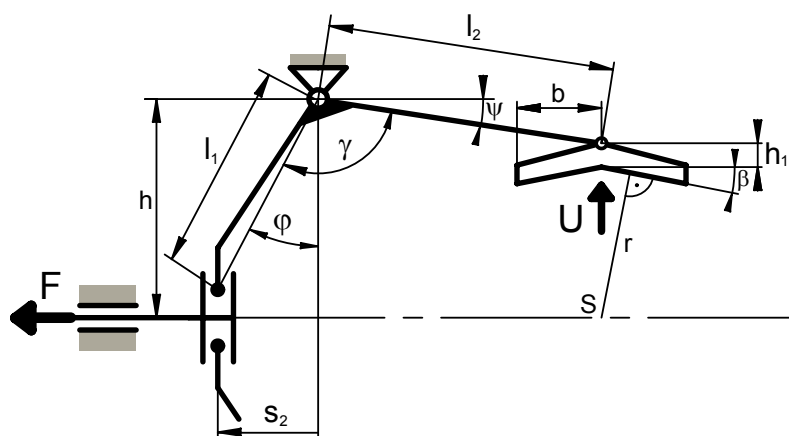
Podmínka, aby nedošlo
k hranovému efektu

Obr. 4.2.2 – 20 Podmínka pro zabránění hranovému efektu

Kulisový mechanismus

Ukažme dvě řešení, která se liší způsobem připojení čelisti k rameni uzavíracího členu mechanismu.

V prvním případě je čelist kloubově zavěšená (obr. 4.2.2 – 21) na ramenu.



$$\psi = \frac{\pi}{2} - (\gamma - \varphi); \quad \sin \varphi = \frac{s_2}{l_1};$$

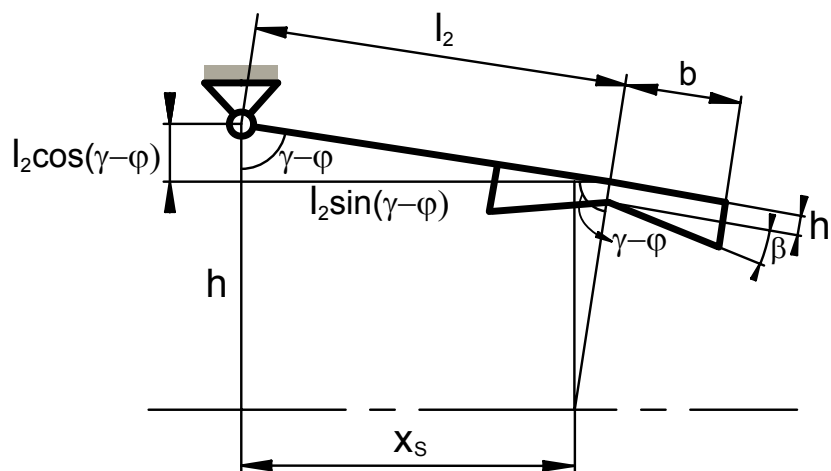
$$z = h - l_2 \cos(\gamma - \varphi);$$

$$\frac{U}{F} = \frac{l_1 \cos \varphi}{2l_2 \sin(\gamma - \varphi)}$$

Základní vztahy vyplývající z geometrie mechanismu

Obr. 4.2.2 – 21 Řešení kulisového mechanismu s kloubově zavěšenou čelistí

Druhý případ má čelist pevně spojenou s ramenem (obr. 4.2.2 – 22).



$$x_s = l_2 \sin(\gamma - \varphi) - (h - l_2 \cos(\gamma - \varphi)) \cotg(\gamma - \varphi) \quad \text{Základní vztahy pro řešení odvozené z geometrie}$$

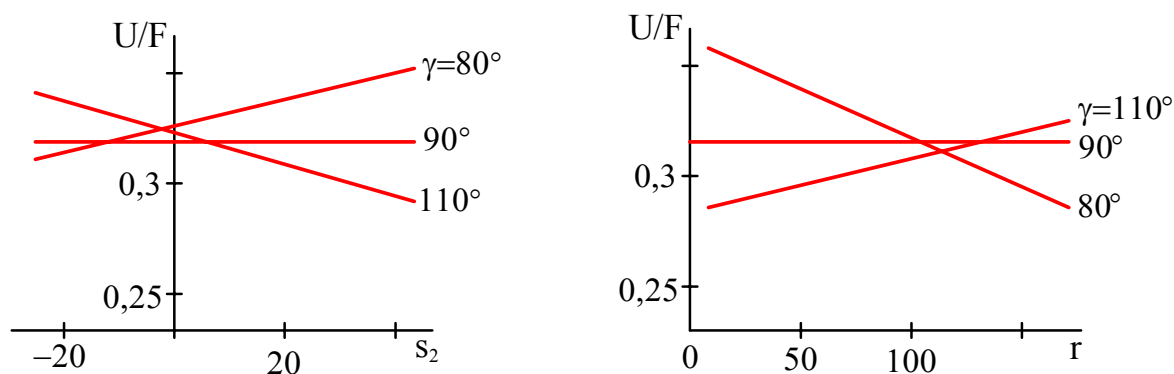
$$\sin \varphi = \frac{s_2}{l_1}$$

$$\frac{U}{F} = \frac{l_1 \cos \varphi}{2x_s}$$

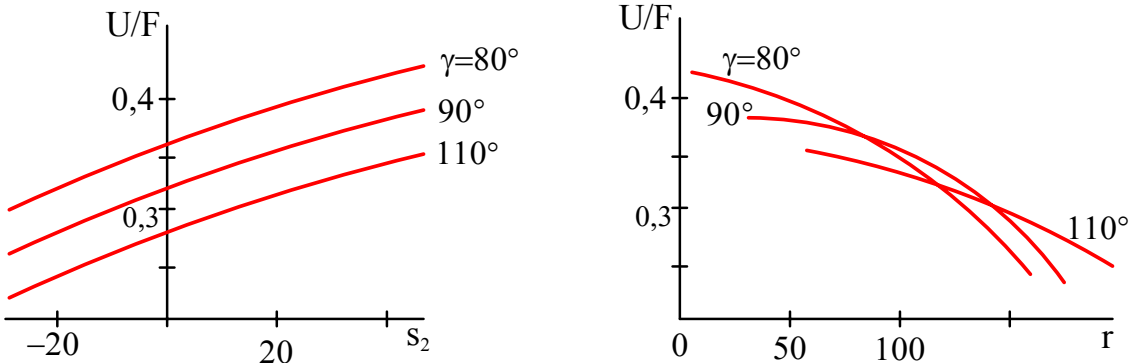
$$z = \frac{h - l_2 \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\gamma - \varphi)}$$

Obr. 4.2.2 – 22 Řešení kulisového mechanismu s pevnou čelistí

Jestliže porovnáme výsledky pro stejné rozměry kulisového mechanismu s oběma druhy čelistí, zjistíme rozdíly (obr. 4.2.2 – 23 a 24). Na tvar převodových funkcí mají vliv nejen parametry mechanismu, ale i způsob připojení čelistí!



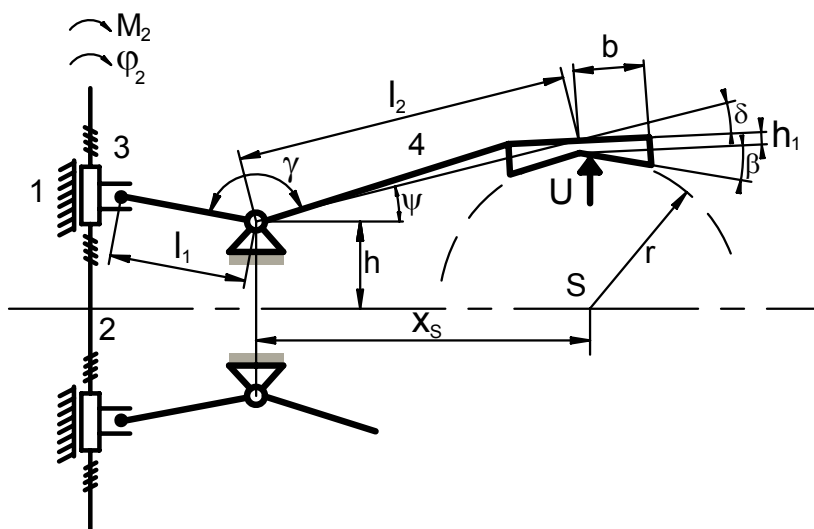
Obr. 4.2.2 – 23 Poměry sil pro kloubově zavěšenou čelist



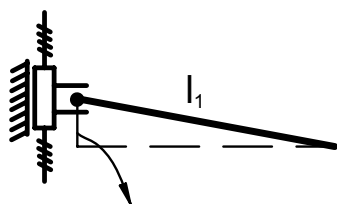
Obr. 4.2.2 – 24 Poměry sil pro pevně připojenou čelist čelist

Kulisový mechanismus s pohybovým šroubem

Tento druh mechanismu (obr. 4.2.2 – 25) umožňuje oproti výše popsanému užití rotačního motoru. Výpočty tedy musí být vhodně modifikovány.



Obr. 4.2.2 – 25 Kulisový mechanismus doplněný pohybovým šroubem



úhel pootočení hnacího šroubu φ_2
z pravoúhlého trojúhelníku vlevo lze vyjádřit
jako

$$\Rightarrow \varphi_2 = \frac{2\pi l_1}{s} \sin(\psi + \gamma), \text{ přičemž}$$

$$\varphi_2 = 0 \text{ pro } l_1 \text{ kolmé na osu šroubu}$$

Dále platí dříve odvozené

$$x_s = l_2 \cos \psi + (h + l_2 \sin \psi) \operatorname{tg}(\psi - \delta)$$

$$l_1 \sin(\psi + \gamma) = \frac{s}{2\pi} \varphi_2$$

$2Ux_s = F_o \cdot (-) l_1 \cos(\psi + \gamma)$ kam lze dosadit $F_o \cdot s = F \cdot r \cdot 2\pi = M_2 \cdot 2\pi$ a z toho $F_o = \frac{2\pi \cdot M_2}{s}$

$$2Ux_s = -\frac{2\pi \cdot M_2}{s} l_1 \cos(\psi + \gamma)$$

$$\frac{U}{M_2} = -\frac{\pi \cdot l_1 \cdot \cos(\psi + \gamma)}{s \cdot x_s}$$

Platí také

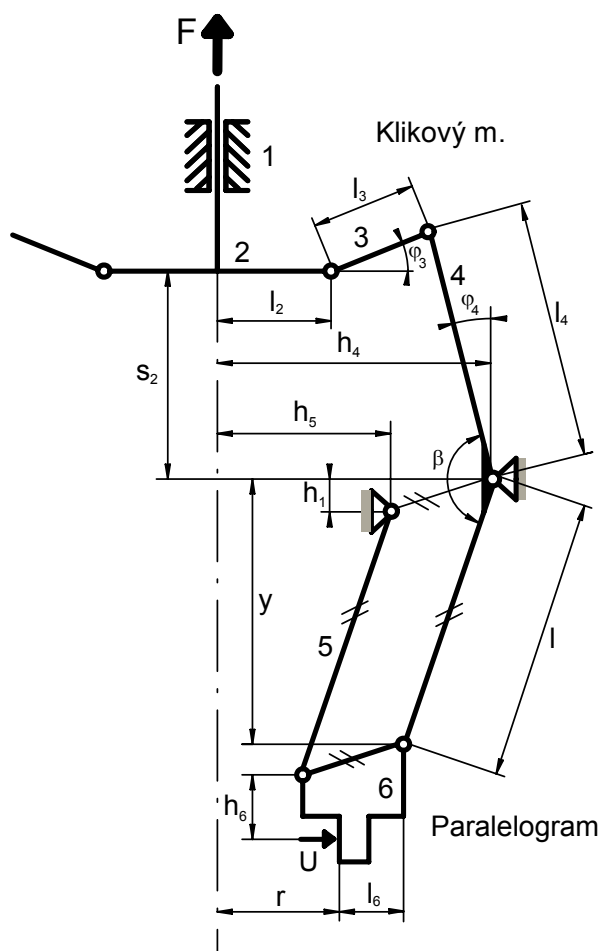
$$z = \frac{h + l_2 \sin \psi}{\cos(\psi - \delta)}$$

Nyní již můžeme vyjádřit závislosti $r(\varphi_2)$, $x_s(\varphi_2)$, $\frac{U}{M_2}(\varphi_2)$, $\frac{U}{M_2}(r)$

Obr. 4.2.2 – 26 Postup výpočtu charakteristických parametrů

Transformační blok složený z různých mechanismů

V daném případě (obr. 4.2.2 – 27) jde o kombinaci klikového mechanismu s paralelogramem, což je výhodné pro širokorozsahové efektory (paralelogram zajišťuje rovnoběžný pohyb čelistí).



Závislost $r(s_2)$ řešením 3
rovníc:

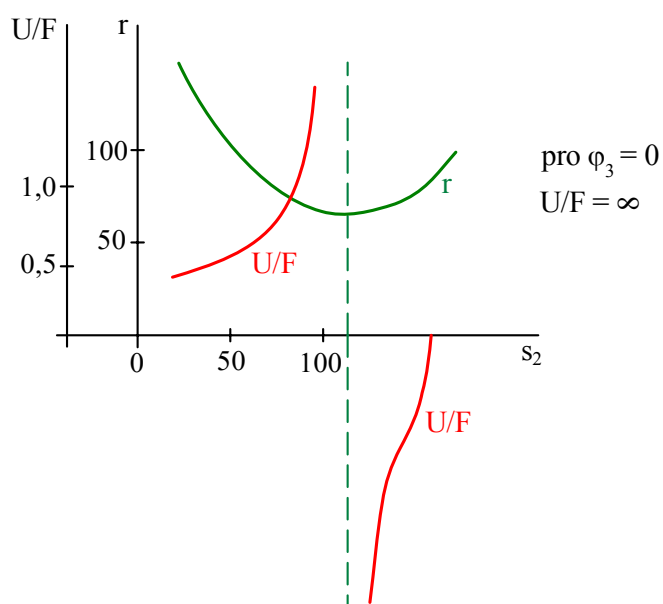
$$\begin{aligned} s_2 &= l_4 \cos \varphi_4 - l_3 \sin \varphi_3 \\ r &= h_4 - l_6 - l \sin(\beta + \varphi_4) \\ 0 &= l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_2 - h_4 \end{aligned}$$

Silové závislosti:

$$\frac{U}{F} = -\frac{1}{2} \frac{ds_2}{dr} = -\frac{1}{2} \frac{d\varphi_4}{dr}$$

$$\frac{ds_2}{d\varphi_4} = -l_4 (\sin \varphi_4 + \cos \varphi_4 \cotg \varphi_2)$$

$$\frac{dr}{d\varphi_4} = -l \cos(\beta + \varphi_4)$$



Obr. 4.2.2 – 27 Postup výpočtu složeného transformačního bloku

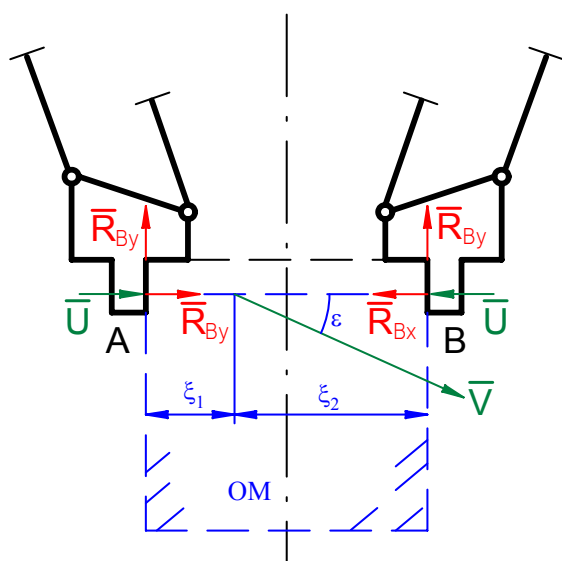
4.2.3. Dimenzování efektoru

Dimenzování a návrh efektorů byly v počátcích rozvoje robototechniky podceňovány. To nejspíše vyplynulo z relativní jednoduchosti jejich řešení u některých aplikací. Dnes je však zřejmé, že laxní přístup k jejich návrhu je velmi nezodpovědný a může způsobit vážné komplikace po instalaci nového pracoviště. Příčin je několik. Efektor je především završením celého komplexu opatření při návrhu pracoviště v ceně několika milionů Kč. Pracoviště se může podstatně prodražit pokud nedosáhneme příznivé relace hmotnosti efektoru k nosnosti robotu a minimálních vnějších rozměrů. Efektor rovněž může znehodnotit vysokou přesnost robotu.

Na jedné straně tedy žádáme od efektoru vysokou tuhost (a přesnost) na druhé straně minimální rozměry a hmotnost. Analyticky či graficky provedená analýza působících sil a následný výpočet důležitých prvků efektoru sice postačí k průkazu jejich pevnosti, ale nemá praktický význam pro splnění výše uvedených podmínek správné funkce. Ke kontrole deformací a vyšetření rezerv v konstrukci je nezbytné vyšetření metodou konečných prvků, či geometrických prvků s využitím speciálního software (např. PROMechanica Structure). Následně je vhodné provést optimalizaci konstrukce.

Zde naznačíme jen některé elementární kroky a případné problémy ve vztahu k dimenzování částí efektoru, a to na příkladu efektoru z obr. 4.2.2 – 27.

Zatím jsme vycházeli při analýze silového působení na efektor z podmínky, že uchopovací síla je stanovena z výslednice všech sil působících na efektor. V případě, že se k původně působícím silám má připojit ještě další zdroj síly (např. vznikající při uvolňování OM z kontejneru) je třeba zvážit vliv tohoto dodatečného účinku (obr. . 4.2.3 – 1). Často postačí při pevnostním řešení uvažovat pouze uchopovací sílu, je-li dodatečná síla proti uchopovací zanedbatelná. Při nutnosti zavést další silové účinky nemusí být jednotlivé čelisti a větve efektoru stejně zatíženy a každou větev je třeba řešit zvlášť. Vzhledem k možné záměně stran efektoru při složité manipulaci s různými OM to však není smysluplné řešení a bere se v úvahu symetrické řešení respektující nepříznivější zátěž.



$\bar{V}$ - výslednice dalších vnějších sil

Jedná se o staticky neurčitý případ a zavedení poddajnosti jednotlivých členů a vazeb by bylo neúnosně složité. Lze řešit přibližně po analýze působících sil a extrémů v čelistech.

Obr. 4.2.3 – 1 Asymetrická zátěž čelistí přidavnou silou

Velikost uchopovací síly U se volí tak, aby byly s dostatečnou bezpečností vyvozeny složky reakcí R_{By} , R_{Ay} i pro nejnepříznivější zatížení a nejnepříznivější hodnoty součinitele tření f .

$$\left. \begin{aligned} R_{Ay} + R_{By} - V \sin \varepsilon &= 0 \\ R_{Ax} + R_{Bx} - V \cos \varepsilon &= 0 \\ R_{Ay} \cdot \xi_1 - R_{By} \cdot \xi_2 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

$\Rightarrow$

$$R_{Ay} = V \sin \varepsilon \frac{\xi_2}{\xi_1 + \xi_2}$$

$$R_{By} = V \sin \varepsilon \frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2}$$

$$U_A \cdot f_A = T_A \geq R_{Ay}$$

$$U_B \cdot f_B = T_B \geq R_{By}$$

$$U \geq \frac{R_{y \max}}{f} = 10 R_y \text{ při } f = 0,1$$

Jedná se o staticky neurčitý případ a zavedení poddajnosti jednotlivých členů a vazeb by bylo neúnosně složité. Lze řešit přibližně po analýze působících sil a extrémů v čelistech.

Z rovnovážných rovnic odvodíme velikost reakcí

Obr. 4.2.3 – 2 Stanovení reakcí

K takto stanoveným U_A , U_B , se v ose x , v A , B připojí R_{Ax} , R_{Bx} , jejichž součet je roven $V \cos \varepsilon$, ale jednotlivě jsou neurčité. Jako nejnepříznivější případ lze však uvažovat, že se celá složka $V \cos \varepsilon$ zachytí v B a v místě A bude působit pouze U_A . Pak pro určení hnací síly F při dané síle V a stanovené U lze použít principu virtuálních prací (k řešení rovnováhy celého efektoru).

$$F \partial s_2 + 2U \partial r + V \sin \beta \cdot \partial y = 0 \quad / : \partial r$$

$$F \frac{\partial s_2}{\partial r} + 2U + V \cos \beta + V \sin \beta \frac{\partial y}{\partial r} = 0$$

$$F \frac{ds_2}{dr} + 2U + V \cos \beta + V \sin \beta \frac{dy}{dr} = 0$$

Princip virtuálních prací pro celý efektor

z původních geometrických vztahů pro s_2 a r je

$$\left. \begin{aligned} \frac{ds_2}{d\varphi_4} &= -l_4 (\sin \varphi_4 + \cos \varphi_4 \cotg \varphi_3) \\ \frac{dr}{d\varphi_4} &= -l \cos(\varphi_4 + \beta) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{ds_2}{dr} = \frac{\frac{ds_2}{d\varphi_4}}{\frac{dr}{d\varphi_4}} = \frac{\%}{\%}$$

pro $\frac{dy}{dr}$ lze využít $y = -l \cdot \cos(\beta + \varphi_4)$

a z geometrie lze psát

$$\frac{dy}{dr} = \frac{\frac{dy}{d\varphi_4}}{\frac{dr}{d\varphi_4}} \rightarrow \text{viz výše}$$

a

$$\frac{dy}{d\varphi_4} = l \sin(\beta + \varphi_4)$$

pak

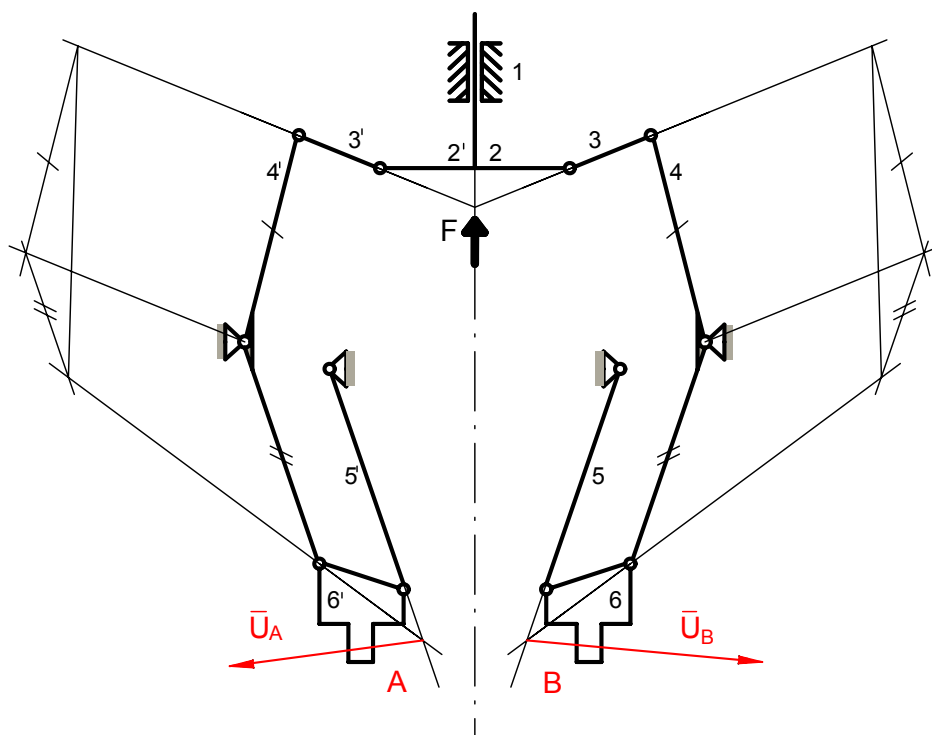
$$\frac{dy}{dr} = \frac{l \sin(\beta + \varphi_4)}{-l \cos(\beta + \varphi_4)} = -\operatorname{tg}(\varphi_4 + \beta)$$

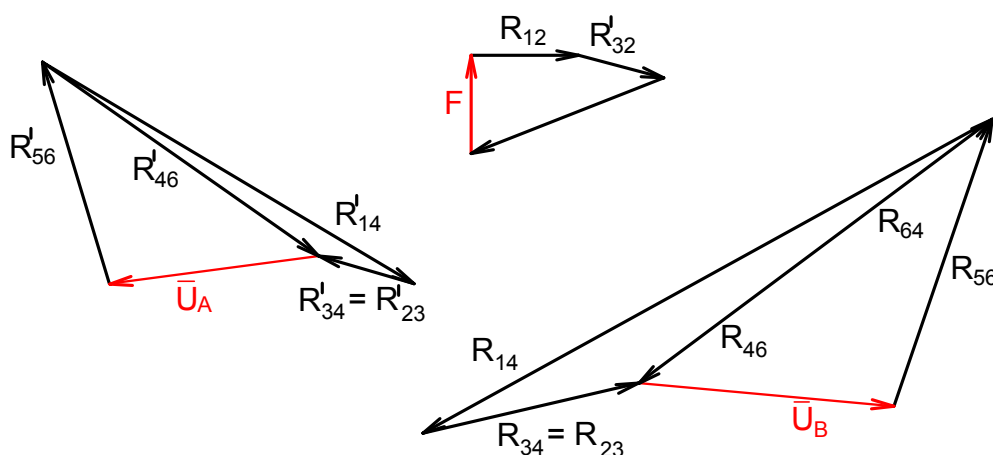
Tím jsme vyjádřili všechny potřebné hodnoty pro dosazení do rovnic stanovených metodou virtuálních prací.

Obr. 4.2.3 – 2 Stanovení sil na efektoru

Grafické řešení silových poměrů na efektoru (obr. 4.2.3 – 3)

Síly U_A, U_B zahrnují kromě uchopovací síly i složky V





Obr. 4.2.3 – 3 Grafické stanovení sil na efektoru

**Shrnutí kapitoly**

V této kapitole jste se seznámili s **výpočty efektorů**, výpočty úchopných sil, pohonných sil nebo momentů, potřebných zdvihů motorů, převodových poměrů nebo převodových funkcí a s výpočty dimenzí jednotlivých prvků efektoru..

**Kontrolní otázka**

- 1) Jak stanovíte úchopnou sílu (moment) efektoru pro zadaný objekt manipulace?
- 2) Jaký význam má poloha čelistí vzhledem k působící síle??
- 3) Jak provedete optimalizaci rozměrů prvků efektoru?
- 4) Jaký je rozdíl mezi převodem a převodovou funkcí?
- 5) Jak stanovíte základní dimenze efektoru?

**Úkol k řešení**

Stanovte síly v jednotlivých členech efektoru dle zadání v minulé kapitole.

5. KONSTRUKCE MANIPULÁTORŮ PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ

Po úspěšném a aktivním absolvování tohoto BLOKU

Prostudováním pátého přednáškového bloku, členěného do tří částí, se seznámíte: ▪ Konstrukcí pohybových jednotek ▪ Výpočty pohybových jednotek ▪ Konstrukcí orientačního ústrojí	Cíle přednáškového bloku
<i>Konstrukce ramen, konstrukce kloubů, výpočty prvků, konstrukce orientačního ústrojí</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 3 hodiny

5.1. KONSTRUKCE POHYBOVÝCH JEDNOTEK POLOHOVACÍHO ÚSTROJÍ

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s konstrukcí robotů a jejich pohybových jednotek. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Výrobci a vyráběný sortiment robotů ▪ Konstrukce ramen a kloubů Po jejich prostudování budete schopni popsat charakteristiky jednotlivých druhů robotů a pochopíte souvislosti mezi konstrukcí a provozními vlastnostmi	Cíle kapitoly
--	---------------

Výrobci robotů, druhy robotů, ramena a klouby robotů	Klíčová slova
--	---------------



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

Konstrukce průmyslových robotů, přes možnou variabilitu kinematických koncepcí (viz úvodní kapitoly) a dnes velmi rozvinuté možnosti výrobních technologií, se v současné době, pokud se týká akčního subsystému, poměrně ustálily. A tak konstrukce PR běžných kinematických koncepcí jsou opakovány většinou výrobci a liší se spíše v provedení jednotlivých uzlů, kde někteří výrobci posouvají svými inovacemi v oblasti vývoje motorů, převodů, provedení ramen robotů, co do tvaru a materiálu i jeho zpracování k vyšší kvalitě – tuhosti, nosnosti, při menší spotřebě materiálu, lepšímu tlumení vibrací, při větších rychlostech a zrychleních.

5.1.1. Výrobci a vyráběný sortiment robotů

V současné době se výrazně proměnila struktura výrobců, ale i vědecko výzkumné základny robotiky, kdy zejména v Evropě, díky výzkumným programům EU, se propojují výzkumné instituce napříč jednotlivými státy. Tím dochází při koncentraci sil k mimořádně rychlému nárůstu poznatků v mnoha vědních disciplínách potřebných pro aplikovaný a průmyslový výzkum v robotice. Lze to velmi dobře sledovat v databázích speciálních serverů na internetu (viz další zdroje). Dnešní konkurence vede k tomu, že firmy poskytují stále více údajů ze svých databází o svých produktech. Tím také není nutné, jako v době před 15 – 20 lety, vydávat tiskem katalogy produktů, které by beznadějně, v průběhu jednoho až dvou let, zastaraly.

Z tohoto důvodu také zde uvedeme jen takové údaje, které mají základní a dlouhodobější platnost a jsou podstatné k výkladu i v jiných kapitolách. V průběhu výuky pak v každém běhu budou tyto údaje zpřesňovány odkazy na internetové databáze.



Obr. 5.1.1 – 1 Nosnost 3 kg



Obr. 5.1.1 – 2 Nosnost 6 kg



Obr. 5.1.1 – 3 Nosnost 16 kg



Obr. 5.1.1 – 4 Nosnost 30 - 60 kg



Obr. 5.1.1 – 5 Nosnost 100 - 180 kg



Obr. 5.1.1 – 6 Scara R nosnost 5 kg

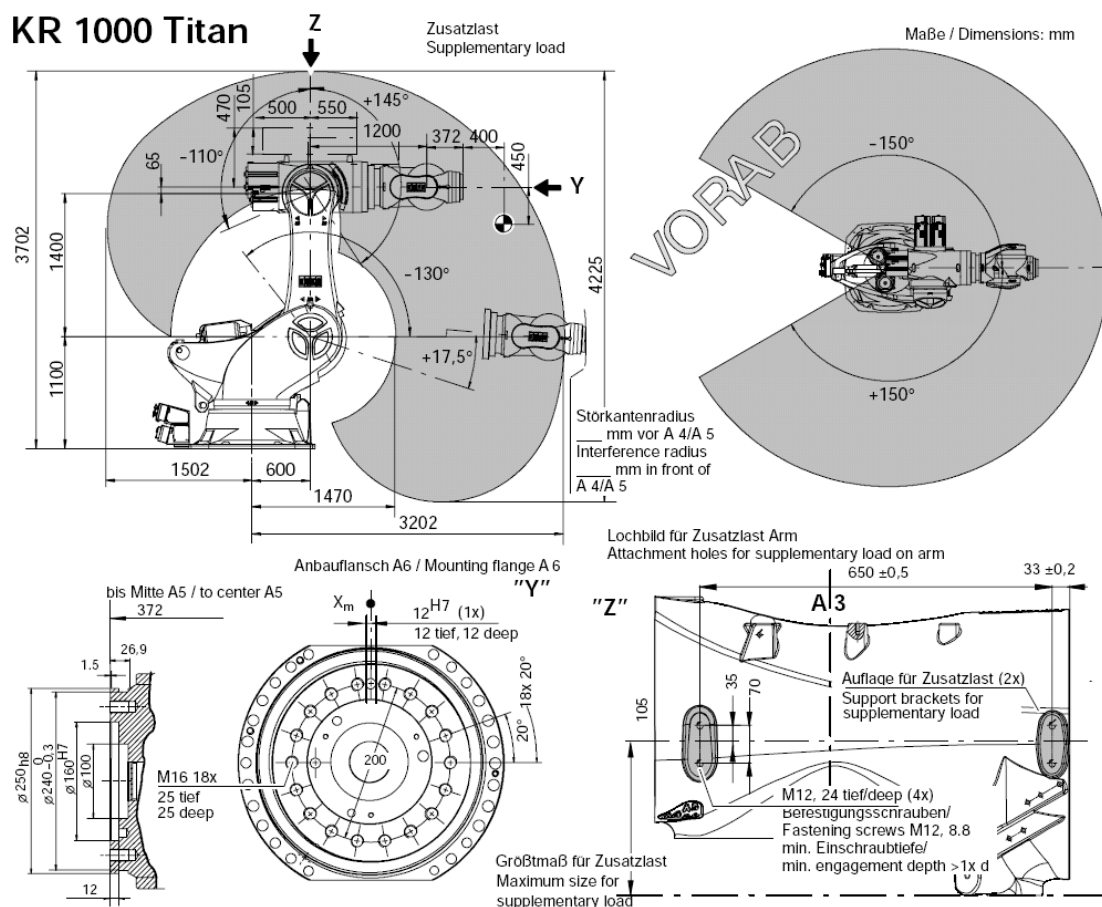


Obr. 5.1.1 – 7 nosnost 350 – 1000 kg

Pokud se týká výrobců – existují výrobci, kteří dodávají ročně desítky tisíc robotů na trh a mají dominantní roli celosvětově (Kuka, Reis, ABB, Kawasaki, Fanuc, a mnoho dalších). Existují i střední či malé firmy, které se na trhu uplatní s podstatně menšími sériemi robotů, protože se zaměřují jen na aplikace pro určité technologie, které mají svá specifika.

Velcí výrobci zpravidla vyrábí velký sortiment robotů (rodinu robotů) s velkým rozpětím nosností, dosahu ramen a také počtem typů. V případě vybraných robotů fy Kuka (obr. 5.1.1 – 1 až 5) jde o angulární roboty s různými nosnostmi a dosahem ramen, konstrukčně dosti podobnými. Výjimkou je robot typu scara (obr. 5.1.1 – 6). Ve skutečnosti je celá řada ještě podstatně bohatší – viz [www stránky firmy](http://www.stranky-firmy) (odkaz ve zdrojích).

U této firmy ještě uvedme reprezentanta těžké řady robotů (obr. 5.1.1 – 7), který může mít nosnost od 360 do 1000 kg, což u robotů s elektrickými pohony bylo dosud výjimečné. Tyto nosnosti robotů byly řešeny s hydropohony. Současně doložíme technický pasport robotu, jak jej firmy k robotům běžně poskytují - se základními technickými parametry. Jinak pochopitelně je technická dokumentace dodávaná ke stroji bohatší (viz opět [www stránky firmy](http://www.stranky-firmy)).



Typ / Type:	KR 1000 Titan		
Traglast / Payload:	1000 kg		
Zusatzlast Arm / Suppl. load on arm:	50 kg		
Max. Gesamtlast / Total distributed load:	1050 kg		
Anzahl der Achsen / Number of axes:	6		
Handvariante / Wrist variant:	Zentralhand 1000 I / In-line wrist 1000 I		
Anbauflansch A6 / Mounting flange A6:	ähnlich / similar to DIN ISO 9409-1-A00		
Einbaulage / Mounting position:	Boden/Floor		
Wiederholgenauigkeit (ISO 9283) / Repeatability (ISO 9283):	± 0,2 mm		
Steuerung / Controller:	KR C2		
Gewicht (ohne Steuerung) ca. / Weight (excl. controller) approx.:	4700 kg		
Arbeitsraumvolumen / Work envelope:	77,7 m ³		
Achsdaten / Axis data	Bereich (Software) / Range (software)	Geschwindigkeit / Speed	
Achse / Axis 1 (A1)	±150°	58 °/s	
Achse / Axis 2 (A2)	+17,5°/-130°	50 °/s	
Achse / Axis 3 (A3)	+145°/-110°	50 °/s	
Achse / Axis 4 (A4)	±350°	60 °/s	
Achse / Axis 5 (A5)	±118°	60 °/s	
Achse / Axis 6 (A6)	±350°	84 °/s	

1) Bezogen auf Schnittpunkt Achse 4/5. / Referred to intersection of axes 4 and 5.

D Antriebssystem elektro-mech. mit bürstenlosen AC-Servomotoren. / Drive system electromechanical, with brushless AC servomotors.

D Wegmesssystem digital-absolut. / Position sensing system digital-absolute.

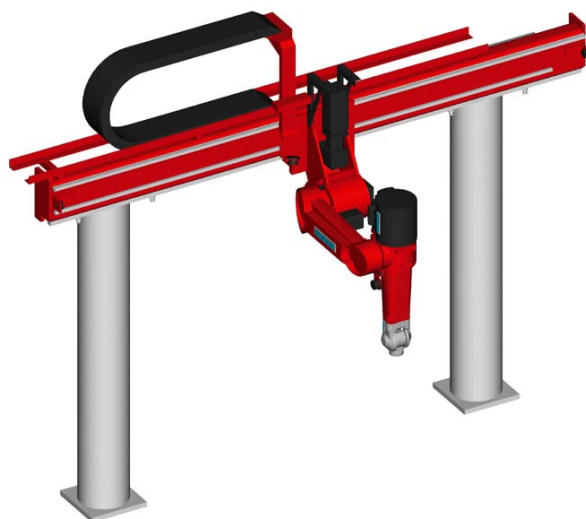
6

Obr. 5.1.1 – 8 Pasport k robotu Titan dle obr. 5.1.1 - 7

Doplňme přehled vyráběných typů o další ze základních kinematických koncepcí (podle kap. 1.2.1). Jde o koncepcce polohující v souřadném systému kartézském, cylindrickém a sférickém. Zatím co se kartézské roboty užívají relativně (vůči angulárním) nezanedbatelně často, ať již v provedení s jednoduchým (jednonosníkovým) portálem (obr. 5.1.1 – 9) nebo typu Gantry. Roboty sférické a cylindrické jsou vyráběny jen ojediněle.

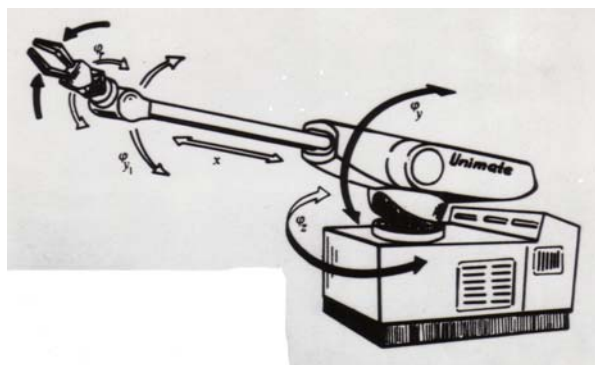


Obr. 5.1.1 – 9 Portálový kartézský robot s jednoduchým nosníkem

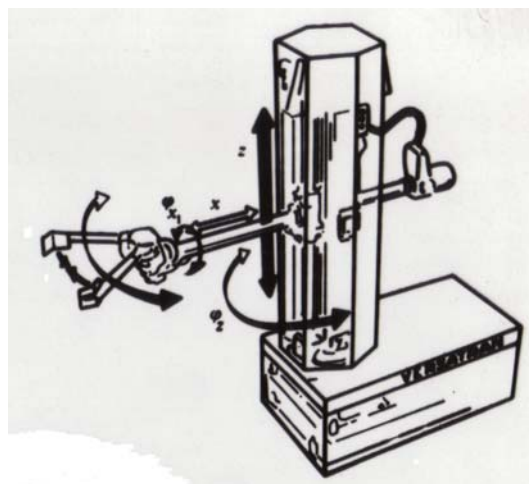


Obr. 5.1.1 – 10 Portálový robot s hybridní strukturou

Porovnejme tyto moderní typy robotů s koncepcemi prvních robotů Unimate (obr. 5.1.1 – 11) a Versatran (Obr. 5.1.1 – 12). Unimate byl sférického typu, všechny pohony byly hydraulické. Versatran byl cylindrického typu, rovněž se všemi pohony hydraulickými.



Obr. 5.1.1 – 11 Robot Unimate (1960)



Obr. 5.1.1 – 12 Robot Versatran (1961)

5.1.2. Konstrukce ramen a kloubů průmyslových robotů

Obecně ke konstrukci ramen robotu

Ramena PR, jako základní části jeho nosného subsystému, musí vyhovět řadě požadavků (často protikladných), např.:

- uvnitř ramen se nachází elektrické silové nebo komunikační kabely, hadice, převodové prvky, prvky řízení aj., které si prostorově konkurují,
- vnější rozměry musí být co nejmenší, aby zbytečně neomezovaly využitelný pracovní prostor pro činnost R (možnost kolizí v určitých polohách),

- mají mít co nejmenší hmotnost ke zmenšení setrvačných sil , aby umožnily co největší užitečné zatížení pro danou velikost motoru a pohonu,
- jsou-li vybrané koncepce (kinemat. schémata) v předběžné etapě návrhu rovnocenné (koeficient úrovně) je nutné zpracovat varianty podrobněji a hodnocení opakovat,
- u ramen s rotačním pohybem respektovat pokud možno zásadu stálé pevnosti, pokud nedáme přednost požadavkům DFM (technologičnost konstrukce) - potřeba prostoru pro umístění motorů pro OÚ a tranzitní převody uvnitř ramen,
- translační členy polohovacích jednotek jsou mezikruhového nebo skříňového průřezu (po délce konstantní velikosti) - většinou uzavřeného,
- prvky NMS jsou pevné (základová ukotvená část) nebo pohyblivé (ramena) uložené v ložiskách nebo valivých pouzdrech, příp. kladkách,

Při projektování je nutno vycházet z výpočtu deformací a z toho, že:

- poddajnost kloubů je srovnatelná s poddajností prvků NMS,
- podstatný vliv na deformace prvků NMS mají hmotnosti OM, OÚ, motorů a dalších prvků VMS,
- výpočet deformací je nutné provádět především v polohovacím bodu,
- deformace prvků NMS je generována především kinematicky (z pohybu členů NMS),
- úlohu o kinematickém buzení lze převést (s využitím D'Alambertova principu) na úlohu o silovém buzení, zavedením setrvačných sil do míst (těžišť) s koncentrací hmot,
- v etapě předběžného návrhu postačuje pro vyšetření kmitání NMS určení vlastní frekvence a uvažování kinematického buzení vznikajícího na začátku a konci brzdění.

Výchozí údaje pro výpočet deformací a kmitání NMS

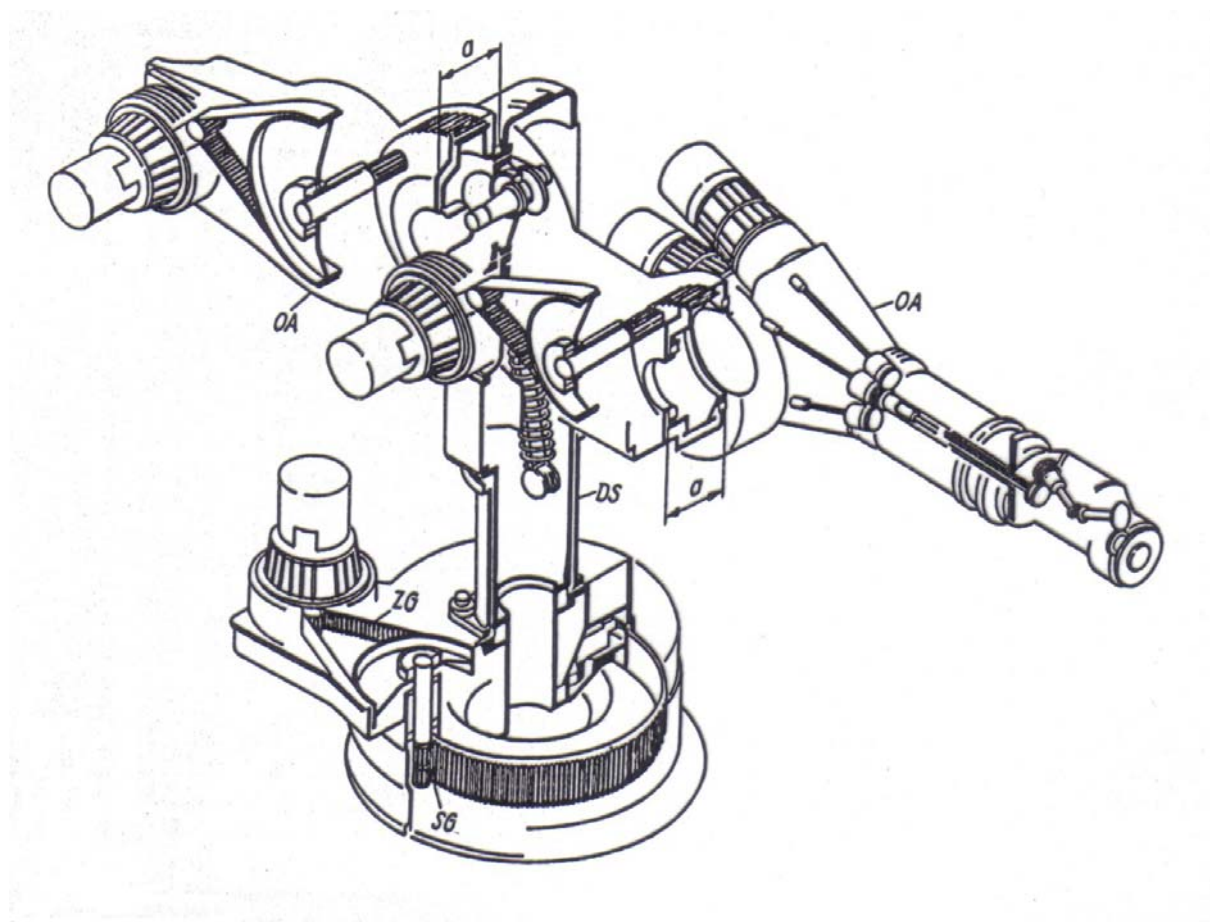
- konstrukční schéma NMS
- rychlosti a zrychlení členů NMS
- hmotnost, těžiště, momenty setrvačnosti OM
- délky členů NMS
- požadavky na pohybový cyklus robotu
- požadavky na přesnost polohování
- pohybové rovnice.

Konstrukční provedení ramen

Přes vnější podobnost polohovacího ústrojí PR (viz vyobrazení v předcházející podkapitole) jsou vnější tvary, ale zejména vnitřní uspořádání prvků nosného subsystému i výkonného subsystému dosti rozdílné, což ukážeme na několika příkladech.

První schéma (obr. 5.1.2 – 1) dává jasnou představu o propojení prvků nosného a výkonného mechanického subsystému. Jde o robot angulární koncepce, kde je využito jednoduššího podobného řešení pro všechny 3 stupně volnosti (klouby) polohovacího ústrojí. Vertikální rotace sloupu (v prvním stupni volnosti) je zajištěna elektrickým servopohonem; na jeho hřídeli je ozubená řemenice (pastorek), která přes ozubený řemen ZG pohání větší ozubenou řemenici (převod do pomala); výstupní hřídel této řemenice je osazen ozubeným

pastorkem, který zabírá do ozubeného věnce (převod do pomala) spojeného se sloupem. V horní části sloupu je uloženo spodní rameno robotu (OA). Do rotace se uvádí stejně řešeným pohonem, který je umístěn v levé (zadní) části ramene a tím jej pomáhá vyvažovat vůči hmotám v pravé části ramene a hmotám horního ramene. Pohon horního ramene je uložen na spodním rameni (a částečně uvnitř), a to tak, že motor je co nejblíže os rotace spodního ramene.

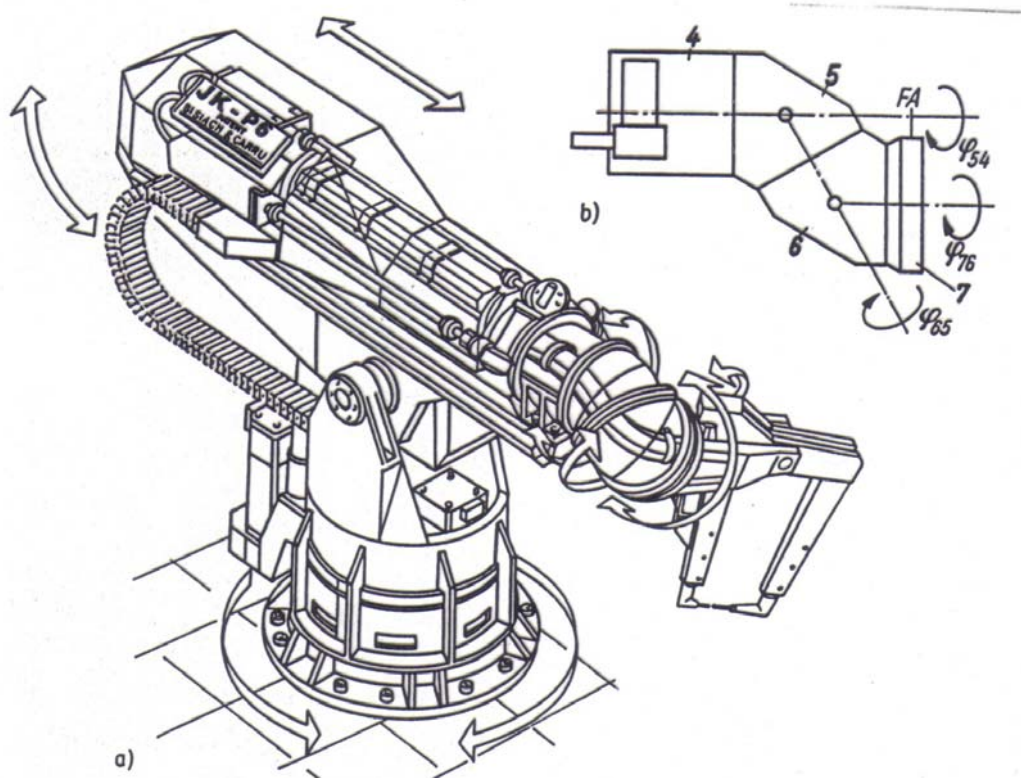


Obr. 5.1.2 – 1 Robot angulární struktury

Horní rameno řeší problém umístění pohonů 3 stupňů volnosti orientačního ústrojí, které nemůžeme, pro jejich velké rozměry a také proto, že by na konci horního ramene představovaly velkou zátěž, umístit k jejich pohybovým jednotkám. Na levém konci horního ramene je vytvořena dostatečně velká plocha pro ustavení motorů. Tato robustní skříň nese uvnitř převody (hřídele), které v přechodu skříň do cylindru je nutno převést na vzájemně vložené duté hřídele, které pohyb přenesou až k orientačnímu ústrojí.

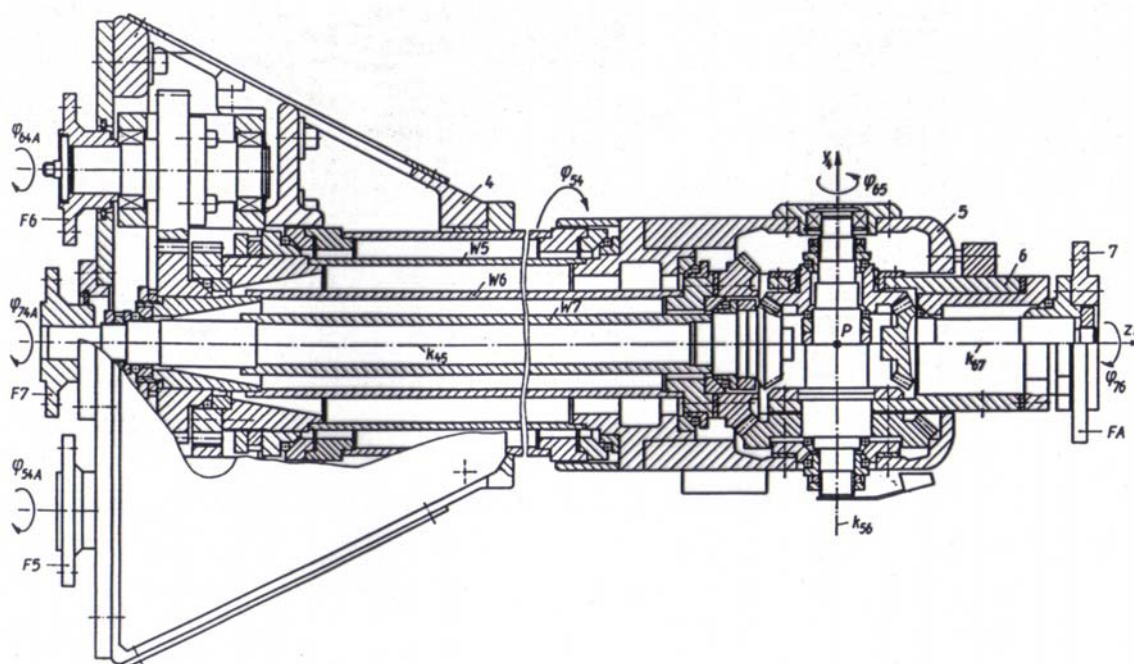
Pokud se tedy týká horního ramene je základní problém k řešení jasný – minimalizovat hmoty ramene a dokázat umístit do ramene převody OÚ. Současně také usilujeme o vyvážení ramene a jeho požadovanou tuhost. U spodního ramene jde o vhodné umístění pohonů k vyvážení ramene, zajištění tuhosti a minimalizaci rozměrů.

Další konstrukce je sférického typu (obr. 5.1.2 – 2) – tyto koncepce se používaly v začátcích robotiky více než v současné době. Evidentně náročnější je řešení horního ramene, což je spojeno s výše uvedenými požadavky.



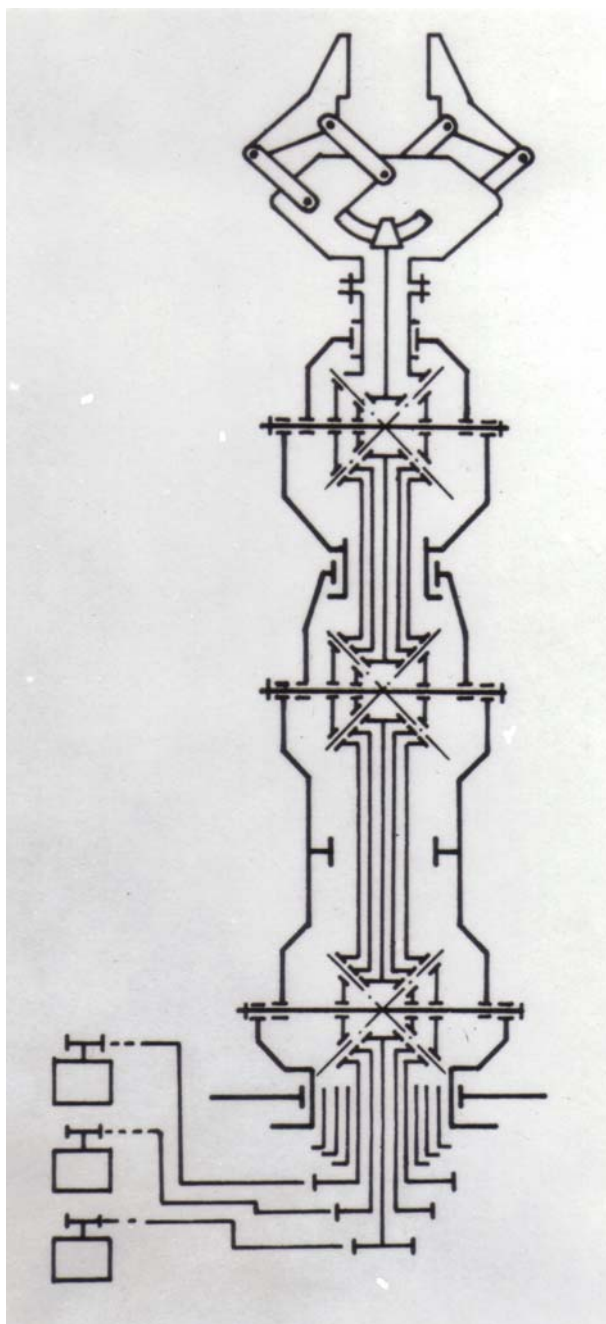
Obr. 5.1.2 – 2 Robot sférické struktury

Jedno z častých řešení konstrukce horního ramene uvedené v obr. 5.1.2 – 3 dokumentuje složitost situace. Na levé straně jsou příruby pro připojení motorů. V části skříně blíže k motorům jsou z nich vyvedeny rotační pohyby, přes ozubená soukolí, na koncentrické



Obr. 5.1.2 – 3 Horní rameno robotu

Hřídele a v první části připojeny k ozubeným kuželovým kolům a přes kuželová soukolí dávají pohyb jednotlivým osám orientačního ústrojí.

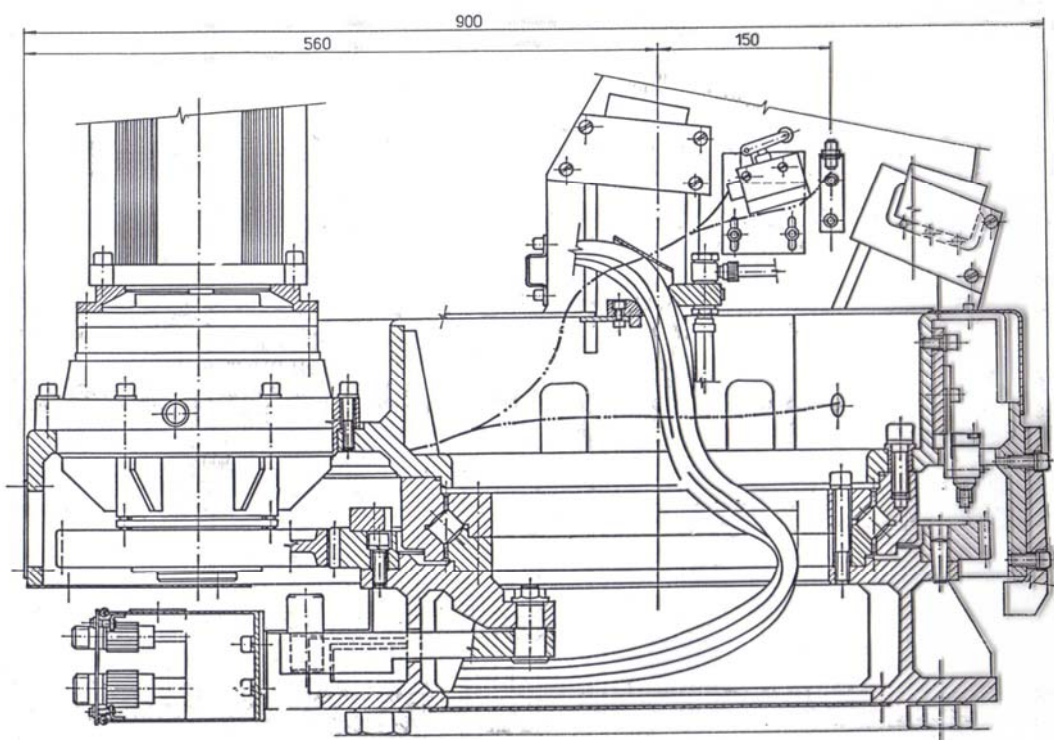


Obr. 5.1.2 – 4 Ramena robotu s motory v základu

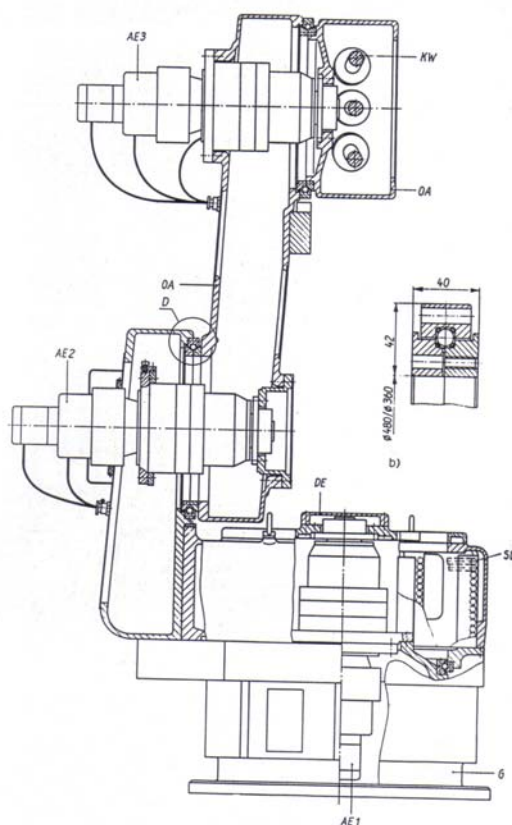
Ještě složitější je řešení ramen, jsou-li všechny motory umístěny v základu. Jde jednak o složitost technologickou – zejména koncentrické hřídele a jejich uložení a také kinematickou, kdy je nutné odstranit ovlivnění rotace kloubů pohyby jednotlivých motorů (obr. 5.1.2 – 4).

Konstrukce prvního stupně volnosti, podobně jako podle obr. 5.1.2 – 1, používá motor s vertikální osou rotace, ale na hřídeli motoru je přímo ozubený pastorek, který zabírá do ozubeného věnce nadstavby (obr. 5.1.2 – 5). Ta je uložena pomocí ložiska se zkříženými válečky. Stojí za povšimnutí vedení kabeláže vnitřním prostorem skříně. Kabeláž dělá často

problém má-li se vést uvnitř spodního a horního ramene a dnes se často umísťují všechny kabely do společného krytí.

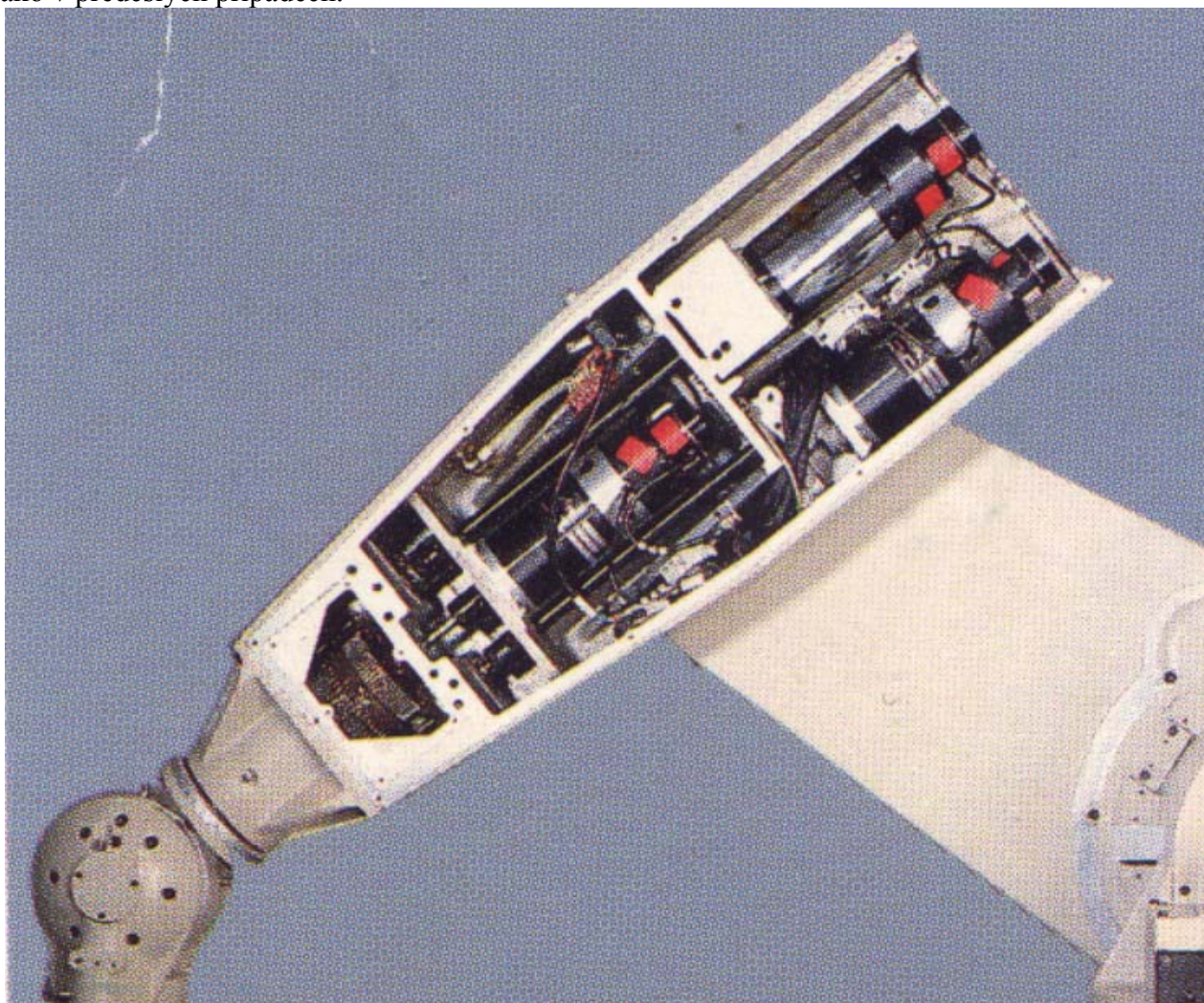


Obr. 5.1.2 – 5 Konstrukce prvního stupně volnosti



Obr. 5.1.2 – 6 Konstrukce spodního ramene robotu

Konstrukce podle obr. 5.1.2 – 6 používá pro první stupeň volnosti motor s vertikální osou vložený ve skříni, což je vhodnější, z hlediska využití pracovního prostoru, než motor mimo skříň, jako v předešlých případech.

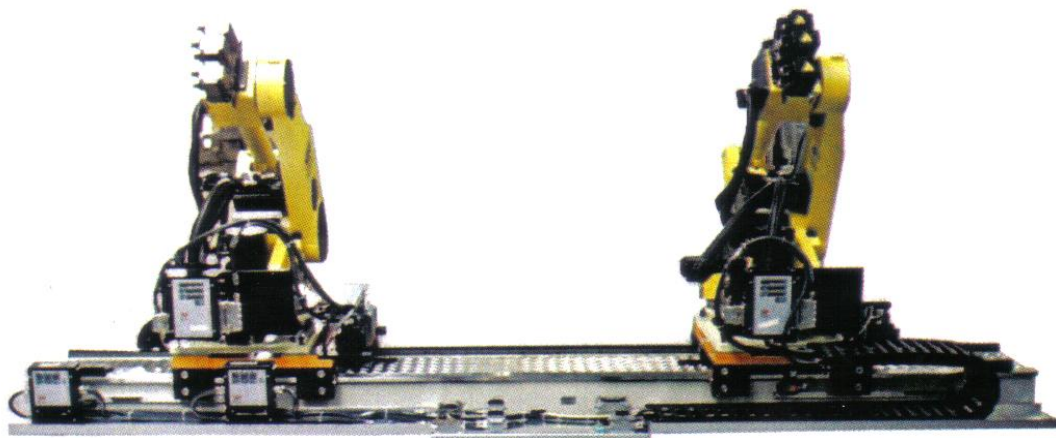


Obr. 5.1.2 – 7 Využití vnitřního prostoru ramene

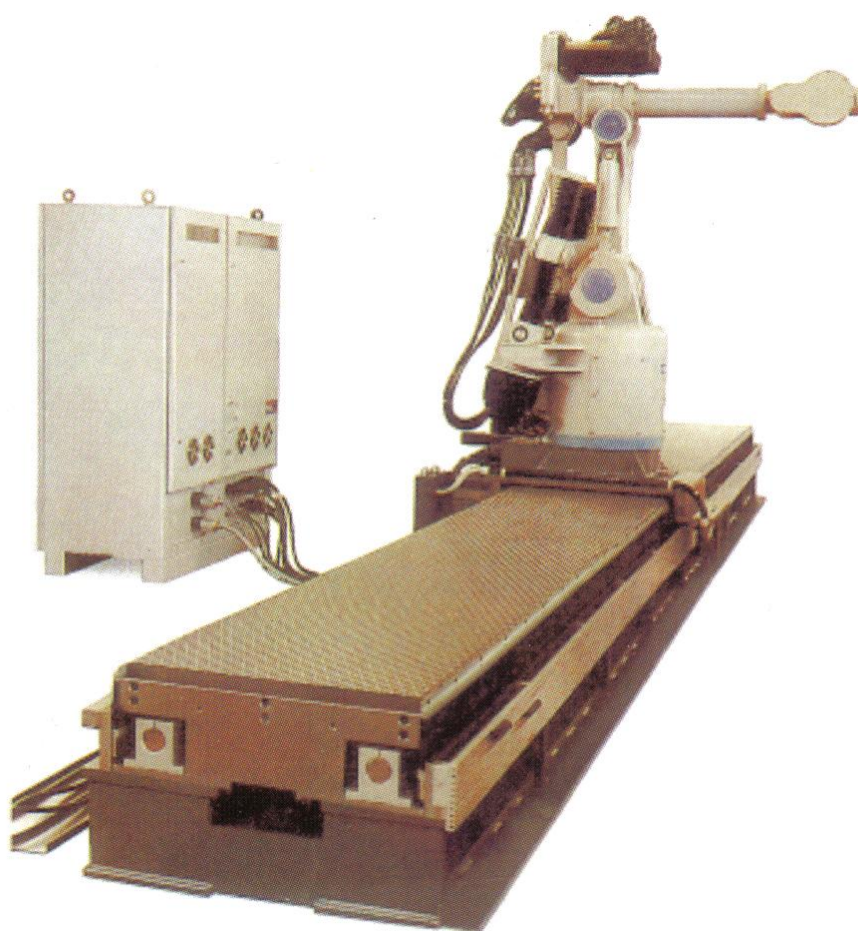
Neobvyklé řešení vnitřního prostoru ramene PR menší nosnosti a rozměrů ukazuje jeho přeplněnost. Větší část vyplňují 3 motory orientačního ústrojí a kabeláž. V přední části ramene jsou vidět převody na koncentrické osy. Dále si všimněme žeber, které zvyšují tuhost ramene.

Pojezdová ústrojí PR se nepoužívají často, ale mohou být ekonomicky oprávněným řešením. Vlastní pohybová jednotka je konstruována na bázi stejných prvků a principů, které byly uvedeny pro polohovací ústrojí (obr. 5.1.2 – 8, 9).

Porovnejme dále 2 provedení robotů podle obr. 5.1.2 – 10 a obr. 5.1.1 – 4. V prvním je vedení kabeláže zcela vně konstrukce ramen, což může být nevýhodné ve stísněném prostoru. Druhý využívá výhodně úpravy spodního ramene, které je částečně uzavřené, čímž se zvýšila tuhost, ale také je zde chráněná kabeláž. Kabeláž mimo konstrukci je vedena také u robotu Scara (obr. 5.1.2 – 10).



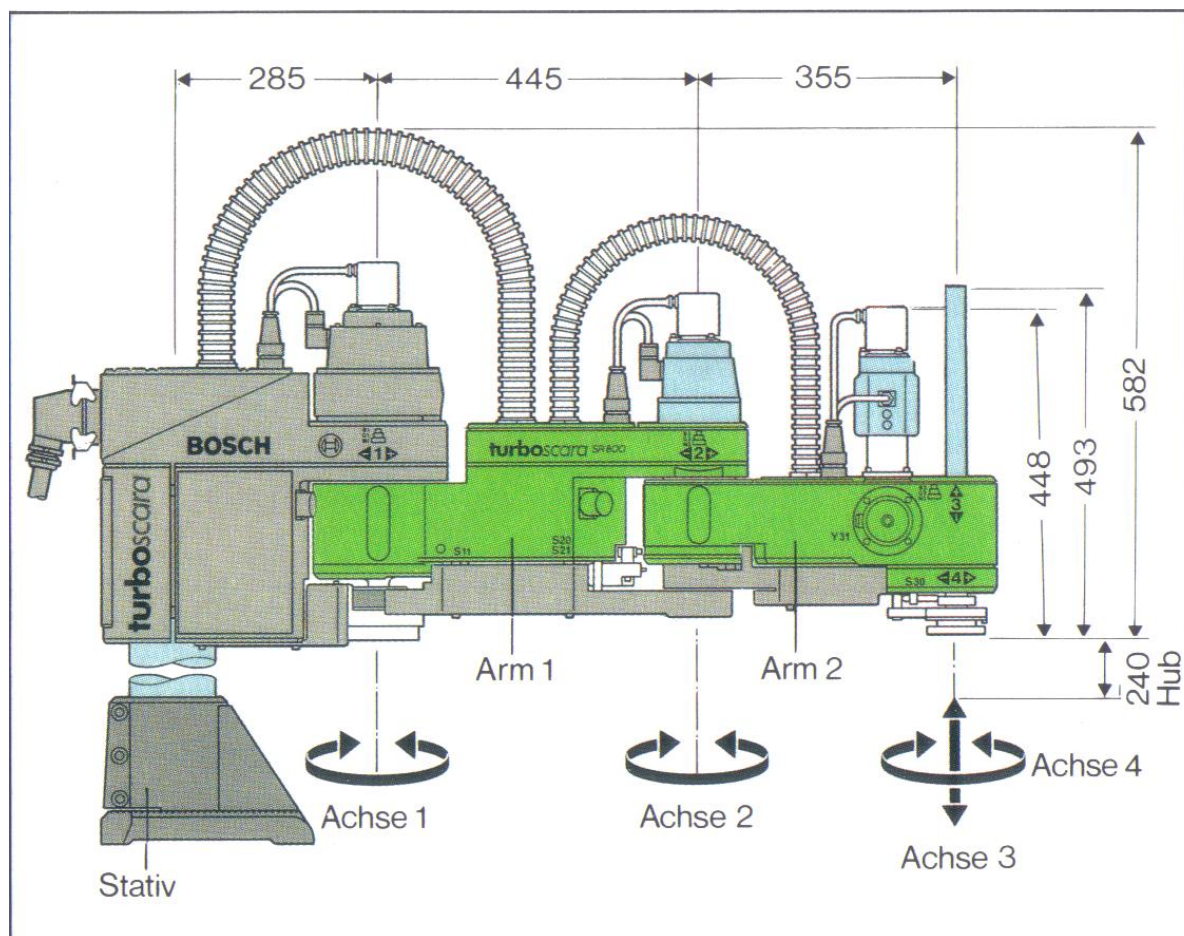
Obr. 5.1.2 – 8 Pojezdová jednotka pro 2 roboty



Obr. 5.1.2 – 9 Pojezdová jednotka pro obsluhu 2 strojů



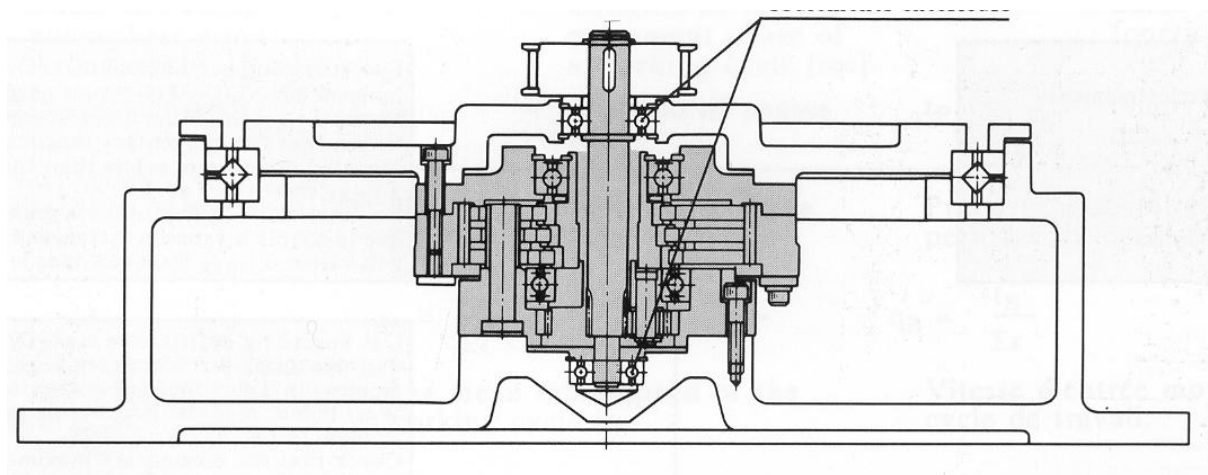
Obr. 5.1.2 – 10 Angulární robot s kabeláží vně konstrukce ramen



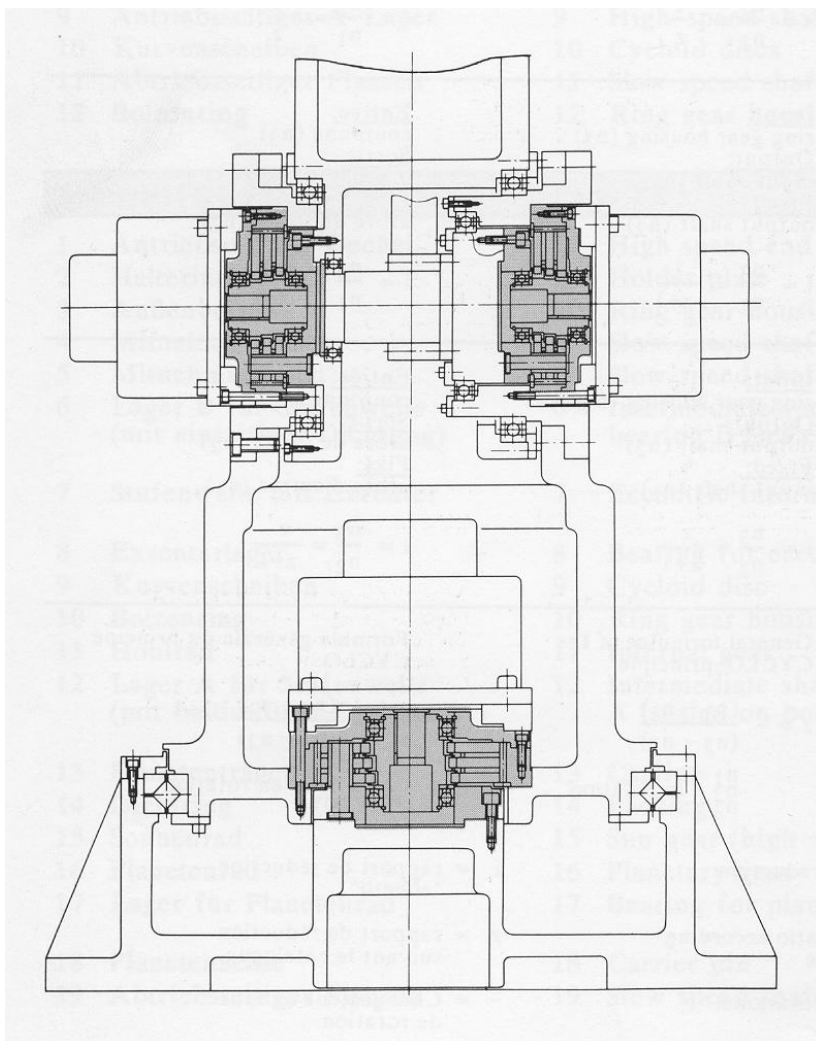
Obr. 5.1.2 – 10 Scara robot

Konstrukční provedení kloubů

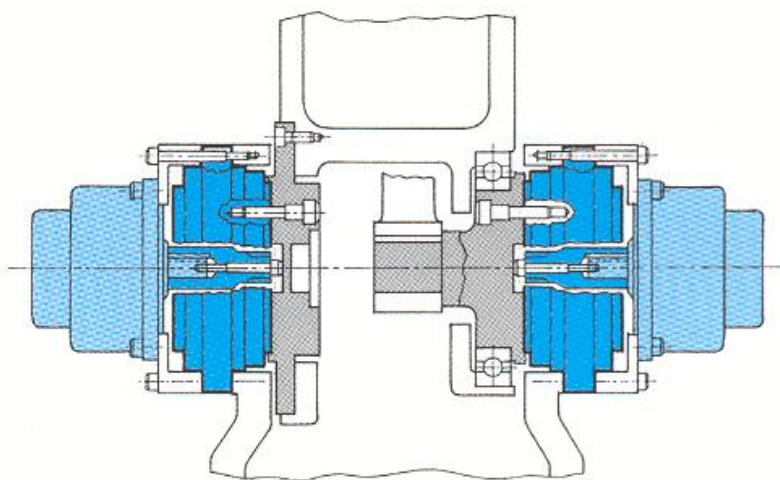
Klouby současných robotů s elektropohony prakticky bez výjimky pracují buď s cyklopřevody, nebo s harmonickými převody propojenými s motorem. Některé příklady kloubů s cyklopřevody jsou uvedeny v obr. 5.1.2 – 11 až 15.



Obr. 5.1.2 – 11 Kloub prvního stupně volnosti angulárního robotu

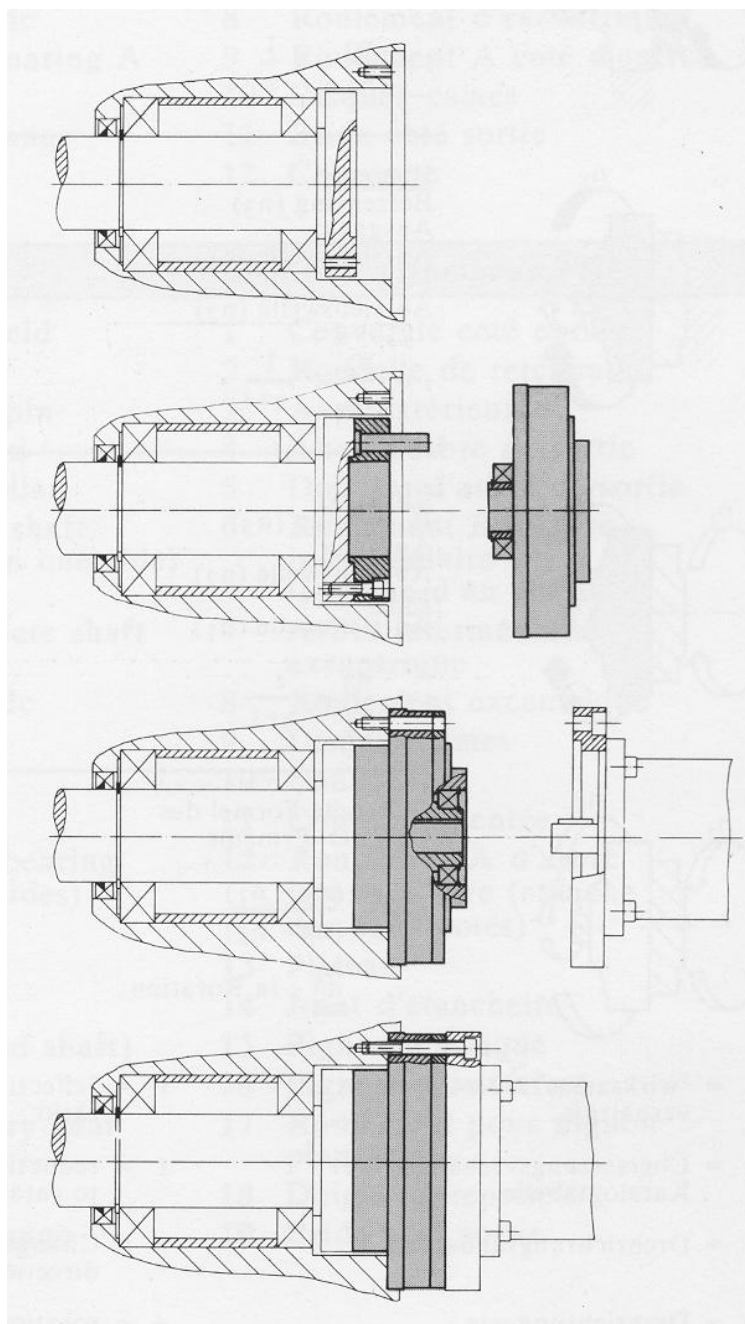


Levý motor pohání
hřídel v ose – otáčí
spodním ramenem,
pravý motor přenáší
motor do vyššího
kloubu a otáčí horním
ramenem

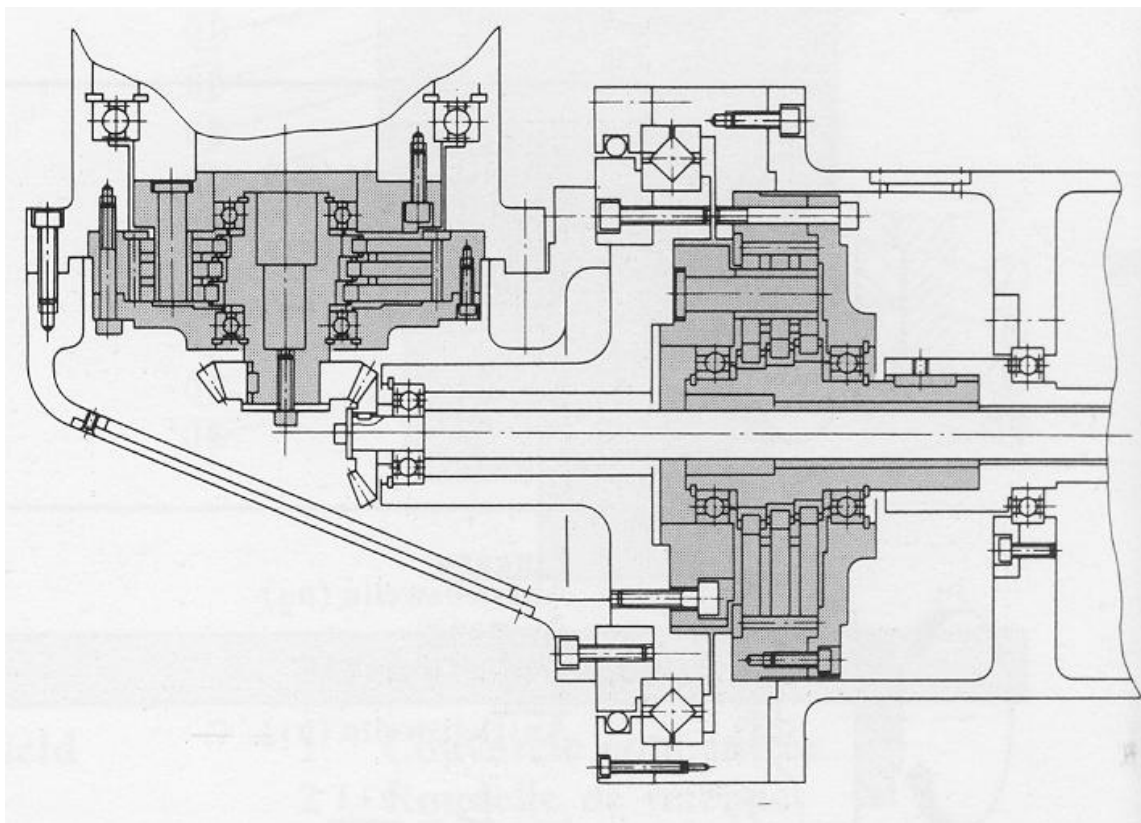


Způsob připevnění
motorů s
převodovkou

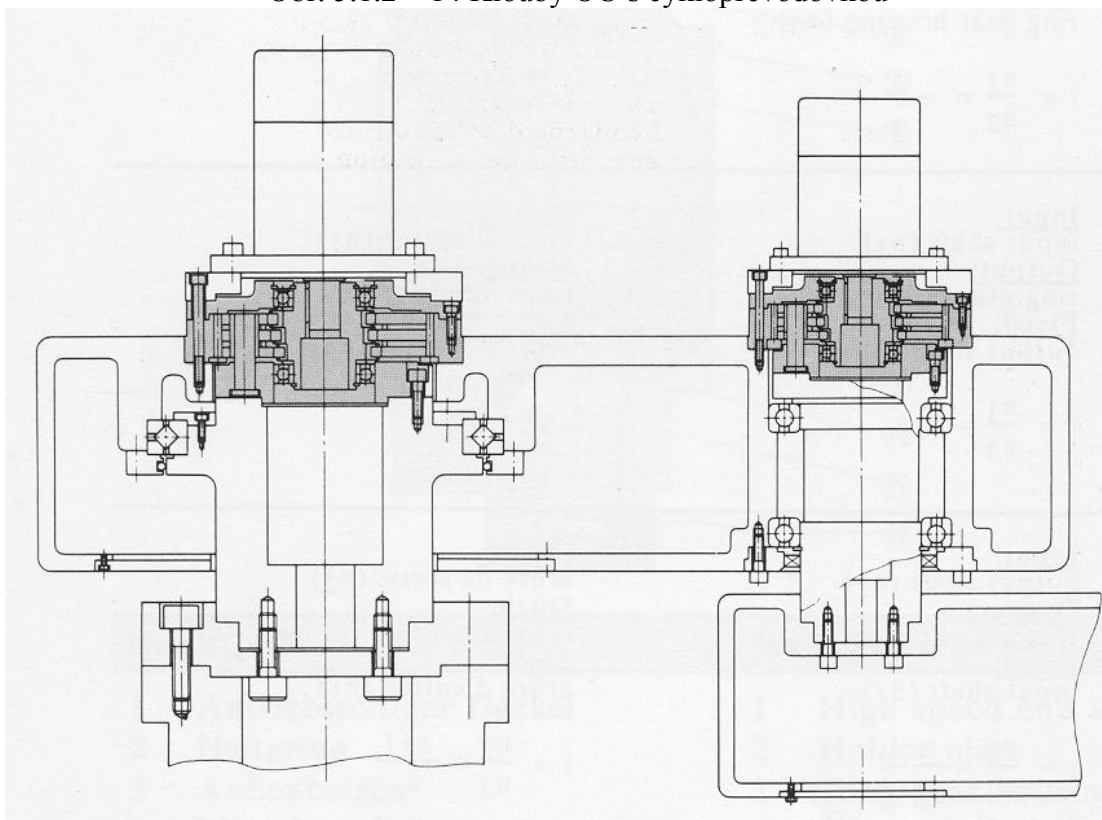
Obr. 5.1.2 – 12 Kloub druhého a třetího stupně volnosti angulárního robotu



Obr. 5.1.2 – 13 Postup montáže převodovky a motoru



Obr. 5.1.2 – 14 Klouby OÚ s cyklořevodovkou



Obr. 5.1.2 – 15 Klouby Scara robotu



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste poznali nové pojmy:

Druhy robotů

Ramena robotů

Klouby robotů



Kontrolní otázka

- 1) Jaká ramena jsou vhodná pro rotační pohyb??
- 2) Jaké převody se užívají nejčastěji v kloubech robotů??



Úkol k řešení

- 1) Vypracujte přehled výrobního sortimentu robotu ve 3 zahraničních firmách.

5.2. VÝPOČTY PRVKŮ NOSNÉHO SUBSYSTÉMU MANIPULÁTORU ROBOTU

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s výpočty pohybových jednotek průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Kontrolní výpočty prvků nosného subsystému Po jejich prostudování budete schopni provádět jednoduché výpočty a pochopíte smysl a podstatu prováděných výpočtů prvků nosného subsystému	Cíle kapitoly
Nosný subsystém, výpočty prvků, nosník, rameno, zatížení	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut



VÝKLAD

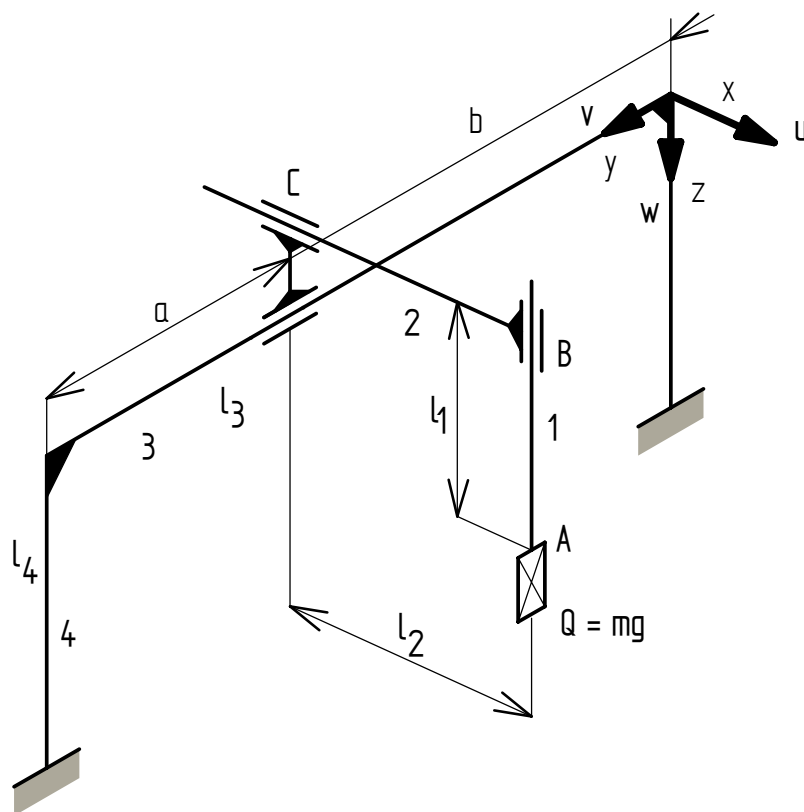
5.2.1. Kontrolní výpočty prvků nosného subsystému

Kontrolní výpočet následuje po dokončení předběžného návrhu akčního subsystému robotu, kdy jsou známy tvary prvků a materiály, z nichž jsou vyrobeny a vyšetřeny síly a momenty na ně působící. Mezními stavy, které musíme respektovat a výpočtem prokázat jejich dodržení jsou deformace, které pro určitou skupinu úloh v praxi jsou maximálně přípustné. Kontrola tedy musí prokázat určitou tuhost konstrukce. Kontrola pevnosti zpravidla prokáže, při splnění podmínky tuhosti, velkou bezpečnostní rezervu, nicméně průkaz pevnosti jsme povinni provést a doložit.

V současné době je již běžné provádění všech výpočtů s podporou výpočetní techniky a speciálních softwarových systémů. Nicméně je třeba znát i základní analytické postupy, potřebné pro kontrolu výsledků dosažených na počítači a také pro vyjasnění správnosti zadání pro výpočet.

Pro provádění analytických výpočtů je samozřejmě nezbytné oživit a případně doplnit poznatky z mechaniky a pružnosti a pevnosti ze základu studia.

Jako příklad uveďme postup kontrolního výpočtu prvků polohovacího ústrojí kartézského systému s příčnickem.


Obr. 5.2.3 – 1 Výpočtové schéma manipulátoru T_y , T_x , T_z ,

Výpočet provádíme ve směru od užitečné zátěže, tj. objektu manipulace včetně efektoru a orientačního ústrojí, což jsou nejvýznamnější zátěžové účinky. V našem případě budeme brát v úvahu pouze gravitační účinky. To by mohl být v praxi případ pro roboty pracující s velkými nosnostmi a malými hodnotami zrychlení v jednotlivých osách. Pro roboty s vysokými dynamickými parametry bychom tyto účinky museli započítat, avšak podstata výpočtu zůstane stejná. Do účinků zahrneme i vlastní tíhu jednotlivých prvků nosného subsystému. Klouby uvažujeme jako absolutně tuhé a v praxi bychom si testováním svých konstrukcí museli ověřit, nakolik jsme tento předpoklad splnili, případně jak bychom museli nesplnění tohoto požadavku promítnout do výpočtu. Existuje řada modelů tohoto výpočtu. V současných konstrukcích většinou platí, že reálná tuhost kloubů je řádově stejná jako tuhost nosných prvků.

Výpočtem zjišťujeme (obr. 5.2.3 – 1 až 5.2.3 – 16.) postupně deformace jednotlivých prvků a na závěr zjistíme vektor výsledné deformace. Vertikální člen 1 je namáhán tahem v ose z (obr. 5.2.3 – 2).

člen 1 : tah

q_1 - tíha délkové jednotky

$$\text{posuv } \Delta l_{AB} = Q \frac{l_1}{ES_1} + \frac{1}{2} q_1 l_1 \frac{l_1}{ES_1}$$

Kontrolujeme vertikální člen 1 na tah od kumulované zátěže Q na konci polohovacího ústrojí a tíhového účinku konstrukce tohoto členu při maximálním vysunutí

Deformace (posuv) mezi místy AB a napětí v místě B

$$\text{napětí } \sigma_I = \frac{Q}{S_I} + \frac{q_I z_I}{S_I}$$

Obr. 5.2.3 – 2 Kontrola prvku 1 polohovacího ústrojí (v ose z)

Prvek 2 je namáhán ohybem z kumulované zátěže včetně tíhy členu 1 a samozřejmě i příslušného započítání tíhových účinků prvku 2 (obr. 5.2.3 – 3). Tento prvek uvažujeme jako vetknutý (je nutné konstrukčně zajistit a ověřit) v místě C (obr. 5.2.3 – 1 a 3).

Průhyb a úhel natočení v místě B, na konci prvku 2, z Mohrova – Maxwellova integrálu pro průhyb platí

$$\delta = \int_s \frac{M_{(s)} \cdot \overline{M}_{F(s)}}{EJ} d_s$$

pro úhel natočení

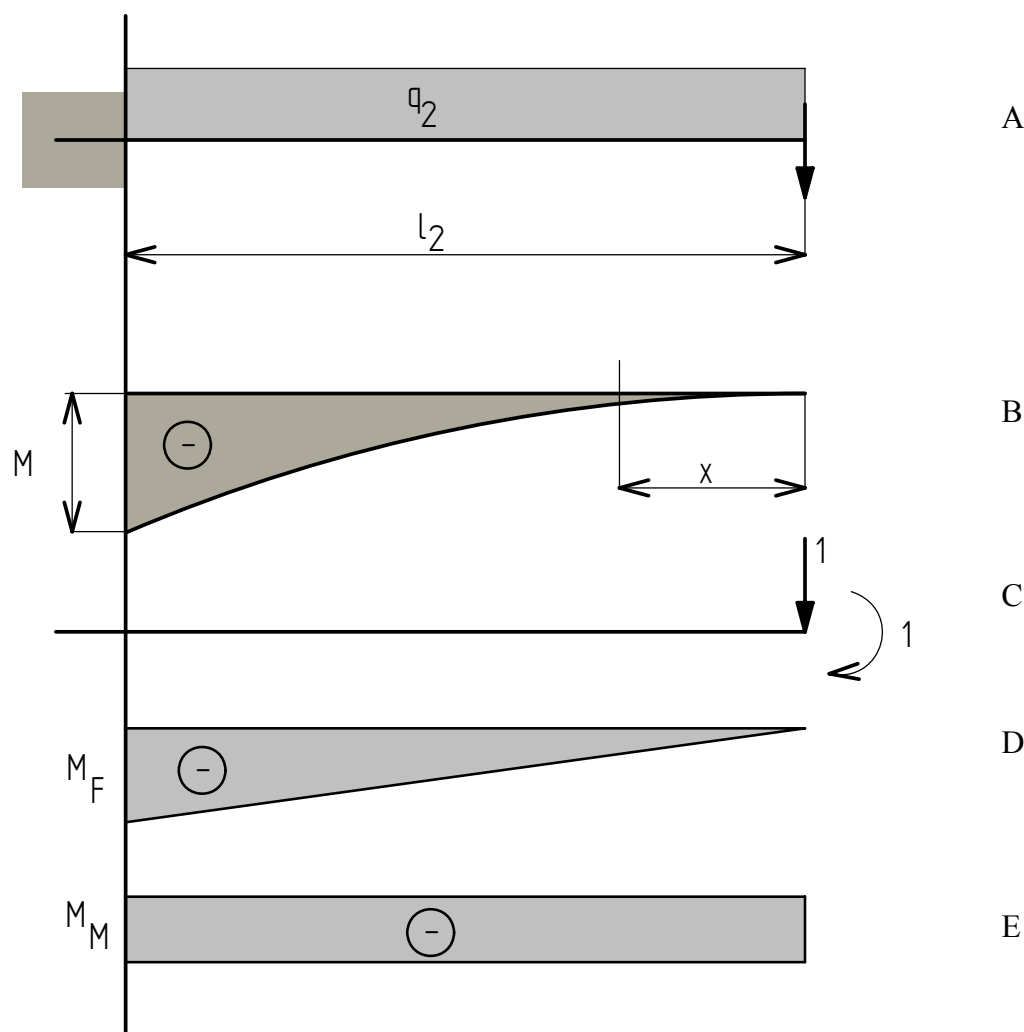
$$\varphi = \int_s \frac{M_{(s)} \cdot \overline{M}_{M(s)}}{EJ} d_s$$

M_x je moment od vnějšího zatížení

$\overline{M}_F$ je fiktivní moment od jednotkové síly v místě a směru hledaného průhybu

$\overline{M}_M$ je fiktivní jednotkový moment v místě a směru hledaného úhlu natočení

Obr. 5.2.3 – 3 Použitý aparát pro výpočet



Obr. 5.2.3 – 4 Schémata k výpočtu prvku 2

Potřebné vztahy (obr. 5.2.3 – 5) vyjádříme pomocí schémat obr. 5.2.3 – 4 A – E.

v místě x ...

$$M_{(x)} = -(Q + q_1 l_1)x - \frac{q_2 x^2}{2}$$

$$\bar{M}_{F(x)} = 1 \cdot (-x) = -x$$

$$\bar{M}_{M(x)} = -1$$

$$\delta = w_{2,B} = \frac{1}{EJ_2} \int_0^{l_2} \left[(Q + q_1 l_1)x + \frac{q_2 x^2}{2} \right] x dx =$$

$$= \frac{1}{EJ_2} \left[(Q + q_2 l_2) \frac{l_2^3}{3} + \frac{q_2 l_2^4}{8} \right]$$

Na pravém konci nosníku (obr. 5.2.3 A) působí síla $Q + q_1 l_1$ a po délce člena 2 jednotkové zatížení q_2

Na fiktivním nosníku (obr. C) fiktivní síla a moment

Průběhy momentů pro místo x jsou vlevo s maximálními hodnotami na levém okraji nosníku (obr. B, D, E)

Průhyb v místě B o velikosti $w_{2,B}$ a úhel natočení tamtéž

E modul pružnosti v tahu

J_2 moment setrvačnosti vzhledem k ose y

$$\varphi_{2,B} = \frac{1}{EJ_2} \int_0^{l_2} \left[(Q + q_1 l_1) x + \frac{q_2 x^2}{2} \right] \cdot 1 \cdot dx =$$

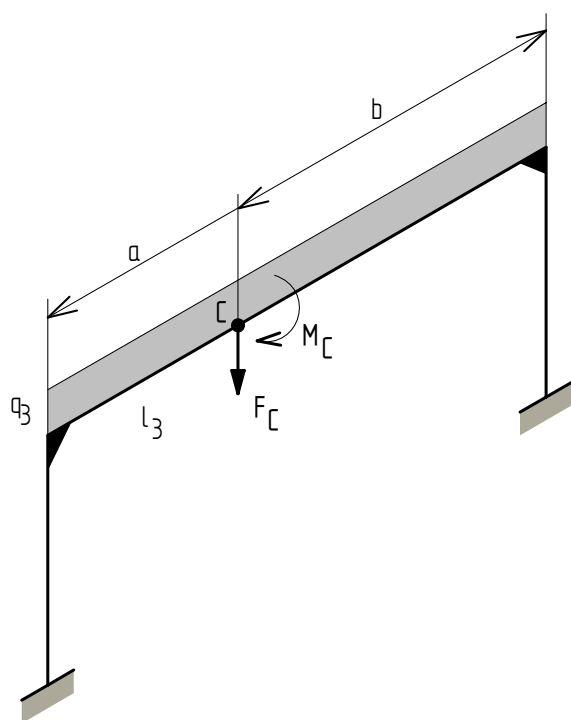
$$= \frac{1}{EJ_2} \left[(Q + q_1 l_1) \frac{l_2^2}{2} + \frac{q_2 l_2^3}{6} \right]$$

$$\sigma_{2(x)} = \frac{M_{(x)}}{\omega_{02}} = \frac{(Q + q_1 l_1) x + \frac{q_2 x^2}{2}}{\omega_{02}}$$

Napětí v prvku 2, v místě x

Obr. 5.2.3 – 5 Vztahy pro výpočet momentů, průhybu a úhlu natočení na prvku 2

K posouzení příčnicku – prvku 3 – podle .obr. 5.2.3 – 6 uplatníme model nosníku na obou stranách vetknutého, což je nutné opět konstrukčně zajistit vyztužením vazeb mezi stojany a příčnickem a tím, že stojany mají podstatně větší tuhost než příčník.. Příčník je zatížen silou F_C a momentem M_C , které lze stanovit z předchozího postupu.

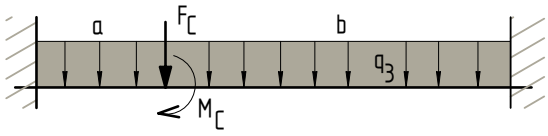
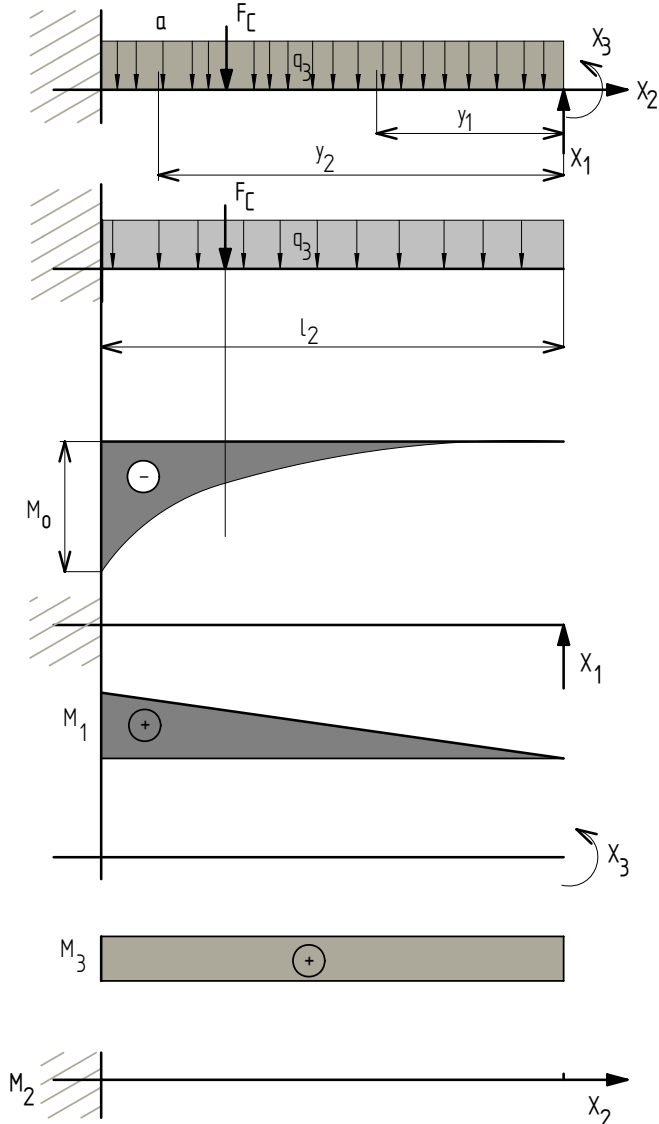


$$F_c = Q + q_1 l_1 + q_2 l_2$$

$$M_c = (Q + q_1 l_1) l_2 + \frac{q_2 l_2^2}{2}$$

q_3 - tíha délkové jednotky

Obr. 5.2.3 – 6 Zatížení a příprava modelu výpočtu příčnicku

	Vetknutý nosník je 3x staticky neurčitý, je ohýbán a kroucen. K řešení použijeme metody kanonických rovnic (metody minima deformační energie).
	Vetknutí na jedné straně nahradíme 3 neznámými staticky neurčitými veličinami X_1, X_2, X_3, a zavedeme 3 systémy - ekvivalentní (základní) - nulový (pomocný) - jednotkový (pomocný) Ekvivalentní systém řeší problém statické neurčitosti zavedením neznámých X_i. Jednotkový systém spočívá v zavedení velikosti neznámých $X_i = 1$. A nulový systém dosáhneme zavedením některé z veličin X_i tak, že výsledný účinek bude 0 ($M_2 = 0$).

Obr. 5.2.3 – 7 Schémata k výpočtu příčnicku	
---	--

K aplikaci metody kanonických rovnic potřebujeme vyjádřit průběhy všech zavedených ohybových momentů podle obr. 5.2.3 – 7.

$$F_c = Q + q_1 l_1 + q_2 l_2$$

$$M_c = (Q + q_1 l_1) l_2 + q_2 l_2^2 / 2$$

Na příčník působí síla, vyvolávající jeho ohyb F_c a moment M_c , který příčník zkrucuje

$$M_{0(y_1)} = -\frac{q_3 \cdot y_1^2}{2}$$

pro $0 \leq y_1 \leq b$

$$M_{1(y_1)} = 1 \cdot y_1$$

$$M_{2(y_1)} = 0$$

$$M_{3(y_1)} = 1$$

$$M_{0(y_2)} = -\frac{q_3 \cdot y_2^2}{2} - F_c (y_2 - b)$$

pro $b \leq y_2 \leq a + b$

$$M_{1(y_2)} = y_2$$

$$M_{2(y_2)} = 0$$

$$M_{3(y_2)} = 1$$

Obr. 5.2.3 – 8 Ohybové momenty po délce příčnicku

K dalšímu postupu připomeňme podstatu metody kanonických rovnic.

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + a_{10} = 0$$

$$a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + a_{20} = 0$$

$$a_{31}x_1 + a_{32}x_2 + a_{33}x_3 + a_{30} = 0$$

Každá z rovnic vyjadřuje podmínku, že ve staticky neurčité soustavě jsou zobecněné posuvy, odpovídající každé z neznámých zobecněných sil X_i rovny 0.

a_{ij} - jsou zobecněné posuvy v základní soustavě ve směru i -té neznámé zobecněné síly X_i a také od působících sil X_j , což pro $j = 0$ znamená sílu F_c

Zobecněné posuvy a_{ij} lze určovat libovolným známým způsobem.

a_{ij} od síly F (např. a_{10}) závisí na zadaných silách, na geometrii soustavy a výběru základní soustavy a mohou být kladné, záporné i 0.

a_{ij} od síly X nezávisí na zadaných silách, závisí na geometrii soustavy a výběru neznámých staticky neurčitých veličin a platí, že

a_{ij} pro $i = j$ (tzv. hlavní součinitel) je vždy větší než 0

a_{ij} pro $i \neq j$ (tzv. postranní součinitel) může být kladný, záporný i 0.

Při výběru soustavy usilujeme o to, aby co nejvíce prvků bylo 0.

Obr. 5.2.3 – 9 Uplatnění metody kanonických rovnic

Výpočty součinitelů a_{ij} provedme pomocí Mohrova – Maxwellova integrálu

$$a_{ij} = \int_s \frac{M_{i(s)} M_{j(s)}}{EJ} d_s$$

$$a_{11} = \frac{1}{EJ_3} \left[\int_0^b y_1^2 dy_1 + \int_b^{a+b} y_2^2 dy_2 \right] = \frac{1}{3} \frac{(a+b)^3}{EJ_3}$$

$$i=1, j=1$$

$$a_{12} = a_{21} = 0 \quad (M_2 = 0)$$

$$a_{23} = a_{32} = 0$$

$$a_{20} = 0$$

$$a_{13} = a_{31} = \frac{1}{EJ_3} \left[\int_0^b y_1 \cdot 1 \cdot dy_1 + \int_b^{a+b} y_2 \cdot 1 \cdot dy_2 \right] = \frac{1}{2} \frac{(a+b)^2}{EJ_3}$$

$$a_{22} = 0$$

$$a_{10} = \frac{1}{EJ_3} \left[\int_0^b y_1 \left(-q_3 \frac{y_1^2}{2} \right) dy_1 + \int_b^{a+b} y_2 \left\{ -q_3 \frac{y_2^2}{2} - F_c (y_2 - b) \right\} dy_2 \right] =$$

$$= -\frac{q_3}{8EJ_3} (a+b)^4 - F_c \frac{a^2}{6EJ_3} (2a+3b)$$

$$a_{30} = \frac{1}{EJ_3} \left[\int_0^b 1 \cdot \left(-q_3 \frac{y_1^2}{2} \right) dy_1 + \int_b^{a+b} 1 \cdot \left\{ -q_3 \frac{y_2^2}{2} - F_c (y_2 - b) \right\} dy_2 \right] =$$

$$= -\frac{q_3}{6EJ_3} (a+b)^3 - F_c \frac{a^2}{2EJ_3}$$

$$a_{33} = \frac{1}{EJ_3} \left[\int_0^b 1 \cdot 1 \cdot dy_1 + \int_b^{a+b} 1 \cdot 1 \cdot dy_2 \right] = a+b = l_3$$

Obr. 5.2.3 – 10 Výpočet hodnot a_{ij}

Dosazením součinitelů a_{ij} do kanonických rovnic stanovíme neznámé veličiny X_1 a X_3

$$\begin{aligned} 8(a+b)^3 X_1 + 12(a+b)^2 X_3 &= 3q_3(a+b)^4 + 4F_c a^2 (2a+3b) \\ 3(a+b)^2 X_1 + 6(a+b) X_3 &= q_3(a+b)^3 + 3F_c a^2 \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{Po dosazení do kanonických} \\ \text{rovnic a eliminaci } X_2 \end{array}$$

$$X_1 = \frac{1}{2} q_3 (a+b) + F_c a^2 \frac{(a+3b)}{(a+b)^3}$$

$$X_3 = -\frac{q_3}{12} (a+b)^2 - F_c \frac{a^2 b}{(a+b)^2}$$

Stanovíme neznámé veličiny

Obr. 5.2.3 – 11 Výpočet neznámých veličin X_1 a X_3

Výsledný průběh ohybových momentů v jednotlivých polích příčniku je pak následující

$$y_1: M(y_1) = X_1 y_1 + X_3 - \frac{q_3 y_1^2}{2}$$

Průběh ohybových momentů po délce příčniku

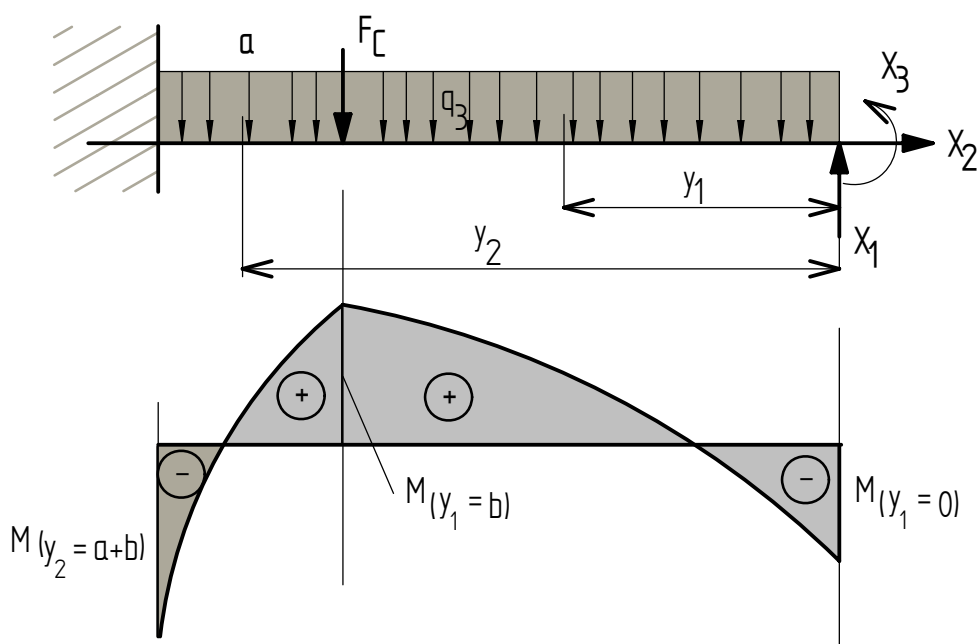
$$y_2: M(y_2) = X_1 y_2 + X_3 - \frac{q_3 y_2^2}{2} - F_c (y_2 - b)$$

$$M(y_1 = 0) = X_3$$

Pro vybrané body po délce příčniku určíme hodnoty momentů

$$M(y_1 = b) = X_1 \cdot b + X_3 - \frac{q_3 \cdot b^2}{2}$$

$$M(y_2 = a + b) = X_1 (a + b) + X_3 - \frac{q_3 (a + b)^2}{2} - F_c \cdot a$$



Obr. 5.2.3 – 12 Stanovení průběhu ohybového momentu po délce příčniku

Stanovení průhybu a úhlu natočení příčniku v místě C, s využitím zjištěného průběhu ohybového momentu lze provést Mohrovou metodou (statická analogie):

$$\delta = \frac{M_f}{EJ};$$

$$\varphi = \frac{T_f}{EJ};$$

δ je průhyb dle Mohrovy metody

φ je úhel natočení

kde M_f je fiktivní moment

a T_f je fiktivní posouvající síla ve vyšetřovaném místě C

$$q_f(y) \equiv M(y)$$

obě hodnoty stanovíme z fiktivního zatížení po délce příčnicku q_f , které se rovná zjištěnému ohybovému momentu.

$$q_f(y_1) = M(y_2) = X_1 y_1 + X_3 - q_3 \frac{y_1^2}{2}$$

$$= \frac{1}{2} q_3 (a+b) y_1 + F_c \frac{a^2 (a+3b)}{(a+b)^2} y_1 - \frac{q_3}{12} (a+b)^2 -$$

Viz obr. 5.2.3

$$-F_c \frac{a^2 b}{(a+b)^2} - \frac{q_3}{2} y_1^2$$

$$T_{f,c} = \int_0^b q_f(y_1) dy_1 = \frac{1}{12} q_3 ab(b-a) + \frac{F_c}{2} \frac{a^2 b^2 (b-a)}{(a+b)^3}$$

$$M_{f,c} = \int_0^b q_f(y_1)(b-y_1) dy_1 = \frac{q_3 a^2 b^2}{24} + F_c \frac{a^3 b^3}{3(a+b)^3}$$

Provedení integrace po dosazení za q_f

A dosazení do vzorců pro průhyb a úhel natočení zjistíme

δ_C

φ_C

Obr. 5.2.3 – 13 Stanovení průhybu a úhlu natočení b bodu C příčnicku

Výpočet deformací příčnicku doplníme výpočtem napětí ve zvoleném místě příčnicku

$$\sigma_3(y_1) = \frac{M(y_1)}{w_{3\sigma}}$$

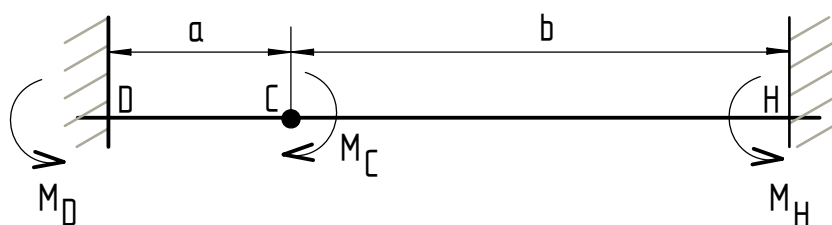
$$0 \leq y_1 \leq b$$

$$\sigma_3(y_2) = \frac{M(y_2)}{w_{3\sigma}}$$

$$b \leq y_2 \leq (a+b)$$

Obr. 5.2.3 – 14 Stanovení napětí v krajních vláknech příčnicku

Posledním zdrojem deformace příčnicku je moment M_C , který jsme vypočítali v obr. 5.2.3 – 6 a který vyvolává jeho kroucení.



Momenty působí kolmo k ose nosníku a platí pro ně momentová podmínka

$$M_H - M_C + M_D = 0$$

$$M_H, M_D = ?$$

úloha je jednou staticky neurčitá

Proto doplníme deformační podmínku

$$\varphi_{k,HD} = 0$$

$$\varphi_{k,HD} = \varphi_{k,HC} + \varphi_{k,CD} = 0$$

z principu
superpozice platí

$$\phi_{k,HC} = \frac{M_{k,HC} \cdot b}{G J p_3} = \frac{M_H \cdot b}{G J p_3}$$

$$\phi_{k,CD} = \frac{(M_H - M_C) a}{G J p_3}$$

což dosadíme do
deformační
podmínky

$$M_H \cdot b + (M_H - M_C) a = 0$$

$$M_H = \frac{M_C \cdot a}{a + b}; \quad M_D = \frac{M_C \cdot b}{a + b}$$

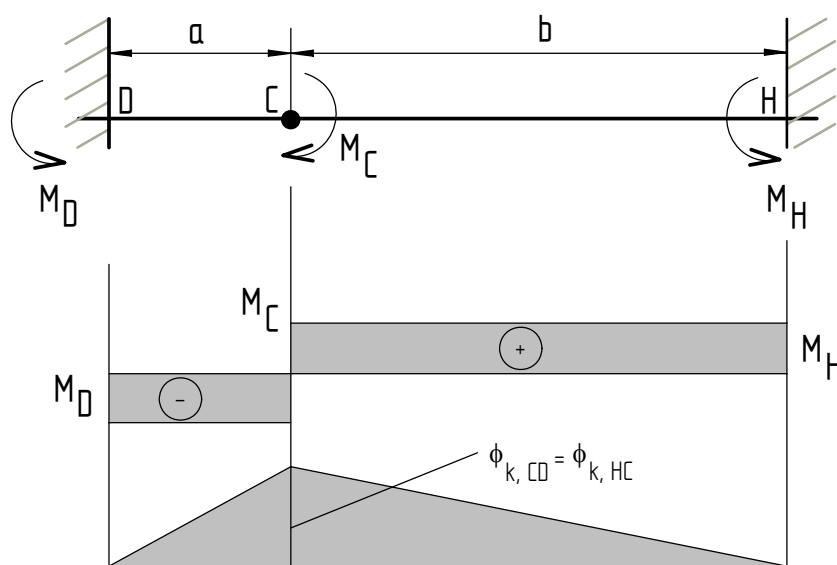
$$\varphi_{k,C} = \varphi_{k,HC} = \frac{M_H \cdot b}{G J p_{III}} =$$

$$= \frac{M_C \cdot a \cdot b}{(a + b) G J p_{III}}$$

pak úhel zkroucení
průřezu v místě C

$$\tau_C = \frac{M_k}{w_k} = \frac{M_C}{w_k}$$

a vyvolané
smykové napětí
tamtéž



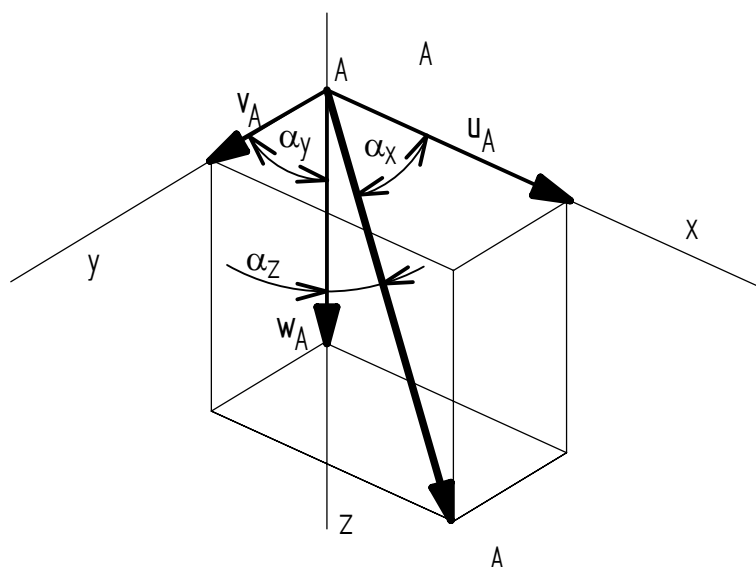
Průběh momentů

Průběh úhlu
zkroucení

Obr. 5.2.3 – 15 Stanovení momentů a úhlů zkroucení

Na závěr kontrolního výpočtu, při němž jsme zjistili velikosti napětí a můžeme je porovnat s hodnotami přípustnými pro zvolený materiál příčnicku, musíme zjistit výslednou deformaci na konci posledního ramene (bod A), kde připojujeme přes orientační ústrojí efektor. Evidentně musí být tento údaj doplněn o vlivy těchto částí manipulátoru.

Podle obr. 5.2.3 – 1 jsme zavedli kartézský souřadný systém a pojmenovali deformace v jednotlivých osách u , v , w a jejich směrové úhly

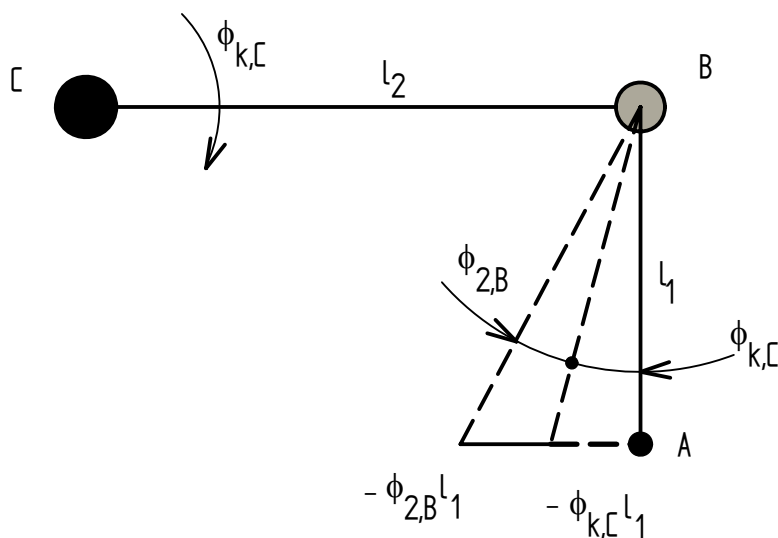


$$u_A = -\varphi_{k,C} l_1 - \varphi_{2,B} l_1$$

$$v_A = \varphi_{k,C} l_1$$

$$w_A = \Delta l_{AB} + w_{2,B} + w_C + \varphi_{k,C} l_2$$

Z obrázku je zřejmé jak jsme z vypočtených hodnot ve výše uvedeném postupu dospěli k vyjádření jednotlivých výsledných deformací u_A , v_A , w_A ,



$$\delta_A = \sqrt{u_A^2 + v_A^2 + w_A^2}$$

$$\cos \alpha_x = \frac{u_A}{\delta_A}; \cos \alpha_y = \frac{v_A}{\delta_A}; \cos \alpha_z = \frac{w_A}{\delta_A};$$

Celková
(deformace)
směrové úhly

odchylka
 δ_A a

Obr. 5.2.3 – 16 Výsledná deformace polohovacího ústrojí manipulátoru

Demonstrace postupu kontrolního výpočtu manipulátoru robotu, polohujícího v kartézském souřadném systému se může sice zdát poněkud těžkopádná, nicméně je založena na standardních postupech známých z pružnosti a pevnosti a je bez problémů algoritmizovatelná a vytvořením programu např. v MatCadu je možné velmi rychle změnou vstupních parametrů zjistit vhodnější konfiguraci (pokud by předběžný návrh z hlediska tuhosti, resp. přípustných odchylek nevyhověl).

Vzhledem k velkému počtu možných kinematických koncepcí není pochopitelně možné všechny probírat podrobně jako výše uvedený příklad a tím spíše je potřebné vracet se k základům pružnosti a pevnosti. Podrobněji je problematika probírána v navazujícím magisterském studiu.

K zavedené zátěžné síle poznamenejme, že v praxi budeme převážně počítat s dynamickými účinky, které buď převažují nad gravitačními nebo jsou řádově stejné – postup výpočtu zůstává stejný, ale důsledky jsou z hlediska provozu robotu jiné. Statické účinky (gravitační) můžeme vyřešit z hlediska požadované přesnosti pro konkrétní úlohu přeprogramováním úlohy. U dynamických účinků tomu tak není a je nutno činit jiná opatření – změnou tuhosti konstrukce počínaje. O dalších se zmíníme v souvislosti s analýzou kritických parametrů robotů.



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste poznali nové pojmy:

Příčník

Deformace

Mohrův – Maxwellov integrál



Kontrolní otázka

- 1) Jaké druhy deformace se uplatní při výpočtu chyby na efektoru?
- 2) Z jaké zátěže se stanovují deformace nosných prvků?



Úkol k řešení

Proveďte výpočet tuhosti a deformace příčnicku zadaných rozměrů.

5.3. KONSTRUKCE ORIENTAČNÍHO ÚSTROJÍ MANIPULÁTORU ROBOTU

Po úspěšném a aktivním absolvování této KAPITOLY

V této kapitole se seznámíte s konstrukcemi orientačního ústrojí průmyslových robotů. Kapitola je členěna do podkapitol: ▪ Vlastnosti a požadavky ▪ Koncepční řešení OÚ ▪ Konstrukční řešení OÚ Po jejich prostudování porozumíte funkci orientačního ústrojí a pochopíte odlišnosti jednotlivých konstrukcí a jejich důsledkům	Cíle kapitoly
<i>Klouby OÚ, ramena, DOF</i>	Klíčová slova



Čas ke studiu: 90 minut



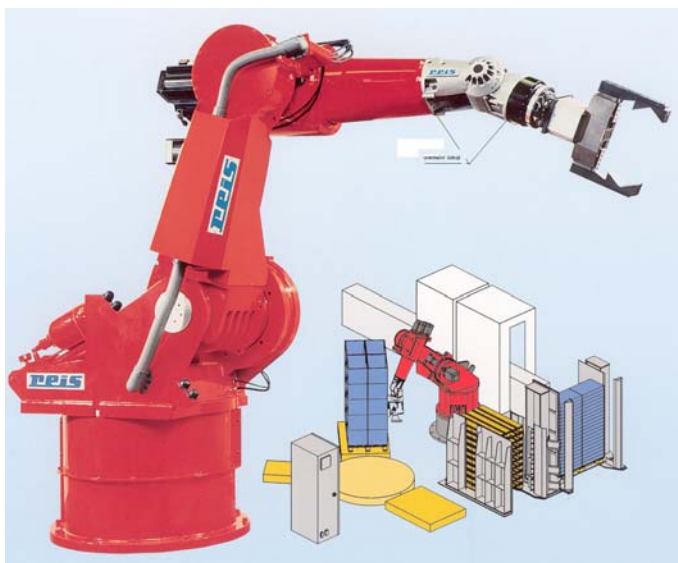
VÝKLAD

Orientační ústrojí (OU), obr. 5.3.1 - 1, ovlivňuje v podstatné míře manipulační vlastnosti robotu. Z hlediska univerzality je nejvýhodnější řešení se třemi rotačními stupni volnosti, ale také nejsložitější. Umístění na konci horního ramene robotu znamená, že uplatňujeme požadavek minimalizace vnějších rozměrů, minimalizace hmotnosti a momentu setrvačnosti.

5.3.1. Vlastnosti a požadavky

Osy tří kloubů OÚ se často navrhují tak, aby se protínaly v bodě, který se označuje jako střed zápěstí. Toto uspořádání vede k úplnému oddělení problému orientace od polohování. Rameno pak umísťuje střed zápěstí někam do primárního pracovního prostoru, zatímco zápěstí řídí orientaci efektoru v okolí tohoto bod.

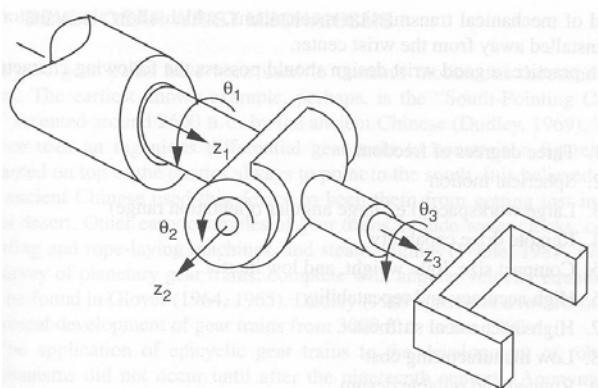
Obr. 5.3.1 - 2 ukazuje kinematickou strukturu se třemi stupni volnosti (je zvykem pro stručnost používat zkratku z anglické terminologie- degree of freedom - DOF), sériového mechanismu zápěstí, se třemi protínajícími se osami kloubů (sférický řetězec), zatímco obr. 5.3.1 - 3 ukazuje zápěstí s malým posunutím mezi osou 1. a 2. kloubu. Teoreticky můžeme umístit jeden motor s redukční převodovkou pro pohon kloubu na každý člen. Toto řešení však vyžaduje motor s převodovkou uzavřít do podskupiny zápěstí, což zvětší setrvačné zatížení motoru podskupiny ramene. Proto je žádoucí použít vloženého převodu, který odsune pohon ze středu (centra) zápěstí.



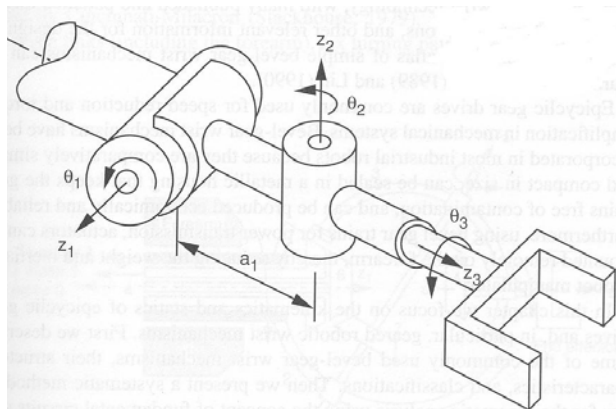
Obr. 5.3.1 – 1 OÚ vyznačená na konci horního ramena

V praxi má mít dobře navržené zápěstí následující charakteristiky:

- 3 stupně volnosti
- sférický pohyb
- velký pracovní prostor (tj. velký úhlový rozsah)
- možnost oddálit pohon
- kompaktní provedení, nízkou hmotnost, malou setrvačnost
- vysokou přesnost a opakovatelnost
- vysokou tuhost
- nízké výrobní náklady
- robustní a spolehlivé provedení



Obr. 5.3.1 - 2 OÚ sférické struktury



Obr. 5.3.1 - 3 OÚ nesférické struktury

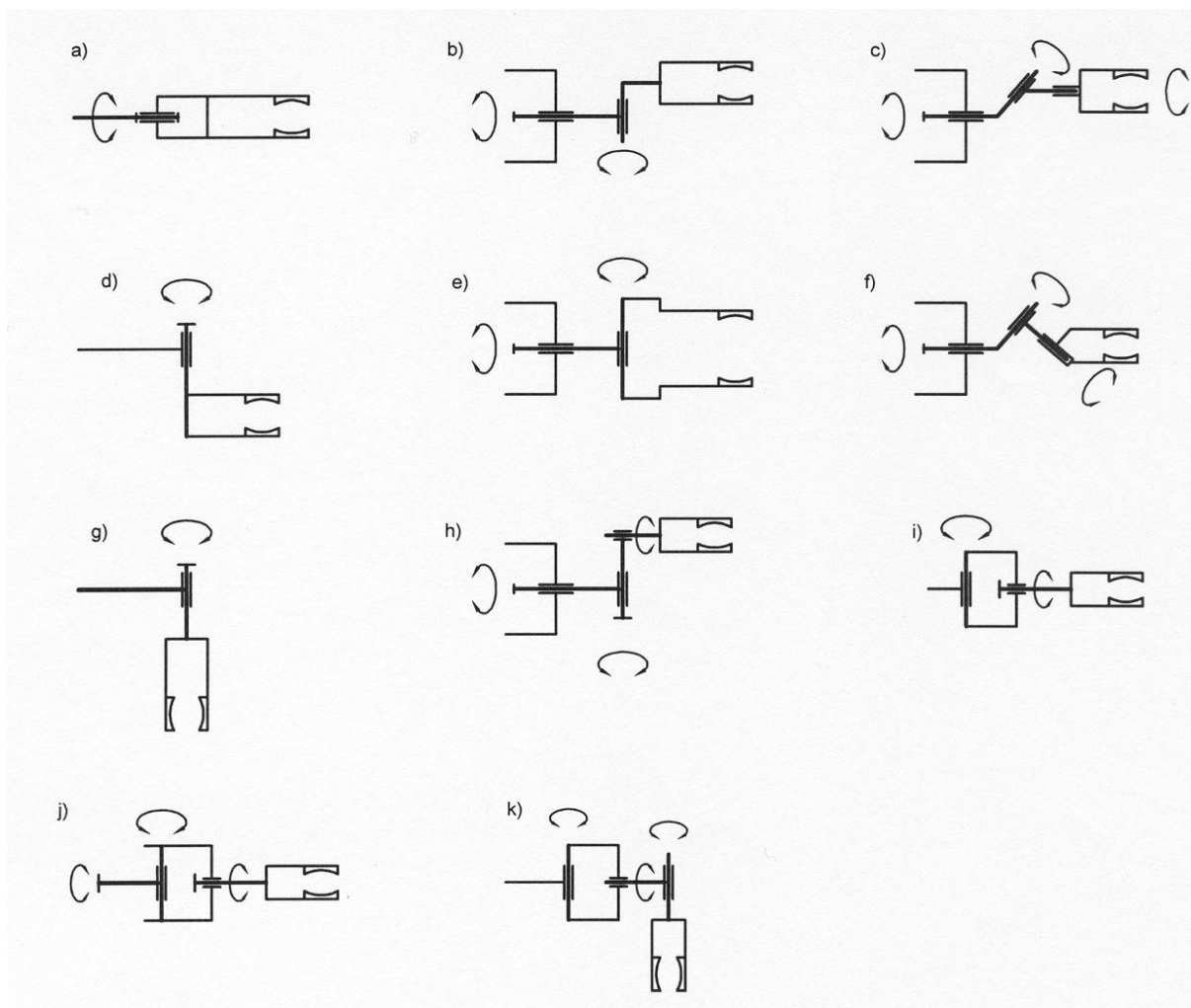
Skutečné využití rozsahu pohybů DOF OÚ závisí do značné míry na obrysových rozměrech a tvarech vnějších ploch převodových skříní jednotlivých DOF. V některých polohách může docházet ke vzájemným kolizím mezi nimi nebo mezi nimi a horním ramenem robotu. Jinak obecně usilujeme o minimalizaci počtu prvků využitých v OÚ, pro zvýšení spolehlivosti. Kvůli minimalizaci rozměrů jsou příslušné motory pro jednotlivé DOF posunuty zpravidla až na opačný konec horního ramene (viz konstrukce ramen robotu). Jen výjimečně, pro roboty nízké nosnosti, jsou motory umístěny přímo v OÚ. Další podstatnou okolností pro návrh řešení OÚ je skutečnost, že jejich hmotnosti a momenty setrvačnosti generují velké zátěžné účinky, vzhledem k exponované poloze (podobně jako OM a efektor).

5.3.2. Konceptní řešení OÚ

Přehled základních konceptních řešení je v obr. 5.3.2 – 1. V jednodušších, případně jednoúčelových manipulátorech, se často využije OÚ s 1 až 2 stupni volnosti. U univerzálních robotů zpravidla vždy 3 stupně volnosti.

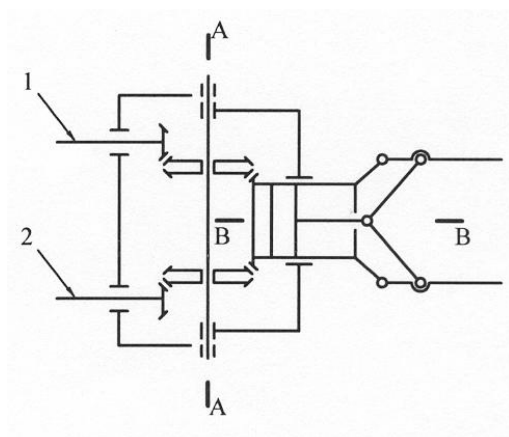
Realizace těchto jednoduchých kinematických schémat se ovšem výrazně komplikuje nutností oddálit motor a přivést pohyb zpět do OÚ nějakým druhem převodu a také neovlivnit přitom ostatní DOF, a to při dodržení výše uvedených požadavků.

Z toho důvodu vzniklo a vzniká mnoho patentů, které tyto problémy řeší různými konstrukcemi.

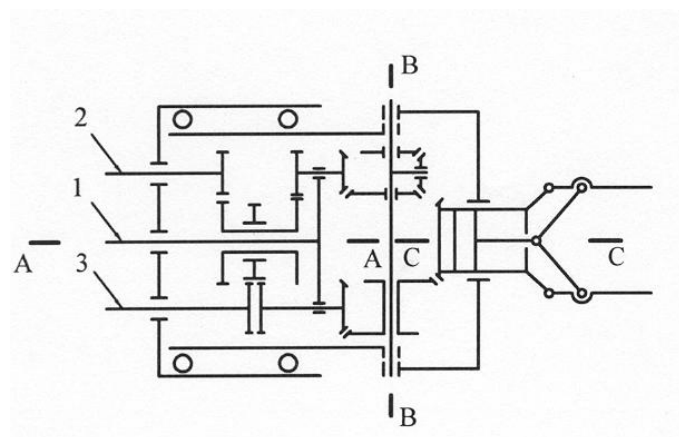


Obr. 5.3.2 – 1 Příklady možných koncepcí OÚ

Nejčastěji používané koncepce, včetně umístění převodů, pro vícestupňová orientační ústrojí jsou uvedeny v obr. 5.3.2 – 2 až 7.



Obr. 5.3.2 – 2 OÚ se 2 DOF



Obr. 5.3.2 – 3 OÚ se 3 DOF

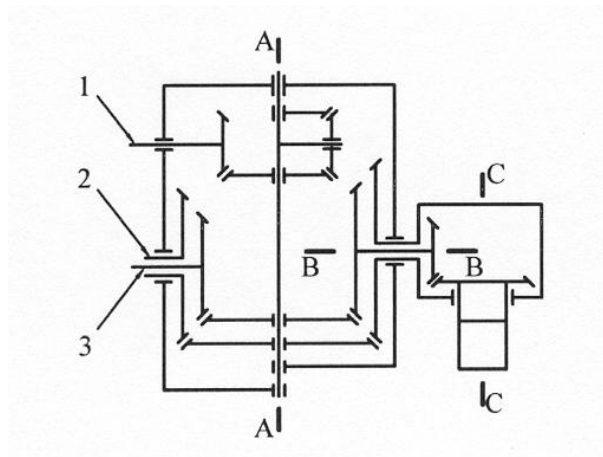
Řešení podle obr. 5.3.2 – 2 má v OÚ 2 DOF. Motory umístěné na konci horního ramene (obr. 5.3.1 – 1) prostřednictvím vložených převodů přenáší pohyb na hřídele 1 a 2, které přes kuželové ozubené pastorky předají pohyb oboustranným talířovým kuželovým ozubeným kolům. Ty pak zabírají do kuželového kola spojeného s tělesem efektoru. Vyvození sklápění přední části tělesa skříně OÚ kolem osy A – A dojde tehdy pokud oba pastorky na hřídelích 1 a 2 se současně a stejnou úhlovou rychlostí otáčejí v opačném smyslu. Pokud se budou otáčet stejnou úhlovou rychlostí a ve stejném smyslu dojde k otáčení efektoru kolem osy B – B.

Řešení podle obr. 5.3.3 – 3 je složitější, umožňuje 3 DOF. Rotace kolem os B – B a C – C jsou obdobné jako v předchozím, ale jsou dosaženy jiným způsobem. Navíc je zde rotace kolem osy A – A. Zde se zdá, že osy A – A a C – C nezvyšují funkčnost OÚ, ale není tomu tak. V případě je-li přední část OÚ sklopena kolem osy B – B se obsluha pracovního prostoru OÚ významně rozšíří. Zde jde již o komplikovanější převodovou skříň, navrženou s mnoha omezujícími podmínkami a také s aplikací několika převodů kuželovými koly, u kterých se obtížněji dodržuje požadavek vysoké přesnosti. Další komplikací jsou vložené hřídele a větší počet ložisek – tedy složitější montáž. Pohyb kolem osy A – A se docílí přímo rotací hřídele 1. Pohyb kolem osy B – B je generován hřídelí 2. Sklápění okolo osy B – B se docílí skupinou 3 kuželových kol. První je volnoběžně uložené na hřídeli B – B, druhé je opět volně otočné na čepu pevně uchyceném v hřídeli B – B. Toto kolo pak zabírá do kuželového segmentu pevně spojeného se skříní OÚ vpravo od osy B – B. Konečně pohyb kolem osy C – C je řešen již jednoduše – od hřídele 3 přes 2 kuželová soukolí (porovnejte s konstrukčním řešením v následující kapitole).

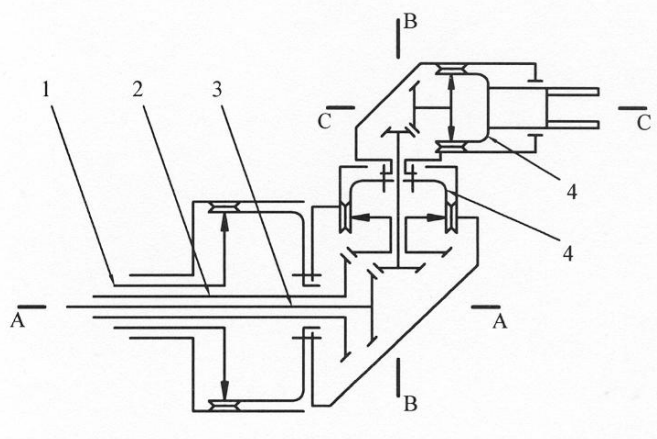
V obou těchto koncepčních řešeních je využito elektrických servopohonů, které musí být zpřevodovány (redukce do pomalu) velkým převodovým poměrem. Jak vyplývá z vyobrazení je příslušný převod realizován přímo u motoru a hřídele i všechny s nimi spojené prvky se již otáčejí pomalu a s vysokým krouticím momentem. Doladění převodového poměru je možné pomocí ozubených kol přímo v OÚ.

Další koncepce OÚ jsou v obr. 5.3.2 – 4 a 5. V případě provedení podle obr. 5.3.2 – 4 vyvodí motor spojený s hřídelí 1 sklápění přední části skříně kolem osy A – A. Konstrukční řešení jsme popsali výše. Motor na hřídeli 2 způsobí rotaci kolem osy B – B a od hřídele 3 je odvozena rotace kolem C – C. I v tomto případě je redukční převodovka přímo u motoru.

Řešení podle obr. 5.3.2 – 5 je odlišné od předchozích zejména v tom, že redukční převodovka s vysokým převodovým poměrem (zde harmonická převodovka) je umístěna až přímo v orientačním ústrojí. To znamená, že až k příslušnému generátoru vln se přenos rotačního pohybu odehrává vysokými otáčkami motoru a malým krouticím momentem. Jak lze z obrázku snadno vysledovat je rotace kolem osy A – A vyvozena hřídelí 1, kolem B – B hřídelí 2 a kolem C – C hřídelí 3. Toto řešení je umožněno malými rozměry harmonických převodovek, jejich nízkou hmotností a momentem setrvačnosti. Na druhé straně jde o technologicky náročnější řešení vzhledem k uložení několika dutých hřídelí v jedné ose.

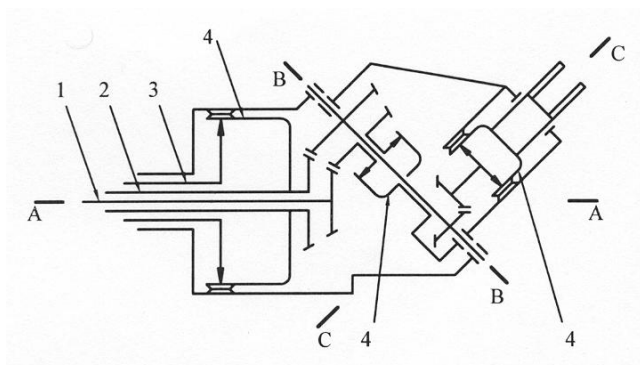


Obr. 5.3.2 – 4 OÚ se 3 DOF

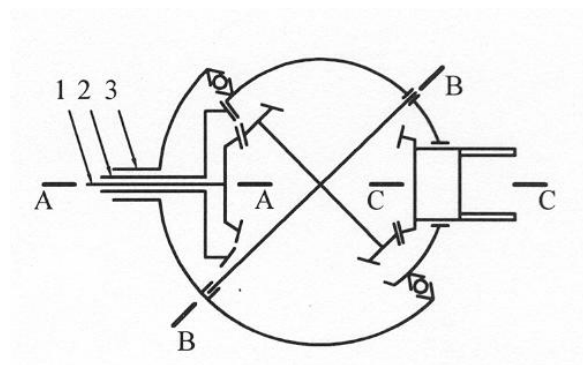


Obr. 5.3.2 – 5 OÚ se 3 DOF

Řešení OÚ podle obr. 5.3.2 – 6 a 7 jsou specifická tím, že jejich prostřední osa rotace B – B je šikmá, čímž bylo dosaženo velmi dobré obsluhy okolí OÚ a snížení nebezpečí kolize jednotlivých DOF mezi sebou i s ramenem robotu. Z obr. 5.3.2 – 6 je zřejmé, že řešení je obdobné jako u předešlého, pokud se týká přenosu rotace na jednotlivé osy DOF, ale i využití harmonických převodovek až na tomto místě. Naopak poslední obrázek ukazuje řešení s reduktory u motoru na konci horního ramene robotu.



Obr. 5.3.2 – 6 OÚ se 3 DOF

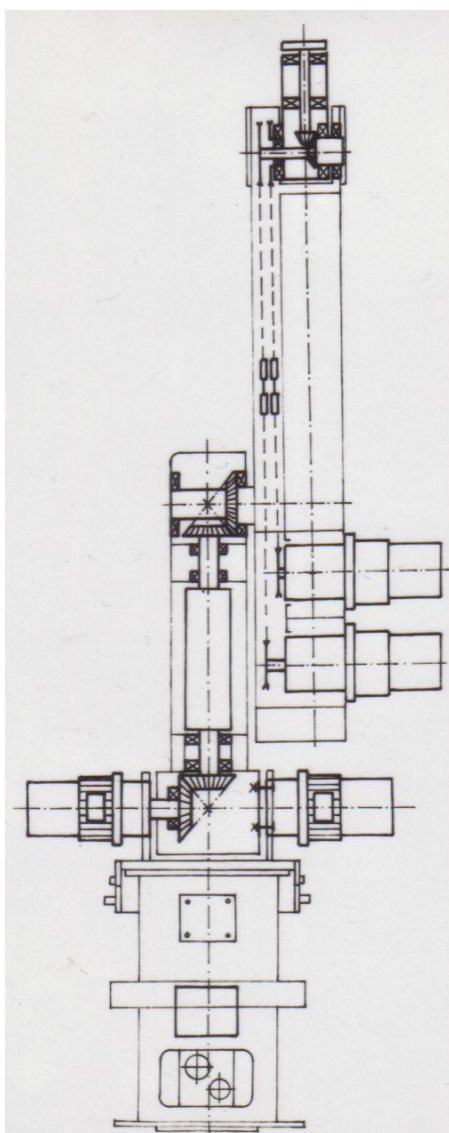


Obr. 5.3.2 – 7 OÚ se 3 DOF

K lepšímu pochopení funkcí jednotlivých koncepcí je porovnejte s konstrukčním řešením uvedeným níže a také s animacemi jejich činnosti uvedenými na závěr kapitoly.

5.3.3. Konstrukční řešení orientačního ústrojí

Příklad několika konkrétních konstrukčních provedení má blíže dokumentovat některé problémové záležitosti na dnešních průmyslových robotech, pokud se vztahují k provedení orientačních ústrojí a z nich také potenciální problémy provozní. Nejdříve ukažme schéma řešení pohybových ústrojí jednoduchého průmyslového robotu (robot OJ 10) na obr. 5.3.3 – 1.



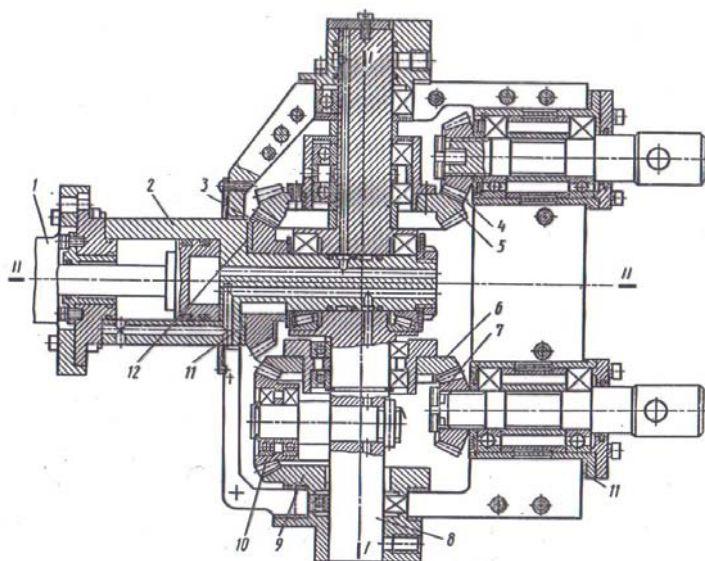
Obr. 5.3.3 – 1 PR OJ 10

Z tohoto vyobrazení poměrně jednoduché sestavy lze získat základní přehled o několika základních zásadách ve vztahu ke konstrukčnímu řešení akčního systému robotu, ke kterým se vrátíme v kapitole o řešení akčního systému jako celku.

Zde si všimněme 2 motorů k pohonu 2 DOF orientačního ústrojí. Ty jsou od OÚ jak požadováno odděleny a umístěny až na konec horního ramene. Pohyb je do OÚ přenesen řetězovým převodem ($i = 1$). Řetězové kolo vlevo přes hřídel v OÚ a kuželové soukolí uvádí do rotace připojovací přírubu na výstupu z OÚ. Druhé (vnitřní) řetězové kolo sklápí celou skříň OÚ klem horizontální osy rotace.

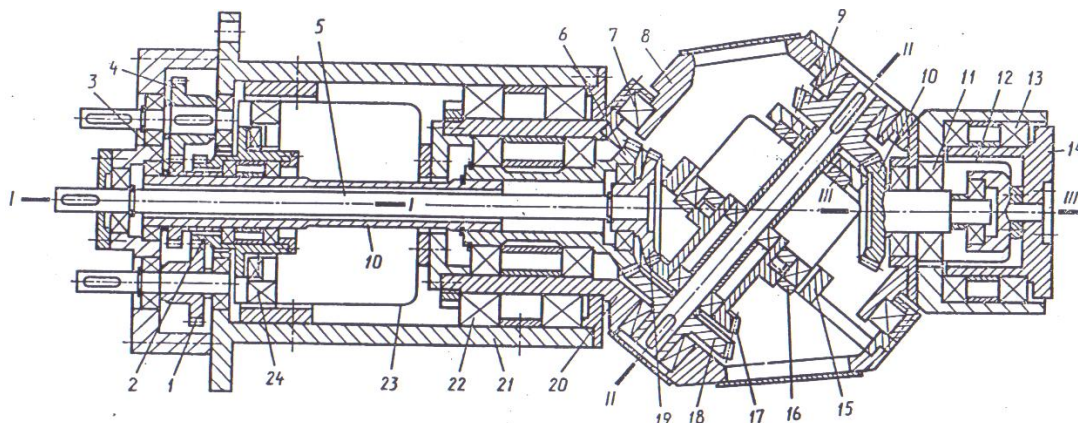
Na obr. 5.3.3 – 2 je poněkud složitější řešení i když také se 2 DOF. Horní hřídel napojená na motor připevněný na konci horního ramene, přenáší pohyb na kuželové soukolí (4,5) a z kola 5 na kolo 3. To už je přímo spojeno s hřídelí tělesa motoru 2, efektoru 1 a zajišťuje rotaci kolem osy II – II. Všimněte si, že hřídel je uložena v kuželíkových ložiskách. Složitější je řešení pohybu sklápění kolem osy I – I. Princip řešení je popsán výše, v koncepčním řešení. Zde si ujasněme realizaci principu. Z hřídele vpravo dole se pohyb přes kuželové soukolí 7, 6 (6 je volně otočné na hřídeli 8), další volně otočné kolo 10 na čepu vetknutém do hřídele 10, přenáší na ozubený segment 9, který je pevně spojen s otočnou částí převodové skříň. Je zřejmé, že celý OÚ je náročný konstrukčně, technologicky z hlediska výroby i montáže, ale i například těsnosti dělené skříň.

Současně stojí za povšimnutí také použití ložisek (druhů) i jejich zabudování. Protože jde o kuželová soukolí, kde potřebujeme eliminovat vůle, seřazením jejich polohy při montáži, jsou tato kola předem smontována a uložena v pouzdrech a následně teprve jako celek vložena do spodní poloviny skříň. Totéž platí pro kola 5, 6 a 10. Poloha jednotlivých kol je pak seřizována pomocí podložek pod přírubou pouzdra (viz např. 11).



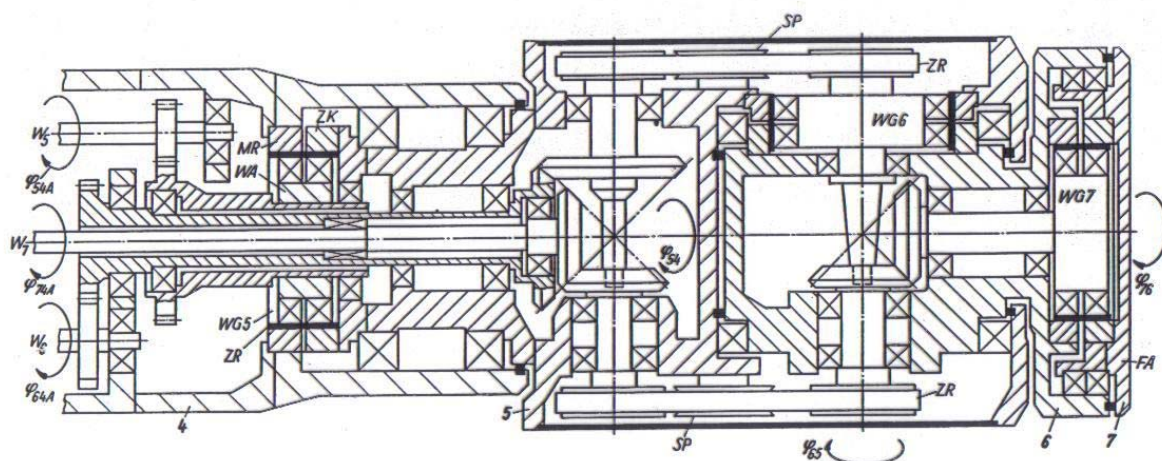
Obr. 5.3.3 – 2 Konstrukce 2 DOF OÚ

Další konstrukce OÚ viz obr. 5.3.3 – 3. Na levé straně je řešení přechodu z jednotlivých hřídelí od motorů 1, 2, 3 na koncentrické uložení hřídelí a postupná realizace velkých hodnot převodových poměrů pomocí harmonických převodovek 23, 16 a 12. Otáčení kolem osy II – II vychází z centrální hřídele (středové) přes kuželové soukolí 19, 17. Rotace kolem osy III – III je řešena přes kuželová kola 6, 18 a dutou hřídel 10, respektive ozubená kola 3, 4 a horní hřídel. Část se šikmou osou je opatřena průzory pro montáž, kontrolu a údržbu.



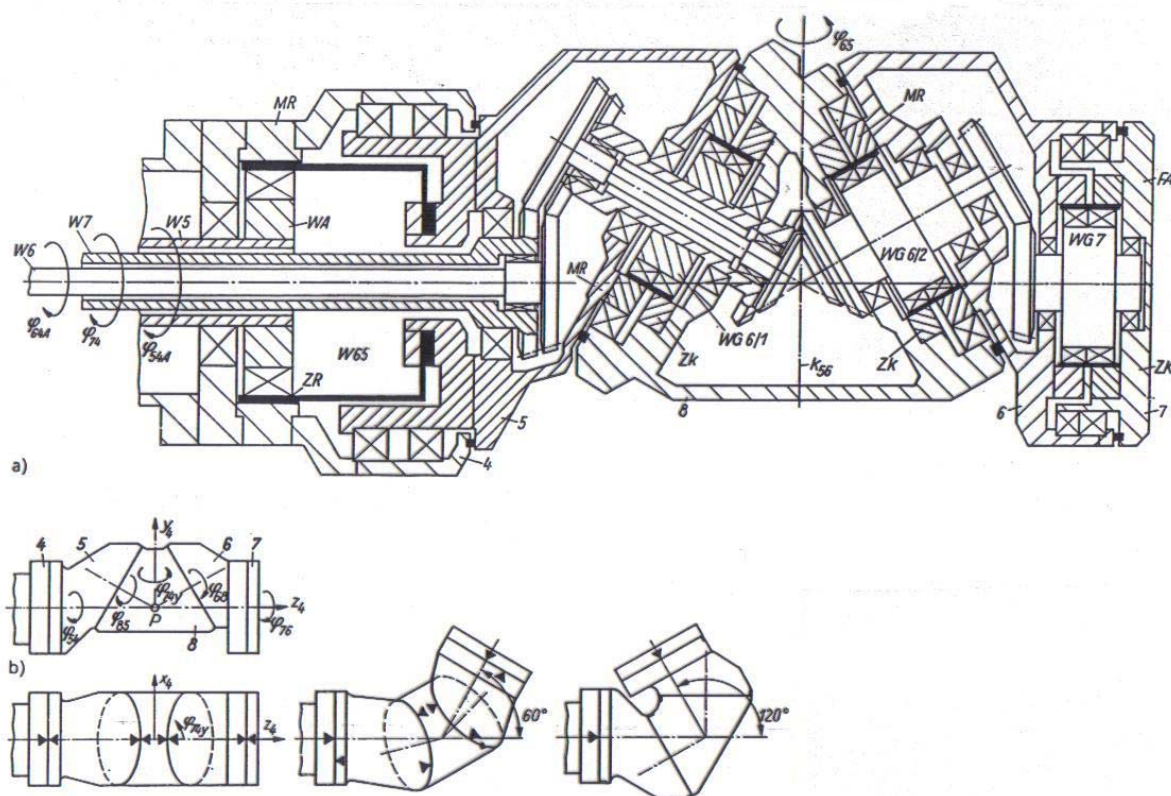
Obr. 5.3.3 – 3 Konstrukce 3 DOF OÚ se šikmou osou druhého stupně

Řešení podle obr. 5.3.3 – 4 je odlišné od předchozích uplatněním převodů s ozubenými řemeny, které eliminují v této části vložené hřídele a umožňují přenos pohybu na větší vzdálenost a umožňují i použití dalšího prvku – plochých harmonických převodovek, které zmenšují obrysové rozměry OÚ. Náročnost technologická celé konstrukce, zejména z hlediska montáže, je zřejmá.



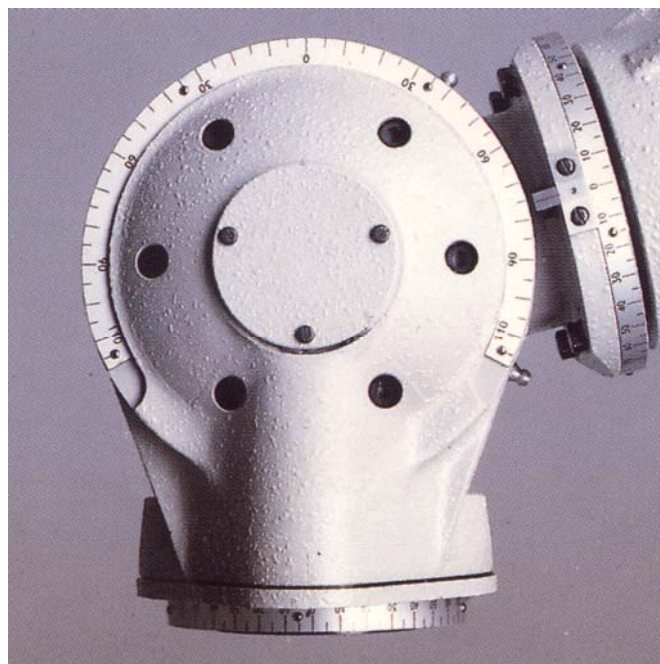
Obr. 5.3.3 – 4 Konstrukce 3 DOF OÚ

Poslední příklad (obr. 5.3.3 – 5) se týká OÚ s nejsložitější, ale přitom velmi sofistikovanou strukturou, která přináší podstatné zvýšení kvality při orientování objektu manipulace. Ze čtyř obrázků znázorňujících vybrané polohy pohybových jednotek orientačního mechanismu lze posoudit možnosti OÚ. Bylo toho dosaženo použitím dvou šikmých os a 4 stupňů volnosti. Přitom rozměry nejsou velké v důsledku použití tří plochých harmonických převodovek a jedné hrníčkové.



Obr. 5.3.3 – 5 Konstrukce 4 DOF OÚ

Orientační ústrojí musí mít zvnějšku na skříní každého stupně volnosti vyznačenu stupnici v rozsahu jeho pootáčení s nulovou polohou a koncovou polohou (obr. 5.3.3 – 6).



Obr. 5.3.3 – 6 Stupnice a polohy na skříních orientačního ústrojí



Shrnutí kapitoly

V této kapitole jste poznali nové pojmy:

Koncepce OÚ

Vlastnosti a požadavky

Konstrukční řešení OÚ



Kontrolní otázka

- 1) Jaké druhy převodů se používají v OÚ?
- 2) Jaké požadavky jsou kladeny na konstrukci OÚ?



CD-ROM

Ke konstrukčnímu řešení orientačního ústrojí průmyslových robotů si prohlédněte videa - soubory Převody robotu s motory v základu, Orientační_ústrojí_1, Orientační_ústrojí_2, Orientační_ústrojí_3.

6. PŘÍLOHY



Další zdroje

- [1] Dejl, Z.: Konstrukce strojů a zařízení I., MONTANEX, Ostrava, 2000
- [2] Skařupa, J.-Mostýn, V.: Teorie průmyslových robotů. Vydanie I., Košice: Edícia vedeckej a odbornej literatúry – Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Vienaľa Košice, 2000; [ISBN 80 – 88922 – 35 – 6] 150 str.
- [3] Skařupa, J.-Mostýn, V.: Metody a prostředky navrhování průmyslových a servisních robotů. Vydanie I., Košice: Edícia vedeckej a odbornej literatúry – Strojnícka fakulta TU v Košiciach, Vienaľa Košice, 2002; [ISBN 80-88922 – 55 - 0] 190 str.
- [4] Angeles, J.: Fundamentals of Robotic, Mechanical systems, Second Edition, Springer, 2002, [ISBN 0-387 – 95368 - X] 513 p.
- [5] Lung-Wen Tsai: Robot Analysis, John Wiley & Sons, 1999, [ISBN 0-471 – 32593 - 7] 497 str.
- [6] [Http://www.euron.org](http://www.euron.org)
- [7] Konečný, Z. Technologie Top Down Design v návrhu struktur robotů. AT&P journal: Bratislava 2005, HMH s.r.o. Bratislava, ročník XII, číslo 2/2005, s. 43-44. ISSN 1335-2237
- [8] Konečný, Z. Models of robots mechanism in CAD system Pro/ENGINEER. Acta Mechanica Slovaca: Strojnícká fakulta technickej university v Košiciach, Košice, 2-A/2006 ROBTEP 2006, ročník 10, str. 239 -242. ISSN 1335-2393
- [9] Konečný, Z. Krys, V. Creation of the rotational joint for the strength calculation purposes. Acta Mechanica Slovaca: Strojnícká fakulta technickej university v Košiciach, Košice, 2-A/2006 ROBTEP 2006, ročník 10, str. 243 -247. ISSN 1335-2393
- [10] Konečný Zdeněk, The influence of geometrical elements meshing. AT&P journal plus 1: Bratislava 2007, HMH s.r.o. Bratislava, ISSN 13356-5010

	Klíč k řešení
	Blok 1
O 1.1-1	V čem spočívá odlišnost robotu oproti manipulátoru? <i>Manipulátor má nulovou inteligenci.</i>
O 1.1-2	Jaké podmínky musely být splněny ke vzniku robotu? <i>Musel být pro výrobu potřebný a technicky realizovatelný.</i>
O 1.1-3	Jak se liší robot sériový od paralelního? <i>Řazením členů kinematických řetězců za sebou místo vedle sebe.</i>
O 1.1-4	Čím jsou výhodné modulární roboty? <i>Moduly se vyrábí ve větších sériích a lépe se přizpůsobí úkolu.</i>
O 1.1-5	Čím se odlišují průmyslové a servisní roboty? <i>Servisní roboty neslouží výrobním činnostem.</i>
O 1.2-1	Jaké jsou základní (nejvíce frekventované) kinematické struktury PR? <i>Kartézská stojanová a gantry, angulární, sférická, cylindrická, scara.</i>
O 1.2-3	Jaká jsou kritéria pro volbu kinematické struktury? <i>Tvar a velikost pracovního prostoru, požadovaná dráha těžiště objektu manipulace, požadovaná přesnost polohování OM, požadovaná orientace OM, volba druhu pohonu jednotlivých os</i>
O 1.3-1	Jaké jsou základní principy řešení translačních polohovacích jednotek? <i>S vodicími plochami prizmatickými, cylindrickými a kombinovanými, motory rotačními a lineárními.</i>
O 1.3-2	Jaké jsou základní principy řešení rotačních polohovacích jednotek? <i>S motory rotačními a lineárními s vazbou přímou a nepřímou.</i>

O 1.3-3	Jak lze řešit vazby translačních pohybových jednotek současných PR? <i>Pomocí valivých uzlů prizmatických nebo cylindrických.</i>
Blok 2	
O 2.1-1	Co řeší přímá úloha mechaniky robotů? <i>Jsou známy jednotlivé zobecněné souřadnice a hledáme polohu a orientaci koncového bodu ramene robotu.</i>
O 2.1-2	Co řeší nepřímá úloha mechaniky robotů? <i>Známe polohu a orientaci koncového bodu a hledáme jednotlivé zobecněné souřadnice.</i>
O 2.2-1	Jak druhy rozběhu ovlivňují činnost robotu? <i>Ovlivňují dobu rozběhu a dynamické poměry (kmitání konstrukce).</i>
O 2.2-2	Jak se redukuje moment setrvačnosti zátěže na hřídel motoru? <i>Nepřímoúměrně i^2.</i>
Blok 3	
O 3.1-1	Na čem závisí požadovaný výkon motoru pohybových jednotek PR? <i>Na tíhových a setrvačných účincích pohybujících se hmot, jejich rychlosti a zrychlení a účinnosti pohonu.</i>
O 3.1-2	V jakém režimu pracují motory robotů? <i>Krátkodobém, přerušovaném.</i>
O 3.2-1	Jaké jsou podstatné rozdíly mezi druhy motorů z hlediska užití u PR? <i>V hodnotách měrného výkonu a rozsahu regulace otáček.</i>
O 3.2-2	Co je to měrný výkon motoru? <i>Výkon motoru dělený hmotností.</i>
O 3.3-1	Jaký je rozdíl mezi harmonickými a cykloprevody při použití pro PR? <i>Harmonická převodovka je poddajnější a má velké odstupy v převodové řadě i větší dosažitelné převodové poměry.</i>
O 3.3-2	Jak je přípustné zatěžovat valivý šroub? <i>Pouze osovou silou.</i>
O 3.3-3	Jak lze zvýšit tuhost valivého šroubu? <i>Předepnutím dvou matic.</i>
Blok 4	
O 4.1-1	Jaké jsou základní orgány efektoru? <i>Úchopné prvky, těleso, interface, kompenzační ústrojí, transformační blok, motor.</i>
O 4.1-2	Které druhy transformačních bloků se nejčastěji využívají v mechanických úchopných efektorech?

	<i>Ozubené, kloubové, šroubové.</i>
O 4.1-3	Z čeho se vychází při návrhu efektoru? <i>Z poznatků o objektu manipulace, použitém robotu a o manipulační činnosti.</i>
O 4.2-1	Jak stanovíte úchopnou sílu (moment) efektoru pro zadaný objekt manipulace? <i>Podle způsobu uchopení, z výslednice vnějších sil, působících na objekt manipulace.</i>
O 4.2-2	Jaký význam má poloha čelistí vzhledem k výslednici vnějších sil působící na objekt manipulace? <i>Vhodným uspořádáním lze schopnou sílu podstatně zmenšit.</i>
O 4.2-3	Jak provedete optimalizaci rozměrů prvků efektoru? <i>Derivací funkce, vyjadřující převodový poměr, podle příslušného parametru a vyhledáním extrémů funkce.</i>
O 4.2-4	Jaký je rozdíl mezi převodem a převodovou funkcí? <i>Převodová funkce je obecně proměnná v závislosti na konfiguraci mechanismu.</i>
O 4.2-5	Jak stanovíte základní dimenze efektoru? <i>Na základě úchopné a pohonné síly, převodového poměru, rozměru objektu manipulace a potřebného zdvihu schopných prvků.</i>
	Blok 5
O 5.1-1	Jaká ramena jsou vhodná pro rotační pohyb? <i>Řešená jako nosník stálé pevnosti, s případnými úpravami tvaru podle požadavků technologie a vnitřního využití prostoru (převody OÚ).</i>
O 5.1-2	Jaké převody se užívají nejčastěji v kloubech robotů? <i>Planetové, harmonické, cyklo převody.</i>
O 5.2-1	Jaké druhy deformace se uplatní při výpočtu chyby na efektoru? <i>Z ohybu, krutu a tahu.</i>
O 5.2-2	Z jaké zátěže se stanovují deformace nosných prvků? <i>Z tíhových a setrvačných účinků objektu manipulace, efektoru, orientačního ústrojí, motorů a ramen.</i>
O 5.3-1	Jaké druhy převodů se používají v OÚ? <i>Ozubené převody s válcovými i kuželovými koly, v planetovém i předlohovém provedení. Převody s ozubeným řemenem. Harmonické převody.</i>
O 5.3-2	Jaké požadavky jsou kladeny na konstrukci OÚ? <i>Malé vnější rozměry, kompaktnost, přesnost, tuhost.</i>