



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBROBKŮ U CNC HORIZONTÁLNÍCH FRÉZOVACÍCH CENTER

AUTOMATIC EXCHANGE OF WORKPIECES IN CNC HORIZONTAL MILLING CENTERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Mašek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Dominik Mašek
Studijní program:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA
Akademický rok:	2022/23

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:

Automatická výměna obrobků u CNC horizontálních frézovacích center

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Automatizace výměny obrobků hraje u CNC obráběcích strojů velkou roli, zejména pak v kontextu iniciativity Průmysl 4.0. Tyto stroje, umístěné v bezobslužném výrobním systému, pak musí mít velkou spolehlivost funkce. Z tohoto pohledu je žádoucí věnovat pozornost jejich konstrukčnímu provedení.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, dále návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh optimalizace konstrukčního provedení automatické výměny s ohledem na spolehlivost a to ve třech variantách.

Potřebné technické výpočty.

Výkres sestavy, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, s.r.o., 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

JUROVÁ, Marie. Výrobní a logistické procesy v podnikání. Praha: Grada, 2016. ISBN 978-80-247-5717-9

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce je zaměřena na problematiku automatické výměny obrobků u CNC horizontálních frézovacích center. Na základě systémové analýzy problematiky a současného stavu trhu má být navržen vhodný způsob automatické výměny obrobků pro velký obráběcí stroj, jenž můžeme specifikovat jako stroj určený pro obrobky o hmotnosti větší než 10 000 kg. V první části práce je rozebrána problematika automatické výměny obrobků a na ni navazuje analýza trhu. Samotný návrh konstrukčního řešení se skládá z návrhu a hodnocení variant řešení, nezbytných technických výpočtů vybrané varianty, 3D modelu a vybrané výkresové dokumentace. Zařízení je dimenzováno na zatížení 40 000 N od palety a obrobku.

ABSTRACT

The thesis focuses on the issue of automatic workpiece change in CNC horizontal milling centres. On the basis of a system analysis of the problem and the current state of the market, a suitable method of automatic workpiece change for a large machine tool, which can be specified as a machine designed for workpieces weighing more than 10 000 kg, is to be proposed. In the first part of the thesis the problem of automatic workpiece change is discussed, followed by a market analysis. The design of the structural solution consists of the design and evaluation of solution variants, the necessary technical calculations of the selected variant, a 3D model and selected drawings. The machine is rated for a load of 40,000 N from the pallet and workpiece.

KLÍČOVÁ SLOVA

Automatická výměna obrobků, CNC horizontální frézovací centrum, AVO, paletizace, systém automatické výměny obrobků, automatizace obrábění, výměník technologických palet

KEYWORDS

Automatic workpiece exchange, CNC horizontal milling centre, AVO, palletisation, automatic workpiece exchange system, machining automation, pallet changer

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAŠEK, Dominik. *Automatická výměna obrobků u CNC horizontálních frézovacích center*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/150013>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Marek.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat mému vedoucímu práce panu prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi, Ph.D., DBA za vedení a rady v průběhu zpracovávání práce. Také bych chtěl poděkovat svým blízkým, přítelkyni a rodině za podporu v průběhu celého studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Dr. Ing. Jiřího Marka, Ph.D., DBA a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20.5.2023

.....

Dominik Mašek

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	CNC STROJE	17
2.1	Základní prvky číslicově řízených strojů.....	18
2.1.1	Polohování nástroje (obrobku).....	18
2.1.2	Vřeteno s vřeteníkem.....	18
2.1.3	System automatické výměny nástrojů.....	19
2.1.4	System automatické výměny obrobků.....	19
2.1.5	Přívody médií a ochranné kryty.....	19
2.2	CNC stroje z pohledu automatizace.....	20
3	AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBROBKŮ	23
3.1	Obrobek v procesu automatické výměny.....	23
3.2	Využívané typy palet	24
3.3	Způsoby upínání a polohování palet na upínacím základu ve stroji.....	25
3.3.1	Zero-point system	25
3.3.2	Upínání palety pomocí kuželových čepů.....	26
3.3.3	Upínání palety pomocí upínací lišty.....	27
3.4	Prostorové umístění výměny palet.....	28
4	PROCES AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKU	31
4.1	Vztahy mezi jednotlivými celky AVO	32
4.1.1	Nosná deska	33
4.1.2	Upínání a polohování palety.....	33
4.1.3	Výměník	33
4.1.4	Zásobník	33
4.2	Veličiny vyplývající ze vztahů mezi funkčními celky.....	33
4.2.1	Nosná deska (paleta).....	33
4.2.2	Upínání a polohování palety.....	34
4.2.3	Výměník	34
4.2.4	Zásobník	34
4.3	Důležité veličiny pro konstrukční návrh.....	35
5	ŘEŠENÍ AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKŮ PRO VELKÁ CNC OBRÁBĚCÍ CENTRA NA TRHU	37
5.1	TAURUS 30 Gemini PALLET SYSTEM.....	37
5.2	Řešení automatické posuvné paletizace společnosti Ferlat	38
5.3	Příčná automatická výměna palet Ferlat.....	39
5.4	Zhodnocení situace na trhu	40
6	NÁVRH PALETIZACE AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKŮ	41
6.1	Paletizace V1	41
6.2	Paletizace V2	42
6.3	Paletizace V3	42
6.4	Paletizace V4	43
6.5	Shrnutí návrhů paletizace a výběr parametrů pro jejich vyhodnocení.....	44
6.6	Výběr nejvhodnější varianty paletizace.....	46
7	TYP KONSTRUKCE PALETOVÉHO VÝMĚNÍKU	47
7.1	Upínání palety do stroje.....	47

7.2	Konstrukce výměníku V1	48
7.3	Konstrukce výměníku V2.....	49
7.4	Konstrukce výměníku V3.....	50
7.5	Konstrukce výměníku V4.....	51
7.6	Shrnutí návrhů konstrukce výměníku a výběr parametrů pro jejich hodnocení.	52
7.7	Výběr varianty konstrukce výměníku	54
8	VÝPOČTY PRO KONSTRUKCI NÁVRHU.....	55
8.1	Upínací systém	55
8.1.1	Upínání obrobků.....	55
8.1.2	Výpočet ekvivalentní řezné síly	56
8.1.3	Upínání palety na upínací základ	59
8.1.4	Kontrola Zero-point systému	59
8.2	Návrh vedení palety.....	65
8.3	Návrh a výpočet mechanismu pro pohyb palety	67
8.4	Návrh motoru a převodovky pro pohon řetězového převodu.....	71
8.5	Kontrola hnací hřídele	72
8.6	Hnané řetězové kolo	78
8.7	Základ výměníku paletového výměníku	79
9	KONSTRUKČNÍ UZLY VÝMĚNÍKU.....	81
9.1	Navržená technologická paleta.....	82
9.2	Soustava pohonu a vedení pro pohyb palety	83
10	ZHODNOCENÍ A DISKUZE.....	85
11	ZÁVĚR.....	87
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	89
13	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	93
13.1	Seznam zkratk.....	93
13.2	Seznam tabulek.....	97
13.3	Seznam obrázků.....	98
14	SEZNAM PŘÍLOH.....	101

1 ÚVOD

Strojírenství tvoří nezanedbatelnou část hospodářství většiny vyspělých států a produkty tohoto průmyslu můžeme vnímat všude kolem nás. Konkurence mezi strojírenskými závody je neúprosná a proto společnost, která chce uspět, musí vyrábět rychleji, levněji a kvalitněji než její konkurence. K získání těchto předností se v dnešní době hojně využívá automatizace procesů. Konvenční obráběcí stroje nahradily NC stroje, které však byly zanedlouho nahrazeny CNC obráběcími stroji. Ovšem i při použití číslicově řízených strojů má velký vliv na produktivitu výroby ale i její kvalitu obsluha stroje. Dnes již v provozech najdeme plně automatizovaná obráběcí centra, tvořící linky, jež mohou pracovat v bezobslužném režimu.

Tato práce pojednává o automatické výměně obrobků, která bývá jedním z posledních kroků pro získání plně automatizovaného bezobslužného provozu. Cílem práce je navrhnout zařízení pro automatickou výměnu obrobku pro velká horizontální frézovací centra. Na základě rozboru problematiky a analýzy trhu budou navrženy varianty konstrukčního řešení, z kterých bude vybrána ta nejvhodnější, pro kterou budou realizovány potřebné technické výpočty, zpracování 3D modelu a vybrané výkresové dokumentace.

2 CNC STROJE

CNC obráběcí stroje lze definovat jako výrobní stroj jenž je ve strojírenství využíván k výrobě či opracování různých polotovaru do výkresem definovaných tvarů, rozměrů, kvality a integrity povrchu, za využití různých technologických postupů. Jde o nikoliv ručně, ale číslicově řízený stroj. Zkratka jeho označení vychází z anglického „Computer Numerical Control“. Tyto stroje pracují v bezobslužném provozu, což je jejich hlavním rozdílem oproti klasickým neboli konvenčním-ručně řízeným strojům. Charakteristické pro CNC stroje je, že všechny jejich funkce, počínaje trajektorií pohybu, přes otáčky, rychlosti posuvů a automatické výměny až po ovládání chlazení, jsou řízeny řídicím systémem stroje. Nejen díky výše zmíněnému, ale také díky vysoké spolehlivosti, která je spojena s využitím novějších konstrukčních principů, dosahují tyto stroje v podstatě automatického provozu, což je uzpůsobuje k tomu pracovat na tři směny při nízkých vedlejších časech. Díky vysoké schopnosti přizpůsobit výrobu měnícím se vyráběným dílům a dobrému seřízení je možné dosáhnout vyššího časového fondu stroje a snížení nákladů [1]. Předchůdcem dnešních CNC strojů byly stroje využívající NC řídicí systémy, i zde bylo automatické řízení, ovšem nebyl využíván počítač, ale číselná data byla na nosiči, ze kterého byla data čtena v průběhu činnosti. V dnešní době se však již výhradně využívá CNC řídicích systémů, které umožňují vyšší variabilitu a pružnost. Tvorba programů pro tyto systémy může probíhat za pomoci CAM systémů, které tvoří program na základě modelu na počítači a následně je program do stroje přenesen po síti nebo na nějakém datovém nosiči [2]. Další variantou je takzvané dílenské programování, které se provádí přímo na stroji a slouží primárně pro tvorbu jednodušších programů, HMI CNC obráběcího stroje viz Obr. 1.



Obr. 1 Způsob přenosu dat pro obráběcí stroj [3]

2.1 Základní prvky číslicově řízených strojů

Každý CNC stroj je tvořen čtyřmi základními částmi: mechanickou částí, elektrickou částí (CNC řídicí systém a elektroinstalace), mezičlánkem mezi mechanickou a elektrickou částí (PLC) a procesními médii. Ať už mluvíme o CNC či NC strojích, jejich základní pracovní prvky a požadavky na ně kladené budou velmi podobné, pouze CNC stroje budou technologicky vyspělejší a úroveň automatizace procesu je vyšší [4].

2.1.1 Polohování nástroje (obrobku)

Tento pracovní celek je možné dále rozdělit na dvě skupiny. První z nich je rám s vodícími plochami, stůl. Na tuto část stroje jsou kladeny požadavky hlavně co se statické a dynamické tuhosti týče. Má totiž zásadní vliv na přesnost obrábění vyplývající ze zachování požadované vzdálenosti mezi obrobkem a nástrojem. Nízká tuhost vede k větším deformacím rámu stroje, a tedy i ke zvýšené nepřesnosti. Další požadovanou vlastností rámu stroje je dobré materiálové tlumení, díky čemuž nebude docházet v nežádoucí míře k žádné z forem chvění. Tyto zmíněné, ale i další vlastnosti rámu stroje lze ovlivnit například následujícími faktory: materiálem nosných dílců, konstrukčním provedením nosných dílců, provedením spojení mezi dílci.

Za druhou část polohovacího ústrojí lze považovat posuvovou soustavu. Ta by měla být schopna dosahovat natolik velké síly, aby překonala všechny procesní síly (řezné, třecí a setrvačné). V každém kinematickém řetězci by měla být co možná nejmenší vůle, a zároveň musí posuvový systém dosahovat co možná největší tuhosti. Je snahou, aby pohyb byl i přes všechny vnější vlivy a odpory co možná nejstabilnější a plynulý, toho je nutné dosáhnout v celém regulačním rozsahu, který by měl být dostatečný s ohledem na konkrétní stroj a operace, pro které je určený [1].

2.1.2 Vřeteno s vřeteníkem

Stejně jako předchozí stavební uzel se i tento skládá z několika skupin, na které jsou kladeny konkrétní požadavky.

Základním prvkem tohoto uzlu je náhon vřetena, který má zásadní vliv na výkonnost stroje. Právě náhon vřetene je prvkem, který musí zajistit dostatečně velký řezný výkon a regulační rozsah. Otáčky musí být možné plynule regulovat, a to nejen v oblasti konstantního krouťacího momentu, ale i v oblasti konstantního výkonu, zároveň musí být umožněno zabrzdění pohonu a jeho rychlá reverzace.

K vřetenu jako takovému se vedle náhonu dále váže jeho uložení. To musí dosahovat co největší tuhosti, při vysoké přesnosti. Uložení musí zvládat vysoké otáčky, při kterých musí být stále zajištěna teplotní stabilita.

Systém pro upínání nástrojů je poslední základní částí tohoto stavebního uzlu. Upnutí nástroje musí být vždy spolehlivé, stejně tak i jeho uvolnění při výměně nástroje. I tento prvek má výrazný vliv na výslednou přesnost obrobku, zásadní je v tomto ohledu opakovatelná přesnost upnutí, především kvalitu povrchu ovlivňuje zajištění přívodu chladicí kapaliny [1].

2.1.3 Systém automatické výměny nástrojů

Tato část se nachází u CNC obráběcích strojů vyšší úrovně produktivity. Pro složitější sériovou výrobu jde však v podstatě o nezbytnou výbavu stroje, který umožní v ideálním případě obrobení dílu na jedno upnutí, čímž se zvyšuje přesnost výsledného obrobení a celkově klesá pravděpodobnost chyb vlivem lidského faktoru.

První částí tohoto stavebního uzlu je zásobník nástrojů. Počet pozic pro nástroje by měl dosahovat dostatečného množství, optimálně však při malých rozměrech, aby nedocházelo ke zmenšení pracovního prostoru stroje. Dalším požadavkem, který je na zásobník nástrojů kladen, je spolehlivé odložení a vydání nástroje.

Druhou částí je výměník nástrojů, ten se stará o přesun nástrojů mezi zásobníkem a upínacím systémem. Samotná výměna musí být co nejrychlejší ovšem při dlouhé životnosti a vysoké spolehlivosti. Samotný cyklus výměny by měl být jednoduchý a stejně tak konstrukce výměníku by měla být co nejjednodušší [1].

2.1.4 Systém automatické výměny obrobků

Stejně jako v případě systému pro automatickou výměnu nástrojů, i systém pro automatickou výměnu obrobků posouvá produktivitu na vyšší úroveň. Osazení strojů těmito systémy je jedním z hlavních ukazatelů, do které vývojové generace daný stroj patří a do jaké míry je uzpůsoben pro práci v automatizovaných výrobních soustavách.

I tento systém se skládá ze dvou základních částí. První z nich je zásobník obrobků, ten se může lišit v závislosti na tom, zda se obrobky v pracovním prostoru pohybují volně, nebo upnuty na technologické paletě. V případě druhé varianty jsou kladeny hlavní požadavky na paletu, která musí být dostatečně tuhá, musí umožňovat přesné upnutí obrobku a zároveň upnutí samotné palety na stroji musí dosahovat požadované přesnosti a tuhosti i při tepelném a silovém namáhání.

Druhou částí je samotný výměnný mechanismus. Ten se opět bude lišit v závislosti na tom, jak se obrobek pohybuje v pracovním prostoru. V obou případech však výměna musí být co nejrychlejší, při vysoké spolehlivosti a dlouhé životnosti. Cyklus výměny by stejně jako u výměny nástrojů měl být co nejjednodušší. Pro vyšší stupeň automatizace výroby je nutná možnost napojení výměny obrobků na dopravu v automatizované výrobě [1].

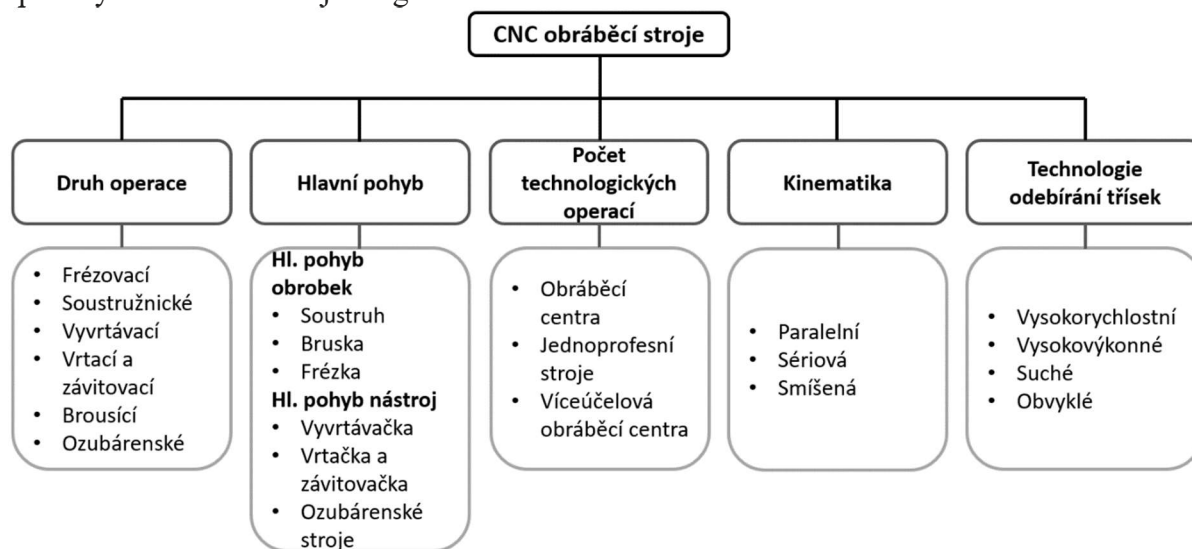
2.1.5 Přívody médií a ochranné kryty

Vlastnosti těchto prvků mají zásadní vliv spíše na ochranu dílčích částí stroje, operátora a okolí než na samotný proces obrábění. Vždy musí fungovat spolehlivě, nemělo by docházet k únikům v částech které jsou pod tlakem a zároveň by mělo být zabráněno vniknutí cizích součástí do krytých či uzavřených částí. V současné době je velký důraz kladen také na ekologičnost, která se stává čím dál větším tématem [1].

Z výše uvedeného vyplývá, že dodržení všech požadavků, které by měly dílčí části stroje splňovat není nic jednoduchého, proto je nutné k daným problematikám při konstrukci přistupovat svědomitě a uplatňovat následující zásady, které mohou celkový proces konstrukce zjednodušit a zabránit vzniku případných nedostatků. Konstrukce by měla být vždy co možná nejjednodušší, avšak musí splňovat všechny požadavky kladené na jednotlivé části stroje. Konstruktor by měl mít vždy snahu využívat stavebnicovou koncepci stroje, což umožní větší variabilitu, a zároveň rozšíří možnost použití standardizovaných komponentů. Dalším způsobem, jak získat pomyslnou výhodu před konkurencí, je realizace strojů „na míru pro zákazníka“. To znamená, že stroj bude uzpůsoben přednostně pro operace, na které se daný zákazník specializuje. Pokud je stroj využíván přednostně k jedné operaci, klade se důraz na zatížení vznikající při této operaci, čímž dojde k výrazné úspoře prostředků oproti

stroji plně univerzálnímu. Zapojení dalších operací a namáhání s nimi spojené však nesmí být zcela zanedbáno [4].

Existuje řada přístupů, jak rozdělovat jednotlivé CNC obráběcí stroje. Základní způsoby dělení znázorňuje diagram na Obr. 4.



Obr. 4 Způsoby rozdělení CNC strojů

2.2 CNC stroje z pohledu automatizace

Strojírenství je základním stavebním kamenem hospodářství každého průmyslově vyspělého státu a jeho stopy jsou vidět všude kolem nás, ať se jedná o předměty jako jsou dopravní prostředky či elektronika, nebo o provozy textilní, potravinářské nebo třeba chemické. Úroveň strojírenských podniků přímo závisí na tom, jak obstojí v konkurenci [1]. Konkurenční výhodu lze získat pouze tehdy, bude-li podnik vyrábět kvalitněji, rychleji a levněji. Jednou z možností, jak se v těchto disciplínách dostat před konkurenci, může být automatizace. Zapojením automatizace do daného výrobního procesu snižujeme, případně úplně, odstraňujeme lidský faktor ve výrobě. Tím získáme výše zmíněnou vyšší produktivitu, zvyšujeme rychlost, a tedy i objem výroby a zároveň snížíme zmetkovitost způsobenou lidským faktorem. Všechny zmíněné výhody doplňuje úspora prostředků, které musely být před zavedením automatizace vydány na obsluhu, kterou byl navíc problém získat, či nebyla dostatečně kvalifikovaná. [5]

Stupeň vývoje úzce spjat s možnou úrovní automatizace výroby je dobře definován tím, do které vývojové generace stroje zapadají. Jednotlivé vývojové generace strojů se neliší pouze konstrukčně, ale přinášely s sebou i nevyhnutelné změny ve způsobu programování a je zřejmé že další změny budou přicházet i v dnešní době a následně v budoucnosti.

První vývojová generace zahrnuje typicky NC stroje, které byly koncepčně hodně podobné klasickým konvenčním strojům, avšak byly upraveny pro možnost numerického řízení. Tyto stroje však nebyly dlouho vyhovující, a proto byly nahrazeny druhou vývojovou generací.

V tomto případě již byly stroje konstruovány speciálně jako číslicově řízené a již byly vybaveny automatickou mezioperační výměnou nástrojů. Ta však nebyla na takové úrovni, jako ji můžeme znát ze současných CNC strojů. Výměna již nevyhovujících nástrojů ze zásobníku byla uskutečňována ručně. Již zde je ale zřejmé, že muselo docházet k doplnění programovatelných funkcí o dříve nevyužívané příkazy.

Třetí vývojová generace byla častěji doplněna o dopravník třísek (ten měli už některé stroje ve druhé vývojové generaci, avšak nebyly splněny podmínky pro zařazení do automatizovaných výrobních sestav). Prvkem, který opět posunul možnosti automatizace

výroby na vyšší úroveň byl systém automatické výměny obrobků. S ním přišlo také zvýšení kapacity zásobníku nástrojů, avšak stále přetrvávala nutnost opotřebované nástroje ze zásobníku měnit ručně. Hlavním ukazatelem toho, zda stroj již patřil do třetí vývojové generace, bylo jejich uzpůsobení pro provoz v automatizovaných výrobních. Dalším významným ukazatelem je stavebnicová koncepce strojů, jejímž následkem je značné zlevnění výroby.

Čtvrtá vývojová generace navazuje na předchozí vylepšení automatické výměny nástrojů. V tomto případě se jedná o zautomatizování výměny opotřebovaných nástrojů v zásobníku. Takto vylepšená automatická výměna nástrojů spolu s automatickou výměnou obrobků umožňuje strojům této vývojové generace pracovat zcela automaticky, a to jak v ohledu automatických výměn, tak všech mezioperačních úkonů či provozních úkonů jako je odvod třísek. Stroje čtvrté vývojové generace jsou tak označovány jako plně automatizovaná technologická pracoviště. Jak již bylo zmíněno u třetí vývojové generace, i v tomto případě je kladen důraz na využití stavebnicové koncepce.

I přesto, že čtvrtá vývojová generace byla z pohledu automatizace posunuta na úroveň výroby, kde v bezproblémovém chodu odpadá nutnost zásahů výroby, přinesla pátá vývojová generace další zdokonalení, které opět značně vylepšují úroveň samotného výrobního procesu. V této vývojové generaci byly poprvé zahrnuty prvky mechatroniky, zejména se jednalo o elektronickou kompenzaci chyb, inprocesní kontrolu měřícími sondami (v průběhu obrábění) a následné korekce programu pro dosažení předepsaných rozměrových hodnot a úchylek. Zároveň se u strojů páté vývojové generace objevuje optimalizace rezných podmínek či laserové odměřování.

Dosud nejmladší vývojová generace v konstrukci strojů využívá poznatky z předchozích generací, je zde však řada vlastností, na které je kladen velký důraz. Je snahou dosahovat vysokorychlostního obrábění, a to i víceosého či suchého, snaha o kratší výrobní časy nekončí rychlostí samotného obrábění, ale projevují se také požadavky na snižování časů pro výměnu nástrojů a obrobků na nejnižší možné hodnoty. Důraz však není kladen pouze na rychlost obrábění, ale také na jeho kvalitu. Stroje šesté vývojové generace jsou schopny ultrapřesného obrábění, což je přesnost na desetiny mikrometru. Pro zákaznickou spokojenost se výrobci vždy snaží koncepci stroje vytvořit přímo na míru daného odběratele, se službou zákazníkům dále souvisí dálková diagnostika hlavních skupin strojů [1].

3 AUTOMATICKÁ VÝMĚNA OBROBKŮ

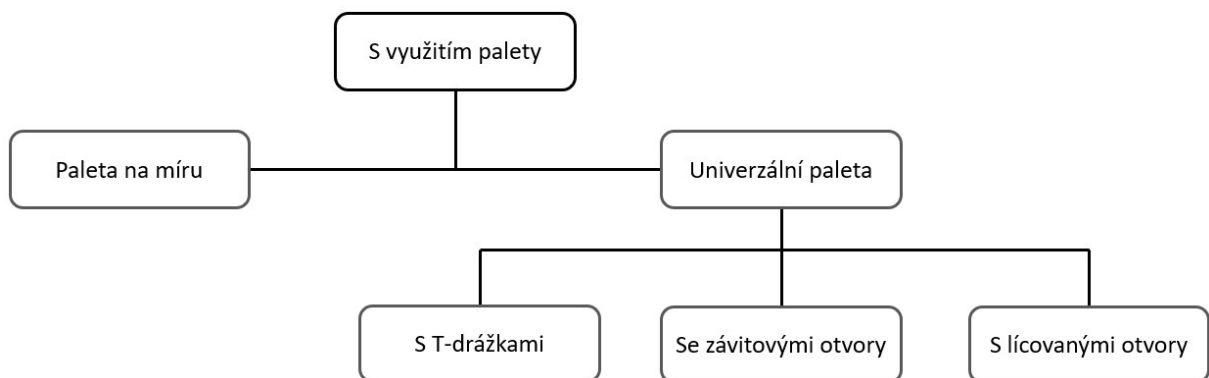
Následující kapitola pojednává o automatické výměně obrobků, Mapuje současný stav problematiky a seznamuje s možnými řešeními problematiky.

3.1 Obrobek v procesu automatické výměny

V praxi se při automatické výměně obrobků může obrobek pohybovat dvěma základními způsoby, jak popisuje diagram viz Obr. 5. Pakliže obrobek splňuje řadu předpokladů, které lze shrnout jako jednoduché upnutí a orientace obrobku při dosažení požadované přesnosti, je možné, aby se obrobek pohyboval ve výrobním procesu volně, bez využití jakéhokoliv speciálního přípravku. V případě, že to tímto způsobem možné není, se v praxi využívá nosných desek, které se označují jako technologické palety. Využitím upnutí na technologickou paletu dostáváme dostatečně tuhé a přesné upnutí pro následné obrábění.

Upnutí dílu na technologickou paletu vykonává seřizovač obrobků nebo obsluha stroje. Vzhledem k tomu, že správné upnutí má vedle dalších kritérií zásadní vliv na správnost výsledného produktu, je nutné dodržet předepsané vzdálenosti základen obrobku ke středním drážkám palety. U výrob s vyšší sériovostí se využívá pro snížení času upnutí větších přídavek na obrábění, případně je paleta vybavena středícími trny, pomocí kterých je díl polohován. Výjimkou nejsou také speciální palety na míru, které jsou konstruovány přímo pro daný obrobek a dalo by se říct, že slouží jako upínací přípravek.

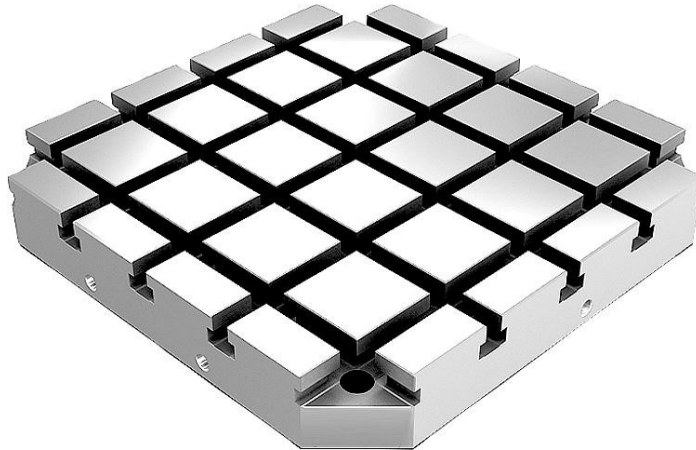
Univerzální palety mají zpravidla jednu ze tří variant horní upínací plochy, jak vypovídá následující schéma rozdělení technologických palet [6].



Obr. 5 Možnosti manipulace obrobku v pracovním prostoru

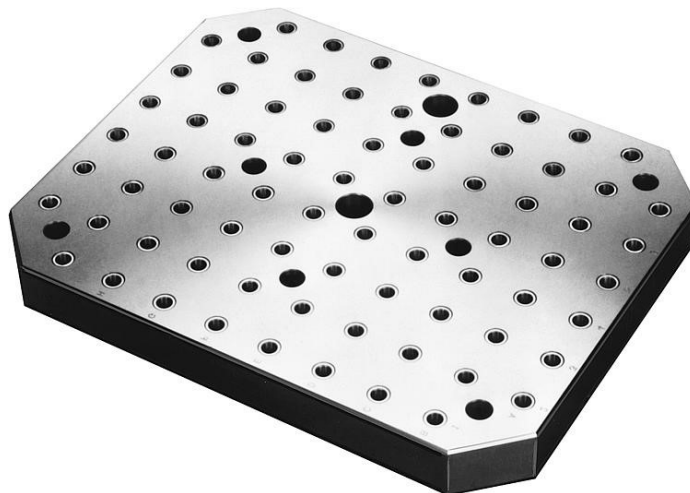
3.2 Využívané typy palet

Prvním typem úpravy upínací plochy je paleta se systémem T-drážek. Na upínací ploše jsou drážky, jejichž průřez je T-tvaru viz Obr. 6. U čtvercových či obdélníkových palet většinou bývají drážky v podélném či příčném směru, případně kombinací obojího. U kruhových palet však není výjimkou, že drážky tvoří pomyslné paprsky jdoucí od středu palety k jejímu kraji. Řešení s T-drážkami nabízí nejvariabilnější možnosti upínání obrobků. Nevýhodou však může být její větší výškový rozměr, který závisí na hloubce připojovacích T drážek [1][6].



Obr. 6 Univerzální paleta s T-drážkami [7]

Druhou z variant je upínací plocha se závitovými otvory, lze ji vidět na Obr. 7. Toto řešení se hodí spíše pro vnější zatížení nižších hodnot, protože samotná tuhost upnutí je realizována jen pomocí předepnutých svorníků šroubů. Na druhou stranu nám toto řešení poskytuje paletu bez výraznějšího narušení tuhosti. Do závitových otvorů se však mohou dostat nečistoty, což má za následek jejich obtížné čištění [1] [6].



Obr. 7 Univerzální paleta se závitovými otvory [8]

Poslední variantou úpravy upínací plochy je systém lícovaných otvorů, tato varianta zajistí opravdu vysokou tuhost upnutí, zatížení od vnějších sil totiž přenáší lícované plochy válcových vložek. Upínací a polohovací prvky však zasahují do vnitřní části palety, což může být jistou nevýhodou [1] [6].

3.3 Způsoby upínání a polohování palet na upínacím základu ve stroji

Jak bylo zmíněno již výše, správné upnutí obrobku je nedílnou součástí celého procesu výroby a má zásadní vliv na kvalitu výsledného produktu. Není to však jen o upnutí obrobku na technologickou paletu, ale také o polohování a upnutí palety na upínacím základu stroje. Na samotné upínání obrobků je kladena celá řada požadavků a hned několik z nich, je shodných také s požadavky na upnutí a polohování palety na upínacím základu stroje [9].

Těmi nejzásadnějšími pro tuto kapitolu jsou:

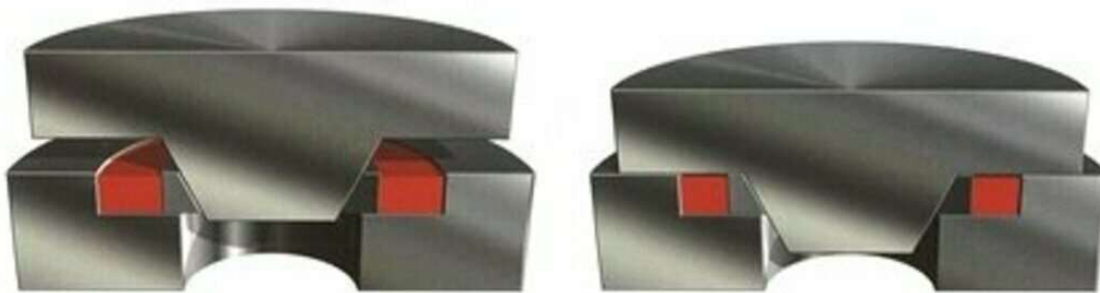
- upnutí a uvolnění palety musí být realizováno za co nejkratší čas,
- upínací prvky a plochy musí být dostatečně mechanicky odolné,
- upnutí musí být tuhé a pevné,
- namáhání od řezných sil musí zachytávat pevné opěrné plochy,
- upnutí musí být vždy bezpečné,
- je třeba klást důraz na minimální znečišťování funkčních prvků třískami.

V současnosti se v praxi pro upínání palet používají nejčastěji dva základní principy, kterými jsou upnutí pomocí kuželového čepu a využití takzvaného Zero-point systému [1][9].

3.3.1 Zero-point system

Zero-point systém upínání se vyznačuje polohovací a upínací jednotkou vestavěnou do upínacího základu stroje, na zmíněnou jednotku je následně polohována a upnuta nosná paleta s obrobkem. Tento systém však nemusí být používán pouze pro upínání nosné desky při automatické výměně obrobků, je možné jej totiž využít také pro rychlé upnutí samotného obrobku. Obecně u tohoto systému platí, že jednotka definuje nulový bod a dokáže zamezit pohybu palety či obrobku ve třech na sebe kolmých směrech, další upínací jednotky zajišťují upnutí a zabraňují otočení nosné desky.

Společnost Zero Clamp u svého systému vylepšila předchozí varianty využitím pružných upínacích kuželů. Díky přizpůsobení upínacího kužele viz Obr. 8, v rámci jeho pružnosti při zasunutí je dosaženo nulového uložení s opakovaným upnutím 2,5 mikrometru [10].



Obr. 8 Upínací systém od Zero Clamp [10]

Další výhodou systému společnosti Zero Clamp je skutečnost, že díky kompenzaci teplotní roztažnosti vždy ke středové ose, je možné využívat jediný typ upínacího čepu, což odstraňuje nepřesnosti při rotaci palety okolo středové osy.

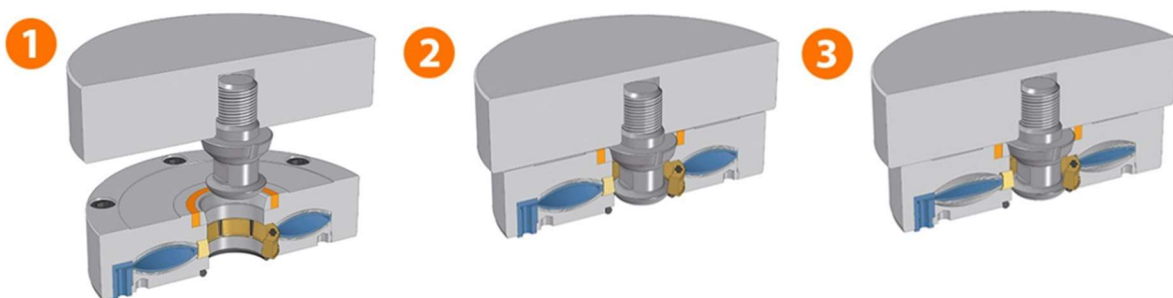
Společnost Zero Clamp nabízí upínací hrnce různých velikostí, konkrétně od 90 do 190 mm. Na velikosti upínacího hrnce závisí přídržná síla, která dosahuje hodnoty až 60 kN. Celý systém Zero Clamp upínacího systému se skládá jen z několika součástí viz Obr. 9 [10].



- 1) Kalený ocelový kužel zajišťující vystředěné upnutí bez vůle 2) Radiální pružina
3) Upínací plechy sloužící společně s hadicí k vyvození potřebné upínací síly
4) Blokovací jednotka 5) Připojení vzduchu pro uvolnění

Obr. 9 Součásti Zero-point systému od Zero Clamp [11]

Princip samotného upínání je znázorněn na Obr. 10. V první bodě je paleta nasazena na otevřený upínací hrnec Zero Clamp, což probíhá bez nebezpečného vychýlení. V druhém bodě je možné vidět, že vlivem tlaku (5,5 bar) v hadici pružiny drží upínací jednotku otevřenou. Ve třetím je již hadice odtlačována a upínací jednotka upne paletu k dosedací rovině konkrétní přídržnou silou, která se odvíjí od velikosti jednotky [11].



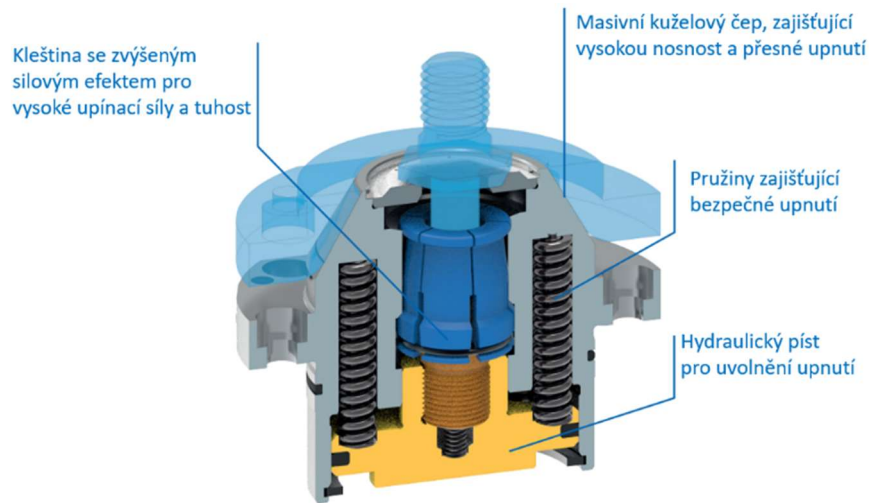
Obr. 10 Princip funkce systému od Zero Clamp [11]

3.3.2 Upínání palety pomocí kuželových čepů

Systémy upínání palet pomocí kuželových čepů se zpravidla skládají ze třech hlavních částí, kterými jsou centrovací kuželový čep se samotným upínacím zařízením, kuželovým kroužkem a upínacím čepem. Upínací čep a kuželový kroužek bývají umístěny na nosné desce, zatímco kuželový čep na základu stroje. Samotné upnutí může být řešeno například hydraulicky, či silou pružin, která zajistí pevné upnutí i při výpadku napájení.

Pro konkrétní popis funkce využijeme příkladu upínací hlavy od společnosti RÖHM, kterou je možné vidět na Obr. 11. V tomto případě je upnutí realizováno pomocí pružin, které

působí přes píst na táhlo upínací kleštiny, která při upnutí svírá upínací čep. V tomto případě tedy zůstává paleta upnutá i při výpadku napětí. Uvolnění je realizováno pomocí hydraulického pístu, který stlačí pružiny, a tím dojde k uvolnění kleštiny, a tedy i sevření upínacího čepu [12].



Obr. 11 Řez systémem s kuželovými čepy [12]

Stejně jako tomu bylo u zero-point systému společnosti Zero Clamp, i společnost RÖHM vyrábí svoje upínací hlavy v různých velikostních řadách, od nichž se odvíjí také velikost přídržné síly. Největší velikost upínací hlavy s pružinami (typ na obrázku) dosahuje upínací síly až 40 kN, u hydraulické varianty je to 37,5 kN. Rozdílný je i potřebný uvolňovací tlak, který u hydraulické varianty dosahuje až 130 bar, zatímco u největší varianty pružinové upínací hlavy stačí tlak 40 bar [12].

3.3.3 Upínání palety pomocí upínací lišty

Tato varianta je využívána primárně u těžkých obrobků, kde není vhodné použití otočného pick-up výměníku, z důvodu velkých klopných momentů, které by byly neúnosné. Paleta se pohybuje po T-vedení, které je uloženo na hydraulických válcích, které jsou přímo v základu stroje. Tyto válce zajišťují nadzvednutí palety a vlastně celého T-vedení během přesunu palety. Ve chvíli, kdy paleta dojde do požadované pozice, dojde k zasunutí hydraulických válců. K přesnému ustavení palety napomáhá středící a unášecí čep, samotné upnutí zajišťují právě upínací lišty, zapadající do T-drážek v paletě, přitažené hydraulickými válci [13]. Tato varianta upínání je vidět na Obr. 12.



Obr. 12 Upínání upínacími lištami [14]

3.4 Prostorové umístění výměny palet

V praxi se setkáváme s řadou možností prostorového umístění výměny palet. Volba jednoho z řešení však závisí na konkrétních parametrech a dispozicích pracoviště. V první řadě je nutné rozlišit výměnu palet s využitím pick-up otočných manipulátorů a s využitím přímočarých manipulátorů. V případě pick-up manipulátorů viz Obr. 13 se většinou jedná o výměnu palet s obrobky nižších hmotností. Pro obrobky vysokých hmotností by byly momenty příliš vysoké a pro tento typ manipulátoru nevhodné [1].

Při využití pick-up manipulátorů jsou nejčastější umístění výměnné palety před strojem, jako je tomu například u strojů řady FHM od společnosti Feeler. Další variantou může být otočení celého výměnného systému o 90°, kdy je paleta odkládána ve směru osy X od prostoru obrábění [15].



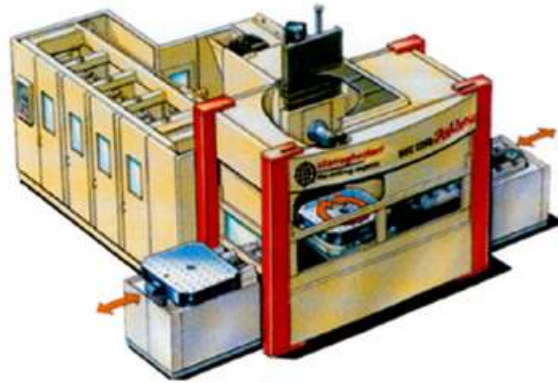
Obr. 13 Pick-up systém výměny palet [15]

Při využití přímočarých manipulátorů je nejčastější volbou odkládací místo v prostoru před strojem. V tomto případě však před strojem jsou dvě samostatné dráhy, jak je možné vidět i na Obr. 14 stroje z řady HM series od společnosti DN Solution. Zatím co jedna dráha je prázdná – paleta z ní je zrovna v obráběcím prostoru stroje, druhá paleta je odložená na dráze a je umožněno odebrání již obrobeného kusu nebo upnutí kusu pro obrobení. Po dokončení obrábění je paleta s hotovým kusem vyjmuta a nahrazena paletou s kusem pro obrobení. Jak je vidět i z obrázku, obráběcí prostor je mezi drahami a k odebrání a vkládání palet dochází v krajních polohách osy X [16].



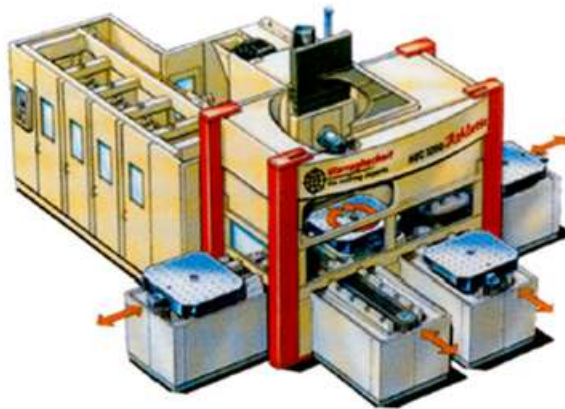
Obr. 14 AVO s odkládacím místem před strojem [16]

Další z možností je takzvaná „kyvadlová“ varianta viz Obr. 15. V tomto případě jsou odkládací místa pro palety opět v koncových polohách osy X, avšak ne před strojem, ale vedle něj, jak je možné vidět na vizualizaci stroje od společnosti Heckert. Princip samotné výměny je totožný jako s předchozí variantou, kdy byla odkládací místa palet v prostoru před strojem [4].



Obr. 15 Kyvadlová varianta AVO [4]

Kombinací dvou předešlých možností vzniká varianta s celkem čtyřmi paletami, kdy jsou dvě dráhy před strojem a dvě na koncích osy X, tuto variantu od společnosti Heckert zobrazuje Obr. 16. Je tedy možné osazovat až tři palety pro následné obrobení [4].



Obr. 16 Kombinace kyvadlové varianty a odkládacích míst před strojem [4]

Mimo tyto základní řešení je dnes na trhu hned řada dalších možností. Významným zástupcem je například využití otočných výměníků, kolem kterých jsou v kruhu umístěny palety. Princip „nabírání“ palet je obdobný jako u předešlých možností s přímočarými manipulátory, ovšem manipulátor je na otočném základu a musí být zajištěna návaznost na další manipulační zařízení, které paletu dopraví až do místa, kde dochází k obrábění. Takové řešení výměny palet může být situováno například jako u stroje Hass EC-400, který je na Obr. 17. Konkrétně tento manipulátor je využitelný pro palety do hmotnosti 1425 kg, z toho vyplývá, že systémy tohoto typu opět slouží spíše pro menší stroje určené k obrábění obrobků nižších hmotností [17].



Obr. 17 Otočný výměník s kruhovým umístěním odkládacích míst [17]

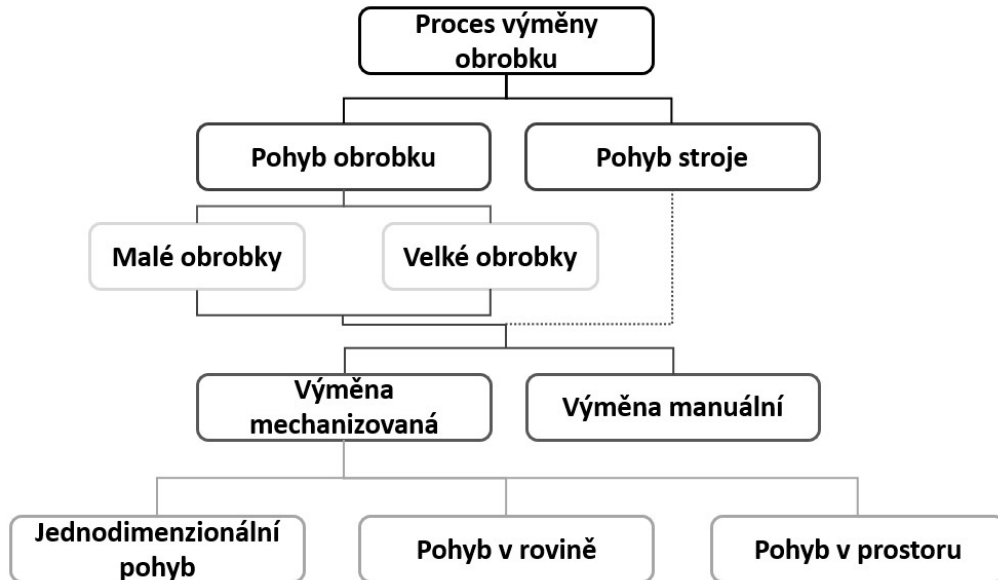
Pro menší stroje je také možné zajistit v podstatě bezobslužný provoz, a to zapojením skladového hospodářství obrobků přímo do skladby technologického pracoviště. V takovém případě bývají palety uloženy v patrových regálech (obvykle dvě patra), odkud je odebrána víceosý manipulátor, který často kooperuje s dalším zařízením, zajišťujícím pohyb palety v samotném stroji a její ustavení na pracovní stůl. Možná realizace takového systému je na Obr. 18. Zásadní vlastností takového regálového systému tvořící sklad obrobků je rozšiřitelnost. Například technologické pracoviště řady LPS od společnosti DN Solution, které je na obrázku nabízí systém s 12 až 72 paletami [18].



Obr. 18 AVO s víceosým manipulátorem a regálovým systémem pro palety [18]

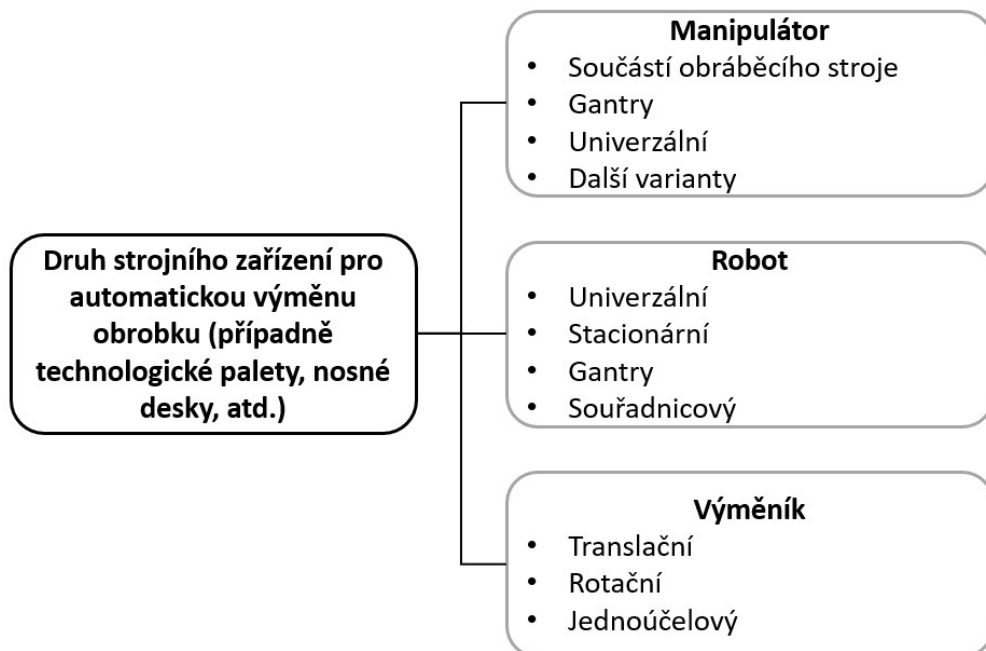
4 PROCES AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKU

Aby bylo možné navrhnout vhodné řešení automatické výměny obrobku pro konkrétní případ stroje, je nutné si uvědomit, čím je samotný proces tvořen a zohlednit všechny relevantní souvislosti mezi jednotlivými ukazateli. Také je třeba si definovat samotný proces výměny obrobku. Obr. 19 znázorňuje diagram možného postupu při tvorbě procesu [19].



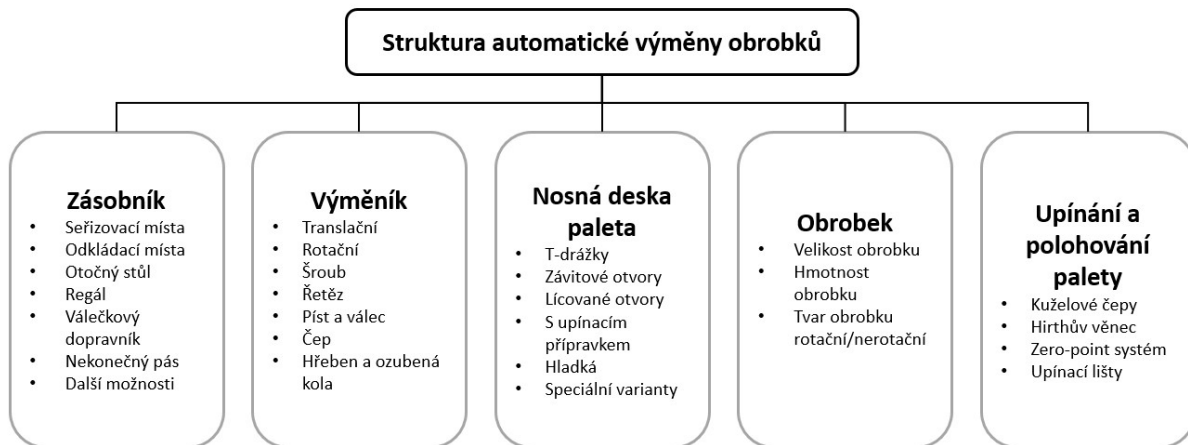
Obr. 19 Skladba procesu AVO [4]

I v případě, že se rozhodneme pro konkrétní průběh procesu, je třeba si dále definovat, jaká zařízení pro samotnou výměnu obrobku, případně palet či nosných desek, využijeme. Možné varianty jsou rozděleny v diagramu na Obr. 20.



Obr. 20 Možné varianty řešení AVO [4]

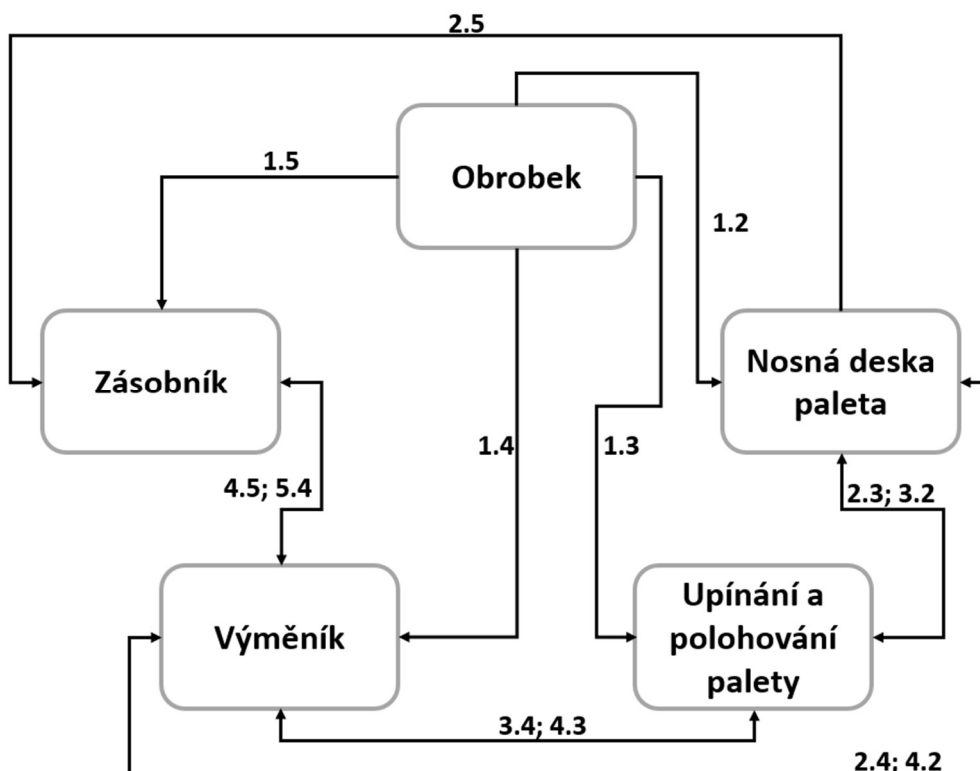
Samotnou strukturu automatické výměny obrobků tvoří vlastnosti a ukazatele příslušící k jednotlivým částem, které jsou v procesu považovány za hlavní. Ty jsou rozepsány na Obr. 21. Na základě těchto ukazatelů a souvislostí mezi nimi vybereme nejvhodnější způsob.



Obr. 21 Struktura AVO [4]

4.1 Vztahy mezi jednotlivými celky AVO

Vzájemný vliv jednotlivých celků struktury automatické výměny obrobků je vyobrazen na následujícím diagramu na Obr. 22.



Obr. 22 Vzájemný vliv jednotlivých celků AVO

Jak z diagramu výše vyplývá, téměř všechny celky struktury automatické výměny obrobků spolu souvisí a jejich druh či řešení ovlivňují způsob realizace ostatních celků.

4.1.1 Nosná deska

To, jaký typ nosné desky bude zvolen závisí převážně na druhu obrobku. Roli hraje nejen jeho hmotnost a rozměry, ale také tvar, který je podstatný pro volbu způsobu upínání a přesného ustavení na samotnou desku. Variantou jsou jak standardní nosné desky (s T-držkou, závitovými otvory, s lícovanými otvory, ...), tak speciální nosné desky, vytvořené pro konkrétní obrobek. Dále je nosná deska ovlivněna způsobem upínání a polohování samotné palety ve stroji a druhem výměníku. Nosná deska/paleta tedy musí být zvolena tak, aby s ní bylo možné dobře manipulovat, a zároveň aby ji bylo možné snadno, rychle a přesně upnout.

4.1.2 Upínání a polohování palety

Způsob upínání a polohování palety bude záviset na druhu zvolené palety. Upnutí musí být vždy rychlé, přesné a dostatečně tuhé, proto je nutné správně zvolit druh upínání. Samotné upínání souvisí také s použitým výměníkem, protože ten zajišťuje přesunutí palety do místa upnutí a je tedy nutné, aby i samotný výměník s paletou pohyboval s určitou přesností a opakovatelností. Opět možná nejdůležitějším a nejvýznamnějším faktorem bude to, jaký obrobek na paletě je. Lze předpokládat, že pokud budeme obrábět velké a těžké obrobky, řezné síly budou větší než u malých obrobků, a tak i upínací síly budou muset být větší a systém upínání a polohování bude muset být robustnější a tužší.

4.1.3 Výměník

Jak již vyplývá z poznatků výše, výměník bude ovlivněn převážně druhem palety, což bude mít vliv, na to, jak bude výměník paletu unášet, případně jak bude zajištěna její poloha v něm. Upínací systém palety vytváří nároky na přesnost a opakovatelnost manipulace s paletou, v případě volného pohybu obrobku v prostoru stroje nároky na pohyb obrobku. I v tomto případě je volba řešení tohoto celku nejvíce ovlivněna druhem, velikostí a hmotností obrobku. Hlavně poslední zmíněná vlastnost bude ovlivňovat, to jak velké a robustní bude muset zařízení být, aby bylo dostatečně tuhé a pracovalo spolehlivě.

4.1.4 Zásobník

Z jednoho z diagramů výše vyplývá, že zásobník může sloužit nejen jako místo pro shromažďování polotovarů, ale také jako místo pro seřizování a upínání polotovarů na technologickou paletu. V každém případě, je to místo, odkud výměník odebírá polotovary a přesouvá je do místa upnutí ve stroji. Jeho řešení je tak zcela závislé na tom, jak je řešen výměník, aby bylo snadno realizovatelné odebírání a odkládání palet. Zde také hraje roli druh palety, který ovlivňuje řešení odkládacího místa, i zde je totiž nutné dodržet požadovanou přesnost polohování a ustavení palety. Jak robustní musí zásobník být, a jaká musí být jeho prostorová zástavba, je dáno opět obrobkem, konkrétně jeho rozměry a hmotností.

4.2 Veličiny vyplývající ze vztahů mezi funkčními celky.

V následující části uvedeny veličiny vyplývající ze vztahů mezi funkčními celky, znázorněnými na Obr. 22.

4.2.1 Nosná deska (paleta)

- 1.2 -Hmotnost obrobku [kg]
- Tvar/rozměry obrobku [mm]

- Způsob upínání obrobku na desku
- 3.2 -Způsob upínání a polohování palety
- Přesnost polohování a upínání palety [mm]
- 4.2 -Způsob polohování desky ve výměníku

4.2.2 Upínání a polohování palety

- 1.3 -Hmotnost obrobku [kg]
- Rozměry obrobku [mm]
- 2.3 -Rozměry nosné desky [mm]
- Způsob upínání a polohování palety
- Rychlost upnutí palety [s]
- Upínací síla [N]
- 4.3 -Konstrukční řešení výměníku
- Způsob upnutí palety ve výměníku
- Přesnost, s jakou je paleta upnuta ve výměníku [mm]
- Omezení operátora při práci na stroji

4.2.3 Výměník

- 1.4 -Hmotnost obrobku [kg]
- Rozměry obrobku [mm]
- Rychlost výměny obrobku [s]
- 2.4 -Způsob uložení nosné desky ve výměníku
- Přesnost, s jakou je nosná deska uložena ve výměníku [mm]
- Rozměry nosné desky [mm]
- 3.4 -Požadovaná přesnost polohování palety výměníkem, pro upnutí ve stroji [mm]
- Způsob upnutí palety ve výměníku
- Rychlost výměny a upnutí obrobku ve stroji [s]
- 5.4 -Rozměry odkládacího prostoru zásobníku [mm]
- Způsob odložení polotovarů/výrobků v zásobníku
- Přesnost odkládání kusů v zásobníku [mm]

4.2.4 Zásobník

- 1.5 -Hmotnost obrobku [kg]
- Rozměry obrobku [kg]
- 2.5 -Rozměry nosné desky [mm]
- Způsob aretace/polohování palety v zásobníku
- Počet palet v zásobníku [ks]
- 4.5 -Potřebný prostor pro odložení obrobku výměníkem [mm]
- Způsob, jakým výměník odkládá obrobky
- Druh využitého výměníku – určuje celkové řešení zásobníku

Z těchto ukazatelů budou některé vybrány pro hodnocení zvolených metod a konečný výběr nejlepšího možného řešení automatické výměny obrobků pro velká CNC horizontální frézovací centra.

4.3 Důležité veličiny pro konstrukční návrh

Zatímco u menších produkčních strojů je hlavním ukazatelem rychlost, samotné výměny a počet palet, které je výměník schopen přesouvat z odkládacích míst do stroje a přesnost samotného upínání a polohování palety ve stroji, pouze poslední zmíněný faktor je z výše uvedených podstatný i pro velká frézovací centra. O mnoho důležitější je maximální možné zatížení zařízení – tedy samotná hmotnost obrobku, dále rozměr palety, na kterém jsou závislé rozměry obrobku.

U zařízení pro automatickou výměnu obrobků pro velká frézovací centra se ve většině případů nesetkáme se zásobníkem obrobků, ze kterého by byly obrobky přímo odebírány výměníkem a zaváděny do stroje.

Zařízení pro automatickou výměnu obrobků pro velké horizontální frézovací centrum se tedy bude skládat z následujících částí: nosná deska, systém upínání a polohování palety ve stroji, výměník.

Vlastnostmi definujícími systém budou: hmotnost obrobku, rozměry obrobku (technologické palety), přesnost polohování a upínání palety, síla upnutí palety.

5 ŘEŠENÍ AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKŮ PRO VELKÁ CNC OBRÁBĚCÍ CENTRA NA TRHU

Tato kapitola mapuje aktuální varianty automatické výměny obrobků pro velká CNC frézovací centra, která jsou dostupná na trhu.

5.1 TAURUS 30 Gemini PALLET SYSTEM

Společnost Waldrich-Coburg nabízí ke svému velkému těžkému frézovacímu stroji TAURUS formou opce systém automatické výměny palet. Tento systém disponuje využitím dvou palet, jak je vidět na obrázku níže, což umožňuje odepínat hotový výrobek, či připravovat polotovary pro další obrábění, zatímco stroj opracovává obrobek umístěný na druhé paletě, jak je vidět na Obr. 23 [20].

Samotná výměna využívá řetěz s unášecím čepem, který je zakomponován do jednoho z článků řetězu. Čep zajíždí do drážky, jež je součástí palety a zajišťuje zavezení palety do stroje a po procesu obrábění její vyvezení. Paleta se pohybuje po lineárním vedení [21].

Technické parametry systému jsou:

- rozměry palety: 3300 × 4500/7250 mm,
- přesnost polohování palety: ±0,02 mm,
- maximální zatížení palety: 25000/40000 kg,
- doba procesu výměny palety: 180 s [20].



Obr. 23 Taurus 30 Gemini Pallet systém [21]

5.2 Řešení automatické posuvné paletizace společnosti Fermat

V tomto případě nelze mluvit vyloženě o automatické výměně palet. Pro stroje WFT 11 a WTF 13 totiž společnost Fermat využívá systém dvou rotačních stolů na jednom loži – v ose X viz Obr. 24 [22]. I tento způsob řešení výrazně zvyšuje produktivitu obrábění a minimalizuje neefektivní čas během procesu. Zatímco na jedné paletě dochází k obrábění polotovaru, na druhé paletě může operátor upínat další kus, či čistit a odebrat již obrobek [23].

Technické parametry systému jsou:

- dva stoly na loži osy X,
- maximální nosnost jednoho stolu: 40 000 kg,
- rozměry stolů: 1200 × 1200 mm – 3000 × 3000 mm [22].



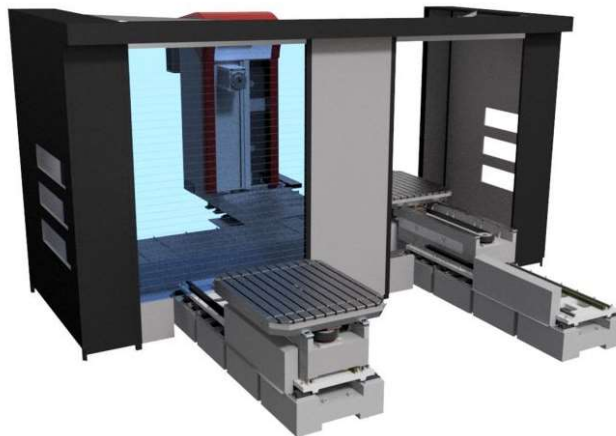
Obr. 24 Posuvná paletizace Fermat [22]

5.3 Příčná automatická výměna palet Fermat

Společnost Fermat nabízí pro stroj WFT 15 systém automatické výměny palet viz Obr. 25. V tomto případě se již jedná o přesun palety do stroje, nikoliv pouze „přejezd“ palety, jak tomu bylo v předchozím případě [24]. Zde jsou dvě lože pro výměník palety umístěny kolmo k ose X. Samotný výměník je umístěn na lineárním vedení, jak je vidět na obrázku níže. Při výměně palety celý výměník vyjíždí po vedení do polohy pro vysunutí palety. Tento pohyb je realizován pomocí ozubeného hřebenu s pastorkem, správnou návaznost lineárního vedení na výměníku na vodící lišty na pracovním stole stroje a potřebnou stabilitu a tuhost zajišťují naváděcí čepy, které jsou umístěny v čele stolu. Samotný výsuv palety na pracovní stůl je realizován pomocí řetězu s unášecím čepem viz Obr. 26, který zapadá do drážky v paletě a pohybem řetězu dojde k posunu palety po vedení na požadovanou pozici na stole. Když je paleta v této pozici, zasunou se vodící lišty na pracovním stole a paleta se zajistí na upínacích čepch [25].

Technické parametry systému jsou:

- dvě lože pro dvě palety kolmo k ose X,
- nosnost jedné palety: 15 000 kg,
- rozměry palet: od 1600 × 1800 mm po 1800 × 2600 mm [24].



Obr. 25 Příčná paletizace Fermat [25]



Obr. 26 Řetězový mechanismus na výměníku Fermat [25]

5.4 Zhodnocení situace na trhu

Z průzkumu trhu vyplývá, že není mnoho výrobců, kteří by nabízeli řešení pro automatickou výměnu obrobků pro velká frézovací centra, přinejmenším se nejedná o sériově vyráběná zařízení ale volitelné opce, které jsou dodávány spíše na míru dle požadavků konkrétního zákazníka. Důvodem je fakt, že při frézování velkých obrobků se často jedná spíše o kusovou výrobu unikátních dílů. Samotné časy obrábění bývají výrazně delší, než časy vedlejší a pořízení zařízení pro automatickou výměnu obrobků se v mnoha případech nevyplatí.

V praxi se tedy asi nejčastěji setkáme se situací, kdy pro velká horizontální frézovací centra není automatická výměna obrobků použita a ustavování obrobků do pracovního prostoru je realizováno pomocí jeřábu. Tento způsob řešení není automatizovaný, je to však nejlevnější varianta, jejímž neoddiskutovatelným plusem je menší potřebný prostor pro stroj, protože jeho rozměry nenarůstají pomocnými zařízeními pro výměnu.

Další variantou, se kterou se můžeme setkat, je varianta s více pracovními prostory v ose X, to je umožněno primárně velkými délkami rozjezdu v ose X. V jedné části stroje můžeme obrábět, zatímco na druhém místě dochází k čištění obrobku, či ustavování dalšího polotovaru pro obrábění. Tento způsob využívá například výše zmíněný systém posuvné paletizace společnosti Fermat.

Nejrychlejším a pro obsluhu nejméně náročným řešením je výměna technologických palet s již upnutými obrobky. V tomto případě však potřebujeme k samotnému stroji systém automatické výměny palet. Obrobky bývají na palety upínány ve většině případů na výměníku, zatímco na stroji dochází k obrábění. Většinou tedy nebývá součástí tohoto systému zásobník. Pokud však chceme využít tohoto systému, je nutné si uvědomit, že i samotná technologická paleta musí být uzpůsobena tak, aby bylo dosaženo přesného a dostatečně tuhého upnutí na základ stroje, a také umožněno její vedení během výměny. Tyto zásahy by měly mít co nejmenší možný vliv na tuhost palety. Dalším důležitým faktorem je nutná ochrana funkčních ploch, po kterých se paleta při výměně pohybuje. Je nutné tyto plochy chránit před znečištěním třískami a provozními kapalinami. Toho lze docílit buď vhodně zvoleným krytováním, nebo zvolením výchozí polohy výměníku mimo prostor samotné výměny. Reálně to tedy znamená, že před tím, než výměník vyjme paletu z prostoru stroje, musí do tohoto prostoru najet. V takovém případě je nezbytné docílit dobré návaznosti vedení palety na základu stroje a na výměníku.

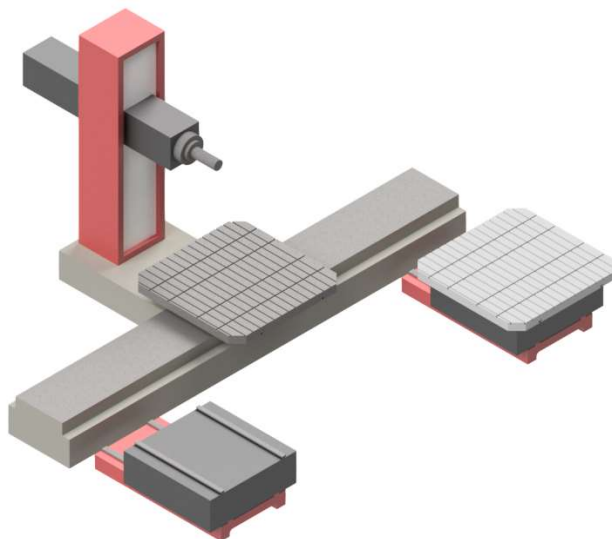
6 NÁVRH PALETIZACE AUTOMATICKÉ VÝMĚNY OBROBKŮ

Navrhovaný systém automatické výměny obrobků musí být řešen výměnou palet, na nichž bude upevněn obrobek. Tato práce je zaměřena na velká obráběcí centra, která jsou specifická hmotností obrobků vyšší než 10 t, proto bude systém navrhován pro celkovou hmotnost palety a obrobku 40 t. Paleta bude disponovat rozměry 3000 × 3000 mm. Systém musí být navržen tak, aby jeho konstrukce byla co nejjednodušší a provoz co nejméně poruchový. Zároveň musí být zajištěn dostatečný prostor okolo odkládacích míst, aby operátor mohl snadno a bez výrazných omezení čistit a odebírat hotové obrobky a nakládat a upínat polotovary pro další obrábění.

V první fázi návrhu budou navrženy a následně posuzovány varianty rozmístění odkládacích míst. Na základě vybraných parametrů bude vybrána nejlepší varianta, která bude dále rozvíjena v různých konstrukčních řešeních. Tato řešení budou následně hodnocena, přičemž bude kladen velký důraz na spolehlivost. Zvolená varianta bude dále zpracovávána, a to včetně potřebných technických výpočtů, výkresu sestavy a kusovníku.

6.1 Paletizace V1

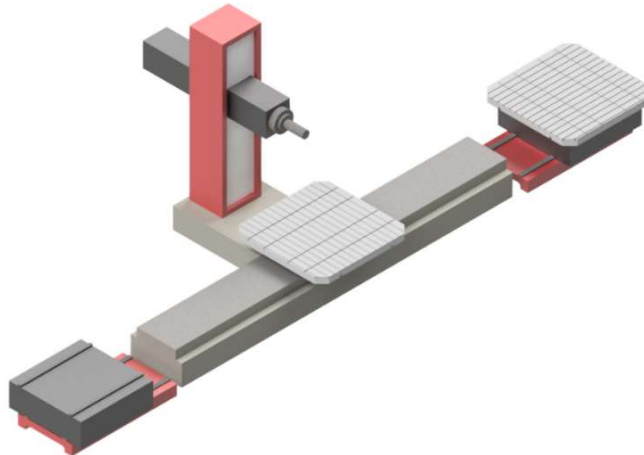
První navržená varianta znázorněná na Obr. 27 disponuje dvěma translačními výměníky, které jsou umístěny před samotným strojem. Tyto výměníky plní nejen funkci samotné výměny, ale také odkládacího místa, odebrání hotových kusů a upínání dalších polotovarů, tedy probíhá přímo na výměníku. Pokud je ve stroji zavedena paleta s obrobkem, jeden výměník zůstává prázdný, zatímco na druhém je připravován další polotovaz. Nevýhodou tohoto řešení je nemožnost snadné rozšiřitelnosti, na druhou stranu kladem je, že odpadá potřeba skladovacích míst pro palety, a i samotná výměna je snazší a rychlejší, protože probíhá pouze přesun palety do a ze stroje, nikoliv mezi výměníkem a skladovacím místem. Po vyjmutí palety ze stroje tedy pracovní stůl přejíždí k druhému výměníku a okamžitě nabírá paletu s polotovarem, připravenou k obrábění.



Obr. 27 Paletizace V1

6.2 Paletizace V2

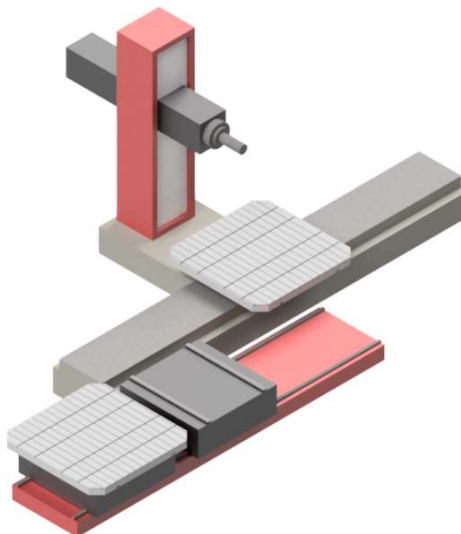
Druhá navržená varianta viz Obr. 28 využívá stejně, jako tomu bylo v předchozím případě dva translační výměníky. Na rozdíl od první varianty však nejsou umístěny před strojem, ale nachází se na obou koncích osy X stroje. I v tomto případě slouží výměníky zároveň jako odkládací místo, což jak bylo zmíněno výše má své výhody i nevýhody, výměna je tak rychlá a díky tomu, že probíhá pouze z jedné strany výměníku také v porovnání s výměníky, které odebírají palety z odkládacích míst, výrazně jednodušší. Nevýhodou této varianty je výrazně narůstající potřebný prostor, který stroj ve směru své osy X ve výrobní hale zabírá.



Obr. 28 Paletizace V2

6.3 Paletizace V3

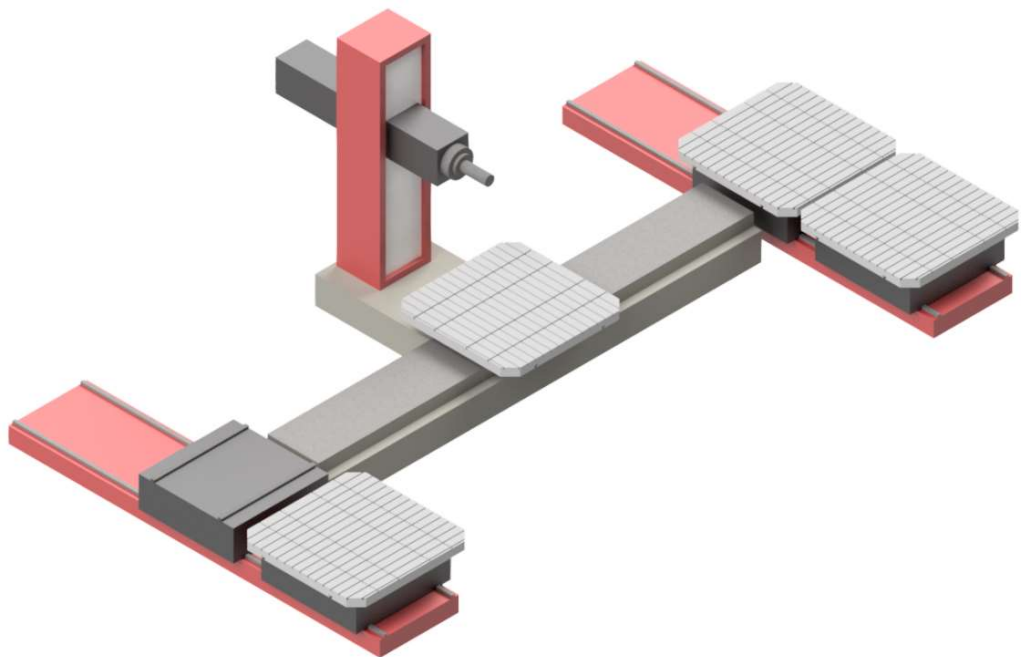
Třetí varianta (Obr. 29) se od dvou předchozích výrazně liší. Systém odkládacích míst na dvou translačních výměnících je sice dodržen i v této variantě, avšak v předchozích variantách měl každý výměník své vlastní lože, zatímco u této varianty jsou oba výměníky uloženy na společném loži. Je tak zajištěn jejich společný pojezd. Po odebrání technologické palety ze stroje tak dochází ke společnému pojezdu obou výměníků a následnému zavedení palety s polotovarem. Tím, že jsou výměníky hned vedle sebe, se pro obsluhu snižuje jejich vzdálenost a nemusí tak přecházet mezi výměníky, což však není pouze výhodou, protože zároveň dojde k mírnému zhoršení přístupu operátora k paletě při upínání polotovarů či kontrole obrobků.



Obr. 29 Paletizace V3

6.4 Paletizace V4

Poslední, čtvrtá varianta (Obr. 30) kombinuje některé z výhod předchozích variant. V tomto případě jsou použity celkem čtyři translační výměníky, s tím že jsou vždy umístěny dvě na jednom loži, jako tomu bylo ve třetí variantě. Získáváme tak možnost polotovaru na technologické paletě ve stroji a další tři na paletách na výměnících. Získáváme tak jednu z výhod výměn s využitím skladovacích míst, aniž bychom si zkomplikovali výměnu odebíráním palet z obou stran výměníku. U této varianty by bylo možné aplikovat vylepšení přidáním druhého pracovního stolu na lože stroje, tím by došlo k dalšímu zrychlení samotné výměny obrobku, protože by byla paleta s polotovarem připravena na druhém stole již v momentě, kdy by první stůl s dokončeným obrobkem odjížděl k výměně. Toto vylepšení by však mělo smysl aplikovat pouze ve velice výjimečných případech, protože jak již bylo zmíněno výše, u velkých obráběcích center pro těžké obrobky není rychlost výměny tou nejzásadnější vlastností.



Obr. 30 Paletizace V4

6.5 Shrnutí návrhů paletizace a výběr parametrů pro jejich vyhodnocení

Základním, a současně u všech variant společným prvkem, je využití výměníku zároveň jako odkládacího místa. Z toho plynou, jak již bylo zmíněno výše, výhody i nevýhody. Výhodou je jednodušší konstrukce výměníku, díky jednostranné manipulaci. Nevýhodou je omezení rozšiřitelnosti celého systému automatické výměny obrobků. S ohledem na to, že stroje typu, pro který je AVO navrhováno, zpravidla vykonávají časově náročnější obráběcí operace a časy obrábění značně převyšují časy vedlejší, umožní i navržená řešení práci bez prostojů. Jednotlivé navržené varianty se mezi sebou liší například složitostí konstrukce, nároky na prostor, tím, jaký bude mít obsluha přístup při výměně kusů.

Jednotlivé navržené metody budou mezi sebou porovnávány metodou párového srovnání dle Dobřického na základě navržených parametrů v Tabulka 1.

Tabulka 1) Parametry pro hodnocení varianty paletizace

Parametr	Název parametru	Popis parametru
P1	Složitost	Komplikovanost konstrukce navržené varianty
P2	Přístup při obrábění	Omezení přístupu operátora k pracovnímu stolu stroje
P3	Kinematika	Úroveň složitosti pohybů
P4	Přístup pro upínání	Omezenost přístupu obsluhy k paletě při upínání polotovarů
P5	Náklady	Náklady na realizaci navržené varianty
P6	Zástavbový prostor	Nároky systému na prostor
P7	Rychlost	Rychlost výměny palety s obrobem za paletu s polotovarem

V Tabulka 2 jsou mezi sebou hodnoceny jednotlivé parametry. Na základě tohoto porovnání získáme pořadí jednotlivých parametrů pro získání jejich vah.

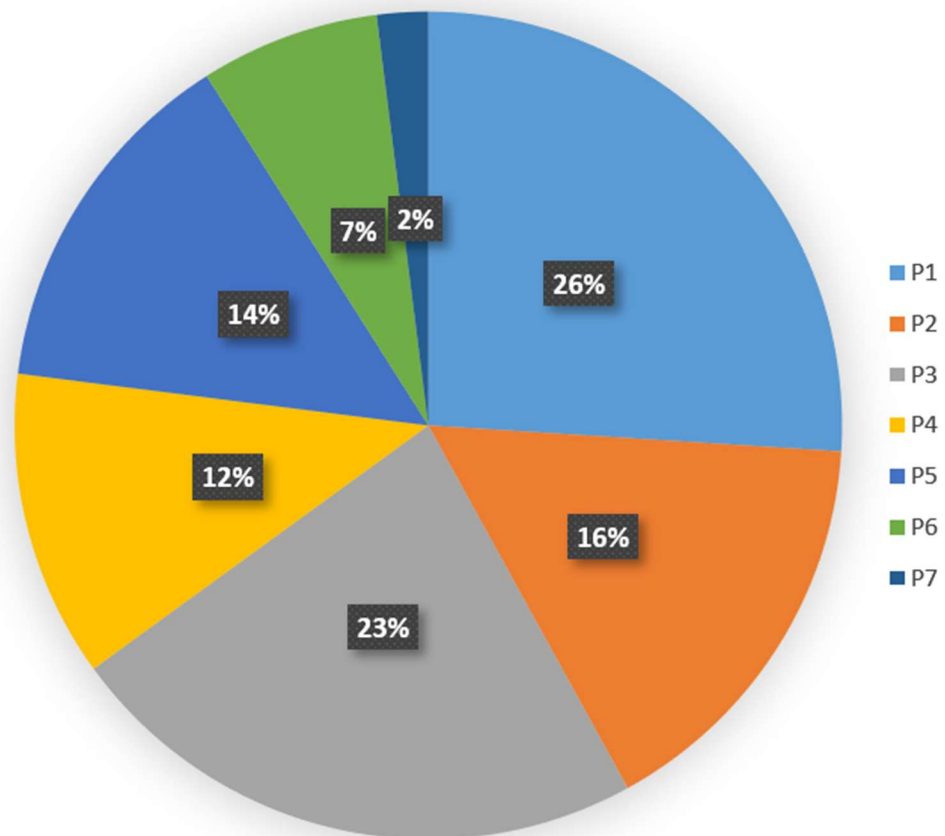
Tabulka 2) Porovnání parametrů pro hodnocení variant paletizace

Parametr	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	Suma	Pořadí
P1	P1	P1	P3	P1	P1	P1	P1	6	2
P2		P2	P3	P2	P5	P2	P2	5	3
P3			P3	P3	P3	P3	P3	7	1
P4				P4	P5	P4	P4	3	5
P5					P5	P5	P5	4	4
P6						P6	P6	2	6
P7							P7	1	7

Pořadí parametrů pro následující Tabulka 3 vyplývá z předchozího porovnání parametrů. V tomto kroku budou parametry porovnávány z pohledu jejich charakteristické blízkosti. Každé dvojici bude přiřazena hodnota od jedné do tří, přičemž: 1 - blízko, 2 - středně, 3 - daleko. Relativní váhu jednotlivých parametrů popisuje výšečový graf na Obr. 31.

Tabulka 3) Relativní váha parametrů pro hodnocení metod paletizace

Parametr	P3	P1	P2	P5	P4	P6	P7	Suma	Relativní váha
P3	1	1	2	1	2	2	1	10	23 %
P1		1	3	1	2	3	1	11	26 %
P2			1	2	1	1	2	7	16 %
P5				1	2	2	1	6	14 %
P4					1	1	3	5	12 %
P6						1	2	3	7 %
P7							1	1	2 %
							Suma	43	100 %



Obr. 31 Graf relativních vah parametrů pro hodnocení paletizace

6.6 Výběr nejvhodnější varianty paletizace

Na základě výše určených parametrů a jejich získaných vah, je vypracována Tabulka 4, ve které je každá varianta bodově hodnocena od 1 do 5, přičemž 5 je nejlepší dosažitelný výsledek a 1 nejhorší možný výsledek. Za nejvhodnější variantu bude považována varianta s nejvyšším počtem dosažených bodů.

Tabulka 4) Hodnocení metod paletizace

	Váha parametru		Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Varianta 4	
			Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body
P1	26 %	11	4	44	4	44	3	33	3	33
P2	16 %	7	3	21	5	35	2	14	4	28
P3	23 %	10	4	40	4	40	4	40	4	40
P4	12 %	5	4	20	4	20	2	10	3	15
P5	14 %	6	3	18	3	18	4	24	2	12
P6	7 %	3	4	12	3	9	5	15	2	6
P7	2 %	1	3	3	2	2	4	4	4	4
Celkové body			158		168		140		138	
Pořadí			2		1		3		4	

Na základě hodnocení je nejlepší variantou varianta 2, která předčila druhou nejlepší variantu 1, díky lepšímu hodnocení v parametru P2 – neomezuje operátorovi přístup k pracovnímu stolu během procesu obrábění. Varianta 1 dosáhla lepšího hodnocení než „vítězná“ varianta v parametrech P6 a P7, kterými jsou nároky na zástavbový prostor a rychlost výměny. Tyto parametry však nejsou s ohledem na hodnocení parametrů tak důležité. Zvolená varianta předčí varianty P3 a P4 v složitosti navrhovaného systému, přístupu operátora jak k paletě při upínání nových kusů, tak v případě varianty 3 i v přístupu k pracovnímu prostoru stroje. Z pohledu nákladů je výrazně ekonomičtější než varianta 4, která je ekonomicky náročnější, avšak to je způsobeno tím, že disponuje celkem 4 odkládacími místy. V parametru P6, jež popisuje nároky na zástavbu byla varianta 3 neoptimalnější, v parametru P7, zastupujícím rychlost výměny jsou shodně nejlépe hodnoceny varianty 3 a 4.

7 TYP KONSTRUKCE PALETOVÉHO VÝMĚNÍKU

Následující kapitola bude navazovat na kapitolu předchozí, kdy budou navržena různá konstrukční řešení výměníku palet pro vybranou variantu. Varianty budou hodnoceny obdobným způsobem, jako v předchozím kroku a bude vybrána nejvhodnější a pro ni budou provedeny potřebné technické výpočty.

7.1 Upínání palety do stroje

Řešení upnutí palety na upínací základ stroje je zásadní, protože jde o část procesu s obrovským vlivem nejen na automatickou výměnu palet a konstrukci zařízení pro ni určeného, ale především na samotný výsledek obrábění. Kvalita a přesnost výsledného obrobku, je přímo ovlivněna přesností upnutí palety na upínacím základu. Nejen přesnost je však důležitým faktorem pro rozhodování, jako při každé volbě je důležitá cena řešení, složitost montáže funkčních částí do celku a také složitost samotné funkce, zde tedy složitost upínání.

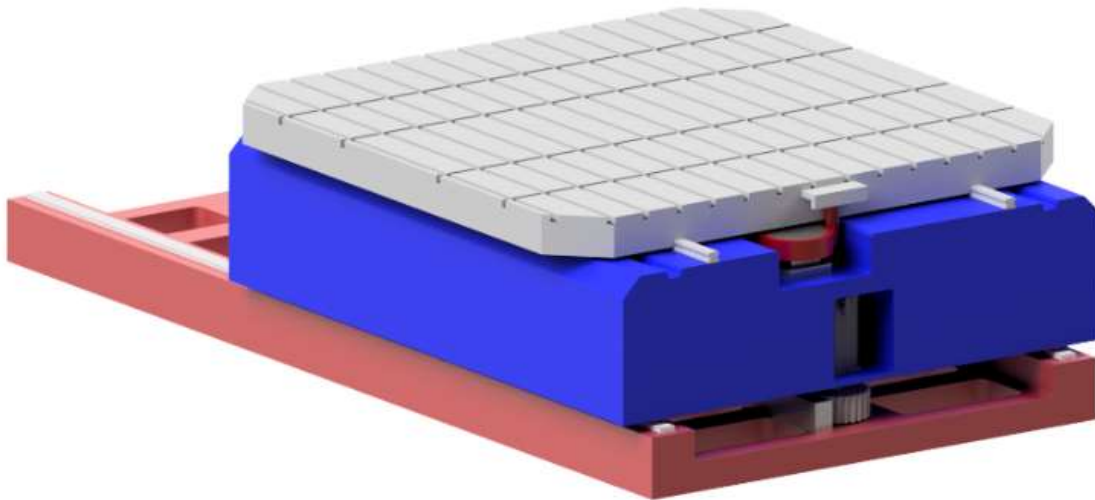
Na základě výše zmíněných kritérií, je zvoleno řešení s využitím zero-point systému, protože při využití této varianty je zajištěna vysoká přesnost, například systém od společnosti Zero clamp dosahuje nulového upnutí při opakovatelné přesnosti 2,5 mikronů. Další výhodou oproti ostatním variantám je jednoduchost montáže i samotného použití, a to při využití jednotek stejného typu, odpadá tak nutnost kombinace středících a unášecích čepů. Zero-point systém je ve výchozí poloze „upnut“ a i přes to, že tedy nevyžaduje při upínání žádnou energii dosahuje například ten od Zero clamp upínací síly až 60 kN, přitom pro jeho uvolnění stačí pneumatika o tlaku necelých 6 bar.

Na spodní ploše palety budou umístěny upínací čepy a ve stroji bude jejich protikus v podobě upínacího hrnce. Upínací systém bude ovládán pneumaticky. Pohyb palety na stroji bude zajišťovat lineární vedení, které musí být vzhledem k vybranému řešení upínání palety ve stroji ve vertikálním směru pohyblivé, aby nedocházelo ke kolizi upínacích čepů s částmi stroje, či upínacími hrnci. Tento zdvih bude realizován pomocí hydraulických válců.

Odebrání palety proběhne v několika krocích. Prvním krokem bude uvolnění upínacího systému Zero-point pomocí stlačeného vzduchu. Následovat bude nadvzvednutí palety a zároveň jejího vedení na stroji do potřebné výškové úrovně, kdy budou upínací čepy nad upínacími hrnci. Poté již bude paleta vytažena ze stroje na výměník, o jehož konstrukčním řešením bude pojednááno v následující části.

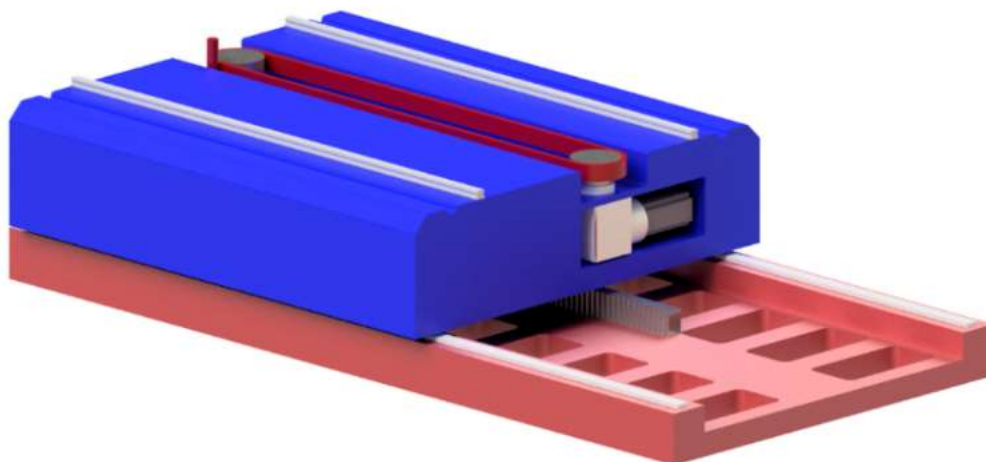
7.2 Konstrukce výměníku V1

První konstrukční varianta (Obr. 33) se skládá ze dvou lineárních vedení. První z nich se nachází na základu výměníku a slouží k přesunu výměníku ke stroji pro vyjmutí palety, výměník je tak po většinu času vzdálen od stroje, a tedy i procesu obrábění, čímž se snižuje riziko znečištění funkčních ploch výměníku třískami vznikajícími při obrábění, či provozní kapalinou. Pojezd výměníku zajišťuje ozubený hřeben s pastorkem, přičemž hřeben je umístěn na základu a pastorek s pohonem je součástí výměníku. Kolečnice lineárního vedení jsou umístěny na základu výměníku, vozíky jsou součástí pohyblivé části výměníku.



Obr. 32 Konstrukce výměníku V1

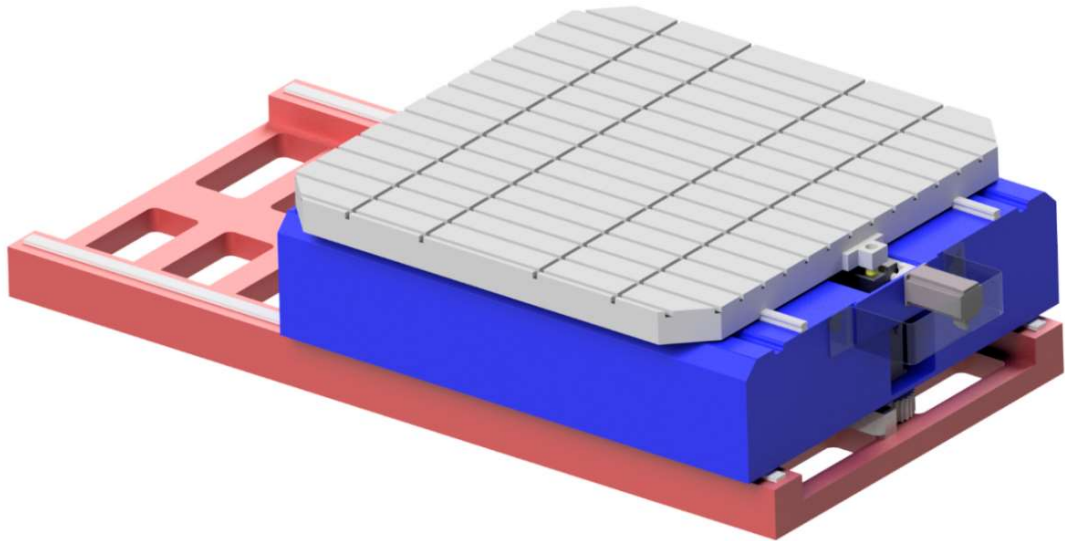
Samotný pohyb palety z a do stroje zajišťuje druhé lineární vedení. Tentokrát je využit řetěz, na němž je upevněn unášecí čep. Řetěz je napnut mezi dvěma koly, z nichž přední je hnací, poháněné pomocí motoru s převodovkou a zadní je hnané a je pomocí něj umožněno dopínání řetězu. Když čep na řetězu „objíždí“ hnací kolo, přirozeně tak zajíždí do unášecí drážky v paletě. Není tedy třeba použití žádného ovládaného prvku, který by byl vsouván do palety pro její unášení, v tom také tkví největší výhoda tohoto řešení. Jedná se tak o jednoduché, avšak funkční řešení, u kterého není velké riziko poruchy. Konstrukce první varianty výměníku bez palety je znázorněna na Obr. 33.



Obr. 33 Konstrukce výměníku V1 bez palety

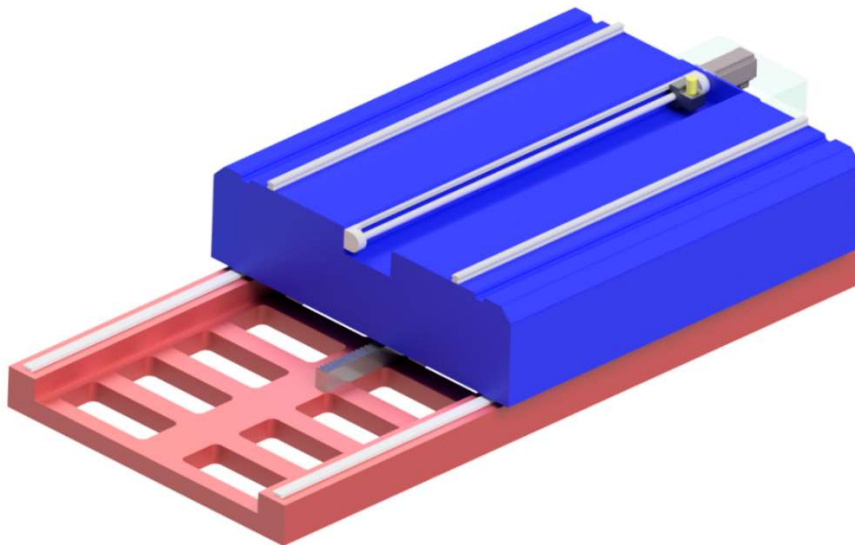
7.3 Konstrukce výměníku V2

Druhá konstrukční varianta viz Obr. 34 se stejně jako ta první skládá ze dvou lineárních vedení. Spodní vedení, jež slouží k pohybu výměníku po základu stroje, je řešena stejně jako v prvním případě, a to včetně řešení pohonu.



Obr. 34 Konstrukce výměníku V2

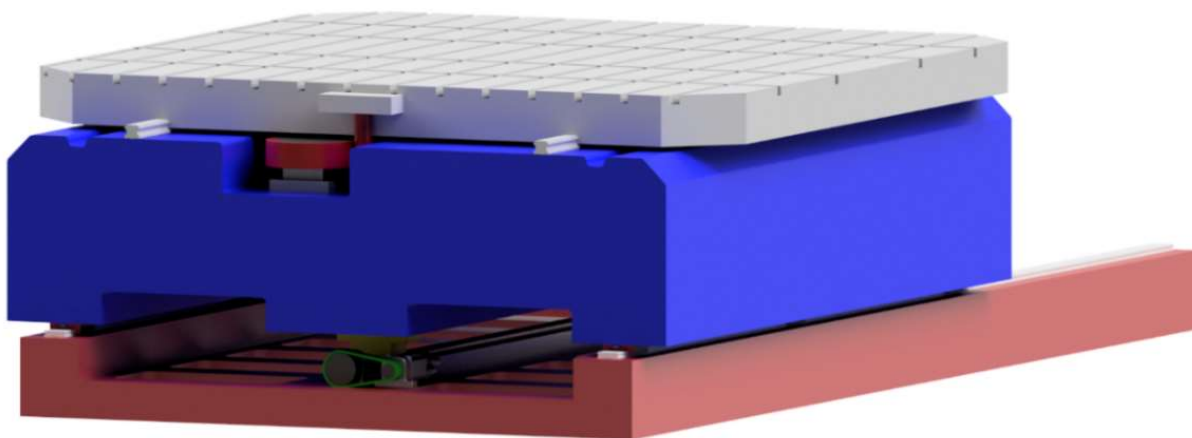
Rozdílnost variant spočívá v řešení samotného přesunutí palety do a ze stroje. V této variantě byl použit kuličkový šroub v kombinaci s lineárním vedením a supportem. Unášení palety zajišťuje výsuvný čep, jenž se zasouvá do unášecího oka na čele technologické palety. Při nabírání palety tedy dojde pomocí kuličkového šroubu support s výsuvným čepem pod unášecí oko, následně dojde k vysunutí čepu a přetažení palety do požadované pozice, v té se čep zasune do výchozí pozice a paleta se tím uvolní. Hlavní výhodou použití kuličkového šroubu je nižší potřebný točivý moment, což umožňuje použití slabšího a tím energeticky úspornějšího motoru. Naopak jejich nevýhodou je větší náchylnost k poškození vlivem nečistot v porovnání s variantou, kde byl použit řetěz s čepem. Dále může být nevýhodou omezená délka kuličkového šroubu, kterou lze pořídit bez nutnosti podpěr. Druhá konstrukční varianta bez palety je na Obr. 35.



Obr. 35 Konstrukce výměníku V2 bez palety

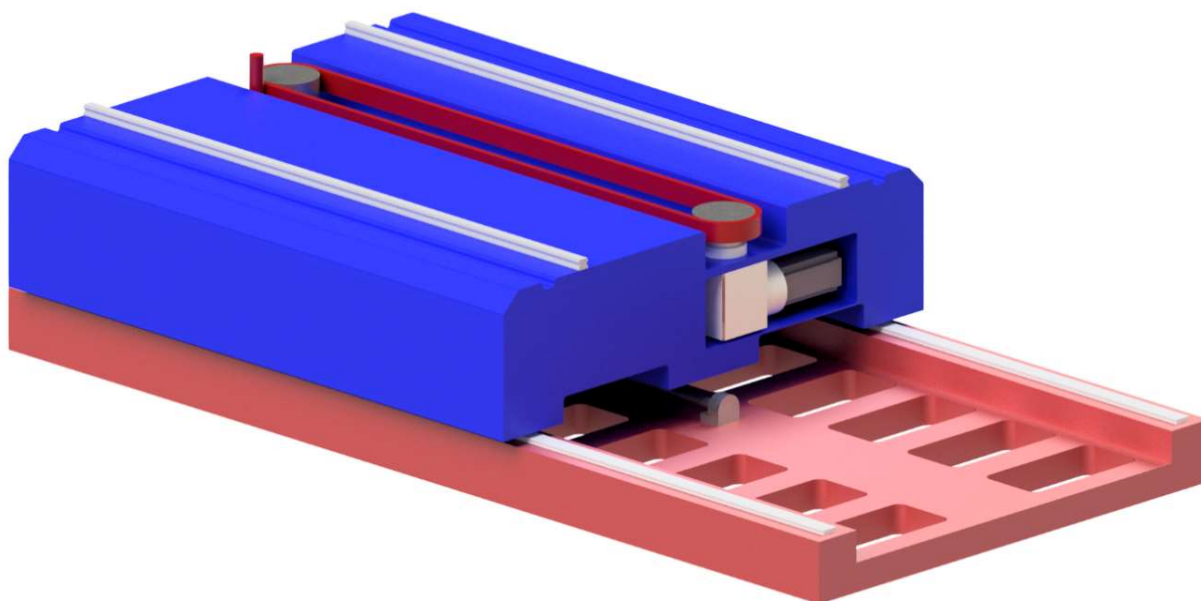
7.4 Konstrukce výměníku V3

Třetí konstrukční varianta výměníku zobrazená na Obr. 36 je kombinací dvou předchozích. Pohyb výměníku po jeho základu je tentokrát zajišťován kuličkovým šroubem. Oproti předchozímu použití kuličkového šroubu se však jedná o stále spojení výměníku se základem, přičemž na základu výměníku se nachází kuličkový šroub poháněný přes řemen elektromotorem. S výměníkem je spojena matice. I zde platí výhody a nevýhody mechanismu s kuličkovým šroubem, jež byly zmíněny u předchozí varianty.



Obr. 36 Konstrukce výměníku V3

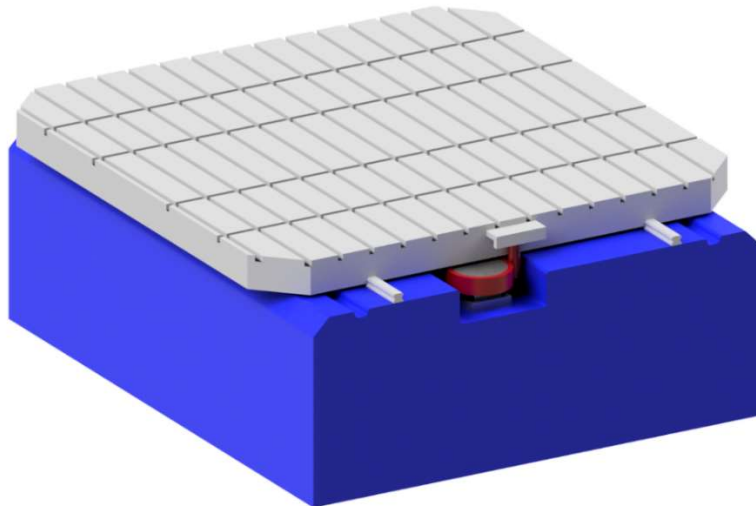
Pohyb palety po výměníku je řešen obdobně jako tomu bylo u první varianty. Paleta je unášena čepem, který je připojen na válečkovém řetězu a přirozeným pohybem zajíždí do drážky na paletě a zajišťuje tak její pohyb bez nutnosti jakýchkoliv dalších ovládacích prvků. Třetí konstrukční varianta bez palety je na Obr. 37.



Obr. 37 Konstrukce výměníku V3 bez palety

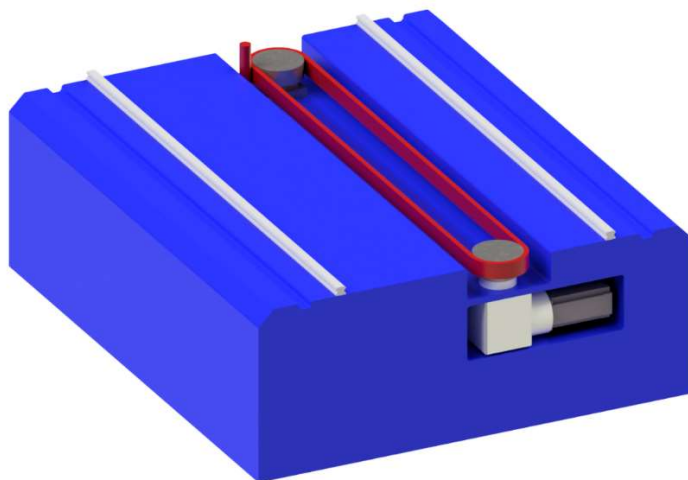
7.5 Konstrukce výměníku V4

Poslední, čtvrtá varianta je oproti předchozím třem jednodušší, díky tomu, že je zde pouze jedno lineární vedení viz Obr. 38. Vzhledem ke zvolené variantě umístění palet u stroje, kdy byla v předchozí kapitole vyhodnocena jako neoptimálnější varianta, s paletami na koncích osy X, lze použít variantu bez zajištěného pohybu výměníku po jeho základu. Díky tomu, že se výměník nebude nacházet v přímé blízkosti místa obrábění, například jako tomu je při řešení, kdy jsou výměníky umístěny před strojem, kolmo k ose X, se výrazně snižuje riziko znečištění funkčních ploch třískami či provozními kapalinami a při správném použití ochranných prvků a prvků krytování je možné použít i tuto jednodušší variantu.



Obr. 38 Konstrukce výměníku V4

Horní část výměníku, která zajišťuje pohyb palety, je řešena opět pomocí válečkového řetězu s unášecím čepem, jak je vidět na Obr. 39, a to nejen kvůli jednoduchosti tohoto řešení, ale primárně kvůli menší náchylnosti k poruše v případě nějakého drobného znečištění, které by varianta s řetězem snášela lépe než varianta s kuličkovým šroubem, kde by zároveň oprava případné poruchy byla nákladnější.



Obr. 39 Konstrukce výměníku V4 bez palety

7.6 Shrnutí návrhů konstrukce výměníku a výběr parametrů pro jejich hodnocení

Na základě předchozí kapitoly byly navrženy čtyři konstrukční varianty výměníku vhodné pro vybranou variantu paletizace. První tři navržené varianty jsou velice podobné, všechny jsou tvořeny základem výměníku a samotným výměníkem. Liší se hlavně pohonem na jednotlivých vedeních a s tím je spojená rozdílnost samotného „těla“ výměníku. Poslední varianta se liší výrazněji, výměník není umístěn pohyblivě na základu, je tedy na rozdíl od předchozích třech variant statický a jediné vedení na této variantě slouží pro přesun palety ze stroje na výměník.

Výběr nejvhodnější z navržených variant bude proveden stejným způsobem, jako tomu bylo při hodnocení variant paletizace v kapitole 6. Zvolené parametry pro hodnocení jsou uvedeny v Tabulka 5.

Tabulka 5) Parametry pro hodnocení konstrukce výměníku

Parametr	Název parametru	Popis parametru
P1	Tuhost konstrukce	
P2	Složitost konstrukce	Složitost konstrukčního provedení
P3	Ochrana vedení	Úroveň ochrany vedení před provozními kapalinami a třískami z obrábění
P4	Náklady	Náklady na realizaci navržené varianty
P5	Rychlost	Rychlost výměny palety s obrobeným kusem za paletu s polotovarem
P6	Hmotnost	Hmotnost navrženého výměníku
P7	Zástavbový prostor	

V následující Tabulka 6 budou jednotlivé parametry porovnány mezi sebou, z čehož získáme jejich pořadí pro další tabulku, ve které již bude parametrům přiřazena váha.

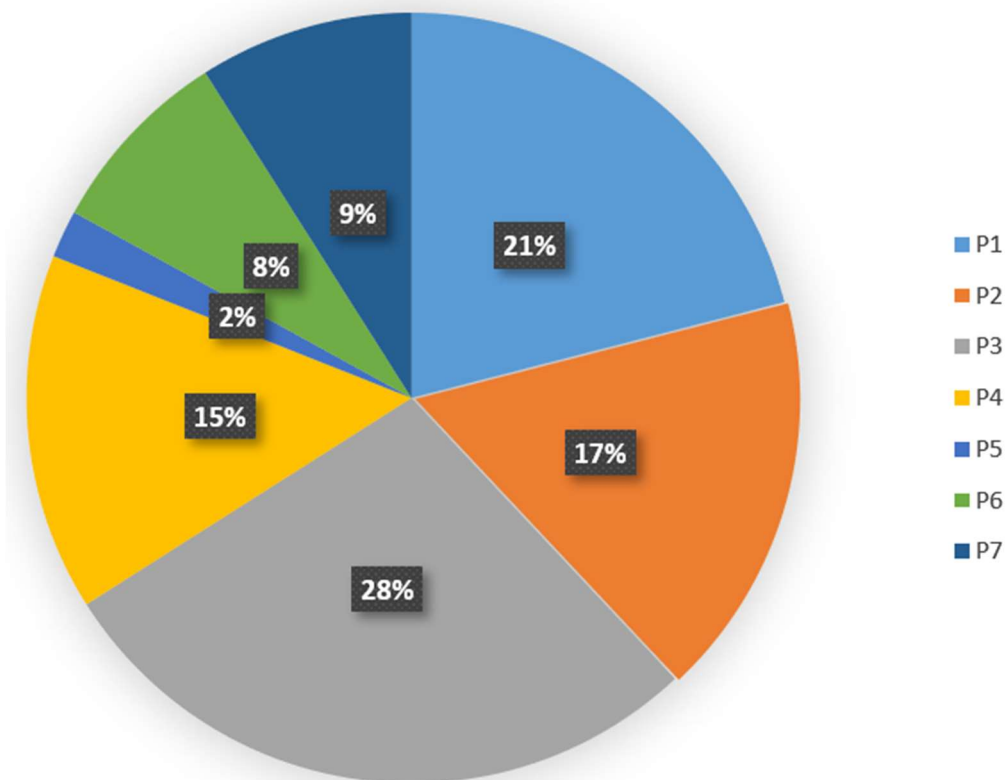
Tabulka 6) Porovnání parametrů pro hodnocení variant konstrukce výměníku

Parametr	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	Suma	Pořadí
P1	P1	P1	P3	P1	P1	P1	P1	6	2.
P2		P2	P3	P2	P2	P2	P2	5	3.
P3			P3	P3	P3	P3	P3	7	1.
P4				P4	P4	P4	P4	4	4.
P5					P5	P6	P7	1	7.
P6						P6	P7	2	6.
P7							P7	3	5.

Pořadí parametrů pro Tabulka 7 vyplívá z předchozího porovnání parametrů. V tomto kroku budou parametry porovnávány z pohledu jejich charakteristické blízkosti. Každé dvojici bude přiřazena hodnota od jedné do tří, přičemž: 1 - blízko, 2 - středně, 3 - daleko. Relativní váhu jednotlivých parametrů popisuje výšečový graf viz Obr. 40.

Tabulka 7) Relativní váha parametrů pro hodnocení variant konstrukce výměníku

Parametr	P3	P1	P2	P4	P7	P6	P5	Suma	Relativní váha
P3	1	3	2	2	3	1	3	15	28 %
P1		1	1	2	3	1	3	11	21 %
P2			1	1	3	2	2	9	17 %
P4				1	3	2	2	8	15 %
P7					1	2	2	5	9 %
P6						1	3	4	8 %
P5							1	1	2 %
							Suma	53	100 %



Obr. 40 Graf relativních vah parametrů pro hodnocení konstrukční varianty

7.7 Výběr varianty konstrukce výměníku

Tabulka 8 je vypracována na základě vybraných parametrů a vah, které jim byly v předchozí části práce přiřazeny. Zde jsou jednotlivým variantám přiřazovány v každém parametru body 1-5, kdy 5 je nejlepší možný bodový zisk, které v kombinaci vahou parametrů dávají konečné body varianty, které rozhodují o finálním pořadí. Za nejlepší je považována varianta s nejvyšším bodovým ziskem.

Tabulka 8) Hodnocení variant konstrukce výměníku

	Váha parametru		Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Varianta 4	
			Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body	Udělené body	Celkové body
P1	21 %	11	3	33	2	22	3	33	4	44
P2	17 %	9	4	36	3	27	3	27	5	45
P3	28 %	15	4	60	3	45	4	60	2	30
P4	15 %	8	3	24	2	16	2	16	4	32
P5	2 %	1	3	3	3	3	3	3	4	4
P6	8 %	4	3	12	3	12	3	12	4	16
P7	9 %	5	3	15	3	15	3	15	4	20
Celkové body			183		140		166		191	
Pořadí			2.		4.		3.		1.	

Z navržených variant získala nejlepší bodové ohodnocení čtvrtá varianta, která předčila ostatní varianty hlavně jednoduchostí svojí konstrukce, se kterou jsou spjaty také nižší náklady na realizaci a předpokládaná tuhost konstrukce. Tato varianta byla vyhodnocena jako nejlepší i přesto, že získala nejhorší ohodnocení v parametru zastupujícím ochranu vedení, která souvisí se spolehlivostí zařízení a byla mu přiřazena největší váha. Tento nedostatek zvolené varianty však zmírňuje zvolená varianta paletizace, kdy bude výměník umístěn na koncích pojezdu v ose X, tedy daleko od samotného místa obrábění. Dále je možné tento nedostatek eliminovat vhodným krytováním funkčních částí výměníku. Druhou nejlepší variantou byla zvolena varianta s ozubeným hřebenem a pastorkem pro pohyb výměníku na základu a řetězem s unášecím čepem pro pohyb palety na výměníku. Třetí byla varianta s kuličkovým šroubem pro pohyb výměníku na základu, pohyb palety po výměníku je v této variantě opět řešen pomocí řetězu a čepu. Poslední skončila varianta, kde byl použit kuličkový šroub s výsuvným čepem pro unášení palety.

8 VÝPOČTY PRO KONSTRUKCI NÁVRHU

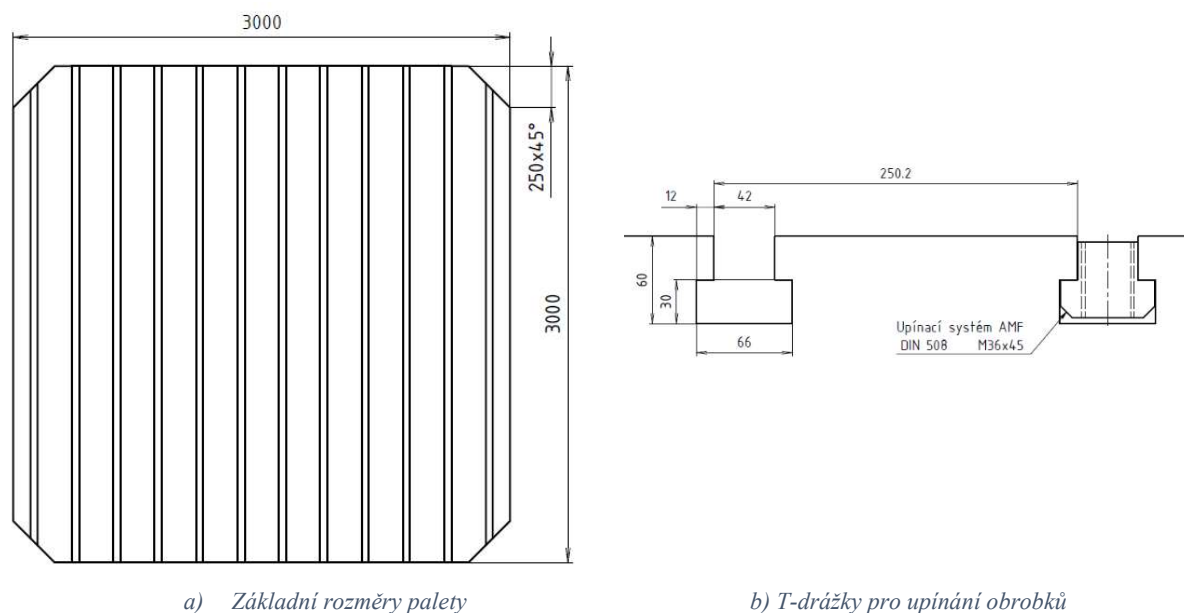
V této kapitole budou zpracovány výpočty pro správnou a bezpečnou volbu jednotlivých uzlů konstrukčního návrhu výměníku, jako například vhodný zero-point systém, vedení palety na výměníku a upínacím základu stroje, jednotlivé části náhonu pro pohyb palety. Na základě těchto výpočtů bude následně provedena samotná konstrukce zařízení s použitím správně zvolených komponent.

8.1 Upínací systém

Aby bylo možné začít s návrhem samotného výměníku, je potřeba definovat typ technologické palety pro upínání obrobků a vhodný upínací systém, zajišťující přesné opakovatelné upnutí palety na upínací základ stroje o vysoké tuhosti.

8.1.1 Upínání obrobků

Horizontální frézovací centra umožňují nejen frézování, ale také soustružení. Vzhledem k tomu, že se ale jedná primárně o stroj určený pro frézování, nebude zvolena paleta kruhového typu, ale čtvercová paleta o již dříve avizovaných rozměrech 3000×3000 mm dimenzována na obrobky o maximální hmotnosti 40 000 kg. Vzhledem k tomu, že jde o stroj určený pro těžké obrobky, bude využit nejčastější typ upínání obrobků pro tuto kategorii, tedy varianta palety s T-drážkami. Velikost T-drážky je volena na základě dostupného upínacího systému AMF odpovídajícího normě DIN 508. Byla zvolena řada M36×42 [26]. Upínací T-drážky v paletě spolu s T-maticí jsou vidět na Obr. 41. Na paletě daných rozměrů se vzhledem ke zvolené rozteči jednotlivých drážek nachází celkem 12 T-drážek.



Obr. 41 Zobrazení základních parametrů palety

8.1.2 Výpočet ekvivalentní řezné síly

Pro kontrolní výpočty bezpečnosti upnutí je třeba znát ekvivalentní řeznou sílu. Ta bude počítána ze vzorku řezných sil při různých operacích a různých materiálech. Pro rychlejší získání jednotlivých hodnot byl použit kalkulátor pro výpočet parametrů obrábění od společnosti Walter, který se zabývá výrobou a prodejem nástrojů pro obrábění.

$$\text{Výpočet ekvivalentní síly} \quad F_{ekv} = \sqrt{\frac{t_1 \times F_1^2 + t_2 \times F_2^2 + \dots + t_n \times F_n^2}{t_c}} \quad (1)$$

Pro získání hodnot byl použit kalkulátor od výrobce nástrojů společnosti Iscar.

Pro potřeby výpočtu pro čelní frézování budeme uvažovat nástroj o průměru 100 mm, pro nástroj budeme předpokládat 5 zubů, hloubka řezu a_p bude 5 mm a budeme frézovat celým průměrem nástroje do plného materiálu, posuv na zub f_z 0,1 mm. Řezné síly při čelním frézování jsou uvedeny v Tabulka 9.

Tabulka 9) Řezné síly pro čelní frézování [27]

Materiál	Zastoupení mat. v operacích na stroji	Řezná síla při čelním frézování
Vysokolegovaná ocel (X8Ni9)	30 %	7 666 N
Šedá litina (EN-JL1020)	25 %	2 934 N
Nerezová ocel (X5CrNiCu15-3)	15 %	5486 N
Slitiny mědi (CuZn10)	20 %	2875 N
Slitiny na bázi Ni nebo Co (NiCr20Co18Ti)	10 %	11 053 N
Ekvivalentní řezná síla		6 178 N

Pro boční frézování budeme uvažovat monolitní frézu o průměru 60 mm se třemi zuby. Řezná rychlost v_c bude stejně jako v předchozím případě 300 m/min, hloubka řezu a_p bude 80 mm, šířka řezu a_e 5 mm. Posuv na zub f_z bude opět stejný jako v předchozím případě 0,1 mm. Řezné síly při bočním frézování jsou uvedeny v Tabulka 10.

Tabulka 10) Řezné síly pro boční frézování [27]

Materiál	Zastoupení mat. v operacích na stroji	Řezná síla při bočním frézování
Vysokolegovaná ocel (X8Ni9)	30 %	5 202 N
Šedá litina (EN-JL1020)	25 %	2 195 N
Nerezová ocel (X5CrNiCu15-3)	15 %	4 103 N
Slitiny mědi (CuZn10)	20 %	1 714 N
Slitiny na bázi Ni nebo Co (NiCr20Co18Ti)	10 %	7 261 N
Ekvivalentní řezná síla		4 208 N

Pro získání řezných sil při soustružení bude použit kalkulátor Iscaru. V tomto případě bude z kalkulátoru získána pouze hlavní složka řezné síly F_c . Pro jednodušší získání součtu všech složek této síly budou uvažovány následující vztahy.

$$\text{Axiální složka řezné síly} \quad F_f = 0,25 \times F_c \quad (2)$$

$$\text{Radiální složka řezné síly} \quad F_p = 0,4 \times F_c \quad (3)$$

$$\text{Řezná síla} \quad F = \sqrt{F_c^2 + F_f^2 + F_p^2} \quad (4)$$

Uvažované řezné podmínky pro soustružení: hloubka řezu a_p 5 mm, úhel náběhu k 90° , posuv na otáčku 0,6 mm a úhel čela 5° , řezná rychlost v_c bude 300 m/min. Řezné síly pro při soustružení jsou v Tabulka 11.

Tabulka 11) Řezné síly pro soustružení [27]

Materiál	Zastoupení mat. v operacích na stroji	Řezná síla při soustružení
Vysokolegovaná ocel (X8Ni9)	30 %	8 454 N
Šedá litina (EN-JL1020)	25 %	3 909 N
Nerezová ocel (X5CrNiCu15-3)	15 %	7 306 N
Slitiny mědi (CuZn10)	20 %	2466 N
Slitiny na bázi Ni nebo Co (NiCr20Co18Ti)	10 %	11 446 N
Ekvivalentní řezná síla		6 898 N

Pro soustružení je nutné znát také otáčky, ty vychází z řezu vztahu s řeznou rychlostí a průměrem obrobku. Průměr rotující části D_{rot} bude 1 418 mm.

$$n_{obr} = \frac{1\,000 \times v_c}{\pi \times D_{rot}} = \frac{1\,000 \times 300}{\pi \times 1\,418} = 67 \text{ ot/min} \quad (5)$$

U soustružení řešíme také kroutící moment, abychom mohli následně zkontrolovat, zda bude takový moment pomocí Zero-point systému vůbec možné přenášet. Pro výpočet volíme průměr obrobku 2800 mm, řeznou rychlost v_c 300 m/min, hloubku záběru a_p 5 mm, posuv na otáčku f_r 0,7 mm, úhel čela 5° a úhel náběhu k 90° . Kroutící moment při soustružení je v Tabulka 12.

Tabulka 12) Kroutící momenty při soustružení [27]

Materiál	Zastoupení mat. v operacích na stroji	Kroutící moment soustružení
Vysokolegovaná ocel (X8Ni9)	30 %	12 034 Nm
Šedá litina (EN-JL1020)	25 %	5 588 Nm
Nerezová ocel (X5CrNiCu15-3)	15 %	10 448 Nm
Slitiny mědi (CuZn10)	20 %	3 488 Nm
Slitiny na bázi Ni nebo Co (NiCr20Co18Ti)	10 %	16 267 Nm
Ekvivalentní M_k		9 842 Nm

Poslední uvažovanou operací pro získání ekvivalentní řezné síly bude vrtání, opět použijeme kalkulátor Iscar. Pro výpočet budeme uvažovat vrtání otvoru o průměru 100 mm, díra bude předvrtaná na 50 mm, vrták bude mít dva břity, posuv na otáčku f_r bude 0,1 mm, vrcholový úhel vrtáku 118° a efektivní úhel čela zůstane 0° .

Tabulka 13) Řezné síly při vrtání [27]

Materiál	Zastoupení mat. v operacích na stroji	Axiální síla při vrtání
Vysokolegovaná ocel (X8Ni9)	30 %	7 854 N
Šedá litina (EN-JL1020)	25 %	3 239 N
Nerezová ocel (X5CrNiCu15-3)	15 %	6 055 N
Slitiny mědi (CuZn10)	20 %	2 458 N
Slitiny na bázi Ni nebo Co (NiCr20Co18Ti)	10 %	10 542 N
Ekvivalentní axiální síla		6 241 N

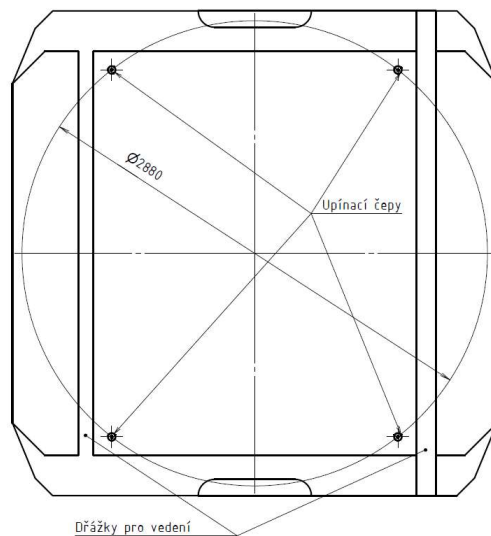
Z ekvivalentních řezných sil při jednotlivých operacích, vypočítaných ze spektra situací s různými materiály, vychází na základě procentuálního zastoupení operace ve spektru využití stroje, celková ekvivalentní síla, tu lze najít v Tabulka 14.

Tabulka 14) Ekvivalentní řezná síla

Technologie	Procentuální zastoupení operace	Ekvivalentní síla
Čelní frézování	45 %	6 178 N
Boční frézování	40 %	4 208 N
Soustružení	15 %	6 898 N
Výsledná ekvivalentní síla		5 603 N

8.1.3 Upínání palety na upínací základ

Pro upínání palety na upínací základ bylo vybráno řešení pomocí zero-point systému. Z rešeršní části vyplývá, že tento systém je na vysoké úrovni od výrobce Zero Clamp, proto byl zvolen právě tento výrobce. V první fázi byla zvolena varianta se čtyřmi jednotkami. Do spodní strany palety budou zašroubovány upínací čepy, jejich protikusy – upínací disky budou na upínacím základu stroje, ve kterém musí být vedení pro tlakový vzduch, jež je používán pro uvolňování upnutí palety zero-point systém. Mimo tlakového vzduchu pro uvolňování upnutí budou v upínacím základu po vzoru konzoly pro automatizaci od společnosti Zero Clamp také kanály s funkcí výfuku a rychlého očištění upínací jednotky. Jak budou upínací čepy na paletě rozmístěny je k vidění na Obr. 42, mimo upínacích čepů jsou na obrázku vidět také vodící drážky, které slouží pro vedení pohybu palety při procesu výměny.



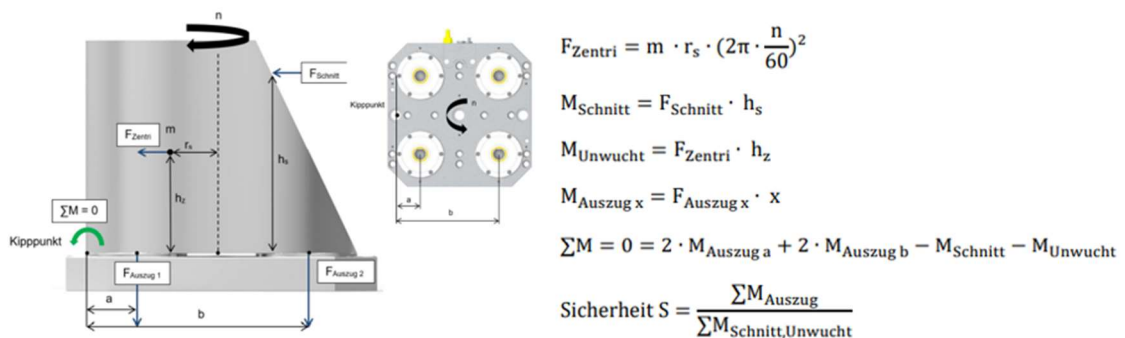
Obr. 42 Umístění upínacích čepů na paletě

8.1.4 Kontrola Zero-point systému

Při kontrole Zero-point systému bude nejdříve kontrolováno, zda upínací disky drží upínací trny dostatečně velkou silou, aby nedošlo k jejich vytržení během obrábění. V druhé části bude ověřeno, zda dokáže systém přenášet potřebný kroutící moment během obrábění.

8.1.4.1 Kontrola upínací síly proti vytržení

Při kontrole zero-point systému proti vytržení bude postupováno podle postupu, který doporučuje výrobce Obr. 43.

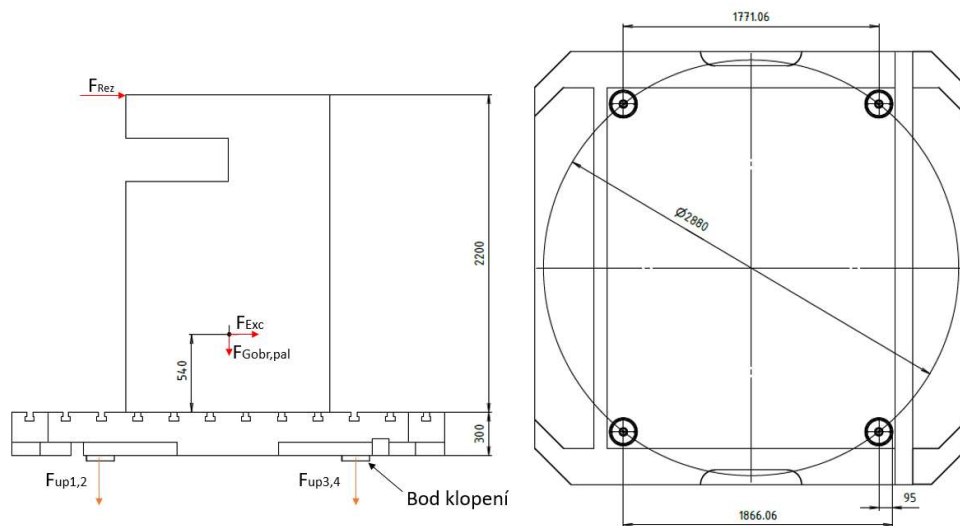


Obr. 43 Kontrola Zero Clamp pro situaci s rotační součástí [28]

Z obrázku je zřejmé, že kontrola spočívá v porovnání poměru momentů působících proti loži a momentů od zatěžujících sil. Tento poměr by měl být na doporučení výrobce větší než 3 [28].

Byl navržen systém s upínacím diskem o průměru 190 mm a příslušným upínacím čepem. V této variantě je upínací síla 60 kN. Potřebný tlak pro uvolnění upnutí zůstává i při použití této varianty pouze 5,5 bar. Z dostupných upínacích čepů byla zvolena varianta s největším závitem, tedy M24, uložení čepu je 30k6.

Pro výpočet budeme uvažovat rotační součást jejíž hmotnost spolu s hmotností palety bude v součtu dosahovat 40 000 kg. Pro paletu uvažujeme přibližně 15 000 kg a pro obrobek 25 000 kg. Při hustotě oceli $7\,850\text{ kg/m}^3$ přibližně takové hmotnosti odpovídá polotovar o průměru 1 418 mm a délce 2 200 mm. Tato délka byla zvolena jako teoretická maximální výška obráběné součásti, reálně vyplývá z parametrů konkrétního stroje. Aby bylo upínání počítáno na extrémnější situaci, obrobek má z jedné strany zafrézování Obr. 44, čímž se těžiště obrobku vychyluje mimo osu otáčení a vzniká excentrická síla. Parametry pro kontrolní výpočet jsou v Tabulka 15.



Obr. 44 Znárodnění navržené situace pro kontrolu systému s rotační součástí

Tabulka 15) Parametry pro kontrolu upínacího systému Zero Clamp při soustružení

Otáčky obrobku	$n_{obr} = 67\text{ ot/min}$
Hmotnost rotujících částí	$m_{obr,pal} = 40\,000\text{ kg}$
Vzdálenost těžiště od palety	$h_z = 0,54\text{ m}$
Tloušťka palety	$h_{pal} = 0,3\text{ m}$
Výška obrobku	$v_{obr} = 2,200\text{ m}$
Kratší rameno ke klopnému bodu	$a = 0,095\text{ m}$
Delší rameno ke klopnému bodu	$b = 1,866\text{ m}$
Vyosení těžiště	$r_s = 0,0092\text{ m}$
Síla způsobená excentricitou	F_{Exc}
Řezná síla od soustružení	$F_{RezSous} = 6\,840\text{ N}$
Upínací síla modulu [10]	$F_{up} = 60\,000\text{ N}$
Průměr upínacího modulu	$d_m = 0,190\text{ m}$

Síla způsobená excentricitou těžiště a otáčkami:

$$F_{Exc} = m_{obr,pal} \times r_s \times (2\pi \times \frac{n}{60})^2 = 40\,000 \times 0,0092 (2\pi \times \frac{67}{60})^2 = 18\,115,68 \text{ N} \quad (6)$$

Protože se jedná o výpočet dle doporučení výrobce, kde je uvažováno soustružení, pro parametr řezné síly použijeme ekvivalentní sílu od soustružení.

Výpočet momentu od zatěžujících sil:

$$M_{Exc,Rez} = F_{Rez} \times (v_{obr} + h_{pal}) + F_{Exc} \times (h_z + h_{pal}) = 6\,840 \times (2,2 + 0,3) + 18\,115,68 \times (0,54 + 0,3) = 17\,100 + 15\,217,17 = 32\,317,17 \text{ Nm} \quad (7)$$

Při výpočtu momentu působících proti loži zanedbáváme moment od gravitační síly způsobené hmotností palety a obrobku. Touto silou by byla „zlepšována“ bezpečnost a při jejím zanedbání pouze uvažujeme „horší stav“.

Výpočet momentu působících proti loži

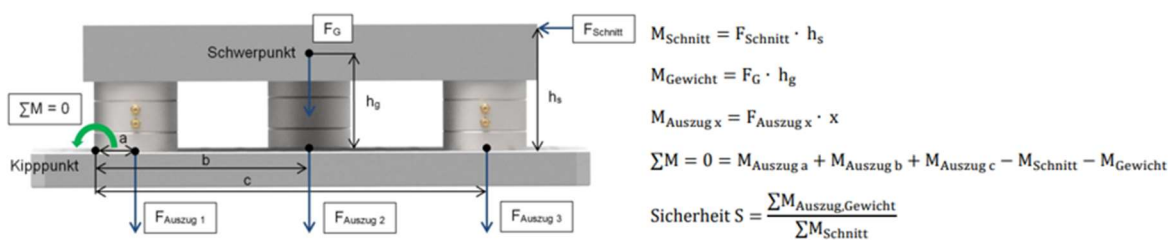
$$M_{up} = 2 \times F_{up} \times a + 2 \times F_{up} \times b = 2 \times 60\,000 \times 0,095 + 2 \times 60\,000 \times 1,866 = 235\,320 \text{ Nm} \quad (8)$$

Poměr momentů

$$S_{pomer_1} = \frac{M_{up}}{M_{Exc,Rez}} = \frac{235\,320}{32\,317,17} = 7,28 \quad (9)$$

Poměr momentů působících na upínací mechanismus vychází nad výrobcem doporučenou hodnotou, zvolené řešení lze tedy považovat za bezpečné a schopné spolehlivě vykonávat požadovanou funkci. Ovšem tento výpočet ověřoval pouze bezpečnost proti vytržení upínacích čepů z upínacích disků během operace soustružení, kde hlavní část momentu od zatěžujících sil tvořila síla od excentricity.

V následujícím kroku bude upnutí kontrolováno pro další operace – frézování a vrtání, opět bude při kontrole postupováno podle doporučení výrobce viz Obr. 45. Doporučený minimální poměr je stejně jako u kontroly pro soustružení 3 [28]. Parametry pro tuto kontrolu jsou v Tabulka 16.



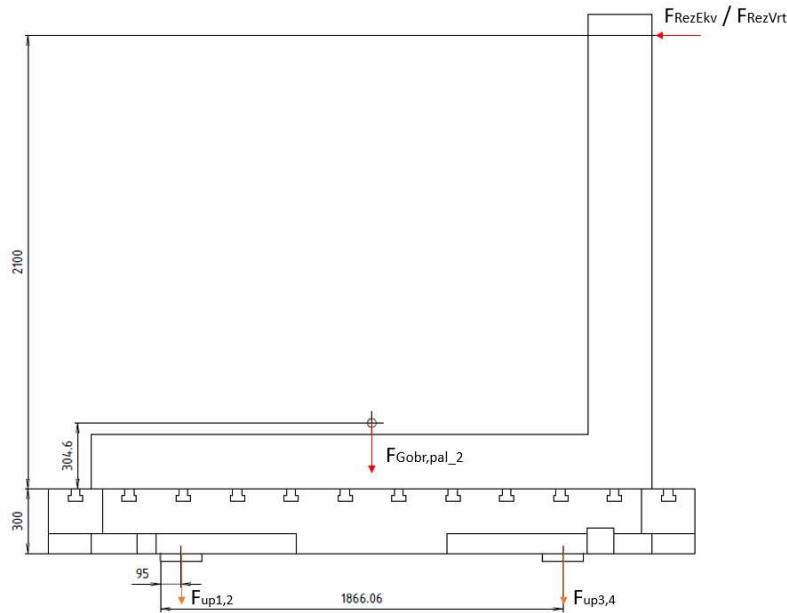
Obr. 45 Kontrola Zero Clamp pro situaci s nerotační součástí [28]

Tabulka 16) Parametry pro kontrolu upínacího systému pro nerotační součást

Ekvivalentní řezná síla	$F_{RezEkv} = 5\,603 \text{ N}$
Řezná síla od vrtání	$F_{RezVrt} = 6\,241 \text{ N}$
Výška působení řezné síly	$h_{RezF} = 2,1 \text{ m}$
Pozice těžiště od palety	$h_{z2} = 0,3046 \text{ m}$
Hmotnost obrobku a palety	$m_{obr,pal_2} = 40\,000 \text{ kg}$

Tento výpočet bude realizován nejdříve s ekvivalentní řeznou silou F_{RezEkv} složenou čelním a bočním frézováním a soustružením. Poté jej znovu provedu s ekvivalentní axiální

silou od vrtání F_{RezVrt} . Obrobek, pro který bude kontrola počítána je na Obr. 46 a stejně jako v předchozím případě je hmotnost obrobku 25 000 kg a dohromady s paletou mají hmotnost 40 000 kg.



Obr. 46 Znáznornění navržené situace pro kontrolu systému s nerotační součástí

Moment od ekvivalentní řezné síly:

$$M_{RezEkv} = F_{RezEkv} \times h_{z2} = 5\,603 \times 2,1 = 11\,766,3 \text{ Nm} \quad (10)$$

Moment od řezné síly od vrtání:

$$M_{RezVrt} = F_{RezVrt} \times h_{z2} = 6\,241 \times 2,1 = 13\,106,1 \text{ Nm} \quad (11)$$

Moment od gravitační síly:

$$M_{Gobr,pal_2} = m_{obr,pal_2} \times g \times h_{z2} = 40\,000 \times 9,81 \times 0,3046 = 119\,525,04 \text{ Nm} \quad (12)$$

Moment od upínacího mechanismu:

$$M_{up_2} = 2 \times F_{up} \times a + 2 \times F_{up} \times b = 2 \times 60\,000 \times 0,095 + 2 \times 60\,000 \times 1,866 = 225\,060 \text{ Nm} \quad (13)$$

Poměry momentů:

$$S_{pomer_2} = \frac{M_{up_2} + M_{Gobr,pal_2}}{M_{RezEkv}} = \frac{225\,060 + 119\,525,04}{11\,766,3} = 29,29 \quad (14)$$

$$S_{pomer_3} = \frac{M_{up_2} + M_{Gobr,pal_2}}{M_{RezVrt}} = \frac{225\,060 + 119\,525,04}{13\,106,1} = 26,29 \quad (15)$$

V obou případech vyšel kontrolní poměr momentů vysoko nad požadovanou hodnotou 3, z toho vyplývá, že nejvíce rizikovým byl případ s frézováním, kde byl moment nejen od řezné síly, ale také od excentricity těžiště, která při rotaci vyvolávala excentrickou sílu. Kdybychom i v tomto případě zanedbávali hmotnost obrobku, dosahovaly by poměry nad hodnotu 17.

8.1.4.2 Kontrola kroutícího momentu přenášeného Zero-point systémem

Upínací systém je třeba zkontrolovat nejen na vytržení, jak tomu bylo v předchozí části, ale je třeba ověřit, že je systém schopen přenášet kroutící moment potřebný při soustružení, či vytvářený během dalších operacích prováděných v krajních částech obrobků. Výpočet vychází z podobnosti upínacího systému a předepjatého šroubového spoje, jež je namáhán kolmo k ose. Kroutící moment je tedy přenášen pomocí třecí síly $F_{tř}$, která vzniká mezi paletou a upínacím modulem. Požadovaný minimální poměr momentu od obrábění a momentu přenášeného upínacími moduly byl zvolen 5. Vstupní parametry jsou v Tabulka 17.

Tabulka 17) Tabulka parametrů pro kontrolu přenášeného M_k upínacím systémem

Počet upínacích modulů	$i_m = 4$
Koeficient tření ocel-litina [29]	$f_{o,l} = 0,21$
Ekvivalentní M_k od soustružení	$M_{kSous} = 9\,842\text{ Nm}$
Moment vznikající při vrtání	M_{kVrt}
Vzdálenost síly od vrtání od středu	$l_{Vrt} = 1,4\text{ m}$
Kratší osová vzdálenost upínacích modulů	$s_{um} = 1,771\text{ m}$
Roztečná kružnice, na níž jsou upínací moduly	$d_{RozUm} = 2,88\text{ m}$

Stejně jako v předchozí části bude nejdříve provedena kontrola po soustružení. Sílu působící proti jednomu upínacímu disku F_{ud1} získáme z rovnováhy momentů z předchozí části zaměřené na soustružení.

Určení síly F_{ud1} :

$$F_{ud} \times \left(\frac{s_{um}}{2} + \frac{d_m}{2} \right) \times i_m = M_{up} - M_{Exc,Rez} \quad (16)$$

$$F_{ud1} = \frac{M_{up} - M_{Exc,Rez}}{\left(\frac{s_{um}}{2} + \frac{d_m}{2} \right) \times i_m} = \frac{235\,320 - 3\,317,17}{\left(\frac{1,771}{2} + \frac{0,190}{2} \right) \times 4} = 51\,760\text{ N} \quad (17)$$

Mezi upínacím diskem a paletou vzniká síla $F_{tř1}$:

$$F_{tř1} = F_{ud1} \times f_{o,l} = 51\,760 \times 0,21 = 10\,869,6\text{ N} \quad (18)$$

Kroutící moment přenesený pomocí třecí síly:

$$M_{tř1} = F_{tř1} \times i_m \times \frac{d_{RozUm}}{2} = 10\,869,6 \times 4 \times \frac{2,88}{2} = 62\,608,9\text{ Nm} \quad (19)$$

Poměr momentů:

$$S_{poměr_m1} = \frac{M_{tř1}}{M_{kSous}} = \frac{62\,608,9}{9\,842} = 6,36 \quad (20)$$

Výpočtem bylo ověřeno, že upínací systém je schopen přenášet potřebný kroutící moment během soustružení. Nyní bude provedena tatáž kontrola pro vrtání v krajní části palety, vrtání bylo zvoleno, protože jde o operaci, při níž vznikne větší moment než při frézování.

I v tomto případě je třeba vypočítat sílu působící proti jednomu upínacímu disku F_{ud2} . Síla bude získávána stejným způsobem jako v části zaměřené na soustružení. I zde bude

zanedbán moment od gravitační síly, který by ještě zvyšoval bezpečnost, jeho zanedbáním tedy uvažujeme pro systém „náročnější“ situaci.

Určení síly F_{ud2} :

$$F_{ud2} \times \left(\frac{s_{um}}{2} + \frac{d_m}{2} \right) \times i_m = M_{up2} - M_{RezVrt} \quad (21)$$

$$F_{ud2} = \frac{M_{up2} - M_{RezVrt}}{\left(\frac{s_{um}}{2} + \frac{d_m}{2} \right) \times i_m} = \frac{225\,060 - 1\,106,1}{\left(\frac{1,771}{2} + \frac{0,190}{2} \right) \times 4} = 54\,042,3 \text{ N} \quad (22)$$

Mezi upínacím diskem a paletou vzniká síla $F_{tř2}$:

$$F_{tř2} = F_{ud} \times f_{o,l} = 54\,042,3 \times 0,21 = 11\,343,9 \text{ N} \quad (23)$$

Kroutící moment přenesený pomocí třecí síly:

$$M_{tř2} = F_{tř2} \times i_m \times \frac{d_{RozUm}}{2} = 11\,343,9 \times 4 \times \frac{2,88}{2} = 65\,340,9 \text{ Nm} \quad (24)$$

Moment vznikající při vrtání v krajní části palety

$$M_{kVrt} = F_{RezVrt} \times l_{Vrt} = 6\,241 \times 1,4 = 8\,737,4 \text{ Nm} \quad (25)$$

Poměr momentů:

$$S_{poměr_m2} = \frac{M_{tř2}}{M_{kVrt}} = \frac{65\,340,9}{8\,737,4} = 7,49 \quad (26)$$

I v tomto případě se potvrdila bezpečnost upínacího zařízení z pohledu přenášení kroutícího momentu. Stejně jako při kontrole proti vytržení upínacích čepů z upínacích disků se ukázalo, že při soustružení působí na upínací systém větší síly a momenty, než při vrtání a frézování. Což je pro naše účely výhodné, protože lze říct, že stroj, pro který je systém navrhován slouží primárně pro frézování a vrtání, zatím co soustružení je pouze okrajově využívaná operace, tvořící přibližně 15 % produkce na stroji.

8.2 Návrh vedení palety

Vedení palety slouží pro její přesun z výměníku na upínací základ stroje. Z toho vyplývá, že vedení nebude pouze na výměníku, ale také na upínacím základu, to však není součástí návrhu. Při výměně paleta bude tažena po vedení na výměníku, z něž plynule přejede na vedení na upínacím základu, mezi těmito vedeními je mezera, proto není možné použít například kuličkové či válečkové lineární vedení. Jako hlavní funkční prvky tohoto vedení tedy budou sloužit rolny.

Maximální zatížení od hmotnosti palety a obrobku:

$$F_{Gobr,pal} = m_{obr,pal} \times g = 40\,000 \times 9,81 = 392,4\,kN \quad (27)$$

Rolny se budou odvalovat po ploše v drážce ze spodní strany palety. Je nutné zkontrolovat, zda tlak vznikající mezi jednou rolnou a plochou vedení palety nepřesahuje únosnou hodnotu. Tento dotykový tlak bude kontrolován podle Hertze. V první fázi bude počet roln zvolen, tato zvolená hodnota bude zkontrolována a počet případně upraven. Jako vstupní hodnotu počtu roln na jednom vedení bylo zvoleno $i_R=15$.

Zatěžující síla na jednu rolnu F_{Rol} :

$$F_{Rol} = \frac{F_{Gobr,pal}}{i_R \times 2} = \frac{392\,400}{15 \times 2} = 13\,080\,N \quad (28)$$

Bylo navrženo použití podpůrných roln HPCA 100 od společnosti T.E.A. TECHNIK viz Obr. 47. Tato konkrétní rolna je vybavena kuželíkovým ložiskem a její maximální radiální zatížení je 120 990 N [30].



Obr. 47 Rolna HPCA 100 [30]

Vzorec pro Hertzův tlak počítá kontaktní tlak pro dva dotýkající se válce s rovnoběžnými osami mající kontaktní délku l_{kont} a průměry d . Pro případ výpočtu kontaktního tlaku válce s plochou uvažujeme plochu jako válec o nekonečně velkém průměru. Parametry pro výpočet jsou v Tabulka 18.

Tabulka 18) Parametry pro výpočet kontaktního tlaku

Modul pružnosti oceli [31]	$E_o = 210\,000\,MPa$
Modul pružnosti oceli na odlitky [31]	$E_{odl} = 200\,000\,MPa$
Poissonova konstanta ocel [31]	$\mu_o = 0,3$
Poissonova konstanta oceli na odlitky [31]	$\mu_o = 0,3$
Průměr rolny [30]	$d_{Rol} = 100\,mm$
Poloměr kontaktní plochy palety	$d_{pal} = \infty\,mm$
Kontaktní délka	$l_{kont} = 54\,mm$

Šířka dotykové plochy [32]:

$$b_{kont} = \sqrt{\frac{2F}{\pi \times l_{kont}} \times \frac{\frac{(1-\mu_o^2)}{E_{odl}} + \frac{(1-\mu_o^2)}{E_o}}{\frac{1}{\infty} + \frac{1}{d_{Rol}}} = 0,37 \text{ mm}} \quad (29)$$

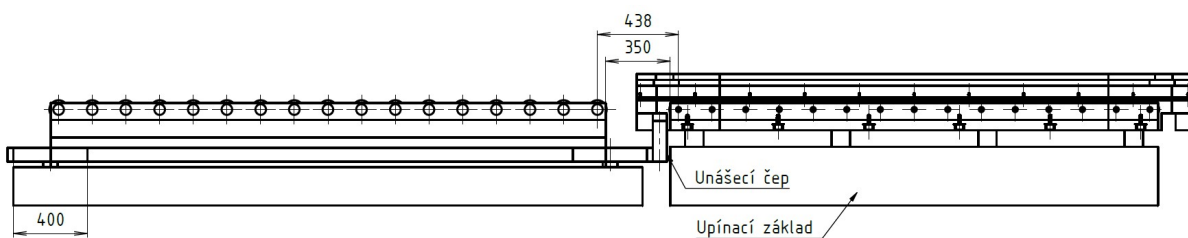
Maximální kontaktní tlak [32]:

$$p_{kontMax} = \frac{2 \times F_{Rol}}{\pi \times b_{kont} \times k_{kont}} = \frac{2 \times 13\,080}{\pi \times 0,37 \times 54} = 416,77 \text{ MPa} \quad (30)$$

Hodnota kontaktního tlaku je pro materiál palety, kterým je ocel na odlitky, příliš vysoká. Hodnota dovolených tlaků tohoto druhu materiálů je výrazně nižší. Kontaktní plocha v drážce palety tedy bude muset být vyložena lepším materiálem, který je vhodný pro větší kontaktní tlaky. Pro tento účel byl zvolen pás z konstrukční oceli 14 220 (ČSN 41 4220), jejíž mez kluzu (hodnota tlaku, nad jejíž úrovní vznikají plastické deformace) dosahuje téměř 600 MPa.

Tento vložený pásek pevnější oceli bude do drážky v paletě šroubován pomocí dvou řad šroubů se záпустnou hlavou DIN 7991 M8×20.

Reálně je vedení na výměníku složeno ze 17 rolen, nikoliv z 15, se kterými bylo počítáno při kontrole kontaktního tlaku. Je tomu tak, protože při přejezdu z vedení na výměníku na vedení na upínacím základu musí paleta překonat uvažovanou mezeru 350 mm mezi vedeními, přičemž navrhovaná osová vzdálenost krajních rolen je 438 mm, jak je vidět na Obr. 48. Tím že je na vedení více rolen je však zajištěno, že v každém momentu pohybu palety nese paletu minimálně 15 rolen, se kterými bylo počítáno. Vzdálenost mezi vedeními, kterou musí paleta překonat se v průběhu návrhu změnila v závislosti na finální délce řetězu a s tím spojené osové vzdálenosti řetězových kol. Pokud však nevyjde při výpočtu konečný počet článků, bude zvolen nejbližší nižší, čímž se osová vzdálenost zkrátí a tím by měla být i vzdálenost mezi vedeními kratší.



Obr. 48 Návrh vedení palety

8.3 Návrh a výpočet mechanismu pro pohyb palety

Jak vyplývá z hodnocení a výběru konstrukční varianty výměníku, pohyb palety po rolnách na výměníku bude realizován pomocí řetězového mechanismu s unášecím čepem zajíždějícím do drážky v paletě, čímž je realizován pohyb palety po vedení. Proti pohybu palety bude působit moment od zatížení, který je tvořen valivým odporem a účinností ložisek v rolnách a zatěžujícím momentem od zrychlení. Vstupní parametry pro výpočet jsou v Tabulka 19.

Tabulka 19) Parametry pro výpočet silového působení proti pohybu palety

Rameno valivého odporu [31]	$\zeta = 0,06 \text{ mm}$
Maximální rychlost pohybu palety	$v_{\text{pal}} = 15 \text{ m/min} = 0,25 \text{ m/s}$
Doba rozběhu palety	$t_{\text{rozb_pal}} = 2 \text{ s}$
Navržený průměr řetězového kola	$d_{rk} = 0,2 \text{ m}$
Navržená dráha přesunu palety	$s_{\text{pal}} = 3,168 \text{ m}$
Reálný počet roln na vedení	$i_{\text{Rol}} = 17$
Účinnost kuželíkových ložisek	$\eta_{k_lož} = 0,98$

Výpočet valivého odporu vedení [1]:

$$F_{\text{ValOdp}} = \frac{F_{\text{Gobr,pal}} \times \zeta}{\frac{d_{\text{Rol}}}{2}} = \frac{392\,400 \times 0,06}{\frac{100}{2}} = 470,88 \text{ N} \quad (31)$$

Výpočet celkové účinnosti vedení s rolnami [1]:

$$\eta_{\text{ved}} = \eta_{k_lož}^{2 \times 2 \times i_{\text{Rol}}} = 0,98^{2 \times 2 \times 17} = 0,98^{68} = 0,253 \quad (32)$$

Moment od valivého odporu vedení [1]:

$$M_{\text{ValOdp}} = \frac{F_{\text{ValOdp}}}{\eta_{\text{ved}}} \times \frac{d_{rk}}{2} = \frac{470,88}{0,253} \times \frac{0,2}{2} = 186,12 \text{ Nm} \quad (33)$$

Zrychlení palety s obrobkem při rozběhu:

$$a_{\text{pal}} = \frac{v_{\text{pal}}}{t_{\text{rozb_pal}}} = \frac{0,25}{2} = 0,125 \text{ m/s}^2 \quad (34)$$

Výpočet úhlové rychlosti řetězového kola:

$$\omega_{rk} = \frac{v_{\text{pal}}}{\frac{d_{rk}}{2}} = \frac{0,25}{\frac{0,2}{2}} = 2,5 \text{ rad/s} \quad (35)$$

Výpočet úhlového zrychlení řetězového kola:

$$\varepsilon_{rk} = \frac{a_{\text{pal}}}{\frac{d_{rk}}{2}} = \frac{0,125}{\frac{0,2}{2}} = 1,25 \text{ rad/s}^2 \quad (36)$$

Výpočet otáček řetězového kola:

$$\omega_{rk} = 2 \times \pi \times n_{rk} \quad (37)$$

$$n_{rk} = \frac{\omega_{rk}}{2 \times \pi} = \frac{2,5}{2 \times \pi} = 0,398 \text{ ot/s} = 23,88 \text{ ot/min} \quad (38)$$

Výpočet dráhy uražené během rozběhu a brždění:

$$s_{Roz,Brz} = 2 \times \frac{v_{pal}^2}{a_{pal}} = \frac{0,25^2}{0,125} = 0,5 \text{ m} \quad (39)$$

Celková doba pohybu bude:

$$T_{PohP} = \frac{s_{pal} - s_{Roz,Brz}}{v_{pal}} + \left(2 \times \frac{v_{pal}}{a_{pal}} \right) = \frac{3,168 - 0,5}{0,25} + \left(2 \times \frac{0,25}{0,125} \right) = 14,672 \text{ s} \quad (40)$$

Protože se jedná o velice těžkou pohybující se hmotu, pro správný návrh řetězu je třeba počítat nejen se zatěžujícím momentem od valivého odporu vedení M_{ValOdp} , ale musí být zahrnut také zatěžující moment od zrychlení pohybující se hmoty. Pro výpočet budeme uvažovat 2řadý řetěz 20 B, jehož hmotnost na metr délky je 7,21 kg [31].

Výpočet přibližné vzdálenosti os řetězových kol:

$$a_{prib} = s_{pal} - d_{rk} = 3,168 - 0,2 = 2,968 \text{ m} \quad (41)$$

Výpočet přibližné délky řetězu:

$$l_{ret} = 2 \times s_{pal} + \pi \times d_{rk} - d_{rk} = 3,168 \times 2 + \pi \times 0,2 - 0,2 = 6,76 \text{ m} \quad (42)$$

Výpočet návrhové hmotnosti řetězu:

$$m_{ret_nav} = 7,21 \times l_{ret} = 7,21 \times 6,76 = 48,74 \text{ kg} \quad (43)$$

Přibližný moment setrvačnosti řetězového kola získaný z modelu v Inventoru $J_{rk}=0,095 \text{ kg/m}^2$

Výpočet celkového redukovaného momentu setrvačnosti pohybové soustavy na výstupní hřídel:

$$J_{RedHr} = 2 \times J_{rk} + (m_{obr,pal} + m_{ret}) \times \left(\frac{d_{rk}}{2} \right)^2 =$$

$$2 \times 0,095 + (40\,000 + 48,74) \times \left(\frac{0,2}{2} \right)^2 = 400,68 \text{ kg/m}^2 \quad (44)$$

Výpočet zatěžujícího momentu od zrychlení [1]:

$$M_{rz} = J_{RedHr} \times \varepsilon_{rk} = 400,68 \times 1,25 = 500,85 \text{ Nm}$$

Pro kontrolu je možné moment od zrychlení vypočítat také přes setrvačnou sílu, při tomto orientačním kontrolním výpočtu zanedbáváme setrvačnost řetězových kol:

$$M_{rz_kont} = \frac{d_{rk}}{2} \times (m_{obr,pal} + m_{ret}) \times a_{pal} = \frac{0,2}{2} \times (40\,000 + 48,74) \times 0,125 =$$

$$500,61 \text{ Nm} \quad (45)$$

Vypočítané hodnoty jsou si blízké, lze tedy říct, že výpočet zatěžujícího momentu od zatížení je v pořádku.

Výpočet celkového zatěžujícího momentu [1]:

$$M_{Celk} = M_{rz} + M_{ValOdp} = 500,85 + 186,12 = 686,97 \text{ Nm} \quad (46)$$

Potřebný výkon pro pohon mechanismu:

$$P_{potř} = M_{Ccl} \times \omega_{rk} = 1378,37 \times 1,25 = 1717,425 \text{ W} \quad (47)$$

Bylo zvoleno, že bude vybírán řetěz z nabídky společnosti Řetězy Vamberk. Výběr bude realizován na základě doporučeného postupu, stejně tak i následná kontrola zvoleného řetězu. V Tabulka 20 jsou vstupní hodnoty pro volbu řetězu.

Tabulka 20) Vstupní hodnoty pro volbu řetězu [33]

Součinitel rázu	$Y = 2,5$
Součinitel výkonu	$k_r = 1,15$
Součinitel mazání	$I_2 = 1$
Součinitel provedení [33]	$\varphi = 1$
Součinitel vzdálenosti os	$\sigma = 1,15$

Výpočet diagramového výkonu N_d pro výběr optimálního řetězu [33]:

$$N_d = \frac{N}{k_r \times I_2 \times \varphi \times \sigma} = \frac{1,7174}{1,15 \times 0,3 \times 1 \times 1,15} = 4,33 \text{ kW} \quad (48)$$

Na základě diagramového výkonu N_d a otáček hnacího kola byl z diagramu odečten vhodný typ řetězu, konkrétně se jedná o dvouřadý řetěz DIN 8187 24 B. Řetěz bude kontrolován dle postupu doporučeného výrobcem. Tabulka 21 obsahuje hodnoty potřebné pro kontrolu správnosti volby válečkového řetězu:

Tabulka 21) Parametry pro kontrolu správnosti volby řetězu

Převodový poměr	$i_{rk} = 1$; Průměry hnacího a hnaného kola totožné
Rozteč řetězu [34]	$p = 38,1 \text{ mm}$
Zvolený počet zubů [35]	$z_1 = z_2 = 17$
Roztečná kružnice ozubeného kola [35]	$d_p = 207,34 \text{ mm}$
Hmotnost řetězového kola [35]	$m_p = 27,42 \text{ kg}$
Hmotnost 1 m řetězu [34]	$Q = 13,9 \text{ kg/m}$
Mez pevnosti řetězu [34]	$F_B = 280\,000 \text{ N}$
Měrný tlak v kloubech řetězu [33]	$p_i = 30,41 \text{ MPa}$
Součinitel tření [33]	$I_1 = 0,6$
Průměr čepu řetězu [34]	$d_1 = 14,63 \text{ mm}$
Vnější šířka vnitřního článku řetězu [34]	$b_2 = 37,9 \text{ mm}$

Počet článků řetězu X [33]:

$$X = 2 \times \frac{a_{prib}}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} = 2 \times \frac{2968}{38,1} + \frac{17 + 17}{2} = 172,8 \quad (49)$$

Bude volen nejbližší nižší počet článků, tedy 172.

Výpočet hmotnosti řetězu:

$$m_{ret} = \frac{p \times X \times Q}{1000} = \frac{38,1 \times 172 \times 13,9}{1000} = 91,1 \text{ kg} \quad (50)$$

Stanovení výsledné osové vzdálenosti řetězových kol [33]:

$$a = \frac{p}{8} \times \left[2 \times X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \times X - z_1 - z_2)^2 - F \times (z_2 - z_1)^2} \right] =$$
$$\frac{38,1}{8} \times \left[2 \times 173 - 17 - 17 + \sqrt{(2 \times X - 17 - 17)^2} \right] = 2,95275 \text{ m} \quad (51)$$

Stanovení tažné síly [33]:

$$P = \frac{P_{potř}}{v_{pal}} = \frac{1\,717,425}{0,25} = 6\,869,7 \text{ N} \quad (52)$$

Odstředivou sílu řetězu zanedbáváme, protože obvodová rychlost řetězu je nižší než 4 m/s.

Celkové zatížení řetězu [33]:

$$P_C = P = 6\,869,7 \text{ N} \quad (53)$$

Stanovení statického bezpečnostního koeficientu [33]:

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{P_C} = \frac{280\,000}{6\,869,7} = 40,76 \gg 15 \quad (54)$$

Dle doporučení výrobce by měl statický bezpečnostní koeficient pro daný případ dosahovat hodnoty 10-15, což zvolený řetěz splňuje s výraznou rezervou.

Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu:

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{P_C \times \gamma} = \frac{280\,000}{6\,869,7 \times 2,5} = 16,3 \gg 5 \quad (55)$$

I v případě dynamického bezpečnostního koeficientu bylo dosaženo hodnoty, která je výrazně nad minimální doporučenou hodnotou. I v tomto případě lze tedy zvolený řetěz považovat za bezpečný.

Pro výpočet dovoleného tlaku v kloubech řetězu bylo třeba odečíst z tabulky součinitel tření I_1 . V tabulce však nebyla hodnota pro zvolenou osovou vzdálenost při převodovém poměru 1:1. Byla zvolena hodnota 0,6, která odpovídá extrémnější situaci.

Dovolený tlak v kloubech řetězu:

$$p_{dov} = p_i \times l_1 \times l_2 = 30,41 \times 0,6 \times 1 = 18,25 \text{ MPa} \quad (56)$$

Výpočet plochy kloubu řetězu:

$$f_{kloub} = d_1 \times b_2 = 14,63 \times 37,9 = 554,48 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

Výpočtový tlak:

$$p_v = \frac{P_C}{f_{kloub}} = \frac{6\,869,7}{554,48} = 12,39 \text{ MPa} \quad (58)$$

$$p_{dov} > p_v \quad (59)$$

Vybraný řetěz byl zkontrolován podle doporučeného postupu výrobce a ve všech ohledech se ukázal být bezpečným a vhodně zvoleným.

8.4 Návrh motoru a převodovky pro pohon řetězového převodu

Pohon musí být navrhován tak, aby byl schopen generovat velký krouticí moment i při nízkých otáčkách. K tomu poslouží správně vybraná převodovka, poskytující dostatečně velký převod, zároveň je na ni požadavek, aby byla samosvorná, což zajistí zajištění pohonu v koncových polohách i bez použití motoru s brzdou.

Reálná úhlová rychlost řetězového kola, a tedy i výstupní hřídele pohonu:

$$\omega = \frac{v_{pal}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{0,25}{\frac{0,20734}{2}} = 2,41 \frac{rad}{s} \quad (60)$$

Reálné úhlové zrychlení řetězových kol:

$$\varepsilon = \frac{a_{pal}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{0,125}{\frac{0,20734}{2}} = 1,2057 \frac{rad}{s^2} \quad (61)$$

Potřebné otáčky na výstupním hřídeli převodovky:

$$n = \frac{\omega \times 60}{2 \times \pi} = \frac{2,41 \times 60}{2 \times \pi} = 23,01 \sim 23 \text{ ot/min} \quad (62)$$

Na základě reálných potřebných otáček a výkonu byla vybrána šneková převodovka SL 125 40:1 E0N0-1.1-18/0000 D 300/38x80(132) -PG, jejíž maximální přípustný výstupní krouticí moment je 2 320 Nm a převodový poměr je 40. Pohon řetězového mechanismu tvoří společně s motorem 1LE1002-1CD22-1JA5 od společnosti Siemens. Jmenovitý výkon motoru je 3 kW, při 715 otáčkách za minutu a kroutícím momentu 40 N/m. Hodnoty pro kontrolu pohonu jsou v Tabulka 22.

Tabulka 22) Hodnoty pro kontrolu pohonu

Výkon motoru [36]	$P_m = 3000 \text{ W}$
Jmenovitý moment motoru [36]	$M_m = 40 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky motoru [36]	$n_m = 715 \text{ ot/min}$
Moment setrvačnosti motoru [36]	$J_m = 0,024 \text{ kg/m}^2$
Převodový poměr [37]	$i = 40$
Moment setrvačnosti šnekové převodovky [37]	$J_{\text{šp}} = 0,0031512 \text{ kg/m}^2$

Potřebný krouticí moment na výstupu motoru bude počítán jako kombinace momentu od zatížení paletou s obrobkem a momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru, přičemž moment setrvačnosti výstupní hřídele bude zanedbán, protože se jedná o zanedbatelnou složku celkového momentu.

Úhlové zrychlení hřídele motoru:

$$\varepsilon_{hm} = \varepsilon \times i = 1,2057 \times 40 = 48,228 \frac{rad}{s^2} \quad (63)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{red_hm} = J_m + J_{\text{šp}} + \frac{J_{RedHr}}{i^2} = 0,024 + 0,0031512 + \frac{400,68}{40^2} = 0,27758 \text{ kg/m}^2 \quad (64)$$

Potřebný krouticí moment na hřídeli motoru:

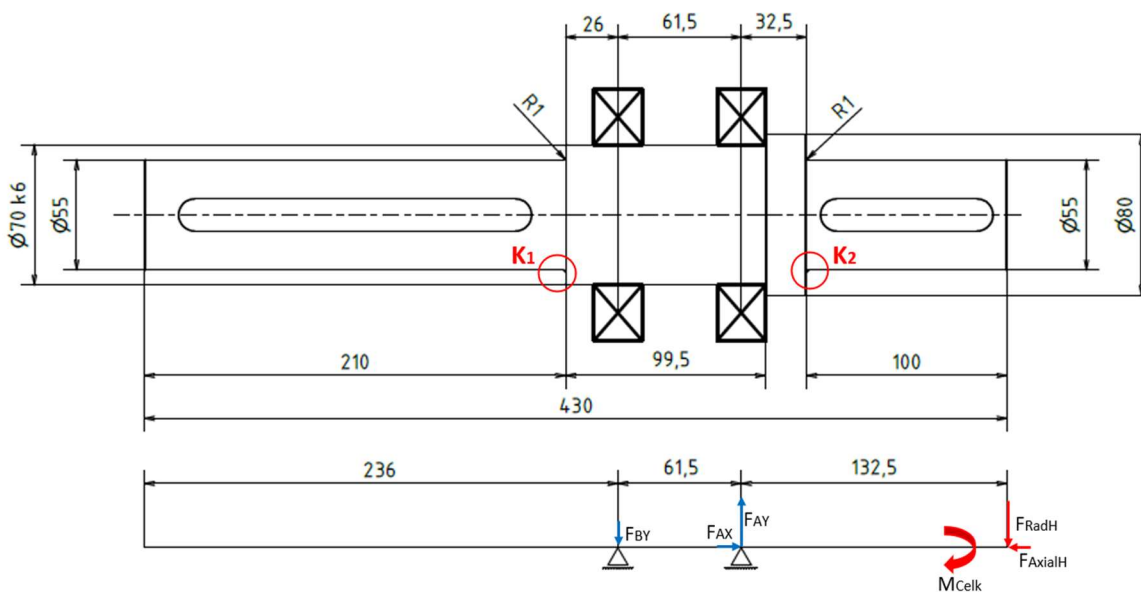
$$M_{hm} = J_{red_hm} \times \varepsilon_{hm} + \frac{M_{Val_Odp}}{i} = 0,27758 \times 48,228 + \frac{186,12}{40} = 18,04 \text{ Nm} \ll M_m \quad (65)$$

Vzhledem k tomu, že potřebný krouticí moment na hřídeli motoru je výrazně nižší než reálný krouticí moment zvoleného motoru, získáváme jistotu, že bude dodržena požadovaná doba rozběhu na maximální rychlost pohybu palety. Zvolený motor a převodovka jsou tedy vyhovující.

8.5 Kontrola hnací hřídele

V předchozí části práce byl napočítán motor se šnekovou převodovkou, výstupem této části pohonu je hnací hřídel. Přenos krouticího momentu z převodovky na řetězové kolo je realizován pomocí perového spoje. Zatímco pro spojení hřídele s převodovkou je použito jedno pero větší délky, pro spojení s řetězovým kolem jsou navržena dvě kratší pera. Hřídel je uložena v přírubě pomocí dvou kuličkových ložisek, z nichž ložisko blíže řetězovému kolu je s kosoúhlým stykem, pomocí kterého jsou zachycovány radiální síly od pohonu a axiální síla od hmotnosti řetězu a řetězového kola.

Hnací hřídel je navrhována z materiálu 11 700 (E360) a bude počítána jako prut na dvou podporách. Na hřídeli najdeme různé průměry a drážky pro pera, ty jsou zároveň koncentrátory napětí a je tedy nutné vyhodnotit, v kterém z rizikových míst je riziko největší a v tomto místě hřídel zkontrolovat. Rozměry pro výpočet vychází z Obr. 49. Mimo samotných rozměrů je na obrázku také zjednodušení hřídele na prut s vyznačenými silovými působeními, které hřídel namáhají.



Obr. 49 Zjednodušení navržené hřídele

Tabulka 23) Hodnoty pro kontrolu hnací hřídele

Průměr 1	$d_{h1} = 55 \text{ mm}$
Délka 1	$l_{h1} = 210 \text{ mm}$
Průměr 2	$d_{h2} = 70 \text{ mm}$
Délka 2	$l_{h2} = 99,5 \text{ mm}$
Průměr 3	$d_{h3} = 80 \text{ mm}$
Délka 3	$l_{h3} = 20,5 \text{ mm}$
Průměr 4	$d_{h4} = 55 \text{ mm}$
Délka 4	$l_{h4} = 100 \text{ mm}$
Délka hřídele	$l_h = 430 \text{ mm}$
Zaoblení hran	$R = 1 \text{ mm}$
Vzdálenost ložiska 1 od hrany	$l_{l1} = 26 \text{ mm}$
Vzdálenost ložiska 2 od hrany	$l_{l2} = 32,5 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi ložisky	$l_l = 61,5 \text{ mm}$
Mez pevnosti v tahu [31]	$R_m = 835 \text{ MPa}$
Mez kluzu v tahu [31]	$R_c = 390 \text{ MPa}$
Dovolené napětí v tlaku pro mýjivé zatížení [31]	$\sigma_D = 135 \text{ MPa}$ (nejnižší hodnota intervalu)
Dovolené napětí v ohybu pro mýjivé zatížení [31]	$\sigma_{oD} = 200 \text{ MPa}$
Dovolené napětí v krutu pro mýjivé zatížení [31]	$\tau_{kD} = 100 \text{ MPa}$
Mez únavy v krutu [31]	$\tau_c = 150 \text{ MPa}$

Hodnoty dovolených napětí v Tabulka 23 jsou uvedeny pro běžné případy zatížení a součinitele bezpečnosti minimálně 1,5.

Je třeba spočítat radiální a axiální síly působící na výstupní hřídel převodovky. Radiální síly vychází z celkového momentu potřebného pro pohyb palety na řetězovém kole, axiální síla působící na hřídel je vyvozována hmotností řetězového kola a řetězu, konkrétně polovinou jeho hmotnosti, sílu od druhé poloviny hmotnosti absorbují ložiska hnaného kola.

Výpočet axiální síly působící na hřídel:

$$F_{AxiálH} = \frac{m_{ret} \times g}{2} + m_p \times g = \left(\frac{m_{ret}}{2} + m_p \right) \times g = \left(\frac{91,1}{2} + 27,42 \right) \times 9,81 = 715,84 \text{ N} \quad (66)$$

Reakční axiální síla v podpoře A:

$$F_{AX} = F_{AxiálH} = 715,84 \text{ N} \quad (67)$$

Výpočet radiální síly působící na hřídel:

$$F_{RadH} = \frac{M_{celk}}{\frac{d_p}{2}} = \frac{686,97}{\frac{0,20734}{2}} = 6\,626,51 \text{ N} \quad (68)$$

Radiální složku reakční síly v místě podpory A získáme z momentové rovnováhy k podpoře B.

Výpočet reakční radiální síly v podpoře A:

$$\sum M_B = 0 \quad (69)$$

$$-F_{RadH} \times (l_h - l_{h1} - l_{l1}) + F_{AY} \times l_l = 0 \quad (70)$$

$$F_{AY} = \frac{F_{RadH} \times (l_h - l_{h1} - l_{l1})}{l_l} = \frac{6\,626,51 \times (430 - 210 - 26)}{61,5} = 20\,903,12 \text{ N} \quad (71)$$

Pro výpočet radiální reakční síly v místě podpory B bude vycházeno opět z momentové rovnováhy, tentokrát však k podpoře A.

Výpočet reakční radiální síly v podpoře B:

$$\sum M_A = 0 \quad (72)$$

$$-F_{RadH} \times (l_{h4} + l_{l2}) + F_{BY} \times l_l = 0 \quad (73)$$

$$F_{BY} = \frac{F_{RadH} \times (l_{h4} + l_{l2})}{l_l} = \frac{6\,626,51 \times (100 + 32,5)}{61,5} = 14\,276,63 \text{ N} \quad (74)$$

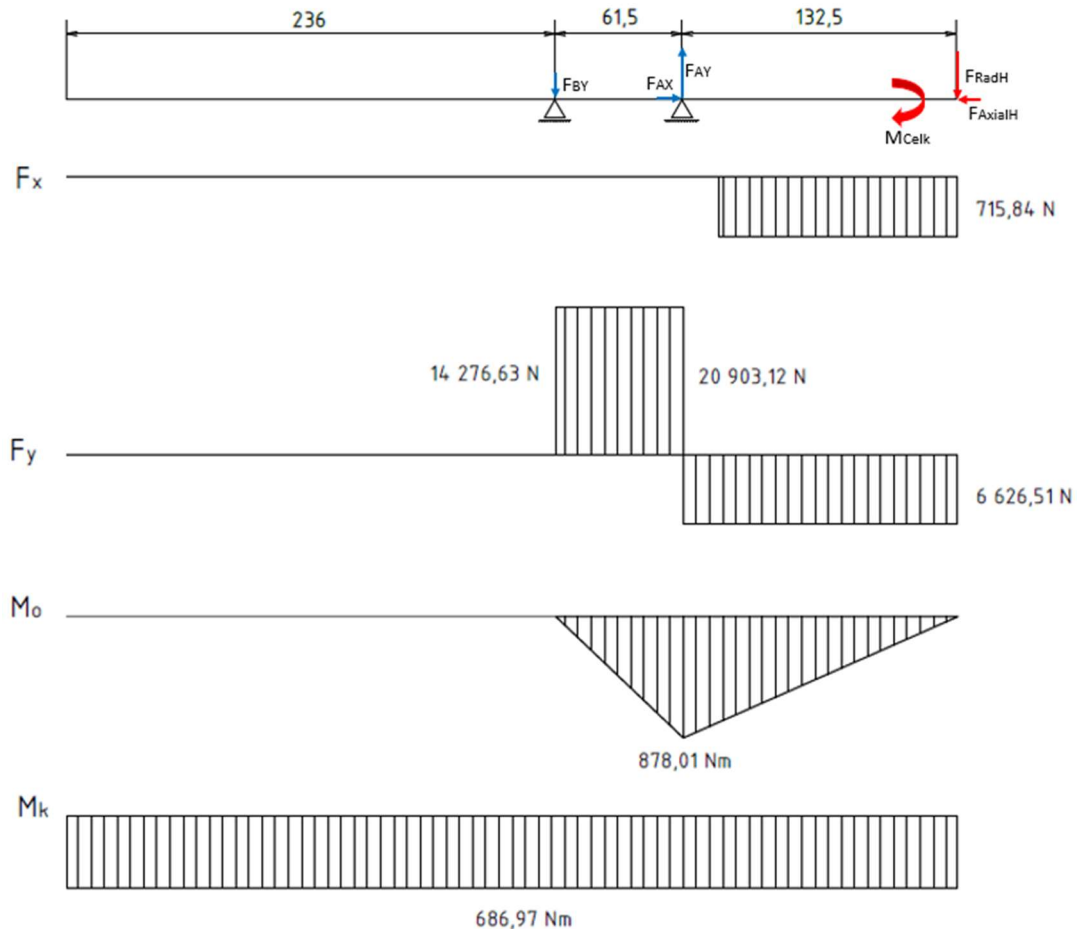
Ložisko blíže k řetězovému kolu, tedy v podpoře A, bylo zvoleno kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem SKF 7214 BEP. Toto ložisko zachycuje axiální reakční sílu F_{AX} od hmotnosti řetězového kola a řetězu. Tato síla je však malá a ložisko ji zvládne bezpečně zachytit. Mimo tuto axiální sílu na ložisko působí ještě radiální síla F_{AY} , která je již výrazně větší, ale stále se jedná o pro ložisko se základní statickou únosností 56 kN bezpečné zatížení [38].

V podpoře B uvažujeme pouze radiální sílu F_{BY} , která je o velikost síly působící na hřídel F_{RadH} menší, než síla F_{AY} v reakci A. Vzhledem k tomu, že je uvažováno, že axiální síla bude zachycována převážně v reakci A, je zde zvoleno obyčejné kuličkové ložisko SKF 6214 se základní statickou únosností 45 kN, z čehož plyne, že i v tomto případě je zatížení od reakční síly bezpečné [39].

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{oMax} = \frac{F_{RadH} \times (l_{h4} + l_{l2})}{1000} = \frac{6\,626,51 \times (100 + 32,5)}{1000} = 878,01 \text{ Nm} \quad (75)$$

Průběhy reakčních sil a momentů jsou vykresleny na Obr. 50.



Obr. 50 Průběh reakčních sil a momentů

Na hřídeli jsou zvýrazněna dvě kritická místa K_1 a K_2 . Bez ohledu na moment v daných bodech by bylo možné říct, že nebezpečí je u obou míst stejné, protože průměr, na kterém se tato místa nachází je v obou případech 55 mm. S ohledem na to, že největší ohybový moment se na hřídeli nachází v podpoře A, je nejrizikovějším kritické místo K_2 . Je tedy nutné vypočítat ohybový moment M_{oK_2} působící na hřídel v tomto bodě.

Ohybový moment v kritickém bodě:

$$M_{oK_2} = \frac{F_{RadH} \times l_{h4}}{1000} = \frac{6\,626,51 \times 100}{1000} = 626,651 \text{ Nm} \quad (76)$$

Výpočet napětí v ohybu:

$$\sigma_{oK_2} = \frac{M_{oK_2}}{W_{oK_2}} = \frac{32 \times M_{oK_2}}{\pi \times d_{h4}^3} = \frac{32 \times 626\,651}{\pi \times 55^3} = 38,37 \text{ MPa} \quad (77)$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_{kK_2} = \frac{M_{kK_2}}{W_{kK_2}} = \frac{16 \times M_{kK_2}}{\pi \times d_{h4}^3} = \frac{16 \times 686\,970}{\pi \times 55^3} = 21,03 \text{ MPa} \quad (78)$$

Jak namáhání od ohybu, tak i od krutu jsou v porovnání s dovolenými hodnotami bezpečné, pro kompletnost výpočtu však bude spočítáno ještě redukované napětí, které bude následně porovnáno s dovoleným napětím v tlaku.

Výpočet redukovaného napětí:

$$\sigma_{Red} = \sqrt{\sigma_{oK_2}^2 + 3 \times \tau_{kK_2}^2} = \sqrt{38,37^2 + 3 \times 21,03^2} = 52,91 \text{ MPa} \ll \sigma_D \quad (79)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_k = \frac{\sigma_D}{\sigma_{Red}} = \frac{135}{52,91} = 2,55 \quad (80)$$

Vzhledem k vysoké vypočítané bezpečnosti a předpokladu, že obráběcí časy u velkého frézovacího stroje jsou vysoké, z čehož vyplývá, že frekvence cyklů výměníku bude nízká, a tedy i frekvence namáhání samotné hřídele bude nízká, lze předpokládat, že nenastane porucha vlivem únavy. Reálné zatížení krutem je výrazně nižší než mez únavy v krutu, a i v tomto ohledu je výsledná bezpečnost vyšší než 7. V další části bude provedena kontrola spojení výstupní hřídele s řetězovým kolem. Spojení bude realizováno pomocí těsného pera. Pro spojení s řetězovým kolem jsou navržena dvě pera $16e7 \times 10 \times 70$ ČSN 02 2562, která jsou z oceli 11 600, zatím-co řetězové kolo je z oceli C45, což je ekvivalentem k 12 050, samotná hřídel je z oceli 11 700. I přesto, že ocel 12 050 je z těchto materiálu nejpevnější, vzhledem k faktu, že drážka v náboji má menší hloubku jak drážka na hřídeli, na otlačení bude kontrolováno právě řetězové kolo. Vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet jsou v Tabulka 24.

Tabulka 24) Hodnoty pro kontrolu perového spoje

Zvolená délka pera spojení s řetězovým kolem	$l_p = 70 \text{ mm}$
Šířka pera	$b_p = 16 \text{ mm}$
Výška pera	$h_p = 10 \text{ mm}$
Hloubka drážky v hřídeli	$t_{dr} = 6,2 \text{ mm}$
Hloubka drážky v náboji	$t_{nab} = 3,8 \text{ mm}$
Dovolené napětí v tlaku pro náboj	$p_{Dn} = 100 \text{ MPa}$
Dovolené napětí ve střihu pro pero	$\tau_{Dsp} = 80 \text{ MPa}$

Síla působící na jedno pero:

$$F_{hp} = \frac{M_{Celk}}{\frac{d_{h4} \times 2}{2}} = \frac{686\,970}{55} = 12\,490,36 \text{ N} \quad (81)$$

Výpočet otlačení:

$$p_n = \frac{F_{hp}}{t_{nab} \times l_p} = \frac{12\,490,36}{3,8 \times 70} = 46,956 \text{ MPa} \ll p_{Dn} \quad (82)$$

Kontrola pera na stříh:

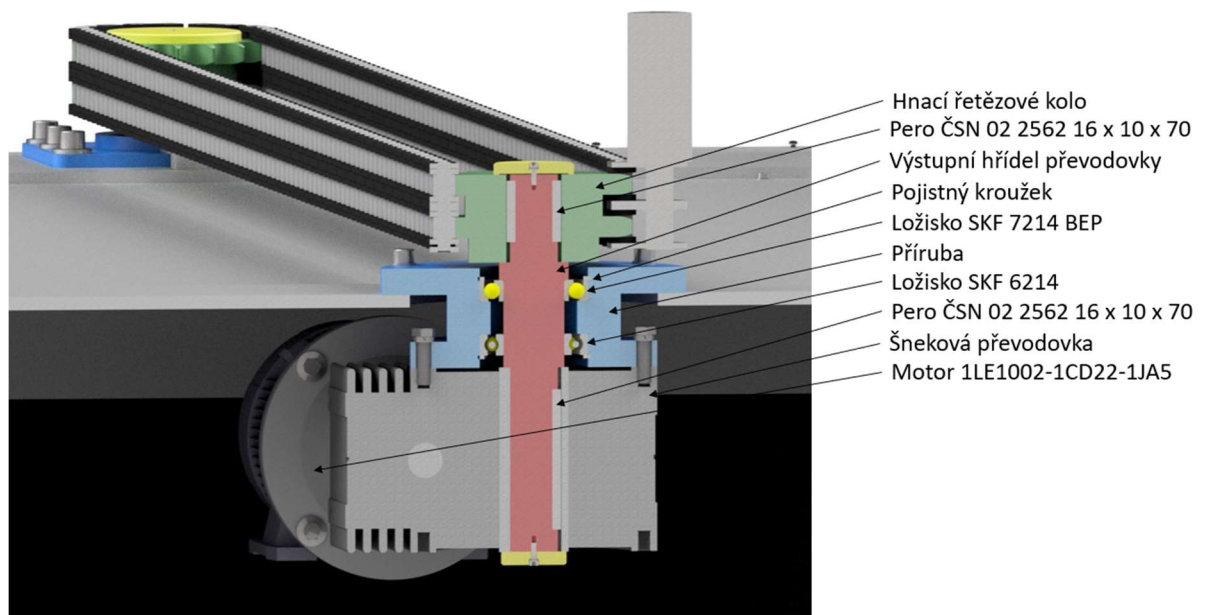
$$\tau_{SP} = \frac{F_{hp}}{b_p \times l_p} = \frac{12\,490,36}{16 \times 70} = 11,15 \text{ MPa} \quad (83)$$

Vzhledem k tomu, že vyfrézováním drážky pro pero se zmenšuje efektivní průměr přenášející kroutící moment, je třeba hřídel překontrolovat na krut ještě na tomto „zmenšeném“ průměru.

Výpočet napětí v krutu na zmenšeném průměru:

$$\tau_{kzm} = \frac{M_{kK_2}}{W_{kK_2}} = \frac{16 \times M_{kK_2}}{\pi \times (55 - (2 \times t))^3} = \frac{16 \times 686\,970}{\pi \times (55 - (2 \times 6,2))^3} = 45,25 \text{ MPa} \ll \tau_{Dk}, \tau_C \quad (84)$$

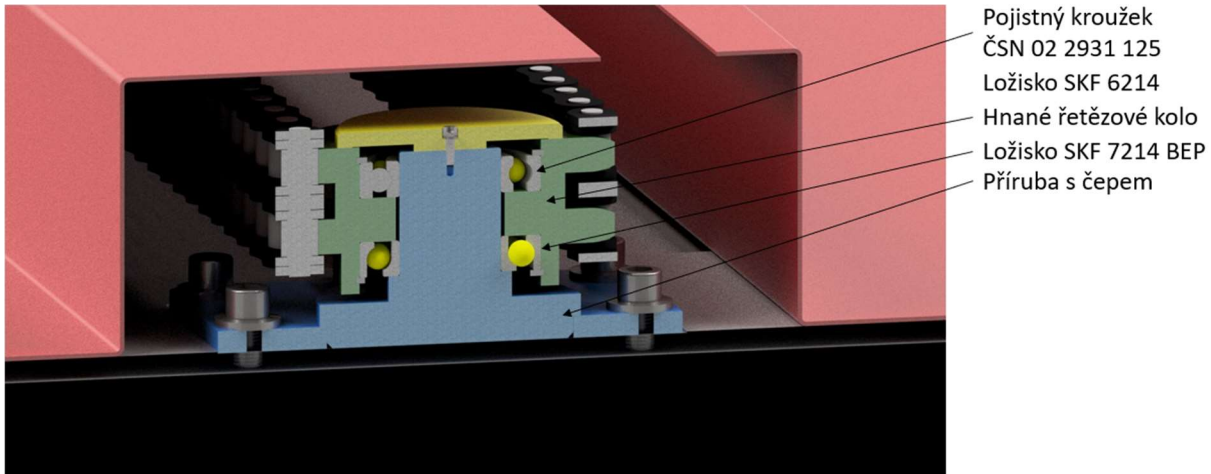
Spojení převodovky s výstupní hřídelí je realizováno taktéž pomocí těsného pera. Bude použito pero stejné řady jen rozdílné délky-16e7 × 10 × 160 ČSN 02 2562 je sice použito jen jedno pero, avšak má více než dvojnásobnou délku, než tomu bylo u spojení hřídele s řetězovým kolem, proto je zajištěno, že spojení je i v tomto případě bezpečné. Návrh spojení je dostatečně předimenzován, a proto nedojde k poruše i při mírném překročení zatížení, na které byl mechanismus navrhován, obrázek finálního řešení přenosu točivého momentu od pohonu je Obr. 51.



Obr. 51 Řez hnacím řetězovým kolem

8.6 Hnané řetězové kolo

Uložení hnaného řetězového kola je realizováno pomocí svařené příruby s čepem. Průměr čepu je 70 mm, díky čemuž je umožněno zvolení stejných ložisek, která byla použita u uložení hřídele pro hnací řetězové kolo. Tato ložiska byla při návrhu hnací části kontrolována, a proto je jistota, že i v tomto případě budou fungovat spolehlivě a nebudou přetížena, řez uložení hnaného řetězového kola je na Obr. 52.



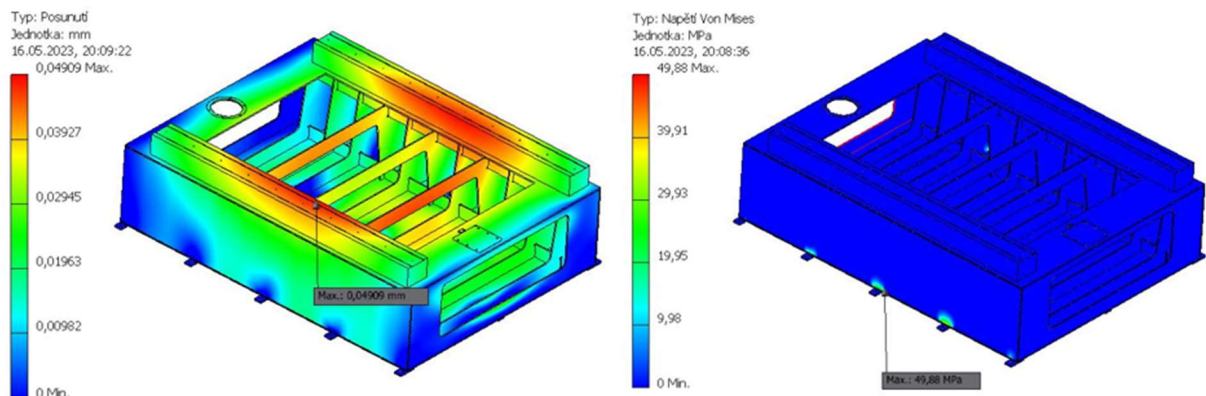
Obr. 52 Řez hnaným řetězovým kolem

Navářená příruba má namísto otvorů drážky, které umožňují posun hnacího kola ve směru pohybu palety, čímž dojde k napnutí řetězu. Pro snazší posun v rámci drážek slouží šroub DIN 933 M16 × 75, kterým je tlačeno na napínací doraz, čímž dojde k napnutí řetězu a snazšímu přitažení příruby v požadované poloze.

8.7 Základ výměníku paletového výměníku

Základ paletového výměníku je tvořen svařencem z plechů. Všechny části svařence jsou z oceli S235JR, což je materiál se zaručenou svařitelností a mezí kluzu 226 MPa [40]. Byly použity převážně plechy tloušťky 12 mm, s výjimkou horního „základového“ plechu o tloušťce 15 mm, ve kterém však jsou zafrézování pro přesné uložení přírub pro uložení řetězových kol. Kromě zmíněného plechu byly frézovány ještě plochy pro přišroubování vedení s rolnami. Tím, že jsou funkční části upevňovány na plochy obráběné po svaření, se odstraňuje vliv nepřesnost vlivem možných deformací při svařování.

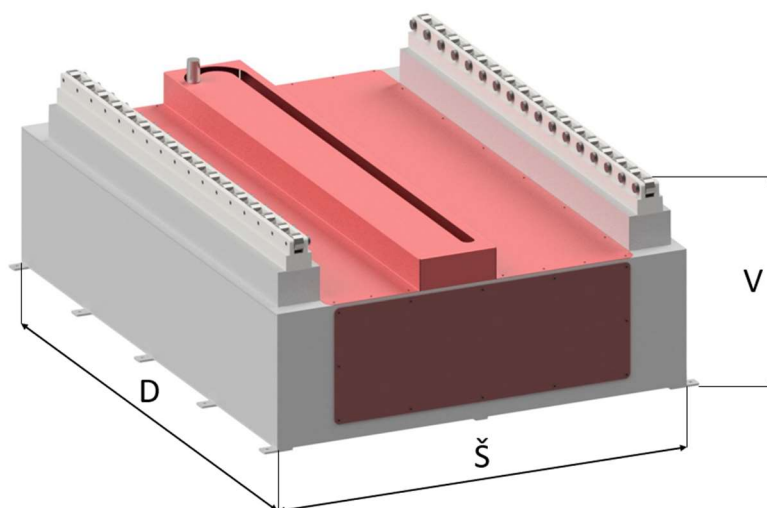
Na svařenci byla provedena orientační pevnostní analýza, aby bylo ověřeno, že svařenec nebude hmotností palety s obrobkem přetěžován a nebude docházet k neakceptovatelným deformacím. Pro analýzu byla zvolena zatěžující síla působící na obrobené plochy pro vedení, o velikosti 40 000 N. Jako pevné byly zvoleny navařené plechové patky na spodní části svařence, ve kterých jsou připraveny otvory pro ukotvení dopravníku. Výsledky orientační pevnostní analýzy lze vidět na Obr. 53. Z grafických výsledků lze vyčíst, že největší napětí je v oblastech v blízkosti navařených patek na spodní straně svařence. Co se týče největších deformací, ty najdeme na horní části svařence, uprostřed ploch, na které působí zatěžující síla, je však zanedbáno samotné vedení, které by působení zatěžující síly na svařenec ještě zmírnilo. Maximální posun vyplývající z analýzy dosahuje necelých 5 setin milimetru, skutečnost však může být mírně odlišná, tento orientační výpočet však ukazuje, že svařenec není přetížen a měl by dosahovat dostatečné tuhosti.



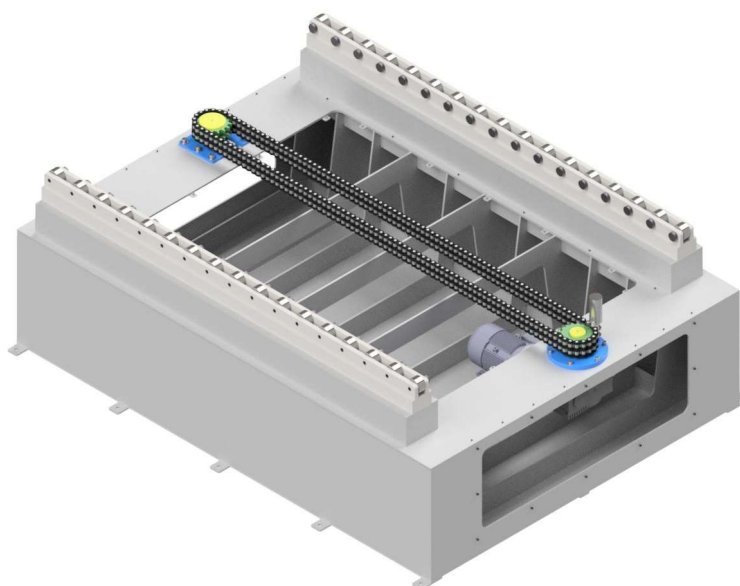
Obr. 53 Posunutí a napětí vyplývající z pevnostní analýzy svařence

9 KONSTRUKČNÍ UZLY VÝMĚNÍKU

Navržené zařízení pro automatickou výměnu obrobků umístěných na technologické paletě disponuje celkovými rozměry $3\,372 \times 2\,498 \times 1\,214$ (D \times Š \times V), přičemž celková hmotnost výměníku je přibližně 7 000 kg. Na Obr. 54 je vidět kompletní výměník včetně krytování, to se skládá ze dvou horních krycích plechů a dvou krycích plechů na v přední a zadní části výměníku. První z dvojice plechů zajišťuje zamezení vniknutí nečistot do vnitřní části svařence, kde je umístěn motor s převodovkou. Druhý ohýbaný krycí plech z velké části kryje také řetězová kola a samotný řetěz, přičemž je v něm pouze drážka kopírující dráhu unášecího čepu. Třísky z obrábění, které při přesunu palety odpadnou na výměník tak lze jednoduše smést z krycího plechu, nečistoty napadané drážkou pro čep pod ohýbaný krycí plech budou vyčištěny při pravidelné větší údržbě zařízení. Výměník bez krycích plechů je na Obr. 55.



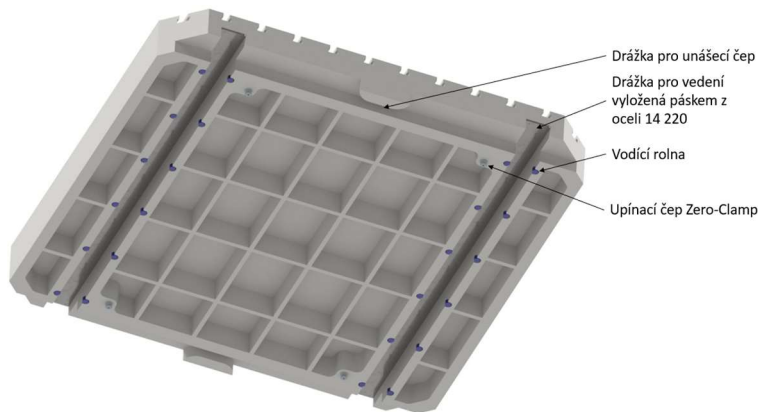
Obr. 54 Navržený výměník palet včetně krytování



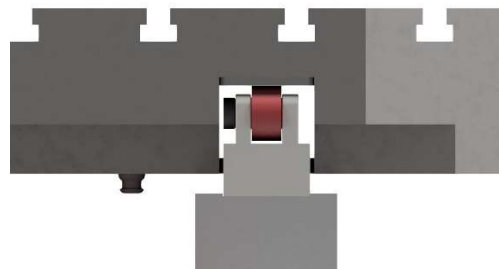
Obr. 55 Navržený výměník palet bez krytování

9.1 Navržená technologická paleta

Navržená technologická paleta má na své horní straně drážky uzpůsobené pro upínací T-matice DIN 508. Na spodní straně palety se nachází řada prvků pro manipulaci a upínání palety na upínacím základu. Na Obr. 56 je pohled na spodní stranu navržené technologické palety, včetně popisu jednotlivých částí, kterými jsou prostor pro zajištění unášecího čepu, sloužícího pro realizaci posunu palety po vedení, drážka pro vedení, na jejíž kontaktní ploše je pásek z oceli o vyšší pevnosti, než je materiál technologické palety. S touto drážkou přímo souvisí vodící rolly, které zajišťují udržení potřebného směru pohybu palety, když omezují vedení umístěné na výměníku. Poslední a sice nejdůležitější částí na spodní straně palety jsou upínací čepy Zero-Clamp, jejichž protikusy se nachází na upínacím základu. Obr. 57 zobrazuje detail vedení palety v drážce.

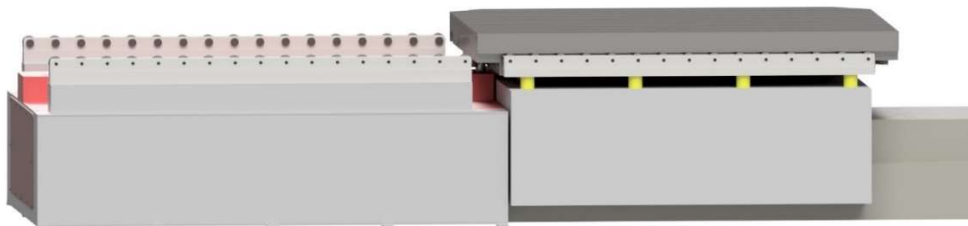


Obr. 56 Zobrazení částí technologické palety



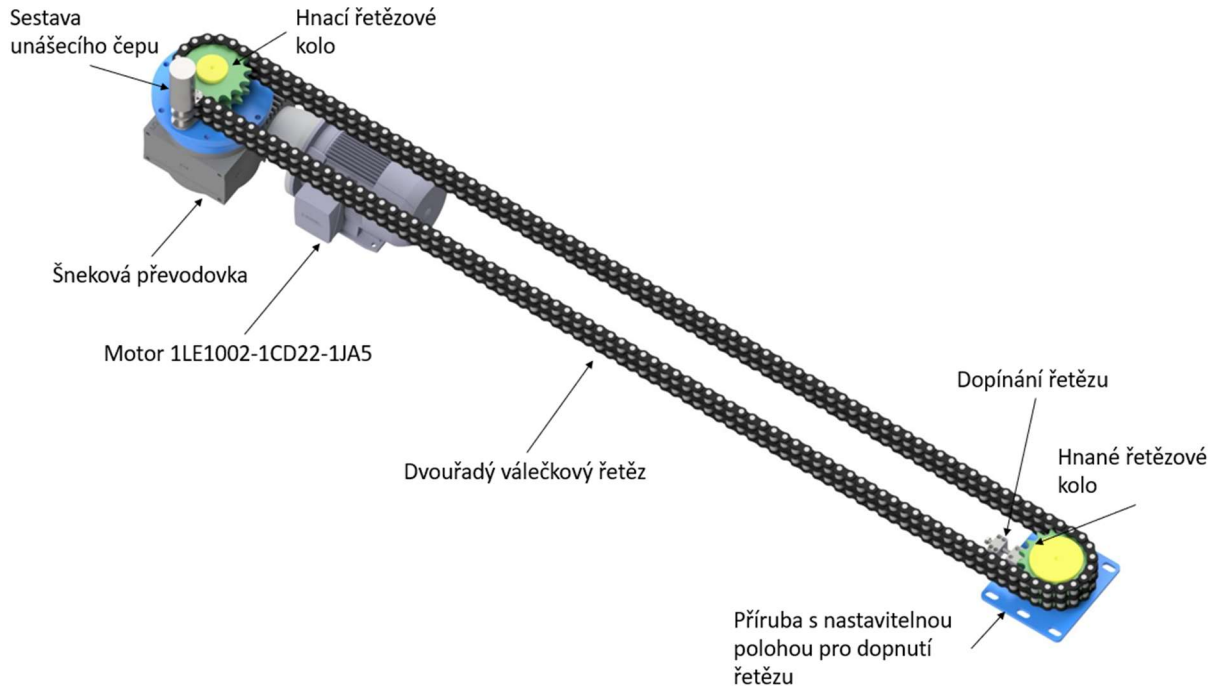
Situaci zobrazující paletu, která byla vysunuta z výměníku na upínací základ zobrazuje

Obr. 58. Žlutě zvýrazněny jsou hydraulické písty, zajišťující nadzvednutí lineárního vedení pro bezkolizní manipulaci s paletou nad upínacím základem.



9.2 Soustava pohonu a vedení pro pohyb palety

Pohyb palety po vedení s rolnami zajišťuje elektromotor se šnekovou převodkou, pohánějící výstupní hřídel, která je pomocí pera spojena s hnacím řetězovým kolem, to ve spolupráci s hnaným řetězovým kolem zajišťuje pohyb dvouřadého válečkového řetězu, na němž se nachází unášecí čep, jenž je součástí působící na paletu pro vyvození pohybu. Jak již bylo zmíněno v kapitole 8.6, pomocí hnaného řetězového kola je možné řetěz dopnout. Všechny zmíněné části pohonu jsou na Obr. 59.



Obr. 59 Pohon výměníku

Druhou částí potřebnou pro pohyb palety je samotné vedení, to se skládá z podpůrných rolen HPC 100 s příslušnými čepy v kombinaci vyráběným ocelovým držákem rolen, celá sestava je na Obr. 60. Po tomto vedení je posouvána z výměníku na upínací základ stroje, kde je pomocí Zero-point systému upnuta.

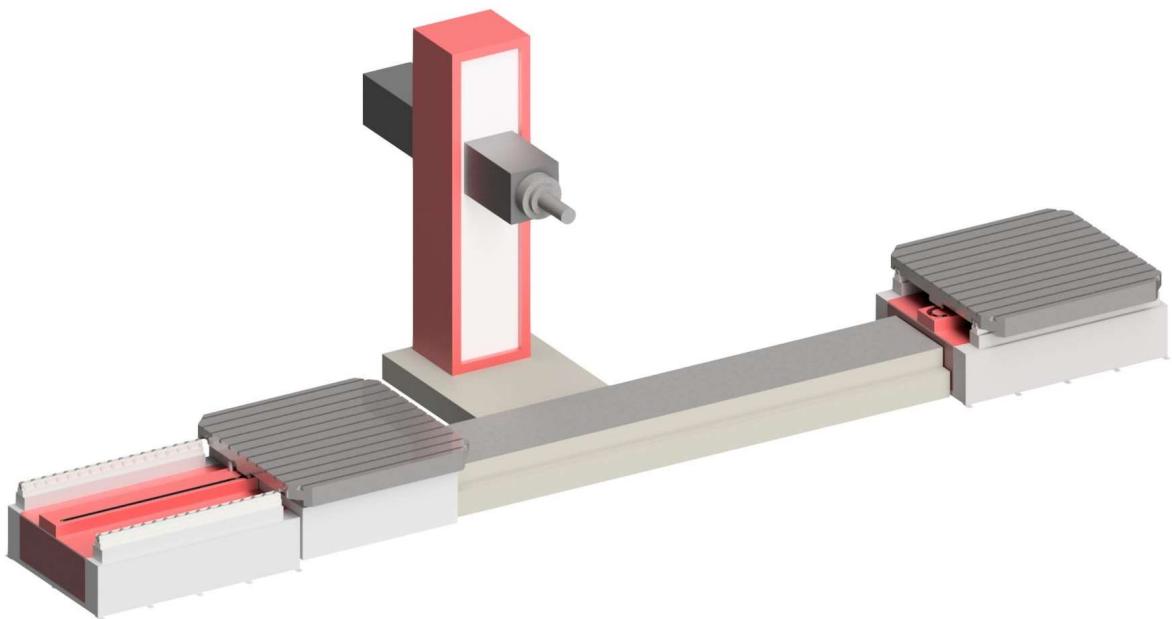


Obr. 60 Sestava vedení palety

10 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Zpracované konstrukční řešení umožňuje automatickou výměnu obrobků s využitím paletizace. Zařízení je dimenzováno na hmotnost 40 000 kg skládající se z hmotnosti technologické palety a obrobku. Při návrhu byla snaha dosažení co nejjednoduššího řešení při spolehlivé a bezproblémové funkčnosti. Při návrhu umístění výměníku palet získala vybraná varianta jen o pár bodů více než druhá varianta, která uvažovala s umístěním výměníků v prostoru před strojem, to by však znamenalo složitější a dražší konstrukci výměníku, protože by bylo nutné zajistit pojezd výměníku ve směru kolmém na osu X stroje, aby nedocházelo ke kolizi s výměníkem během obrábění a významnému znečištění třískami během obrábění. Uspořádání výměníků u stroje (zjednodušený model stroje) je zobrazeno na Obr. 61.

Co se týče pokračování na této práci, bylo by možné navrhnout vhodné snímače a potřebné elektrické prvky. Také by bylo možné provést podrobný konstrukční návrh univerzální technologické palety a upínacího základu, včetně potřebných pevnostních analýz.



Obr. 61 Osazení zjednodušeného modelu stroje navrženým výměníkem

11 ZÁVĚR

Tato práce je tvořena pomyslnými dvěma částmi. První část práce je rešeršní, kdy pojednává o CNC strojích a automatizaci v tomto segmentu. Největší prostor v této rešeršní části pochopitelně dostává automatická výměna obrobků, kdy jsou rozebírány různá řešení a varianty samotné výměny, napříč celým třískovým obráběním. Na tuto část plynule navazuje kapitola 4, která rozebírá proces automatické výměny obrobků a poukazuje na důležitost jednotlivých celků a vztahů mezi nimi, z nichž vyplývají veličiny, který samotný návrh zařízení pro automatickou výměnu obrobků ovlivňují v závislosti na tom, pro jaký obráběcí stroj je určené. Po domluvě s vedoucím této diplomové práce bylo dáno, že automatická výměna obrobků bude navrhována pro velký obráběcí stroj, tedy stroj, určený pro obrobky o hmotnosti větší než 10 t. Proto byla provedena analýza trhu se zařízeními pro tyto stroje určenými.

Druhá část práce se zabývá konstrukčním návrhem automatické výměny obrobků. Na základě analýzy trhu a procesu výměny připadala v úvahu pouze varianta s využitím translačního výměníku palet. Výměník byl navrhován na celkovou nosnost palety a obrobku 40 t, maximální uvažovaná výška obrobku je 2 200 mm, při rozměru palety 3 000 × 3 000 mm.

V první fázi byly navrženy 4 varianty paletizace, které byly hodnoceny na základě multikriteriální metody, výběr byl dále doplněn o slovní komentář, zvolena byla druhá varianta s výměníky navazujícími na konce osy X. Oproti druhé nejlépe hodnocené variantě jsou výměníky dál od samotného obráběcího prostoru, čímž se snižuje riziko znečištění funkčních ploch a s tím spojené riziko poškození. Tato varianta paletizace byla dále rozvíjena návrhem 4 variant konstrukčních řešení, které se lišily především pohonem. Stejně jako při předchozím výběru byla použita multikriteriální metoda hodnocení. V tomto případě byla vybrána čtvrtá varianta, jenž byla ze všech variant nejméně složitá, i přesto je navržena tak, aby správně a spolehlivě plnila požadovanou funkci.

Pro vybranou variantu byly provedeny všechny potřebné technické výpočty, nejdříve byl vybrán a dle doporučení výrobce zkontrolován Zero-point systém od společnosti Zero Clamp, byla zvolena „největší“ nabízená řada, s upínacími disky o průměru 190 mm. Následoval návrh vedení palety, kde byly použity HPCA 100 od firmy T.E.A. TECHNIK. Dalším bodem byl návrh mechanismu pro realizaci pohybu palety, z nabídky společnosti Řetězy Vamberk byl vybrán dvouřadý válečkový řetěz DIN 8187 24 B a k němu příslušná řetězová kola. Hnací řetězové kolo je s výstupní hřídelí spojeno pomocí perového spoje, uložení této hřídele zajišťují kuličková ložiska SKF. Hřídel je poháněna osmipólovým elektromotorem Siemens 1LE1002-1CD22-1JA5 v kombinaci se šnekovou převodovkou ATEK SL 125 s převodovým poměrem 40:1. Základ výměníku je tvořen svařencem z plechů, jehož únosnost byla orientačně zkontrolována pomocí pevnostní analýzy v programu Autodesk Inventor, čímž se potvrdilo, že navržený svařenec je dostatečně tuhý a spolehlivě splní požadovanou funkci.

Výsledné rozměry výměníku jsou přibližně 3,4×2,5×1,2 m (D×Š×V) a jeho hmotnost je přibližně 7 t.

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [2] Co jsou CNC stroje? | Objevte i Vy jejich přednosti | Raptor CNC. Profesionální CNC stroje | Nabídka kvalitních strojů | Raptor CNC [online]. Copyright © 2023 Raptor Technologies s.r.o. [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.raptor-cnc.com/cnc-stroje.html>
- [3] Software, CNC Interface Gains Push Programming Productivity. SME [online]. Copyright © 2023 SME. All rights reserved. [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.sme.org/technologies/articles/2019/march/software-cnc-interface-gains-push-programming-productivity/>
- [4] MAREK, Jiří. Stavba a provoz CNC obráběcích strojů: Učebnice Ústavu výrobních strojů, systému a robotiky, FSI, VUT v Brně, 1 svazek. Praha: MM publishing, 2023. ISBN ISBN 978-80-907452-4-7.
- [5] Automatizace - budoucnost strojírenství | MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum - nejčtenější strojírenský časopis a jeho digitální obsah | MM Průmyslové spektrum [online]. Copyright © 2001 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/automatizace-budoucnost-strojirenstvi>
- [6] BORSKÝ, Václav. Jednouúčelové a víceúčelové obráběcí stroje. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1990. ISBN 80-214-0175-3.
- [7] Palety, šedá litina s T drážkami | Marek.eu. Marek.eu [online]. Copyright ©2017 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/kipp-mechanicke-komponenty/upinaci-technika/modularni-upinaci-technika/zakladni-prvky/35503/palety-seda-litina-s-t-drazkami.html>
- [8] Paleta | Marek.eu. Marek.eu [online]. Copyright ©2017 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/kipp-mechanicke-komponenty/upinaci-technika/modularni-upinaci-technika/zakladni-prvky/23864/paleta.html>
- [9] Zero point - efektivní způsob upínání obrobků | MM Průmyslové spektrum. MM Průmyslové spektrum - nejčtenější strojírenský časopis a jeho digitální obsah | MM Průmyslové spektrum [online]. Copyright © 2001 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/zero-point-efektivni-zpusob-upinani-obrobku>
- [10] Grumant s.r.o. - prodej řezných nástrojů [online]. Copyright © [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.grumant.cz/storage/databank/Katalogy/ZeroClamp/ZeroClamp_katalog-CZ.pdf
- [11] Zero Clamp | Hoffmann Group. Hoffmann Group | Tools to make you better [online]. Copyright © Hoffmann SE [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.hoffmann-group.com/CZ/cs/hot/oblasti-pouziti/upinaci-technika/garant-zeroclamp/e/118406/>
- [12] Clamping head SPK - Röhm clamping devices : drill chucks, lathe chucks, HSK tools. Startseite - Röhm Spannen und Greifen [online]. Copyright © 2017 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.roehm.biz/en/products/tool-clamping-systems/clamping-head-spk/>
- [13] Rotomors SH RB+TC-1600 - YouTube. YouTube [online]. Copyright © 2023 Google LLC [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=hvF3MGEQWU4&ab_channel=Rotomors%28S.P.A.%29

- [14] Automated pallet changer - SH RB+TC/1600 - ROTOMORS - for machining centers / with independant powered transfer shuttle. DirectIndustry - The B2B marketplace for industrial equipment: sensors, automation, motors, pumps, handling materials, packaging, etc. [online]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/rotomors/product-5997-1725315.html>
- [15] Stránský a Petržík – FEELER – Horizontální obráběcí centra – Řada FMH – FMH-500 – FMH-500 - konstrukce. Stránský a Petržík – Pneumatické válce spol. s r.o. [online]. Copyright © 2023, Stránský a Petržík, Pneumatické válce spol. [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.stranskyapetrzik.cz/stroje/feeler/hmc/fmh/fmh-500/fmh-500-konstrukce/?fbclid=IwAR2xLyQfH-aZNbRFiPTOH83mHwNd2JYeEINELnSW7YGqwxOPNIWG2CseByw>
- [16] HM Series | Horizontal Machining | DN... | DN Solutions America. Home | DN Solutions America [online]. Copyright © [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.dn-solutions.us/machining-centers/horizontal-machining-centers/hm?fbclid=IwAR39xbHtzJUIQSa-5yh7TxdwvpxgvNhGGncEz9hAOHRIeZ99g5HfkC1i8XU#!>
- [17] EC-400 Pallet Pool - Installation. [online]. Copyright © [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/service/troubleshooting-and-how-to/how-to/ec-400-pallet-pool---installation.html>
- [18] LPS II | Linear Pallet System | DN Solutions | DN Solutions Europe. Home | DN Solutions Europe [online]. Copyright © [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.dn-solutions.de/en/automation/pallet-pools/lps-ii>
- [19] BORSKÝ, V. Obráběcí stroje. 1st ed. Brno: VUT Brno – FS, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1
- [20] Technical Data - WALDRICH COBURG. Home - WALDRICH COBURG [online]. Dostupné z: <https://www.waldrich-coburg.de/en/gemini/gemini-data/>
- [21] Waldrich Coburg - Taurus Pallet Changer - YouTube. YouTube [online]. Copyright © 2023 Google LLC [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=CR5Gzo6i8EQ&list=PLCkfw5CMrlkF1NJR2siG6NcX1xcqO19W_&index=3&ab_channel=MultistationDigitalManufacturing
- [22] Exception. Redirecting to <https://www.fermatmachinery.com/en> [online]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/cz/novy-stroj/automaticka-posuvna-paletizace#description>
- [23] 2 Rotary Tables, Horizontal Boring Mill, Milling, Machining, Spindle Diameter 110 mm, WFT 11 - YouTube. YouTube [online]. Copyright © 2023 Google LLC [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=wWxpolj3aGI&ab_channel=FERMAT%26LUCASChannel
- [24] Exception. Redirecting to <https://www.fermatmachinery.com/en> [online]. Dostupné z: <https://www.fermatmachinery.com/en/new-machine/cross-wise-pallete-changer>
- [25] Palletizing system for Horizontal Boring Mill | Milling, Machining & Metalwork | FERMAT Machinery - YouTube. YouTube [online]. Copyright © 2023 Google LLC [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=tsIrVM7XO0E&ab_channel=FERMAT%26LUCASChannel

- [26] M&V - Velkoobchod nástroji, nářadím a stroji - nářadí, nástroje, stroje, brusivo, měřidla, vrtáky, frézy, nože, kotouče... [online]. Copyright ©M [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.mav.cz/data/katalog/k_upinaci.pdf
- [27] Machining Power. Machining Power [online]. Dostupné z: <https://mpwr.iscar.com/FCuttingForces>
- [28] ZEROCLAMP GmbH - Premiumprodukte für die Spanntechnik [online]. Copyright ©X [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://zeroclamp.com/wp-content/uploads/2022/08/Installation_Operating_Instructions_ZeroPoint_Clamping_System.pdf
- [29] SOUČINITEL TŘENÍ - Portál pro strojní konstruktéry. Portál pro strojní konstruktéry [online]. Copyright © 2013 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [30] Podpurné rolny bez čepu HPCA | T.E.A. TECHNIK s.r.o.. T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony [online]. Copyright © Teatechnik 2023 [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/podpurne-cepu/>
- [31] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [32] Shigley, J. E.; Mischke, Ch. R.; Budynas, R. G. Konstruování strojních součástí. Vyd. 1. Brno : Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTIUM, 2010. 1300 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [33] [online]. Copyright © [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.retezyvam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [34] Válečkové řetězy. [online]. Copyright © 2021 ŘETĚZY VAMBERK. All Rights Reserved. Designed by [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.retezyvam.com/cs/produkty/valeckove-retezy>
- [35] Řetězová kola. [online]. Copyright © 2021 ŘETĚZY VAMBERK. All Rights Reserved. Designed by [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: <https://www.retezyvam.com/cs/produkty/retezova-kola>
- [36] Configurator. 301 Moved Permanently [online]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/portal/portal?configid=14&docu.mlfb=1LE1002-1CD22-1JA5&docu.inittype=MLFB&docu.language.locale1=en&docu.language.locale2=>
- [37] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. Copyright ©BY [cit. 23.05.2023]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/sites/default/files/dokumenty/ATEK_katalog_schneckengetriebe.pdf
- [38] SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/productid-7214%20BEP>
- [39] SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6214>
- [40] Bolzano | Přehled vlastností oceli S235JR(dříve S235JRG2). Bolzano | Úvod [online]. Copyright © 2020 Bohdan Bolzano, s.r.o. [cit. 24.05.2023]. Dostupné z: <https://bbolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/nelegovane-konstrukcni-oceli-podle-en-10025/prehled-vlastnosti-oceli-s235jrdrive-s235jrg2>

Bibliografické citace dokumentu podle CSN ISO 690 a CSN ISO 690

13 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam zkratek

F_{ekv}	[N]	Ekvivalentní síla
t_n	[s]	Čas dané operace
t_c	[s]	Celkový čas obrábění
a_p	[mm]	Hloubka řezu
f_z	[mm]	Posuv na zub
v_c	[m/min]	Řezná rychlost
a_e	[mm]	Šířka řezu
F_c	[N]	Hlavní složka řezné síly
F_f	[N]	Axiální složka řezné síly
F_p	[N]	Radiální složka řezné síly
F	[N]	Řezná síla
D_{rot}	[mm]	Průměr rotující části
n_{obr}	[ot/min]	Otáčky součásti pro soustružení
f_r	[mm/ot]	Posuv na otáčku
k	[°]	Úhel náběhu
$m_{obr,pal}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí
h_z	[mm]	vzdálenost těžiště od palety
h_{pal}	[mm]	Tloušťka palety
V_{obr}	[mm]	Výška obrobku
a	[mm]	Kratší rameno ke klopnému bodu
b	[mm]	Delší rameno ke klopnému bodu
r_s	[mm]	Vyosení těžiště
F_{Exc}	[N]	Síla způsobená excentricitou
$F_{RezSous}$	[N]	Řezná síla od soustružení
F_{up}	[N]	Upínací síla modulu
d_m	[mm]	Průměr upínacího modulu
S_{pomer_1}	[-]	Poměr momentů
F_{RezEkv}	[N]	Ekvivalentní řezná síla
F_{RezVrt}	[N]	Řezná síla při vrtání
h_{RezF}	[m]	Výška působení řezné síly
h_{z2}	[m]	Pozice těžiště od palety
m_{obr,pal_2}	[kg]	Hmotnost obrobku a palety
M_{RezEkv}	[Nm]	Moment od ekvivalentní řezné síly
M_{RezVrt}	[Nm]	Moment od řezné síly od vrtání

M_{Gobr,pal_2}	[Nm]	Moment od gravitační síly
M_{up2}	[Nm]	Moment od upínacího mechanismu
S_{pomer_2}	[-]	Poměr momentů
S_{pomer_3}	[-]	Poměr momentů
i_m	[-]	Počet upínacích modulů
F_{o_1}	[-]	Koeficient tření ocel-litina
M_{kSous}	[Nm]	Ekvivalentní M_k od soustružení
M_{kVrt}	[Nm]	Moment vznikající při vrtání
L_{Vrt}	[m]	Vzdálenost síly od vrtání od středu
S_{um}	[m]	Kratší osová vzdálenost upínacích modulů
d_{RozUm}	[m]	Roztečná kružnice, na níž jsou upínací moduly
F_{ud1}	[N]	Síla působící proti jednomu upínacímu disku
$F_{tř1}$	[N]	Třecí síla mezi upínacím diskem a paletou
$M_{tř1}$	[Nm]	Kroutící moment přenesený pomocí třecí síly
$S_{poměr_m1}$	[-]	Poměr momentů
F_{ud2}	[N]	Síla působící proti jednomu upínacímu disku
$F_{tř2}$	[N]	Třecí síla mezi upínacím diskem a paletou
$M_{tř2}$	[Nm]	Kroutící moment přenesený pomocí třecí síly
$S_{poměr_m2}$	[-]	Poměr momentů
$F_{Gobr,pal}$	[kN]	Maximální zatížení od hmotnosti palety a obrobku
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
F_{Rol}	[N]	Zatěžující síla na jednu rolnu
E_o	[MPa]	Modul pružnosti pro ocel
E_{odl}	[MPa]	Modul pružnosti pro ocel na odlitky
μ_o	[-]	Poisonova konstanta
d_{Rol}	[mm]	Průměr rolny
d_{pal}	[mm]	Poloměr kontaktní plochy palety
l_{kont}	[mm]	Kontaktní délka
b_{kont}	[mm]	Šířka dotykové plochy
$p_{kontMax}$	[MPa]	Maximální kontaktní tlak
ζ	[mm]	Rameno valivého odporu
v_{pal}	[m/s]	Maximální rychlost pohybu palety
t_{rozb_pal}	[s]	Doba rozběhu palety
d_{rk}	[m]	Navržený průměr řetězového kola
S_{pal}	[m]	Navržená dráha přesunu palety
i_{Rol}	[-]	Reálný počet roln na vedení
$\eta_{k_lož}$	[-]	Účinnost kuželíkových ložisek
F_{ValOdp}	[N]	Valivý odpor vedení
η_{Ved}	[-]	Celková účinnost vedení s rolnami

M_{ValOdp}	[-]	Moment valivého odporu vedení
a_{pal}	[m/s ²]	Zrychlení palety
ω_{rk}	[rad/s]	Úhlová rychlost řetězového kola
ε_{rk}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení řetězového kola
n_{rk}	[ot/min]	Otáčky řetězového kola
$S_{Roz,Brz}$	[m]	Dráha uražená během rozběhu a brždění
$T_{Poh,Brz}$	[s]	Doba pohybu palety
a_{prib}	[m]	Přibližná vzdálenost os řetězových kol
l_{ret}	[m]	Přibližná délka řetězu
m_{ret_nav}	[kg]	Návrhová hmotnost řetězu
J_{rk}	[kg/m ²]	Návrhový moment setrvačnosti řetězového kola
J_{RedHr}	[kg/m ²]	Redukovaný moment setrvačnosti na výstupní hřídel
M_{rz}	[Nm]	Moment od zrychlení palety
M_{rz_kont}	[Nm]	Kontrolní moment od zrychlení palety
M_{Celk}	[Nm]	Celkový zatěžující moment
$P_{potř}$	[W]	Potřebný výkon pro pohon mechanismu
Y	[-]	Součinitel rázu
k_r	[-]	Součinitel výkonu
I_2	[-]	Součinitel mazání
φ	[-]	Součinitel provedení
σ	[-]	Součinitel vzdálenosti os
N_d	[kW]	Diagramový výkon pro výběr řetězu
i_{rk}	[-]	Převod mezi řetězovými koly
z_1	[-]	Zvolený počet zubů řetězových kol
p	[-]	Rozteč válečků řetězu
d_p	[mm]	Roztečná kružnice ozubeného kola
m_p	[kg]	Hmotnost řetězového kola
Q	[kg/m]	Hmotnost řetězu na 1 m délky
F_B	[N]	Mez pevnosti řetězu
p_i	[MPa]	Měrný tlak v kloubech řetězu
I_1	[-]	Součinitel tření
d_1	[mm]	Průměr čepu řetězu
b_2	[mm]	Vnější šířka vnitřního článku řetězu
X	[-]	Počet článků řetězu
m_{ret}	[kg]	Hmotnost řetězu
a	[m]	Výsledná osová vzdálenost řetězových kol
P	[N]	Tažná síla
P_C	[N]	Celkové zatížení řetězu
γ_{stat}	[-]	Statický bezpečnostní koeficient

γ_{Dyn}	[-]	Dynamický bezpečnostní koeficient
p_{dov}	[MPa]	Dovolený tlak v kloubech řetězu
f_{kloub}	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
p_v	[MPa]	Výpočtový tlak
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost řetězového kola
ε	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení řetězových kol
n	[ot/min]	Potřebné otáčky na výstupním hřídeli převodovky
P_m	[W]	Výkon motoru
M_m	[Nm]	Jmenovitý moment motoru
n_m	[ot/min]	Jmenovité otáčky motoru
J_m	[kg/m ²]	Moment setrvačnosti motoru
I	[-]	Převodový poměr
J_{sp}	[kg/m ²]	Moment setrvačnosti šnekové převodovky
ε_{hm}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení hřídele motoru
J_{red_hm}	[kg/m ²]	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
M_{hm}	[Nm]	Potřebný kroučící moment na hřídeli motoru
d_{h1}	[mm]	Průměr hřídele 1
l_{h1}	[mm]	Délka průměru 1
d_{h2}	[mm]	Průměr hřídele 2
l_{h2}	[mm]	Délka průměru 2
d_{h3}	[mm]	Průměr hřídele 3
l_{h3}	[mm]	Délka průměru 3
d_{h4}	[mm]	Průměr hřídele 4
l_{h4}	[mm]	Délka průměru 4
l_h	[mm]	Délka hřídele
R	[mm]	Zaoblení hran hřídele
l_{l1}	[mm]	Vzdálenost ložiska 1 od hrany
l_{l2}	[mm]	Vzdálenost ložiska 2 od hrany
l_l	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu (hřídel)
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu (hřídel)
σ_D	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku pro míjivé zatížení (hřídel)
σ_{oD}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu pro míjivé zatížení (hřídel)
τ_{kD}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu pro míjivé zatížení (hřídel)
τ_c	[MPa]	Mez únavy v krutu (hřídel)
F_{AxialH}	[N]	Axiální síla působící na hřídel
F_{AX}	[N]	Reakční axiální síla v podpoře A
F_{RadH}	[N]	Radiální síla působící na hřídel
M_B	[Nm]	Moment k podpoře B

F_{AY}	[N]	Reakční radiální síla v podpoře A
M_B	[N]	Moment k podpoře A
F_{BY}	[N]	Reakční radiální síla v podpoře B
M_{oMax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
M_{oK2}	[Nm]	Ohybový moment v kritickém bodě
σ_{oK2}	[MPa]	Napětí v ohybu
τ_{kK2}	[MPa]	Napětí v krutu
σ_{Red}	[MPa]	Redukované napětí
k_k	[-]	Koeficient bezpečnosti
l_p	[mm]	Zvolená délka pera spojení s řetězovým kolem
b_p	[mm]	Šířka pera
h_p	[mm]	Výška pera
t_{dr}	[mm]	Hloubka drážky v hřídeli
t_{nab}	[mm]	Hloubka drážky v náboji
p_{Dn}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku pro náboj
τ_{DsP}	[MPa]	Dovolené napětí ve stříhu pro pero
F_{hp}	[N]	Síla působící na jedno pero
p_n	[MPa]	Otlačení
τ_{sP}	[MPa]	Napětí ve stříhu pro pero
τ_{kzm}	[MPa]	Napětí v krutu na zmenšeném průměru

13.2 Seznam tabulek

Tabulka 1) Parametry pro hodnocení varianty paletizace.....	44
Tabulka 2) Porovnání parametrů pro hodnocení variant paletizace.....	44
Tabulka 3) Relativní váha parametrů pro hodnocení metod paletizace.....	45
Tabulka 4) Hodnocení metod paletizace.....	46
Tabulka 5) Parametry pro hodnocení konstrukce výměníku	52
Tabulka 6) Porovnání parametrů pro hodnocení variant konstrukce výměníku	52
Tabulka 7) Relativní váha parametrů pro hodnocení variant konstrukce výměníku ...	53
Tabulka 8) Hodnocení variant konstrukce výměníku	54
Tabulka 9) Řezné síly pro čelní frézování [27].....	56
Tabulka 10) Řezné síly pro boční frézování [27].....	56
Tabulka 11) Řezné síly pro soustružení [27]	57
Tabulka 12) Krouťící momenty při soustružení [27].....	57
Tabulka 13) Řezné síly při vrtání [27]	58
Tabulka 14) Ekvivalentní řezná síla.....	58
Tabulka 15) Parametry pro kontrolu upínacího systému Zero Clamp při soustružení	60
Tabulka 16) Parametry pro kontrolu upínacího systému pro nerotační součást	61
Tabulka 17) Tabulka parametrů pro kontrolu přenášeného M_k upínacím systémem..	63
Tabulka 18) Parametry pro výpočet kontaktního tlaku.....	65
Tabulka 19) Parametry pro výpočet silového působení proti pohybu palety.....	67
Tabulka 20) Vstupní hodnoty pro volbu řetězu [33].....	69

Tabulka 21) Parametry pro kontrolu správnosti volby řetězu	69
Tabulka 22) Hodnoty pro kontrolu pohonu	71
Tabulka 23) Hodnoty pro kontrolu hnací hřídele	73
Tabulka 24) Hodnoty pro kontrolu perového spoje.....	76

13.3 Seznam obrázků

Obr. 1 Způsob přenosu dat pro obráběcí stroj [3].....	17
Obr. 2 Obr. 3 Způsob přenosu dat pro obráběcí stroj	17
Obr. 4 Způsoby rozdělení CNC strojů.....	20
Obr. 5 Možnosti manipulace obrobku v pracovním prostoru.....	23
Obr. 6 Univerzální paleta s T-drážkami [7].....	24
Obr. 7 Univerzální paleta se závitovými otvory [8]	24
Obr. 8 Upínací systém od Zero Clamp [10].....	25
Obr. 9 Součásti Zero-point systému od Zero Clamp [11].....	26
Obr. 10 Princip funkce systému od Zero Clamp [11].....	26
Obr. 11 Řez systémem s kuželovými čepy [12]	27
Obr. 12 Upínání upínacími lištami [14].....	27
Obr. 13 Pick-up systém výměny palet [15]	28
Obr. 14 AVO s odkládacím místem před strojem [16].....	28
Obr. 15 Kyvadlová varianta AVO [4]	29
Obr. 16 Kombinace kyvadlové varianty a odkládacích míst před strojem [4]	29
Obr. 17 Otočný výměník s kruhovým umístěním odkládacích míst [17].....	30
Obr. 18 AVO s víceosým manipulátorem a regálovým systémem pro palety [18].....	30
Obr. 19 Skladba procesu AVO [4].....	31
Obr. 20 Možné varianty řešení AVO [4]	31
Obr. 21 Struktura AVO [4]	32
Obr. 22 Vzájemný vliv jednotlivých celků AVO	32
Obr. 23 Taurus 30 Gemini Pallet systém [21]	37
Obr. 24 Posuvná paletizace Fermat [22].....	38
Obr. 25 Příčná paletizace Fermat [25]	39
Obr. 26 Řetězový mechanismus na výměníku Fermat [25].....	39
Obr. 27 Paletizace V1	41
Obr. 28 Paletizace V2	42
Obr. 29 Paletizace V3	42
Obr. 30 Paletizace V4	43
Obr. 31 Graf relativních vah parametrů pro hodnocení paletizace.....	45
Obr. 32 Konstrukce výměníku V1	48
Obr. 33 Konstrukce výměníku V1 bez palety.....	48
Obr. 34 Konstrukce výměníku V2.....	49
Obr. 35 Konstrukce výměníku V2 bez palety.....	49
Obr. 36 Konstrukce výměníku V3	50
Obr. 37 Konstrukce výměníku V3 bez palety.....	50
Obr. 38 Konstrukce výměníku V4.....	51
Obr. 39 Konstrukce výměníku V4 bez palety.....	51
Obr. 40 Graf relativních vah parametrů pro hodnocení konstrukční varianty.....	53
Obr. 41 Zobrazení základních parametrů palety.....	55

Obr. 42 Umístění upínacích čepů na paletě	59
Obr. 43 Kontrola Zero Clamp pro situaci s rotační součástí [28]	59
Obr. 44 Znázornění navržené situace pro kontrolu systému s rotační součástí	60
Obr. 45 Kontrola Zero Clamp pro situaci s nerotační součástí [28]	61
Obr. 46 Znázornění navržené situace pro kontrolu systému s nerotační součástí	62
Obr. 47 Rolna HCPA 100 [30].....	65
Obr. 48 Návrh vedení palety	66
Obr. 49 Zjednodušení navržené hřídele	72
Obr. 50 Průběh reakčních sil a momentů.....	75
Obr. 51 Řez hnacím řetězovým kolem.....	77
Obr. 52 Řez hnaným řetězovým kolem.....	78
Obr. 53 Posunutí a napětí vyplývající z pevnostní analýzy svařence	79
Obr. 54 Navržený výměník palet včetně krytování	81
Obr. 55 Navržený výměník palet bez krytování	81
Obr. 56 Zobrazení částí technologické palety.....	82
Obr. 57 Detail vedení palety	82
Obr. 58 Navázání výměníku na upínací základ	82
Obr. 59 Pohon výměníku	83
Obr. 60 Sestava vedení palety	83
Obr. 61 Osazení zjednodušeného modelu stroje navrženým výměníkem	85

14 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

- DP23-00-000 Sestava_výměníku
- DP23-00-005 Hnací_hřídel
- DP23-00-016 Unášecí_čep
- DP23-01-000 Svařenec_základu
- DP23-01-005 Víko_žebro
- DP23-02-000 Sestava_vedení
- DP23-02-001 Nosič_rolen
- DP23-03-000 Svařenec_připojení_hnan_kole
- DP23-03-001 Náboj_hnan_kola