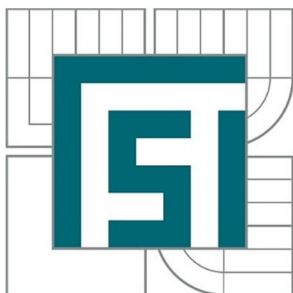


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A

ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

TECHNICKÉ VYLEPŠENÍ OBRÁBĚCÍHO STROJE NAKAMURA – TOME

TECHNICAL IMPROVEMENTS OF THE MACHINE TOOL NAKAMURA – TOME

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ NOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Tomáš Novák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Technické vylepšení obráběcího stroje NAKAMURA – TOME

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete technické/konstrukční úpravy stroje NAKAMURA – TOME. Požadavky:

- projděte všechny konstrukční skupiny/celky řešeného obráběcího stroje,
- zpracujte poznatky z praktického provozu uživatele stroje,
- navrhnete změny/úpravy konstrukčních skupin, které neplní svou funkci jak mají technické problémy, jsou neergonomické, jsou poruchové, lze na nich ušetřit počet součástí atd.
- pro zpracování DP použijte metody hodnotové analýzy a další, které slouží pro inovování produktů. Pzn. parametry, obsah a rozsah práce se může, na základě zjištěných zkušeností, v průběhu řešení DP měnit.

Cíle diplomové práce:

Provedte studii zadaného úkolu a navrhnete varianty řešení úprav obráběcího stroje. Vypracujte technické a technicko-ekonomické porovnání navržených variant metodou hodnotové analýzy a dalšími vhodnými metodami pro realizace inovací, a provedte výběr nejvýhodnější varianty. Provedte nezbytné technické výpočty, simulace atd. Dále pak vytvořte výkresy navrhovaných změn/úprav vybraných rekonstruovaných částí a detailní výkresy dvou stěžejních součástí stěžejní úpravy stroje. Zpracování diplomové práce odpovídá požadavkům dle předpisů VUT, FSI, zpracování výkresů odpovídá normám a obecným požadavkům na technickou dokumentaci.

Postup činností:

- seznámení se se studovanou problematikou, metody inovací, hodnotové analýzy a další literární rešerše zaměřené na studovanou problematiku (tj. inovace z praktického hlediska/užití),
- analýza současného stavu stávajícího provedení obráběcího stroje,
- vytvoření systému třídění a hodnocení parametrů navrhovaných úprav, vytvoření tabulek dosažených parametrů apod.,

- vyhodnocení získaných poznatků navrhovaných změn,
- konstrukční zpracování navržených změn, úprav, vylepšení,
- zpracování diplomové práce,
- diplomová práce obsahuje podrobný popis použitých strojních, mechanických a pneumatických komponent rovněž použitých metod a postupů,
- interpretace získaných podkladů a závěry, tvorba výkresová dokumentace.

Seznam literatury:

Janíček, P., Ondráček, E.: Řešení problémů modelováním. Téměř nic o téměř všem. FS VUT, Brno, 1998.

Marek, J. a kol: konstrukce obráběcích strojů III. MM Spektrum, 2014.

Dobřický J., Marek J., Novotný L.: Řízení podnikových znalostí. Brno: Akademie Sting, 2013. ISBN 978-80-87482-12-4

Dokumentace výrobců komponent obráběcích strojů.

Firemní podklady zadavatele diplomové práce.

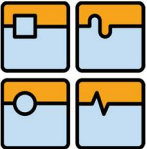
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Předmětem diplomové práce je návrh technického vylepšení vybraných konstrukčních skupin CNC soustružnického stroje. Konstrukční skupiny jsou vybrány na základě praktických poznatků uživatele a autora z provozu stroje. Ke každé z vybraných skupin je zpracován popis funkce, současný stav konstrukčního řešení a popis problémového chování. Následuje návrh řešení daných problémů se zohledněním více možných variant, zahrnující i ekonomické zhodnocení vybraného řešení.

Klíčová slova

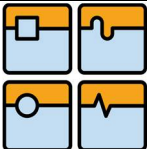
obráběcí stroj, technické vylepšení, hodnotová analýza, funkční strom

Abstract

The subject of this engineer's thesis is a design proposal for technical upgrade of chosen CNC turning center design groups. The choice of design groups is based on user's and author's practical knowledge gained from machine's workings. For each of these groups, there is a function description, actual state of design solution and problematic behaviour description. The follow up consists of given problems solving with more possible variations taken into consideration, including economic evaluation of chosen solution.

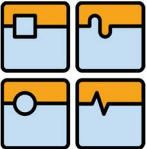
Keywords

machine tool , technical upgrade, value analysis, function tree diagram

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Bibliografická citace

NOVÁK, T. *Technické vylepšení obráběcího stroje NAKAMURA - TOME*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Novotný, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

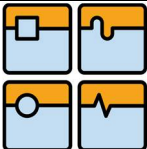
Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Novotného, Ph.D., s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. 5. 2016

.....

Bc. Tomáš Novák

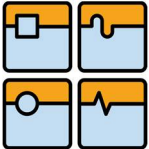
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat především vedoucímu práce Ing. Lubomíru Novotnému, Ph.D. za cenné rady, náměty a všechnen čas, který mi při konzultacích ochotně věnoval. Dále bych rád poděkoval Ing. Zdeňku Lapáčkovi, majiteli společnosti TRADEKO s.r.o., za umožnění zpracování práce a také jeho zaměstnancům Ing. Václavu Jírů, Ing. Cyrilu Kohoutovi a Vladimíru Jírovi, kteří mi vždy ochotně věnovali svůj čas a poskytli své znalosti a zkušenosti. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat všem mým blízkým, jenž mi byli vždy oporou.

Obsah

ÚVOD.....	10
1 METODY PRO REALIZACI INOVACÍ	11
1.1 Hodnotová analýza	11
1.2 Systémová analýza a syntéza (SAS)	14
1.2.1 Systémový přístup	15
2 STROJ NAKAMURA - TOME WT 100	18
2.1 Vybrané konstrukční skupiny a celky	20
2.1.1 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny	20
2.1.2 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy	22
2.1.3 Chladicí jednotka stroje	24
2.1.4 Hydraulický okruh stroje	25
2.1.5 Řemenový náhon primárního vřetene	28
2.1.6 Energetický řetěz osy B.....	29
2.1.7 Dopravník obrobků	31
2.1.8 Manipulátor obrobků.....	33
3 NÁVRH ŘEŠENÍ NASTÍNĚNÝCH PROBLÉMŮ	36
3.1 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – návrh řešení.....	37
3.2 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy – návrh řešení	39
3.3 Chladicí jednotka stroje – návrh řešení.....	42
3.4 Hydraulický okruh stroje – návrh řešení.....	47
3.5 Řemenový náhon primárního vřetene – návrh řešení	51
3.6 Energetický řetěz osy B	54
3.7 Dopravník obrobků – návrh řešení.....	56
3.8 Manipulátor obrobků – návrh řešení.....	61
3.8.1 Změna materiálu ozubeného soukolí.....	62
3.8.2 Odebrání převodu z mechanismu manipulátoru obrobků	63
3.9 Shrnutí navržených úprav	71
ZÁVĚR	72
POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE.....	73
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	75
SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK	76
SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE A PŘÍLOH.....	79
PŘÍLOHY	80

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

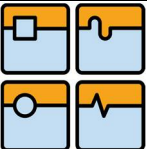
ÚVOD

Třískové obrábění je jednou z nejpoužívanějších metod pro opracování polotovaru z různých druhů materiálů, převážně však kovových. Během třískového obrábění dochází k oddělování třísek materiálu břitem řezného nástroje za působení řezné síly. Tento způsob obrábění lze provádět různými technologiemi, například vrtáním, frézováním, soustružením atd., které jsou prováděny na příslušných konvenčních či multifunkčních obráběcích strojích.

Obráběcí stroje v historii prošly a stále procházejí vývojem, který reaguje na neustále se zvyšující rozvoj průmyslové výroby. Ten klade na obráběcí stroje vzrůstající požadavky především z hlediska přesnosti, kvality opracování ploch a také produktivity výroby.

Z historického hlediska probíhal vývoj obráběcích strojů v několika základních etapách. První NC stroje vznikly zdokonalením ručně ovládaných strojů přidáním řízení děrnou páskou či štítkem. Tyto stroje umožnily jisté zkvalitnění a zproduktivnění stávající výroby. Následujícím vývojovým stupněm se v 80. letech minulého století staly CNC obráběcí stroje, jejichž zdokonalování probíhá dodnes. Tyto stroje jsou na rozdíl od NC strojů řízeny průmyslovým počítačem, který umožňuje plnou automatizaci celého obráběcího procesu. CNC stroje umožňují díky svému řízení provádět více obráběcích technologií na jednom stroji, což zásadně přispívá ke zpřesnění a především zproduktivnění celé výroby daného dílu. Díky přesnému řízení strojů lze také přesně stanovovat výrobní časy obrábění. To umožňuje plně využít kapacitu daného obráběcího stroje, efektivně plánovat výrobu, zajistit optimální zásoby materiálu, stanovovat termíny dokončení zakázek apod.

Aby celý výrobní proces bezchybně fungoval, je nutné dopředu plánovat odstávky stroje, během kterých jsou prováděny jeho údržbové a seřizovací práce. Ty jsou nezbytné pro zachování funkčnosti stroje jako celku. Pokud se totiž v průběhu provozu stroje vyskytne neočekávaná odstávka způsobená jeho poruchou, dochází tak k narušení celého plánu výroby a tím obvykle i k finančním ztrátám. Náhodným poruchám obráběcího stroje pravděpodobně nelze zcela předcházet, ovšem pokud se některé poruchy vyskytují s určitou pravidelností, je možné učinit opatření, která vzniku těchto poruch zabrání.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 METODY PRO REALIZACI INOVACÍ

Cílem každého podniku je produkovat a uvádět na trh výrobky, které optimálně splňují požadavky zákazníků na uspokojení jejich potřeb a zároveň si je zákazníci koupí za, pro ně, přijatelnou cenu, přičemž tento podnik bude pocítovat tzv. ekonomické uspokojení. To znamená, že prodejem výrobků získá podnik takové tržby, jenž mu umožní přežití (a také růst) na stále se konkurenčně zostřujícím trhu [1]. Tuto ekonomicko-technickou úlohu řeší podniky v dnešní době takřka denně a pro její řešení používají řadu metod. Některé z metod jsou v této kapitole stručně popsány.

1.1 Hodnotová analýza

Metodický princip hodnotové analýzy vznikl již během II. světové války a v letech těsně po ní následujících. Vytvořen byl pracovníky oddělení zásobování amerického zbrojařského koncernu General Electric, kteří byli nuceni řešit dodávky strategických surovin pro zbrojní průmysl v době, kdy tyto suroviny byly nedostatkové. Při nemožnosti získání některých z nich formulovali tyto pracovníci (zejména L. D. Miles) pokyny pro konstrukční oddělení v tom smyslu, jak konstrukčními úpravami obejít nedostatek určitých surovin či materiálů tak, aniž by došlo ke změně funkce výrobků. Tím v podstatě aplikovali tzv. funkční přístup (vysvětleno dále). Tento přístup se v mnoha případech ukázal jako progresivnější a ekonomicky efektivnější než postupy používané do té doby. Z tohoto důvodu došlo v poválečných letech k teoretickému zpracování metodiky hodnotové analýzy (Value Analysis), která optimalizovala vztah mezi účinností výrobku (plněním jeho funkcí) a náklady na splnění těchto funkcí. Hodnotová analýza se jako prostředek pro snižování nákladů začaly brzy používat ve všech průmyslově vyspělých státech světa. V roce 1965 tato metoda pronikla i do tehdejšího tzv. socialistického bloku, zásluhou pracovníka brněnského pracoviště Výzkumného ústavu strojírenské technologie a ekonomiky (VUSTE) Ing. B. Odstrčila, který ji úspěšně odzkoušel v podniku ZETOR Brno (dříve ZKL). Od té doby byla metodika hodnotové analýzy uplatněna i v dalších zemích socialistického bloku. Metodický postup zůstal v podstatě nezměněn více než 60 let, i když docházelo k jeho zpřesňování a obvykle dělení do více podrobnějších kroků [2].

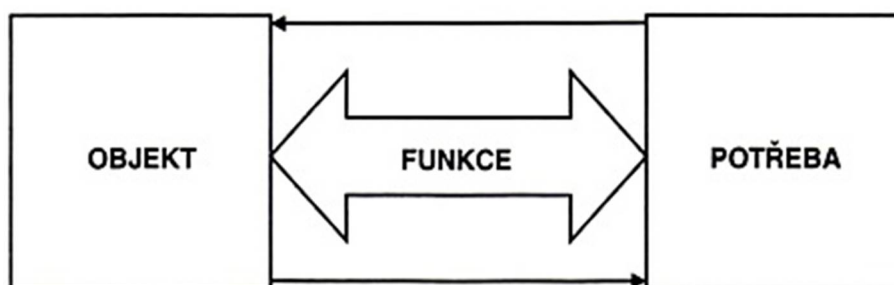
Funkční přístup v metodice hodnotové analýzy

Funkční přístup, je dle literatury [2], systémové zkoumání podstatných důvodů existence objektu, s odhlédnutím od jeho skutečné fyzické podoby na základě popisu funkcí, které daný objekt vykonává. Konkrétní fyzická podoba systému je tedy dle tohoto hlediska považována až za druhotnou. Na prvním místě jsou funkce systému, které představují činnosti, působení či schopnosti systému ve vztahu k jeho uživateli.

Funkční přístup, který je realizován jednotou funkční analýzy a syntézy, je základním metodickým prvkem hodnotové analýzy. Tím se tato metoda výrazně liší od metod racionalizačních (zabývá se snižováním nákladů na výrobek a jeho výrobu). Na základě funkčního přístupu je objekt zdokonalování chápán jako soubor funkcí, jenž objekt plní nebo by měl plnit. Konkrétním projevem uplatnění funkčního přístupu tedy není to, jak výrobek vyrábět co nejlevněji, ale to, jak co nejefektivněji zajistit plnění souboru funkcí výrobku [2].

Funkční syntéza je projektovou fází funkčního přístupu, která obsahuje tvorbu variant a také kritické hodnocení funkcí navržených řešení. Pojem funkční analýza označuje tzv. rozborové fáze při realizaci funkčního přístupu, obsahující identifikaci funkcí výrobku, definování funkcí výrobku, modelování funkcí výrobku a vyhodnocování funkcí (tj. stanovení a kvantifikace významu funkcí výrobku, kvantifikace stupně plnění funkcí výrobku a stanovení nákladu funkcí výrobku) [1].

Identifikace funkcí výrobku je zobecněným a zároveň také co nejvíce zestručněným popisem činnosti výrobku. Cílem je zpracovat úplný popis účelu používání řešeného objektu. Funkce představuje oboustranný vztah mezi potřebou zákazníka a vlastnostmi objektu (výrobku) jako účelový systém, který má tyto potřeby naplňovat (viz. Obrázek 1). Lze říci, že funkce vyjadřuje to, co objekt (výrobek) umí, či co dělá [1].



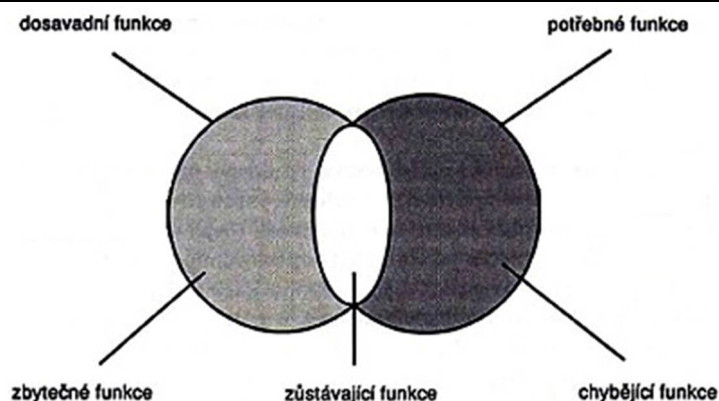
Obrázek 1 Vztah mezi potřebou a vlastnostmi objektu [3]

K zásadám definování funkcí v hodnotové analýze patří strohost, obecnost a úplnost. Strohosti se dosahuje tím způsobem, že funkce musí být definována pouze dvěma slovy a to slovesem (3. osoba přítomného času) a podstatným jménem (4. pád jednotného či množného čísla). Příklady strohého definování uvádí Tabulka 1. Obecnost definice určuje prostor pro hledání nových způsobů naplňování funkce. Čím obecněji je funkce definována, tím větší možnosti existují pro nová řešení a naopak. Čím konkrétněji je funkce definována, tím menší je prostor pro hledání možností, jak funkci naplnit. Úplnost funkčního popisu je značně relativní pojem, který však lze vyjádřit tak, že dokončený soubor definic funkcí má představovat úplný funkční popis řešeného objektu [2].

Tabulka 1 Příklady strohého definování funkcí

OBJEKT	SLOVESO	PODSTATNÉ JMÉNO
Obal	chrání	obsah
Frézka	obrábí	materiál
Manipulátor	přemísťuje	materiál

Při validaci (verifikování) funkcí objektu se prověřuje účelnost definování funkcí. Definice obsahují potřebné funkce, které jsou požadovány zákazníkem a zbytečné funkce, které objekt sice plní, ale nejsou nikým požadovány (ty jsou obvykle zdrojem neúčinně vynaložených nákladů). Definice jsou dále doplněny o chybějící funkce, které má objekt z hlediska potřeb plnit, ale neplní je [1]. Obrázek 2 zobrazuje prolínání těchto funkcí dle literatury [3].



Obrázek 2 Prolínání funkcí objektu [3]

Modelování funkcí objektu spočívá v rozlišení druhu funkcí objektu na uživatelské funkce a na vnitřní funkce. Norma ČSN EN 1325-1 tyto funkce (dle literatury [1]) definuje takto:

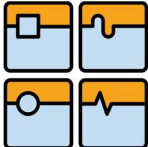
- uživatelská funkce je účinek očekávaný od výrobku (produktu) nebo jím prováděný za účelem splnění části potřeby konečného uživatele,
- výrobová (vnitřní) funkce je účinek složky výrobku (produktu) nebo účinek mezi složkami výrobku za účelem provádění uživatelských funkcí,
- výrobové (vnitřní) funkce výrobku mohou být uživatelské funkce prvku vstupujícího do sestavy tohoto výrobku.

Uživatelské a vnitřní funkce se tedy liší tím, že uživatelské funkce plní objekt (výrobek) jako celek, ale výrobové (vnitřní) funkce plní pouze jednotlivé části objektu [1].

Vyhodnocení funkcí se provádí v několika krocích. Prvním krokem je stanovení a kvantifikace významů funkcí objektu. To je možné provést celou řadou způsobů, ve všech z nich jde však o stanovení vah (významů), které přisuzují jednotlivým funkcím a jejich parametrům zákazníci. Kvantifikovaná hodnota těchto významů je vyjadřována číslem, a to obvykle ve škále od 0 do 1 nebo od 1 do 100. Používané metody jsou např. metoda expertního posuzování, která obvykle probíhá v týmu a metoda párového posuzování [1],[2].

Druhým krokem při vyhodnocování funkcí je kvantifikace stupně plnění funkcí objektu. Jedná se v podstatě o číselný údaj, který vyjadřuje úroveň splnění, překročení nebo nedosažení potřebného optima vyhodnocované funkce. Obvykle se pro vyjádření stupně plnění používají dva způsoby a to buď prostá bodovací metoda, nebo nahrazení stupně plnění funkce jeho transformovaným vyjádřením. To se provádí pomocí stupnic, které mohou být nominální (slovní hodnocení) nebo ordinární (hodnocení ve vzájemných vazbách porovnávaných objektů), z nichž je následně možno odvodit hodnocení bodové. Stanovení stupně plnění funkce objektu je jednou z neobtížnějších činností při funkční analýze [2].

Třetím a posledním krokem při vyhodnocování funkcí je stanovování nákladů funkcí výrobku. Stanovení nákladů vychází z faktu, že každá potřebná funkce výrobku

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

je v materiálové podobě zajištěna funkčními skupinami či součástkami, které pro svou realizaci vyžadují vynaložení určitých nákladů. Z tohoto pohledu, který je jedinečně aplikován v hodnotové analýze, lze velmi dobře posoudit, na co konkrétně jsou náklady vynaloženy, zda je nutné je v tak velké míře vynakládat na zajištění dané funkce, zda jsou vynakládány účelně atd. [1].

1.2 Systémová analýza a syntéza (SAS)

SAS vznikla na západě, bezprostředně po konci II. světové války, z potřeby mít k dispozici metody pro řešení vojensko-organizačních problémů na složitých objektech. Tato metoda navazuje na systémové disciplíny, především na operační analýzu a systémové inženýrství. Systémovou analýzu a syntézu lze obecně popsat jako metodologicko-aplikační disciplínu pro řešení mnohokriteriálních problémů na strukturně složitých, reálných nebo abstraktních, objektech [4].

SAS, která je jednou ze základních disciplín systémové vědy, má dle literatury [4] následující charakteristiky:

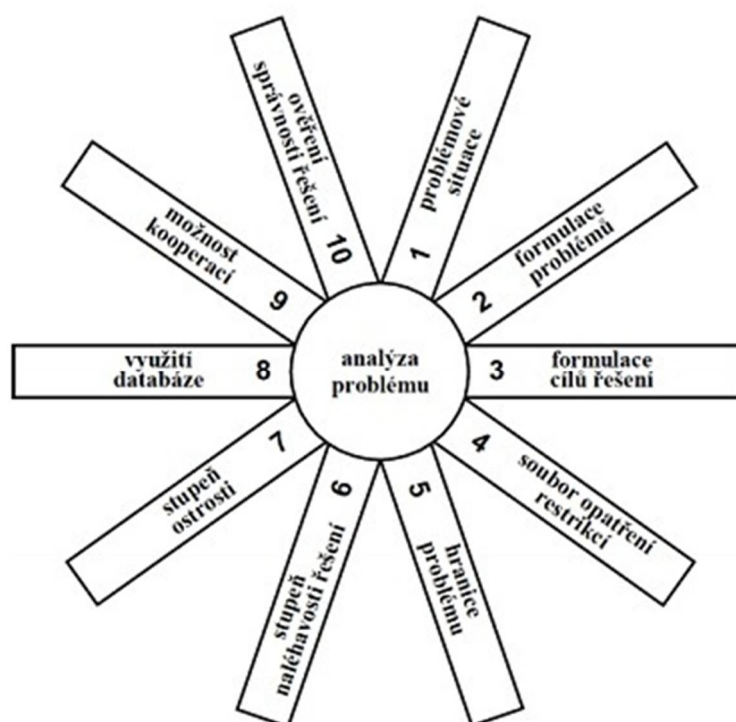
- a) předmětem zkoumání metody mohou být různé třídy objektů, které jsou charakteristické strukturní, procesní a problémovou složitostí. Mezi tyto třídy zejména patří technické objekty, sociální objekty (letišť, železnice, silniční síť) a přírodovědné objekty (rostlinná nebo živočišná společenstva, lidský organismus, atd.),
- b) problémy, které jsou řešeny na uvedených objektech, se týkají jejich aktivace, struktur, vlastností a chování a jsou charakteristické tím, že jsou:
 - mohutné – problémy mají více proměnných, mezi kterými jsou složité vazby,
 - interdisciplinární – pro řešení problému je nutná spolupráce více různých oborů,
 - neostře z hlediska formulace a cílů problémů či metodik řešení,
- c) pro řešení problému s aplikací SAS je typické, že:
 - procesy řešení mají iterativní charakter,
 - složitost problému obvykle vyžaduje řešitelské týmy, které jsou složeny z odborníků různého zaměření, takže je důležitá pojmová a terminologická ujasněnost,
- d) charakter přístupu k řešení daného problému a volba metod jsou ovlivněny typem objektu a typem problému, který se na něm řeší. To znamená, že ne všechny typizované úlohy SAS jsou vhodné pro řešení každého problému,
- e) úkolem SAS vzhledem k řešiteli problému je:
 - zvyšovat jeho znalosti o strukturách objektů a o procesech, které na nich probíhají,
 - napomáhat mu analyzovat a formulovat problémové situace,
 - přispět k výběru nejvhodnějších metod pro řešení problémů,
 - zvyšovat úroveň analýzy řešení problémů a napomáhat při implementaci a realizaci výsledků.

1.2.1 Systémový přístup

Systémový přístup je tvůrčí způsob a proces myšlení aplikovaný na lidské činnosti spojené s řešením problémů, který respektuje základní systémové atributy. Naopak pro nesystémový přístup je charakteristické, že myšlenkový postup je volný, individuálně vytvářený, subjektivní, často pomalejší než systémový a vyžadující větší nervové zatížení řešitele při řešení problémů. Řešitel obvykle nedokáže popsat myšlenkový postup od formulace problému k jeho vyřešení [4].

Mezi základní atributy systémového přístupu patří dle literatury [4] tyto:

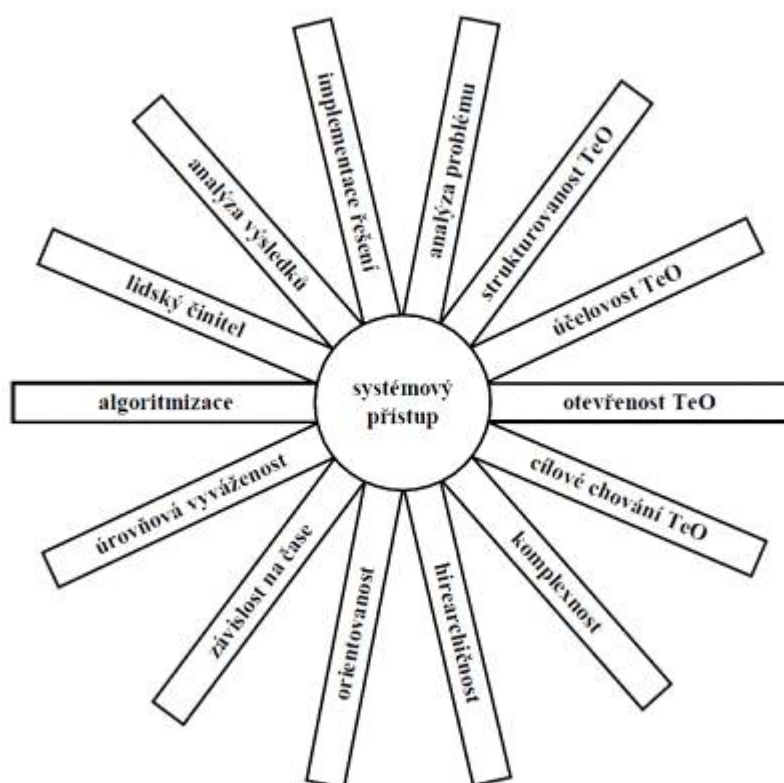
1. Obsahově správné vymezení pojmů, které se týká objektů, jevů, procesů apod., vyskytujících se v činnostech, na něž se aplikuje systémový přístup.
2. Prioritu má analýza problémové situace a problému, zejména z následujících hledisek: formulace problému a jeho vytyčených cílů, vymezení hranic problému, a těchto analýz: soubor omezení, naléhavosti řešení, využití databází, použitelných metod řešení atd. (viz. Obrázek 3).



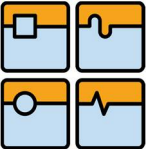
Obrázek 3 Analýza problému [4]

3. Objekty a procesy, které na objektech probíhají, jsou chápány strukturovaně, tedy jako soubory prvků, vazeb mezi nimi a interakce probíhající na vazbách.
4. Objekty jsou posuzovány účelově, tzn., že při výběru prvků struktur objektů, jejich vlastností a působení na objekt je posuzování jejich důležitosti z hlediska řešeného problému zásadní.
5. Objekty se řeší jako otevřené soustavy, u kterých existují vazby a interakce s okolím.
6. Sleduje se cílové chování objektů. Řešení problémů se posuzuje a realizuje z hlediska zadaných cílů (zadavatelem či uživatelem).
7. Problémy jsou chápány a řešeny komplexně. Upřednostňuje se interdisciplinární přístup k řešení problémů.

8. Objekty jsou chápány hierarchicky. Z hlediska řešeného problému se vytváří hierarchie důležitosti z hlediska působení na objekt, působení prvků a vazeb ve struktuře objektu a vlastností jednotlivých prvků, to vše s příslušnou klasifikací a kvantifikací parametrů.
9. Objekty se vyšetřují orientovaně. Sledují se např. relace příčina-následek, vstup-výstup apod.
10. Objekty jsou vyjadřovány jako soustavy závislé na čase. Jako časově proměnné jsou uvažovány podmínky, v nichž se problém řeší, cíle řešení a dále také parametry objektu, které je třeba zajistit tak, aby měly požadovanou kvalitu a úroveň i v době, kdy bude objekt vyřešen, resp. realizován.
11. V jednáních a řešeních problémů je nutné sledovat úrovnovou vyváženost, což znamená, že přístupy k řešení problémů, používané metody řešení, výpočetní a měřicí prvky by měly mít efektivní úroveň. Pokud převyšuje úroveň jednoho z prvků úroveň ostatních prvků, jedná se o zbytečný přepych s různými důsledky, např. finančními. Nízká úroveň některého z prvků ale může znehodnotit řešení problému.
12. Vytvářejí se podmínky pro tvorbu algoritmů činností, které mají mít prvky hromadnosti a zobecnění. Výsledek řešení pak bude méně závislý na jednání jedince a zobecněný přístup lze aplikovat při řešení obdobných problémů.
13. Zdůrazňuje se nenahraditelnost lidského činitele při řešení nestandardních situací, efektivnost a progresivnost jeho činností atd.
14. Proces myšlení, jednání či řešení problému má být zakončen analýzou a ověřením dosažených řešení.
15. Závěrečnou fází je implementace a realizace řešení.



Obrázek 4 Systémový přístup [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Formulace problému

Problém, který má svou strukturu, cílové chování, své hranice a tedy i okolí, je nutné chápat orientovaně, účelově, hierarchicky, atd. Všechny tyto systémové charakteristiky by měly být analyzovány ještě před samotným započítáním řešení problému. Z personálního hlediska do problému zasahují především tři partneři a to zadavatel problému, jeho řešitel a uživatel výsledku řešení, přičemž velmi často splývá funkce zadavatele a uživatele, ale existují i případy, kdy všichni tři partneři jsou jedním subjektem (osobou či týmem). Správná formulace problému by měla probíhat v dialogu všech tří zmíněných partnerů, protože žádný z nich obvykle nemá takový kritický a komplexní pohled, kterým by se při samostatné formulaci problému vyvaroval omylu. Ovšem rozhodující a konečné slovo by měl mít uživatel, protože to on bude nejvíce ovlivněn výsledky řešení [4].

Formulace cílů

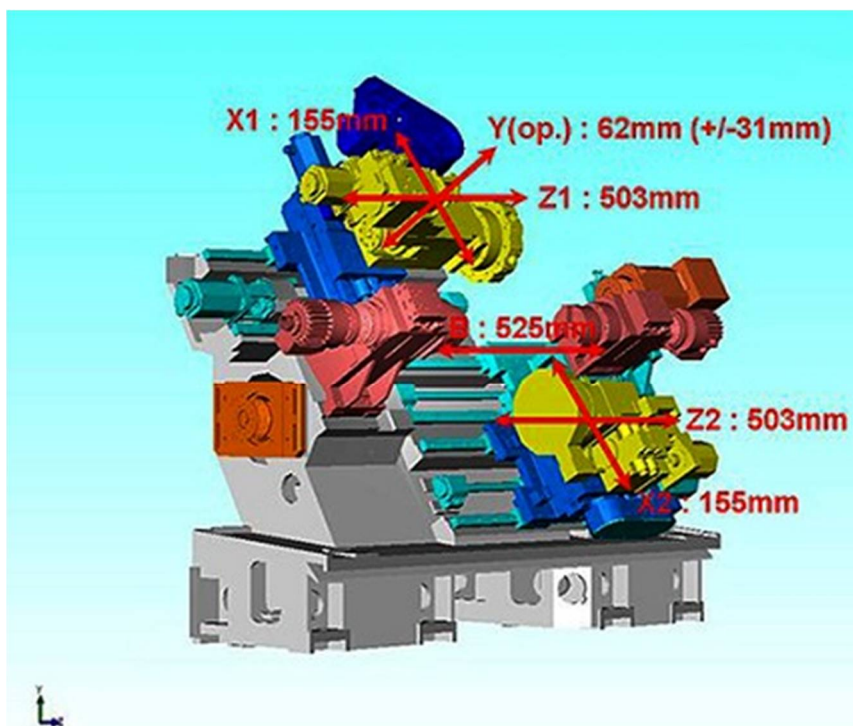
Cíl, o kterém lze říci, že se jedná o konečnou fázi vědomých lidských činností ve vztahu k lidem nebo různým objektům, lze u SAS dělit podle různých kritérií. Literatura [4] dělí cíle:

- a) dle chronologie – tedy v jakém časovém horizontu se cíle plní. Toto kritérium cíle dělí na základní, strategické, taktické a operativní,
- b) dle věcné povahy – rozlišuje cíle ekonomické, sociální, technické, ekologické apod.,
- c) dle vzájemné slučitelnosti na:
 - konzistentní (slučitelné) tehdy, jestliže úsilí o dosažení jednoho cíle nevylučuje dosažení jiného cíle,
 - disjunktivní (neslučitelné), pokud dosažení jednoho cíle vylučuje dosažení jiného cíle,
- d) dle počtu parametrů, které cíl obsahuje. Pokud se jedná o jeden cíl s jedním parametrem, spadá cíl do skupiny jednoparametrických. Pokud má však cíl více parametrů, nebo se jedná o více cílů s jedním či více parametry, zařazuje se cíl do skupiny více parametrických. U této skupiny se často vyskytuje disjunktivnost,
- e) dle hierarchie na cíle časové a úrovně (cíle hlavní a dílčí).

Cíle je vhodné definovat obdobně jako problémy na základě dostatečných znalostí o problémové situaci, problému a jeho okolí. Doporučuje se cíle definovat na různých úrovních podrobnosti a postupně přecházet od méně podrobných k podrobnějším. Cíle mají tzv. svou dynamiku, což znamená, že se s časem zpřesňují, přizpůsobují se novým poznatkům a novým podmínkám pro řešení problému [4].

2 STROJ NAKAMURA - TOME WT 100

Předmětem řešení diplomové práce je stroj NAKAMURA – TOME WT 100, jehož majitelem je společnost TRADEKO s.r.o. se sídlem v Pelhřimově. Jedná se CNC soustružnické centrum řízené řídicím systémem Fanuc 31i-A. Stroj má dvě vřetena, primární a sekundární, s maximálním průměrem upnutí 42 mm v kleštinovém upínači. Sekundární vřeteno je pohyblivé ve vodorovném směru (osa B). Instalovaný výkon a otáčky jsou pro obě vřetena stejné a to 11 kW a $6\,000\text{ min}^{-1}$. Primární i sekundární vřeteno je doplněno o C-osu. Do každé z revolverových hlav (celkem dvě) je možné umístit maximálně 24 nástrojů, včetně až dvanácti rotačních. Horní revolverová hlava je pohyblivá ve třech osách (Y, X, Z), spodní hlava pouze ve dvou osách (X, Z) [7]. Kinematické schéma stroje ukazuje Obrázek 5.



Obrázek 5 Kinematické schéma obráběcího stroje NAKAMURA-TOME WT 100 [11]

Schéma uvádí i pracovní rozsahy jednotlivých os, ale rozsah os X1 a X2 je bohužel uveden chybně. Skutečný rozsah obou těchto os je 135 mm namísto uvedených 155 mm. V zobrazeném kinematickém schématu lze napočítat šest řízených os, přičemž ve schématu nejsou zakresleny obě osy C primárního a sekundárního vřetene. Celkem má tedy soustružnické obráběcí centrum WT 100 osm řízených os. Jak ale ukazuje Obrázek 6 výrobce obráběcího stroje, společnost NAKAMURA – TOME, stroj považuje pouze za čtyřosé soustružnické obráběcí centrum. Způsobů, jak na stroji napočítat pouze čtyři řízené osy může být více, například jednou z možností je stroj pomyslně rozdělit v jeho polovině na levou a pravou část, přičemž pak lze na každé straně napočítat právě čtyři řízené osy. Dalším způsobem je vynechání obou os C a započítáním os, které se na stroji vyskytují pouze jednou (tedy pouze osy X, Y, Z a B) apod. Při použití jakéhokoli

způsobu ale není zcela zřejmé, co vede výrobce k prezentaci stroje WT 100 jako čtyřosé soustružnické obráběcí centrum.



Obrázek 6 Titulní strana seznamu náhradních dílů stroje WT 100 [7]

Obrázek 8 ukazuje příklady obráběných dílů na stroji NAKAMURA – TOME WT 100. Polotovary pro obrábění jsou nejčastěji kruhové či šestihranné tyče z nerezové oceli s označením 1.4571. Výroba na stroji je pouze zakázková, tedy počty kusů v jednotlivých sériích se pohybují maximálně v řádech stovek kusů. Stroj pracuje v nepřetržitém provozu, ale kvůli nízkému počtu kusů v sériích je často zastavován, mnohdy i vícekrát během pracovní směny.



Obrázek 7 Stroj WT 100 umístěný ve výrobní hale společnosti TRADEKO s.r.o. [9]



Obrázek 8 Představitelé obráběných dílů [9]

2.1 Vybrané konstrukční skupiny a celky

V této kapitole jsou popsány konstrukční skupiny a celky stroje, které jsou vybrány k možnému přepracování. Popis je zaměřen na princip funkce, současné konstrukční provedení celků, popis problémového chování a popis jednotlivých součástí či prvků, ze kterých se konstrukční celek skládá. Popis funkcí a konstrukčního řešení jednotlivých celků není v poskytnuté dokumentaci stroje uveden a je tedy samostatně zpracován autorem této práce na základě dostupné výkresové dokumentace stroje.

Konstrukční skupiny jsou vybrány na základě zkušeností uživatele i autora práce z praktického provozu stroje WT 100. K možnému přepracování je vybráno těchto osm konstrukčních celků:

- snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – úprava č. 1,
- teleskopický kryt spodní revolverové hlavy – úprava č. 2,
- chladicí jednotka stroje – úprava č. 3,
- hydraulický okruh stroje – úprava č. 4,
- řemenový náhon primárního vřetene – úprava č. 5,
- energetický řetěz osy B – úprava č. 6,
- dopravník obrobků – úprava č. 7,
- manipulátor obrobků – úprava č. 8.

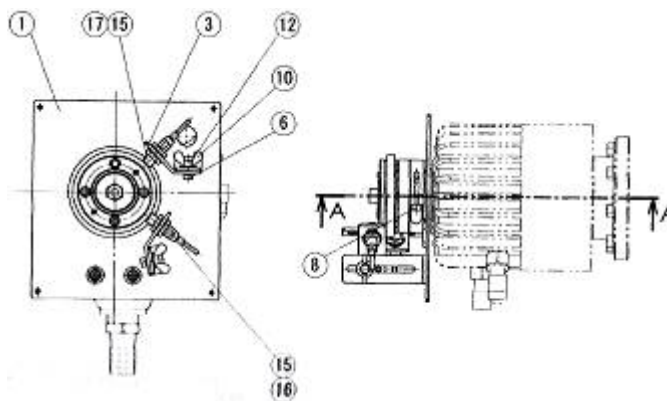
Uvedené konstrukční celky určitým a dále popsaným způsobem neplní svoji funkci, jsou poruchové, vyžadují časté seřízení či dosahují krátké životnosti, která následně zapříčiňuje nucené odstávky obráběcího stroje.

2.1.1 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny

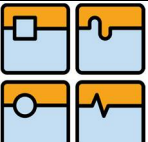
Indukční snímače (pozice 15 – viz. Obrázek 10) slouží ke kontrole polohy seřiditelného dorazového kroužku hydraulického upínače. Kroužek slouží k nastavení délky zdvihu upínače, která ovlivňuje změnu velikosti otvoru v uzavřené či otevřené upínací kleštině. To znamená, že poloha dorazového kroužku určuje, zda je při uzavření kleštiny obráběný materiál bezpečně upnut a naopak, že při otevření kleštiny je materiál uvolněn ze sevření a je možné jej volně vyjmout z upínací kleštiny. Obrázek 11 naznačeně ukazuje konstrukci hydraulického upínače.



Obrázek 9 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – fotografie [8]



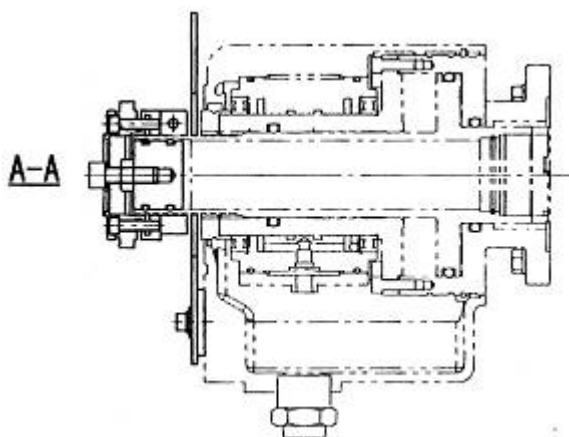
Obrázek 10 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – výkres [7]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Konstrukční řešení a funkce

Indukční snímače jsou u tělesa upínače umístěny dva (viz. Obrázek 9 nebo Obrázek 10). Každý ze snímačů snímá jednu ze dvou poloh dorazového kroužku, přičemž jeden ze snímačů snímá polohu kroužku při uzavření upínací kleštiny a druhý snímá polohu kroužku při otevření upínací kleštiny. Snímače jsou dvojicí matic, prostřednictvím kterých lze nastavit radiální vzdálenost snímače od dorazového kroužku, upevněny k plechovému držáku (pozice 3). Ten je prostřednictvím šroubu s křídlovou hlavou (pozice 10 a 6) připevněn a veden v drážce základny, která je rovnoběžná s osou hydraulického upínače (ukazuje Obrázek 9). Vedení držáku v drážce je dále zajištěno osazeným šroubem s půlkulatou hlavou, který je v držáku pevně uchycen. Díky drážce základny je možné indukční snímače spolu s plechovými držáky posouvat do požadovaných poloh, respektive do poloh nad dorazovým kroužkem.

Právě informace o poloze dorazového kroužku je klíčová pro samotný rozběh stroje. Ten totiž nenastane, pokud řídicí systém stroje nepřijme požadovanou hodnotu signálu z indukčních snímačů.



Obrázek 11 Dorazový kroužek s naznačenou konstrukcí upínače [7]

Problémové chování

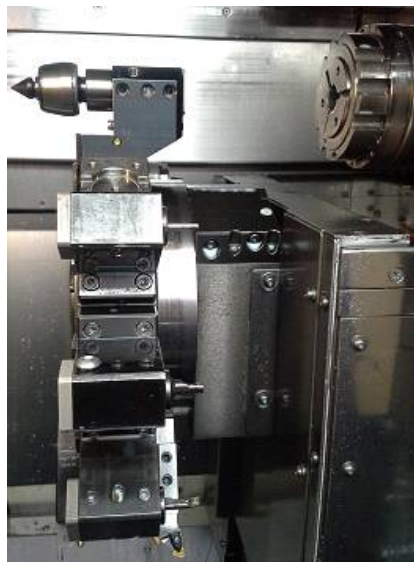
Konstrukční řešení umístění indukčních snímačů je výhodné, zejména z hlediska možnosti relativně snadného seřízení polohy snímače obsluhou stroje. Tato výhoda s sebou přináší ale i jisté problémy. Přitažení plechového držáku k základně je díky šroubu s křídlovou hlavou možné pouze silou zápěstí obsluhy, což může způsobit nedostatečné utažení. Díky mastnotám, které ulpívají na celém konstrukčním celku (dobře patrné viz. Obrázek 9), dochází v průběhu chodu stroje, vlivem jeho vibrací apod., k prokluzu mezi plechovým držákem a základnou. To má, tak jako i předchozí nevýhoda, za následek odchýlení snímačů z požadované polohy, zastavení chodu obráběcího stroje a nutnost seřízení polohy snímačů. Protože se jedná o poměrně častý jev, vyskytující se téměř v týdenních intervalech, obsluha obráběcího stroje trvale odstranila kryt této části stroje, čímž urychlila proces seřízení polohy snímačů. Odstraněním krytu však dochází k porušení bezpečnostních předpisů z důvodu zpřístupnění pohyblivé části stroje a tím k možnosti vzniku vážného pracovního úrazu.

2.1.2 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy

Teleskopické kryty obecně slouží k ochraně vedení, odměřovacího zařízení, hadic, kabeláže apod. V případě stroje WT 100 je tomu rovněž tak. Teleskopický kryt umístěný u spodní revolverové hlavy slouží k ochraně vedení, kuličkového šroubu, pohonů atd. ve směru osy X2 (viz. Obrázek 12).



Obrázek 12 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy – fotografie dolní polohy [8]

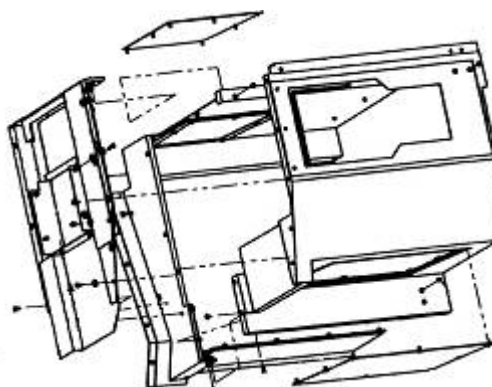


Obrázek 13 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy - fotografie horní polohy [8]

Konstrukční řešení a funkce

Pracovní rozsah krytu je 135 mm a skládá se celkem z jedenácti krycích lamel vyrobených z nerezové oceli. Teleskopický kryt je umístěn ve svislém směru (s odchylkou rovnou úhlu naklonění šikmého lože), přičemž jednotlivé lamely se překrývají ve směru od vřetena dolů. To zajišťuje, že stékající řezná kapalina a s ní splavované třísky se nedostávají mezi jednotlivé lamely. Díky tomuto konstrukčnímu řešení nejsou lamely opatřeny stěrači nečistot.

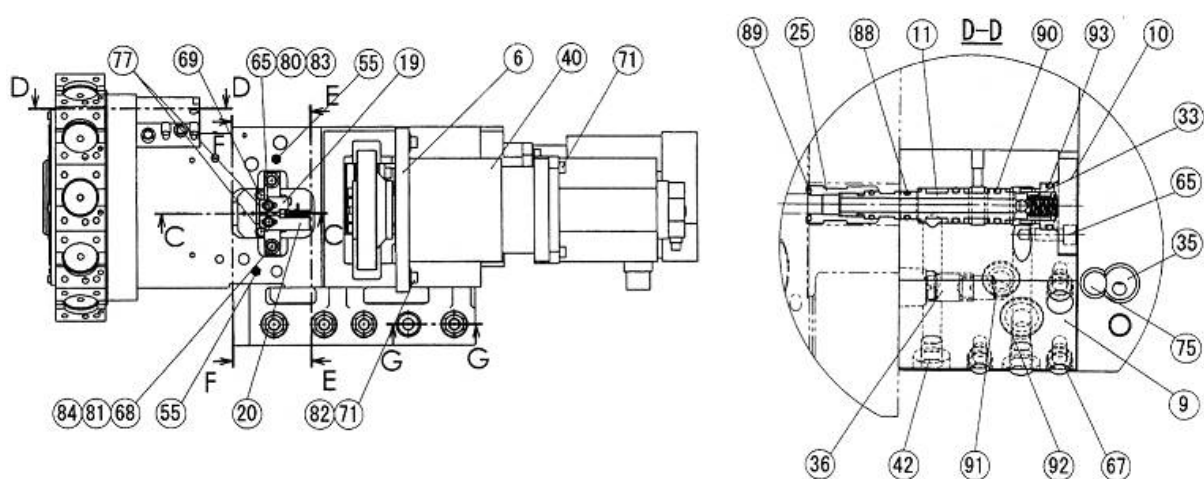
Teleskopický kryt revolverové hlavy je zabudován do soustavy krytů spodní revolverové hlavy. Obrázek 14 zobrazuje tuto soustavu dle dokumentace [7].



Obrázek 14 Soustava krytů spodní revolverové hlavy – výkres [7]

Problémové chování

Při obráběcím procesu vznikají v podstatě dva druhy třísek a to plynulá nebo dělená tříska. O jaký druh třísky se jedná, je ovlivněno řadou faktorů. Mezi ty nejpodstatnější lze zařadit druh obráběného materiálu, použité řezné podmínky, tvar řezného nástroje, druh operace atd. Při tvorbě třísek plynulých často dochází k zachycení třísek na řadě míst, například mezi upínači nástrojů, na samotných nástrojích, na hlavách šroubů krytování či zůstávají zavěšeny na krytu revolverové hlavy. Ačkoliv se na tyto zachycené třísky mohou zachytávat další plynulé třísky, jejich výskyt nijak neohrožuje teleskopický kryt spodní revolverové hlavy. Při tvorbě třísek dělených dochází k jejich odpadávání z řezného místa buď přímo do sběrné vany, nebo jsou do ní splavovány řeznou kapalinou z krytu revolverové hlavy. Pokud ale rozměr dělené třísky nepřesahuje cca 3 mm, dochází často k jejímu zapadnutí mezi teleskopický kryt a kryt revolverové hlavy (viz. Obrázek 13), kde se tyto třísky hromadí. U takto zachycených či nahromaděných třísek již obvykle nedochází k jejich odplavení prostřednictvím řezné kapaliny stékající z místa řezu a tyto třísky se postupně hromadí v prostoru mezi revolverovou hlavou a teleskopickým krytem (viz. Obrázek 12). V nejnižším místě mezi teleskopickým krytem a krytem revolverové hlavy je umístěna kulová tryska (viz. Obrázek 15, pozice 35), která rozstříkáním řezné kapaliny sice napomáhá odplavení hromadících se třísek, avšak ne vždy dostatečně. Při pohybu revolverové hlavy v záporném směru osy X2 tak dochází k vtlačování nahromaděných třísek mezi jednotlivé lamely teleskopického krytu. Při přetrvávání této situace, tedy pokud nedojde k odstranění třísek obsluhou stroje, dochází k postupné deformaci lamel a následně až k zaseknutí teleskopického krytu. To vyvolá zastavení stroje a nemožnost jeho opětovného spuštění až do doby, než je teleskopický kryt uvolněn, opraven či celý vyměněn.



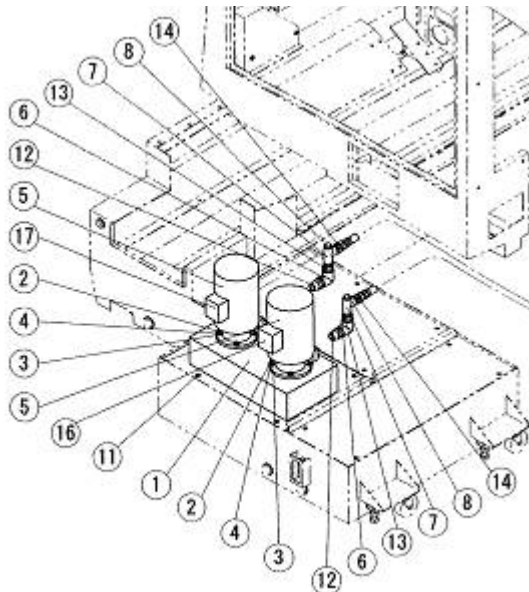
Obrázek 15 Umístění kulové trysky – výkres [7]

2.1.3 Chladicí jednotka stroje

Chladicí jednotka stroje WT 100 zajišťuje dopravu a přívod řezné (zároveň chladicí) kapaliny do místa řezu obráběného materiálu buď prostřednictvím chladicích kanálků v použitých nástrojích, nebo skrze sekundární vřeteno stroje, kde kapalina zajišťuje výplach vřetene od třísek vzniklých při obrábění. Jednotka dopravuje řeznou kapalinu zvlášť k primárnímu vřetenu a zvlášť k vřetenu sekundárnímu.



Obrázek 16 Chladicí jednotka stroje – fotografie [8]



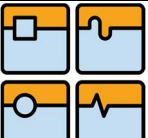
Obrázek 17 Chladicí jednotka stroje – výkres [7]

Konstrukční řešení a funkce

Aby bylo možné dodávat řeznou kapalinu ke každému z vřeten zvlášť, je jednotka složena ze dvou, naprosto stejných částí. Obě části jednotky se skládají z čerpadel (pozice 5, viz. Obrázek 17), přívodní kabeláže a hadic (ukazuje Obrázek 16), ve kterých proudí kapalina až k rozváděcímu potrubí stroje. Jednotka je jako celek usazena na nádrži s řeznou kapalinou. Do této nádrže je kapalina sváděna z pracovního prostoru stroje a obsahuje řadu přepážek a síť, které zajišťují filtraci řezné kapaliny od třísek vzniklých při obrábění. Ty by v případě nasátí čerpadlem mohly způsobit jeho nenávratné poškození, poškození rozváděcího ústrojí stroje či ucpání chladicích kanálků v použitých nástrojích.

Čerpadla s katalogovým označením SPK4-8/8, poháněná asynchronními elektromotory, jsou spouštěna přerušovaně v závislosti na spuštěném programu, dle kterého obráběcí stroj pracuje. Program totiž udává, který nástroj je použit na danou operaci a tím i pozici nástroje v revolverové hlavě, která se podle programu otáčí. Právě před každým pootočením revolverové hlavy dojde k vypnutí čerpadla a před následným započatím obrábění k jeho opětovnému spuštění.

Poháněcí elektromotory mohou pracovat ve dvou rychlostních režimech, čímž lze měnit množství kapaliny dodávané do místa řezu. Změna rychlosti (otáček) asynchronních elektromotorů se provádí programově.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 25
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Problémové chování

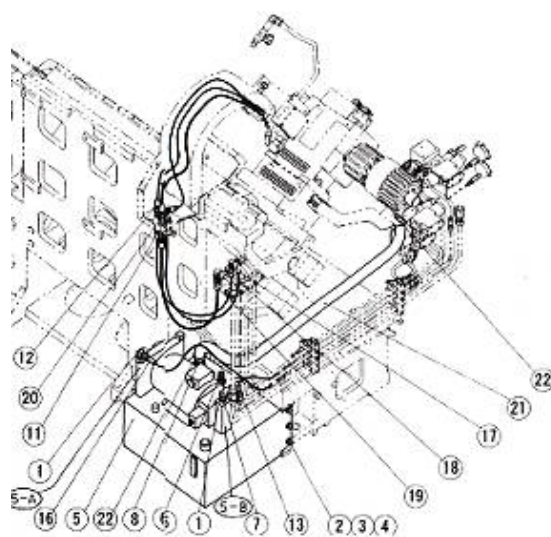
Obrázek 8 (kapitola 2) zobrazuje příklady součástí, které jsou na stroji WT 100 vyráběny. Tyto součásti obvykle svým rozměrem nepřesahují rozměr lidské dlaně a čas potřebný na jejich obrobení zpravidla nepřesahuje čtyři minuty. Z toho lze vyvodit, že popsané vypnutí a zapnutí čerpadla probíhá ve velmi krátkých časových intervalech. Časté změny mezi klidovým stavem čerpadel a jejich chodem přináší značné proudové (a tím i tepelné) zatížení nejen poháněcích elektromotorů čerpadel, ale i jejich ovládacích stykačů. Toto proudové zatížení způsobuje podstatné snížení životnosti obou zmíněných komponent, přičemž příčinou poškození je v obou případech tzv. „spálení“ vinutí. Častý rozběh také dynamicky zatěžuje oběžná kola čerpadel, která mají podobu plechových výlisků uložených na hřídeli čerpadla. Zajištění proti pootočení je vytvořeno pouze jejich prolisem, tzn., že kola nejsou unášena například perem, klínem apod. Vlivem neustálé změny stavu pohybu oběžných kol (tedy rozběhu, plynulému běhu, doběhu a klidu) dochází k postupnému uvolňování prolisu až do doby, kdy dojde k úplnému uvolnění oběžných kol a tím ke ztrátě funkčnosti čerpadla. Tato porucha čerpadel se vyskytuje dvakrát až třikrát častěji než porucha poháněcích elektromotorů.

2.1.4 Hydraulický okruh stroje

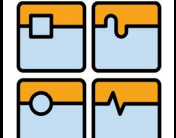
Příloha 1 ukazuje schéma hydraulického okruhu obráběcího stroje WT 100. Celý okruh je rozdělen na dvě samostatné části a to dle návaznosti ovládaných zařízení na primární či sekundární vřeteno. Hlavní části obou okruhů jsou hydrogenerátorová jednotka, píst revolverové hlavy, píst hydraulického upínače, ovládací písty brzdy osy C a tlakový spínač hydrogenerátoru. Okruh sekundárního vřetene je doplněn o hydromotor ovládající pohyb manipulátoru obrobků a o ovládání seřizovače nástrojů. Obrázek 19 zobrazuje rozvod hydraulické kapaliny k zařízením, která přísluší k primárnímu vřetenu.



Obrázek 18 Hydrogenerátorová jednotka
– fotografie [8]



Obrázek 19 Hydraulický okruh stroje příslušný k
primárnímu vřetenu [7]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 26
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Konstrukční řešení a funkce

Hydrogenerátorová jednotka (Obrázek 18) je složena ze tří hlavních částí. Jedná se o regulační hydrogenerátor poháněný asynchronním elektromotorem, chladič hydraulické kapaliny a nádrž s objemem 40 litrů. Chladič je umístěn v jednotce tak, že vzduch, nasávaný ventilátorem elektromotoru a hnaný na jeho žebrování, nejprve proudí skrze chladič a zajišťuje tak chlazení hydraulické kapaliny a elektromotoru zároveň. Ačkoliv vzduch vstupuje na žebrování již značně ohřátý, problém s uchlazením elektromotoru nenastává. Hydrogenerátorová jednotka pracuje nepřetržitě a dodává do hydraulického okruhu tlak 3,5 MPa.

Píst revolverové hlavy, který slouží k aretaci polohy otáčející se hlavy, je ovládán dvoupolohovým čtyřcestným rozváděčem, který je ovládán elektromagneticky a mechanicky aretován. Za rozváděčem je zařazen škrtkový ventil, prostřednictvím kterého lze dle dokumentace [7] nastavit rychlost otáčení revolverové hlavy.

Píst hydraulického upínače, jehož poloha je prostřednictvím dorazového kroužku snímána indukčními snímači (viz kapitola 2.1.1), je tak jako píst revolverové hlavy ovládán dvoupolohovým čtyřcestným rozváděčem, který je také elektromagneticky ovládán a mechanicky aretován. Před rozváděčem je v okruhu předřazen manometr a redukční ventil, který slouží k nastavení upínacího tlaku, respektive síly, kterou je obrobek upnut v upínací kleštině. Upínací tlak primárního vřetena se obvykle pohybuje v rozmezí od 2 do 2,5 MPa a tlak sekundárního vřetene v rozmezí 1 až 1,5 MPa. Regulace upínacího tlaku se často provádí při seřizování stroje na novou nebo jinou zakázku, z důvodu změny geometrie obrobku a možného vzniku otlaků či deformací nebo z důvodu nedostatečného upnutí obrobku. Manometr a otvor, ve kterém je umístěn seřizovací šroub redukčního ventilu, lze vidět na fotografii stroje WT 100 (Obrázek 7, kapitola 2) na levé i pravé straně stroje. Redukčnímu ventilu je v okruhu předřazen zpětný ventil, který zabraňuje úniku hydraulické kapaliny z obvodu pístu upínače i v případě, že by například z důvodu kolize nástroje s obrobkem došlo k přetížení upínače.

Písty, ovládající brzdu osy C, jsou ovládány dvojicí rozváděčů. První z nich, dvoupolohový třícestný, je ovládán elektromagneticky za pomoci vratné pružiny. Tento rozváděč umožňuje pouze přesunutí pístů brzdy do brzděné polohy a je mu předřazen manometr s redukčním ventilem, který slouží k nastavení tlaku na ovládací píst, respektive k nastavení brzděné síly. Tlak je standardně nastaven na hodnotu 3,5 MPa. Seřizovací šroub redukčního ventilu a manometr jsou umístěny pod manometrem, jehož poloha byla popsána v předchozím odstavci (viz. Obrázek 7). Druhý z rozváděčů je třípolohový čtyřcestný a je také ovládán elektromagneticky za pomoci dvou vratných pružin. Druhý rozváděč umožňuje ve své základní poloze odtok hydraulické kapaliny z nečinné části pístů, ze které je kapalina vytlačována při režimu brzdění. Druhá poloha rozváděče slouží k tzv. odbrzdění, tedy k přesunutí pístů do polohy, kdy je brzda uvolněna. Třetí poloha slouží opět k přesunutí pístů do brzděné polohy, avšak na rozdíl od brzdění, které nastává v případě přepnutí prvního rozváděče, je zde využito maximálního tlaku dodávaného hydrogenerátorem. Tento stav nastává, pokud je nutné vřeteno zastavit okamžitě, například při stisku bezpečnostního tlačítka CENTRAL STOP.

Hydromotor manipulátoru obrobků je ovládán třípolohovým čtyřcestným rozváděčem. Ten je ovládán elektromagneticky za pomoci dvou vratných pružin. Mezi rozváděčem a hydromotorem jsou v obou větvích obvodu vloženy škrťící a řízené zpětné ventily. Škrťící ventily slouží ke snížení rychlosti pohybu manipulátoru obrobků a není možné tuto rychlost regulovat. Řízené zpětné ventily slouží v obvodu jako hydraulický zámek, tzn., že zajišťují přesné udržení nastavené polohy přímočarého hydromotoru.

Seřizovač nástrojů je, tak jako i manipulátor obrobků, volitelné zařízení, které výrobce instaluje do stroje pouze na přání zákazníka. U stroje umístěného ve výrobní hale společnosti TRADEKO s.r.o. toto zařízení instalováno není, a proto není v této kapitole popsáno. Příloha 1 tedy uvádí univerzální schéma hydraulického okruhu, které je výrobcem dodáno společně se strojem bez ohledu na fakt, zda jsou všechna zařízení uvedená ve schématu na stroji instalována či nikoliv.

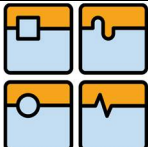
Problémové chování

Tlakový spínač, s katalogovým označením KNZ SPS – 8WP – PA26, plní v obvodu pouze bezpečnostní funkci. Tlakový spínač odesílá řídicímu systému signál právě tehdy, pokud dojde k překročení jeho spínacího tlaku, který má hodnotu 1,5 MPa. Tato hodnota je mezní hodnotou upínacího tlaku hydraulického upínače, a pokud by v hydraulickém okruhu nebyla dosažena, systém neumožní rozběh stroje, případně stroj zastaví. Spolehlivá funkce tlakového spínače je tedy nezbytná, avšak vlivem tlakových rázů, které vznikají například při aretaci revolverové hlavy nebo při prudkém brzdění osy C, dochází k výraznému snížení životnosti spínače, respektive pouze plechové membrány, která ovládá spínací kontakt tlakového spínače. Obrázek 20 ukazuje pohled na zdeformovanou nefunkční membránu (v levé části) a na novou membránu tlakového spínače. Nová membrána je vyrobena na zakázku pro firmu TRADEKO s.r.o., tzn., že ji nelze zakoupit jako náhradní díl k tlakovému spínači.



Obrázek 20 Plechová membrána tlakového spínače [8]

Tlakové rázy přenášené z hydraulického okruhu na plechovou membránu způsobují výrazný nárůst cyklů vykonaných membránou. Trvalou deformaci a tím ukončení životnosti tak pravděpodobně způsobuje únava materiálu membrány v místě, kde dochází k jejímu styku se spínačem. Právě v tomto místě dochází k největší pružné deformaci membrány při jejím pohybu, způsobené změnou tlaku v hydraulickém okruhu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.1.5 Řemenový náhon primárního vřetene

Pohon primárního vřetene zajišťuje asynchronní servomotor (instalovaný výkon a otáčky uvedeny v kapitole 2), který vřeteno pohání jak v režimu soustružení, tak i v režimu řízení osy C. Výkon je z řemenice servomotoru přenášen na řemenici vřetene prostřednictvím sedmi klínových řemenů (viz. Obrázek 21) s katalogovým označením Good Year 3VX-600. Firemní literatura chybně uvádí označení 3VX-630. Konstrukci řemenu ukazuje Obrázek 22.



Obrázek 21 Řemenový náhon primárního vřetena – fotografie [8]



Obrázek 22 Konstrukce řemenu Good Year 3VX-600 [10]

Konstrukční řešení a funkce

Příloha 2 zobrazuje konstrukční provedení napínače řemenů. Po povolení šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem (pozice 6) a pojistných matic (pozice 8) je možné prostřednictvím napínacích šroubů (pozice 7) pohybovat servomotorem směrem od nebo ke vřeteni a tím řemeny napínat. Správné napnutí řemenů ovlivňuje chod celého stroje jako celku. Přílišné napnutí řemenů způsobí zkrácení jejich životnosti a životnosti ložisek vřetene. Naopak při nedostatečném napnutí řemenů bude docházet k vibracím stroje, zvýšení jeho hlučnosti a při velkém zatížení vřetene během obrábění může dojít k prokluzu řemene a jeho poškození. Předepsaná hodnota průhybu řemene je 9,4 mm při zatěžující síle 9 až 10 N na jeden řemen [7]. Kontrola napnutí klínových řemenů a jejich vizuální kontrola probíhá dle doporučení výrobce stroje každé tři měsíce provozu stroje.

Obrázek 21 zobrazuje pohled na řemenici umístěnou mezi tělem vřeteníku a hydraulickým upínačem. V případě výměny řemene (či řemenů) nelze jednoduše řemeny převléct přes upínač a nasadit je do klínových drážek řemenice, protože tomuto úkonu brání tlakové hadice připojené k upínači. Je tedy nutné je nejprve odpojit, což samozřejmě způsobí prodloužení odstávky stroje z provozu. Při nasazování řemenů na řemenici motoru žádná komplikace nenastává, neboť řemenice motoru nenavazuje na žádný další konstrukční prvek (viz. Příloha 2).

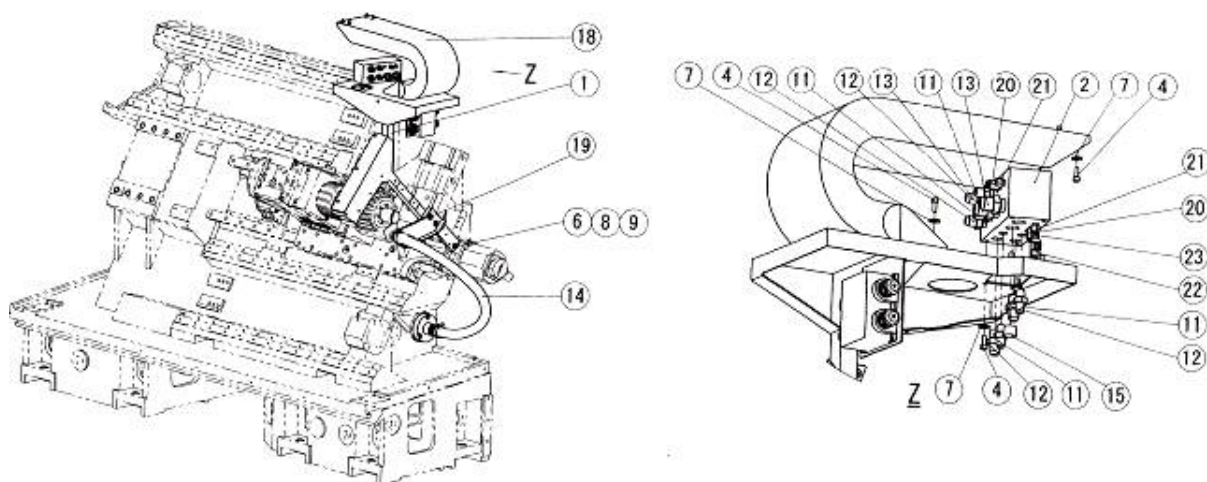
Na hřídeli elektromotoru je řemenice zajištěna proti pootočení a posunu rozpěrnými kroužky. Katalogové označení kroužků je SANKI SCE 300 – 32x36 [7]. Řemenice uložená na primárním vřetení je zajištěna proti pootočení těsným perem a proti axiálnímu posunu pojistnou maticí.

Problémové chování

Prostředí, ve kterém je realizován řemenový převod, dobře ukazuje Obrázek 21. Páry vytvořené odpařováním řezné kapaliny, které v malé míře pronikají z pracovního prostoru stroje do okolí, kondenzují na objektech umístěných v prostoru pohonu vřetene, tzn. na krytování, na tělese hydraulického upínače, na servomotoru atd., a také i na samotných řemenech. Vzniklý kondenzát pevně ulpívá na površích objektů a následně zapříčiňuje zachytávání ještě většího množství kondenzátu či mastnot. Tyto ulpívající mastnoty způsobují naleptání povrchu řemene. To má pravděpodobně za následek narušení soudržnosti jednotlivých vrstev řemene, ze kterých se řemen skládá, či jeho nabobtnání, neboť často dochází, a to ještě před hranicí životnosti řemene, k otočení řemenu v klínové drážce či dokonce k jeho úplnému přetržení.

2.1.6 Energetický řetěz osy B

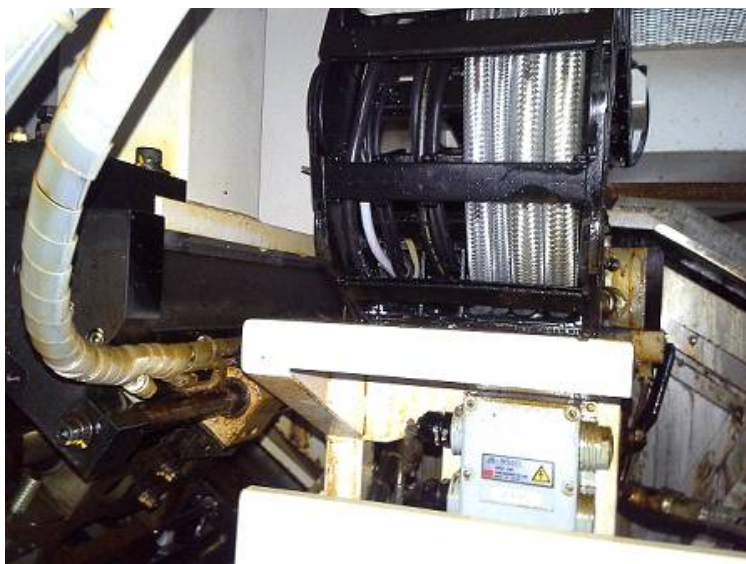
Energetický řetěz obecně zajišťuje přívod médií z nepohyblivé části stroje na pohyblivou část (stůl, saně, apod.) [1]. U stroje WT 100 jsou použity k přívodu médií na pohyblivé části stroje celkem tři energetické řetězy. První přivádí média k osám Y, X1 a Z1, které zajišťují pohyb horní revolverové hlavy. Druhý energetický řetěz přivádí média k osám X2 a Z2, jenž zajišťují pohyb spodní revolverové hlavy a poslední řetěz, který je v této kapitole popisován (pozice 18, viz. Obrázek 23), přivádí média k ose B. Tato osa zajišťuje translační pohyb sekundárního vřetene ve vodorovném směru.



Obrázek 23 Energetický řetěz osy B – výkres [7]

Konstrukční řešení a funkce

Energetickým řetězem, s katalogovým označením IGUS 340.150.075.10-3000.12, jsou k ose B přiváděny hydraulické hadice a řídicí a napájecí vodiče pro asynchronní servopohon osy B. Hydraulické hadice přivádějí skrze energetický řetěz hydraulickou kapalinu, která je dále rozváděna prostřednictvím rozváděcí kostky (pozice 2 viz. Obrázek 23) k hydraulickému upínači a k brzdě osy C sekundárního vřetena. Obrázek 24 ukazuje pohled na energetický řetěz a jím přiváděné hydraulické hadice a kabeláž (v levé dolní části obrázku je zachycena část manipulátoru obrobků popsaného v kapitole 2.1.8). Hydraulické hadice jsou opatřeny opletem z nerezové oceli, který zabraňuje prodření či zlomení hadic v energetickém řetězu. Hadice jsou od napájecích a řídicích vodičů v řetězu odděleny plastovými přepážkami, které zabraňují dotyku vodičů s hrubým opletem hadic.



Obrázek 24 Energetický řetěz osy B – fotografie [8]

Problémové chování

Vodiče jsou v energetickém řetězu rozděleny na dvě skupiny vzájemně oddělené plastovou přepážkou. V první skupině jsou vedeny čtyři napájecí a ve druhé celkem pět komunikačních vodičů. Napájecí vodiče, které ukazuje Obrázek 24, již nejsou původními vodiči zapojenými při montáži obráběcího stroje. Původní napájecí vodiče byly umístěny v plastové ohebné hadici, která byla vedena energetickým řetězem. V plastové hadici docházelo k velkému vzájemnému tření a ohýbání vodičů přes sebe a za těchto podmínek dosahovala životnost vodičů cca půl roku. Po opakované výměně napájecích vodičů bylo uživatelem stroje rozhodnuto o odstranění plastové hadice, což vedlo k prodloužení životnosti na dobu přibližně jednoho roku. Současnou příčinou poškození napájecích vodičů je pravděpodobně jejich ohýbání po příliš malém poloměru, který je určen dle použitého energetického řetězu. Poškození vodiče se projevuje až při jeho úplném přerušení (respektive při přerušení elektricky vodivé části vodiče), kdy řídicí systém zastaví nebo nedovolí rozběhnutí obráběcího stroje z důvodu zvýšení proudu protékajícího zbylými nepoškozenými vodiči, které zachytí frekvenční měnič použitý pro řízení servopohonu.

2.1.7 Dopravník obrobků

Dopravník obrobků slouží, při automatickém režimu stroje, k přepravení hotových obrobků z pracovního prostoru stroje do prostoru, ve kterém je možné obrobek bezpečně odebrat. Obrázek 7 (kapitola 2), mimo již zmíněné prvky, ukazuje místo odběru hotového obrobku, které se nachází napravo od ovládacího panelu stroje, kde je umístěna nerezová kluzná rampa (pozice 7 viz. Příloha 3), po které obrobek sjíždí z dopravníku. V běžném provozu stroje je pod kluznou rampou umístěn zachytný košík, do kterého jsou obrobky zachytávány, čímž je zamezeno jejich poškození v případě pádu z kluzné rampy na podlahu výrobní haly.



Obrázek 25 Pohon pásu dopravníku obrobků – fotografie [8]

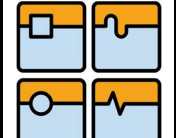


Obrázek 26 Pohled na dopravníkový pás – fotografie [8]

Konstrukční řešení a funkce

Konstrukční provedení dopravníku obrobků ukazuje Příloha 3. Manipulátor obrobků (popsán v kapitole 2.1.8) vkládá obrobek na dopravníkový pás v místě, které je zobrazeno v řezu A – A. Aby nedošlo ke sklouznutí obrobku mimo pás, jsou v tomto místě instalovány plastové zábrany (pozice 5, 8 a 9). I přes toto opatření dochází při výrobě velmi malých dílů k častému propadnutí obrobku mezi pásem a zábranami. V takovém případě je obrobek zachycen do plechové krabičky (pozice 4 – základní pohled), ze které lze obrobek při nečinnosti stroje manuálně vyjmout. Prostor zobrazený v řezu A – A je při obráběcím cyklu stroj zakryt manipulátorem obrobků, ale při činnosti manipulátoru dojde prostřednictvím tyče (pozice 24 v řezu B – B), řízené pohybem manipulátoru, k zasunutí krycího plechu (pozice 18 v pohledu shora) přes vzniklý otevřený prostor. Krycí plech zabraňuje stékání řezné kapaliny na dopravníkový pás z vnitřního krytování pracovního prostoru stroje. Obrázek 26 ukazuje pohled směrem k místu vstupu obrobku na pás, kde lze částečně vidět plastovou zábranu i část tyče, která řídí pohyb krycího plechu.

Po vložení obrobku na dopravníkový pás řídicí systém spustí pohon dopravníku, který je realizován elektromotorem s navazující šnekovou převodovkou (ukazuje Obrázek 25), na jejímž výstupním hřídeli je umístěn poháněcí buben dopravníku. Ten, ale ani elektromotor, napínací kladka a dopravníkový pás nejsou na výkrese označeny. Pohon dopravníku je spuštěn po dobu patnácti sekund, během které by měl být obrobek dopraven až ke kluzné rampě. Vlivem prokluzu či chvilkového

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 32
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

zaseknutí obrobku ne vždy dojde k úplnému výjezdu dopravovaného obrobku na rampu. V takovém případě je možné stiskem tlačítka CONVEYOR na ovládacím panelu stroje uvést dopravník do pohybu manuálně. Aby k prokluzu obrobku na pásu nedocházelo pravidelně (prokluz je způsoben znečištěním obrobku a pásu řeznou kapalinou), je dopravník vybaven čističem pásu (pozice 13 řez C – C, viz. Příloha 3). Ten stírá z pásu řeznou kapalinu i zachycené nečistoty, které po čističi stékají do sběrné vany (pozice 2 v základním pohledu), jejíž vyústění se nachází až v pracovním prostoru stroje.

Pro případ, že by došlo k trvalému zaseknutí obrobku na dopravníkovém páse a následně k řazení dalších obrobků za sebe, je dopravník vybaven fotoelektrickým snímačem s infračerveným rozhraním (pozice 26 řez A – A), který zjišťuje přítomnost obrobků na páse. Katalogové označení snímače je E3Z – T81K. V případě, že snímač zaznamená obrobek v době, kdy už je pohon dopravníku vypnutý, dojde k zastavení činnosti stroje. Polohu umístění fotoelektrického snímače také ukazuje Obrázek 26.

Problémové chování

V případě ukončení životnosti dopravníkového pásu je nutná demontáž celého zařízení, přičemž upevňovací šrouby dopravníku jsou poměrně špatně přístupné. Celá demontáž je navíc zkomplikována malým manipulačním prostorem v okolí dopravníku (ukazuje Obrázek 25) a faktem, že přívodní vodiče k poháněcímu elektromotoru a fotoelektrickému snímači nelze odpojit bez zásahu do rozvodné skříně stroje či do zmíněných zařízení. Manipulace s demontovaným dopravníkem je tedy značně omezena délkou těchto vodičů, která neumožňuje odložení dopravníku na jakýkoliv přenosný stůl či například na podlahu výrobní haly.

Poškození či úplné přetržení pásu dopravníku, které nastává jen velmi zřídka, je následkem dvou skutečností. Řezná kapalina, která se na pás dostává popsáním způsobem, naleptává lepený spoj pásu dopravníku a tím snižuje jeho pevnost. V průběhu chodu dopravníku tak dochází k postupnému trhání spoje a v konečné fázi dojde k úplnému rozdělení pásu dopravníku. Druhou skutečností je nedostatečné očištění obrobku od namotaných či jinak zachycených třísek, které se tak někdy mohou společně s obrobkem dostat na dopravníkový pás. Na páse pak vznikají mechanická poškození, způsobená zachycenými či zaseknutými třískami například v místě, kde pás podjíždí pod kluznou rampu. Avšak častěji než k poškození pásu dochází k jeho prodloužení (vytažení) tak, že již není možné jej stávající napínací kladkou dopnout. Dopravníkový pás tak musí být také vyměněn, ačkoliv nenese známky závažného mechanického poškození.

2.1.8 Manipulátor obrobků

Manipulátor obrobků slouží k přemístění dokončeného obrobku ze sekundárního vřetene na pás dopravníku obrobků (viz. kapitola 2.1.7). To umožňuje provozovat stroj v automatickém režimu bez nutnosti vstoupení obsluhy do pracovního prostoru stroje, s výjimkou výměny břitových destiček apod. Spolehlivá funkce manipulátoru obrobků je tedy nezbytná pro produktivní provoz obráběcího stroje WT 100.

Konstrukční řešení a funkce

Obrázek 27 ukazuje základní polohu ramene manipulátoru obrobků umístěného v pracovním prostoru stroje. Při přemisťování obrobku koná rameno manipulátoru několik po sobě jdoucích pohybů. Prvním je výsuv ramene směrem k primárnímu vřeteni stroje (ukazuje Obrázek 28), následuje natočení ramene kolem vodorovné osy směrem k sekundárnímu vřeteni stroje (ukazuje Obrázek 29) a poté je vysunuto chapadlo obrobku s otevřenými čelistmi (ukazuje také Obrázek 30). Po příjezdu sekundárního vřetene k chapadlu dojde k sevření obrobku čelistmi chapadla, otevření upínací kleštiny a odjezdu sekundárního vřetene do referenční polohy. Následné pohyby ramena manipulátoru jsou zasunutí chapadla zpět do ramene, natočení ramene kolem vodorovné osy směrem od sekundárního vřetene a zasunutí ramena manipulátoru zpět do základní polohy. Posledním pohybem je otevření chapadla obrobku a tím umístění obrobku na dopravníkový pás.



Obrázek 27 Manipulátor obrobků
- základní poloha – fotografie [8]

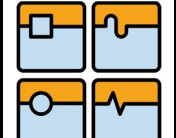


Obrázek 28 Manipulátor obrobků
- vysunutí ramene – fotografie [8]



Obrázek 29 Manipulátor obrobků
- natočení ramene – fotografie [8]

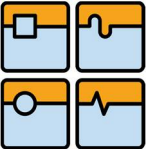
Konstrukční řešení manipulátoru obrobků stroje WT 100 zobrazují Příloha 4 až Příloha 9. Výsuv ramene manipulátoru zajišťuje bezpístnicový pneumatický válec (pozice 47, řez F – F) jehož krajní polohy jsou hlídány dorazovým šroubem společně s koncovým spínačem (pozice 55, detail P). Manipulátor je veden po dvou vodicích tyčích (pozice 41, pohled Y) prostřednictvím lineárního ložiska (pozice 45, pohled Y) a pouzdra (pozice 56, řez G – G), a ve vodicím válci (pozice 11, řez A – A), do kterého jsou vložena kluzná plastová pouzdra (pozice 60, řez A – A). Ve vodicím válci, který je napojen na centrální mazací okruh stroje, jsou vedeny dva sousední hřídele. Vnější hřídel (pozice 7, řez A – A) slouží jako nosný a vodicí prvek

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 34
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

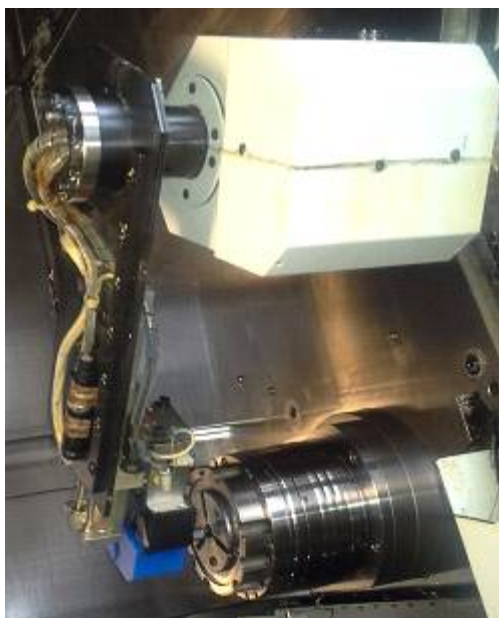
manipulátoru obrobků a vnitřní, převodový hřídel (pozice 9, řez A – A), přenáší otáčivý pohyb.

Pohon natočení ramene manipulátoru obrobků zajišťuje přímočarý hydromotor (pozice 46, pohled Y), na jehož pístnici je prostřednictvím závrtného šroubu přišroubován ozubený hřeben (pozice 12, pohled Y). Ten zabírá do ozubeného kola (pozice 8, řez A – A) uloženého na převodovém hřídeli a zajištěného proti otočení stavěcím šroubem (pozice 52, řez H – H). Ozubený hřeben je v záběru udržován vodící podložkou (pozice 14, řez D – D). Otáčivý pohyb je převodovým hřídelem přenesen až do ramena manipulátoru, kde je hřídel spojen s ovládací pákou. Rozsah otáčení převodové hřídele je omezen dorazovým nábojem (pozice 5, řez A – A) a lze nastavit dorazovými šrouby (pozice 54, řez E – E) nebo stavěcími šrouby (pozice 42, řez E – E). Dosažení koncové polohy natočení je snímáno indukčním snímačem (pozice 48, řez E – E).

Konstrukce pohybového ústrojí ramene manipulátoru obrobků ukazuje Příloha 7 a Příloha 8. Rameno je principiálně rozděleno na dvě části, přičemž první, kratší část, která přímo navazuje na převodový hřídel, se pohybuje ve shodném smyslu otáčení s převodovým hřídelem a druhá, delší část, se pohybuje proti směru otáčení převodového hřídele. Nosným prvkem kratší části ramene je již zmíněná ovládací páka, jejíž boky (pozice 4 a 12, řez A – A), které odsazují distanční trubičky (pozice 54, řez D – D), jsou k sobě staženy celkem dvanácti šrouby (pozice 33, řez D – D). Tato páka je šrouby spojena s nábojem převodového hřídele (pozice 1, řez A – A), který je skrze rozpěrné kroužky (pozice 56, řez A – A), rozpírané přítlačnou přírubou (pozice 16, řez A – A), neotočně spojen s převodovou hřídelí. Tzn., že při otáčení převodového hřídele dochází zároveň k otáčení kratší části ramene stejným směrem. V místě kluzného uložení pravého boku ovládací páky (pozice 12, řez A – A), na vnějším nosném hřídeli, je do čela nosného hřídele šrouby (pozice 34, řez A – A) připevněno řídicí ozubené kolo (pozice 14, řez A – A). Protože nosný hřídel koná pouze translační pohyb, řídicí kolo se neotáčí a není ovlivněno rotačním pohybem převodového hřídele. V záběru s řídicím ozubeným kolem se nachází vložený pastorek (pozice 15, řez B – B, pozn. pastorek není v tomto řezu zobrazen), který je prostřednictvím dvou kuličkových ložisek (pozice 26, řez D – D) otočně uložen na předlohovém hřídeli (pozice 13, řez B – B). Předlohový hřídel je posuvně uložen v drážkách boků ovládací páky (viz. řez B – B) a zajištěn proti posunutí šestihrannou maticí (pozice 41, řez D – D) a šroubem s válcovou hlavou (pozice 36, řez D – D). Posunem hřídele v drážkách, pomocí seřizovacích šroubů (pozice 38 a 39, řez E – E), lze nastavit osovou vzdálenost ozubeného soukolí. Vložený pastorek je dále v záběru s ovládacím ozubeným hřídelem (pozice 2, řez B – B), který zajišťuje otáčivý pohyb delší části ramene. Ovládací hřídel je v bocích ovládací páky uložen v kluzných pouzdrech (pozice 52 a 28, řez A – A) a díky vloženému pastorku se otáčí opačným směrem než převodový hřídel. Ovládací hřídel je dále uložen v krátkém nosném hřídeli (pozice 3, řez A – A), který je pevně spojen s levým bokem ovládací páky prostřednictvím šroubů (nejsou označeny, ale lze je vidět v řezu D – D). Ovládací hřídel je v delším rameni neotočně spojen s deskou (pozice 5, řez A – A), která je základním prvkem delší části ramene. Spoj je realizován stejným způsobem jako spojení převodového hřídele s ovládací pákou. Deska je zpevněna proti ohybu podpůrnou lištou (pozice 6, řez C – C), která je s deskou spojena sedmi šrouby (pozice 31, řez C – C).

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 35
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Na desce je čtyřmi šrouby (pozice 33, řez A – A) uchycen pneumatický válec, který spolu s dalšími následně popisovanými prvky ukazuje Příloha 9. Pneumatický válec (pozice 16) zajišťuje výsuv pneumaticky ovládaného chapadla obrobků (pozice 18), které je k pohyblivé části válce připojeno prostřednictvím připojovacího plechu (pozice 1) a dvou šroubů (pozice 11). Rychlost výsuvu pneumatického válce lze regulovat škrtícími ventily (pozice 21) a délku výsuvu je možné nastavit přestavením seřizovacího šroubu (pozice 15). Chapadlo svírá obrobek plastovými čelistmi, které jsou k chapadlu připevněny dvojicí šroubů (pozice 10, řez A – A). Tyto čelisti lze vyměnit, v závislosti na tvaru odebíraného obrobku. Obrázek 30 ukazuje delší část ramene manipulátoru obrobků zbavené krytování. Obrázek také ukazuje přívod kabeláže a tlakového vzduchu skrze ovládací ozubený hřídel.



Obrázek 30 Manipulátor obrobků - konstrukce delší části ramene – fotografie [8]



Obrázek 31 Manipulátor obrobků - koroze ozubeného soukolí – fotografie [8]

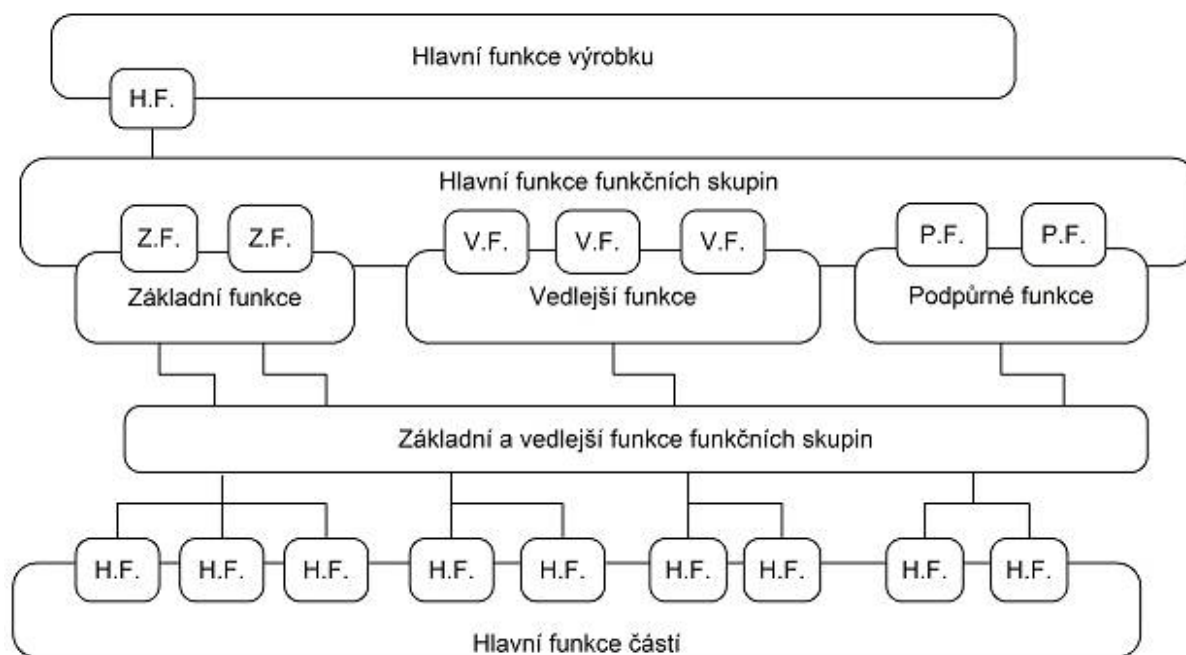
Problémové chování

Přesnost pohybu manipulátoru obrobků je ovlivněna přesností chodu jednotlivých pohybujících se dílů a také přesností seřízení veškerých popsanych dorazů, čidel, apod. Míra přesnosti pohybu ovlivňuje nejen to, zda bude obrobek opravdu odebrán a přenesen na dopravníkový pás, ale i jakost povrchu obrobku. Například při uvolnění škrtících ventilů pneumatického válce dochází k trhavému vysouvání chapadla obrobku, které způsobí nepatrné přejetí koncové polohy chapadla. Při uchopení obrobku a otevření upínací kleštiny tak dojde k vychýlení obrobku z přímé polohy a při odjezdu sekundárního vřetene od čelistí chapadla dojde k mírné, okem nepozorovatelné, kolizi obrobku s upínací kleštinou, která způsobí odření či otlacení hotového dílu a tím jeho znehodnocení. Stejný následek ale častěji způsobuje vzniklá vůle v ozubeném soukolí ramene manipulátoru, která je způsobena povrchovou korozí a následným opotřebením boků zubů (viz. Obrázek 31). V podstatě každá vzniklá vůle či nepřesnost seřízení manipulátoru zásadně ovlivňuje výslednou přesnost pohybu manipulátoru obrobků a tím obvykle i jakost povrchu hotového obrobku. Manipulátor obrobků je v současné podobě poměrně složité pohybové ústrojí, které vyžaduje pravidelné seřizování a údržbu.

3 NÁVRH ŘEŠENÍ NASTÍNĚNÝCH PROBLÉMŮ

Pro usnadnění a zjednodušení postupu řešení nastíněných problémů je možné před jeho samotným započítím nejprve daný problém vymodelovat a vytvořit tak model funkce, kterou daný konstrukční celek vykonává. Model funkce lze vytvořit například dle literatury [1] jako funkční strom (ukazuje Obrázek 32).

Hlavní funkce výrobku určuje podstatu a účel výrobku jako celku. O úroveň níž lze rozlišit funkce základní, vedlejší a podpůrné. Základní funkce popisují zajištění hlavní funkce v jejím základním stupni plnění, nutném z hlediska potřeb uživatelů. Tzn., že základní funkce přímo zajišťují plnění hlavní funkce výrobku. Vedlejší funkce jsou nezbytným doplňkem základních funkcí, které rozvíjí stupeň plnění hlavní funkce. Změna koncepce řešení vedlejších funkcí zpětně ovlivňuje celkovou koncepci řešení výrobku jako celku. Podpůrné funkce tvoří taktéž doplněk k základním funkcím, ale změna koncepce jejich řešení neovlivňuje celkovou koncepci řešení výrobku [1].



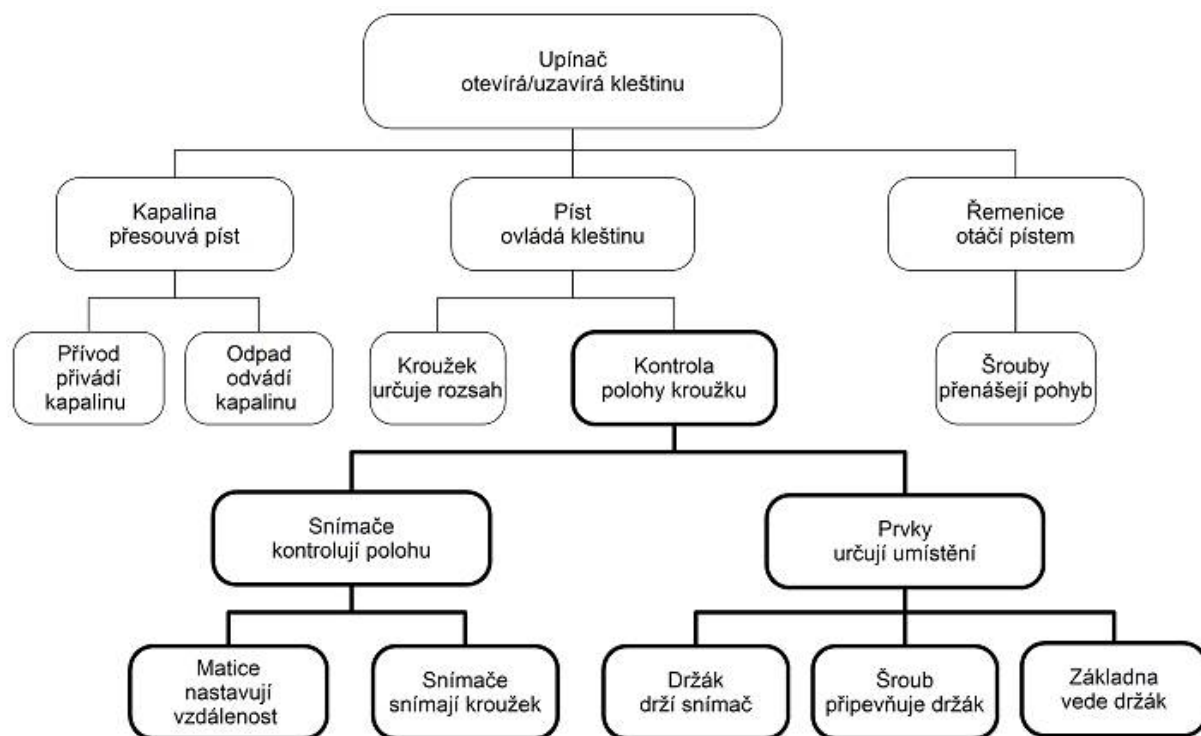
Obrázek 32 Funkční strom [1]

V takto vytvořeném funkčním stromu lze následně lépe určit, která z částí konstrukčního celku byla při řešení změněna a jak tato změna ovlivní hlavní funkci výrobku a jeho celkovou koncepci řešení. Pokud při návrhu úpravy konstrukčního celku dojde k takové změně, která způsobí změnu v původním funkčním stromu, je nutné tento diagram přepracovat a vytvořit tak nový funkční strom.

K navrženým řešením nastíněných problémů je na závěr zpracováno ekonomické zhodnocení, které udává odhadované náklady na realizaci daného řešení. Zhodnocení se skládá z nákladů na pořízení daných součástí či polotovarů, nákladů na mzdy zhotovitele a z finančních ztrát způsobených odstávkou obráběcího stroje.

Obrázky v textu ukazující navržené řešení jsou exportovány z použitého CAD softwaru Autodesk Inventor Professional 2011.

3.1 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – návrh řešení

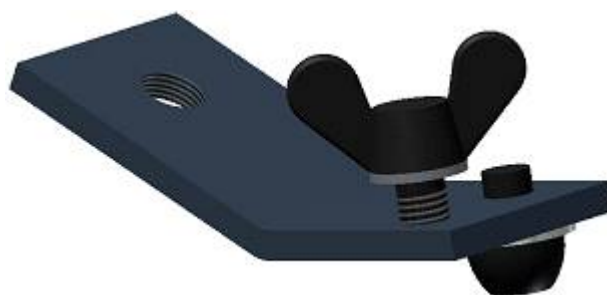


Obrázek 33 Funkční strom snímače otevření/uzavření upínací kleštiny

Veškeré popsané problémové chování této konstrukční skupiny je způsobeno pouze jedním prvkem celé soustavy, a to držákem snímače. Ten není v současné podobě schopen bezpečně zajistit stabilitu polohy indukčních snímačů. Z hlediska snahy o co nejmenší zásah do této konstrukční skupiny, z důvodu její snadné přístupnosti a jednoduchosti řešení, je v návrhu řešení upraven pouze držák snímačů. Následující dva obrázky ukazují porovnání nově navrženého a stávajícího držáku snímače. Změny předpokládají použití stávajícího držáku upraveného tak, že je na stávající držák přivařena plochá tyč s vyvrtaným otvorem pro šroub. Tato plochá tyč je od stávající upínací plochy držáku vzdálena o rozměr, jenž odpovídá tloušťce základny, ke které se držák připevňuje. Touto úpravou dochází ke zvýšení třecí plochy mezi držákem a základnou.



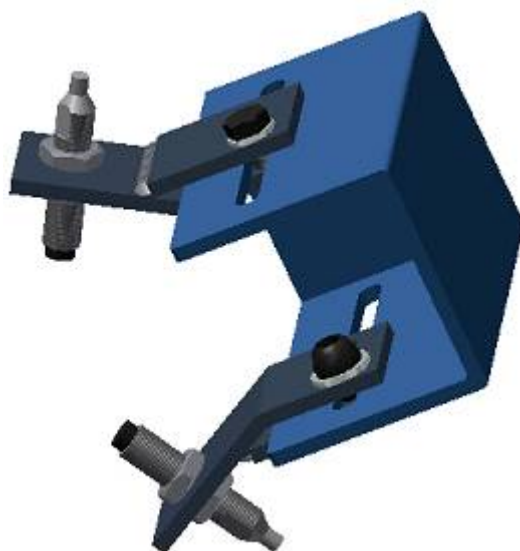
Obrázek 34 Navržený držák snímače



Obrázek 35 Stávající držák snímače

Aby bylo možné držák k základně pevně upnout, je navrženo vyměnit stávající šroub s křídlovou hlavou za šroub se šestihrannou hlavou. Pro jeho utažení musí být použit plochý či očkový klíč, při jehož použití dochází k navýšení utahovacího momentu šroubu. Oproti ručnímu utahování křídlové hlavy šroubu by tak mělo být dosaženo pevnějšího a stabilnějšího upnutí držáku k základně. Vodicí šroub s půlkulatou hlavou, který zajišťuje vedení držáku v drážce základny, je použit ze současného provedení.

V případě, že by i přes navržené změny docházelo k prokluzu mezi držákem a základnou, je možné stykové plochy držáku opatřit rýhováním. Rýhování zvýší součinitel tření mezi stykovými plochami a umožní vytlačení případně nashromážděného maziva do vzniklých rýh. Při jeho použití je ale nutné vzít v úvahu pravděpodobné poškození ochranného nátěru základny. Obrázek 36 ukazuje pohled na změněnou konstrukční skupinu. Modře zobrazená základna zůstává konstrukčně nezměněna, neboť její současné provedení je z hlediska tuhosti a přístupnosti vyhovující.



Obrázek 36 Držáky snímačů v sestavě s naznačenou základnou a snímači

Při takto navržené změně konstrukce držáku snímačů nedojde ve funkčním stromu (Obrázek 33) k žádné změně a není proto nutné jej nijak upravovat.

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 2 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 1

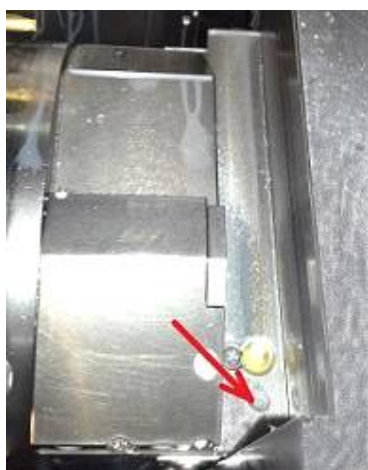
Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Použitý materiál	-	-	30,00
Zámečnické práce	150,00	1	150,00
Seřizovací práce	200,00	1	200,00
Odstávka stroje	500,00	2	1.000,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			1.380,00

3.2 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy – návrh řešení



Obrázek 37 Funkční strom teleskopického krytu spodní revolverové hlavy

K hromadění třísek v popsaném místě mezi krytem revolverové hlavy a teleskopickým krytem (dobře ukazuje Obrázek 38) dochází během obráběcího procesu stroje velmi často. Třísky jsou ale po jisté době buď opravdu splaveny po krytování revolverové hlavy do sběrné vany, anebo jsou odstraněny obsluhou stroje. K nahromadění takového množství třísek, které by způsobilo deformaci lamel teleskopického krytu, došlo v průběhu provozu obráběcího stroje pouze jednou. Častým jevem tedy není poškození teleskopického krytu, ale hromadění třísek, které v případě jejich neodplavení přidělavá práci obsluze stroje.



Obrázek 38 Teleskopický kryt – místo hromadění třísek [8]



Obrázek 39 Spodní revolverová hlava – detail horní polohy [8]

Problém ve své podstatě vzniká kvůli nevhodně sestaveným krytům jednotlivých částí revolverové hlavy a os X2 a Z2, které se v naznačeném místě stýkají a vytvářejí slepý kout. Ovšem přepracovat takto navržené krytování není bez rozsáhlých úprav mechanických částí revolverové hlavy možné. Kryt, který je umístěn výš než spodní lamela teleskopického krytu (Obrázek 38 – levá část), chrání hydraulicky poháněný

Jedním ze způsobů jak zvýšit efektivnost odplavování je dopravit do kritického místa větší objem řezné kapaliny, než který je dopravován za současného stavu. To lze zajistit teoreticky dvěma způsoby. Prvním z nich je zvýšit objemový průtok řezné kapaliny kulovou tryskou, popsanou v kapitole 2.1.2. Toho je možné dosáhnout trvalou prací asynchronního motoru, jenž pohání čerpadlo řezné kapaliny ve vyšším rychlostním režimu, čímž stoupne množství dodávané řezné kapaliny do chladicího okruhu stroje. Ovšem trvalé zvýšení rychlostního režimu motoru má za následek snížení životnosti čerpadel (popsáno v kapitole 3.3), a tudíž by při použití tohoto řešení došlo k vytvoření dalšího problémového chování stroje. Druhým způsobem je přidání další trysky či trysek, které by na kritické místo rozstříkávali řeznou kapalinu. V tomto případě však vyvstává řada problémů, které realizaci takto navrženého řešení komplikují. V dokumentaci stroje WT 100 není nikterak popsán vnitřní rozvod řezné kapaliny a není tedy bez předchozí demontáže soustavy revolverové hlavy zřejmé, zda a jak by bylo možné provést připojení trysek k tomuto rozvodu. Dalším problémem je možné zapříčinění nedostatečné dodávky řezné kapaliny do místa řezu, neboť přidáním další trysky by velmi pravděpodobně došlo k značnému poklesu tlaku v chladicím okruhu. Především z tohoto důvodu není řešení navrhuující přidání další trysky dále rozvíjeno.

Jiným způsobem zvýšení efektivity odplavování je navýšení rychlosti a tím i energie kapaliny rozstříkované kulovou tryskou. Mimo již zmíněný provoz poháněcího elektromotoru čerpadla ve vyšším rychlostním režimu toho lze dosáhnout zúžením otvoru v kulové trysce. Aby nemusela být stávající tryska měněna, je navrženo zalisovat do kulové trysky měděnou trubičku, která nejen zmenší průměr otvoru trysky, ale i umožní lepší nasměrování paprsku řezné kapaliny do kritického místa. Navržený tvar trubičky ukazuje Obrázek 40. Jako polotovar je použita trubička s vnějším průměrem 5,1 mm, neboť naměřený průměr otvoru trysky je 5,05 mm. Délka polotovaru je 300 mm se stěnou o tloušťce 1 mm, přičemž rozvinutá délka navržené trubičky je 24 mm. Tento polotovar je možné zakoupit od výrobce Pfingstner s.r.o. [12]. Následující výpočet, který vychází z rovnice kontinuity, dokazuje zvýšení rychlosti a kinetické energie rozstříkované kapaliny.

Zvýšení rychlosti paprsku kapaliny

$$d_1^2 \cdot v_1 = d_2^2 \cdot v_2 \quad (1)$$

$$v_2 = \frac{d_1^2}{d_2^2} \cdot v_1 [m \cdot s^{-1}]$$

$$v_2 = \frac{0,0051^2}{0,0031^2} \cdot v_1 = 2,71 \cdot v_1 [m \cdot s^{-1}]$$

Zvýšení kinetické energie paprsku

$$E_{k2} = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2 = 2,71^2 \cdot E_{k1} [J] \quad (2)$$

$$E_{k2} = 7,34 \cdot E_{k1} [J]$$

Zvýšení kinetické energie paprsku řezné kapaliny by mělo zásadně napomoci odplavování hromadících se třísek. Nutno však podotknout, že vlivem hydraulického odporu způsobeného použitím trubičky dojde k navýšení kinetické energie paprsku kapaliny i u ostatních trysek chladicího obvodu, a tedy že v popsaném místě nebude zvýšení energie paprsku pravděpodobně dosahovat vypočtené hodnoty. Ilustrativní pohled na okolí kritického místa po zalisování trubičky ukazuje Obrázek 41.

Navržené řešení nijak neovlivňuje funkci trysky ani teleskopického krytu jako celku, a proto není nutné funkční strom funkce teleskopického krytu upravovat.



Obrázek 40 Měděná trubička kulové trysky



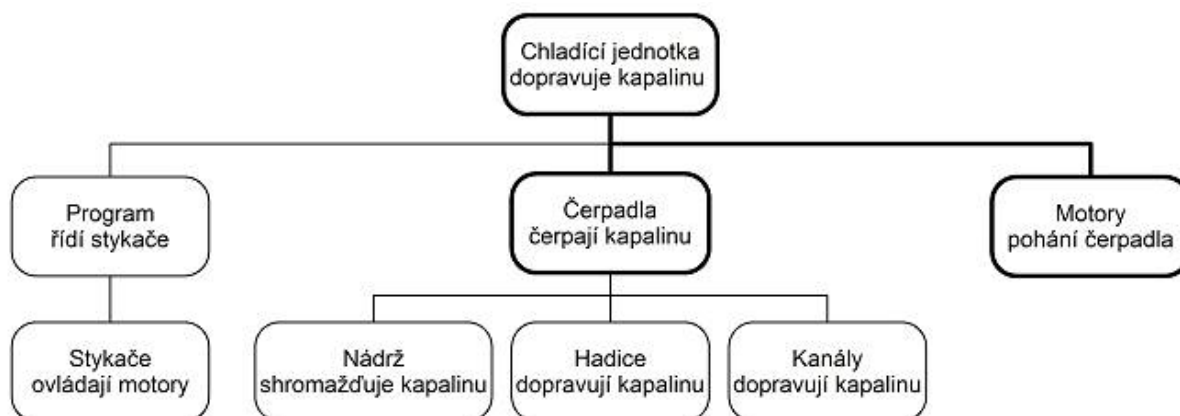
Obrázek 41 Pohled do kritického místa po úpravě

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 3 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 2

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Trubička $\varnothing 5,1 \times 300$	85,00	1	85,00
Zámečnické a montážní práce	150,00	1	150,00
Odstávka stroje	500,00	1	500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			735,00

3.3 Chladicí jednotka stroje – návrh řešení



Obrázek 42 Funkční strom chladicí jednotky stroje

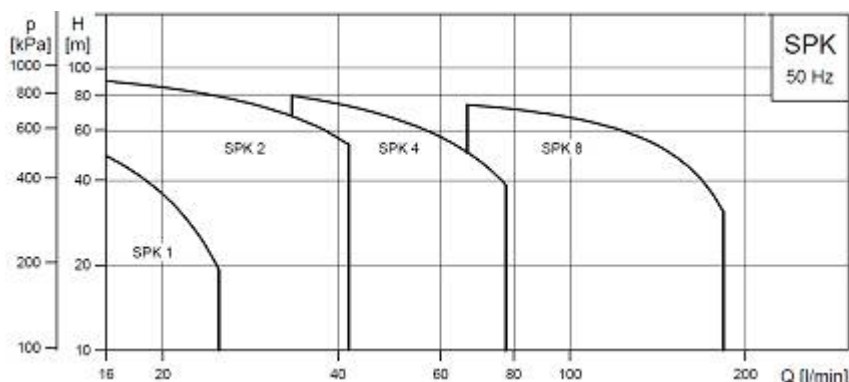
Poruchy čerpadel, poháněcích elektromotorů a jejich ovládacích stykačů jsou jednoznačně způsobeny popsány skokovými změnami jejich stavů. Vzhledem k charakteristice vyráběných dílů není ale zcela možné tyto změny programově ovlivnit. Mírného zvýšení životnosti popsanych součástí lze dosáhnout tím, že při vytváření programu pro obrábění daného obrobku je pečlivě rozváženo, zda a jestli je vůbec nutné použít vyšší rychlostní režim elektromotoru a tím zajistit dodávku většího množství rezné kapaliny. Vyšší rychlostní režim totiž přímo ovlivňuje životnost součástí chladicí jednotky, neboť při jeho spuštění dochází k zvýšení dynamického zatížení oběžných kol čerpadel, nárůstu proudu ve vinutí poháněcího elektromotoru atd., než při použití nižšího rychlostního režimu. Během provozu obráběcího stroje WT 100 bylo zjištěno, že použití vyššího rychlostního režimu je nutné pouze při některých operacích, jako jsou například vrtání hlubokých děr, dokončovací operace jakostních povrchů děr apod. Používáním nižšího rychlostního stupně je dosaženo životnosti čerpadel přibližně osmnáct měsíců. Avšak při ceně čerpadla, která se pohybuje v rozmezí od čtrnácti do dvaceti tisíc korun, není tato životnost pro uživatele stroje uspokojivá.

Způsoby, jak zvýšit životnost součástí chladicí jednotky, jsou pravděpodobně pouze dva. Prvním je zmírnění dynamických a proudových rázů při rozběhu čerpadel a elektromotorů. Obecně doporučovaným řešením je použití tzv. měkkého startu elektromotoru, označovaném také jako „soft start“. Při použití tohoto způsobu

spouštění dochází k plynulému a také pomalejšímu rozběhu elektromotoru, který příznivě ovlivňuje zmíněné dynamické a proudové rázy. Aby bylo možné měkký start realizovat, je nutné vybavit současné frekvenční měniče tak zvanými „soft start“ řídicími moduly, které umožní plynulý rozběhem elektromotoru za daný časový úsek. Ačkoliv použití měkkého startu jistě zajistí určité prodloužení životnosti elektromotorů a navazujících čerpadel, jeho aplikace na chladicí jednotku stroje WT 100 by s sebou přinesla i jisté omezení. Jak bylo popsáno v kapitole 2.1.3, spuštění elektromotoru nastává těsně před započítím obrábění po každém pootočení revolverové hlavy. Při aplikaci měkkého startu by tedy bylo nutné vytvořit takovou časovou rezervu mezi pootočením hlavy a započítím obrábění, která by postačila na plný rozběh čerpadla. Tato rezerva by ale prodlužovala čas potřebný pro obrobení daného obrobku a snížila tak produktivnost celého obráběcího stroje. Navíc použití měkkého startu nijak nesnižuje počet cyklů (rozběhů), které musí elektromotor a čerpadlo vykonat, a tak by zmíněné prodloužení životnosti pravděpodobně nebylo zásadní.

Druhým možným způsobem zvýšení životnosti elektromotoru a čerpadla je snížení počtu jimi vykonaných cyklů, to znamená konstrukčně zajistit jejich trvalý chod během obráběcího procesu a přitom umožnit přerušení dodávky řezné kapaliny do pracovního prostoru obráběcího stroje. U současných obráběcích strojů je tato funkce obvykle zajištěna zařazením obtokového ventilu, tzv. „bypassu“, do chladicího okruhu stroje. Obtokový ventil umožňuje přesměrování čerpané řezné kapaliny z rozváděcích hadic a kanálů přímo do nádrže, a to bez nutnosti zastavení či omezení chodu čerpadla. Díky tomu tedy není nutné čerpadla během celého procesu obrábění zastavovat. Zařazením obtokového ventilu do chladicího okruhu tak dochází k rapidnímu snížení počtu cyklů vykonaných čerpadlem a poháněcím elektromotorem. I když použití obtokových ventilů vyžaduje změnu řízení poháněcích elektromotorů a ovládacích stykačů, a také způsobuje jistý nárůst spotřeby elektrické energie čerpadel kvůli jejich nepřetržitému chodu, jeví se jejich využití jako nejefektivnější prostředek pro zvýšení životnosti součástí chladicí jednotky stroje WT 100.

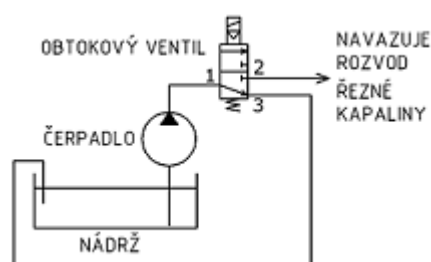
Výběr obtokového ventilu



Obrázek 43 Výkonový rozsah čerpadla SPK 4 - 8/8 [13]

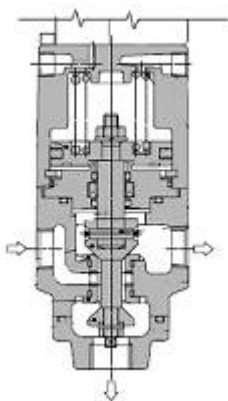
Obrázek 43 ukazuje výkonový diagram čerpadla použitého v chladicí jednotce stroje WT 100. Z diagramu je patrné, že i při nejnižším dodávaném objemovém průtoku, nedosahuje tlak čerpané kapaliny hodnoty 1 MPa. Právě hodnota tlaku čerpané kapaliny je klíčová pro výběr vhodného ventilu.

Druhým zásadním parametrem výběru je konstrukční uspořádání ventilu. Obtokové ventily se standardně vyrábějí ve dvou konstrukčních variantách, a to jako dvoupolohové jednocestné anebo dvoucestné. Pro řešenou aplikaci je výhodnější použití dvoucestného ventilu, neboť jeho konstrukce umožňuje použít pro každé z čerpadel pouze jeden ventil. U jednocestných ventilů je pro požadovanou funkci nutné sdružit dva ventily paralelně vedle sebe a takto ve dvojici je přiřadit ke každému z čerpadel. Schéma zvoleného dvoupolohového dvoucestného ventilu s předpokládaným zapojením ukazuje Obrázek 44.

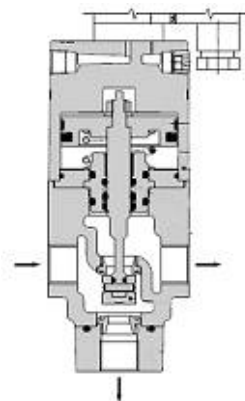


Obrázek 44 Schéma předpokládaného zapojení obtokového ventilu

Na základě těchto dvou parametrů a připojovacího rozměru šroubení na výstupu čerpadel, který je dle dokumentace [7] 1/2 palce, jsou pro možné použití vybrány dva obtokové ventily. První s označením SGH 230 B 30 15Y – 5TZ a druhý s označením VNH 211 B 15A – 5TZ. Oba ventily je možné řídit tlakovým vzduchem nebo elektrickým signálem, přičemž pro použití na stroji WT 100 je výhodnější použít řízení elektrickým signálem. Tlakový vzduch je totiž k obráběcímu stroji dodáván externě a v případě jeho použití pro řízení ventilu by bylo nutné vyřešit jeho dávkování řídicím systémem stroje. V případě řízení elektrickým signálem lze ventily připojit v rozvaděči stroje k vyvedeným výstupům z PLC modulu, který má v současné době dvacet volných digitálních výstupů. K těmto výstupům je možné programově přiřadit volné M – funkce a tak řídit hodnotu výstupních signálů. Pro řízení jednoho obtokového ventilu je zapotřebí pouze jeden digitální výstup a PLC modul stroje WT 100 tak bezpečně umožňuje řízení obou obtokových ventilů.



Obrázek 45 Konstrukce ventilu
VNH 211 B 15A - 5TZ [14]



Obrázek 46 Konstrukce ventilu
SGH 230 B 30 15Y - 5TZ [15]

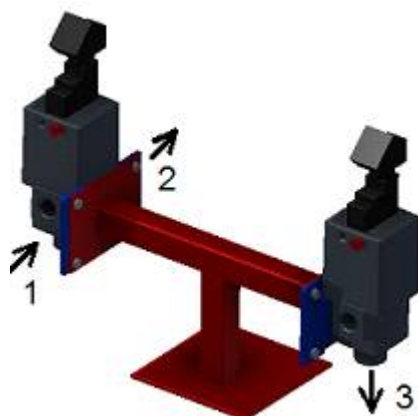
Oba vybrané ventily jsou navzájem velmi podobné nejen svou konstrukcí (viz. obrázky nad textem), ale i dosahovanými parametry. Oba lze pro chladicí jednotku stroje WT 100 použít, ale protože výrobce ventilu SGH neuvádí a ani jinak

nespecifikuje maximální spínací frekvenci ventilu, což je vzhledem k charakteristice vyráběných dílů poměrně důležitý údaj, je pro aplikaci na chladicí jednotku vybrán ventil VNH. Dalším rozhodujícím argumentem pro výběr ventilu VNH je i na pohled robustnější a masivnější konstrukce ventilu. Tabulka 4 uvádí parametry použitého ventilu VNH 211 B 15A – 5TZ.

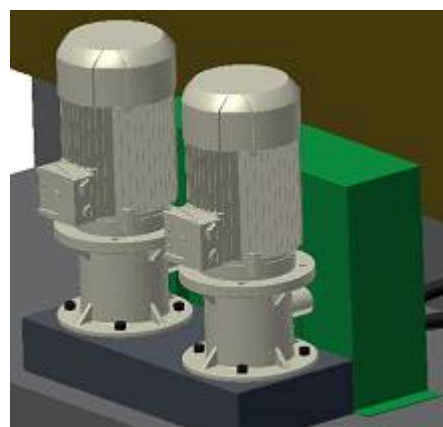
Tabulka 4 Parametry ventilu VNH 211 B 15A - 5 TZ [14]

	Provozní tlak kapaliny [MPa]	0 – 3,5
	Maximální tlak [MPa]	5,5
	Ovládání	Elektromagneticky
	Provozní teplota kapaliny [°C]	-5 - 90
	Teplota okolí [°C]	-5 - 50
	Maximální spínací frekvence [min ⁻¹]	20
	Montážní pozice	Vertikální
	Počet portů	3
	Velikost portů [“]	1/2
	Hmotnost [kg]	3,1
	Zástavbové rozměry [mm]	80 x 80 x 264,5
	Ovládací napětí [V]	24 - stejnosměrné
	Spotřeba energie [W]	4,8

Umístění zvolených ventilů na chladicí jednotku stroje je navrženo prostřednictvím konzole, vyhotovené ze svařených tenkostěnných uzavřených profilů. Obrázek 47 ukazuje ventily s navrženou konzolí, připravenou na montáž k chladicí jednotce stroje. Modře zobrazené držáky jsou dodávány společně s obtokovými ventily. Takto umístěné ventily jsou opatřeny ochranným krytem, který v případě poškození připojovacích armatur (viz. dále) zabrání rozstříku kapaliny do okolí stroje a tím předejde vzniku případných úrazů osob pohybujících se v blízkosti stroje. Obrázek 48 ukazuje ilustrační pohled na chladicí jednotku stroje doplněnou o zakrytované obtokové ventily.

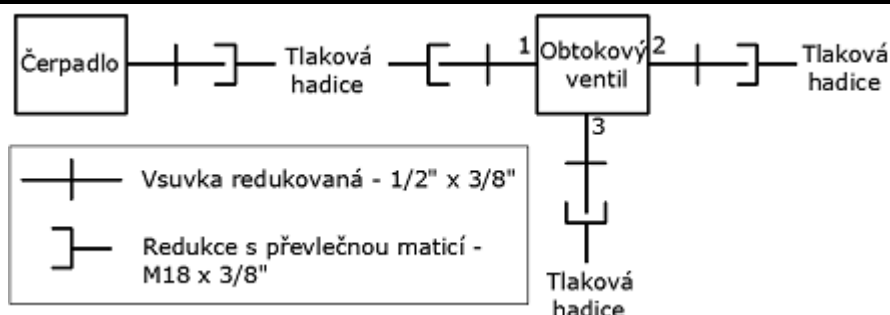


Obrázek 47 Obtokové ventily umístěné na konzole



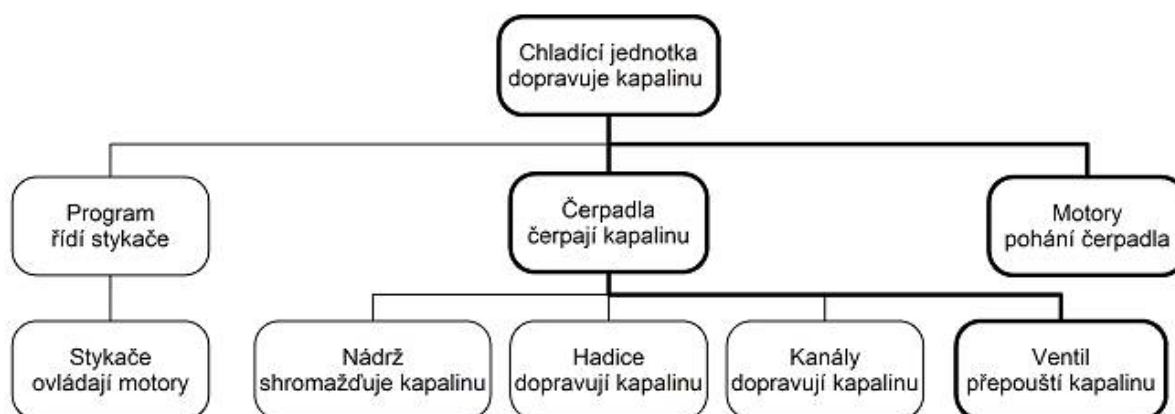
Obrázek 48 Pohled na zakrytované obtokové ventily

Protože z obrázku umístění ventilů není patrný, a v případě doplnění by mohl být ne zcela zřejmý, způsob připojení ventilů k čerpadlu a k dalším částem chladicího okruhu, je vytvořeno doplňující schéma připojení ventilů do chladicího okruhu stroje. Obrázek 49 ukazuje právě toto schéma s legendou použitých armatur.



Obrázek 49 Schéma připojení obtokových ventilů do chladicího okruhu stroje

Zařazením obtokových ventilů do chladicího okruhu stroje dochází ke změně funkce chladicí jednotky jako celku. Následující obrázek ukazuje nový funkční strom chladicí jednotky doplněný o funkci obtokového ventilu.



Obrázek 50 Funkční strom chladicí jednotky stroje po úpravě

Ekonomické zhodnocení

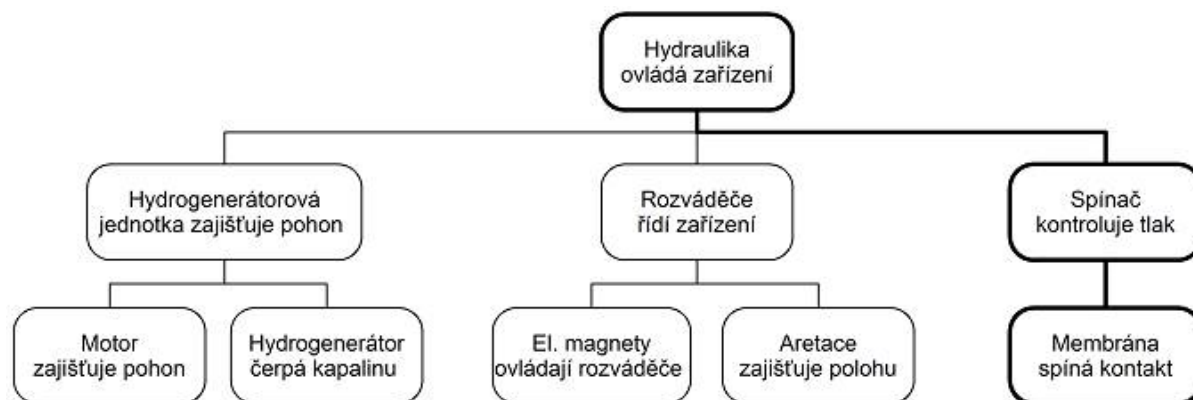
Tabulka 5 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 3

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Obtokový ventil	20.500,00	2	41.000,00
Vsuvka redukovaná	30,00	8	240,00
Redukce s převlečnou maticí	120,00	8	960,00
Tlaková hadice	145,00	4	580,00
Použitý materiál	-	-	250,00
Zámečnické práce	150,00	2	300,00
Seřizovací práce	200,00	5	1.000,00
Odstávka stroje	500,00	5	2.500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			46.830,00

Poznámka:

Cena „soft start“ řídicího modulu cca 3.500 Kč, nezvolen kvůli snížení produktivity stroje.

3.4 Hydraulický okruh stroje – návrh řešení

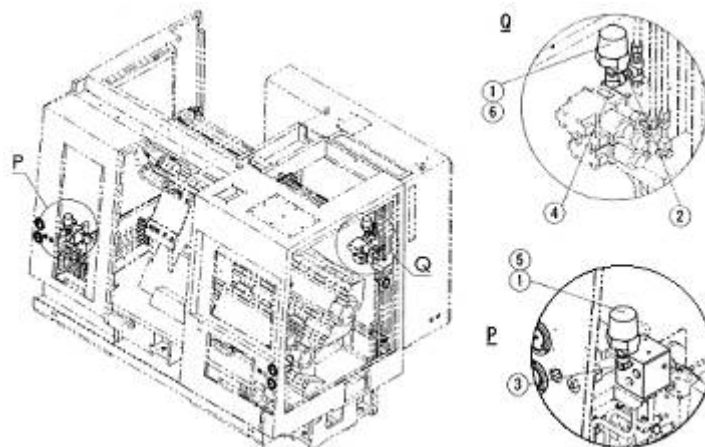


Obrázek 51 Funkční strom hydraulického okruhu stroje

Jednoznačnou příčinou poškození plechové membrány tlakového spínače jsou, jak je již popsáno v kapitole 2.1.4, tlakové rázy v hydraulickém okruhu stroje. Rázy způsobují všechny hydraulicky ovládaná a popsaná zařízení, ale největší podíl na jejich tvorbě pravděpodobně mají písty brzdy osy C a píst hydraulického upínače. Během provozu stroje totiž lze při jejich činnosti pozorovat výrazné zákmity ručiček manometrů snímajících tlak ve větvích obou zařízení.

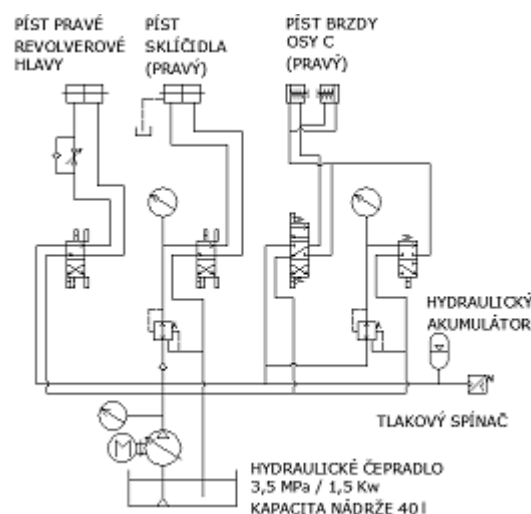
V průběhu zpracování této kapitoly nebyla zjištěna existence takového tlakového spínače, který by byl svou konstrukcí schopen trvale odolávat hydraulickým rázům a zároveň by parametrově odpovídal spínači použitým v hydraulickém okruhu stroje WT 100. Z tohoto důvodu je přistoupeno k návrhu opatření, které sníží či úplně odstraní vliv tlakových rázů na tlakový spínač.

Obecně používané zařízení, které slouží jako tlumič hydraulických rázů, je hydraulický akumulátor. Ten je díky své konstrukci, ať už se jedná o vakový, membránový, s půlvakem či jiný, schopen utlumit rázy přenášené kapalinou, a tak snížit jejich neblahý účinek na součásti hydraulického obvodu. Umístění hydraulického akumulátoru, určeného k tlumení rázů, je vhodné v obvodu volit v blízkosti zařízení, které tyto hydraulické rázy vyvolává. Avšak u stroje WT 100 je zařízení vyvolávajících rázy více. Umístění akumulátoru ke každému z popsaných zařízení by vyžadovalo použití nejméně šesti akumulátorů, což je nejenom ekonomicky nákladné, ale v praktické aplikaci v podstatě neproveditelné. Hydraulicky poháněná zařízení stroje jsou umístěna velmi kompaktně v návaznosti na další prvky stroje, takže umístění akumulátoru do jejich blízkosti není bez výrazných zásahů do stěžejních částí stroje možné. Z tohoto důvodu je umístění akumulátorů (celkem dva) zvoleno v blízkosti tlakových spínačů, kde, jak ukazuje Obrázek 52, je možné akumulátor poměrně snadno umístit.



Obrázek 52 Umístění tlakového spínače na stroji WT 100 [7]

Upravené schéma rozvodu hydraulické kapaliny doplněné o hydraulický akumulátor ukazuje Obrázek 53. Obrázek zobrazuje pouze schéma rozvodu kapaliny příslušné k primárnímu vřetení, protože u rozvodu sekundárního vřetene je hydraulický akumulátor zařazen shodně.



Obrázek 53 Upravené schéma rozvodu hydraulické kapaliny

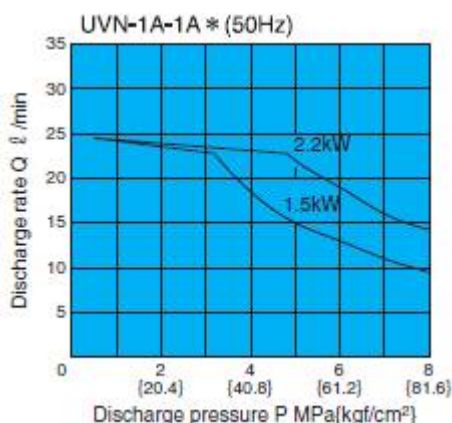
Volba hydraulického akumulátoru

Před výběrem konkrétního hydraulického akumulátoru je nejprve nutné definovat funkci, kterou má akumulátor v hydraulickém okruhu stroje WT 100 plnit. Stávající hydrogenerátor (čerpadlo) dodává do hydraulického okruhu hydraulickou kapalinu z hlediska tlaku a objemu bezproblémově. Proto není nutné, aby akumulátor funkci čerpadla v hydraulickém okruhu jakkoliv doplňoval či nahrazoval. Z hlediska návrhu akumulátoru je tento fakt klíčový, protože pokud by akumulátor měl funkci čerpadla doplňovat, jeho velikost by musela být několikanásobně větší než za současně uvažované situace. Navrhovaný akumulátor tedy bude v hydraulickém okruhu stroje WT 100 plnit pouze a výhradně funkci tlumiče hydraulických rázů.

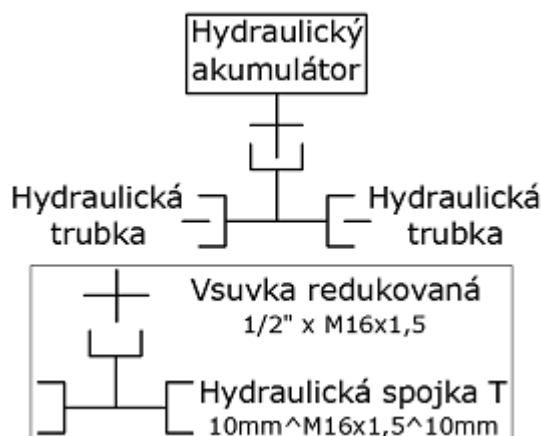
Pro určení objemu hydraulického akumulátoru lze využít výrobci akumulátorů poskytované diagramy, ze kterých je možné dle rozsahu požadovaných tlaků,

objemů a izotermického či adiabatického chování kapaliny stanovit správný objem akumulátoru pro danou aplikaci. U výběru akumulátoru pro stroj WT 100 nelze ale tyto diagramy použít, právě kvůli nutnosti zvolení rozsahu objemu kapaliny, který má akumulátor do obvodu dodávat. Z tohoto důvodu je pro určení správného objemu akumulátoru použit volně dostupný software OLAER Accu 2.2.0.3, který poskytuje jeden z předních výrobců hydraulických akumulátorů, společnost PARKER Hannifin (software dostupný z [16]). Tento software je schopen na základě vložených údajů o provozním tlaku, teplotě a průtoku vypočítat minimální objem potřebného hydraulického akumulátoru. Software poskytuje i rozhraní pro návrh akumulátoru, který slouží jako tlumič hydraulických rázů za předpokladu, že zdrojem těchto rázů je pístové čerpadlo použité jako zdroj tlaku v daném okruhu. Protože dle literatury [17], která poskytuje základní informace o čerpadle použitém v hydrogenerátorové jednotce stroje WT 100 (čerpadlo nese označení UVN-1A-1A3-15-4-Q17-6063B), je zdrojem tlaku lopatkové kolo a nikoliv písty, je toto rozhraní pro řešenou aplikaci nepoužitelné.

Příloha 10 ukazuje záznam výsledků vypočtených použitým softwarem. Vstupní data jsou zvolena na základě dostupných informací o čerpadle hydrogenerátorové jednotky z literatury [7] a [17]. Minimální a maximální hodnota provozního tlaku je v obou případech zvolena s odchylkou 1 MPa (10 bar) od jmenovité hodnoty tlaku 3,5 MPa (35 bar) dodávané čerpadlem. Jmenovitá hodnota provozní teploty hydraulické kapaliny je dle literatury [17] 40°C. Protože během odstávky stroje může teplota hydraulické kapaliny klesnout až na teplotu okolí, cca 22°C, je odchylka od jmenovité hodnoty zvolena 20°C. Obrázek 54 ukazuje výkonovou charakteristiku použitého čerpadla. Z této charakteristiky lze odečíst hodnotu průtoku přibližně 20 litrů za minutu, které čerpadlo dosahuje při použití poháněcího elektromotoru o výkonu 1,5 kW (viz Příloha 1) a jmenovité hodnotě tlaku. Tuto hodnotu ale nelze použít pro výpočet objemu akumulátoru, neboť při jejím použití by akumulátor pracoval jako zásobník tlaku či objemu hydraulické kapaliny. Proto je do softwaru dosazena hodnota řádově menší, a to konkrétně 0,2 litrů za minutu.



Obrázek 54 Charakteristika čerpadla UVN-1A-1A3-15-4-Q17-6063B [17]



Obrázek 55 Schéma připojení akumulátorů do hydraulického okruhu stroje

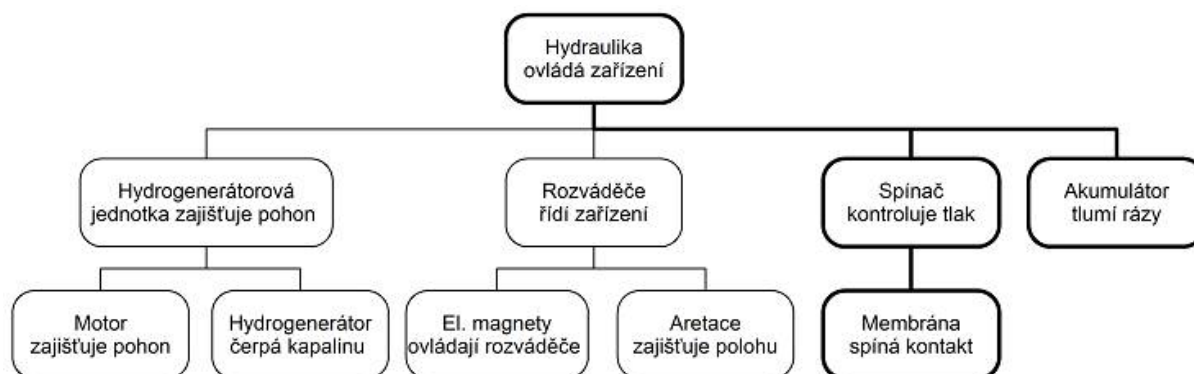
Na základě softwarem vyčíslených minimálních hodnot průtoku (0,2 l/min), objemu (0,6 l) a jmenovitého tlaku akumulátoru (19,6 bar), je pro aplikaci na hydraulický okruh stroje WT 100 vybrán membránový akumulátor s označením

ELM ACCU 0,75-350/85/AF právě od výrobce PARKER Hannifin. Tabulka 6 uvádí základní parametry tohoto membránového akumulátoru. Připojení hydraulického akumulátoru do rozvodu hydraulické kapaliny je zprostředkováno vloženou redukcí a hydraulickou spojkou T (ukazuje Obrázek 55).

Tabulka 6 Parametry hydraulického akumulátoru ELM ACCU 0,75-350/85/AF [18]

	Objem plynové náplně akumulátoru [l]	0,75
	Pracovní tlak [bar]	350
	Maximální tlak plynové náplně [bar]	130
	Maximální poměr pracovního tlaku a tlaku plynové náplně [-]	8
	Rozměr připojovacího závitů ["]	1/2
	Výška akumulátoru [mm]	168
	Průměr akumulátoru [mm]	133
	Hmotnost akumulátoru [kg]	4

Zařazením akumulátoru do hydraulického okruhu stroje dochází k částečné změně funkce hydraulického okruhu stroje jako celku. Obrázek 56 proto ukazuje změněný funkční strom funkce hydraulického okruhu stroje WT 100.



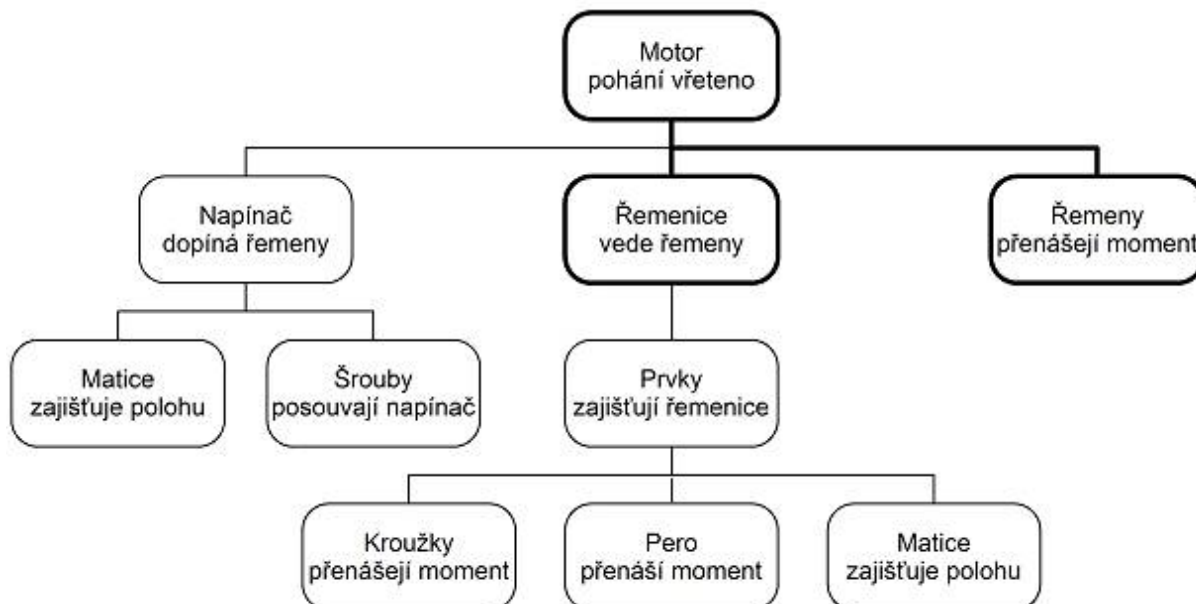
Obrázek 56 Funkční strom hydraulického okruhu stroje po úpravě

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 7 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 4

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Hydraulický akumulátor	1.809,00	2	3.618,00
Vsuvka redukovaná	263,00	2	526,00
Hydraulická T spojka	948,00	2	1.896,00
Seřizovací práce	200,00	5	1.000,00
Odstávka stroje	500,00	5	2.500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			9.540,00

3.5 Řemenový náhon primárního vřetene – návrh řešení



Obrázek 57 Funkční strom řemenového náhonu primárního vřetene

Řemenový náhon realizovaný řemeny GOODYEAR 3VX-600, které předepisuje výrobce stroje WT 100, dosahoval v průběhu provozu stroje životnosti pouhý jeden rok. Příčinou poškození řemenů vždy bylo popsáno naleptání, pravděpodobně způsobené chemickým působením kondenzátu rezných par na řemeny. Po několikanásobné výměně těchto řemenů bylo provozovatelem stroje rozhodnuto zaměnit používané řemeny za řemeny nesoucí označení GATES SUPER HC SPZ MN 1 520. Tyto řemeny v současné době dosahují životnosti přibližně dva roky. Projev ukončení životnosti těchto řemenů je ale naprosto stejný jako u řemenů doporučených výrobcem stroje.

Protože u obou druhů použitých řemenů je charakteristika poškození stejná, lze usuzovat, že na životnost řemenů má opravdu zásadní vliv chemické působení kondenzátu rezné kapaliny. Možností, jak zabránit ulpívání mastnot na řemenech, může být buď důkladné utěsnění pracovního prostoru stroje, anebo zakrytování celého řemenového náhonu. První jmenovaná možnost je ale v reálném provozu stroje v podstatě nepoužitelná, neboť zmíněné utěsnění by vyžadovalo rozsáhlou demontáž celého krytování stroje, jejíž časová náročnost by z ekonomického hlediska způsobila daleko větší ztráty, než jaké způsobuje pravidelná výměna řemenů. Navíc kvalita utěsnění pracovního prostoru by nemusela dosáhnout takové úrovně, jenž by spolehlivě zamezila prostupu par do okolí pracovního prostoru a zajistila tak zvýšení životnosti řemenů. Zakrytování řemenového náhonu se tak jeví oproti utěsnění pracovního prostoru jako efektivnější a méně nákladný způsob zamezení ulpívání kondenzátu par na řemenech. Ovšem i toto řešení má určité nevýhody, které brání jeho aplikaci na řešenou problematiku.

Návrh krytování řemenového náhonu stroje WT 100 by, v případě jeho realizace, musel splňovat nároky na těsnost, stabilitu, velmi malé zástavbové rozměry a také musí, při dodržení těchto požadavků, umožnit dopínání povolených řemenů. Při

návrhu tohoto krytu je také nutné zohlednit, že dopínání řemenů probíhá každé tři měsíce a tedy že by mělo být možné alespoň část krytu snadno demontovat a umožnit tak změřit průhyb jednotlivých řemenů. Obrázek 21 (kapitola 2.1.5) mimo již zmíněné prvky a prostředí také ukazuje situování řemenového náhonu v prostoru obráběcího stroje. Prostor, ve kterém se pohybují řemeny, je velmi těsně obklopen řadou vzpěr a příček, které tak za stávající koncepce brání umístění krytu, který by měl splňovat popsané požadavky. Z tohoto důvodu je návrh krytování řemenového náhonu zcela zamítnut.

Jiným možným způsobem řešení je náhrada stávajících řemenů takovými, které jsou schopny odolávat chemickému působení mastnot a zároveň zajistit bezpečný přenos krouticího momentu. Běžné klínové řemeny, vyrobené z pryžových směsí, ale nemohou být vhodnou náhradou, neboť pryž jako materiál není schopna odolávat chemickému působení mastnot. Toto tvrzení potvrzuje i praktický provoz pryžových řemenů na stroji WT 100. Nahrazující řemeny tedy musí být vyrobeny z jiného, chemickým vlivům mastnot odolného, materiálu.

Standardní používané materiály pro výrobu klínových řemenů jsou již zmíněná pryž anebo polyuretan. Polyuretanové klínové řemeny jsou vyráběny pouze několika málo výrobci (např. Gates či Optibelt.), kteří ovšem jako jednu ze základních vlastností zmiňují vysokou odolnost proti chemikáliím a olejům. Mezi další vlastnosti polyuretanových řemenů dle zdroje [19] patří vysoká odolnost proti únavě a opotřebení a vyšší koeficient tření oproti pryžovým materiálům. Díky těmto vlastnostem by tedy polyuretanové řemeny měly být schopny plně nahradit řemeny stávající a velice pravděpodobně i dosáhnout výrazně vyšší životnosti.

Společnost TRADEKO s.r.o. vlastní kromě stroje WT 100 například také stroj Tornado T 220 Colchester. V řemenovém náhonu tohoto stroje je použit násobný polyuretanový řemen s označením GATES PFLEX JB BELT 11x2300 5 RIBS. Stroj T 220 je obdobně vytížen jako stroj WT 100, ovšem během jeho provozu došlo k výměně jmenovaného řemenu pouze jednou, a to po jedenácti letech provozu.

Kvůli předpokládaným kladným vlastnostem polyuretanového řemenu je pro řešení nízké životnosti řemenového náhonu stroje WT 100 zvoleno použití právě tohoto typu řemenu. Dle šířky a výšky stávajícího řemenu je vybrán odpovídající řemen s označením GATES 11 M 1550 POLYFLEX. Tabulka 8 uvádí jeho základní parametry.

Tabulka 8 Parametry zvoleného řemenu GATES 11 M 1550 POLYFLEX [19],[20]

	Typ řemene	Klínový
	Profil	11M
	Vnější délka [mm]	1500
	Vnitřní délka [mm]	1456
	Šířka [mm]	11
	Výška [mm]	7
	Úhel boků řemenu α [°]	60

Zvolený řemen má, jak uvádí tabulka jeho parametrů, úhel boků 60°, což dle výrobce způsobuje lepší podepření tažné vrstvy řemene a zajišťuje tak rovnoměrnější

rozložení zátěže [19]. Protože ale stávající řemen a jemu odpovídající řemenice mají úhel boků 40°, není možné nově zvolený řemen pouze umístit do stávajících řemenic. Aby bylo možné jej řádně použít, je nutné přepracovat obě řemenice použité v řemenovém náhonu primárního vřetene. Přepracování řemenic v tomto případě znamená pouze změna úhlu jejich klínových drážek, nikoliv tedy změny jejich rozměrů či způsobu zajištění na hřídeli elektromotoru a vřetene. Nutno však podotknout, že kvůli zvětšení úhlu klínových drážek není možné pouze upravit stávající řemenice, ale je nutné vyrobit zcela nové. Tento fakt s sebou zajisté přináší zvýšení finančních nákladů vynaložených na změnu řemenů.

Zvýšením úhlu boků řemenů dochází k mírnému snížení součinitele tření mezi boky řemene a drážky v řemenici f_z za předpokladu, že součinitel tření materiálu řemene vůči materiálu řemenice f zůstane nezměněn. Protože ale polyuretan dosahuje v kombinaci s ocelí hodnoty součinitele tření řádově dvakrát až třikrát vyšší než kombinace materiálů pryž a ocel, dochází naopak k navýšení součinitele tření mezi boky řemene a drážky v řemenici (ukazuje následující výpočet). Díky tomuto faktu a skutečnosti že nedojde ke změně průměrů řemenic a osové vzdálenosti tedy není nutné provádět kontrolní výpočet řemenového náhonu primárního vřetene.

Součinitel tření mezi boky řemene a drážkou řemenice pro pryžový řemen [6]

$$f_{z1} = \frac{f_1}{\sin(\frac{\alpha_1}{2})} [-] \quad (3)$$

$$f_{z1} = \frac{0,13}{\sin(\frac{40}{2})} = 0,38 [-]$$

Kde: f_1 – součinitel tření pryž – ocel [6]
 α_1 – úhel boků pryžového řemene

Součinitel tření mezi boky řemene a drážkou řemenice pro polyuretanový řemen [6]

$$f_{z2} = \frac{f_2}{\sin(\frac{\alpha}{2})} [-] \quad (4)$$

$$f_{z2} = \frac{0,3}{\sin(\frac{60}{2})} = 0,6 [-]$$

Kde: f_2 – součinitel tření polyuretan – ocel [19]
 α – úhel boků polyuretanového řemene

Hodnota napínací síly, respektive hodnota průhybu řemene při zatížení danou silou, je pro nově zvolený typ řemene předepsána shodně s původními hodnotami. Tedy průhyb polyuretanového řemene při správném dopnutí je 9,4 mm při zatěžující síle 9 až 10 N. Interval kontrol napnutí polyuretanových řemenů nemusí být dle výrobce tak častý, ale protože jej výrobce přesně nespecifikuje, je tento interval z bezpečnostního hlediska ponechán na stávající hodnotě tří měsíců.

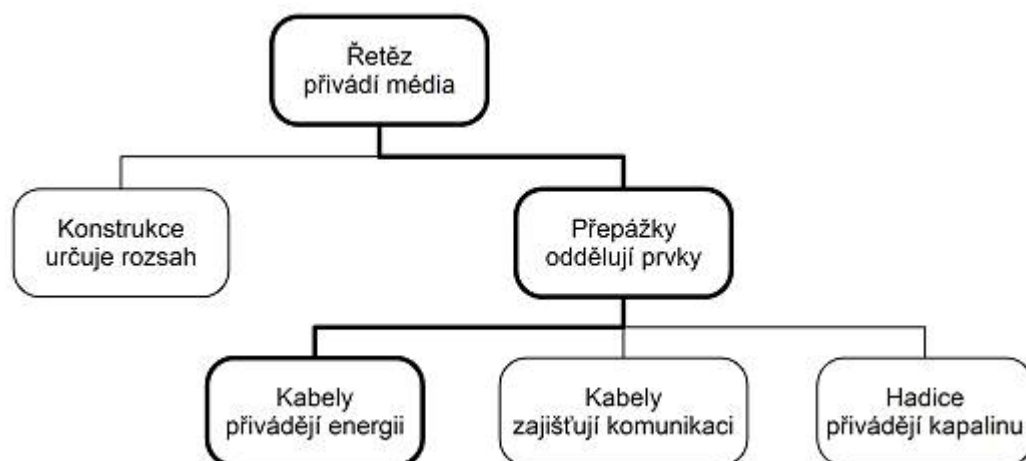
Funkční strom řemenového náhonu primárního vřetene výměna řemenů a řemenic nijak neovlivní a není tedy nutné jej jakkoliv upravovat.

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 9 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 5

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Výroba řemenic	1.500,00	2	3.000,00
Řemen	1.128,00	7	7.896,00
Seřizovací práce	200,00	6	1.200,00
Odstávka stroje	500,00	6	3.000
Celková cena (bez DPH) [Kč]			15.096,00

3.6 Energetický řetěz osy B



Obrázek 58 Funkční strom energetického řetězu osy B

Energetickým řetězem přiváděné vodiče a hydraulické hadice jsou při pohybu sekundárního vřetene (osa B) nuceny ohýbat se po poloměru 75 mm. Velikost tohoto poloměru je dána nejen použitým typem energetického řetězu, ale i způsobem jeho umístění ve stroji. Použitý typ energetického řetězu určuje pouze minimální poloměr ohybu, který ale lze zvyšovat způsobem umístění řetězu. U stroje WT 100 je využito právě minimálního poloměru ohybu, pravděpodobně ve snaze o co nejmenší zástavbové rozměry stroje, neboť v těsné blízkosti nad energetickým řetězem se již nachází vnější krytování. Pokud by tak návrh řešení problému poškozování vodičů směřoval k zvětšení poloměru energetického řetězu, bylo by nutné zasáhnout do vnějšího krytování stroje a zároveň provést úpravy v hydraulickém a elektrickém okruhu ve smyslu nutnosti prodloužení jednotlivých hydraulických trubek či vodičů. Ačkoliv by zvětšení poloměru ohybu energetického řetězu zajisté zvýšilo životnost jím vedených vodičů, technická náročnost takového řešení v tomto případě výrazně přesahuje závažnost řešeného problému. Výměna napájecích vodičů totiž v současné době nepřesahuje dobu 45 minut.

V případě zachování stávajícího energetického řetězu je tedy nezbytné provést výměnu vodičů za takové, které dokáží střídavému namáhání, způsobenému právě pohybem osy B, odolat a přitom dosáhnou vyšší životnosti než v současnosti použité napájecí vodiče.

Standardním typem vodiče určeným pro uložení v energetickém řetězu a napájení servopohonu je takzvaný „servokabel“. Jedná se o více žilový vodič, který může být doplněn o další zemnicí či komunikační vodiče. Takovýto vodič tedy může nahrazovat skupinu jednotlivých napájecích vodičů a může tak být veden v energetickém řetězu samostatně. Nevýhodou tohoto typu vodiče, pro použití ve stroji WT 100, je jeho velký průměr odvíjející se od počtu sdružených vodičů a jejich průřezu. Ve stroji WT 100 je pro napájení servomotoru osy B použit jeden zemnicí a tři napájecí vodiče o průřezu 6 mm^2 vodivé části a délky 7,5 m. Při těchto parametrech dosahuje vnější průměr servokabelu cca 20 mm (odvislé od výrobce, např. IGUS, LAPP GROUP s.r.o., apod.). V závislosti na vnějším průměru výrobci stanovují i minimální poloměr, po kterém se servokabel může ohýbat. Dle katalogů výrobců se jeho hodnota vypočítává jako sedmi (a více) násobek vnějšího průměru servokabelu. Při dodržení parametrů pro pohon stroje WT 100 by hodnota minimálního poloměru pro ohyb servokabelu vycházela více než 140 mm. Při porovnání s poloměrem ohybu použitého energetického řetězu je ale zřejmé, že servokabel nemůže být použit jako náhrada stávajících vodičů.

Namísto servokabelu lze také použít pouze samostatné jednožilové vodiče určené pro pohyblivé uložení v energetickém řetězu. Tyto vodiče dosahují oproti servokabelu řádově menšího vnějšího průměru, a tak i jejich minimální poloměr ohybu je výrazně menší. Při případné výměně stávajících napájecích vodičů za tyto jednožilové vodiče by díky jejich malému vnějšímu průměru bylo možné je pouze takzvaně protáhnout místo stávajících, díky čemuž by seřizovací práce na stroji zůstaly oproti dosavadní výměně vodičů v podstatě nezměněny.

Protože se výměna stávajících vodičů za vodiče jednožilové jeví jako jednoduché a efektivní řešení, je pro nahrazení vodičů vybrán jednožilový vodič od výrobce LAPP GROUP s.r.o. s označením ÖLFLEX FD 90, jehož základní parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tabulka 10 Parametry zvoleného vodiče ÖLFLEX FD 90 [21]

	Průřez vodiče [mm^2]	10
	Vnější průměr [mm]	9
	Minimální poloměr ohybu	7,5 x vnější průměr
	Jmenovité napětí [V]	600
	Zkušební napětí [V]	4 000
	Teplotní rozsah [$^{\circ}\text{C}$]	-5 až +90
	Životnost [cyklů]	5 000 000
	Barva žíly	zelenožlutá/černá
	Izolace žíly	PVC
	Hmotnost vodiče [kg/m]	0,176

Zvolený vodič je přímo určen pro použití v energetických řetězech, a to i pro provoz ve venkovním prostředí, tzn., že vodič je odolný UV záření. Vodič je zároveň určen

pro pohon servomotorů řízených frekvenčními měniči [21]. Minimální poloměr ohybu je stanoven na 67,5 mm, což plně vyhovuje použití v energetickém řetězu osy B. Za současného provozu stroje dochází k přejezdu osy B cca každé dvě minuty. Pokud by nedošlo ke snížení udávané životnosti vodiče, dosáhl by vodič v časovém pojetí životnosti bezmála devatenácti let provozu. V porovnání s životností současně používaných vodičů tak dochází k velmi výraznému zvýšení životnosti.

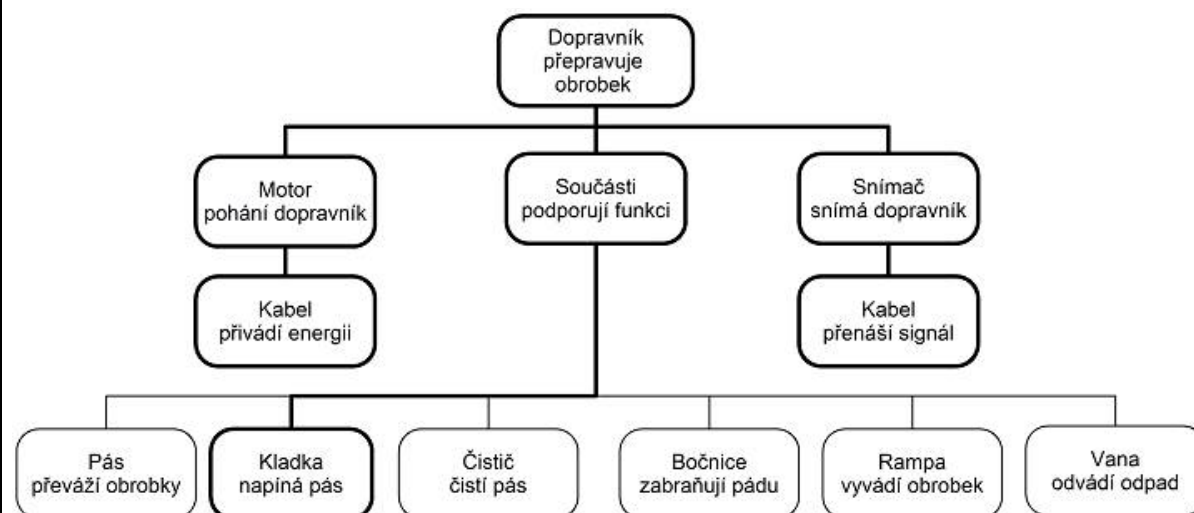
Výměna přívodní kabeláže nijak neovlivňuje funkci energetického řetězu, a proto není nutné funkční strom jeho funkce nijak upravovat.

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 11 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 6

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Vodiče	75,00	4x7,5	2.250,00
Seřizovací práce	200,00	1	200,00
Odstávka stroje	500,00	1	500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			2.950,00

3.7 Dopravník obrobků – návrh řešení

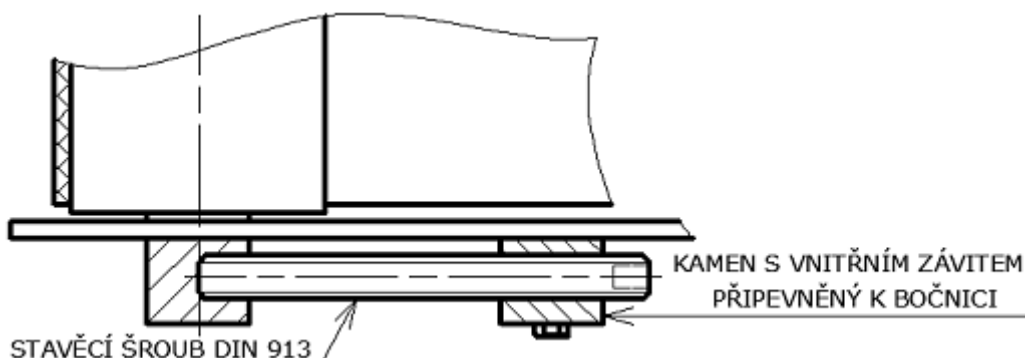


Obrázek 59 Funkční strom dopravníku obrobků

Popsanému poškození dopravníkového pásu, způsobeného ať už chemickým působením řezné kapaliny anebo mechanickým působením třísek, pravděpodobně za stávající koncepce zakázkové výroby nelze zcela předejít. Stroj WT 100 je vybaven takzvaným ofukem hotových dílů, ale kvůli velmi často se měnící charakteristice vyráběných dílů nelze vždy proud vzduchu seřídít tak, aby došlo k úplnému odstranění řezné kapaliny a třísek z jejich povrchu. Jak ale popisuje kapitola 2.1.7, častějším důvodem výměny dopravníkového pásu je jeho nadměrné prodloužení než mechanické poškození. Proto je tato kapitola zaměřena na řešení problému prodlužování pásu dopravníku a také na zjednodušení, či spíše usnadnění jeho výměny.

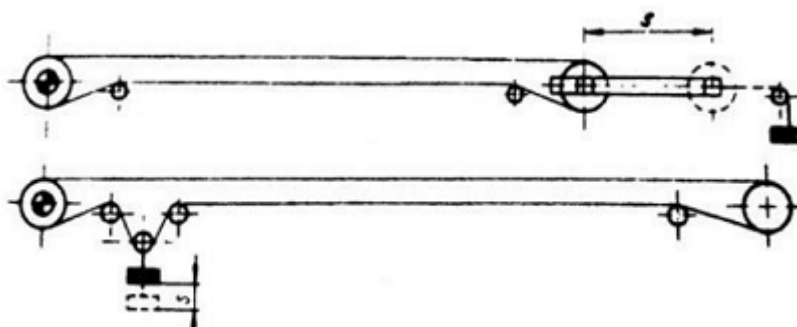
Napínání pásu

Napínací kladka dopravníku obrobků, kterou dostupná dokumentace [7] nezobrazuje a ani jinak nespecifikuje, napíná pás prostřednictvím stavěcích šroubů, které tím, jak jsou vysunuty, mění osovou vzdálenost této kladky a poháněcího bubnu dopravníku. Tím dochází k požadovanému napínání pásu (schéma ukazuje Obrázek 60). V současném provedení dopravníku obrobků umožňuje napínací mechanismus přestavit kladku o cca 30 mm, avšak již při montáži nového pásu dochází k jeho napnutí posuvem kladky o 6 až 10 mm. Tedy pás dopravníku je možné během jeho užívání dopínat posuvem kladky o cca 20 mm. Vlivem umístění dopravníku v těsné blízkosti krytování pracovního prostoru stroje nelze, bez změny jeho polohy, tuto napínací vzdálenost jakkoliv prodloužit.



Obrázek 60 Schéma napínacího zařízení dopravníku obrobků stroje WT 100

Aby bylo možné zvýšit dobu užívání pásu u dopravníku obrobků, je nutné opatřit dopravník dalším napínacím zařízením. U sériově vyráběných pásových dopravníků se dle literatury [5] používají napínací zařízení například typu závažová, pneumatická, hydraulická apod. Schéma možných způsobů závažového napínání ukazuje Obrázek 61. Protože ale tento způsob, anebo způsob napínání externím pneumatickým či hydraulickým pohonem, nelze z důvodu velmi malých zástavbových prostor v okolí dopravníku obrobků použít, je nutné vytvořit návrh napínacího zařízení, které splní požadavky jak na schopnost dopnutí pásu, tak i na kompaktnost a možnost použití pro stávající dopravník obrobků stroje WT 100.



Obrázek 61 Schéma možného provedení závažového napínacího zařízení [5]

Následující dva obrázky zobrazují již konkrétní návrh takového napínacího zařízení. To je realizováno třemi otočně uloženými kladkami, přičemž funkci napínací kladky plní pouze prostřední z kladek a obě krajní vedou dopravníkový pás. Kladky jsou

umístěny ve stávajícím tělese dopravníku tak, že čepy vodících kladek jsou připevněny do jeho boků, každý pomocí dvojice šroubů, a čep napínací kladky je směrem k pásu posouván dvěma šrouby. Šrouby posouvající napínací kladku jsou svými hlavami opřeny o těleso dopravníku a zároveň vedeny v podpůrné liště (jejíž vodící otvor není opatřen závitem), která tak zabraňuje vychýlení napínací kladky ze svislé polohy a zároveň zpevňuje bočnice dopravníku. Do bočnic je totiž z hlediska zvýšení rozsahu pohybu napínací kladky vytvořena drážka, která zasahuje téměř do jedné třetiny jejich výšky. Aby během provozu dopravníku nedocházelo ke sjíždění pásu z kladek směrem k bočnicím, je navrženo opatřit napínací kladku bombírováním (z obrázku není příliš patrné).

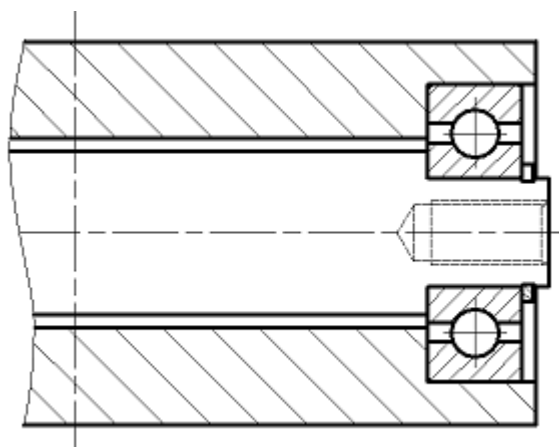


Obrázek 62 Navržené napínací zařízení - pohled na bočnici dopravníku

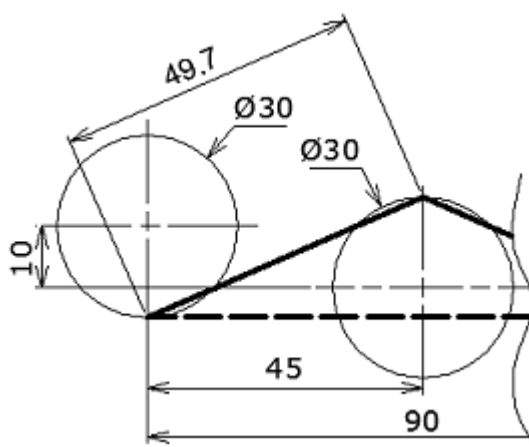


Obrázek 63 Navržené napínací zařízení - pohled mezi bočnice dopravníku

Obrázek 64 ukazuje způsob uložení kladek na kuličkových ložiscích, která jsou proti pohybu na čepu zajištěna pojistnými kroužky. Tímto způsobem jsou uloženy všechny tři použité kladky. Obrázek 65 schematicky zobrazuje předpokládané velikosti a rozmístění kladek při maximálním přestavení napínací kladky.

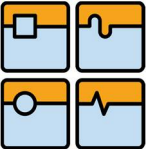


Obrázek 64 Uložení kladek napínacího zařízení



Obrázek 65 Schéma rozmístění kladek

Ze schématu je patrné, že pokud pás není napínací kladkou napínán, jeho vzdálenost mezi osami napínací a vodící kladky je 45 mm. Pokud je ovšem napínací kladka přestavena dle schématu, délka pásu mezi kladkami je již 49,7 mm, tedy pás je v tomto úseku dopnut o 4,7 mm. Tyto úseky jsou v napínacím zařízení dva, a tak

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 59
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

je pás při maximálním přestavení napínací kladky dopnut o 9,4 mm. Zobrazená situace je ovšem zjednodušena tak, že do délky napnutí pásu nejsou započteny ohyby pásu přes kladky. To znamená, že hodnota napnutí pásu je ve skutečnosti ještě vyšší.

Navržené napínací zařízení zvyšuje možnost dopnutí dopravníkového pásu takřka o polovinu dosavadní délky, čímž zároveň dochází k prodloužení životnosti pásu o pravděpodobně stejnou hodnotu. To ale samozřejmě platí pouze v případě, že v průběhu používání pásu nedojde k jeho mechanickému či chemickému poškození popsanému v kapitole 2.1.7.

Výměna pásu

K řešení problému výměny dopravníkového pásu lze přistoupit více způsoby. Například pro lepší přístup k dopravníku je možné upravit krytování stroje tak, aby před samotnou demontáží dopravníku bylo možné část krytování odstranit a uvolnit tak stísněný prostor v okolí dopravníku. Při této úpravě by ovšem bylo nutné zasahovat nejen do nosné části krytování, ale pravděpodobně i do hydraulického rozvodu stroje, jehož část je umístěna v těsné blízkosti dopravníku (viz. Obrázek 25, kapitola 2.1.7). Úprava krytování navíc musí podléhat bezpečnostním normám, což by v případě realizace tohoto návrhu podstatně omezilo možnosti řešení.

Přepracování držáků dopravníku a jejich umístění na snáze přístupná místa je také možný způsob usnadnění výměny dopravníkového pásu, který by umožnil zkrátit čas demontáže. Avšak současné umístění držáků bezpečně zajišťuje stabilitu dopravníku a je umístěno s ohledem na nosné části krytování stroje. Jejich přemístění by tak vyžadovalo úpravu krytování stroje ve smyslu přemístění upevňovacích prvků pro držáky dopravníku tak, aby zároveň nedošlo ke zhoršení stability dopravníku jako celku. Ušetřený čas demontáže dopravníku po takto provedených změnách je předpokládán v rozsahu jednotek minut. Při porovnání ušetřeného času a času odstávky stroje, který by při popsáních úpravách dosahoval minimálně několika pracovních hodin, ale tato úprava, a to i z ekonomického hlediska, ztrácí své opodstatnění.

Další možný způsob zjednodušení výměny dopravníkového pásu je prodloužení přívodních vodičů k poháněcímu elektromotoru a fotoelektrickému snímači tak, že jejich délka umožní alespoň položení dopravníku na podlahu výrobní haly. U současného provedení je totiž nutné, aby demontáž prováděli alespoň dva pracovníci, přičemž jeden po celou dobu výměny pásu musí dopravník přidržovat. Pokud by tedy bylo možné dopravník volně odložit, výměna by se stala pohodlnější a mohl by ji provádět pouze jeden pracovník. Teoreticky by bylo i možné současné vodiče opatřit pouze připojovacími konektory, avšak pro komunikační vodiče, tzn. zde pro fotoelektrický snímač, se obecně použití konektorů nedoporučuje. V konektoru totiž mohou vznikat či naopak zanikat signály, které pak mohou způsobovat chybová hlášení řídicího systému anebo způsobit úplnou ztrátu funkčnosti daného prvku. Pro zjednodušení výměny dopravníkového pásu je tedy zvoleno prodloužit přívodní vodiče a umožnit tak volnější manipulaci s tělesem dopravníku obrobků.

Prodloužení vodičů je na základě předpokládaného místa odkládání dopravníku (podlaha výrobní haly) zvoleno o dva metry. Tato délka vodičů již dovolí

s dopravníkem manipulovat tak, aby výměnu pásu mohl provádět pouze jeden pracovník. V průběhu dosavadního provozu stroje nebyly přívodní vodiče k zařízením dopravníku nikdy měněny, a proto je celková délka vodičů po prodloužení pouze odhadnuta. Odhad činí pět metrů a představuje vzdálenost z rozvodné skříně k zařízením dopravníku obrobků, kde vznikne zvolená rezerva délky vodičů. Ty budou v době provozu dopravníku těsně smotány a zajištěny stahovacími páskami proti svévolnému pohybu ve vnitřním prostoru stroje.

Napájecí vodič poháněcího elektromotoru je tří žilový o průřezu $0,5 \text{ mm}^2$ vodivé části každé žíly. Jeho výměna zahrnuje odpojení stávajícího vodiče z rozvodné skříně a z elektromotoru, takzvané protažení nového vodiče a jeho následné zapojení.

U fotoelektrického snímače nelze samostatně vyměnit jeho přívodní vodič, neboť ten je nedílnou součástí tohoto snímače. Aby bylo možné vodič prodloužit, je nutné zakoupit nový, typově stejný snímač, jehož délka vodiče je stejná či delší než je požadovaná hodnota pěti metrů.



Obrázek 66 Snímač E3Z – T81K [22]



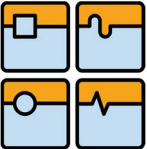
Obrázek 67 Tří žilový vodič CYLY 3x0,5 [23]

Navržené změny v konstrukčním řešení dopravníku obrobků se ve funkčním stromu, uvedeném na začátku této kapitoly, nikterak neprojeví. Ačkoliv je dopravník doplněn o další napínací kladku, z hlediska funkce dopravníku jako celku nemá tato změna žádný vliv.

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 12 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 7

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Spojovací materiál	5,00	12	60,00
Ložiska	24,00	6	144,00
Fotoelektrický snímač	2.398,00	1	2.398,00
Napájecí kabel	14,00	5	70,00
Použitý materiál	-	-	180,00
Seřizovací práce	200,00	5	1.000,00
Odstávka stroje	500,00	5	2.500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			6.352,00

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.8 Manipulátor obrobků – návrh řešení

Příloha 11 zobrazuje funkční strom manipulátoru obrobků, který svou rozsáhlostí dobře ukazuje komplikovanost současného konstrukčního řešení.

Během celé doby provozu stroje bylo seřizovačem manipulátoru zjištěno, že nepřesnost chodu manipulátoru zpravidla způsobuje vzniklá vůle v ozubeném soukolí ramene. Uvolnění škrťicích ventilů (popsané v kapitole 2.1.8) či posunutí některého z dorazů se samozřejmě také může podílet na výsledné nepřesnosti chodu, ale tyto závady se vyskytují s razantně menší četností než vznik vůle v soukolí, kterou je nutno seřadit obvykle po každých čtyřech až pěti měsících provozu stroje. Vůli v soukolí je ale možné seřizovat pouze do doby, dokud lze předlokový hřídel s uloženým pastorkem přisouvat v drážkách boků ovládací páky do záběru s řídicím kolem, respektive s ovládacím ozubeným hřídelem. Po dosažení maximální hodnoty přísuvu je možné prodloužit životnost soukolí tak, že dojde k jeho pootočení a tím k přesunu ještě neopotřebovaných zubů do záběru. To je možné díky faktu, že se řídicí kolo při pohybu manipulátoru pootočí pouze o jednu třetinu a ostatní kola o jednu polovinu svých obvodů. Po opětovném dosažení maximálního přísuvu je už ale nutné celé soukolí nebo alespoň pastorek s ozubeným hřídelem vyměnit. Koroze boků zubů tedy způsobuje nejen vznik vůle, ale samozřejmě i snížení životnosti celého ozubeného soukolí. Návrh řešení je tedy zaměřen na potlačení vlivu koroze, eliminaci vznikající vůle a jejich vlivu na přesnost chodu manipulátoru.

Jedním z možných způsobů jak zabránit vzniku vůle v ozubeném soukolí může být jeho náhrada za řemenový převod. Náhrada řídicího kola a ozubené hřídele za ozubené řemenice a užití synchronního řemene by zaručilo přenos otáčivého pohybu bez vůle. Široká nabídka výrobců těchto komponentů umožňuje výběr vhodných rozměrů řemenic a řemenu tak, aby nově vzniklý převod plně odpovídal současnému převodu ozubenými koly. Praktickou náhradu soukolí za řemenový převod ale omezují dvě skutečnosti. Kvůli zamezení vzniku vůle v nově vzniklém převodu vlivem vytažení řemene, ke kterému dochází v průběhu jeho životnosti, je nutné opatřit převod napínacím zařízením. Napínací zařízení, při jehož návrhu je nutné zohlednit stávající konstrukci páky kratší části ramene, musí umožnit dopínání řemene v obou tažných větvích z důvodu reverzace chodu ramene manipulátoru. Jeho návrh je ale značně omezen současnou osovou vzdáleností převodového hřídele a ovládacího ozubeného hřídele (viz. Příloha 12) jejíž hodnota je 87 mm , přičemž případná změna této vzdálenosti by zásadně ovlivnila výsledný pohyb manipulátoru. Napínací zařízení ale svou činností vnáší do převodu i nezanedbatelné radiální zatížení, které následně působí na uložení hřídelí přenášejících otáčivý pohyb. Současné kluzné uložení těchto hřídelí pravděpodobně není schopno radiální zatížení trvale přenášet a po určité době provozu by došlo k jeho poškození. Proto by v případě realizace řemenového převodu bylo nutné kluzné uložení nahradit valivým. Ačkoliv by řemenový převod byl schopen pracovat bez vůle, nelze přesně stanovit životnost použitého řemene (ve smyslu jeho protažení) a tím i tedy, jak efektivní tato náhrada převodu je. Především z tohoto důvodu není zmíněné řešení dále uvažováno.

Způsobů, jak potlačit jmenované vlivy koroze a vůle, může být více. Pro možnou aplikaci na manipulátor stroje WT 100 jsou vytipována další dvě prakticky použitelná řešení, která jsou v této kapitole dále popsána.

3.8.1 Změna materiálu ozubeného soukolí

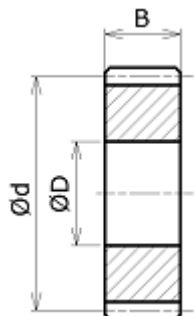
Současné ozubené soukolí, které ukazuje následující obrázek, je pravděpodobně vyrobeno z běžné nelegované konstrukční oceli, jejíž korozivzdornost je velmi nízká. Obrázek 31, uvedený v kapitole 2.1.8 zobrazující korozi celého soukolí, toto tvrzení potvrzuje. Soukolí zobrazené pod textem je ale zcela nové, vyfotografované před montáží do ramene manipulátoru.



Obrázek 68 Manipulátor obrobků - nové soukolí [8]

Pokud by materiál, použitý pro výrobu nového soukolí, byl schopen korozi odolat, zásadně by se tak prodloužila životnost jakostního povrchu boků zubů a prodloužil by se i interval seřizování vůle v soukolí. Nově navržený materiál tedy musí splňovat především požadavek na korozivzdornost, protože z hlediska pevnosti nejsou na soukolí kladeny velké nároky. Maximální hmotnost přenášeného obrobku je dle dokumentace stroje 1,5 kg a hmotnost otáčející se části ramene, jež působí na soukolí, je cca 20 kg (přesnou hmotnost literatura neuvádí a bez předchozí demontáže ramene ji nelze přesně určit). Tabulka 13 uvádí základní parametry současně použitého soukolí.

Tabulka 13 Parametry ozubeného soukolí

	Kolo	modul m [mm]	počet zubů z [-]	$\varnothing d$ [mm]	$\varnothing D$ [mm]	B [mm]
	Řídicí	3	32	96	45	30
	Pastorek	3	16	48	30	30
	Ozubený hřídel	3	16	48	25	30

Pro přenos krouticího momentu výrobce stroje zvolil poměrně vysokou hodnotu modulu. Ta ovšem umožňuje, i bez znalosti současných pevnostních hodnot materiálu ozubeného soukolí, zvolit bez předchozího pevnostního ověření

korozivzdorný legovaný materiál, jež obecně dosahuje vyšších pevnostních parametrů než běžné konstrukční oceli. Jako výchozí materiál pro výrobu nového ozubeného soukolí je zvolena korozivzdorná chrom niklová ocel s označením 1.4571 (X6CrNiMoTi 17-12-2). Tato ocel dosahuje meze pevnosti 620 až 690 MPa a smluvní meze kluzu 220 MPa. Ocel je nemagnetická a vhodná pro korozi namáhané součásti [24]. Hutní polotovary, ve kterých je ocel vyráběna jsou kruhové, čtyřhranné či šestihranné tyče, bezešvé trubky apod.

V tomto návrhu řešení je uvažována výroba pouze popsaného soukolí a jeho výměna za stávající. V zástavbě manipulátoru obrobků tedy není nutné provádět žádné konstrukční změny, a tak ani funkce jeho jednotlivých částí není nijak změněna. V případě praktické realizace výroby soukolí je navíc možné využít jako zdroj materiálu zásoby zadavatele práce a také vyrobit polotovary pro ozubená kola v jeho vlastních podmínkách. Firma TRADEKO s.r.o. totiž se zvoleným materiálem běžně pracuje a je případně schopna zajistit výrobu polotovarů v požadované přesnosti.

Ekonomické zhodnocení

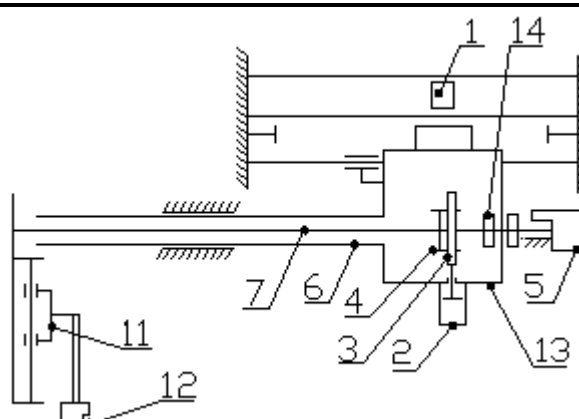
Tabulka 14 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 8-1

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Použitý materiál	-	-	1.500,00
Výroba ozubení	1.100,00	3	3.300,00
Seřizovací práce	200,00	5	1.000,00
Odstávka stroje	500,00	5	2.500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			8.300,00

3.8.2 Odebrání převodu z mechanismu manipulátoru obrobků

Obrázek 69 ukazuje mechanické schéma současného manipulátoru obrobků. Schéma uvedené na vedlejším obrázku ukazuje navrženou změnu v konstrukci manipulátoru. Změna spočívá v odstranění stávajícího ozubeného převodu a tím tedy i celé kratší části ramene. Odebráním převodu tak dochází k podstatnému zjednodušení celého kinematického řetězce manipulátoru, snížení jeho hmotnosti a zredukování počtu použitých součástek. Díky odebrání převodu mohou být prodlouženy intervaly mezi jednotlivými seřizovacími kontrolami manipulátoru, čímž se zároveň sníží i ekonomické náklady vzniklé nezbytnou odstávkou stroje. Jedinou součástí manipulátoru, která je v současnosti s jistou pravidelností měněna, je právě ozubené soukolí. Při jeho odebrání tak lze předpokládat také snížení ekonomických nákladů ve smyslu úspory náhradních dílů.

Odebrání převodu, jež přináší popsané výhody, ale samozřejmě vyžaduje řadu konstrukčních úprav stávající podoby manipulátoru obrobků. Nejzásadnějšími úpravami jsou změna rozsahu a smyslu otáčení převodového hřídele, jeho prodloužení a také zvýšení zdvihu pneumatického válce, který zajišťuje výsuv chapadla obrobků z ramene manipulátoru.



Obrázek 70 Mechanické schéma manipulátoru obrobků po navržené změně

Změna rozsahu a smyslu otáčení převodového hřídele

Jak je popsáno v kapitole 2.1.8, pohon otáčení převodového hřídele zprostředkovává přímočarý hydromotor s katalogovým označením 35H-3R1FA40B40-CF1, jehož zdvih činí 40 mm. Ten přesouvá ozubený hřeben zdola směrem vzhůru, přičemž hřeben je v záběru s ozubeným kolem (viz. Obrázek 69). Parametry těchto ozubených prvků jsou uvedeny v následující tabulce. U současného provedení manipulátoru dochází k přesunu ozubeného hřebene pouze o čtyři zuby, což odpovídá natočení převodového hřídele o úhel 50° a posunu pístnice hydromotoru o cca 38 mm. Natočení převodového hřídele je omezeno dorazovým nábojem.

Tabulka 15 Parametry ozubených prvků

	Prvek	modul m [mm]	počet zubů z [-]	$\varnothing d$ [mm]	$\varnothing D$ [mm]	B [mm]	délka L [mm]
	Ozubené kolo	3	28	84	45	29	-
	Ozubený hřeben	3	18	-	-	29	120

U navrhované konstrukční změny je ale nezbytné zajistit natočení převodové hřídele o úhel 60° . Tato hodnota byla změřena v pracovním prostoru stroje a je zanesena do čelního pohledu manipulátoru obrobků. Příloha 12 ukazuje tento pohled, který je zároveň jediným výkresem obsaženým v dokumentaci [7], na kterém jsou uvedeny rozměrové kóty.

Pro dosažení požadovaného úhlu natočení je třeba pootočit ozubeným kolem o téměř pět zubů, což odpovídá posunu pístnice, respektive ozubeného hřebene o 44 mm. Výpočet těchto parametrů ukazují následující rovnice.

Výpočet počtu pootočených zubů u navrženého řešení

$$60^\circ = \frac{1}{6} \cdot 360^\circ \quad (5)$$

$$\rightarrow z_p = \frac{1}{6} \cdot z_k [-] \quad (6)$$

$$z_p = \frac{1}{6} \cdot 28 = 4,67 [-]$$

Výpočet délky posunu pístnice u navrženého řešení

$$l = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_k [m] \quad (7)$$

$$l = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0,084 = 0,044 [m]$$

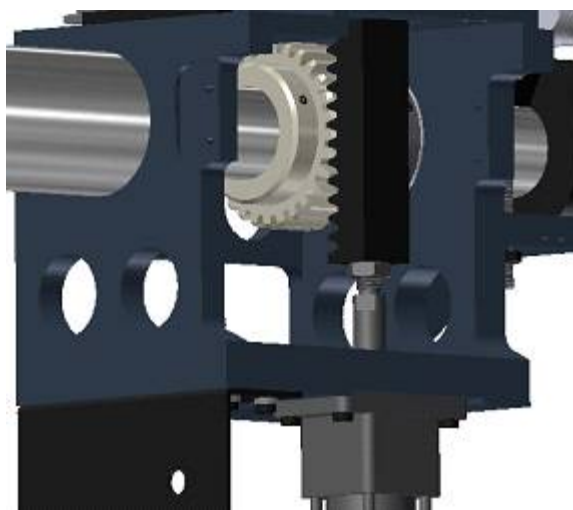
Protože vypočtená délka potřebného zdvihu pístnice přesahuje zdvih současně použitého hydromotoru, je nutné opatřit manipulátor hydromotorem o větším zdvihu. Z důvodu zachování připojovacích rozměrů a silových charakteristik poháněcího hydromotoru je jako náhrada zvolen hydromotor stejné typové třídy, pouze se zvýšeným pracovním zdvihem pístnice. Tabulka 16 uvádí parametry zvoleného hydromotoru s označením 35H-3R1FA40B70-CF1.

Tabulka 16 Základní parametry hydromotoru 35H-3R1FA40B70-CF1 [25]

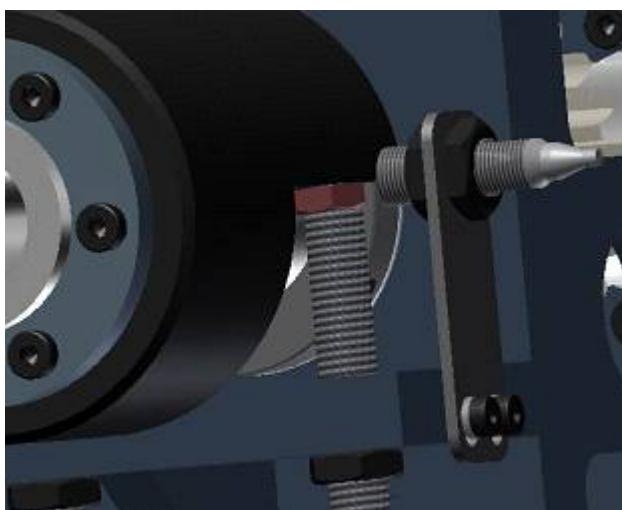
	Průměr pístu [mm]	40
	Pracovní zdvih [mm]	70
	Pracovní tlak [MPa]	3,5
	Maximální pracovní tlak [MPa]	4,5
	Rozsah pracovní rychlosti [mm·s ⁻¹]	8 - 300
	Teplotní rozsah [°C]	-10 až +70

Aby bylo možné převodovým hřídelem otočit o požadovaný úhel 60°, je také nezbytné upravit stávající dorazový náboj. Teoreticky sice lze pouze přestavit dorazové či stavěcí šrouby (pozice 42 a 54 viz. Příloha 6 řez E – E) a tím zvýšit rozsah otáčení dle požadavku, prakticky to však učinit nelze. Větším přestavením šroubů by došlo ke změně jejich dosedacích ploch pouze na dosedací přímky, což by pravděpodobně po určité době provozu vedlo ke vzniku deformací čel šroubů a následnému zvětšení rozsahu otáčení. Stejný efekt by způsobila i úprava stávajícího dorazového náboje ve smyslu obrobení jednoho nebo obou jeho čel, ve kterém jsou umístěny dorazové šrouby. Osy děr pro dorazové šrouby jsou totiž kolmé na stávající čela náboje a po jejich obrobení by se z dosedacích ploch šroubů opět staly dosedací přímky. Z tohoto důvodu je navržena výroba nového dorazového náboje, který umožní větší rozsah otáčení a zároveň zajistí vzájemné dosednutí ploch čel šroubů na sebe. Nově navržený dorazový náboj uvádí přiložená výkresová dokumentace této práce (DPN – 01/01).

Současný směr otáčení převodového hřídele je opačný než směr otáčení delší části ramene manipulátoru. Pokud by byl směr otáčení převodového hřídele zachován i po realizaci navržené úpravy, rameno manipulátoru by se otáčelo směrem od sekundárního vřetene a při uvedení manipulátoru v činnost by došlo ke kolizi ramene s krytováním pracovního prostoru. Možnosti, jak směr otáčení změnit, jsou celkem dvě. První z nich je zrcadlové přemístění hydromotoru a ozubeného hřebenu přes svislou osu převodového hřídele (dobře patrné viz. Příloha 6, řez E – E), čímž by při stejném smyslu pohybu pístnice hydromotoru došlo k otočení smyslu otáčení převodového hřídele. U současné konstrukce nosné části manipulátoru ale tuto úpravu provést nelze, protože převodový hřídel je v této konstrukci umístěn nesymetricky (viz. Příloha 6, řez D – D). Druhou z možností je změna polohy pístnice hydromotoru v klidovém stavu. Pístnice hydromotoru by tedy v klidovém stavu manipulátoru byla vysunuta a při otáčení ramene manipulátoru směrem k sekundárnímu vřeteni by se zasouvala. Aby nebylo nutné, při realizaci této možnosti, provádět změny v řídicím systému stroje, vyžaduje tato úprava vzájemnou záměnu přívodních hadic hydraulické kapaliny do hydromotoru a zrcadlové přemístění indukčního snímače přes svislou osu převodového hřídele (viz. Příloha 6, řez E – E). Pouze v tomto případě zůstane zachována funkčnost manipulátoru obrobků bez zásahu do řídicího systému. Následující obrázky ukazují navržené provedení popsané úpravy.



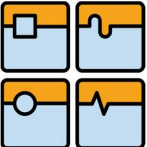
Obrázek 71 Vysunutá pístnice hydromotoru v klidovém stavu manipulátoru



Obrázek 72 Přemístěný indukční snímač

Prodloužení převodového hřídele

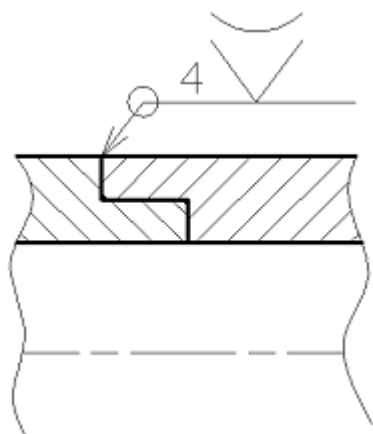
Odebráním kratší části ramene manipulátoru obrobků zároveň dochází k odstranění spojovacího členu mezi převodovým hřídelem a delší částí ramene. Kvůli zachování stávající polohy chapadla obrobků je nutné prodloužit převodový hřídel o 120 mm (odměřeno na stroji) a připojit ho přímo k rameni manipulátoru. Vnější nosný hřídel být prodloužen nemusí, protože po odstranění ozubeného převodu spočívá jeho funkce pouze ve vedení převodového hřídele. Aby při vysunutí manipulátoru do pracovního prostoru stroje nedocházelo k pronikání par řezné kapaliny do kluzného uložení převodového hřídele v nosném hřídeli, je navrženo prodloužený převodový hřídel opatřit krytováním v podobě nasunutého tubusu. Ten je přes gumové těsnění šrouby připevněn ke krytování ramene manipulátoru a na nosném

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 67
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

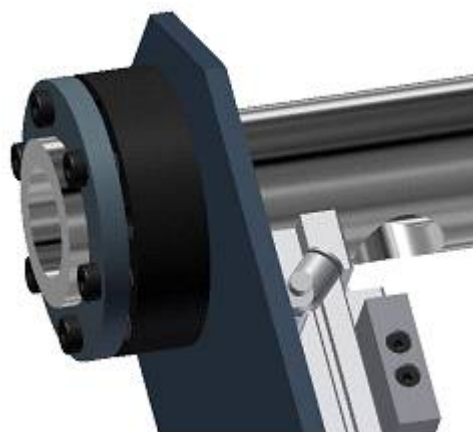
hřídeli utěsněn dle stávajícího konstrukčního provedení prachovým těsněním (viz. Příloha 7 pohled P a následně výkres sestavení DPN – 01/02).

Prodloužení převodového hřídele lze provést buď jeho úplným nahrazením delším hřídelem nebo jeho prostavením. Náhrada delším hřídelem není ekonomicky výhodná z důvodu vynaložení značných nákladů na materiál a obrábění, které vzhledem k celkové délce prodloužené hřídele 1 040 mm (odměřeno na stroji) a nárokům na drsnost povrchu hřídele pro jeho kluzné uložení nejsou zanedbatelnou položkou. Obrázek 73 ukazuje předpokládané provedení prodloužení převodového hřídele kruhovou tyčí s vrtaným otvorem. Spoj je realizován prostřednictvím osazení obou součástí a jejich svarovým spojem. Toto provedení vyžaduje vynaložení nižších nákladů na materiál i na výsledné obrábění svařence, než náhrada stávajícího hřídele delším.

V prodlužující části převodového hřídele je ovšem nutné vytvořit kolmo na jeho vodorovnou osu otvor, který umožní vyvedení přívodů tlakového vzduchu k chapadlu obrobků a pneumatickému válci. Obrázek 74 zobrazuje polohu tohoto otvoru vůči spojení převodového hřídele s deskou ramene manipulátoru.



Obrázek 73 Prodloužení převodového hřídele

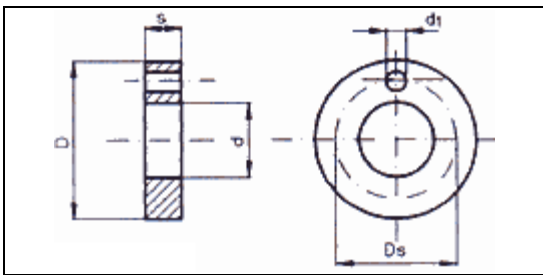


Obrázek 74 Poloha otvoru pro přívod médií

Spojení prodlouženého převodového hřídele s deskou, která tvoří základní prvek ramene manipulátoru, je navrženo stejným způsobem jako současné spojení převodového hřídele s bokem páky kratší části ramene. Tedy pomocí náboje převodového hřídele a rozpěrných kroužků rozpínaných přítlačnou přírubou (viz. kapitola 2.1.8). Jak je ale patrné z bočního pohledu na výkrese delší části ramene manipulátoru (viz. Příloha 9), pouhému prodloužení převodového hřídele v současnosti brání těleso pneumatického válce, které zasahuje do profilu převodového hřídele o cca 10 mm (odměřeno na stroji). Protože ale stávající pneumatický válec není pro popisovanou změnu v konstrukci manipulátoru vhodný (zdůvodněno dále), je navrženo nově zvolený válec umístit s ohledem na spojení převodového hřídele s deskou. Jeho posunutí o 10 mm, oproti stávající poloze válce, neovlivní žádnou z funkcí chapadla či manipulátoru jako celku a ani nezpůsobí kolizi čelistí chapadla s krytováním dopravníku obrobků.

Odebráním celé kratší části ramene manipulátoru také ovšem dochází k odstranění axiálního zajištění posunu převodového hřídele, které v současnosti zprostředkovává uložení páky kratší části ramene a uložení řídicího ozubeného kola (viz. Příloha 7). Z tohoto důvodu je navrženo převodový hřídel axiálně uložit prostřednictvím zajišťujících axiálních kroužků a kluzných pouzder, která jsou opatřena kluznou teflonovou vrstvou [26], v pravé stěně základové kostky manipulátoru (viz. Obrázek 70, strana 64). Tabulka 17 uvádí základní informace o zvolených axiálních pouzdrech s označením A 45 KU.

Tabulka 17 Základní parametry axiálního pouzdra A 45 KU [26]

	Průměr d [mm]	45
	Průměr D [mm]	70
	Průměr d_1 [mm]	4
	Průměr D_s [mm]	57,5
	Tloušťka s [mm]	1,5

Obrázek 75 ukazuje navržené provedení axiálního zajištění převodového hřídele (pro názornost není zobrazena základová kostka). Zajišťující kroužky jsou s převodovým hřídel spojeny prostřednictvím dvou stavěcích šroubů s čípkem (DIN 915), které zabráňují jejich pohybu v axiálním směru a zajišťují tak převodový hřídel proti posunu. Pokud by při montáži kroužků a kluzných pouzder byla zjištěna vůle mezi kroužky a stěnou základové kostky, je navrženo eliminovat ji vložením distančního kroužku mezi kluzné pouzdro a stěnu kostky. Tloušťka distančního kroužku musí být upravena dle případně zjištěné vůle.



Obrázek 75 Axiální zajištění převodového hřídele

Díky axiálnímu zajištění převodového hřídele v podstatě odpadá nutnost užití vnějšího nosného hřídele jako vodícího prvku. Při jeho odebrání by ale bylo nutné upravit vodící válec (viz. Příloha 6, pozice 11, řez A – A), jeho uložení a zřejmě i celý převodový hřídel, který pravděpodobně není v celé své délce uzpůsoben pro kluzné vedení. Protože by odstranění vnějšího hřídele přineslo zvýšení nákladů a prodloužení doby nezbytné odstávky stroje, je v nově navrženém konstrukčním řešení manipulátoru stávající vnější hřídel ponechán.

Zvýšení zdvihu pneumatického válce

Současný pneumatický válec s katalogovým označením LCS-Q-16-75-T2H-D, sloužící k výsuvu chapadla obrobků, dosahuje zdvihu 75 mm. Při jeho plném vysunutí je vzdálenost mezi osou převodového hřídele a osou otvoru v čelistech chapadla přibližně 335 mm (odměřeno na stroji). Po odebrání ozubeného soukolí je ovšem nutné tuto vzdálenost prodloužit tak, aby byla shodná se vzdáleností os převodového hřídele a sekundárního vřetene. Tato vzdálenost, odměřená v pracovním prostoru stroje, je naznačena v čelním pohledu manipulátoru obrobků (viz. Příloha 12) a je rovna 385 mm. Aby bylo možné této vzdálenosti dosáhnout, je nezbytné prodloužit zdvih pneumatického válce o 50 mm.

Zdvih stávajícího pneumatického válce je částečně omezen současným nastavením posuvného dorazu. Při jeho přesunutí do polohy zajišťující maximální zdvih válce dochází k navýšení výsuvu chapadla pouze o 5 mm. Aby tedy bylo možné zajistit zvýšení zdvihu o 50 mm, je nezbytné nahradit stávající pneumatický válec jiným.

Tak jako u volby hydromotoru s větším zdvihem, tak i u volby pneumatického válce je zvolen válec stejné typové třídy z důvodu zachování silových charakteristik a připojovacích rozměrů pro chapadlo obrobků. Tabulka 18 uvádí základní parametry zvoleného pneumatického válce s označením LCS-Q-16-125-T2H-D.

Tabulka 18 Základní parametry pneumatického válce LCS-Q-16-125-T2H-D [27]

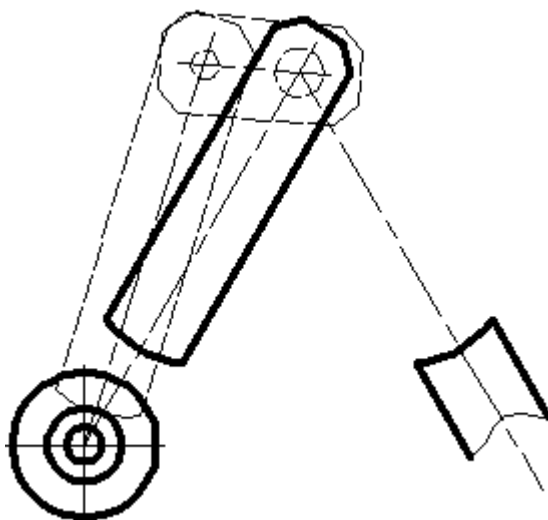
	Průměr pístu [mm]	16
	Pracovní zdvih [mm]	125
	Celková délka [mm]	208
	Pracovní tlak [MPa]	0,3
	Maximální pracovní tlak [MPa]	0,7
	Rozsah pracovní rychlosti [mm·s ⁻¹]	50 - 500
	Teplotní rozsah [°C]	-10 až +60

Umístění zvoleného pneumatického válce na desku ramene manipulátoru je navrženo shodně jako u stávající konstrukce, tedy v ose převodového hřídele (ukazuje Příloha 9). Protože je ale nově zvolený válec o 50 mm delší než stávající (odpovídá zvýšení zdvihu válce) je navrženo prodloužit desku ramene o stejnou vzdálenost. Prodloužení desky i pneumatického válce nijak neomezuje funkci chapadla obrobků a ani nebrání odložení obroku na pás dopravníku obrobků. Obrázek 76 ukazuje desku s umístěným pneumatickým válcem a chapadlem.



Obrázek 76 Deska s umístěnými pneumatickými komponenty

Popsané úpravy stávající konstrukce manipulátoru spolu s úpravou krytu ramene, který je zobrazen na výkresu sestavení (DPN – 01/02), zajišťují funkci manipulátoru i po provedení navrženého odebrání ozubeného soukolí. Případné rozměrové nepřesnosti, vzniklé během předpokládaných úprav stávající konstrukce, lze eliminovat jednotlivými dorazy, stavěcími šrouby apod., popsány v této kapitole anebo v kapitole 2.1.8. Obrázek 77 ukazuje schematické porovnání stávající polohy ramen a polohy ramena po navržené úpravě manipulátoru při jejich natočení směrem k sekundárnímu vřetení.



Obrázek 77 Porovnání polohy ramen

Jak je popsáno v úvodu této kapitoly, odebráním ozubeného převodu z mechanismu manipulátoru obrobků dojde ke zjednodušení celého kinematického řetězce a tím i ke změně uvedeného funkčního stromu manipulátoru obrobků. Příloha 13 zobrazuje upravený funkční strom, který odpovídá navržené konstrukční úpravě manipulátoru.

Ekonomické zhodnocení

Tabulka 19 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 8-2

Položka	Jednotková cena (bez DPH) [Kč]	Počet kusů/hodin	Cena (bez DPH) [Kč]
Hydromotor	5.200,00	1	5.200,00
Pneumatický válec	3.650,00	1	3.650,00
Axiální kluzné pouzdro	142,00	2	284,00
Výroba součástí	500,00	8	4.000,00
Použitý materiál	-	-	1.750,00
Seřizovací práce	200,00	17	3.400,00
Odstávka stroje	500,00	17	8.500,00
Celková cena (bez DPH) [Kč]			26.784,00

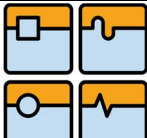
3.9 Shrnutí navržených úprav

Následující tabulka uvádí souhrnný přehled nákladů i očekávaný přínos všech navržených řešení popsaných v předchozích kapitolách. Číslo úpravy odpovídá danému konstrukčnímu celku dle kapitoly 2.1. Zároveň zde udávané pořadí úprav odpovídá sledu popsaných návrhů řešení. Na posledním řádku tabulky je uveden součet všech odhadovaných nákladů na realizaci navržených úprav. V součtu jsou uvedeny dvě částky, které jsou odvislé dle případně zvolené úpravy manipulátoru obrobků.

Tabulka 20 Shrnutí navržených úprav

Úprava	Odhadované náklady (bez DPH) [Kč]	Očekávaný přínos
úprava č. 1	1.380,00	snížení či úplné odstranění četnosti výskytu odchýlení snímače; zvýšení bezpečnosti
úprava č. 2	735,00	zajištění odplavení třísek; snížení požadavků na obsluhu stroje
úprava č. 3	46.830,00	zvýšení životnosti čerpadel a poháněcích elektromotorů
úprava č. 4	9.540,00	snížení tlakových rázů; zvýšení životnosti tlakového spínače
úprava č. 5	15.096,00	zvýšení životnosti řemenů pohonu primárního vřetene
úprava č. 6	2.950,00	zvýšení životnosti napájecích vodičů pohonu osy B
úprava č. 7	6.352,00	zvýšení životnosti pásu dopravníku; usnadnění výměny pásu
úprava č. 8	8.300,00 / 26.784,00	zvýšení životnosti soukolí; prodloužení intervalu seřizování vŕle / zjednodušení konstrukce; snížení hmotnosti; prodloužení intervalu seřizování manipulátoru
Celkové náklady (bez DPH) [Kč]	91.183,00 / 109.667,00	

Současná podoba a konstrukce stroje WT 100 je výrobcem, společností NAKAMURA – TOME, navržena tak, aby stroj jako celek splňoval platné směrnice v oblasti bezpečnosti strojních zařízení. Tyto směrnice a normy ovlivňují například konstrukční provedení ochranných krytů, zabezpečení dveří pracovního prostoru během chodu stroje, konstrukční provedení upínačů, použití bezpečnostních prvků jako jsou spínače, optické závory apod., provedení filtrace odsávaných par z pracovního prostoru atd. Protože navržené úpravy stroje WT 100 nezasahují ani jinak neovlivňují části stroje podléhající bezpečnostním normám, není nutné pro popsané úpravy provádět analýzu rizik či jinou metodu zkoumající bezpečnost strojních zařízení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 72
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

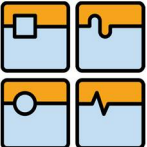
ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout technické a konstrukční úpravy části obráběcího stroje NAKAMURA – TOME, které neplní svou funkci, mají technické problémy, jsou poruchové, lze na nich ušetřit počet součástek apod.

V úvodu práce je zpracována rešerše v oblasti hodnotové analýzy a systémového přístupu k řešení problémů. Tyto dvě inovační metody jsou v práci využity kombinovaně. Funkční stromy, vycházející z metody hodnotové analýzy, které jsou vytvořené jak pro současná konstrukční řešení, tak i pro nově navržená řešení, představují systém třídění funkcí objektu a jejich modelování. Na jejich základě tak lze snadno určit, jak je či není nově navržené řešení změněno oproti řešení současnému. Postup řešení celé diplomové práce pak zase využívá systémového přístupu, díky kterému bylo možné řízeně postupovat od samotné identifikace problému až k jeho řešení.

Druhá část diplomové práce začíná představením řešeného obráběcího stroje NAKAMURA – TOME WT 100. Po představení následuje výběr konstrukčních skupin stroje vhodných k přepracování. Skupiny byly vybrány především na základě zkušeností uživatele a také autora práce z praktického provozu stroje WT 100. Uživatelem stroje je společnost TRADEKO s.r.o., která je zároveň zadavatelem této diplomové práce. U jednotlivých konstrukčních skupin je vytvořen popis funkce a detailní popis jejich stávajících konstrukčních provedení. Pro názornější vysvětlení jsou využity výkresy ze zadavatelem poskytnuté dokumentace stroje. Popis je také zaměřen na předpokládané, či s určitostí zjištěné, příčiny problémového chování vybraných skupin.

Řešení nastíněných problémů je zpracováno pro každou konstrukční skupinu zvlášť, neboť žádné z popsanych řešení problémového chování neovlivňuje konstrukci či chování jiné konstrukční skupiny. To platí i v případě manipulátoru a dopravníku obrobků, které pracují v součinnosti. Pro pět z celkem osmi konstrukčních skupin je navrženo více možných řešení, kterými by bylo možné problémové chování skupin vyřešit. Výběr konkrétního řešení je následně vždy patřičně odůvodněn. Pro dvě konstrukční skupiny je navrženo pouze jedno řešení, a to buď z důvodu jeho jednoznačnosti (snímače otevření/zavření upínací kleštiny) nebo z důvodu nezjištění jiného vhodného řešení (hydraulický okruh stroje). U konstrukční skupiny „manipulátor obrobků“ jsou navržena dvě samostatná řešení, pro která jsou, tak jako pro všechny ostatní vybraná řešení, zpracována ekonomická zhodnocení. V celkovém shrnutí navržených úprav jsou proto uvedeny dvě částky. Celkově vyčíslené náklady, které činí 91.183 Kč nebo 109.667 Kč, jsou adekvátní v případě, že navržené úpravy budou realizovány jednotlivě. Pokud by bylo uživatelem stroje rozhodnuto o realizaci více či všech úprav najednou, vyčíslené náklady by díky zkrácení odstávky stroje byly nižší.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 73
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] DOBŘICKÝ, Josef a Vladimír DOSTÁL. *Hodnotová analýza*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1993, 64 s. ISBN 80-214-0523-6.
- [3] VLČEK, Radim. *Management hodnotových inovací*. Praha: Management Press, 2008, 239 s. ISBN 978-80-7261-164-5.
- [4] JANÍČEK, Přemysl a Emanuel ONDRÁČEK. *Řešení problémů modelováním: téměř nic o téměř všem*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR, 1998, 335 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1233-X.
- [5] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] *Parts List*. Hakusan Ishikawa Japan, 2006. NAKAMURA - TOME PRECISION INDUSTRY CO., LTD.
- [8] Archiv autora práce
- [9] TRADEKO [online]. 2016 [cit. 2016-02-08]. Dostupné z: <http://www.tradeko.cz/21-nakamura-tome-wt-100.html>
- [10] *Fastenal Company* [online]. 2016 [cit. 2016-02-16]. Dostupné z: <https://www.fastenal.com/products/details/0453518>
- [11] *SOLVER Engineering Company* [online]. Voronezh, 2016 [cit. 2016-03-02]. Dostupné z: <http://www.solver.ru/engl/production/nakamura/wt-100.asp>
- [12] *Pfingstner s.r.o.* [online]. Praha, 2016 [cit. 2016-03-29]. Dostupné z: <http://www.pfingstner.cz/index.php/trubicky>
- [13] *Pump Sales Direct* [online]. 2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.pumpsalesdirect.co.uk/media/wysiwyg/datasheets/spkdata.pdf>
- [14] *SMC Pneumatics* [online]. USA, 2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.smc Pneumatics.com/pdfs/VN.pdf>
- [15] *SMC Corporation of America* [online]. Noblesville, Indiana, 2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://content2.smccetech.com/pdf/SGH.pdf>

- [16] *Parker Hannifin Czech Republic s.r.o.* [online]. 2014 [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydropneumaticke-akumulatory-olaer/>
- [17] *NACHI-FUJIKOSHI CORP.* [online]. Toyama, 2015 [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: https://www.nachi-fujikoshi.co.jp/eng/web/h1000e/pdf/h1000e_b_uvn.pdf
- [18] *KOVAZ s.r.o.* [online]. Pardubice, 2016 [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.kovaz.cz/membranovy-akumulator-elm-accu-0-75-350-85-af-10931801125-639840/>
- [19] *Gates* [online]. Denver, 2016 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: http://ww2.gates.com/Czech/brochure.cfm?brochure=11837&location_id=18070
- [20] *Royal Supply Corporation* [online]. Ohio, 2016 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://www.royalsupply.com/store/pc/Gates-11M1500-Polyflex-Belt-8904-1500-1136p40412.htm>
- [21] *LAPP GROUP s.r.o.* [online]. Otrokovice, 2014 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: http://edgecdn.lappgroup.com/fileadmin/documents/technische_doku/datenblaetter/oelflex/DB0026600EN.pdf
- [22] *Omron Electronics Kft.* [online]. Magyarország, 2016 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: http://www.omronkft.hu/pdf_en/e3z_tkdk.pdf
- [23] *GM electronic, spol. s.r.o.* [online]. Praha, 2016 [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: <http://www.gme.cz/kabel-cyly-3x0-5-bily-h03vv-f-p650-221>
- [24] *INOX, spol. s.r.o.* [online]. Praha, 2016 [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: <http://www.inoxspol.cz/nerezova-ocel-14571.html>
- [25] *TAIYO, LTD.* [online]. 2015 [cit. 2016-05-10]. Dostupné z: http://www.taiyo-ltd.co.jp/eg/TAIYO_E_WebPDF/red/35H_3.pdf
- [26] *EXVALOS s.r.o.* [online]. Lanškroun, 2016 [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/axialni-ku-a-kx/>
- [27] *Integrated Automation, Inc.* [online]. Easley, 2016 [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: http://www.ckdpneumatic.com/uploadedFiles/docs/CKD%20Files/Actuators/LC_S.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

B	[m, mm]	šířka ozubeného kola/hřebenu
D	[m, mm]	průměr otvoru
d	[m, mm]	roztečný průměr
d_k	[m, mm]	roztečný průměr ozubeného kola
d_1	[m, mm]	průměr otvoru trysky
d_2	[m, mm]	průměr otvoru trubičky
E_{k1}	[J]	kinetická energie paprsku řezné kapaliny na výstupu z trysky
E_{k2}	[J]	kinetická energie paprsku řezné kapaliny na výstupu z trubičky
f_1	[-]	součinitel tření pryž – ocel
f_2	[-]	součinitel tření polyuretan – ocel
f_{z1}	[-]	součinitel tření mezi boky řemene a drážky řemenice pro pryžový řemen
f_{z2}	[-]	součinitel tření mezi boky řemene a drážky řemenice pro polyuretanový řemen
m	[mm]	modul
m_2	[kg]	hmotnost
v_1	[m·s ⁻¹]	rychlost řezné kapaliny v trysce
v_2	[m·s ⁻¹]	rychlost řezné kapaliny v trubičce
z	[-]	počet zubů
z_k	[-]	počet zubů ozubeného kola
z_p	[-]	počet zubů prošlých záběrem
α	[°]	úhel boků polyuretanového řemene
α_1	[°]	úhle boků pryžového řemene
π	[-]	Ludolfovo číslo

SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

Seznam obrázků

Obrázek 1 Vztah mezi potřebou a vlastnostmi objektu	12
Obrázek 2 Prolínání funkcí objektu	13
Obrázek 3 Analýza problému	15
Obrázek 4 Systémový přístup	16
Obrázek 5 Kinematické schéma obráběcího stroje NAKAMURA-TOME WT 100.....	18
Obrázek 6 Titulní strana seznamu náhradních dílů stroje WT 100	19
Obrázek 7 Stroj WT 100 umístěný ve výrobní hale společnosti TRADEKO s.r.o.....	19
Obrázek 8 Představitelé obráběných dílů	19
Obrázek 9 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – fotografie	20
Obrázek 10 Snímače otevření/uzavření upínací kleštiny – výkres.....	20
Obrázek 11 Dorazový kroužek s naznačenou kounstrukcí upínače.....	21
Obrázek 12 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy – fotografie dolní polohy ...	22
Obrázek 13 Teleskopický kryt spodní revolverové hlavy - fotografie horní polohy	22
Obrázek 14 Soustava krytů spodní revolverové hlavy – výkres	22
Obrázek 15 Umístění kulové trysky – výkres	23
Obrázek 16 Chladicí jednotka stroje – fotografie	24
Obrázek 17 Chladicí jednotka stroje – výkres.....	24
Obrázek 18 Hydrogenerátorová jednotka – fotografie.....	25
Obrázek 19 Hydraulický okruh stroje příslušný k primárnímu vřetení	25
Obrázek 20 Plechová membrána tlakového spínače.....	27
Obrázek 21 Řemenový náhon primárního vřetená – fotografie.....	28
Obrázek 22 Konstrukce řemenu Good Year 3VX-600	28
Obrázek 23 Energetický řetěz osy B – výkres.....	29
Obrázek 24 Energetický řetěz osy B – fotografie	30
Obrázek 25 Pohon pásu dopravníku obrobků – fotografie	31
Obrázek 26 Pohled na dopravníkový pás – fotografie.....	31
Obrázek 27 Manipulátor obrobků - základní poloha – fotografie	33
Obrázek 28 Manipulátor obrobků - vysunutí ramene – fotografie	33
Obrázek 29 Manipulátor obrobků - natočení ramene – fotografie	33
Obrázek 30 Manipulátor obrobků - konstrukce delší části ramene – fotografie.....	35
Obrázek 31 Manipulátor obrobků - koroze ozubeného soukolí – fotografie	35
Obrázek 32 Funkční strom.....	36
Obrázek 33 Funkční strom snímače otevření/uzavření upínací kleštiny	37
Obrázek 34 Navržený držák snímače	37
Obrázek 35 Stávající držák snímače.....	37
Obrázek 36 Držáky snímačů v sestavě s naznačenou základnou a snímači	38
Obrázek 37 Funkční strom teleskopického krytu spodní revolverové hlavy	39
Obrázek 38 Teleskopický kryt – místo hromadění třísek.....	39
Obrázek 39 Spodní revolverová hlava – detail horní polohy	39
Obrázek 40 Měděná trubička kulové trysky	41
Obrázek 41 Pohled do kritického místa po úpravě.....	41
Obrázek 42 Funkční strom chladicí jednotky stroje.....	42
Obrázek 43 Výkonový rozsah čerpadla SPK 4 - 8/8	43
Obrázek 44 Schéma předpokládaného zapojení obtokového ventilu.....	44
Obrázek 45 Konstrukce ventilu VNH 211 B 15A - 5TZ.....	44

Obrázek 46 Konstrukce ventilu SGH 230 B 30 15Y - 5TZ	44
Obrázek 47 Obtokové ventily umístěné na konzole	45
Obrázek 48 Pohled na zakrytované obtokové ventily.....	45
Obrázek 49 Schéma připojení obtokových ventilů do chladicího okruhu stroje	46
Obrázek 50 Funkční strom chladící jednotky stroje po úpravě.....	46
Obrázek 51 Funkční strom hydraulického okruhu stroje	47
Obrázek 52 Umístění tlakového spínače na stroji WT 100	48
Obrázek 53 Upravené schéma rozvodu hydraulické kapaliny.....	48
Obrázek 54 Charakteristika čerpadla UVN-1A-1A3-15-4-Q17-6063B.....	49
Obrázek 55 Schéma připojení akumulátorů do hydraulického okruhu stroje	49
Obrázek 56 Funkční strom hydraulického okruhu stroje po úpravě	50
Obrázek 57 Funkční strom řemenového náhonu primárního vřetene	51
Obrázek 58 Funkční strom energetického řetězu osy B.....	54
Obrázek 59 Funkční strom dopravníku obrobků	56
Obrázek 60 Schéma napínacího zařízení dopravníku obrobků stroje WT 100	57
Obrázek 61 Schéma možného provedení závažového napínacího zařízení	57
Obrázek 62 Navržené napínací zařízení - pohled na bočnici dopravníku	58
Obrázek 63 Navržené napínací zařízení - pohled mezi bočnice dopravníku	58
Obrázek 64 Uložení kladek napínacího zařízení.....	58
Obrázek 65 Schéma rozmístění kladek	58
Obrázek 66 Snímač E3Z – T81K	60
Obrázek 67 Tří žilový vodič CYLY 3x0,5.....	60
Obrázek 68 Manipulátor obrobků - nové soukolí.....	62
Obrázek 69 Mechanické schéma současného provedení manipulátoru obrobků	64
Obrázek 70 Mechanické schéma manipulátoru obrobků po navržené změně	64
Obrázek 71 Vysunutá pístnice hydromotoru v klidovém stavu manipulátoru	66
Obrázek 72 Přemístěný indukční snímač.....	66
Obrázek 73 Prodloužení převodového hřídele.....	67
Obrázek 74 Poloha otvoru pro přívod médií.....	67
Obrázek 75 Axiální zajištění převodového hřídele	68
Obrázek 76 Deska s umístěnými pneumatickými komponenty	69
Obrázek 77 Porovnání polohy ramen.....	70

Seznam tabulek

Tabulka 1 Příklady strohého definování funkcí	12
Tabulka 2 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 1	38
Tabulka 3 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 2	42
Tabulka 4 Parametry ventilu VNH 211 B 15A - 5 TZ	45
Tabulka 5 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 3	46
Tabulka 6 Parametry hydraulického akumulátoru ELM ACCU 0,75-350/85/AF	50
Tabulka 7 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 4	50
Tabulka 8 Parametry zvoleného řemenu GATES 11 M 1550 POLYFLEX	52
Tabulka 9 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 5	54
Tabulka 10 Parametry zvoleného vodiče ÖLFLEX FD 90	55
Tabulka 11 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 6	56
Tabulka 12 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 7	60
Tabulka 13 Parametry ozubeného soukolí	62
Tabulka 14 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 8-1	63
Tabulka 15 Parametry ozubených prvků	64
Tabulka 16 Základní parametry hydromotoru 35H-3R1FA40B70-CF1	65
Tabulka 17 Základní parametry axiálního pouzdra A 45 KU	68
Tabulka 18 Základní parametry pneumatického válce LCS-Q-16-125-T2H-D	69
Tabulka 19 Ekonomické zhodnocení úpravy č. 8-2	70
Tabulka 20 Shrnutí navržených úprav	71

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE A PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

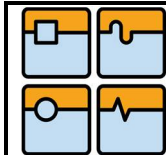
Výkres sestavení	Manipulátor obrobků	DPN – 01/02
Výkres součásti	Dorazový náboj	DPN – 01/01

Seznam příloh

- Příloha 1 Schéma rozvodu hydraulické kapaliny
- Příloha 2 Řemenový náhon primárního vřetena – výkres
- Příloha 3 Dopravník obrobků – výkres
- Příloha 4 Manipulátor obrobků – výkres - část 1
- Příloha 5 Manipulátor obrobků – výkres - část 2
- Příloha 6 Manipulátor obrobků – výkres - část 3
- Příloha 7 Manipulátor obrobků – výkres - část 4
- Příloha 8 Manipulátor obrobků – výkres - část 5
- Příloha 9 Manipulátor obrobků – výkres - část 6
- Příloha 10 Výpočet objemu hydraulického akumulátoru softwarem
- Příloha 11 Funkční strom manipulátoru obrobků
- Příloha 12 Manipulátor obrobků - čelní pohled
- Příloha 13 Funkční strom manipulátoru obrobků po úpravě

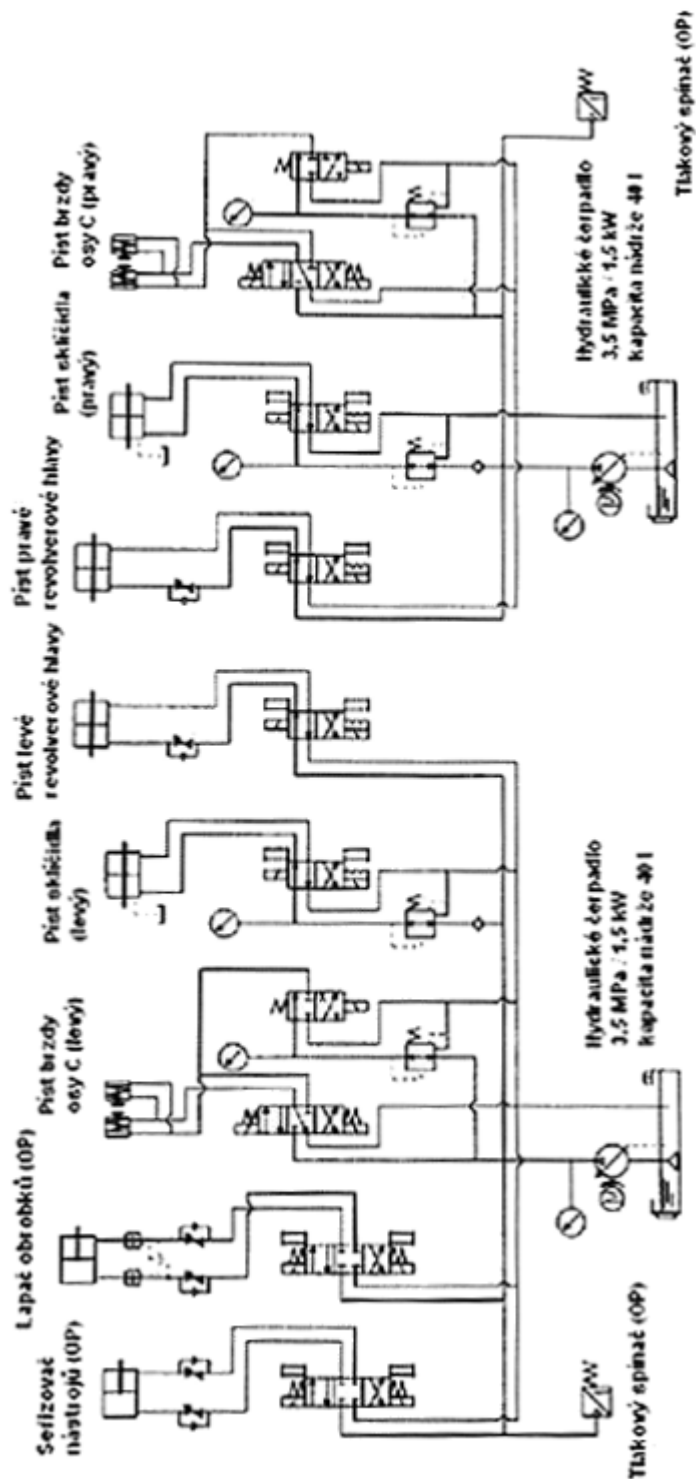
CD

- Diplomová práce (.pdf)
- Výkresová dokumentace (.pdf)

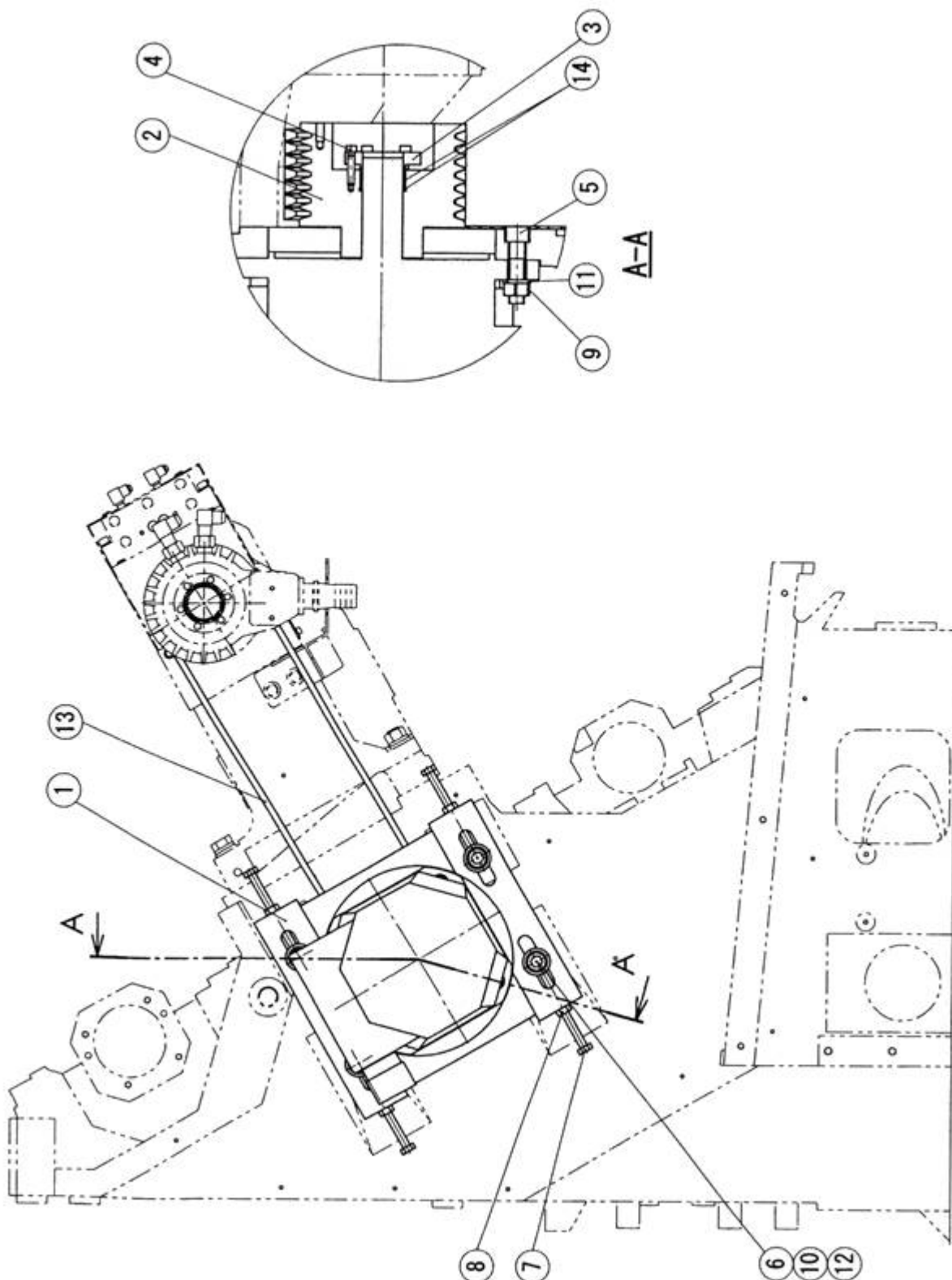


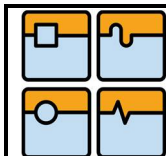
PŘÍLOHY

Příloha 1 Schéma rozvodu hydraulické kapaliny [7]

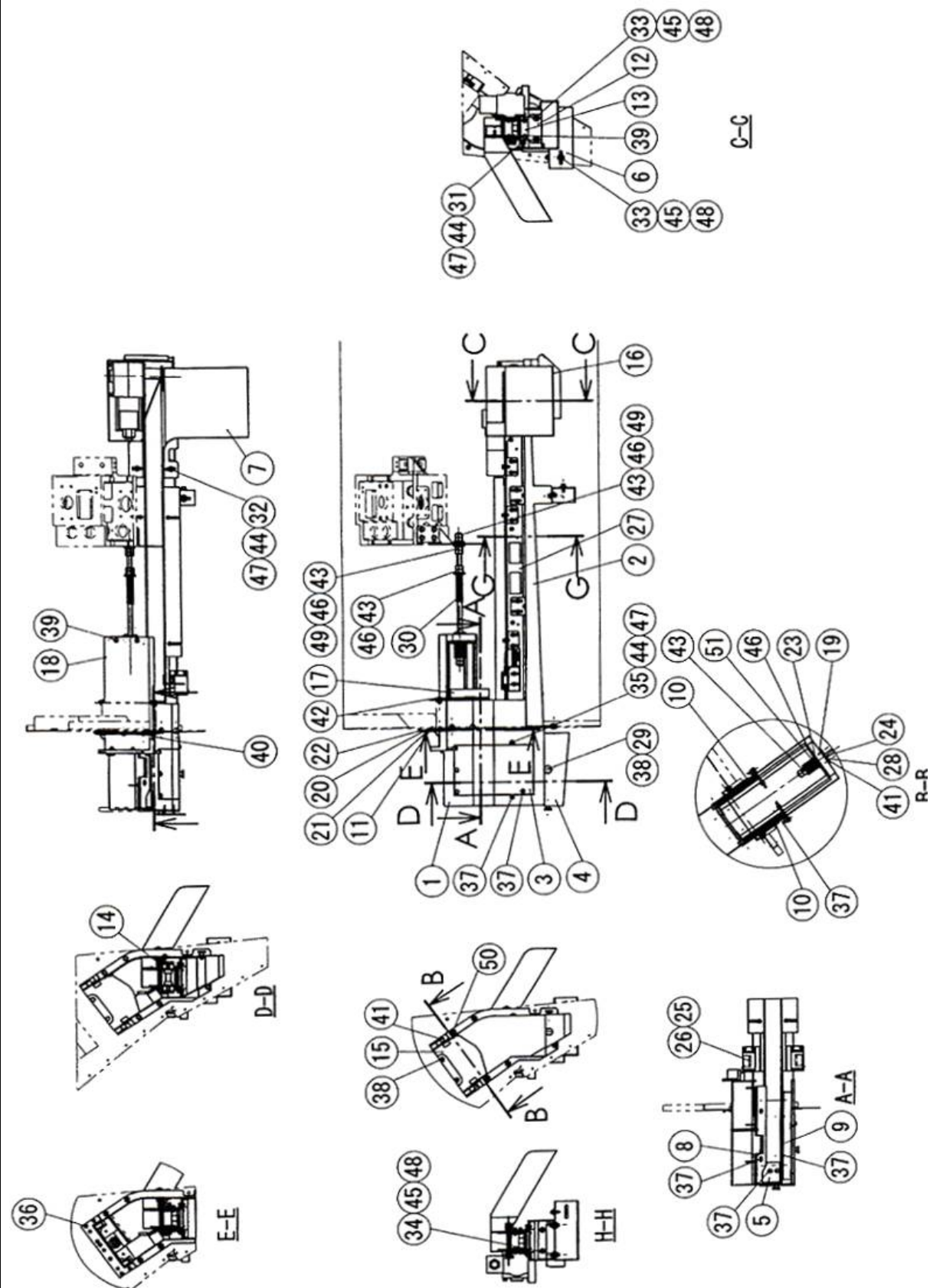


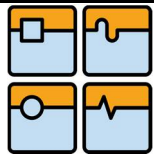
Příloha 2 Řemenový náhon primárního vřetena – výkres [7]



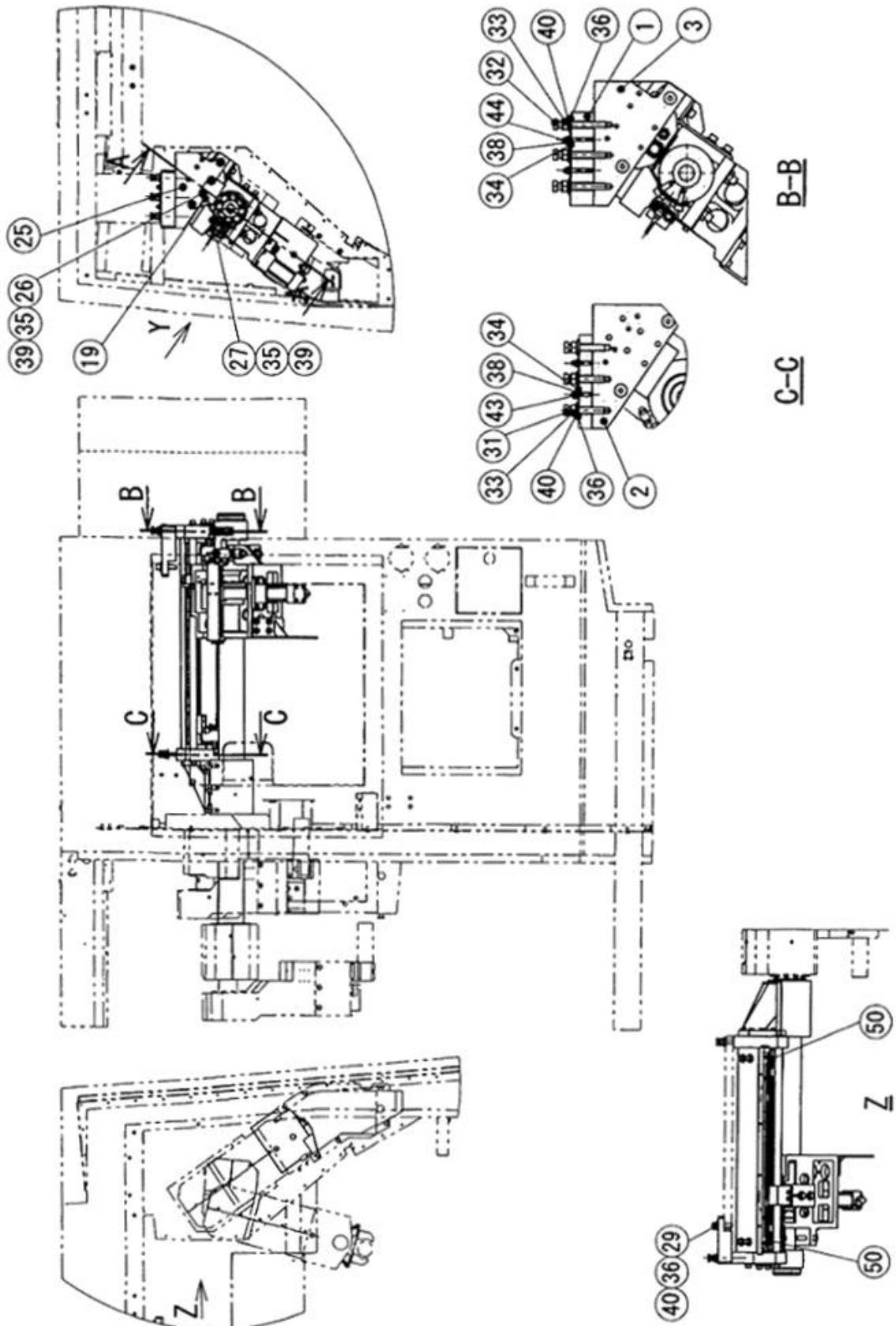


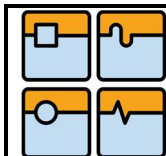
Příloha 3 Doprník obrobků – výkres [7]



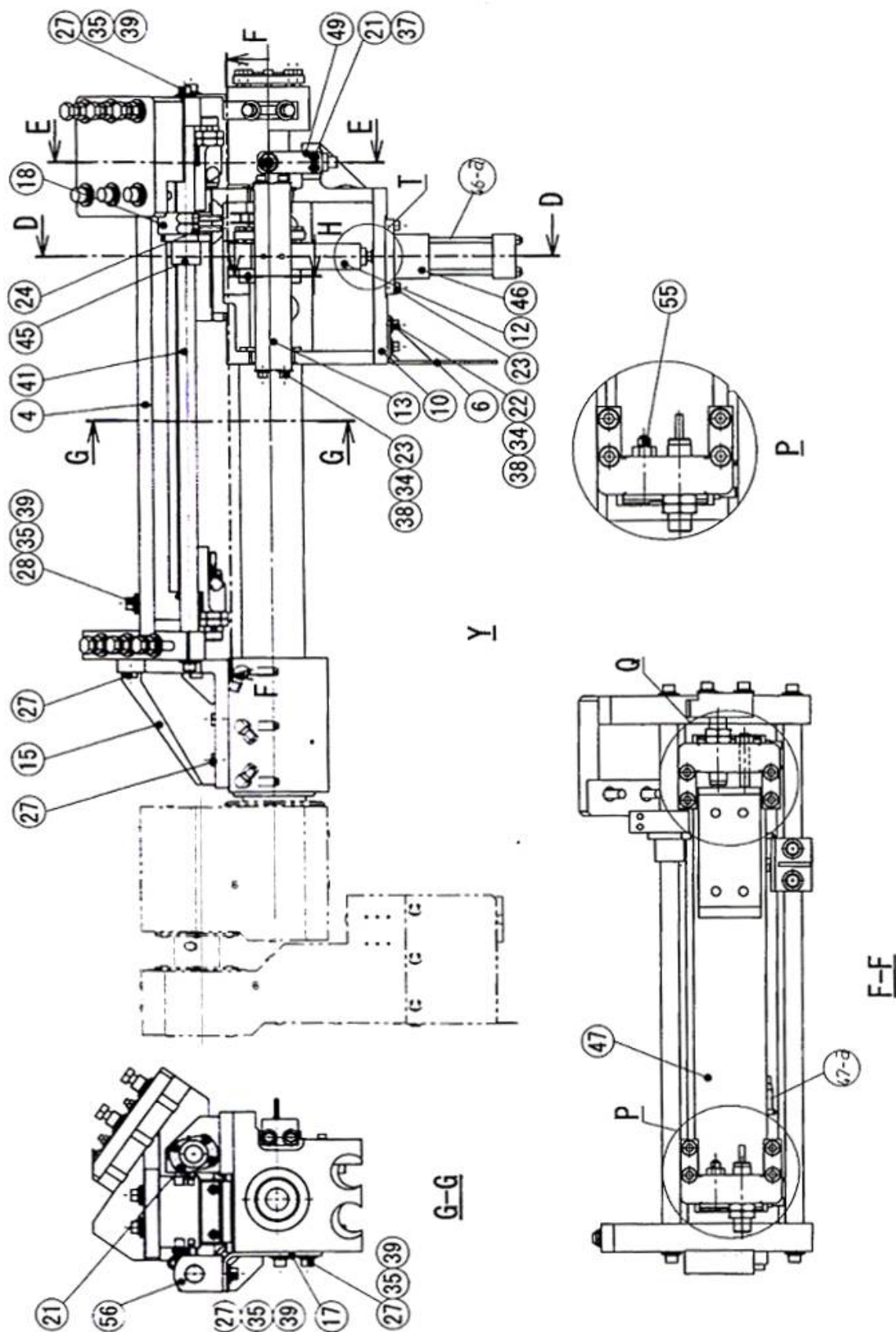


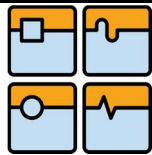
Příloha 4 Manipulátor obrobků – výkres - část 1 [7]



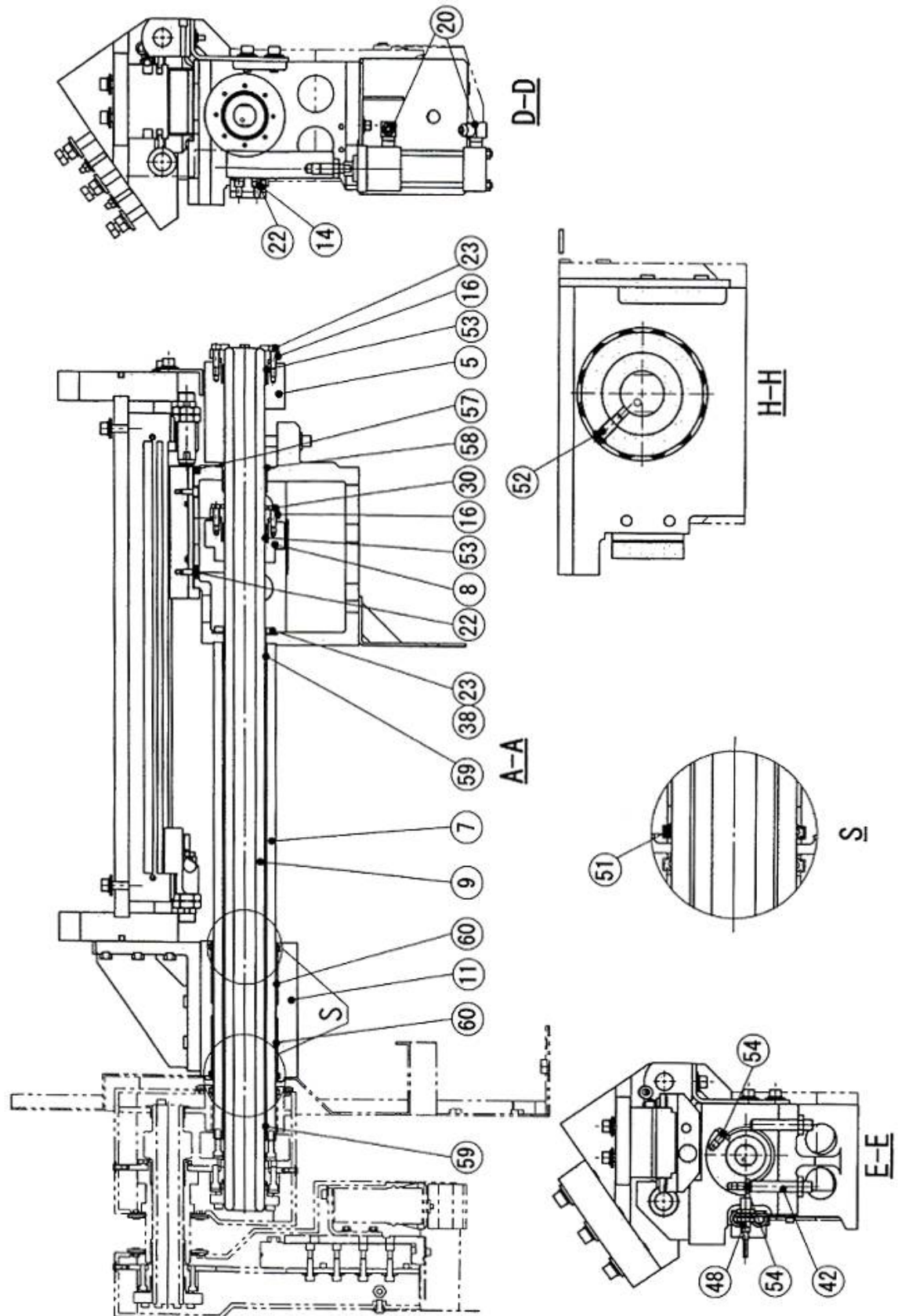


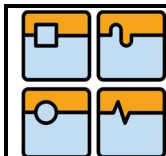
Příloha 5 Manipulátor obrobků – výkres - část 2 [7]



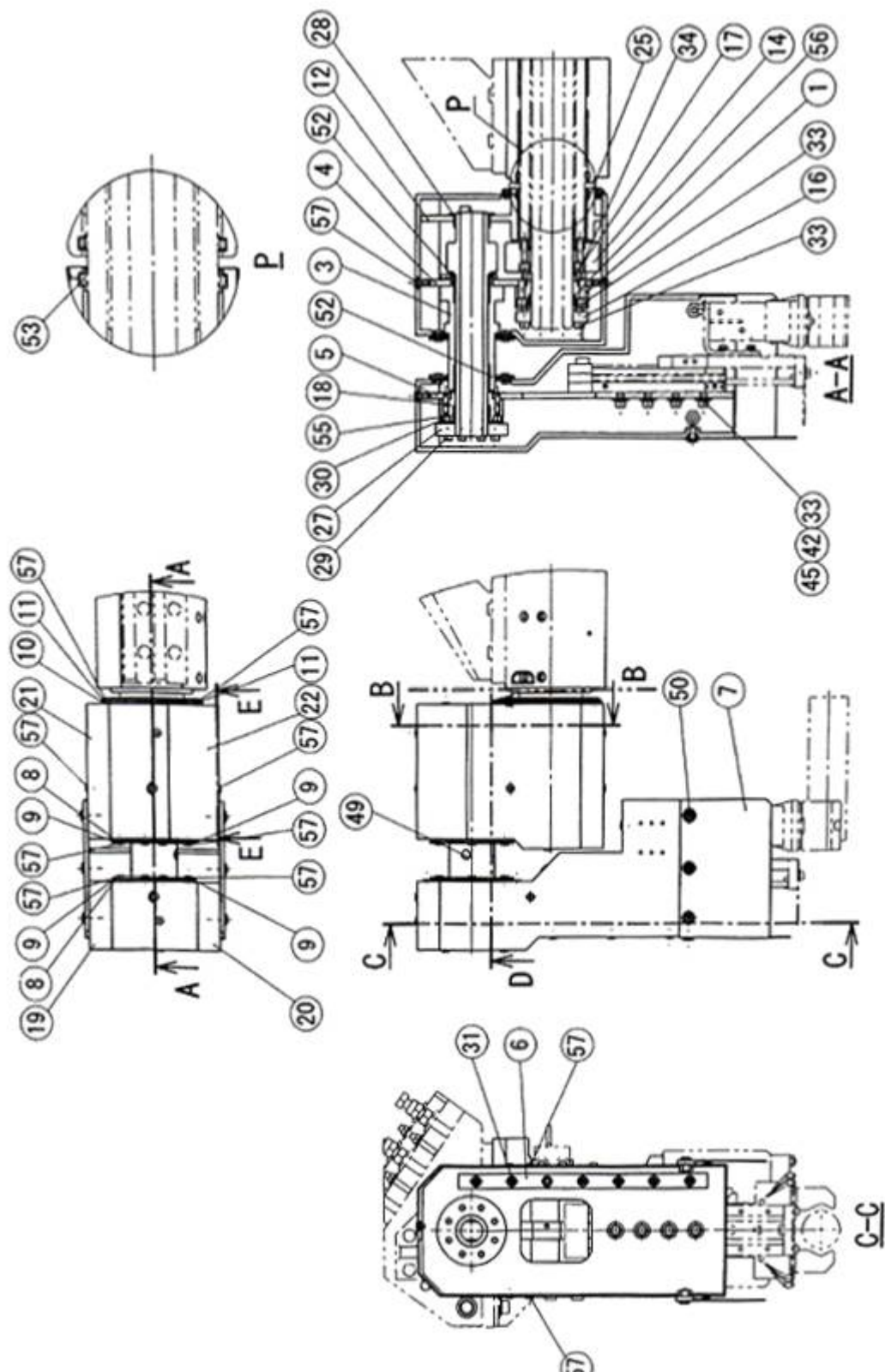


Příloha 6 Manipulátor obrobků – výkres - část 3 [7]

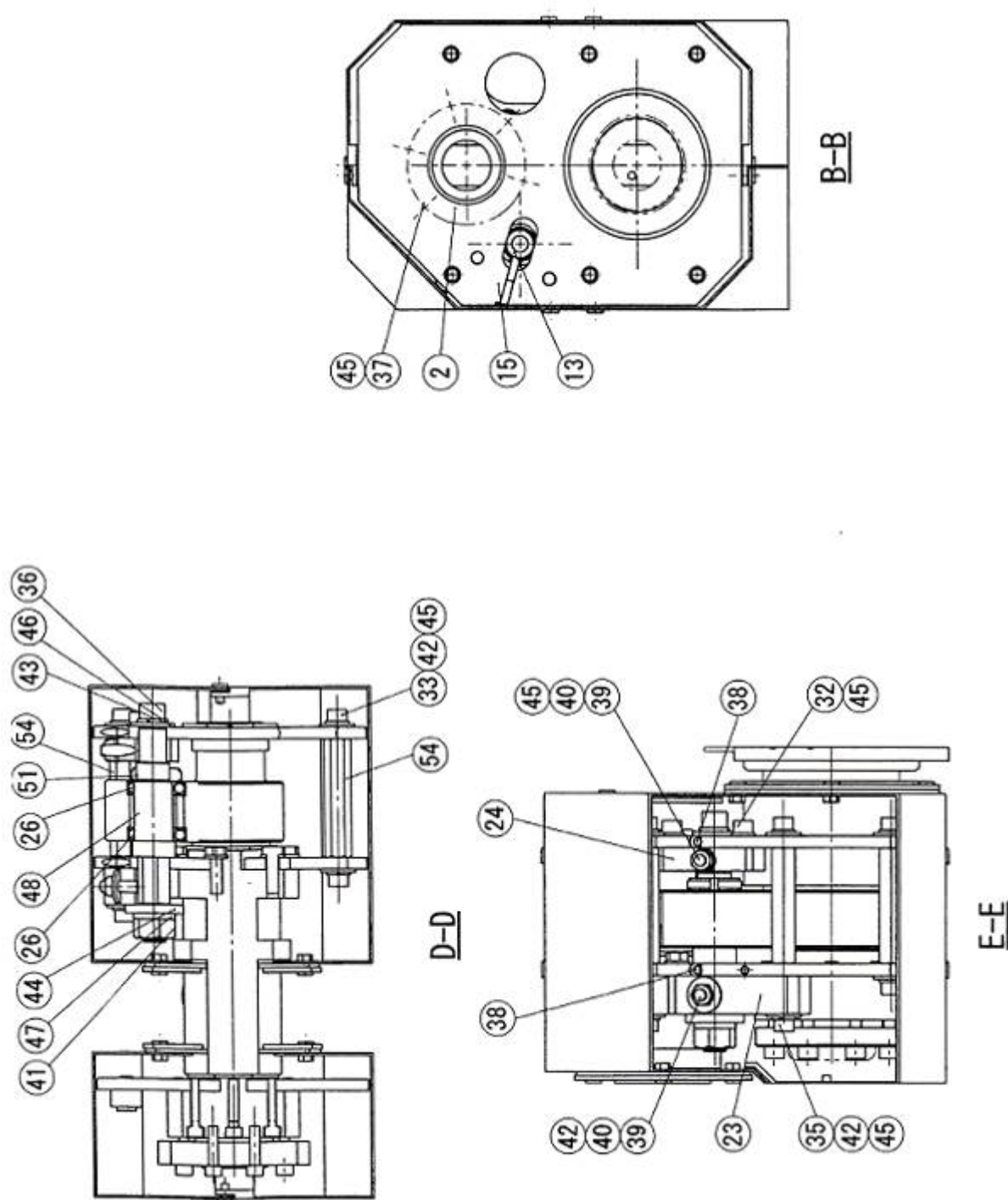


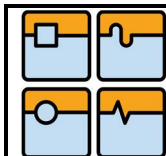


Příloha 7 Manipulátor obrobků – výkres - část 4 [7]

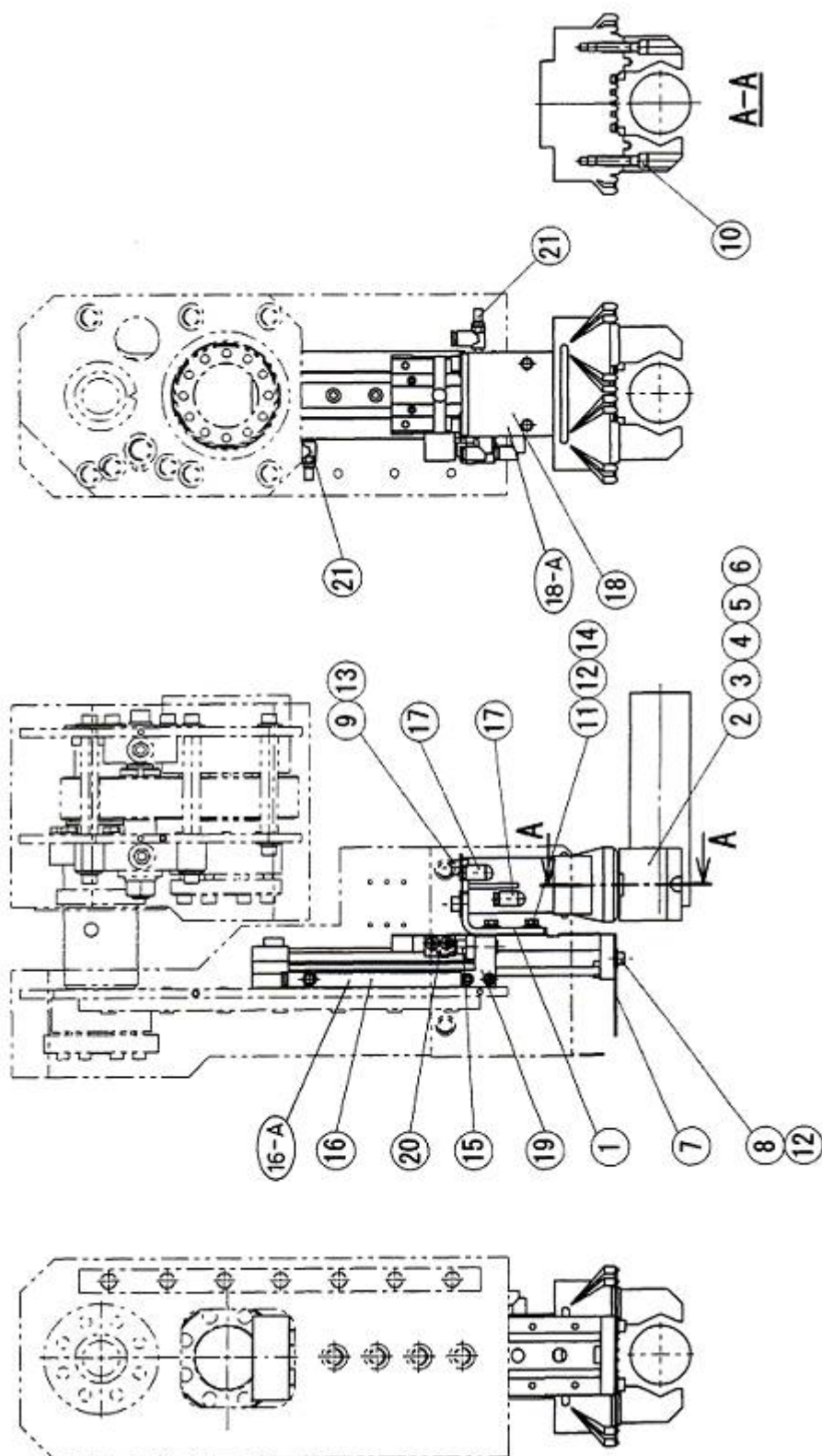


Příloha 8 Manipulátor obrobků – výkres - část 5 [7]

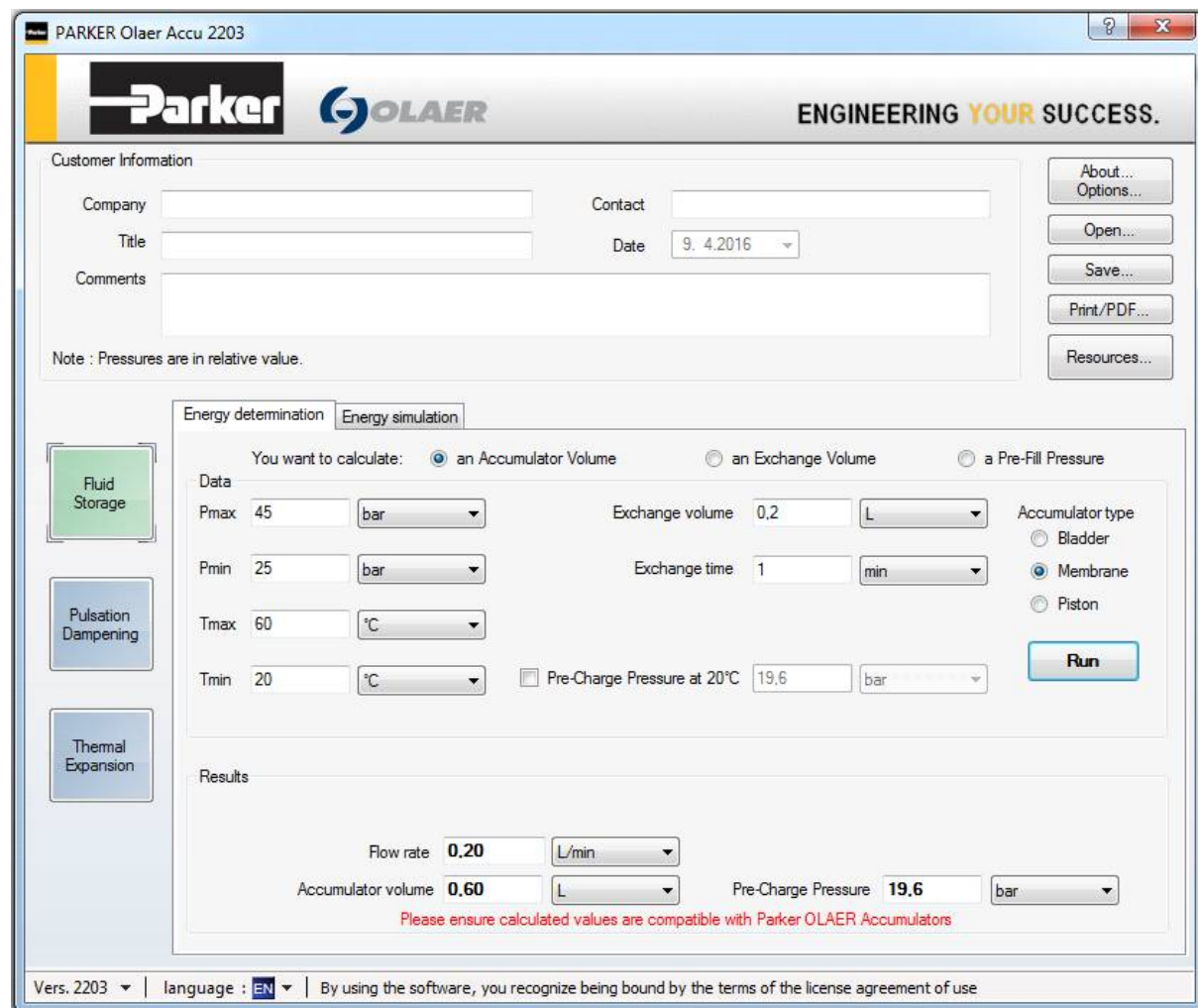




Příloha 9 Manipulátor obrobků – výkres - část 6 [7]



Příloha 10 Výpočet objemu hydraulického akumulátoru softwarem



The screenshot shows the PARKER Olaer Accu 2203 software interface. The title bar indicates the version is 2203. The interface includes a header with the Parker and Olaer logos and the slogan "ENGINEERING YOUR SUCCESS.".

Customer Information:

- Company: [Text Field]
- Contact: [Text Field]
- Title: [Text Field]
- Date: 9. 4. 2016
- Comments: [Text Area]

Note: Pressures are in relative value.

Energy determination / Energy simulation:

You want to calculate: ☒ an Accumulator Volume ☐ an Exchange Volume ☐ a Pre-Fill Pressure

Data:

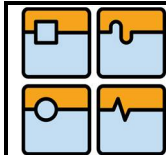
- Pmax: 45 bar
- Pmin: 25 bar
- Tmax: 60 °C
- Tmin: 20 °C
- Exchange volume: 0,2 L
- Exchange time: 1 min
- Accumulator type: ☐ Bladder ☒ Membrane ☐ Piston
- Pre-Charge Pressure at 20°C: ☐ 19,6 bar

Results:

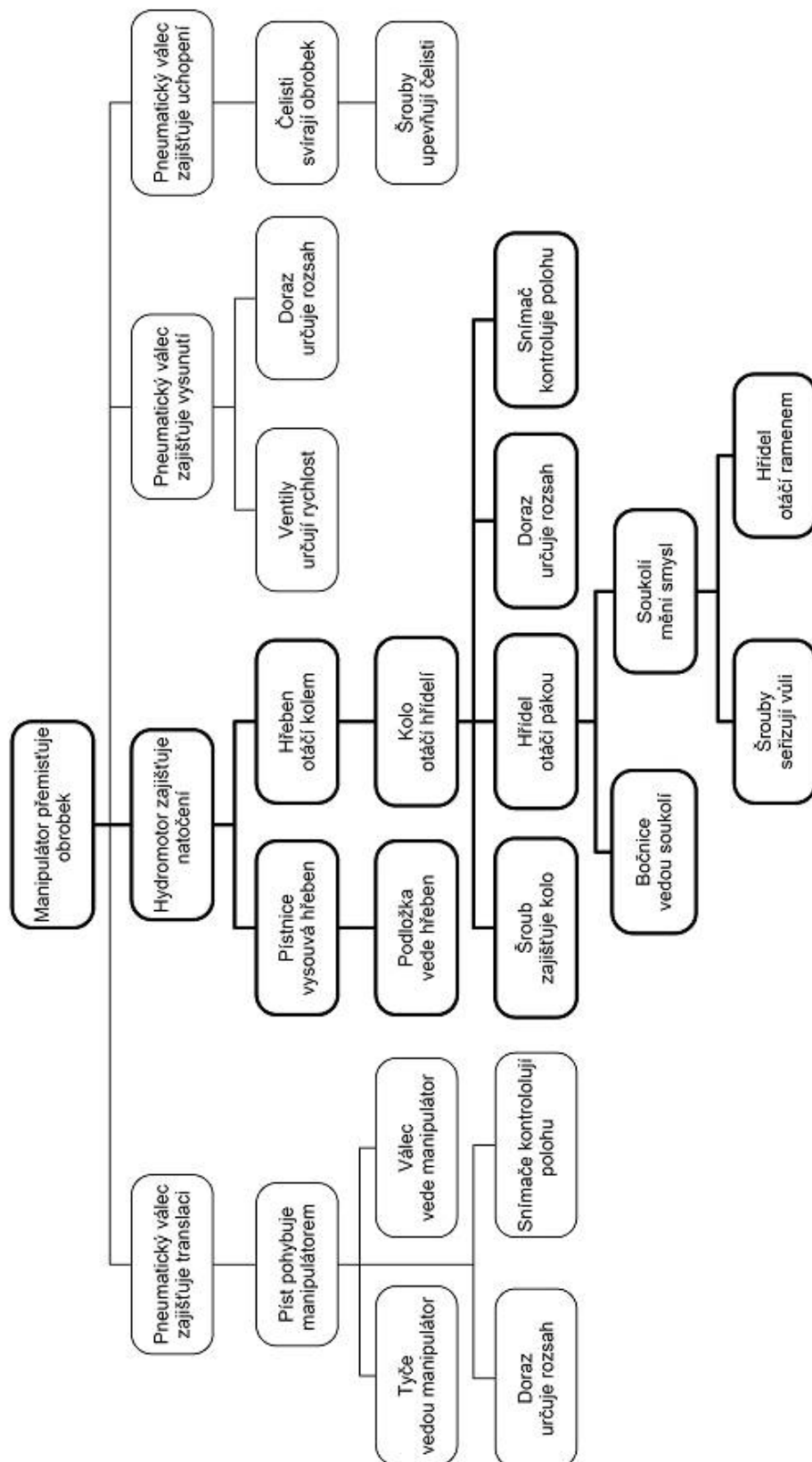
- Flow rate: 0,20 L/min
- Accumulator volume: 0,60 L
- Pre-Charge Pressure: 19,6 bar

Please ensure calculated values are compatible with Parker OLAER Accumulators

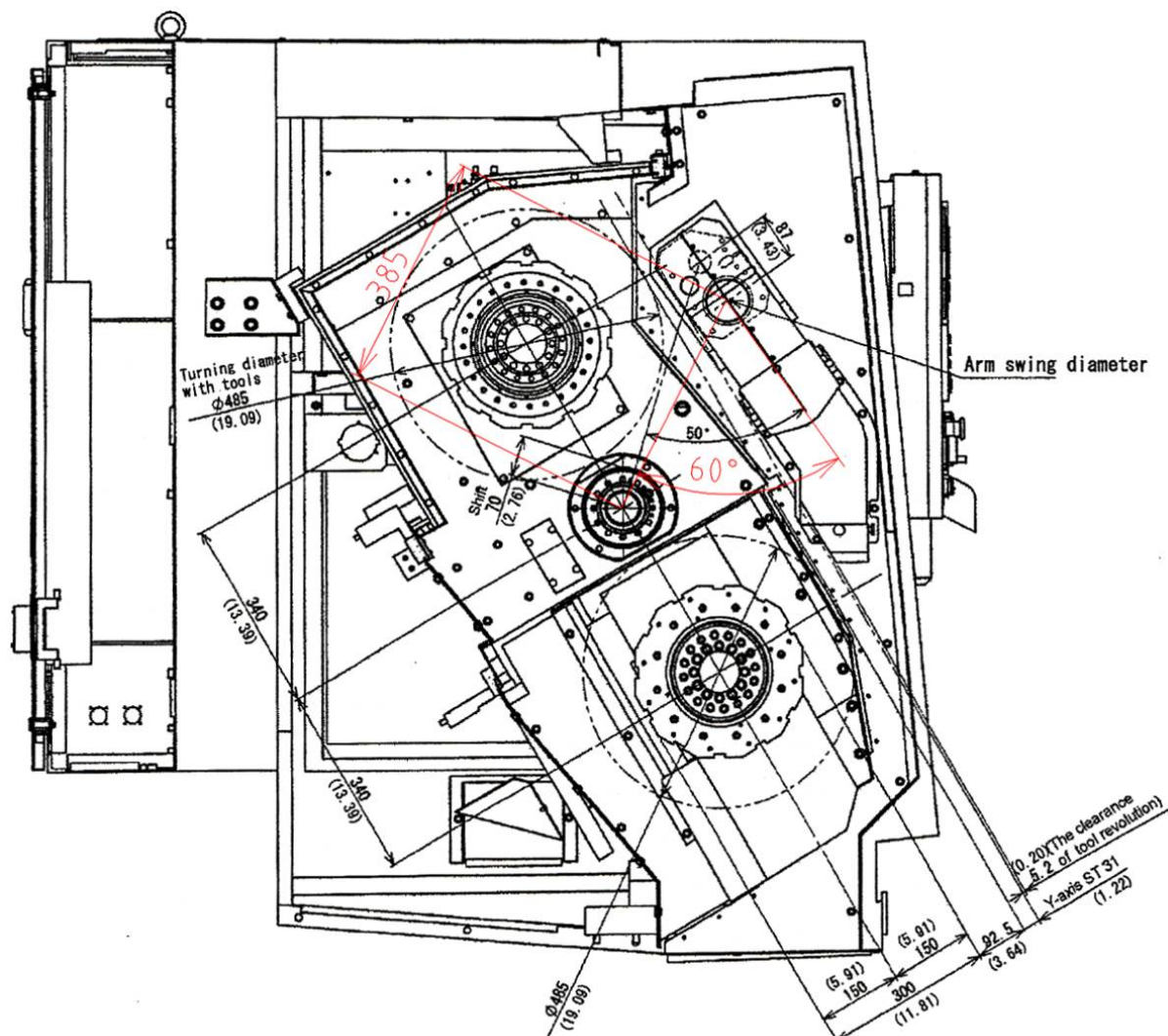
Vers. 2203 | language : EN | By using the software, you recognize being bound by the terms of the license agreement of use

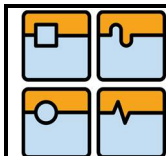


Příloha 11 Funkční strom manipulátoru obrobků



Příloha 12 Manipulátor obrobků - čelní pohled [7]





Příloha 13 Funkční strom manipulátoru obrobků po úpravě

