



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH SYSTÉMU HORIZONTÁLNÍHO POHONU UNAŠEČE SKLADOVACÍHO SYSTÉMU LLH

SYSTEM DESIGN OF THE HORIZONTAL DRIVE CARRIER STORAGE SYSTEM LLH

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR MOLINARI

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Molinari

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Návrh systému horizontálního pohonu unašeče skladovacího systému LLH

v anglickém jazyce:

System design of the horizontal drive carrier storage system LLH

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vyšetřete kinematiku řetězového unašeče pro skladovací systém LLH a navrhnete pomocí analytických metod výpočet k ověření bezproblémového chodu (zabránění kolize) řetězového unašeče a kazety. Navrhnete konstrukční řešení horizontálního pohonu včetně pevnostního výpočtu jednotlivých částí. Vypracujte montážní sestavu a vybrané výrobní výkresy. Navržené provedení řetězového unašeče ověřte metodou MKP.

Technické údaje:

rychlost elevátoru s břemenem 0,2 - 0,25 m/s

hmotnost břemene 3000 kg

hmotnost elevátoru 1200 kg

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- současná koncepční řešení,
- kinematickou analýzu pohybu řetězového unašeče,
- základní funkční a pevnostní výpočty potřebné pro návrh pohonu,
- MKP analýza řetězového unašeče,
- případné další výpočty dle pokynů vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celkovou sestavu zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. BIGOŠ, P., KULKA, J., KOPAS, M., MANTIČ, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnícká Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6
2. SHIGLEY, J.E. - MISCHKE, Ch.R. - BUDYNAS R.G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
3. GAJDŮŠEK, J. - ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988
4. Firemní literatura

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

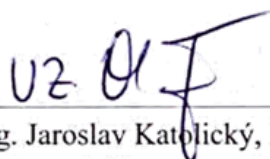
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 12.11.2014





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



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



ABSTRAKT

Cílem této práce je návrh konstrukčního řešení horizontálního pohonu unašeče skladovacího systému LLH. V úvodní části je popsána problematika skladování tyčového materiálu, doplněná o přehled komerčně využívaných vertikálních skladovacích systémů. Další část se věnuje sestavení výpočtového algoritmu pro návrh konstrukčního řešení pohonu unašeče, s jehož pomocí je zařízení v poslední části navrženo.

KLÍČOVÁ SLOVA

Automatické skladovací systémy, tyčové hutní polotovary, řetězový unášec, skladovací kazeta, vodící článek.

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is system design of the horizontal drive carrier storage system LLH. In the first part describes the problems of storage of bars, complemented by an overview of commercially used vertical storage systems. Next part is devoted to build computational algorithm for the design of the carrier drive system. With this algorithm, the device is designed in the final part.

KEYWORDS

Automated storage systems, semi-finished bars, chain carrier, storage box, guiding element.





BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MOLINARI, P. *Návrh systému horizontálního pohonu unašeče skladovacího systému LLH*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.





ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2015

.....

Jméno a přímení





PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a mému odbornému poradci z firmy SSI Schäfer panu Ing. Jiřímu Havovi za cenné rady a pomoc při řešení problémů v této práci. Dále bych chtěl poděkovat mým rodičům, kteří mě po celou dobu studia podporovali.





OBSAH

Úvod.....	15
1 Automatické skladovací systémy.....	16
1.1 Vertikální skladovací systémy.....	16
1.2 Konstrukce vertikálních skladovacích systémů.....	16
1.3 Popis dopravovaného materiálu.....	17
1.4 Příslušenství.....	17
1.4.1 Jeřáby	17
1.4.2 Roboty a manipulátory.....	17
1.4.3 Dopravníky a vozíky.....	18
1.4.4 Bezpečnostní opatření.....	19
1.5 Příklady komerčně využívaných zařízení	20
1.5.1 Vertimag.....	20
1.5.2 Modula® Sintes1	21
1.5.3 KASTOunitower.....	22
1.5.4 STORABAR.....	22
1.5.5 Fehr multi tower	23
1.5.6 TowerMat TM-FE2.2.....	23
1.5.7 Shrnutí.....	23
2 Sestavení výpočtového algoritmu	24
2.1 Popis řetězového unašeče.....	24
2.2 Základní parametry unašeče a kazetové drážky	25
2.3 Výpočet geometrie drážky	26
2.3.1 Volba souřadného systému.....	27
2.3.2 Výpočet rozměru b3.....	28
2.3.3 Výpočet rozměru b4 a polohy bodu B2	29
2.3.4 Výpočet rozměru b6.....	30
2.3.5 Výpočet rozměru b5.....	30
2.3.6 Výpočet rozměru b8.....	31
2.3.7 Výpočet rozměru b7.....	32
2.3.8 Výpočet rozměru b1.....	32
2.3.9 Výpočet rozměru b13.....	34
2.3.10 Stanovení vůle v1	39
2.3.11 Výpočet hodnot b14 a b18	41
2.4 Určení pozice drážky na kazetě.....	41
2.4.1 Výpočet rozměru b9.....	41



2.4.2	Výpočet rozměru b_{l1}	42
2.4.3	Výpočet rozměru b_{l0}	42
2.4.4	Výpočet rozměru b_{l2}	43
2.5	Sestavení algoritmu v MS Excel 2010	43
2.5.1	List Výpočet	43
2.5.2	Listy Cykloida a Rovnice	45
2.6	Ověření funkce algoritmu	46
3	Návrh řetězového unašeče a kazetové drážky	48
3.1	Upřesnění zadání	48
3.2	Návrh řetězového mechanismu	48
3.2.1	Návrh řetězu	48
3.2.2	Kontrola řetězu	51
3.2.3	Volba řetězového kola	53
3.3	Návrh palce	54
3.3.1	Konstrukce palce	54
3.3.2	Návrhový výpočet průměru palce	54
3.3.3	Ověření palce pomocí metody konečných prvků	56
3.3.4	Výsledná geometrie palce	61
3.4	Stanovení základních rozměrů řetězového unašeče a kazetové drážky	62
3.5	Sestava zařízení	62
3.5.1	Pevnostní kontrola vybraných částí	63
	Závěr	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů	71
	Seznam obrázků	74
	Seznam příloh	76



ÚVOD

Sklad je nedílnou součástí logistického řetězce každého podniku a slouží k uchovávání materiálu nebo pro vyrovnávání materiálového toku. Konvenční sklady využívají princip „obsluha ke zboží“. Materiál je zde umístěn ve stacionárních regálech a obsluha ručně řídí a provádí procesy skladování. Výpočetní technika je zde chápána pouze jako podpůrný prostředek pro zvýšení výkonnosti.

V dnešní době se společnosti snaží kvůli udržení své konkurenceschopnosti maximálně využívat své zdroje a optimalizačnímu procesu se nevyhnuly ani sklady. Trendem podniků je redukce zásob na minimum a celkové snižování počtu a kapacit skladů. S tím narůstají požadavky na sledování parametrů, jako je využití prostoru, využití manipulační techniky, produktivita pracovníků a v neposlední řadě i spotřeba energie. Tyto podmínky vedly k vývoji zvláštních sestav stacionární regálové technologie a automatizovaných skladovacích systémů. Výše uvedeným podmínkám odpovídá i automatický vertikální skladovací systém LLH vyvíjený společností SSI Schaffer s.r.o., který je specializovaný na skladování tyčových hutních polotovarů. A právě tímto zařízením se tato práce zabývá.

Bez nadsázky se dá říci, že srdcem každého automatického vertikálního zařízení je extraktor, tedy zařízení, které pomocí řetězového unašeče manipuluje s kazetami pro ukládání zboží. Kazety jsou pro manipulaci vybaveny drážkou, jejíž tvar úzce souvisí s geometrií unašeče. Provázanost zmíněných geometrií komplikuje řešení tohoto na první pohled triviálního problému, a proto je v této práci kladen důraz na kinematickou analýzu řetězového unašeče, jejíž výsledkem je výpočtový algoritmus sloužící jako konstruktérská pomůcka pro rychlé řešení geometrie řetězového unašeče a kazetové drážky tak, aby byl zajištěn bezproblémový provoz celého zařízení.



1 AUTOMATICKÉ SKLADOVACÍ SYSTÉMY

Automatické skladování je postaveno na principu „zboží k obsluze“. Zařízení po vyžádání automaticky dopraví materiál operátorovi, přičemž software se stará o maximální využití skladovacího prostoru, redukuje chybovost a výrazně zkracuje čas na vyhledání žádané položky. K obsluze takového skladu je potřebný i menší počet pracovníků.

Základními technologiemi pro automatizaci a skladování jsou:

- Vertikální výtahové a rotační zásobníky,
- sloupové zakladače,
- systémy dopravníků,
- bezobslužné vysokozdvizné vozíky,
- speciální jeřáby.

Jednotlivé technologie jsou dále charakterizovány typem a rozměrem skladované jednotky, přičemž nejběžnější jsou palety, kontejnery a přepravky z různého materiálu.

1.1 VERTIKÁLNÍ SKLADOVACÍ SYSTÉMY

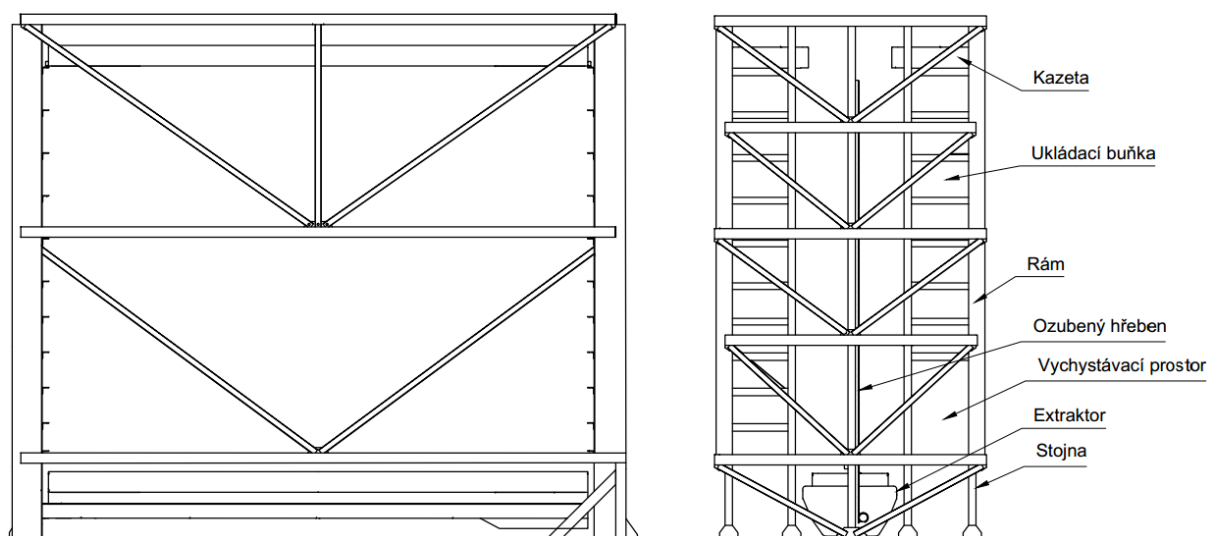
Vertikální skladovací systémy bývají označovány jako malá automatizace a nejčastěji jsou používány pro skladování drobného zboží, na trhu si ovšem našly své zákazníky i stroje specializované na skladování rozměrných předmětů.

Se svou výškou až 30 m maximálně využívají prostory skladu, díky čemuž, dle údajů uvedených výrobcí, ušetří až 90% ložného prostoru. Uspořenou plochu lze opětovně využít pro skladování nebo pro rozšíření výroby.

Z pohledu obsluhy se jedná o rychlé, automatické a ergonomické pracoviště, díky kterému se nemusí pracovník při kompletaci objednávky pohybovat po celém skladu. Další předností je i vysoká bezpečnost, protože veškerý pohyb materiálu je evidovaný a operátoři se před použitím identifikují a dle své odpovědnosti mohou mít přístup pouze do vybraného segmentu.

1.2 KONSTRUKCE VERTIKÁLNÍCH SKLADOVACÍCH SYSTÉMŮ

Systém je složen ze dvou protistojných regálů, ve kterých jsou nad sebou umístěny kazety s materiálem. Mezi regály je ulička, která umožňuje vertikální pohyb tzv. extraktoru, který může být poháněn ozubeným hřebem, řetězem a u strojů s menší nosností i ozubeným řemenem. Extraktor při provádění příkazu vyjede do výšky v úrovni požadované kazety, vyjme ji z regálu a dopraví do obslužného okna, kde je materiál na vychystávacím stole přebrán obsluhou nebo vychystávací jednotkou. Systém se ovládá pomocí dotykového panelu. V případě, že je ke skladu přiřazena automatická vychystávací jednotka, může být jeho provoz samočinný, integrovaný do bezobslužného logistického systému podniku.



Obr. 1 Schéma vertikálního automatického skladovacího systému

1.3 POPIS DOPRAVOVANÉHO MATERIÁLU

Jak již bylo uvedeno výše, vertikální skladovací systémy jsou vhodné zejména pro skladování drobného materiálu. Tato práce je však zaměřena na zařízení vhodné pro uskladnění tyčových hutních polotovarů. Ten je charakteristický tím, že jeden jeho rozměr výrazně převyšuje rozměry ostatní. Konkrétně tedy že délka je mnohonásobně větší než šířka a výška.

K dispozici je široký výběr rozměrů a tvarů hutních polotovarů, přičemž mezi základní patří tyče čtvercové, kruhové, ploché, HEA, HEB, HEM, I, IPE, L, T, U, UE, UPE a šestihranné, dále jsou na trhu různé otevřené a uzavřené tenkostěnné profily, trubky a kolejnice. Mimo oceli mohou být vyráběny z hliníku, mědi a jiných kovů, nebo z plastů.

1.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ

K automatickým vertikálním skladovacím systémům se nabízí mnoho příslušenství, které dále zefektivní provoz podniku a zvýší bezpečnost. Sami výrobci tomu vychází vstříc a ke svým produktům prodávají širokou škálu příslušenství. Níže jsou uvedeny možné druhy přídatných zařízení, které najdou své uplatnění právě u systémů pro uskladňování hutních polotovarů.

1.4.1 JEŘÁBY

Vzhledem k typu manipulovaného materiálu je vhodné ukládání do kazet realizovat pomocí jeřábu. Druh jeřábu bude odvíjen od dispozic jednotlivého podniku, dá se ale předpokládat využití jeřábu mostového, konzolového, nástěnného nebo jeřábového vozíku.

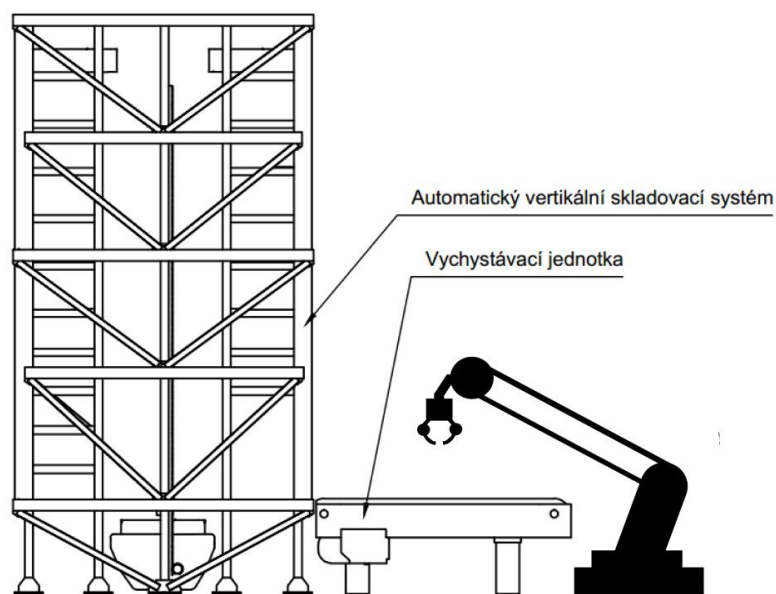
1.4.2 ROBOTY A MANIPULÁTORY

Od svého relativně nedávného vzniku někdy v polovině 20. století, dochází k intenzivnímu rozvoji robotických systémů a možností jejich nasazení. Průmysloví roboti si našli své místo v provozech, kde jsou podmínky pro člověka nepříznivé, v provozech s velkou sériovostí výroby nebo u operací, které již člověk nedokáže kvůli svým dispozicím provést



s požadovanou přesností nebo rychlostí. Díky nasazení robotů došlo v mnoha oborech ke zlepšení kvality výrobků a snížení zmetkovitosti a podniky mohly zvýšit výrobní kapacity i při úspoře pracovního místa.

Hlavními oblastmi nasazení robotů jsou sice svařovny, lakovny a lisovny, ale robotizaci se nevyhnula ani montáž a skladování. A tak mnoho svrchu uvedených výhod najde uplatnění i v logistických celcích vybavených vertikálními skladovacími systémy, kde může ve spolupráci s vhodně navrženým řídicím softwarem plně nahradit lidskou obsluhu.



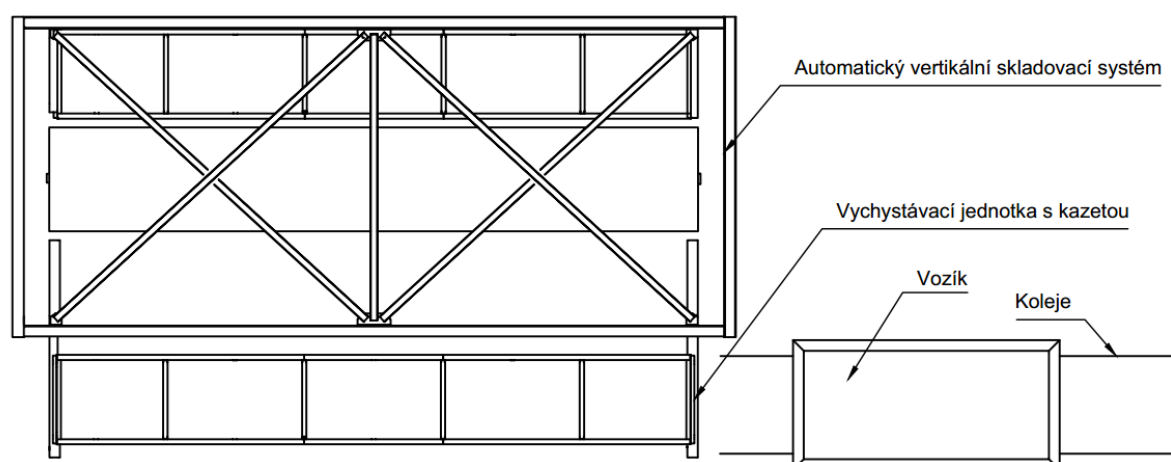
Obr. 2 Možné využití průmyslového robotu

1.4.3 DOPRAVNÍKY A VOZÍKY

Dalším navazujícím členem logistického řetězce může být dopravník, který dopraví vyskladněný materiál do místa potřeby nebo přiveze zboží k uskladnění. Dopravníky obecně vhodné k součinnosti s vertikálními skladovacími systémy jsou tyto:

- Skluzy,
- kolečkové dopravníky,
- válečkové tratě,
- deskové dopravníky,
- pásové dopravníky,
- řetězové dopravníky,
- a jiné...

Volba vhodného dopravníku je závislá na typu skladovaných předmětů. K dopravě hutních polotovarů se nejlépe hodí válečkové tratě a řetězové dopravníky, které mohou vyskladněný materiál dopravit i přes venkovní prostor k nůžkám nebo pile umístěné v jiné hale. Z důvodu snadnější manipulace s materiálem při umisťování na dopravník, mohou mít kazety jednu bočníci otevřenou a k vyskladnění materiálu tak může dojít bez jeho zvednutí. Zboží může být také z vychystávacího stolu překládáno na palety a vozíky, ať už automatické nebo manuálně obsluhované.



Obr. 3 Ukázka použití vozíku

1.4.4 BEZPEČNOSTNÍ OPATŘENÍ

Výše bylo uvedeno několik možností, jak tento logistický řetězec plně automatizovat a u každého takového systému je nutné dbát na bezpečnost a to nejen v zájmu ochrany lidského zdraví, ale i majetku. Z tohoto důvodu je nutné zabezpečit zejména oblast, která je pracovním prostorem automatického systému.

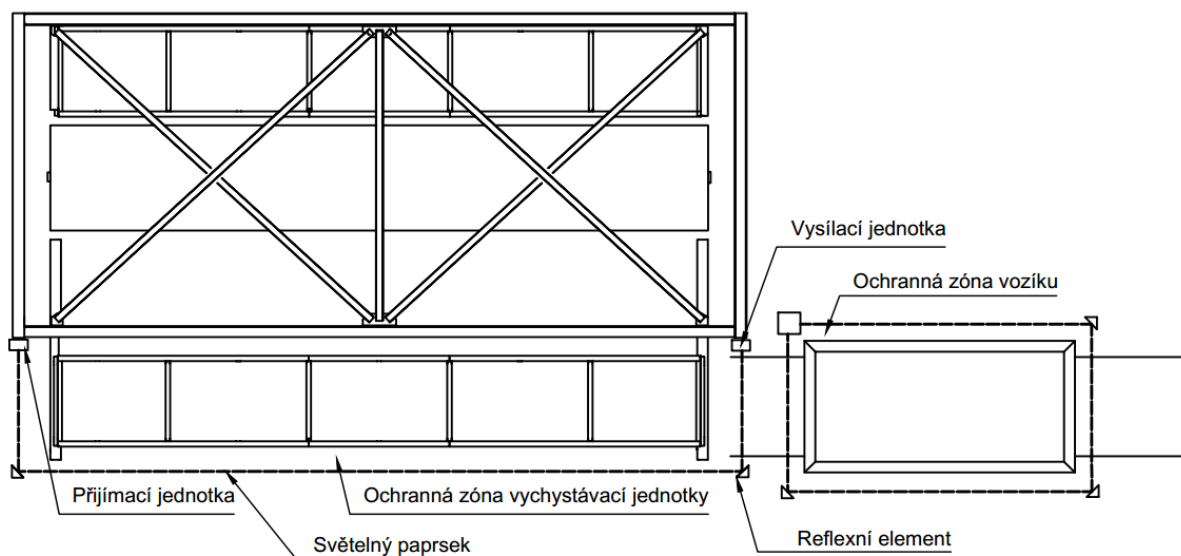
Bezpečnostní funkce v systémech strojních zařízení zajišťují určité části řídicích systémů, které jsou nazývány bezpečnostními částmi řídicích systémů. Tyto části se mohou skládat z hardwaru a softwaru, mohou být řešeny samostatně nebo mohou být nedílnými částmi řídicích systémů a mohou využívat různé druhy přenosu energie (elektrický, hydraulický, pneumatický, mechanický).[1]

Bezpečnostní části řídicích systémů musí být navrženy, konstruovány a vyrobeny tak, aby byly splněny zásady ČSN EN 1050. To však není vždy možné, a v takových případech jsou nutná jiná bezpečnostní opatření. Hierarchie strategie při snižování rizikovitosti je uvedena v ČSN EN 292-1 a -2.[1]

Nejjednodušším bezpečnostním opatřením je oplocení s tím, že přístup obsluhy je elektronicky hlídanou brankou. Oplocení ovšem značně omezuje manipulační prostor a ani přístup skrz branku není v mnoha případech vyhovující. Oplocení lze doporučit v případech, kdy je činnost systému plně automatická a vyžaduje minimální nároky na obsluhu.

Další hojně využívaná bezpečnostní zařízení jsou optické závory, které vyvolají reakci při přerušení světelného paprsku ohraničujícího ochrannou zónu. Mohou být umístěny v bateriích nad sebou pro detekci průniku v různých výškách a pomocí reflexních prvků lze chráněný prostor zalamovat. Existují dva základní druhy optických závor, a to jednocestná a dvoucestná.

Jednocestné závory se skládají z přijímací a vysílací jednotky na protilehlých stranách a pro svou činnost využívají červené, infračervené světlo a laserové světlo. Spolehlivě pracují v náročných podmínkách s vysokou vlhkostí nebo prašností. Dosah těchto závor je až 60 metrů, přičemž i na takto velkou vzdálenost interagují i s velmi malými předměty. U tohoto druhu není snímání ovlivněno vlastnostmi povrchu objektu, který paprsek přeruší.[2]



Obr. 4 Aplikace optických závor

Dvoucestná, neboli reflexní optická závora se skládá z vysílače a přijímače v jedné rovině zakomponovaného do jednoho těla, na protější straně je umístěná pouze odrazka. Při přerušení světelného paprsku se změní stav výstupního signálu přijímače. Dosah tohoto systému je sice pouze 20 m, ale jeho spínací charakteristika není závislá na směru přiblížení a nemá „mrtvou“ oblast pro snímání, ani pro umístění odrazky. Navíc, kvůli použití odrazky, odpadá část elektroinstalace. [2]

1.5 PŘÍKLADY KOMERČNĚ VYUŽÍVANÝCH ZAŘÍZENÍ

V následující kapitole jsou uvedeny vybrané zajímavé stroje z celého spektra typů, výrobců, technologií a velikostí.

1.5.1 VERTIMAG

Skladovací systém Vertimag je produktem společnosti Ferreto storage systems. Je vhodný pro drobné, ručně manipulované objekty od průmyslových polotovarů až po léčiva nebo dokumenty. Zboží je možno ukládat v originálním balení, v ukládacích bednách nebo v sektorech, které jsou na skladovací ploše vymezeny dělitky. Výrobce dodává širokou škálu příslušenství, aby bylo využití prostoru i škála ukládaného materiálu maximální. Skladovací systém může mít více předávacích míst na jednom stroji, a to například i v různých patrech, nebo může být umístěn vně budovy a předávací místo může být realizováno otvorem ve stěně. [3]

Extraktor je poháněn pomocí ozubeného hřebene. Výška celého systému je až 14 m a jeho maximální zatížení činí 86 000 kg. Rozměry ukládacích kazet jsou od (2 410 x 650) mm do (4 220 x 810) mm a jejich maximální zatížení je (250 až 750) kg. Systém je řízen vlastním PLC, které lze snadno propojit do firemní sítě. [3]



Obr. 5 Vertimag [3]

1.5.2 MODULA® SINTES1

Zařízení Sintes1 společnosti Modula je systém menších rozměrů, vhodný pro skladování drobného materiálu, jako jsou elektronické komponenty, léky a malé nástroje. Že jde o stroj, oproti jiným zde uvedených, opravdu malý, vypovídá jeho výška začínající na 2,6 m, končící na 7,1 m a nosnost jedné zásuvky, která činí 200 kg. Na druhou stranu se tento automatický sklad pyšní vysokou produktivitou s více než 115 cykly za hodinu a malou spotřebou energie. Ukládání do kazet probíhá pomocí skladovacích buněk s minimálním vzájemným rozestupem. Jak je u systémů s podobným účelem běžné, plochu kazet lze rozdělit pomocí separátorů na menší sektory.[6]

Zajímavostí tohoto modelu je, že vertikální pohyb extraktoru zajišťují ozubené řemeny.[6]

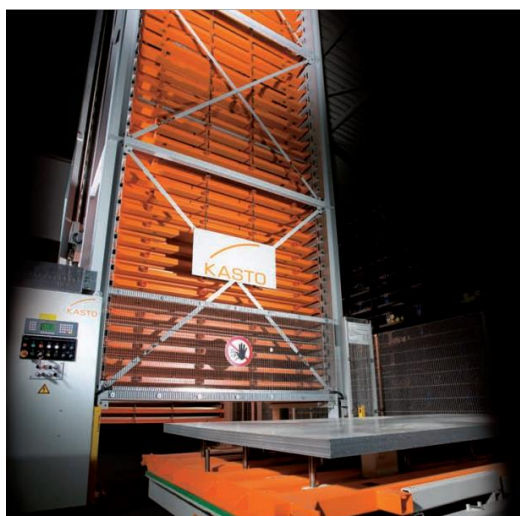


Obr. 6 Sintes1[6]



1.5.3 KASTOUNITOWER

Tento produkt firmy KASTO je specializován na skladování hutních polotovarů a je vhodný pro uskladnění malého a středního množství materiálu v jedné nebo dvou věžích. Extraktor, který pojíždí mezi nimi, je poháněn systémem dvouřadých řetězů. Zařízení může být vyhotoveno v široké škále rozměrů v jednostranném nebo oboustranném provedení. Volbě zákazníka jsou podřízeny i vlastnosti vychystávací jednotky, možnost vybavení váhou, případně jeřábem. Vychystávací jednotky mohou být umístěny jak podélně, tak příčně a mohou být napojeny na dopravník zásobující pilu. Do jedné kazety lze uskladnit až 5t materiálu o délce až 14.6m a šířce 1.24m. Zařízení se vyrábí vysoké až 25 m a v dvouvěžovém provedení je schopno pojmout 500t.[4]



Obr. 7 Unitower[4]

1.5.4 STORABAR

Kemper Storateg je společnost, která vyrábí modulární vertikální skladovací zařízení určené ke skladování hutních polotovarů Storabar. V jedné nebo ve dvou věžích lze uskladnit až 12 m dlouhé tyče a kazety s nosností 5 t jsou řetězem hnaným extraktorem skladovány až do výšky 20 m. V nabídce je mnoho druhů kazet pro různé typy materiálu, vychystávací jednotka nebo jednotka rychlé výměny materiálu.[9]



Obr. 8 Storabar [9]



1.5.5 FEHR MULTI TOWER

Multitower společnosti Fehr Lagerlogistik je systém vhodný do velkých i malých skladů či logistických center. Může být vybaven až sedmdesáti kazetami, které lze zatížit třemi tunami materiálu o délce devět metrů. Kazety obsluhuje extraktor poháněný řetězy, přičemž maximální výška systému je dvacet metrů.[7]

1.5.6 TOWERMAT TM-FE2.2

Další skladovací zařízení vhodné pro tyčový materiál je 7,6m vysoký TowerMat TM-FE2.2 společnosti INTERTEX. Tento model, oproti svým předchůdcům, pojme až dvojnásobné množství zboží, které je možno ukládat a vyjímat jak podélně, tak i příčně. Kazety dlouhé 6,3 m jsou k dispozici ve třech výškách, a to 300, 400 a 500 mm a jejich užitečné zatížení je 3 t. Extraktor je i zde poháněný řetězy a obsluhuje až 48 kazet.[8]



Obr. 9 TowerMat FE 2[8]

1.5.7 SHRUTÍ

Výše uvedený přehled byl zaměřen na systémy vhodné pro skladování hutních polotovarů, přičemž první dva stroje, tedy Vertimag a Modula, jsou zástupci univerzálních a malých strojů a pro tuto rešerši mají pouze informativní charakter. Z popisu ostatních zařízení lze vyzorovat několik trendů. To co mají všechny tyto skladovací systémy společné je způsob vertikálního pohonu extraktoru, který je řešen pomocí řetězů. Dalším společným jmenovatelem je obrovská variabilita jednotlivých zařízení. Ta je dána tím, že jsou tyto velké stroje většinou konstruovány na míru konkrétního zákazníka, tedy podle potřeb jednotlivých podniků. Maximální nosnost jedné kazety bývá nejčastěji 5 nebo 3 tuny.



2 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO ALGORITMU

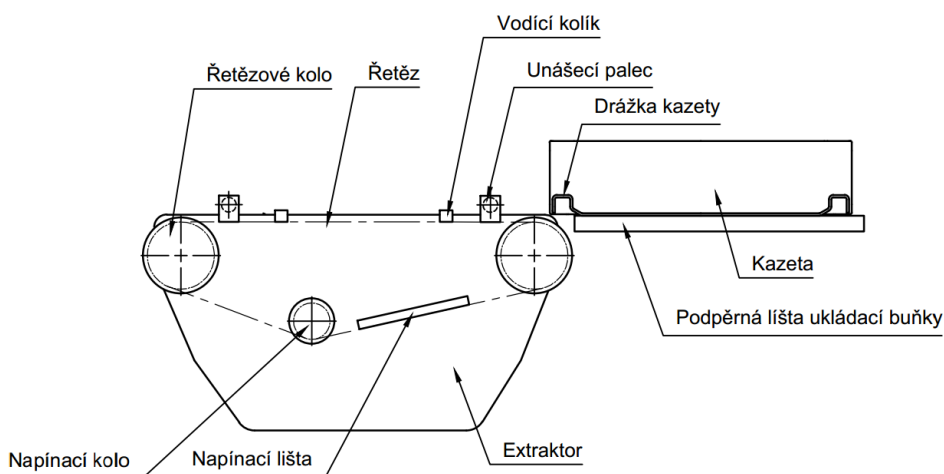
Jedním z cílů této práce je sestavení analytického výpočtu geometrie řetězového unašeče a s ním kazetové drážky systému LLH tak, aby byl zajištěn bezproblémový chod stroje. U této příležitosti bylo rozhodnuto, že analytický výpočet bude zapsán ve formě výpočtového algoritmu, aby mohl sloužit jako konstruktérská pomůcka při návrhu jiných modelů. Klasický návrh této geometrie pomocí odměřování jednotlivých elementů geometrie v CAD programu a následné testování několika variant prototypů je velice zdoluhavý proces, jelikož téměř každý aspekt tohoto problému má návaznost na jiné části a drobné zanedbání jednoho z nich může mít u stroje, který manipuluje s třemi tunami, fatální následky. Navíc v případě, kdy by z nějakého důvodu musela být následně změněna nějaká část konstrukce ovlivňující tuto geometrii, by musel být celý zdoluhavý proces návrhu absolvován znovu, což je v případě výpočtového algoritmu otázkou pouze změny příslušných parametrů.

Pro sestavení tohoto algoritmu byl kvůli své rozšířenosti vybrán MS Excel, konkrétně ve verzi 2010, přičemž se předpokládá bezproblémový chod i u novějších verzí. Veškeré potřebné rovnice jsou uvedeny v kapitole 2.3 včetně použitých funkcí MS Excelu tak, aby byla v budoucnu možná případná editace algoritmu.

2.1 POPIS ŘETĚZOVÉHO UNAŠEČE

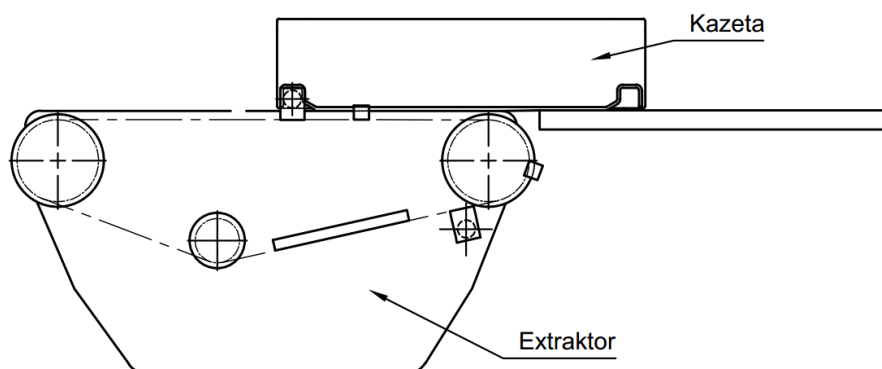
Řetězový unašeč je součástí extraktoru a slouží k vytažení a uložení kazety z ukládací buňky. Děje se tak pomocí unášecích palců, které zapadávají do kapes na koncích drážky na začátku a konci kazety. Rozteč palců je primárně odvozena od hloubky kazety a dále ji ovlivňuje rozteč řetězu.

Mezi unášecími palci jsou vodící kolíky. Ty zabráňují kroucení řetězu při manipulaci s kazetou, protože i při relativně krátké délce ramene palce vzniká od tažné síly nežádoucí moment.



Obr. 10 Řetězový unašeč

Při svém pohybu na trajektorii definované ozubenými koly a vodícími lištami se dostane jeden unášecí palec do drážky na kazetě a při dalším pohybu unášecího palce je kazeta natažena na extraktor, který nyní může najet na místo doručení zboží.



Obr. 11 Natažení kazety na extraktor

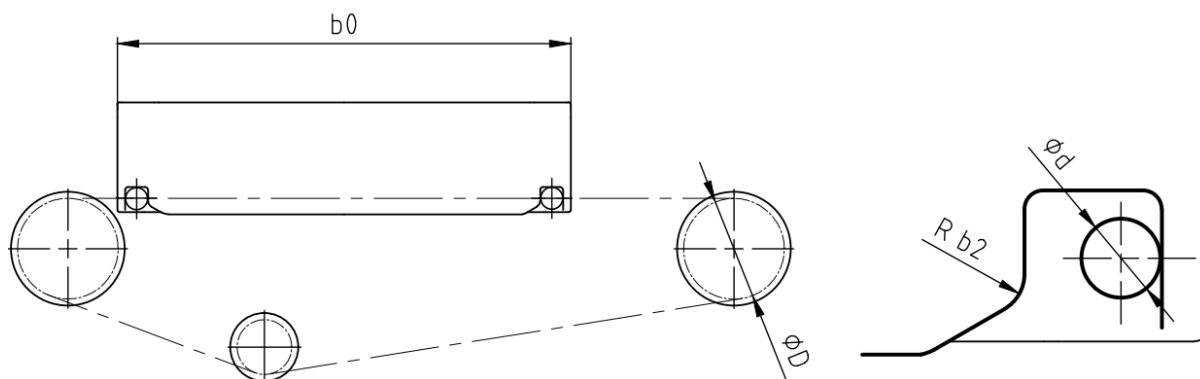
Při vykládání kazety vyjde první unašecí palec z kapsy drážky, zatímco na druhém konci extraktoru do ní zapadne palec druhý a vytlačí ji mimo extraktor, do jiné ukládací buňky nebo na vychystávací stůl.

2.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY UNAŠEČE A KAZETOVÉ DRÁŽKY

Algoritmus pro navrhování kazetové drážky musí být kvůli možným budoucím úpravám výsledného zařízení nebo kvůli aplikaci na zařízení podobné, do jisté míry univerzální, a proto musí být závislý na níže uvedených geometrických parametrech.

- Hloubka kazety – b_0 ,
- průměr palcového unašeče – d ,
- průměr roztečné kružnice řetězového kola – D ,
- rozteč řetězu – p ,
- vnitřní rádius – R_{b2} .

Vnitřní rádius R_{b2} má velký význam pro geometrii drážky a je dán technologií výroby. V tomto případě se jedná o ohýbání a tak je vztažen k tloušťce ohýbaného materiálu. Technologie nebo tloušťka materiálu se mohou v průběhu času měnit, proto musí být tento klíčový rozměr zahrnut mezi parametry.

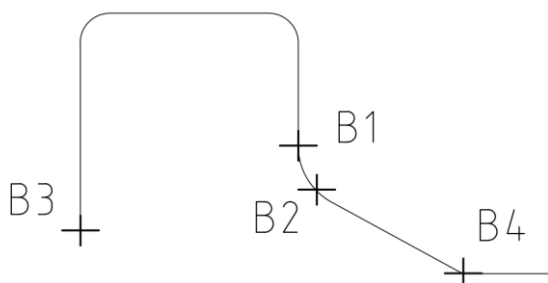


Obr. 12 Znázornění parametrů



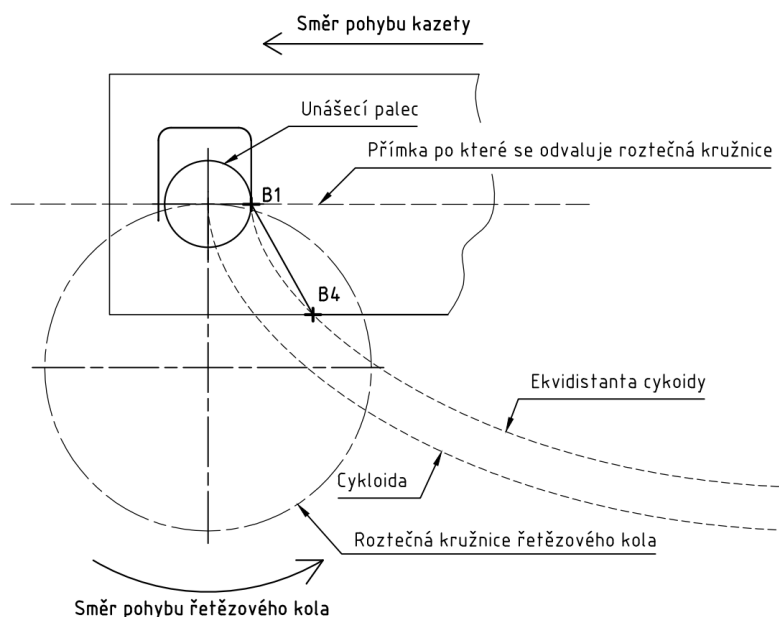
2.3 VÝPOČET GEOMETRIE DRÁŽKY

Geometrii drážky nedefinují pouze základní parametry uvedené v kapitole 2.3, ale i body znázorněné na Obr. 16, které jsou dané vzájemnou polohou unášecího palce a kazetové drážky během jednotlivých provozních situací.

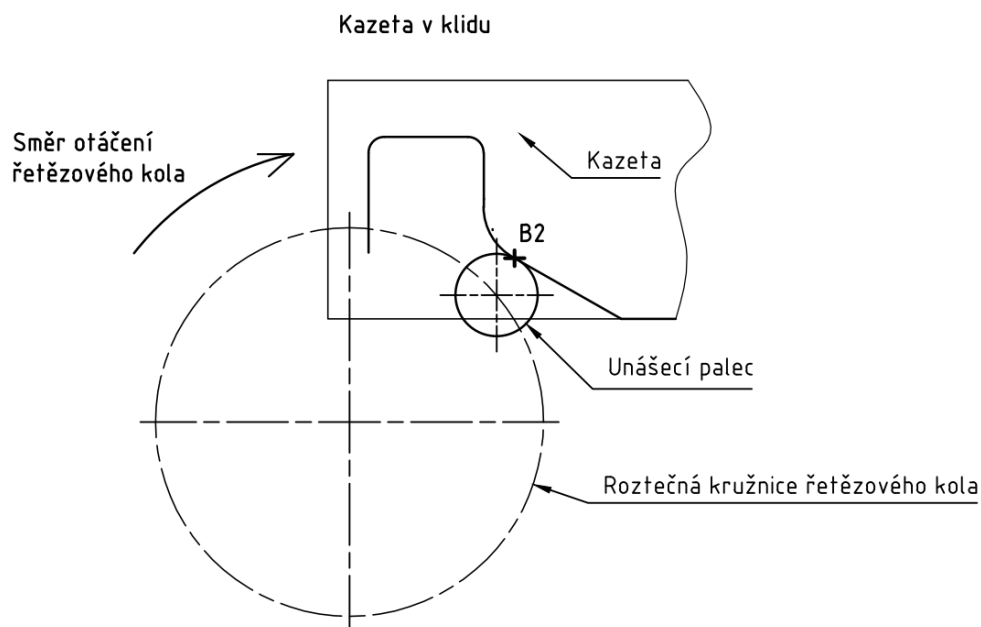


Obr. 13 Významné body kapsy kazetové drážky

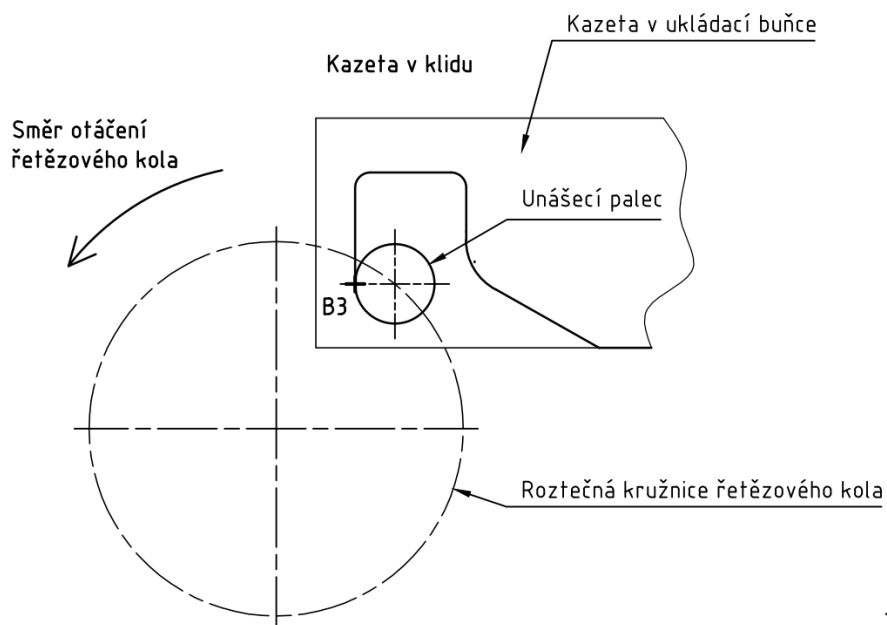
Bod $B3$ [$B3x$, $B3y$] je bodem záběru prvního palce při vytahování kazety z ukládací buňky. Dále během natahování kazety na extraktor musí zapadnout druhý palec do drážky na opačné straně kazety. Učiní tak po trajektorii shodné s roztečnou kružnicí řetězového kola. Obalová křivka unášecího palce při tomto pohybu musí v mezním případě nejprve proházet bodem $B4$ a dále pak, když bude unášecí palec v nejvyšší poloze řetězového kola bodem $B1$ [$B1x$, $B1y$]. Z pohledu kazety spojuje body $B1$ a $B4$ [$B4x$, $B4y$] ekvidistanta cykloidy, která bude popsána v dalších kapitolách. Když při vykládání kazety dojde první palec na konec extraktoru a po trajektorii dané řetězovým kolem opustí drážku, přejde plynule do záběru (v bodě $B1$) druhý palec. Při této situaci se kontaktní bod prvního palce z pohledu kazety opět pohybuje po cykloidě. Když druhý palec zatlačí kazetu na své místo, opustí po kružnici záběr v bodě $B2$ [$B2x$, $B2y$]. Jednotlivé situace definující tyto významné body jsou znázorněny na níže uvedených obrázcích.



Obr. 14 Definice bodů $B1$ a $B4$



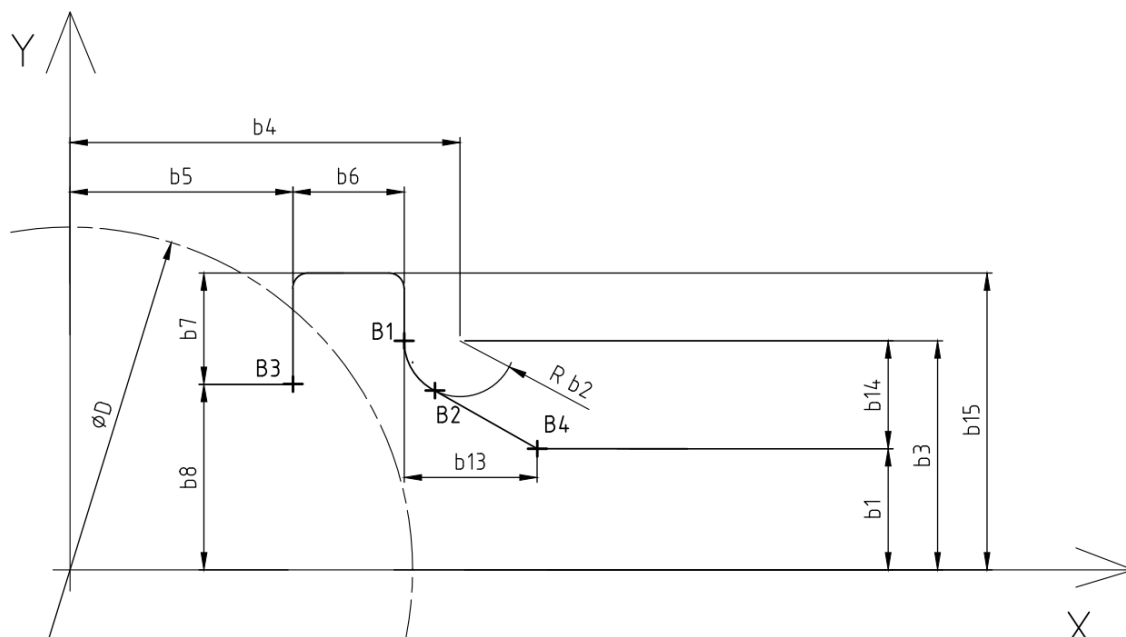
Obr. 15 Definice bodu B2



Obr. 16 Definice bodu B3

2.3.1 VOLBA SOUŘADNÉHO SYSTÉMU

Počátek souřadného systému je umístěn na osu řetězového kola, jak je zobrazeno na Obr. 17. Drážka byla ve zvoleném souřadném systému zakótována, a to s ohledem na usnadnění budoucích výpočtů a zápisu do MS Excel. Proto je mnoho kót v rozporu s konstruktérskými zásadami. Doplňující kóty budou uvedeny u jednotlivých výpočtů.

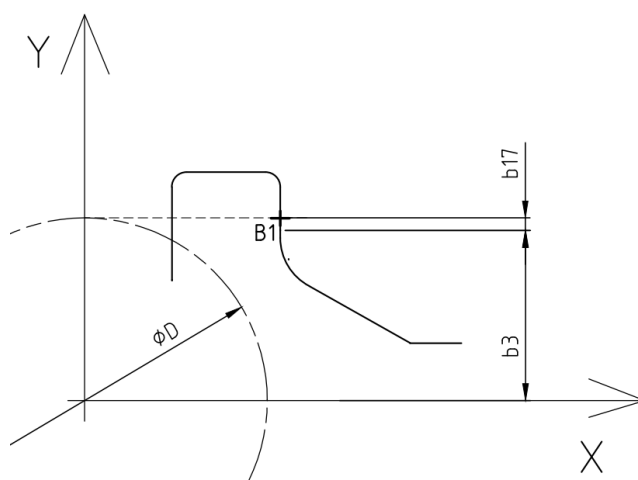


Obr. 17 Drážka zakótovaná pro výpočty

2.3.2 VÝPOČET ROZMĚRU b_3

Vzdálenost b_3 se teoreticky rovná vertikální souřadnici $B1y$ bodu $B1$, který leží v místě, kde rádius R_{b2} tečně přechází ve svislou část. Taková poloha kontaktního bodu je nevhodná, jelikož by se unášecí palec při záběru mohl snadno dostat do oblasti zaoblení, a došlo by k nežádoucímu rozkladu unášecí síly, jejíž vertikální složka by se snažila prohnout řetěz a vtlačit palec pod kazetu, což by mohlo vést až k vysmeknutí palce z drážky nebo ke kolizi unášecího palce s nosnými částmi extraktorů. Z toho důvodu je vzdálenost b_3 oproti $B1y$ snížena o hodnotu b_{17} tak, aby při záběru nebyl kontaktní bod na hranici zaoblení. Tento parametr je do výpočtového algoritmu zanesen v hodnotě 1mm. Výsledná rovnice má níže uvedený tvar.

$$b_3 = \frac{D}{2} - b_{17} \quad (1)$$

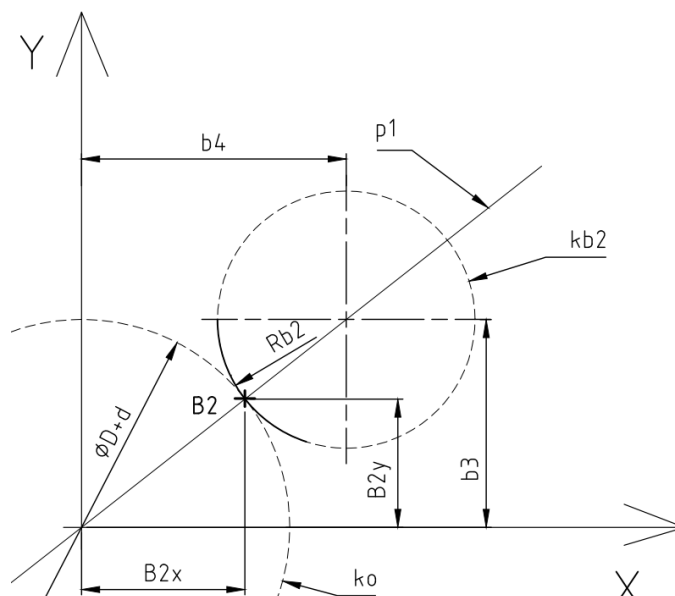
Obr. 18 Schéma k výpočtu rozměru b_3



2.3.3 VÝPOČET ROZMĚRU b_4 A POLOHY BODU B_2

Zaoblení Rb_2 je částí kružnice na Obr. 19 označené kb_2 . Její matematický zápis ve středovém tvaru je dán rovnicí (2). Vzdálenost středu této kružnice od počátku souřadného systému je rovna b_4 , přičemž horizontální vzdálenost odpovídá výše stanovené hodnotě b_3 .

Bod $B_2 [B_{2y}, B_{2x}]$ je jediným průsečíkem kružnic kb_2 a ko . Kružnice ko je obalovou kružnicí unášecího palce, a proto je její průměr roven součtu roztečné kružnice řetězového kola a unášecího palce. Matematický zápis kružnice ko ve středovém tvaru popisuje rovnice (3)



Obr. 19 Schéma k výpočtu rozměru b_4 a bodu B_2

Poslední rovnicí nutnou pro výpočet rozměru b_4 a polohy bodu B_2 je obecná rovnice přímky $p_1(4)$, na které leží středy obou kružnic i bod B_2 .

$$Rb_2^2 = (x - b_4)^2 + (y - b_3)^2 \quad (2)$$

$$(D + d)^2 = x^2 + y^2 \quad (3)$$

$$y = \frac{b_3}{b_4} x \quad (4)$$

Dosazením souřadnic bodu B_2 do těchto rovnic získáme soustavu třech rovnic o třech neznámých:

$$Rb_2^2 = (B_{2x} - b_4)^2 + (B_{2y} - b_3)^2 \quad (5)$$

$$(D + d)^2 = B_{2x}^2 + B_{2y}^2 \quad (6)$$

$$B_{2y} = \frac{b_3}{b_4} B_{2x} \quad (7)$$

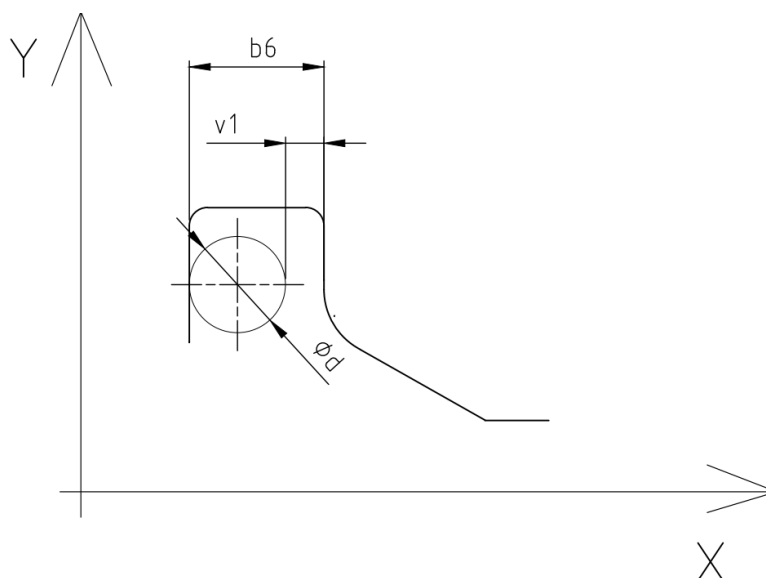


Řešením výše uvedené soustavy dostáváme vztahy pro hledané neznámé, přičemž z rovnice (10) je použita pouze kladná část:

$$B_{2x} = \frac{b_4 \cdot \frac{D+d}{2}}{\frac{D+d}{2} + Rb_2}, \quad (8)$$

$$B_{2y} = \frac{b_3}{b_4} \cdot B_{2x}, \quad (9)$$

$$b_4 = \sqrt{-b_3^2 + \left(\frac{D+d}{2}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{D+d}{2}\right) \cdot Rb_2 + Rb_2^2}. \quad (10)$$



Obr. 20 Schéma k výpočtu rozměru b_6

2.3.4 VÝPOČET ROZMĚRU b_6

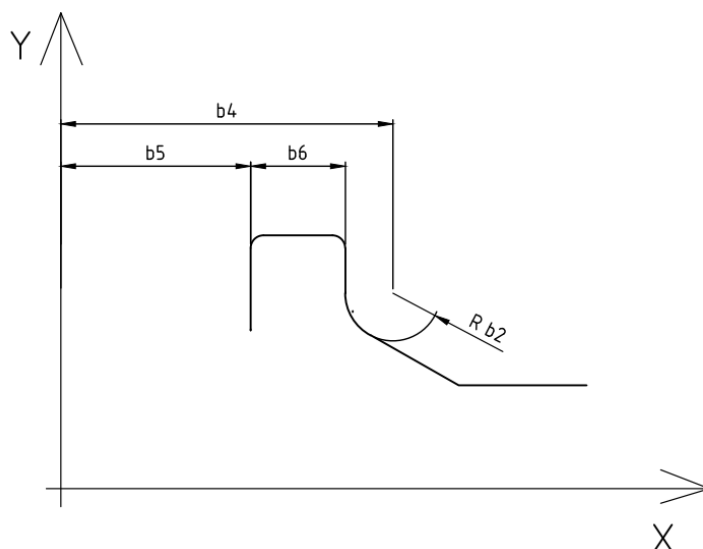
Hodnota parametru b_6 , určená rovnicí (11), označuje vnitřní šířku kapsy kazetové drážky a teoreticky se rovná průměru unášecího palce. Připočtená vůle v_1 je důležitá z důvodů popsaných v úvodu kapitoly 2.3 a jejímu výpočtu bude věnována samotná kapitola. Dále vůle v_1 zvyšuje provozní spolehlivost.

$$b_6 = d + v_1 \quad (11)$$

2.3.5 VÝPOČET ROZMĚRU b_5

Významem rozměru b_5 je pouze zjednodušení dalších výpočtů, a to zejména pro zpřehlednění zápisu v MS Excel. Popisuje vertikální vzdálenost čela kapsy od osy řetězového kola a je dán níže uvedenou rovnicí.

$$b_5 = b_4 - b_6 - b_2 \quad (12)$$

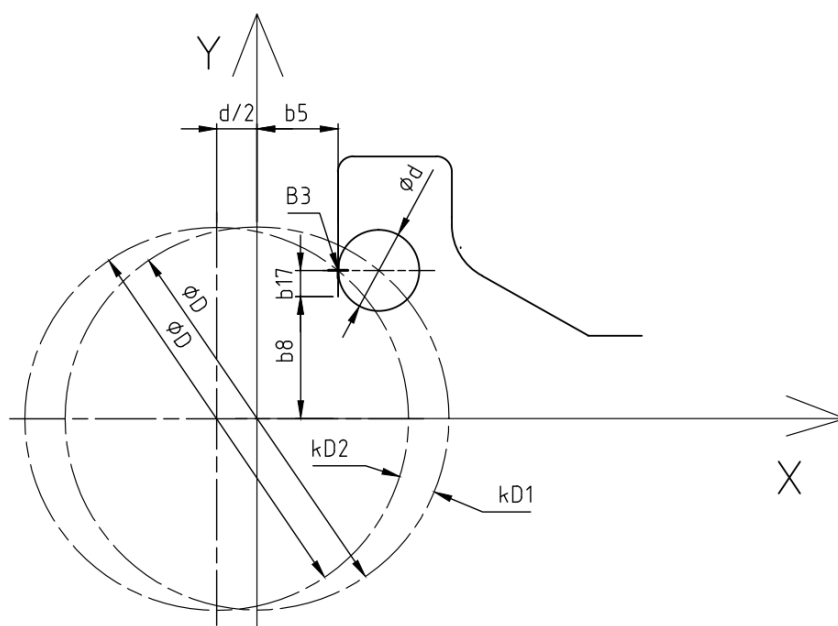
Obr. 21 Schéma k výpočtu rozměru b_5

2.3.6 VÝPOČET ROZMĚRU b_8

Teoreticky je b_8 vertikální souřadnicí bodu B_3 . Pro reálné použití musí být b_8 kvůli provozní spolehlivosti podobně jako b_3 sníženo o b_{17} .

Kontaktní bod B_3 leží na kružnici kD_2 , jejíž průměr je shodný s roztečí řetězového kola a oproti počátku souřadného systému je posunuta o polovinu průměru unášecího palce ve směru záporné osy x , zatímco palec se pohybuje po roztečné kružnici kD_1 . Tato situace je zachycena na Obr. 22.

Pro výpočet b_8 je nutná rovnice kružnice kD_2 , kterou ve středovém tvaru popisuje vztah (13). Tuto rovnici můžeme převést do explicitního tvaru (vztah (14)), přičemž použita je pouze kladná část. Dosazením b_5 za x a odečtením b_{17} dostáváme výslednou rovnici (15).

Obr. 22 Schéma k výpočtu rozměru b_8



$$\left(x - \frac{d}{2}\right)^2 + y^2 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (13)$$

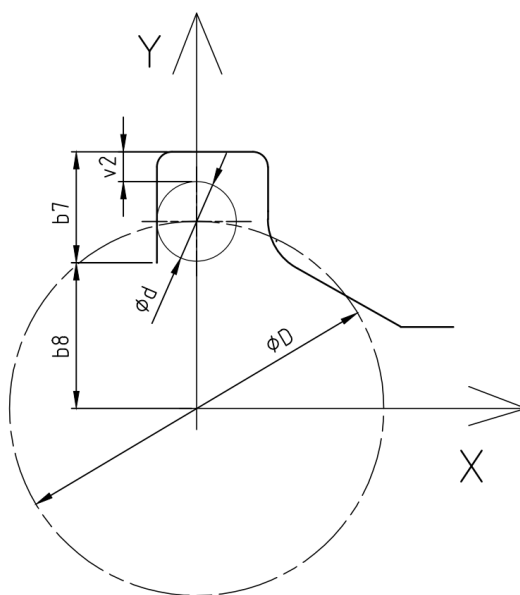
$$y = +\sqrt{-x^2 - d \cdot x - \left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2} \quad (14)$$

$$b8 = +\sqrt{-b5^2 - d \cdot b5 - \left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2} - b17 \quad (15)$$

2.3.7 VÝPOČET ROZMĚRU b7

Rozměř $b7$ udává výšku čela kapsy a vypočítá se podle vztahu (16). Vůle $v2$ je zde opět zavedena z důvodu provozní spolehlivosti, ale na rozdíl od vůle $v1$, jejíž minimální hodnotu je nutné stanovit výpočtem, záleží tato vůle pouze na odhadu konstruktéra. Výchozí vůle $v2$ bude ve výpočtovém algoritmu nastavena na 1 mm s možností jednoduché úpravy.

$$b7 = \frac{D+d}{2} - b8 + v2 \quad (16)$$



Obr. 23 Schéma k výpočtu rozměru $b7$

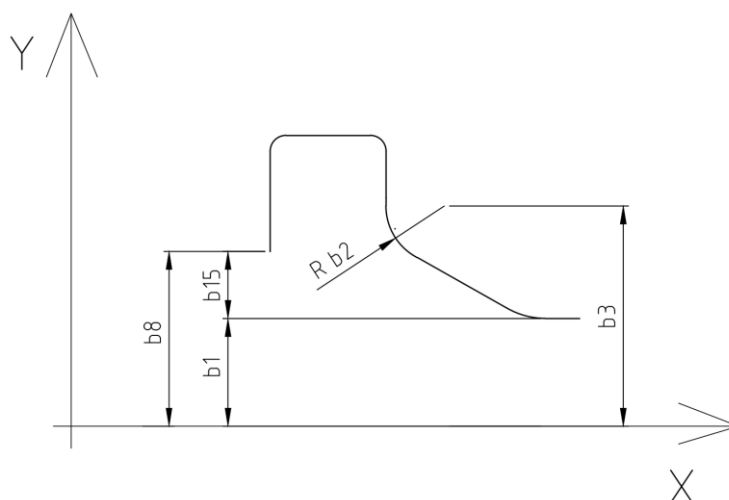
2.3.8 VÝPOČET ROZMĚRU b1

Do výpočtu je nyní nutné zavést parametr $b15$, jehož geometrický význam je patrný z Obr. 24. S jeho pomocí se nastaví bezpečná vzdálenost mezi spodní hranou čela drážky a ližinou tak aby při natahování kazety na extraktor nebo při ukládání do regálu nedošlo ke kolizi. Do výpočtového algoritmu mu bude nastavena výchozí hodnota 1 mm a podobně jako u jiných konstant bude umožněna jeho snadná editace.

Tvar drážky v oblasti zaoblení $Rb2$ je dán parametry $b8$, $b15$, $b3$ a $Rb2$ a jejich různým nastavením mohou vzniknout dva různé tvary, které jsou zobrazeny na Obr. 25. Pro každý typ

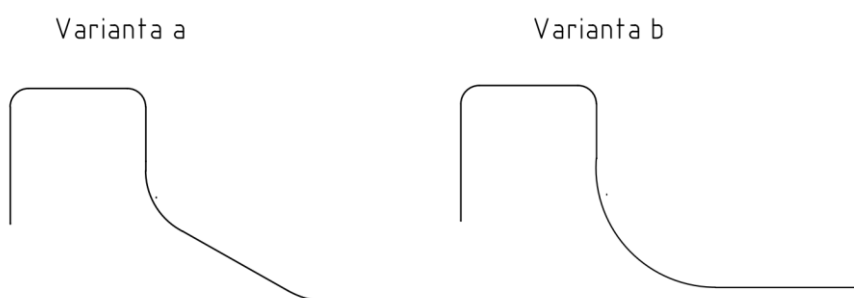


drážky musí být stanovena vlastní hodnota $b1$, tedy $b1a$ a $b1b$. Správná hodnota $b1$ se z těchto dvou vybere na základě splnění či nesplnění podmínky matematicky popsané rovnicí (17) tak, aby bylo zajištěno, že během pracovní činnosti nedojde ke kolizi ve smyslu popsaném výše a geometrie měla smysluplný tvar. Pokud podmínka (17) platí, geometrie umožňuje vytvoření jednoho zaoblení a použije se pro $b1$ hodnota $b1a$ daná vzorcem (18). V opačném případě, kdy je nutné zvýšení kapsy šikmou částí s dalším zaoblením podmínka (17) neplatí, a pro $b1$ se použije $b1b$, která se stanoví z rovnice (19).



Obr. 24 Schéma k výpočtu rozměru $b1$

V MS Excel se pro realizaci logické podmínky využije funkce KDYŽ. Také bude této hodnotě umožněna snadná editace, přičemž výpočtem stanovená hodnota musí být brána jako maximální.



Obr. 25 Varianty drážky

$$b3 - b2 < b8 - b15 \quad (17)$$

$$b1a = b3 - b2 \quad (18)$$

$$b1b = b8 - b15 \quad (19)$$

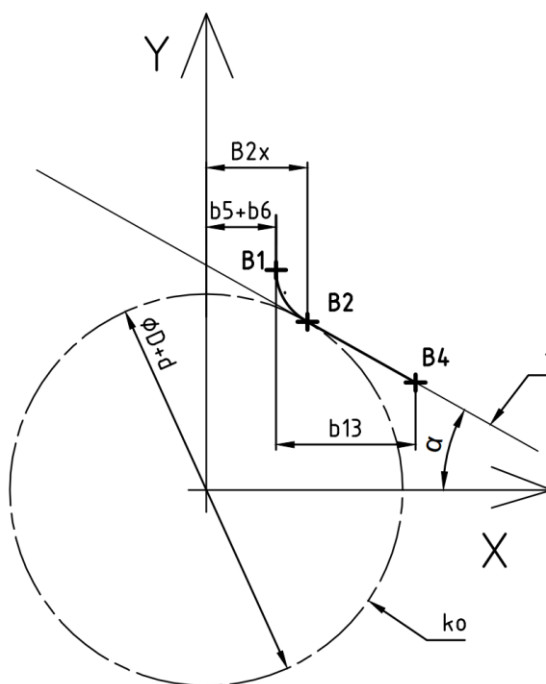


2.3.9 VÝPOČET ROZMĚRU b_{13}

Rozměr b_{13} určuje délku šikmé části drážky a podobně jako při výpočtu rozměru b_1 je třeba vzít v úvahu dva způsoby, které definují jeho velikost, tedy b_{13a} a b_{13b} popsané níže. Do geometrie se pro zachování správné funkce použije větší hodnota, což se v MS Excel provede s pomocí funkce MAX.

b_{13A}

V prvním způsobu končí zaoblení Rb_2 v bodě B_2 a dále pokračuje tečně šikmá část drážky. Tuto situaci zachycuje Obr. 26. Pro určení b_{13} je tedy nutné stanovit úhel α , pod kterým šikmá část skloněna, tedy úhel tečny t v bodě B_2 . Tento úhel se vypočítá pomocí první derivace funkce, která popisuje horní polovinu obalové kružnice palce ko . Ta je ve středovém tvaru popsána vztahem (3), který se dále převede do explicitního tvaru (20), přičemž se uvažuje pouze kladná část. Dále se provede derivace podle proměnné x (21). Následným dosazením $B2x$ za x získáme finální vztah (22) pro tangens úhlu α . B_{13} je poté dána rovnicí (24).

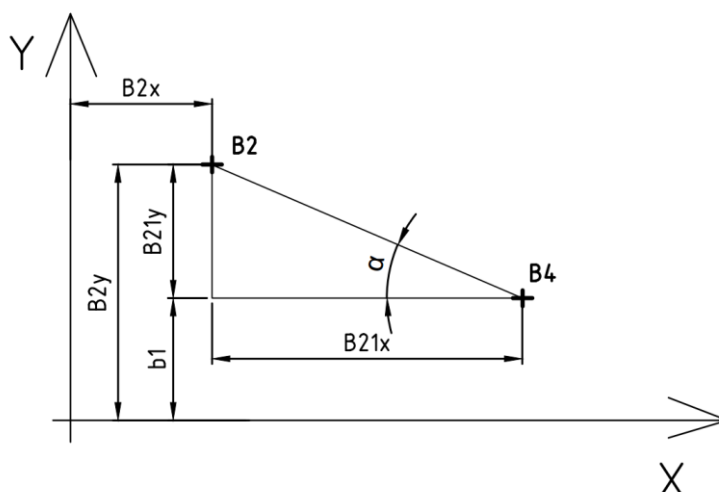


Obr. 26 Schéma k výpočtu $\tan \alpha$

$$y = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{D^2 + 2 \cdot D \cdot d + d^2 - 4 \cdot x^2} \quad (20)$$

$$\frac{dy}{dx} = - \frac{2 \cdot x}{\sqrt{D^2 + 2 \cdot D \cdot d + d^2 - 4 \cdot x^2}} \quad (21)$$

$$\tan \alpha = - \frac{2 \cdot B2x}{\sqrt{D^2 + 2 \cdot D \cdot d + d^2 - 4 \cdot B2x^2}} \quad (22)$$



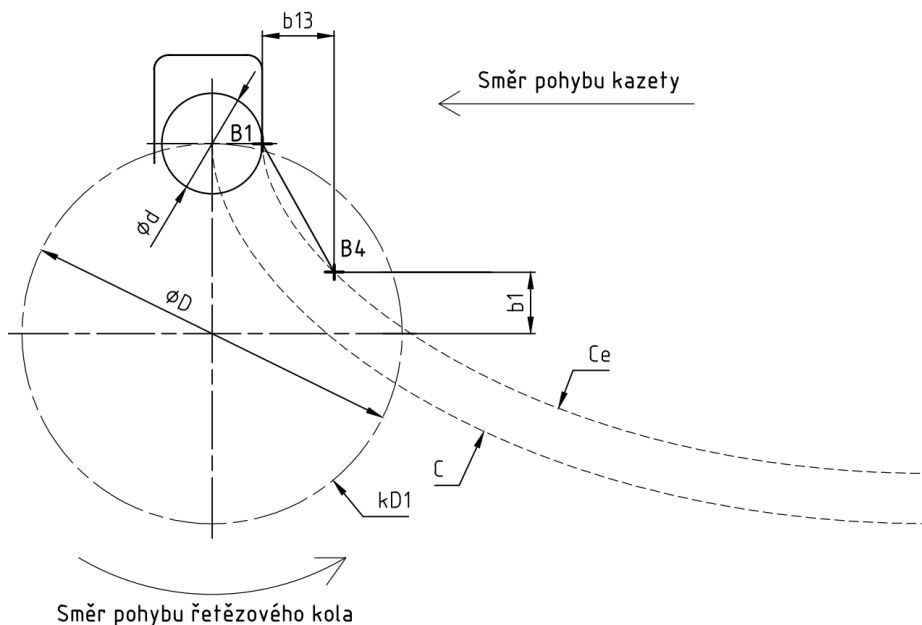
Obr. 27 Schéma k výpočtu rozměru b13a

$$B21x = \frac{B21y}{\operatorname{tg}(\alpha)} = \frac{B2x - b1}{\operatorname{tg}(\alpha)} = \frac{44,324 - b1}{\operatorname{tg}(\alpha)} \quad (23)$$

$$b13a = B21x + (B2x - (b5 + b6)) \quad (24)$$

b13b

Jak již bylo naznačeno v úvodu kapitoly 2.3, vzhledem ke kazetě se střed palce unášený na řetězovém kole pohybuje po cykloidě C , zobrazené na Obr. 28. Je tomu tak, protože je obvodová rychlost řetězového kola rovna rychlosti přímočarého pohybu kazety, tedy jako kdyby se odvalovala kružnice $kD1$ po přímce rovnoběžné s osou x procházející bodem $B1$. Cykloidu C popisuje explicitní funkce (27), která vznikla převodem a úpravou parametrických rovnic (25) a (26) [14].



Obr. 28 Schéma k výpočtu b13b

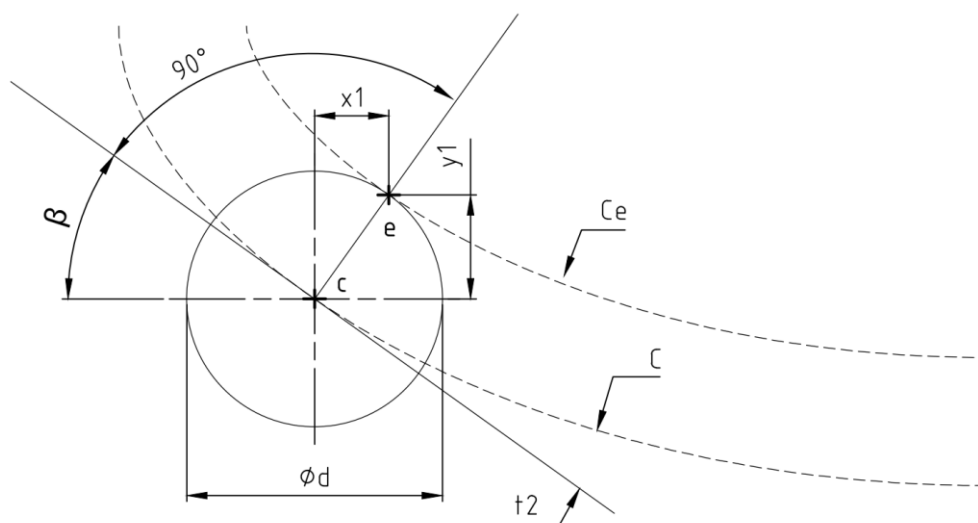
$$x = \frac{D}{2} \cdot t - \frac{D}{2} \cdot \sin(t) \quad (25)$$

$$y = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cdot \cos(t) \quad (26)$$

$$x = \frac{D}{2} \cdot \arccos\left(\frac{\frac{D}{2} + y}{\frac{D}{2}}\right) - \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{D}{2} + y}{\frac{D}{2}}\right)^2} \quad (27)$$

Kde: $t [-]$ je parametrem rovnic.

Jak je patrné z Obr. 28, kontaktní bod se pohybuje ekvidistantně C_e cykloidy C . Ta bude s vhodným krokem vypočítána numericky podle principu zobrazeného na Obr. 29.



Obr. 29 Výpočet ekvidistanty

Prvním krokem pro stanovení ekvidistanty je nalezení souboru bodů $c_i [cx_i, cy_i]$ popisujících samotnou cykloidu. Aby byla zachována univerzálnost algoritmu, musí být velikost kroku při numerickém výpočtu odvozena od pevně zvoleného počtu prvků w , na které bude křivka rozdělena. Se změnou průměru roztečné kružnice řetězového kola se tedy změní i velikost kroku, ale zůstane zachováno množství polí použitých v MS Excel, což je důležité pro navazující výpočty. Hodnota n má zásadní vliv na přesnost numerického výpočtu a pro toto řešení bylo zvoleno $w = 1000$. Tuto hodnotu je možné do budoucna navýšit v závislosti na výpočetním výkonu použitého počítače přímo v MS Excel, ale pro výrazné navýšení přesnosti by bylo vhodné zpracovat alespoň numerickou část algoritmu v jiném výpočtovém prostředí.

Vzhledem k tomu, že rovnice cykloidy (27) je funkcí proměnné y , v dalším kroku se tedy podle vztahu (28) vypočítají hodnoty cy_i . Dosazením cy_i do rovnice (27) vznikne výsledný vzorec (29) pro výpočet souboru hodnot cx_i .



$$cy_i = \frac{1}{w} \cdot i \cdot D \quad (28)$$

Kde: i je od 0 do w .

$$cx_i = x = \frac{D}{2} \cdot \arccos\left(\frac{\frac{D}{2} + cy_i}{\frac{D}{2}}\right) - \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{D}{2} + cy_i\right)^2}{\left(\frac{D}{2}\right)^2}} \quad (29)$$

Nyní se určí úhel β_i , pod kterým je skloněna tečna $t2_i$. Ta je tečná k cykloidě C v bodě c_i a podobně jako při výpočtu $b13a$ se tangenta úhlu stanoví z první derivace funkce popisující cykloidu C (27). Výsledná rovnice pro β_i (31) vznikne z derivace (30) dosazením cy_i za y a vyjádřením β_i . Pro další aplikaci musí být β_i zvětšena o $0,5\pi$.

$$\frac{dx}{dy} = \frac{y}{\frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{-y \cdot \left(2 \cdot \frac{D}{2} + y\right)}{\left(\frac{D}{2}\right)^2}}} \quad (30)$$

$$\beta_i = \arctag \frac{cy_i}{\frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{-cy_i \cdot \left(2 \cdot \frac{D}{2} + cy_i\right)}{\left(\frac{D}{2}\right)^2}}} + 0,5 \cdot \pi \quad (31)$$

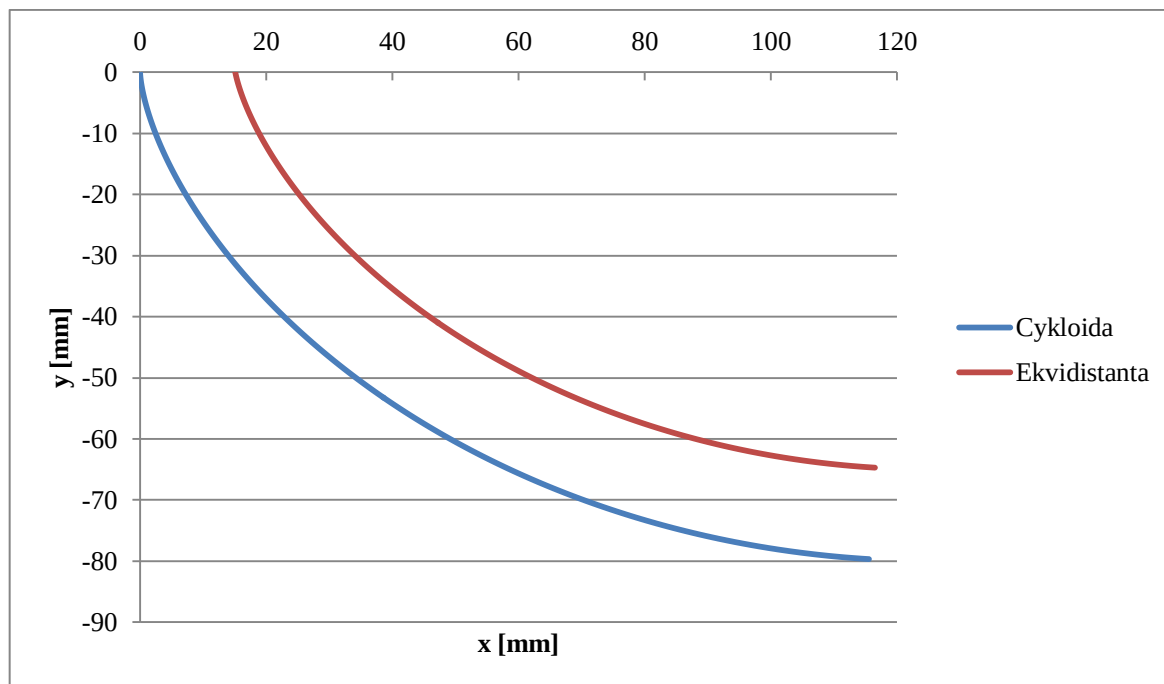
Souřadnice bodů ekvidistanty $e_i [ex, ey]$ se stanoví rovnicemi (34) a (35). Ve své podstatě se k poloze bodu $c_i [cx_i, cy_i]$ přičte relativní poloha bodu $e_i [ex_i, ey_i]$ daná vztahy (32) a (33). Takto získané body pro $\varnothing D = 80 \text{ mm}$ a $\varnothing d = 30 \text{ mm}$ jsou znázorněny v grafu na Obr. 30.

$$x1_i = \frac{d}{2} \cdot \sin(\beta_i) \quad (32)$$

$$y1_i = \frac{d}{2} \cdot \cos(\beta_i) \quad (33)$$

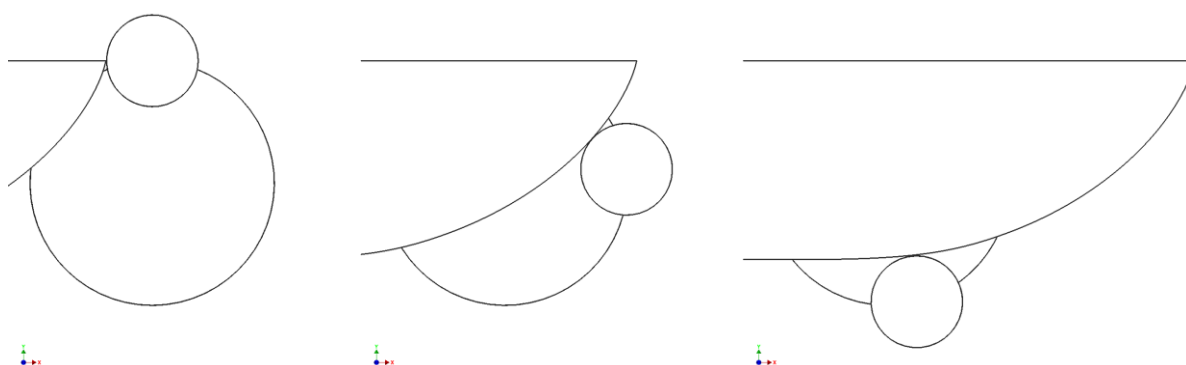
$$ex_i = cx_i + x1_i \quad (34)$$

$$ey_i = cy_i + y1_i \quad (35)$$



Obr. 30 Zobrazení cykloidy a její ekvidistanty pro $\varnothing D=80 \text{ mm}$ $\varnothing d=30 \text{ mm}$

Získané body e_i byly importovány do softwaru Autodesk Inventor 2015 a proloženy křivkou spline, ze které byla vytvořena jednoduchá náhradní součást reprezentující část kazetové drážky pro otestování správnosti výpočtu bodů cykloidy. Dále bylo vytvořeno jednoduché těleso zastupující řetězové kolo s palcem a byla sestavena sestava, na kterou byla aplikována pohybová vazba typu „otočení – posunutí“. Tato sestava je znázorněna na níže uvedeném obrázku.



Obr. 31 Ověřování výpočtů

Ze souboru bodů, kterými prochází ekvidistanta cykloidy e_i , se v MS Excel vybere ta, která odpovídá rozměru b_{13} , několika jednoduchými příkazy. Hledaná hodnota má vertikální souřadnici rovnou b_1 , ale jelikož je cykloda zapsána tak, že je její vrchol v bodě B_1 , má hledaná hodnota velikost danou tímto vzorcem:



$$b1a = \frac{D}{2} - b1 \quad (36)$$

Aby bylo možné nalézt pro $b1a$ odpovídající ex_i , vytvoří se pomocí rovnice (37) soubor hodnot, který umožňuje nalezení řádku, ve kterém se nachází $ey_i = b1a$. Tomu v ideálním případě odpovídá řádek s nejnižší hodnotou eya_i . Vzhledem k chybě, způsobené numerickým výpočtem, se však jedná hodnotu o nejbližší.

$$eya_i = |ey_i + b1a| \quad (37)$$

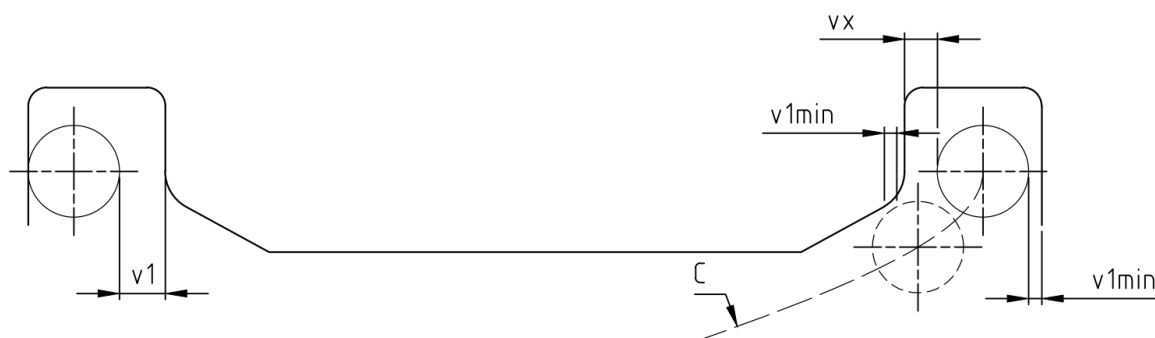
K získání konkrétního čísla řádku se tedy nejprve pomocí funkce MIN vyhledá v souboru eya_i vyhledá nejmenší číslo $eya_{\min}$ a příslušný řádek se vyhledá podle této hodnoty s využitím funkce POVYHLEDAT. O nalezení příslušné hodnoty v souboru hodnot ex_i se postará funkce ODKAZ. Z tohoto kódu se pomocí NEPŘÍMÉHO ODKAZU určí pomocná hodnota $b13q$. Jak je zřejmé z Obr. 28, je ekvidistanta cykloidy posunuta o polovinu průměru palce ve směru kladné osy x vzhledem k počátku souřadného systému. Proto, jak udává rovnice (38), musí být pro získání konečné hodnoty $b13b$ tato vzdálenost odečtena od $b13q$.

$$b13b = b13q - \frac{d}{2} \quad (38)$$

Tento postup výběru správné hodnoty je možná komplikovanější než třeba s použitím funkce SVYHLEDAT, ale nevyžaduje zvláštní seřazení tabulky.

2.3.10 STANOVENÍ VŮLE V1

Jak je zobrazeno na Obr. 32, vůle $v1$ se skládá z vůle vx a $v1min$ a matematický zápis pro MS Excel je dán rovnicí (39). $V1min$ je minimum, které je do výpočtu nutné zahrnout pro zajištění provozní spolehlivosti. V algoritmu bude nastavena $v1min$ ve výchozím stavu na 0,5 mm. Stejně jako u jiných konstant, bude umožněna její snadná editace.



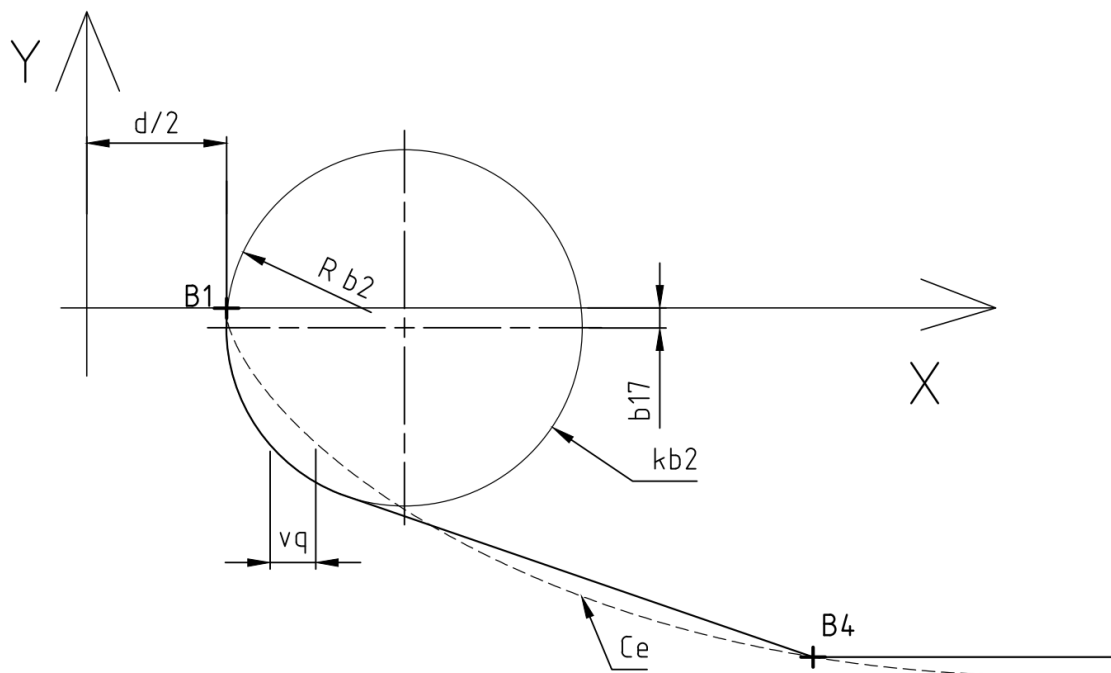
Obr. 32 Znáznornění rozdělení vůle

$$v1 = vx + v1min \quad (39)$$

$$vx = vq + v1min \quad (40)$$



Vůle v_x se skládá z vůle v_q a opět z v_{1min} podle rovnice (40). V_q je nezbytná pro fungování zařízení, protože technologické zaoblení R_{b2} přesahuje obalovou křivku palce danou ekvidistantou cykloidy C_e . To je dáno tím, že poloměr křivosti cykloidy R_c , který je dán vztahem (41), je v jejím vrcholu, tedy v bodě B1, nekonečně malý. Tento přesah se ještě zvýší posunutím středu zaoblení o b_{17} ve směru záporné osy y . Posun středu zaoblení nad osu x není možný z důvodů uvedených v kapitole 2.3.2.



Obr. 33 Schéma pro výpočet v_q

$$R_c = 2 \cdot D \left| \sin \frac{t}{2} \right| \quad [14] \quad (41)$$

Pro nalezení maximální hodnoty v_q se využije opět numerický výpočet. Body ekvidistanty cykloidy se využijí z výpočtu rozměru b_{13b} , takže zbývá ve stejném souřadném systému určit body kružnice kb_2 , jejíž matematický zápis ve středovém tvaru je dán rovnicí (42). Po úpravách do explicitního tvaru je uvažovaná pouze záporná část (43). Hledané horizontální souřadnice kružnice získáme dosazením hodnot ey_i do vztahu (43). Výsledkem je rovnice (44).

$$b_2^2 = (y - b_7)^2 + \left(x - \frac{d}{2} - R_{b2} \right)^2 \quad (42)$$

$$x = \frac{d}{2} + b_2 - \sqrt{-b_{17}^2 - 2 \cdot b_{17} \cdot y + R_{b2}^2 - y} \quad (43)$$

$$kx_i = x = \frac{d}{2} + b_2 - \sqrt{-b_{17}^2 - 2 \cdot b_{17} \cdot ey_i + R_{b2}^2 - ey_i} \quad (44)$$

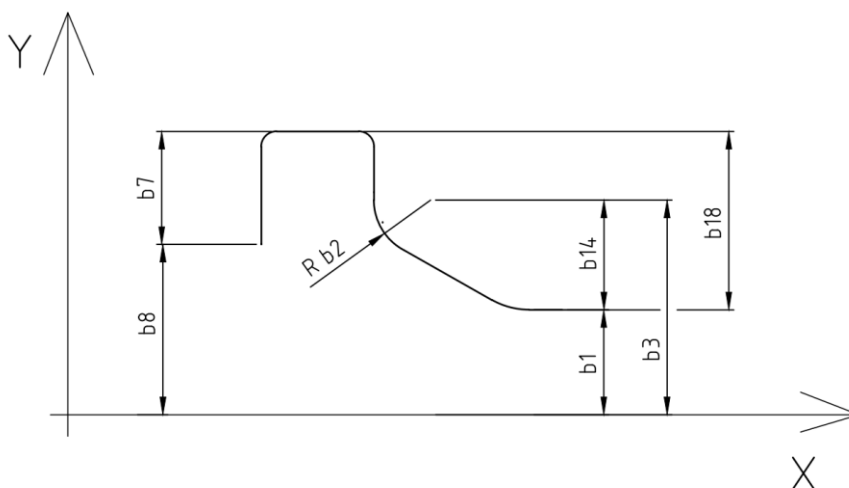


Pro zajištění univerzálnosti algoritmu musí být v MS Excel do vztahu (44) dosazeny nejlépe všechny hodnoty ey_i . Jelikož je ale obor hodnot funkce (43) pouze v intervalu $\langle Rb2-b17; R2b + b17 \rangle$, mimo tento interval MS Excel zobrazuje chybové hlášení, které znemožňuje výběr maximální hodnoty. Toto chybové hlášení je eliminováno funkcí KDYŽ, která je nastavena tak, že pokud buňka neobsahuje číslo, zapíše místo chybové hlášky hodnotu -100. Nyní už je možné aplikovat vztah (45), tedy odečíst kx_i od ex_i a získat tak velikosti vůlí vq_i . Ze souboru hodnot vq_i se vybere maximální hodnota vq pomocí funkce MAX.

$$vq_i = ex_i - kx_i \quad (45)$$

2.3.11 VÝPOČET HODNOT $b14$ A $b18$

Hodnoty $b14$ a $b18$ slouží pouze k zřehlednění výstupních výsledků a jejich význam je patrný z níže uvedeného obrázku. Výpočet těchto hodnot je dán rovnicemi (46) a (47).



Obr. 34 Schéma k výpočtu $b14$ a $b18$

$$b14 = b3 - b1 \quad (46)$$

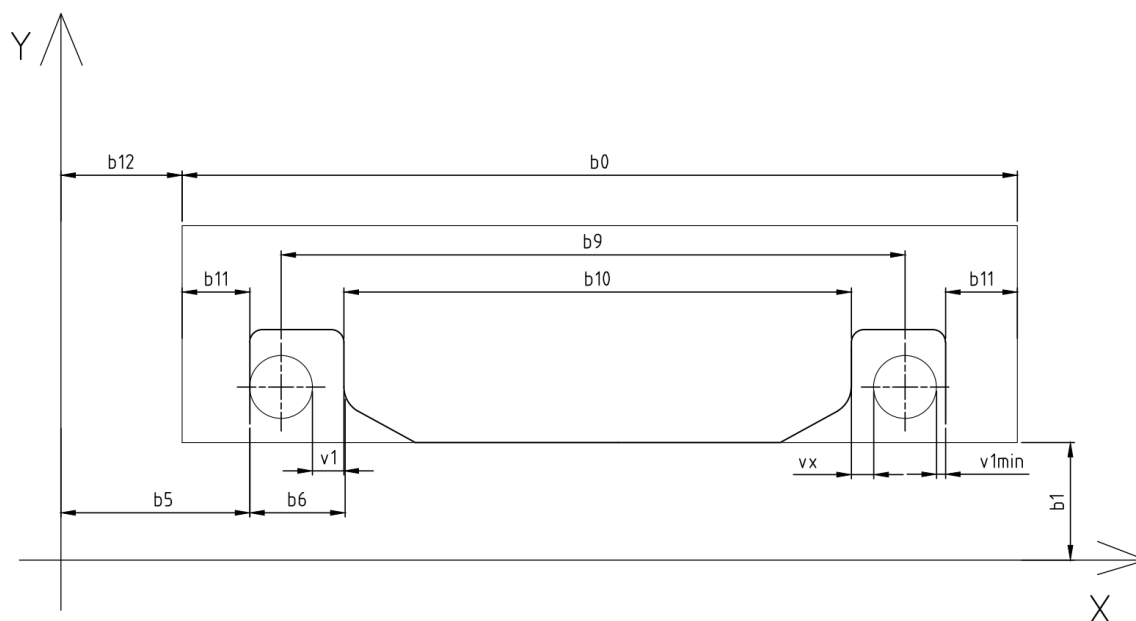
$$b18 = b8 + b7 - b1 \quad (47)$$

2.4 URČENÍ POZICE DRÁŽKY NA KAZETĚ

Na Obr. 35 jsou zakótovány rozměry potřebné pro další výpočty. Kvůli návaznosti na předchozí výpočty zůstal počátek souřadného systému v ose řetězového kola.

2.4.1 VÝPOČET ROZMĚRU $b9$

Rozměr $b9$ udává rozteč unášecích palců a pro jeho stanovení se nejprve vypočítá návrhová hodnota $b9n$ podle rovnice (48). Do tohoto výpočtu vstupuje $b11min$, což je minimální vzdálenost mezi vnitřní částí čela drážky a přední stěny kazety. Nejméně se $b11min$ rovná tloušťce plechu, ze které je drážka vyrobena a dále může být z technologických důvodů navýšena třeba o vzdálenost nutnou pro umístění koutového svaru.



Obr. 35 Okótovaná kazetová drážka

$$b_{9n} = b_0 - 2 \cdot b_{11min} - d - v_{1min} \quad (48)$$

$$p_x = \frac{b_{9n}}{p} \quad (49)$$

$$b_9 = p_x \cdot p \quad (50)$$

Jelikož b_{9n} není násobkem rozteče řetězu p , vypočítá se počet článků řetězu p_x podle rovnice (49) a tato hodnota se zaokrouhlí dolů na lichá čísla. V MS Excel se to provede funkcí ZAOKROUHLIT.NA.LICHÉ, ale protože tato funkce zaokrouhluje kladná čísla nahoru, je nutné od takto získané hodnoty odečíst dva články řetězu. Skutečná rozteč se poté stanoví podle vztahu (50).

2.4.2 VÝPOČET ROZMĚRU b_{11}

Při výpočtu návrhové rozteče mezi unášecími palci byl zaveden parametr b_{11min} . Tato hodnota ale musí být upravena, jelikož byla při použití skutečné rozteče mezi unášecími palci změněna. Rozměr b_{11} se tedy vypočítá podle níže uvedeného vzorce.

$$b_{11} = \frac{1}{2} \cdot (b_0 - b_9 - d - v_{1min}) \quad (51)$$

2.4.3 VÝPOČET ROZMĚRU b_{10}

Protože b_9 není vhodná pro zakótování skutečné drážky, zavede se parametr b_{10} , jehož hodnota se vypočítá podle rovnice (52).

$$b_{10} = b_9 - d - v_1 - (v_1 - v_{1min}) \quad (52)$$



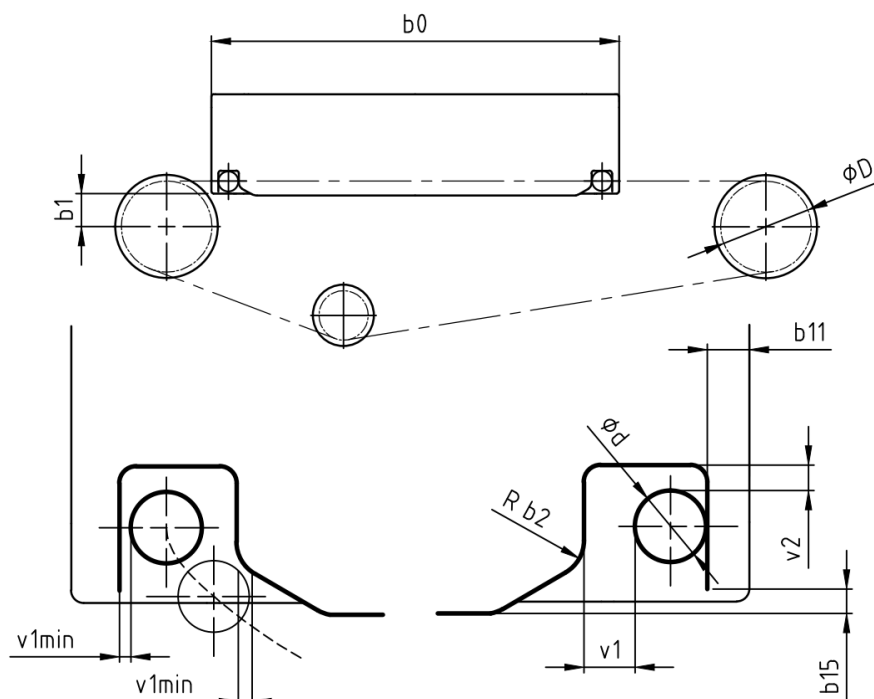
2.4.4 VÝPOČET ROZMĚRU b_{12}

Rozměr b_{12} , který je dán vztahem (53), vyjadřuje, do jaké vzdálenosti od osy řetězového kola bude kazeta do ukládací buňky zasunuta, což je moment, kdy se kontaktní bod mezi palcem a drážkou dostane do bodu B_2 . Hodnota b_{12} je důležitá zejména pro návrh uspořádání extraktoru, aby při jeho pohybu nedošlo ke kolizi s kazetou.

$$b_{12} = b_5 - b_{11} \quad (53)$$

2.5 SESTAVENÍ ALGORITMU V MS EXCEL 2010

Výpočty z kapitoly 2.3 byly rozděleny do tří listů v souboru aplikace MS Excel s názvy Výpočet, Cykloida a Rovnice. Význam tohoto rozdělení spočívá zejména v oddělení jednotlivých částí výpočtu a také k tomu, aby list s uživatelským prostředím byl co možná nejprehlednější.



Obr. 36 Schéma pro vstupní hodnoty

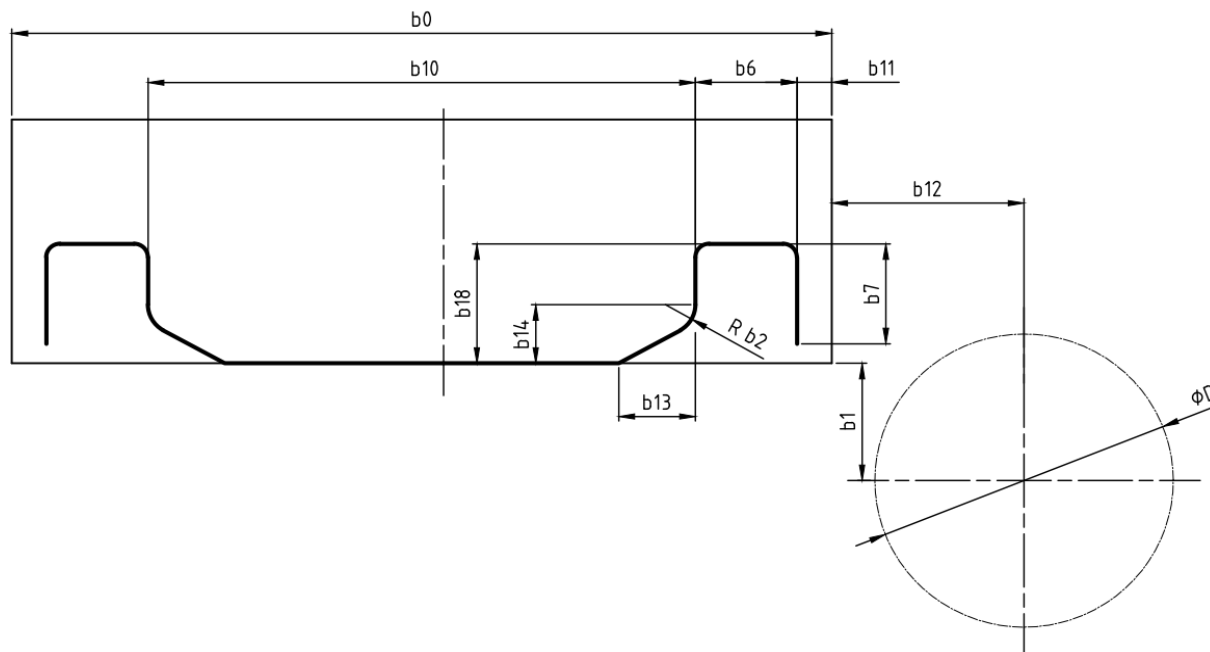
2.5.1 LIST VÝPOČET

Výše zmíněné uživatelské rozhraní je na prvním listu s názvem Výpočet a obsahuje vstupní a výstupní hodnoty výpočtového algoritmu, přičemž vstupy byly dále rozděleny na dvě části a to na vstupní hodnoty základní a rozšířené.

Základní vstupní hodnoty zahrnují parametry uvedené v kapitole 2.2, tedy b_0 , ϕD , ϕd , R_{b2} a p , které byly doplněny o b_{11} . Do rozšířených vstupů byly zahrnuty zejména konstanty v_{1min} , v_2 a b_{15} a dále pak parametry b_1 a v_1 , které sice patří mezi vypočítané hodnoty, ale jsou na ně navázány další výpočty a jejich editací je možné upravit výslednou geometrii dle požadavků konstruktéra. Rozšířené vstupy není nutné vyplňovat. Pokud jejich buňky zůstanou prázdné, automaticky se pro výpočet použije doporučená hodnota, která je vždy uvedena ve



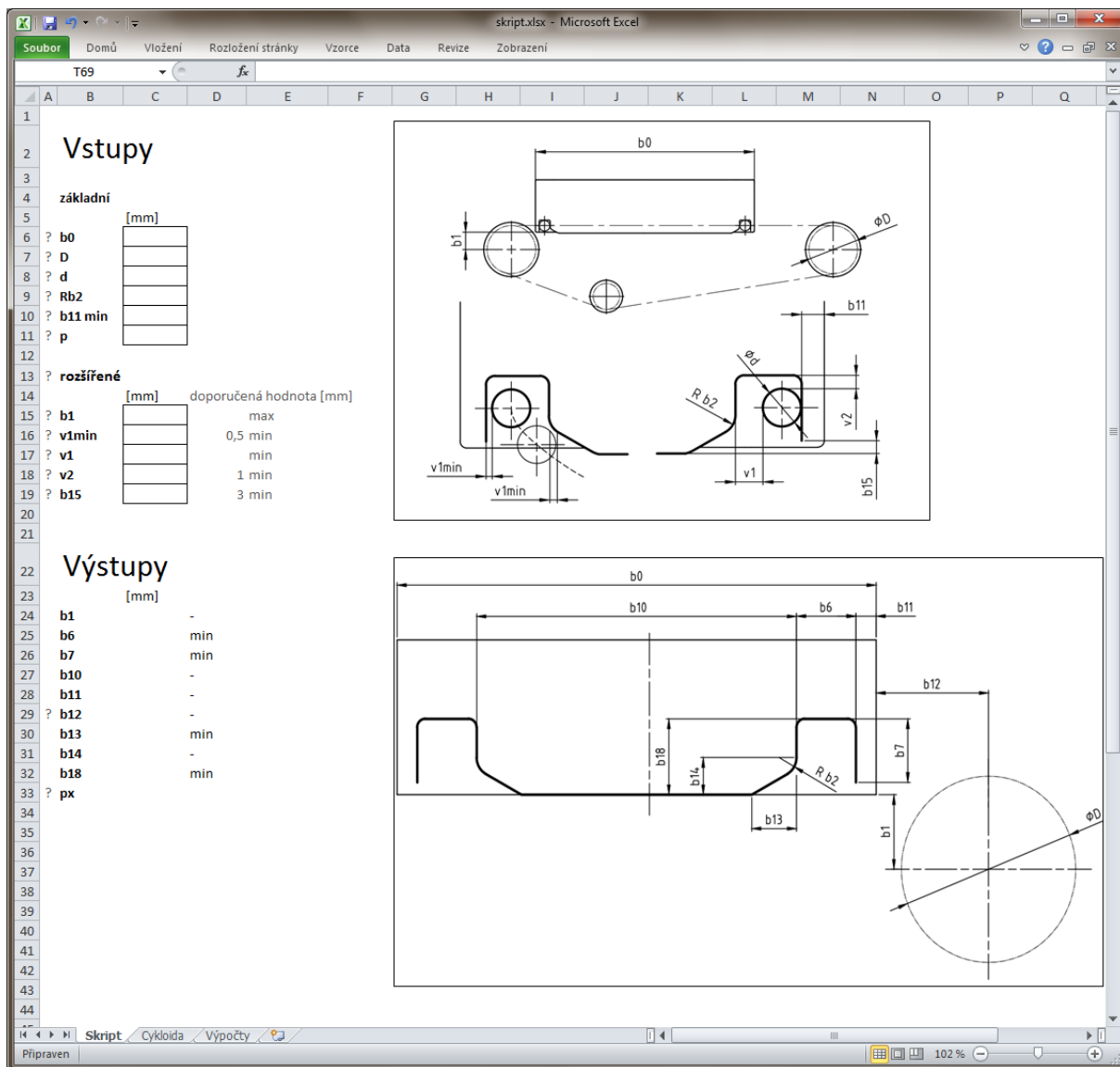
sloupci vpravo. Doporučené hodnoty byly dále opatřeny komentářem, jestli se jedná o maximální nebo minimální hodnotu, což je při úpravách nutné dodržet, aby byla zajištěna funkčnost geometrie. Pro vstupní hodnoty bylo vytvořeno schéma, zobrazené na Obr. 37, které bylo umístěno napravo od zadávacích buněk.



Obr. 37 Schéma pro výstupní hodnoty

Výstupními hodnotami jsou hodnoty nezbytné pro jednoznačné zakótování geometrie podle přiloženého schématu zobrazeného na Obr. 37. Mezi tyto hodnoty byl zařazen parametr b_{12} , který udává, do jaké vzdálenosti od osy řetězového kola bude kazeta zasunuta. Dále byl zahrnut parametr p_x , který vyjadřuje počet článků řetězu mezi palci, přičemž do tohoto čísla jsou zahrnuty i články řetězu, které jsou součástí palců. Podobně jako rozšířené vstupní hodnoty, jsou i výstupní hodnoty opatřeny poznámkou, zda je vypočtená hodnota pro případné úpravy minimální nebo maximální. V případě že, je v příslušném poli pomlčka, měl by být tento rozměr na reálné konstrukci pokud možno co nejblíže vypočtené hodnotě. Při dalších změnách výstupních hodnot je nutné zvážit následky úprav a přizpůsobit jim ostatní ovlivněné rozměry.

K položkám, které to vyžadují, byl připsán doplňující komentář. Aby byla zachována přehlednost uživatelského prostředí, byly komentáře na začátku doplněny o symbol otazníku a umístěny do buněk blízko položek, kterých se týkají. Tyto buňky byly zkráceny tak, aby z celého textu byl vidět v pracovním prostoru pouze otazník a po vybrání této buňky si zbytek textu uživatel přečte v řádku vzorců. Dále byla na tomto listu pro zvýšení přehlednosti vypnuta mřížka.



Obr. 38 Ukázka uživatelského prostředí

2.5.2 LISTY CYKLOIDA A ROVNICE

Samotný výpočet byl rozdělen do dvou listů, přičemž analytická část je na listu Výpočty, numerická potom na listu Cykloida.

Výpočty analytické části jsou uspořádány v jednom sloupci tak, že významné hodnoty jsou zvýrazněny tučně a výpočty přidružené této položce jsou zapsány pod ní světlejším písmem. Zavádění rozšířených vstupních hodnot do výpočtu je realizováno pomocí funkce KDYŽ, jejíž logická podmínka zkoumá, zda je daná buňka rozšířené vstupní hodnoty vyplněna a na základě její splnění či nesplnění se do výpočtu použije patřičná hodnota.

Numerický výpočet byl rozdělen do čtyř bloků s názvy Souřadnice cykloidy, Souřadnice ekvidistanty, Výpočet hodnoty b_{13b} a Stanovení vůle v_q . Významné hodnoty jsou opět zvýrazněny tučným písmem.

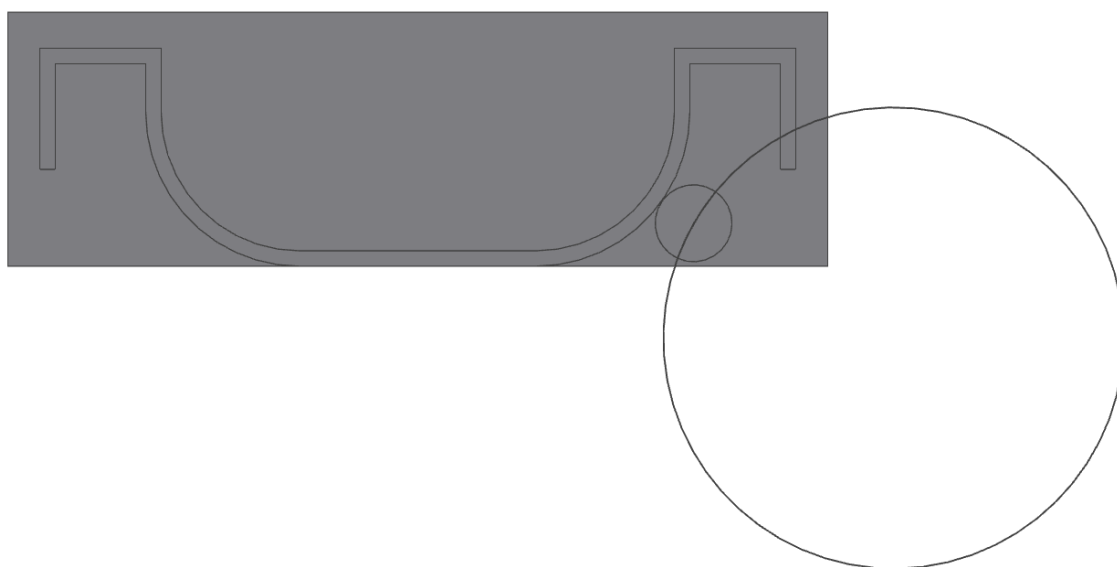


2.6 OVĚŘENÍ FUNKCE ALGORITMU

Pro ověření funkce byla v softwaru Autodesk Inventor vytvořena sestava skládající se z boční stěny kazety, drážky, unášecího palce a tělesa, která zastupuje roztečnou kružnici řetězového kola. Jednotlivé rozměry byly vytvořeny jako parametry propojené se souborem obsahující výpočtový algoritmus. Několik následujících obrázků tedy zobrazuje tuto sestavu s různými vstupními hodnotami, přičemž hloubka kazety byla vůči zadání z důvodu zobrazení volena záměrně výrazně menší. Hodnoty ostatních parametrů byly voleny náhodně.



Obr. 39 Sestava pro ověření funkce algoritmu. Vstupní hodnoty: $b_0=200\text{mm}$, $\varnothing D=60\text{mm}$, $\varnothing d=20\text{mm}$, $R_{b2}=8\text{mm}$, $b_{11\text{min}}=5\text{mm}$, $p=8\text{mm}$.



Obr. 40 Sestava pro ověření funkce algoritmu. Vstupní hodnoty: $b_0=160\text{mm}$, $\varnothing D=90\text{mm}$, $\varnothing d=15\text{mm}$, $R_{b2}=30\text{mm}$, $b_{11\text{min}}=4\text{mm}$, $p=18\text{mm}$.



Obr. 41 Sestava pro ověření funkce algoritmu. Vstupní hodnoty: $b_0=220\text{mm}$, $\varnothing D=50\text{mm}$, $\varnothing d=30\text{mm}$, $Rb_2=10\text{mm}$, $b_{11\text{min}}=10\text{mm}$, $p=13\text{mm}$, $b_1=1\text{mm}$, $b_{15}=10\text{mm}$.



Obr. 42 Sestava pro ověření funkce algoritmu. Vstupní hodnoty: $b_0=150\text{mm}$, $\varnothing D=50\text{mm}$, $\varnothing d=5\text{mm}$, $Rb_2=4\text{mm}$, $b_{11\text{min}}=1\text{mm}$, $p=14,2\text{mm}$, $b_{15}=10\text{mm}$.



3 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO UNAŠEČE A KAZETOVÉ DRÁŽKY

3.1 UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ

Pro návrh konkrétní geometrie pomocí výpočtového algoritmu je nyní nutné stanovit hodnoty vstupních parametrů. Pro jejich získání je nutné rozšířit zadání o upřesňující parametry, uvedené v tabulce 1. Hodnotou, kterou lze z tabulky použít přímo, je vnější hloubka kazety, tedy parametr b_0 , který je roven 1030 mm.

Tab. 1 Upřesňující parametry

Vnější šířka kazety	7390 mm
Vnější hloubka kazety	1030 mm
Vnější výška kazety	300 mm
Hmotnost kazety	300 kg
Provozní hmotnost kazety	3 300 kg
Výška dna kazety	600 mm
Zrychlení kazety	$0,25 \text{ ms}^{-2}$
Životnost zařízení	6 000 h

3.2 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO MECHANISMU

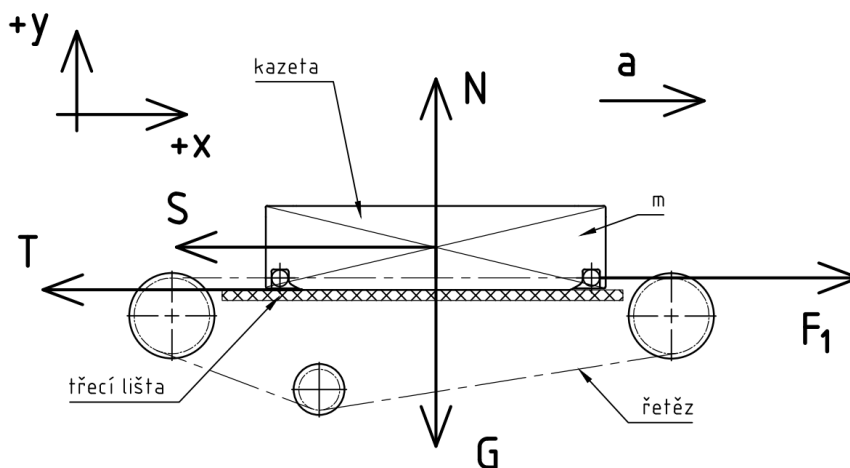
Návrhem řetězového mechanismu extraktoru, který se skládá z volby řetězu a řetězových kol, získáme do výpočtu rozteč řetězu p a průměr roztečné kružnice řetězového kola $\varnothing D$. Osová vzdálenost musí být větší než b_9 .

3.2.1 NÁVRH ŘETĚZU

SSI Schäfer s.r.o. odebírá řetězy od společnosti ŘETĚZY VAMBERK s.r.o. Z toho důvodu byl pro návrh řetězu použit postup doporučený výrobcem, který je založen na normě ČSN 01 4809. [15]

ROZBOR SIL PŮSOBÍCÍCH NA KAZETU

Síly působící na kazetu jsou znázorněny na Obr. 43, který zachycuje kazetu při rovnoměrně zrychleném pohybu. Na kazetu tedy působí síla od gravitačního zrychlení G , normálová síla N , setrvačná síla S , třecí síla mezi kazetou a třecí lištou T a tahová síla F_1 , kterou působí řetěz přes unášecí palec na drážku a udílí tak kazetě zrychlení a , které je známo ze zadání a je rovno $0,3 \text{ ms}^{-2}$. Jelikož je řetězový mechanismus po obou stranách kazety a předpokládá se její rovnoměrné zatížení, bude do výpočtu tahové síly jednoho řetězu uvažována pouze polovina provozní hmotnosti kazety m . Tahová síla F_1 se stanoví podle rovnice (55) ze silové rovnováhy ve směru osy x . Materiál použitý pro třecí lištu je PE500 a jeho součinitel tření s kovem je 0,2 [10].



Obr. 43 Síly působící na kazetu

Rovnováha sil ve směru osy y:

$$\sum F_y = 0$$

$$N = G$$

(54)

Rovnováha sil ve směru osy x:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_1 - T - S = 0$$

$$F_1 = T + S$$

$$F_1 = N \cdot f + \frac{1}{2} m \cdot a = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot f + \frac{1}{2} \cdot m \cdot a \quad (55)$$

$$F_1 = \frac{1}{2} \cdot 3300 \cdot 9,81 \cdot 0,2 + \frac{1}{2} \cdot 3300 \cdot 0,25 = \underline{\underline{3649,8 \text{ N}}}$$

Kde: f [-] je součinitel tření mezi kazetou a třecí lištou,
 g [ms^{-2}] je gravitační zrychlení,
 a [ms^{-2}] je zrychlení kazety,
 m [kg] je hmotnost kazety.

NÁVRH ŘETĚZU

Podle normy ČSN 01 4809 se řetěz volí z diagramu Rozmezí výkonů a otáček pro řetězy podle ČSN 02 3311 podle následujících parametrů:

- Jmenovitý výkon P_j ,
- počet řad řetězu,
- otáčky menšího řetězového kola,
- rozmezí výkonu.



Jmenovitý výkon P_j se stanoví z přenášeného výkonu P podle rovnice (57). Kvůli větší příčné tuhosti bude vybrán trojřadý. Protože je převodový poměr $i = 1$, otáčky obou řetězových kol budou stejné a stanoví se podle vztahu (58). V závislosti na těchto otáčkách se vybere odpovídající výkonové rozmezí.

Přenášený výkon P :

$$P = F_1 \cdot v = 3649,8 \cdot 0,3 = \underline{\underline{1094,94\text{W}}} \quad (56)$$

Kde: $v [\text{ms}^{-1}]$ je rychlost kazety.

Jmenovitý výkon P_j :

$$P_j = \frac{P}{k \cdot \mu \cdot \varphi \cdot \rho} = \frac{1094,94}{0,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2} = \underline{\underline{1520,75\text{W}}} \quad (57)$$

Kde: $k [-]$ je součinitel výkonu,
 $\mu [-]$ je součinitel mazání,
 $\varphi [-]$ je součinitel provedení řetězu,
 $\rho [-]$ součinitel osové vzdálenosti.

Součinitel výkonu $k = 0,6$ odpovídá zatížení s mírnými rázy, převodovému poměru $i = 1$ a počtu zubů řetězového kola $z_1 = 19$. Počet zubů byl zvolen tak, aby mechanismus měl kompaktní rozměry při zachování klidného chodu.

Rozmezí výkonu se volí podle rychlosti řetězu. Jelikož je tato rychlost dle zadání menší než 4 ms^{-1} , bylo z tabulky **Rozmezí výkonu** uvedené v normě vybráno **výkonové rozmezí I**, pro které je přípustné ruční tukové mazání, čemuž odpovídají provozní podmínky extraktoru. Proto byl z výše zmíněné tabulky vybrán součinitel mazání $\mu = 1$.

Hodnota součinitele provedení řetězu $\varphi = 1$ byla zvolena na základě toho, že předpokládaný řetěz bude vyroben dle ČSN 02 3311B.

Osová vzdálenost L byla vzhledem ke konstrukci celého zařízení stanovena na $L = 1100 \text{ mm}$, čemuž odpovídá $\rho = 1,2$.

Určení otáček řetězového kola:

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot d} = \frac{0,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,09645} = \underline{\underline{59,4 \text{ min}^{-1}}} \quad (58)$$

Kde: $d [\text{m}]$ je průměr roztečné kružnice řetězového kola.



Pro stanovení průměru řetězového kola bylo předběžně zvoleno řetězové kolo **5/8X3/8 Z 19 TRIPLEX**, z katalogu výrobce Chiaravalli s.r.o [11], u kterého SSI Schäfer s.r.o. tyto komponenty nakupuje.

Volba řetězu:

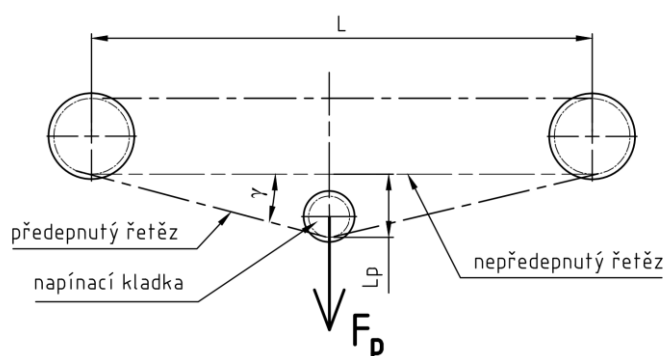
Na základě výše stanovených hodnot byl z grafu Rozmezí výkonů a otáček pro řetězy podle ČSN 02 3311 provedení B vybrán řetěz **10B-3 ČSN 02 3321 (DIN 8187)**, jehož parametry jsou:

- rozteč $p = 15,875 \text{ mm}$,
- síla při přetržení $F_B = 66,7 \text{ kN}$,
- plocha kloubu $S_k = 202 \text{ mm}^2$.

3.2.2 KONTROLA ŘETĚZU

Před kontrolou řetězu je nutné vyšetřit všechny síly, které se na zatěžování řetězu podílí. Mimo sílu F_1 namáhá řetěz síla způsobující předpětí řetězu, která zvyšuje spolehlivost celého mechanismu a snižuje příčné zkroucení řetězu a dále řetěz namáhají síly, které při tomto zkroucení vznikají.

Výpočet předpětí v řetězu:

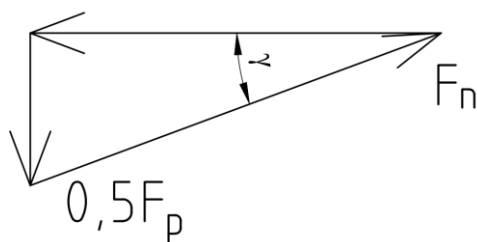


Obr. 44 Princip napínání řetězu

Síla způsobující předpětí se vytvoří pomocí napínací kladky, která se zatíží silou $F_p \approx 260 \text{ N}$, čímž se řetěz vychýlí o $Lp = 20 \text{ mm}$. Tyto hodnoty byly stanoveny empiricky. Síla přepětí F_n se vypočítá ze silové rovnováhy znázorněné na Obr. 45 pomocí rovnice (60).

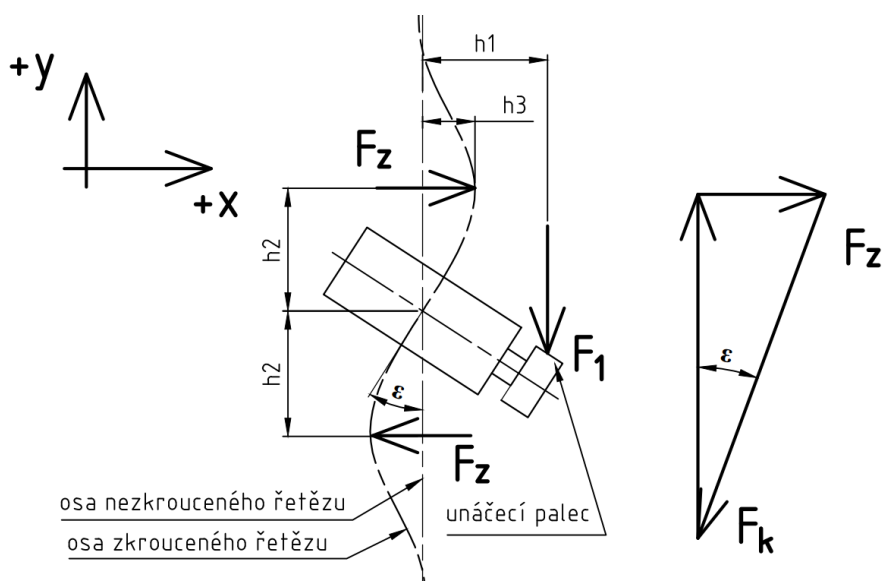
$$\gamma = \arctg\left(\frac{2 \cdot Lp}{L}\right) = \arctg\left(\frac{2 \cdot 20}{1100}\right) = \underline{\underline{2,083^\circ}} \quad (59)$$

$$F_n = \frac{F_p}{2 \cdot \sin(\gamma)} = \frac{130}{2 \cdot \sin(2,082)} = \underline{\underline{3577 \text{ N}}} \quad (60)$$



Obr. 45 Silová rovnováha při napínání řetězu

Síla způsobená zkroucením řetězu:



Obr. 46 Síly způsobené zkroucením řetězu

Stanovení síly způsobené zkroucením řetězu F_k provedené podle principu znázorněného na Obr. 46 vychází ze zkušeností SSI Schäfer a je sice pouze přibližné, ale umožňuje toto sílu zahrnout do výpočtu. Empiricky byly pro výpočet zjištěny následující hodnoty:

- $h1 = 0,01 \text{ m}$,
- $h2 = 0,2 \text{ m}$,
- $h3 = 0,075 \text{ m}$,
- $\varepsilon = 10^\circ$.

$$M_1 = h1 \cdot F_1 = 0,075 \cdot 3649,8 = \underline{273,68 \text{ Nm}} \quad (61)$$

$$F_z = \frac{M_1}{2 \cdot h2} = \frac{273,68}{2 \cdot 0,2} = \underline{684,2 \text{ N}} \quad (62)$$

$$F_k = 2 \cdot \frac{F_z}{\sin(\varepsilon)} = \frac{684,2}{\sin(10^\circ)} = \underline{4373,7 \text{ N}} \quad (63)$$

Kde: M_1 [Nm] je moment, který způsobuje síla F_1 na rameni $h1$.



Stanovení celkového zatížení F_c :

$$F_c = F_1 + F_k + F_N = 3649,8 + 4373,7 + 3577 = \underline{\underline{11,6\text{kN}}} \quad (64)$$

Odstředivá síla ve výpočtu (64) nebyla zahrnuta, protože se s jejím působením počítá až od rychlosti řetězu větším než 4 ms^{-1} .

Stanovení statického bezpečnostního koeficientu:

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_C} = \frac{66,7}{11,6} = \underline{\underline{5,75}} \quad (65)$$

Stanovení dynamického bezpečnostního koeficientu:

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{F_B}{F_C \cdot Y} = \frac{66,7}{11,6 \cdot 2} = \underline{\underline{2,875}} \quad (66)$$

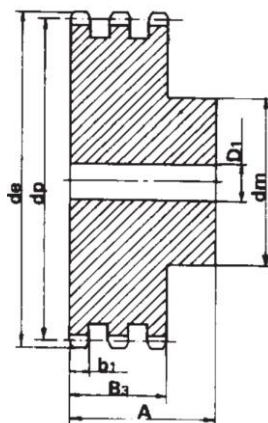
Výše stanovené bezpečnostní koeficienty jsou pro tuto atypickou aplikaci dostatečné, navržený řetěz tedy **vyhovuje**.

3.2.3 VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA

Vzhledem k tomu, že řetěz 10B-3 ČSN 02 3311 vyhovuje, bude použito řetězové kolo 5/8X3/8 Z 19 TRIPLEX společnosti Chiaravalli Group spa, které bylo předběžně navrženo pro určení otáček v předchozí kapitole. Jeho základní parametry jsou:

- Počet zubů $z_1 = 19 [-]$,
- průměr roztečné kružnice $d_e = d = 96,45\text{ mm}$,
- šířka kola $A = 60\text{ mm}$,
- průměr odsazení $d_m = 79\text{ mm}$,
- průměr díry pro hřídel $D_1 = 16\text{ mm}$.

Hodnota průměru roztečné kružnice d_e odpovídá parametru d ve výpočtovém algoritmu.



Obr. 47 Schéma k řetězovému kolu od výrobce [11]

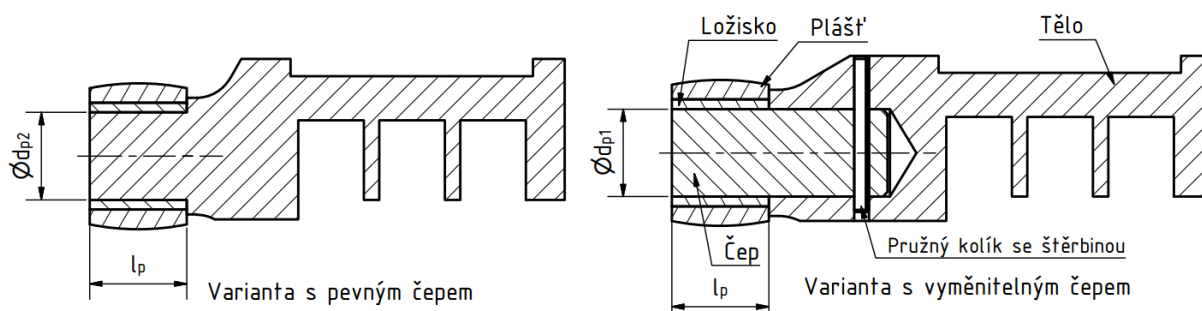
3.3 NÁVRH PALCE

3.3.1 KONSTRUKCE PALCE

Na Obr. 48 jsou vyobrazeny jeho dvě konstrukční varianty a popis jednotlivých částí.

Varianta s pevným čepem je jednodušší, tedy i levnější na výrobu. Čep je ovšem nejvíce namáhanou částí palce a dojde-li k jeho poškození, bude nutné pro jeho výměnu demontovat řetěz a samotné tělo, které je poměrně komplikovanou součástí, bude nenávratně znehodnoceno. Z těchto důvodů byla vypracována i varianta s vyměnitelným čepem, která je sice komplikovanější, ale mimo jiné by umožnila pro výrobu čepu použít kvalitnější materiál, ze kterého by tělo kvůli ceně a obtížné obrobitelnosti být vyrobeno nemohlo.

Vybrání v horní ploše těla bude navrženo tak, aby zapadlo do vodící lišty použité pro snížení kroucení řetězu. Ložisko je kvůli nízké zástavbě zvoleno kluzné. Při záběru palce se plášť sice příliš neotáčí, ale je nutné umožnit jeho rotaci, aby nedocházelo ke smýkání po povrchu drážky kazety. Pro tuto aplikaci bylo vybráno ložisko iglidur® G společnosti igus® GmbH, od které SSI Schäfer s.r.o. tyto komponenty odebírá. [17]

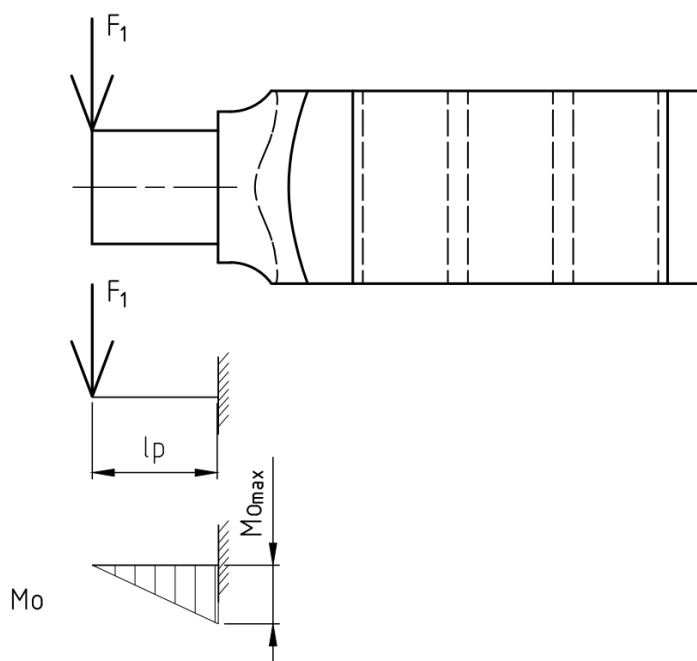


Obr. 48 Konstrukční varianty palce

3.3.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PRŮMĚRU PALCE

Návrhový analytický výpočet průměrů čepů $\varnothing d_{p1}$ (69) a $\varnothing d_{p2}$ (68), který vychází z rovnice pro stanovení ohybového napětí (67), byl proveden na velmi zjednodušeném modelu zobrazeném na Obr. 49. Podrobnější náhrada není nutná, protože se jedná o vstupní data pro výpočet pomocí metody konečných prvků, pomocí které bude konstrukce palce dále optimalizována.

Síla F_1 v ideálním případě působí ve středu čepu, ale pro zvýšení bezpečnosti byla umístěna na volný konec. Bezpečnostní koeficient byl zvolen $k_p = 2$. Jako materiál pro výrobu varianty s pevným čepem byla vybrána konstrukční ocel E335 (11 600) s mezí kluzu $Re_2 = 335$ Mpa. Tato ocel bude použita i pro výrobu těla druhé varianty s tím, že pro čep byla vybrána ocel vhodná pro velmi namáhané hřídele 42CrMo4+QT (15 124.6) s mezí kluzu $Re_1 = 750$ Mpa. Délka čepu byla pro oba případy zvolena 20mm. [16]



Obr. 49 Zatížení palce

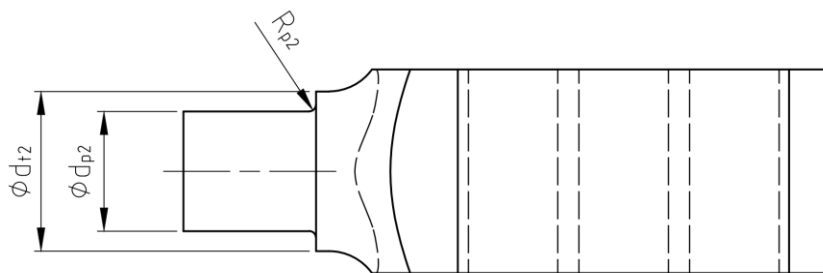
$$\sigma_o = \frac{k_p \cdot M_{o\max}}{W_o} = \frac{k_p \cdot F_1 \cdot l_p}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{32}} \leq Re \rightarrow d_p \geq \sqrt[3]{\frac{k_p \cdot l_p \cdot F_1 \cdot 32}{\pi \cdot Re}} \quad (67)$$

$$d_{p2} \geq \sqrt[3]{\frac{k_p \cdot l_p \cdot F_1 \cdot 32}{\pi \cdot Re_2}} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,02 \cdot 3649,8 \cdot 32}{\pi \cdot 355 \cdot 10^6}} \geq 0,01612m \Rightarrow \underline{\underline{16mm}} \quad (68)$$

$$d_{p1} \geq \sqrt[3]{\frac{k_p \cdot l_p \cdot F_1 \cdot 32}{\pi \cdot Re_1}} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,02 \cdot 3649,8 \cdot 32}{\pi \cdot 750 \cdot 10^6}} \geq 0,01256m \Rightarrow \underline{\underline{13mm}} \quad (69)$$

Kde:	$W_o [m^3]$	je průřezový modul v ohybu,
	$l_p [m]$	je délka čepu,
	$M_{o\max} [Nm]$	je maximální ohybový moment,
	$k_p [-]$	je bezpečnostní součinitel palce,
	$\sigma_o [Pa]$	je ohybové napětí,
	$Re_1 [Pa]$	je mez kluzu oceli 42CrMo4+QT,
	$Re_2 [Pa]$	je mez kluzu oceli E355,
	$d_{p2} [m]$	je průměr pevného čepu,
	$d_{p1} [m]$	je průměr vyměnitelného čepu.

Osazení na pevném konci čepu je nutné kvůli zachytávání axiálních sil, které mohou vnikat na plášti. Zejména u varianty s pevným čepem vytváří koncentraci napětí, kterou je nutné do výpočtu zahrnout.



Obr. 50 Definice odsazení

Na Obr. 50 jsou zobrazeny rozměry potřebné pro stanovení součinitele tvaru α_p . Průměr d_{p2} je dán rovnicí (68). Hodnoty ostatních rozměrů byly voleny tak, aby vyhovovaly ložisku QFM-1618. Pro stanovení α_p jsou potřebné níže uvedené poměry.

$$\frac{R_{p2}}{d_{p2}} = \frac{0,5}{16} = 0,31$$

$$\frac{d_{t2}}{d_{p2}} = 1,4$$
(70)

Kde: R_{p2} [m] je poloměr zaoblení,
 d_{t2} [m] je průměr odsazení.

Pro tyto hodnoty byla z Grafu součinitele α [12] odečtena $\alpha_p = 2,5$. Tento součinitel musí být zahrnut do návrhu ϕd_{p2} , tedy:

$$d_{p2}' = \sqrt[3]{\frac{\alpha_p \cdot k_p \cdot l_p \cdot F_1 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{o2}}} = \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 2 \cdot 0,02 \cdot 3649,8 \cdot 32}{\pi \cdot 355 \cdot 10^6}} = 0,021878m \Rightarrow \underline{\underline{22mm}} \quad (71)$$

Kde: α_p [-] je součinitel tvaru,
 d_{p2}' [m] je korigovaný průměr čepu.

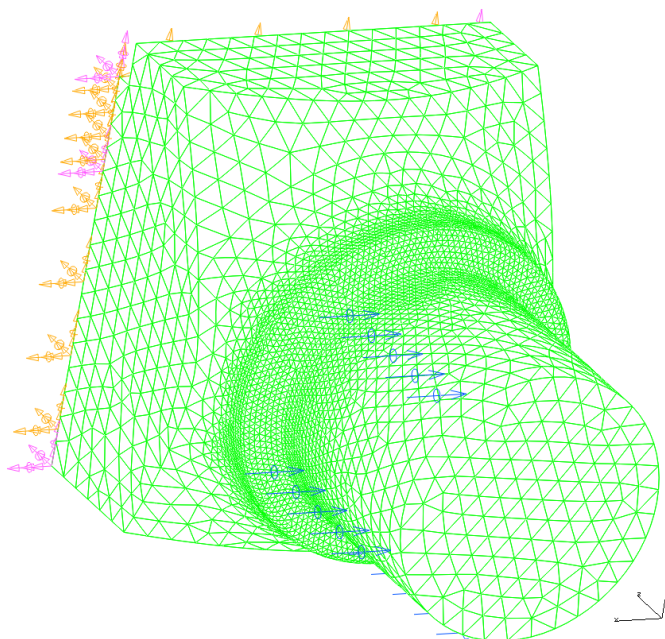
3.3.3 OVĚŘENÍ PALCE POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

Výpočet pomocí metody konečných prvků (MKP) byl proveden v softwaru NX I-deas 6.1 (build 27). Obě varianty byly zpracovány pomocí objemových prvků, protože kvůli tvarové složitosti nebylo možné použít zjednodušení na prutový nebo skořepinový model. Aby se ušetřil počet prvků, byla pro tento výpočet uvažována pouze oblast čepu, která je z hlediska výsledků nejzajímavější. Část modelu, která souží k připojení, byla zanedbána a nahrazena vetknutím s tím, že se pro analýzu čepu výrazně nesníží kvalita výsledků.

PALEC S PEVNÝM ČEPEM

Nejprve byla analyzována varianta s pevným čepem. Objemová síť s okrajovými podmínkami, znázorněná na Obr. 51, je složena ze tří částí: Čep, zaoblení a tělo palce. Důvodem tohoto rozložení je zjemnění sítě v oblasti zaoblení, tak aby bylo možné dostatečně přesně zachytit koncentraci napětí, která zde vzniká. Tato oblast je tedy tvořena prvky o velikosti 0,5 mm. Na

zbytku modelu taková přesnost není nutná a jenom by zbytečně prodloužila dobu výpočtu, použity byly prvky o velikosti 2 mm. Celá síť je tvořena 11 168 prvky. Zadní stěna je z výše uvedených důvodů vetknuta a síla, která odpovídá síle F_1 , byla rozložena na polovinu povrchu čepu na tlak, který odpovídá tlaku, který se na čep přenáší od ideálně zatíženého pláště.

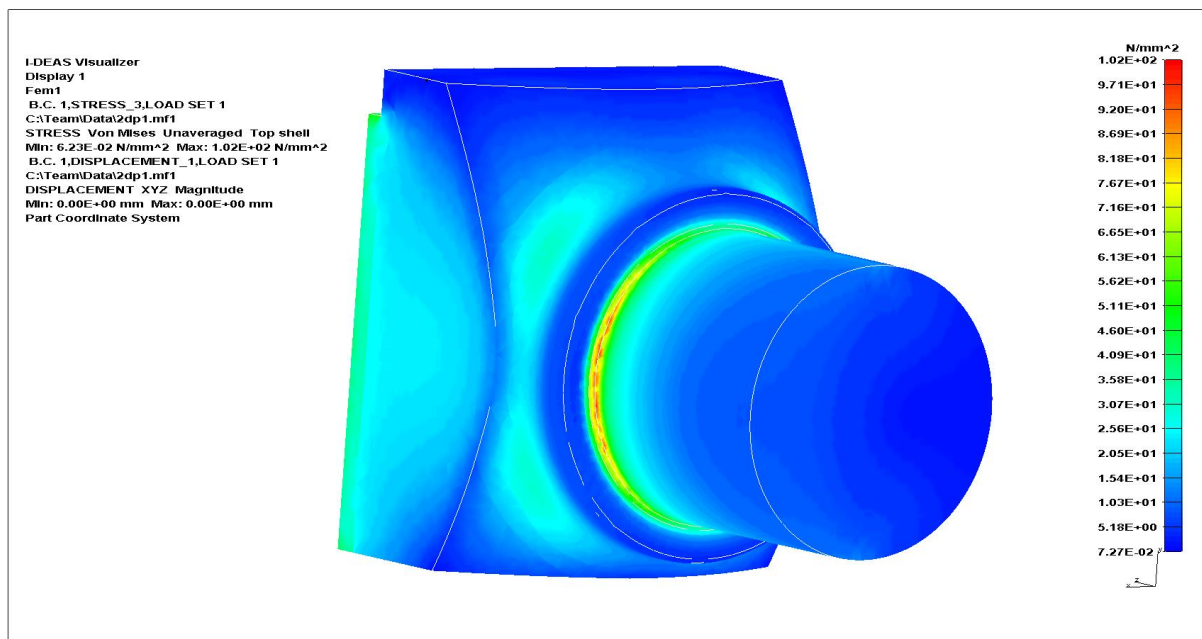


Obr. 51 Objemová síť palce s pevným čepem

Z výsledků zobrazených na Obr. 52 je zřetelně patrná oblast koncentrace napětí, ve které se maximální napětí pohybuje kolem 100 MPa. Relativně vysoká bezpečnost stanovená podle rovnice (72) je způsobena tím, že při návrhovém výpočtu v předchozí kapitole byla zatěžovací síla uvažována na konci čepu, tedy v nejhorším možném případě, zatímco v MKP výpočtu modelu byla síla rozložena ideálně. Výsledná bezpečnost by na základě předchozí úvahy měla být 4. Odchylka zjištěná MKP výpočtem je způsobená výrazným zjednodušením návrhového výpočtu, například zanedbáním smykového napětí. Vzhledem k tomu, že zatěžující síla má střídavý charakter, během provozu může docházet k rázům a v reálném provozu nemusí mít zatěžující síla ideální působíště, byla relativně vysoká výsledná bezpečnost shledána vyhovující.

$$k_2 = \frac{Re_2}{\sigma_{2\max}} = \frac{355}{102} = 3,48 \quad (72)$$

Kde: $k_2 [-]$ je součinitel bezpečnosti,
 $\sigma_{2\max} [MPa]$ je maximální napětí.



Obr. 52 Palec a s pevným čepem - Napětí HMM max. napětí 102 MPa, stupnice 0 – 102 MPa

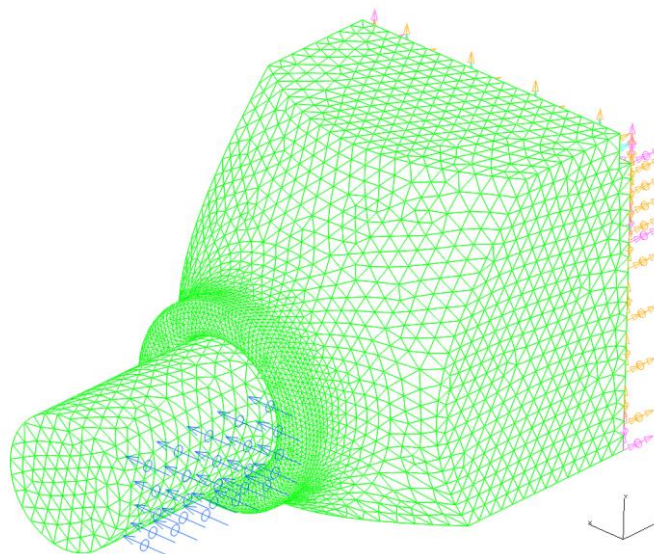
PALEC S VYMĚNITELNÝM ČEPEM

U této varianty se dá předpokládat nižší výsledná bezpečnost, jelikož bylo v návrhovém výpočtu provedeno mnohem větší zjednodušení.

Palec s vyměnitelným čepem byl řešen jako kontaktní úloha složená ze dvou těles, a to z těla palce a čepu. Pružný kolík se šterbinou byl zjednodušen na válec a integrovaný do těla palce, čímž se snížil počet kontaktních elementů o prvky, které by tvořily kontakt mezi pružným kolíkem a tělem. Toto zjednodušení dostatečně přesně vystihuje daný problém.

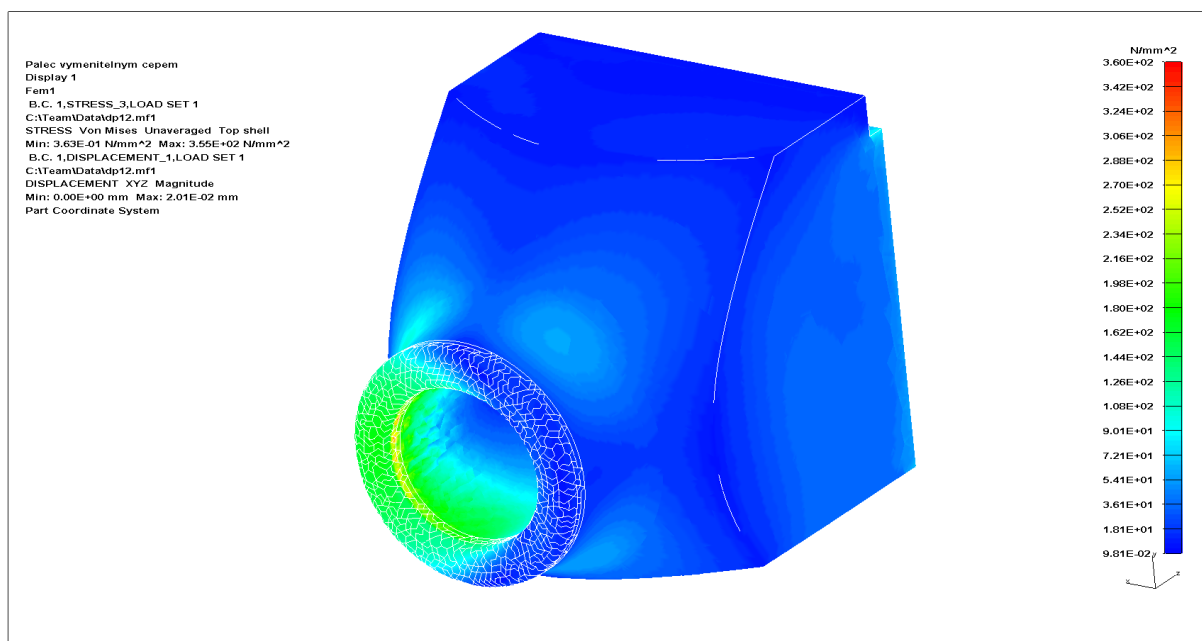
Podobně jako u předchozího modelu byla síť těla rozdělena na dva úseky. Elementy tvořící ústí otvoru mají velikost 0,5 mm, což zajišťuje dostatečnou přesnost výpočtu v oblasti kontaktu. Ostatní prvky těla, stejně jako prvky čepu, mají velikost 1,5 mm. Celou síť tvoří 22 601 elementů a u tohoto výpočtu mají opatření provedené za účelem úspory zvlášť velký význam, jelikož se kontaktní úloha počítá iteračně.

Na výpočtový model byly aplikovány stejné okrajové podmínky jako v předchozím případě, navíc byly definovány kontaktní plochy, kterým byl nastaven součinitel tření 0,15.

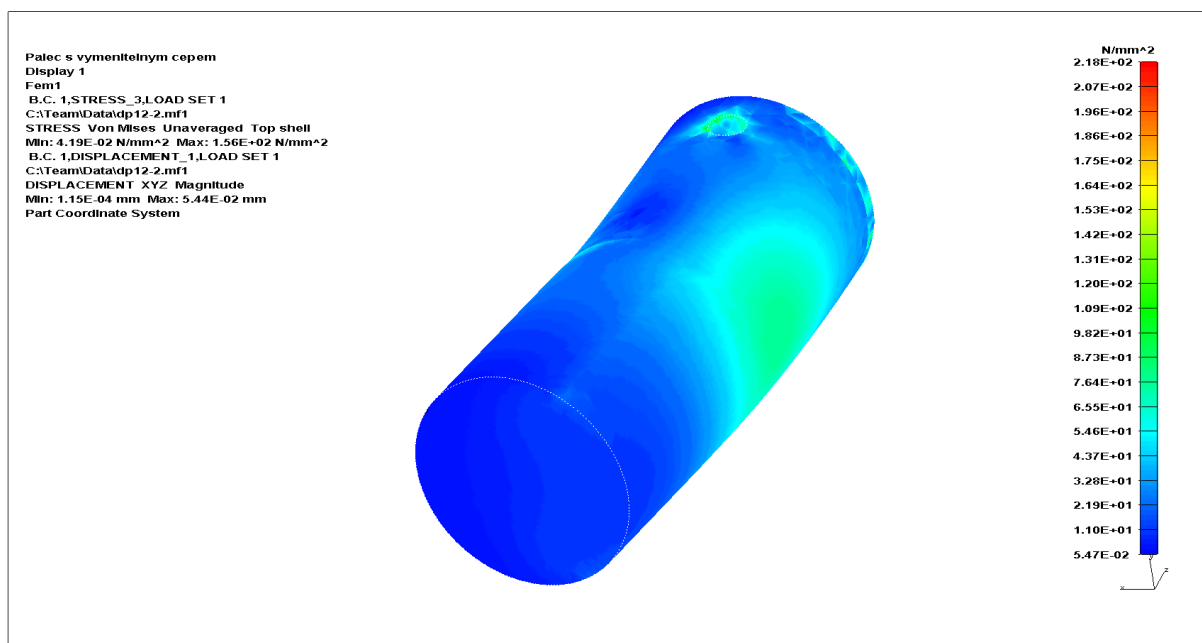


Obr. 53 Objemová síť palce s vyměnitelným čepem

Toto konstrukční řešení předpokládalo možnost použití kvalitnějšího materiálu na výrobu čepu. Na základě zhodnocení níže uvedených výsledků s MKP výpočtu se tento předpoklad může jevit jako neopodstatněný, protože maximální napětí na čepu podle HMH se pohybuje do 100 MPa. Takovýto čep má vysokou bezpečnost i použití konstrukční oceli stejné jako u těla, tedy E355, ale na základě zkušeností SSI Shäffer byla kvůli dynamickým účinkům a únavě materiálu pro výrobu čepu ponechána původně navržená ocel. Na druhou stranu, kontaktní tlak v ústí těla umocněný koncentrací napětí způsobuje v oblasti zaoblení napětí až 280 MPa. V provozu by tak ve spojení s velmi tuhým čepem došlo brzy k otlacení ústí otvoru, které by mělo za následek destrukci těla. Pro realizaci jsou tedy nutné úpravy geometrie tohoto řešení.



Obr. 54 Tělo palce s vyměnitelným čepem - Napětí HMH, max. napětí 280 MPa, stupnice 0 - 360 MPa



Obr. 55 Čep - Napětí HMH, max. napětí 100 MPa, stupnice 0 - 218 MPa

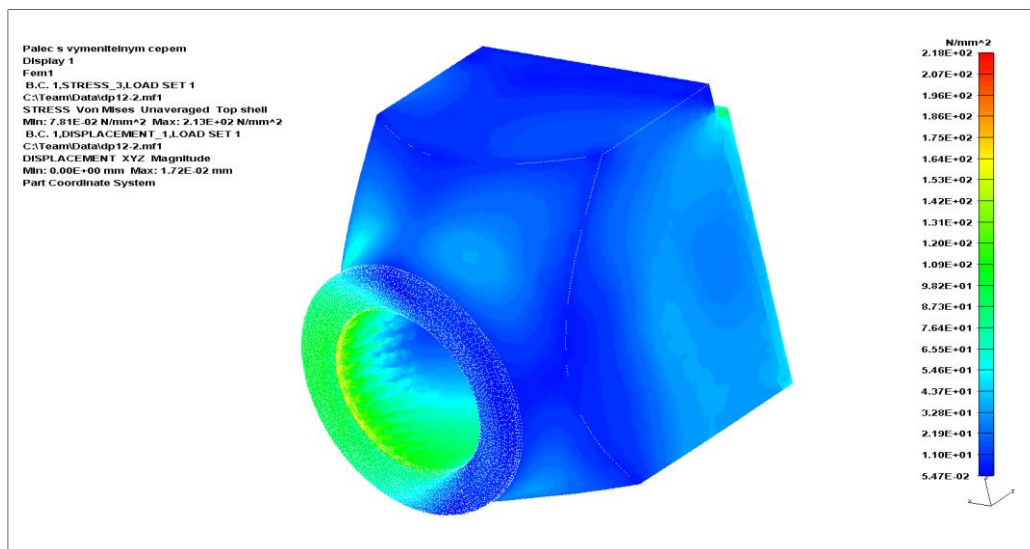
Činitelů, kterými lze docílit snížení napětí, je několik. Především může být zvětšen průměr čepu, respektive otvoru, čímž se prodlouží křivka, na které teoreticky působí liniové zatížení v místě kontaktu. Dále může být ústí prodlouženo, aby se zmenšily síly zachytávající moment vyvolaný zatěžující silou. Toto řešení ovšem způsobí nárůst vzdálenosti působíště zatěžující síly od osy řetězu, čímž se zvýší nežádoucí moment, který na řetěz působí. Snížení kontaktního tlaku navíc není dostatečně výrazné na to, aby se vyvážila zmíněná nevýhoda, tudíž tato úprava není vhodná. Poslední snadnou úpravou geometrie je zvětšení zaoblení za účelem zmenšení vlivu koncentrace napětí.

Optimalizovanému modelu byl tedy zvětšen průměr čepu z 13 mm na 18 mm a rádius byl zvolen 1,3 mm, což je o 0,3 mm více než u předchozího výpočtu. Oblast okolo ústí byla celkově zesílena. Zbytek MKP modelu zůstal identický s předchozím řešením.

Efekt těchto úprav je zřejmý na výsledcích zobrazených na Obr. 56. Maximální napětí na těle palce dle teorie HMH se nyní pohybuje okolo 150 Mpa, při kterém je bezpečnost stanovená podle rovnice (73) rovna 2,37. Tato bezpečnost byla shledána jako vyhovující. Dále se snížilo i maximální napětí na čepu, které nyní činí 80 Mpa.

Pro případné navýšení bezpečnosti už není vhodné dále zvětšovat rozměry, což by vedlo k příliš mohutné konstrukci palce, zejména pak k velkému průměru pláště, který by měl být přiměřeně dimenzovaný k roztečnému průměru řetězového kola, protože čím je poměr průměru řetězového kola vůči průměru palce menší, tím větší pak musí být vůle při návrhu kapsy kazety a s větší vůlí bude při provozu docházet k větším rázům a tím více bude zpětně namáhán palec. Pro navýšení bezpečnosti by tedy byla vhodnější změna materiálu, například na ocel 28Mn6 +QT (13 141.6). [16]

$$k1 = \frac{Re_1}{\sigma_{1max}} = \frac{355}{150} = 2,37 \quad (73)$$

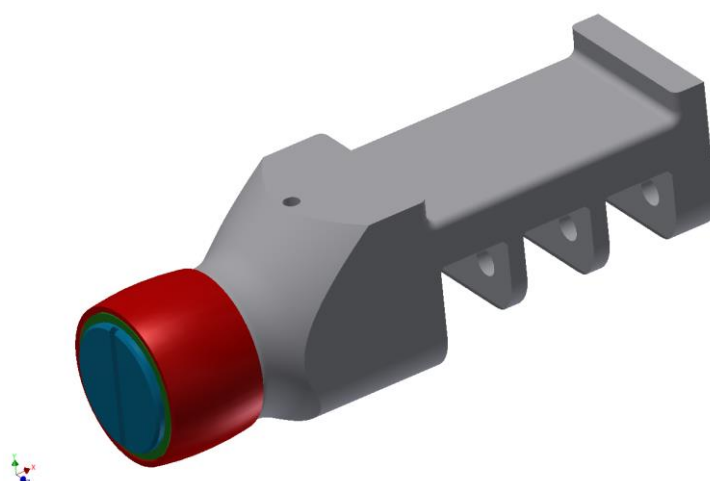


Obr. 56 Optimalizované tělo palce - Napětí HMM, max. napětí 150 MPa, stupnice 0 - 218 MPa

3.3.4 VÝSLEDNÁ GEOMETRIE PALCE

Na základě analýzy metodou konečných prvků byly obě konstrukční řešení shledány po pevnostní stránce vyhovující. Možnost snadné výměny čepu bez nutnosti demontáže řetězu však představuje významnou výhodu ve prospěch tohoto řešení a navíc je zde prostor pro optimalizaci použitých materiálů, tudíž byla pro další zpracování vybrána tato varianta.

Pro čep průměru 18 mm bylo vybráno kluzné ložisko s přírubou GFM-1820-10. [17] Ložiska jsou dlouhá 10 mm a budou na čep montována ve dvojici proti sobě, výsledná délka tedy bude 20 mm. Od vnějších rozměrů ložiska byl odvozen vnější průměr pláště $d = 30$ mm, což je poslední neznámou hodnotou do výpočtového algoritmu. Pro povrch pláště byl zvolen soudečkový tvar, aby byla zajištěna ideální poloha působíště zatěžující síly. Na Obr. 57 je zobrazena sestava palce. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v příložené výkresové dokumentaci.



Obr. 57 Sestava palce



3.4 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ ŘETĚZOVÉHO UNAŠEČE A KAZETOVÉ DRÁŽKY

Drážka bude vyrobena ohýbáním z materiálu o tloušťce 8 mm. Od této velikosti byl odvozen poloměr zaoblení $Rb2 = 14,8$ mm a dále pak rozměr $b11min$, který zahrnuje tloušťku materiálu a prostor pro umístění svaru. Z rozšířených vstupních parametrů byly použity $b1$ a $v1$. Úpravou rozměru $b11$ vznikl v celkové sestavě zařízení prostor potřebný na umístění bočního vedení kazety. Ostatní vstupní parametry byly doplněny na základě předem vypočítaných hodnot.

Výstupní hodnoty, u kterých není poznámka, kterým směrem mohou být upraveny, byly zaokrouhleny na 2 desetinná místa, ostatní byly upraveny podle doporučení. Zejména hodnota $b12$ byla snížena na bezpečných -10 mm.

Vstupní parametry:

	[mm]
b0	1030
D	96,45
d	30
Rb2	14,8
b11min	12
p	15,875

Rozšířené vstupní parametry:

	[mm]	Doporučené: [mm]
b1	22	32,425
v1	2	1,83907

Výstupní hodnoty:

	[mm]	
b1	22	-
b6	32	min
b7	27,71592	min
b10	934,875	-
b11	15,5625	-
b12	-0,25211	-
b13	15,38735	min
b14	25,225	-
b18	42,225	min

	[-]	
px	61	-

Upravené výstupní hodnoty:

	[mm]
b1	22
b6	32
b7	28
b10	935
b11	15,6
b12	-10
b13	15,5
b14	25,2
b18	42,5

	[-]
px	61

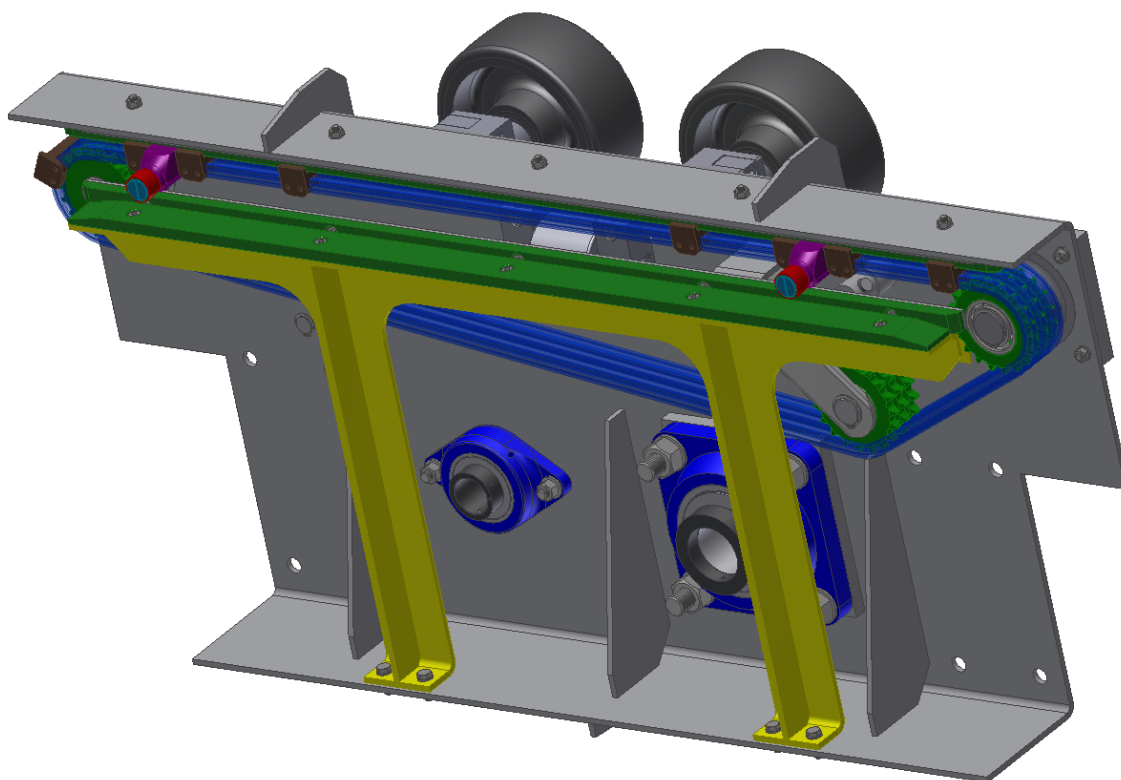
3.5 SESTAVA ZAŘÍZENÍ

Konstrukční celek řetězového unašeče byl koncipován jako samostatná podsestava extraktoru, která se při montáži přišroubuje k centrálnímu rámu s pohonnými jednotkami. Celý extraktor by mohl být navržen jako jeden svařenec, který by ovšem byl poměrně náročný na výrobu a pravděpodobně by se zkomplikovala i montáž dalších komponent.



Nosná konstrukce unašeče je svařena z ohýbaných plechů o tloušťce 6 mm a vyztužena žebry. Tato výrobní technologie byla zvolena kvůli nízké výsledné hmotnosti zařízení. Jednotlivé prvky, tvořené také převážně ohýbanými plechy, jsou k nosné konstrukci přišroubovány. Některé komponenty zařízení, jako například ložiskové domky pro připojení pohonů, stabilizační kola a některé další byly převzaty z jiných studií zabývajících se tímto skladovacím systémem tak, aby se tato práce případně nerozcházela se současným stavem vývoje.

Sestava byla vytvořena v softwaru Autodesk Inventor 2015 a její podoba je zobrazena Obr. 58. Detaily sestavy jsou v příložené výkresové dokumentaci, stejně jako výrobní výkresy vybraných částí.

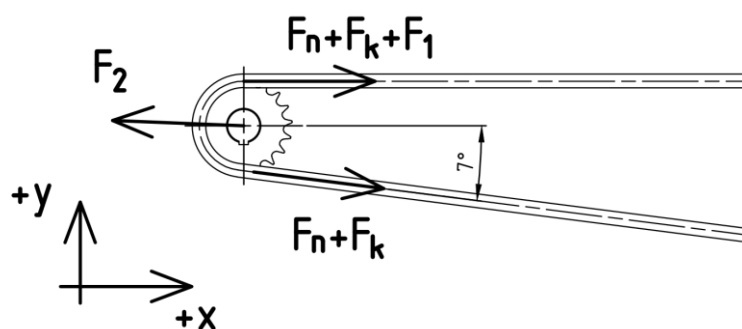


Obr. 58 Sestava zařízení

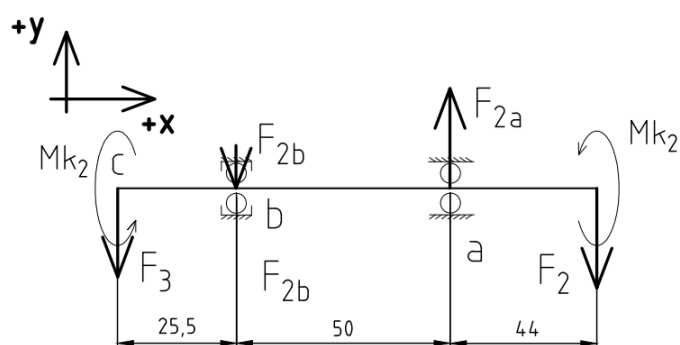
3.5.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH ČÁSTÍ

HŘÍDEL POD HNACÍM ŘETĚZOVÝM KOLEM

Tato hřídel přivádí krouticí moment do řetězového unašeče. Kromě krouticího momentu ji dále zatěžuje síla F_2 , která je reakcí sil působících v řetězovém unašeči a síla F_3 , která je reakcí sil v řetězu pohonu, přičemž při jejím výpočtu byla zanedbána síla v předpětí, jelikož se předpokládá relativně malá. Při výpočtu obou sil byla dále kvůli nízkým otáčkám zanedbána odstředivá síla. Na Obr. 60 jsou kromě výpočtového schématu znázorněny výsledné vnitřní účinky sil, ze kterých vyplývá, že nejzatíženější místo se nachází pod ložiskem a. K tomuto místu tedy bylo vypočteno redukované napětí podle teorie HMM, aby se prokázalo, že je tato hřídel vyhovující.



Obr. 59 Uvolnění řetězového kola

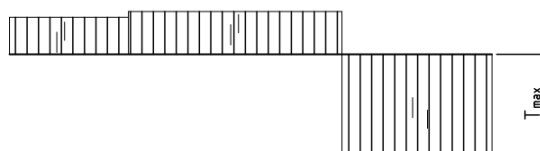


VVÚ

ohybový moment



smyk



krouticí moment



Obr. 60 Uvolnění hřídele a VVÚ

Zatěžující síla F_2

$$F_2 = \sqrt{\left(F_1 + (F_n + F_k) \cdot \cos(7^\circ)\right)^2 + \left((F_n + F_k) \cdot \sin(7^\circ)\right)^2}$$

$$F_2 = \sqrt{(3649,8 + (3577 + 4373,7) \cdot \cos(7^\circ))^2 + ((3577 + 4373,7) \cdot \sin(7^\circ))^2} \quad (74)$$

$$F_2 = \underline{\underline{11,581 \text{ kN}}}$$

**Zatěžující síla F_3**

$$F_3 = \frac{M_k}{\frac{d_b}{2}} = \frac{\frac{F_1 \cdot d}{2}}{\frac{d_b}{2}} = \frac{F_1 \cdot d}{d_b} = \frac{3649,8 \cdot 0,09645}{0,07134} = \underline{\underline{4934,44 N}} \quad (75)$$

Kde: M_k [Nm] je krouticí moment,
 d_b [mm] je průměr roztečné kružnice řetězového kola pohonu,
 d [mm] je průměr roztečné kružnice řetězového kola unašeče.

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{F_2 \cdot 0,044}{\frac{\pi \cdot d_a^3}{32}} = \frac{11581,84 \cdot 0,044}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{32}} = \underline{\underline{121,07 MPa}} \quad (76)$$

Kde: d_a [mm] je průměr hřídele pod řetězovým kolem.

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{T_{\max}}{S_a} = \frac{F_2}{\frac{\pi \cdot d_a^2}{4}} = \frac{11581}{\frac{\pi \cdot 0,035^2}{4}} = \underline{\underline{12,04 MPa}} \quad (77)$$

Kde: S_a [mm²] je plocha průřezu hřídele pod řetězovým kolem,
 $T_{\max}$ [N] je maximální smyková síla.

Kroutové napětí:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\frac{F_1 \cdot d}{2}}{\frac{\pi \cdot d_a^3}{16}} = \frac{\frac{3649,8 \cdot 0,09645}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,035^3}{16}} = \underline{\underline{20,9 MPa}} \quad (78)$$

Kde: W_k [mm³] je průřezový modul v krutu.

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot (\tau + \tau_k)^2} = \sqrt{121,04^2 + 3 \cdot (12,07 + 20,9)^2} = \underline{\underline{133,83 MPa}} \quad (79)$$

Pro výrobu hřídele byla zvolena konstrukční ocel E295 (11 500) s mezí kluzi při napětí $Re = 295$ MPa. [16] Při porovnání této hodnoty s redukovaným napětím je zřejmé, že tato hřídel **vyhovuje**.



PERA

Řetězový unášec obsahuje tři spojení perem. To nejzatíženější se nachází pod řetězovým kolem pohonu. Jedná se o PERO 8 x 7 x 25.

Otlačení:

$$p = \frac{F_4}{S_p} = \frac{\frac{F_1 \cdot d}{2 \cdot d_a}}{l_c \cdot t_{1p}} = \frac{3649,8 \cdot 0,09645}{2 \cdot 0,035} = \frac{101,59 \text{ Mpa}}{0,015 \cdot 0,0033} \quad (80)$$

Kde:	F_4 [N]	je obvodová síla působící na bok pera,
	S_p [mm ²]	je plocha dotyku pera s nábojem,
	l_c [mm]	je činná délka pera,
	t_{1p} [mm]	je výška pera v náboji.

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{F_4}{S_{pr}} = \frac{\frac{F_1 \cdot d}{2 \cdot d_a}}{l_p \cdot b_p} = \frac{3649,8 \cdot 0,09645}{2 \cdot 0,035} = \frac{41,9 \text{ Mpa}}{0,015 \cdot 0,008} \quad (81)$$

Kde:	S_{pr} [mm ²]	je střižná plocha,
	b_p [mm]	je šířka pera.

Pero i řetězové kolo je vyrobeno z oceli C45 s $Re = 325$ Mpa. [16] Porovnáním těchto hodnot s vypočtenými je zřejmé, že zvolené pero **vyhovuje**.

LOŽISKA NA HŘÍDELI POD HNACÍM ŘETĚZOVÝM KOLEM

Před návrhem ložisek byly nejprve stanoveny reakce v podporách podle schématu na Obr. 60. Bylo tak učiněno ze silové rovnováhy v ose y (82) a z momentové rovnováhy k bodu c (83). Na základě těchto sil byly, podle výpočtu uvedeného v [18], stanoveny potřebné základní dynamické únosnosti ložisek pro zadanou životnost 6000 hodin.

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_3 - F_{2b} + F_{2a} - F_2 = 0$$

$$F_{2b} = F_{2a} - F_3 - F_2 \quad (82)$$



$$\sum M_{oc} = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= -F_{2b} \cdot 25,5 + F_{2a} \cdot (25,5 + 50) - F_2 \cdot (25,5 + 50 + 44) \\ 0 &= +F_2 \cdot 25,5 + F_3 \cdot 25,5 - F_{2a} \cdot 25,5 + F_{2a} \cdot 75,5 - F_2 \cdot 119,5 \\ F_{2a} \cdot 25,5 - F_{2a} \cdot 75,5 &= +F_3 \cdot 25,5 + F_2 \cdot 25,5 - F_2 \cdot 119,5 \\ F_{2a} &= \frac{+4934,44 \cdot 25,5 + 11581 \cdot 25,5 - 11581 \cdot 119,5}{+25,5 - 75,5} = \underline{\underline{19,256kN}} \end{aligned} \quad (83)$$

$$F_{2b} = -F_2 - F_3 + F_{2a} = -11581 - 4934,44 + 19256 = \underline{\underline{2,741kN}} \quad (84)$$

$$C_a = F_{2a} \cdot \left(\frac{L_L \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 19,256 \cdot \left(\frac{6000 \cdot 59,4 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \underline{\underline{53,447kN}} \quad (85)$$

$$C_b = F_{2b} \cdot \left(\frac{L_L \cdot n \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 2,741 \cdot \left(\frac{6000 \cdot 59,4 \cdot 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = \underline{\underline{7,608kN}} \quad (86)$$

Kde: C_a [kN] je základní dynamická únosnost ložiska a,
 C_b [kN] je základní dynamická únosnost ložiska b,
 L_L [h] je požadovaná základní trvanlivost.

K výše vypočteným základním dynamickým únosnostem byla s ohledem na rozměrové dispozice přiřazena konkrétní ložiska. Pro uložení a byl vybrán model **NU 208 ECJ** se základní dynamickou únosností $C_0 = 55,3$ kN [13] a pro uložení b **6207** s $C_0 = 19,6$ kN [13].



ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh konstrukčního řešení horizontálního pohonu unašeče skladovacího systému LLH, který je specializován na skladování tyčových hutních polotovarů.

V rešeršní části byla objasněna problematika těchto zařízení, spolu s popisem možného příslušenství, završená přehledem komerčně využívaných řešení. Z této části především vyplynulo, že výrobci automatických vertikálních skladovacích systémů specializovaných na tyčové hutní polotovary své stroje nabízí vždy v široké škále rozměrů a nosností a často jsou navrženy přímo pro potřeby jednotlivých zákazníků. Tento přístup je sice viditelný i u univerzálních stojů, ale ty jsou většinou vyráběny pouze v několika modelových řadách. Jelikož je přizpůsobivost pro tento segment trhu klíčová, musí k ní být přihlíženo i při koncepci celého stroje.

V druhé kapitole byl na základě kinematické analýzy sestaven algoritmus pro návrh geometrie řetězového unašeče a kazetové drážky. Algoritmus byl zapsán v prostředí MS Excel a je dostupný na přiloženém kompaktním disku. MS Excel byl vybrán kromě své rozšířenosti také pro svou jednoduchost a průhlednost při zápisu analytických rovnic. Jeho nevýhodou je ovšem volný přístup k výpočtovým polím, a tak při neodborném zásahu může být algoritmus znehodnocen a následně navržená geometrie nemusí odpovídat realitě. Aby bylo těmto nežádoucím zásahům pokud možno zabráněno, bylo uživatelské prostředí graficky odlišeno a umístěno na samostatný list. Ideálním řešením by pak bylo vytvoření samostatné aplikace s využitím programovacího jazyka, což by navíc umožnilo i jednodušší zápis numerické části výpočtu.

Do výpočtového algoritmu bylo zahrnuto pouze minimum konstant, které definují zejména nezbytné vůle, a dále pouze šest základních vstupních parametrů, což dokazuje velkou závislost mezi jednotlivými prvky geometrie. Dále bylo zjištěno, že funkce zařízení nezávisí na osové vzdálenosti řetězových kol, která musí být pouze větší než osová vzdálenost mezi palci.

Poslední kapitola je věnována už samotnému konstrukčnímu řešení. V úvodní části byly nalezeny základní vstupní hodnoty do výpočtového algoritmu. Za tímto účelem byl pro unašeč navržen řetěz 10B-3 ČSN 02 3321 a k němu příslušné řetězové kolo 5/8X3/8 Z 19 TRIPLEX. Dále byl navržen unášecí palec, který je koncipován tak, aby bylo možno při poškození snadno vyměnit jeho čep. Pro tělo palce byl vybrán materiál E355 (11 600), pro čep ocel 42CrMo4+QT (15 124.6). Kombinace těchto materiálů zajišťuje dlouhou životnost zařízení. Průměr čepu byl stanoven na 18 mm a od tohoto rozměru byl odvozen průměr pláště, který má hodnotu 30 mm.

Konstrukce unášecího palce byla prověřována pomocí metody konečných prvků. Analýza byla zaměřena na čep a oblast těla palce pro upevnění čepu, která je z hlediska potřeby této úlohy nejzajímavější. Zbytek těla palce, respektive jeho část sloužící k připojení k řetězu, byla zanedbána, a to z důvodu snížení počtu prvků a dále také kvůli problematickému definování okrajových podmínek. Zásadní je zde totiž rozdělení krouticího momentu vyvolaného zatěžující silou mezi vodící lištu a řetěz a zejména řetěz není na tento způsob namáhání stavěný. Řešení této problematiky by mohlo být předmětem dalšího výzkumu.

V závěru třetí kapitoly byla navržena celková sestava řetězového unašeče a u vybraných prvků byla provedena pevnostní kontrola, dále byla zpracována výkresová dokumentace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SIROVÁ, Helena. Návrhy aplikací automatických systémů řízení z hlediska bezpečnosti. FCC Public [online]. 2015 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=28367
- [2] ŠIKUT, Karel. Optické závory pro detekci objektů. FCC Public [online]. 2013 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=40383
- [3] Vertikální skladovací systém VERTIMAG. KREDIT S.R.O. KREDIT Automatizace skladů [online]. © 2011 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.automatizace-skladu.cz/produkty/mala-automatizace/vertikalni-skladovaci-system-vertimag/>
- [4] Věžové provedení. KASTO.CZ. KASTO [online]. © 2011 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.kasto.cz/cs/vezove-provedeni/>
- [5] Der schwabTower. Schwab [online]. 2013 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.schwab-lagertechnik.de/schwabtower>
- [6] Modula Sintes1. Modula [online]. 2013 [cit. 2015-02-04]. Dostupné z: <http://www.modula.eu/cze/modula-sintes1-reg%C3%A1lov%C3%BD-syst%C3%A9m.php>
- [7] Fehr multi tower. FEHR LAGERLOGISTIK AG. Lagerlogistik [online]. 2011 [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.lagerlogistik.ch/en/products/systems/multi-tower/description.html>
- [8] LMV-Lager für Langgut. INTERTEX. INTERTEX Lagersysteme [online]. © 2015 [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.intertext.biz/Lagersysteme/Fallstudien/129160>
- [9] Long material storage - stationary. KEMPER STORATEC [online]. 2011 [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.kemper-storatec.eu/en/products/long-material-storage-storabar/long-material-storage-stationary#>
- [10] OADBY PLASTICS LIMITED. PE500 sheet. 2014. Dostupné z: <http://www.oadbyplastics.co.uk/PriceSheets/PE500%20sheet%20%20pressed%20and%20planed%20natural%20burgundy%20stock%20availability.pdf>
- [11] CHIARAVALLI S.R.O. KATALOG NORMALIZOVANÝCH STROJNÍCH DÍLŮ A PŘÍSLUŠENSTVÍ. 2009, 315 s. Dostupné z: http://www.chiaravalli.com/cataloghi/cz/katalog-trasmissioni_cz.zip
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTUM, 2010, s. 1115. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] SKF. Ložiska, jednotky a tělesa [online]. 2014 [cit. 2015-04-28]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/index.html>
- [14] Cykloida. Wikipedie [online]. 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Cykloida>



- [15] Výpočet válečkového řetězu. *ŘETĚZY VAMBERK* [online]. 2012 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/cs/pro-konstruktery/vypocet-valeckoveho-retezu.html>
- [16] European Steel and Alloy Grades / Numbers [online]. 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://steelnumber.com/>
- [17] *Igus* [online]. 2014 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/>
- [18] LEINVEBER, Jan. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Úvaly: ALBRA, 2005, s. 471 - 513. ISBN 80-7361-011-6.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m.s ⁻³]	Zrychlení kazety
A	[mm]	Šířka řetězového kola
$b0$	[mm]	Hloubka kazety
$b1 - b18$	[mm]	Délkové rozměry
$b11min$	[mm]	Minimální hodnota $b11$
$b13q$	[mm]	Pomocná hodnota pro výpočet $b1a$
$b1a$	[mm]	Varianta a rozměru $b1$
$b1b$	[mm]	Varianta b rozměru $b1$
$b9n$	[mm]	Návrhová hodnota osové vzdálenosti mezi palci
bp	[mm]	Šířka pera
C		Označení cykloidy
C_0	[kN]	Základní dynamická únosnost
C_a, C_b	[kN]	Potřebná základní dynamická únosnost ložisek a a b
Ce		Označení ekvidistanty cykloidy
cx_i	[mm]	Souřadnice x bodu x_i
cy_i	[mm]	Souřadnice y bodu x_i
d	[mm]	Parametr průměru palce
D	[mm]	Parametr průměru řetězového kola
D_1	[mm]	Průměr díry pro hřídel řetězového kola
d_a	[mm]	Průměr hřídele pod řetězovým kolem
d_b	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola pohonu
d_m	[mm]	Průměr odsazení řetězového kola
d_{p1}	[mm]	Průměr čepu palce varianty s vyměnitelným čepem
d_{p2}	[mm]	Průměr čepu palce varianty s pevným čepem
d_{p2}'	[mm]	Korigovaný průměr čepu
d_{t2}	[mm]	Průměr odsazení
e_i		Soubor bodů cykloidy
e_i		Soubor bodů ekvidistanty cykloidy
ex_i	[mm]	Souřadnice x bodu e_i
eya_i		Pomocný soubor hodnot pro výpočet $b1a$
ey_i	[mm]	Souřadnice y bodu e_i
f	[-]	Součinitel tření
F_1	[N]	Tahová síla
F_2	[N]	Zatěžující síla hřídele od řetězového unašeče
F_{2a}, F_{2b}	[N]	Reakce na zatěžující síly F_2 a F_3
F_3	[N]	Zatěžující síla hřídele od řetězu pohonu
F_B	[N]	Síla při přetržení řetězu
F_c	[N]	Celkové zatížení řetězu
F_k	[N]	Síla předpětí od zkroucení řetězu
F_4	[N]	Obvodová síla působící na bok pera
F_n	[N]	Síla předpětí řetězu
F_P	[N]	Předepínací síla



F_z	[N]	Síla pro výpočet zkroucení řetězu
G	[N]	Tíhová síla
g	[m.s ⁻²]	Gravitační zrychlení
$h_1...h_3$	[mm]	Délkové rozměry pro výpočet F_k
k	[-]	Součinitel výkonu
k_1	[-]	Součinitel bezpečnosti palce s vyměnitelným čepem
k_2	[-]	Součinitel bezpečnosti palce s pevným čepem
$kb2$		Označení kružnice, jejíž součástí je $Rb2$
$kD1$		Označení roztečné kružnice řetězového kola
$kD2$		Označení posunuté roztečné kružnice řetězového kola
ko		Označení obalové kružnice palce
kp	[-]	Bezpečnostní koeficient
kx_i		Pomocná hodnota pro výpočet v_q
L	[mm]	Osová vzdálenost řetězových kol
L_L	[h]	Zadaná trvanlivost ložiska
LLH		Last Lager Lift
L_p	[mm]	Vychýlení řetězu
l_p	[mm]	Déla čepu
lc	[mm]	Činná délka pera
m	[kg]	Hmotnost kazety
M_1	Nm	Moment, který způsobuje F_1 na rameni h_1
M_k	[Nm]	Krouticí moment
MKP		Metoda konečných prvků
M_{omax}	[Nm]	Maximální ohybový moment
N	[N]	Normálová síla
n	[s ⁻¹]	Otáčky řetězového kola
p	[mm]	Parametr rozteče řetězu
p	[Mpa]	Tlak
p_j	[kW]	Jmenovitý výkon
px	[-]	Počet článků řetězu mezi palce
$Rb2$	[mm]	Parametr zaoblení drážky
R_{e1}	[Mpa]	Mez kluzu oceli 42CrMo4+QT
R_{e2}	[Mpa]	Mez kluzu oceli E355
R_{p2}	[mm]	Poloměr zaoblení palce
S	[N]	Setrvačná síla
S_k	[mm ²]	Plocha kloubu řetězu
S_p	[mm ²]	Plocha dotyku pera s nábojem
S_{pt}	[mm ²]	Střižná plocha pera
T	[N]	Třecí síla
t_{1p}	[mm]	Výška pera v náboji
$t2_i$		Označení tečny k Ce
T_{max}	[N]	Maximální smyková síla
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost kazety
v_1	[mm]	Vůle mezi palcem a drážkou



$v1_{min}$	[mm]	Minimální vůle mezi palcem a drážkou
vq	[mm]	Složka vůle v_x
v_x	[mm]	Složka vůle $v1$
w		Počet prvků, na které je cykloida rozdělena
W_k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
$x1_i$	[mm]	Vzdálenost mezi e_i a c_i ve směru osy x
$y1_i$	[mm]	Vzdálenost mezi e_i a c_i ve směru osy y
z_1	[-]	Počet zubů řetězového kola unašeče
α	[°]	Úhel sklonu šikmé části drážky
α_p	[-]	Součinitel tvaru
β_i	[rad]	Úhel sklonu tečny $t2i$
γ	[°]	Úhel předepnutého řetězu
γ_{dyn}	[-]	Dynamický bezpečnostní koeficient
γ_{stat}	[-]	Statický bezpečnostní koeficient
ε	[°]	Úhel vychýlení řetězu při F_k
μ	[-]	Součinitel mazání
ρ	[-]	Součinitel osové vzdálenosti
σ_o	[Mpa]	Ohybové napětí
σ_{RED}	[Mpa]	Redukované napětí
τ	[Mpa]	Smykové napětí
τ_k	[Mpa]	Krutové napětí
ϕ	[-]	Součinitel provedení řetězu



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schéma vertikálního automatického skladovacího systému	17
Obr. 2 Možné využití průmyslového robota	18
Obr. 3 Ukázka použití vozíku	19
Obr. 4 Aplikace optických závor	20
Obr. 5 Vertimag [3]	21
Obr. 6 Sintes1[6]	21
Obr. 7 Unitower[4]	22
Obr. 8 Storabar [9]	22
Obr. 9 TowerMat FE 2[8]	23
Obr. 10 Řetězový unašeč	24
Obr. 11 Natažení kazety na extraktor	25
Obr. 12 Znázornění parametrů	25
Obr. 13 Významné body kapsy kazetové drážky	26
Obr. 14 Definice bodů B1 a B4	26
Obr. 15 Definice bodu B2	27
Obr. 16 Definice bodu B3	27
Obr. 17 Drážka zakótovaná pro výpočty	28
Obr. 18 Schéma k výpočtu rozměru b3	28
Obr. 19 Schéma k výpočtu rozměru b4 a bodu B2	29
Obr. 20 Schéma k výpočtu rozměru b6	30
Obr. 21 Schéma k výpočtu rozměru b5	31
Obr. 22 Schéma k výpočtu rozměru b8	31
Obr. 23 Schéma k výpočtu rozměru b7	32
Obr. 24 Schéma k výpočtu rozměru b1	33
Obr. 25 Varianty drážky	33
Obr. 26 Schéma k výpočtu $\text{tg}\alpha$	34
Obr. 27 Schéma k výpočtu rozměru b13a	35
Obr. 28 Schéma k výpočtu b13b	35
Obr. 29 Výpočet ekvidistanty	36
Obr. 30 Zobrazení cykloidy a její ekvidistanty pro $\varnothing D=80 \text{ mm}$ $\varnothing d=30 \text{ mm}$	38
Obr. 31 Ověřování výpočtů	38
Obr. 32 Znázornění rozdělení vůle	39
Obr. 33 Schéma pro výpočet v_q	40
Obr. 34 Schéma k výpočtu b14 a b18	41
Obr. 35 Okótovaná kazetová drážka	42
Obr. 36 Schéma pro vstupní hodnoty	43
Obr. 37 Schéma pro výstupní hodnoty	44
Obr. 38 Ukázka uživatelského prostředí	45
Obr. 39 Sestava pro ověření funkce algoritmu 1	46
Obr. 40 Sestava pro ověření funkce algoritmu 2	46
Obr. 41 Sestava pro ověření funkce algoritmu 3	47
Obr. 42 Sestava pro ověření funkce algoritmu 4	47
Obr. 43 Síly působící na kazetu	49
Obr. 44 Princip napínání řetězu	51
Obr. 45 Silová rovnováha při napínání řetězu	52
Obr. 46 Síly způsobené zkroucením řetězu	52
Obr. 47 Schéma k řetězovému kolu od výrobce [11]	53



Obr. 48 Konstrukční varianty palce	54
Obr. 49 Zatížení palce	55
Obr. 50 Definice odsazení.....	56
Obr. 51 Objemová síť palce s pevným čepem.....	57
Obr. 52 Palec a s pevným čepem - Napětí HMH max. napětí 102 MPa.....	58
Obr. 53 Objemová síť palce s vyměnitelným čepem.....	59
Obr. 54 Tělo palce s vyměnitelným čepem - Napětí HMH, max. napětí 280 MPa.....	59
Obr. 55 Čep - Napětí HMH, max. napětí 100 MPa, stupnice 0 - 218 MPa	60
Obr. 56 Optimalizované tělo palce - Napětí HMH, max. napětí 150 MPa	61
Obr. 57 Sestava palce	61
Obr. 58 Sestava zařízení.....	63
Obr. 59 Uvolnění řetězového kola	64
Obr. 60 Uvolnění hřídele a VVÚ	64



SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

- RU-00-00,
- RU-02-00,
- RU-02-02/00,
- RU-02-02/01,
- RU-02-02/02,
- RU-02-02/03,
- K-01-00,
- K-01-01.

Výpočtový algoritmus:

- Soubor **vypocet.xlsx** na přiloženém CD.