



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# AUTOMATIZOVANÁ LINKA NA TESTOVANÍ TĚSNOSTI NÁDRŽÍ

THE AUTOMATED LINE FOR TESTING TANK TIGHTNESS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Jan Kropáč**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jan Kropáč</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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

### **Automatizovaná linka na testování těsnosti nádrží**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Konstrukční návrh bezobslužného segmentu výrobní linky na testování těsnosti části tepelných čerpadel, navazující na stávající výrobní linku. Návrh je tvořen z následujících částí: poháněný válečkový dopravník, gravitační válečkový dopravník, pásový překladač a testovací automatizovaná komora. Stroj musí být schopen otestovat tři druhy výrobku na základě vstupního parametru.

Technické parametry:

Délka segmentu se dvěma komorami 3 m,  
váha jednoho testovaného kusu 90 kg,  
počet kusů na dráze 3,  
pohon stroje elektrický i pneumatický.

#### **Cíle diplomové práce:**

Popis a kritická rešerše komponentů linky.  
Konstrukční návrh linky.  
Výkonový návrh jednotlivých pohonů.  
Ověření stability.  
Simulační ověření deformace rámu pásového dopravníku.  
Úprava rámu pásového dopravníku za účelem snížení hmotnosti.  
Výkresová dokumentace hlavních částí výrobních celků.

#### **Seznam doporučené literatury:**

FROCHTE, Jörg. Finite-Elemente-Methode. 2. Mnichov, Německo: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG; 2., aktualisierte und erweiterte edition, 2021. ISBN 344646915X.

CHAPELLE, Dominique a Klaus-Jürgen BATHE. The finite element analysis of shells: fundamentals. 2nd ed. New York: Springer, c2011. Computational fluid and solid mechanics. ISBN 978-364-2164-071.

BONET, Javier, Antonio J. GIL a Richard D. WOOD. Nonlinear solid mechanics for finite element analysis: dynamics. New York: Cambridge University Press, 2020.

BHATTACHARJEE, Sudip Sankar, M. A. CRISFIELD a Richard D. WOOD. Finite element analysis of solids and structures: dynamics. 2nd ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2021. ISBN 978-103-2041-582.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

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

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

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

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem segmentu výrobní linky, která má za úkol automaticky otestovat těsnost segmentu tepelného čerpadla. Pojednává tedy o různých druzích řešení dílčích problémů s manipulací a testováním. Výsledkem je volba nejvhodnějších konceptů, které jsou navrženy a následně zpracovány do 3D modelu. U vybraných částí jsou dále vytvořeny simulace jejich optimalizací. Na konci je stručně popsána realizace projektu. Součástí práce je vybraná výkresová dokumentace a pneumatické schéma stroje.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Válečkový dopravník, pneumatický válec, řemenový dopravník, těsnost, testování těsnosti

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of a production line segment, which is supposed to do automated testing of the heat pump segment tightness. It discusses different kinds of handling and testing problems. The result is choice of the most suitable concepts, which are designed and then processed into a 3D model. Simulations are created for selected parts to optimize them. At the end, the implementation of the project is briefly described. Part of the work is drawing documentation and a pneumatic diagram of the machine.

## KEYWORDS

Roller conveyor, pneumatic cylinder, belt conveyor, tightness, tightness testing

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KROPÁČ, Jan. *Automatizovaná linka na testování těsnosti nádrží*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149290>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lukáš Zeizinger.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lukáš Zeizinger, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Bc. Jan Kropáč

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem, kteří mi pomohli v realizaci této diplomové práce. Zejména pak vedoucímu práce Ing. Lukáši Zeizingerovi, Ph.D.. Poděkování patří také všem respondentům a kolegům, kteří mi věnovali čas a podělili se se mnou o své zkušenosti. Na závěr bych chtěl vyjádřit velké díky mé rodině a přátelům, kteří mi byli oporou po celou dobu mého studia.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Systémy paletových dopravníků.....</b>	<b>12</b>
1.1 Válečkové dopravníky .....	12
1.1.1 Pohony válečkových dopravníků.....	12
1.1.2 Přenos energie .....	13
1.1.3 Válečky.....	17
1.2 Pásové dopravníky .....	17
1.3 Řemenové dopravníky .....	18
1.3.1 Řemeny.....	18
1.3.2 Vedení řemene.....	19
1.3.3 Spojení řemene .....	19
1.4 Pneumatické pohony.....	20
1.5 Kontrola poloh palet a akčních členů.....	21
1.5.1 Indukční snímače.....	21
1.5.2 Ultrazvukové snímače .....	22
1.5.3 Jazyčkové snímače pneumatických válců .....	23
<b>2 Požadavky a specifikace navrhovaného stroje.....</b>	<b>24</b>
2.1 Specifikace testované jednotky.....	24
2.2 Specifikace palety .....	25
2.3 Požadavky na testování.....	26
2.4 Současný stav.....	27
<b>3 Koncepční návrh stroje .....</b>	<b>29</b>
3.1 Návrh A.....	29
3.2 Návrh B.....	30
<b>4 Konstrukční návrh jednotlivých částí.....</b>	<b>31</b>
4.1 Válečkový dopravník poháněný .....	32
4.1.1 Návrh válečků.....	33
4.1.2 Návrh řetězů .....	35
4.1.3 Návrh pohonu .....	38
4.1.4 Návrh rámu.....	40
4.1.5 Kontrola polohy .....	41
4.1.6 Stoper.....	42
4.2 Válečkový dopravník nepoháněný.....	43
4.2.1 Návrh válečků.....	43
4.2.2 Návrh rámu .....	44
4.2.3 Kontrola polohy .....	45
4.2.4 Stoper.....	45
4.3 Pásový dopravník.....	46
4.3.1 Vedení řemene .....	46
4.3.2 Řemen.....	49
4.3.3 Pohon.....	50
4.3.4 Spojka.....	52
4.3.5 Zdvih dopravníku .....	54

4.3.6	Rám .....	55
4.3.7	Pevnostní analýza rámu .....	56
4.3.8	Kontrola polohy .....	60
4.4	Testovací komora .....	62
4.4.1	Polohování palety.....	62
4.4.2	Automatické připojení.....	65
4.5	Krytování stroje.....	69
4.5.1	Mechanismus dveří .....	69
4.5.2	Uložení měřicích zařízení .....	72
4.6	Stabilita a ustavení stroje.....	73
4.7	Pneumatické zapojení.....	73
4.8	Elektrické zapojení.....	75
4.8.1	Řízení stroje .....	75
4.8.2	Zapojení vstupů a výstupů .....	75
4.8.3	Ovládání motorů .....	76
4.8.4	Signalizace .....	76
4.8.5	Ovládání stroje .....	76
<b>5</b>	<b>Realizace a výroba.....</b>	<b>78</b>
<b>6</b>	<b>Návrhy pro zlepšení dle praxe .....</b>	<b>80</b>
6.1	Těsnicí kroužky .....	80
6.2	Stoper na výstupu ze stroje.....	80
6.3	Ovlivňování měřicích přístrojů .....	81
6.4	Přidání snímacích míst .....	81
<b>Závěr .....</b>	<b>82</b>	
<b>Použité informační zdroje .....</b>	<b>83</b>	
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>86</b>	
<b>Seznam příloh.....</b>	<b>88</b>	

## ÚVOD

Automatizace výrobních, montážních či testovacích postupů je zásadním trendem ve všech oborech průmyslu. Jejím smyslem je zrychlení a zefektivnění těchto procesů. Automatizace může vést ke snížení nákladů v dlouhodobém horizontu. Ačkoli zavedení automatizovaných systémů může vyžadovat inicializační investice, dlouhodobě mohou snižovat náklady na lidskou pracovní sílu a minimalizovat ztráty způsobené lidskou chybou. V této práci se pojednává o automatizaci měření úniků vzduchu vlivem špatné výroby dílů či nesprávné montáže. Jako další automatizovaný proces je zde popsána manipulace s testovaným objektem jakožto nezbytná složka testovacího procesu.

Cílem této práce je tedy návrh stroje, jenž bude schopen testovat až dvě jednotky procházející výrobní linkou současně. Stroj musí být také schopen provádět jednotlivé manipulační operace nutné k odběru a umístění testovaných objektů na dané místo. Práce je vytvořena ve spolupráci s firmou TEISS s.r.o., která se zabývá výrobou jednoúčelových strojů a řešením technických problémů.

První kapitola je zaměřena na popis použitelných komponent a systémů pro konstrukční návrh tohoto specifického stroje. Budou zde tedy popsány možnosti manipulace se zadaným objektem. Další část se zabývá popisem požadovaných parametrů a současné situace ve výrobě při testování. Hlavní částí je pak následující konstrukční návrh jednotlivých částí stroje. Zde jsou popsány jednotlivé zvolené komponenty, které jsou doplněny nezbytnými výpočty. Zásadní je také část popisující pevnostní analýzu jedné z částí stroje za účelem jeho odlehčení. Ke konci práce je zde stručně popsána i realizace projektu, následovaná pasáží o návrzích pro vylepšení některých částí na základě praktických poznatků po zprovoznění stroje.

# 1 SYSTÉMY PALETOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Paletové dopravníky mohou být integrovány do automatizovaných výrobních linek a skladišť, což zvyšuje produktivitu a efektivitu práce. Využití nacházejí především tam, kde není možné přepravovat daný produkt přímo na dopravníku. Díky své flexibilitě mohou paletové dopravníky přispět k zlepšení výrobních procesů a výsledně také ke zlepšení efektivity podniku.

V následující kapitole jsou popsány paletové dopravníky, které je možné využít pro danou problematiku práce a je zde předpoklad pro jejich možné využití.

## 1.1 VÁLEČKOVÉ DOPRAVNÍKY

Válečkové dopravníky jsou ideální pro manipulaci s kusovými předměty, jako jsou například krabice nebo palety. Základním prvkem těchto dopravníků jsou válečky, které jsou vybírány na základě druhu zatížení a dopravovaného materiálu. Válečkové dopravníky jsou velmi univerzální a mohou být použity v různých oborech, jako jsou stavby, hutní závody, potravinářství nebo lékařství. Pro správné fungování válečkového dopravníku je podstatná správná rozteč válečků. Tento rozměr ovlivňuje plynulý pohyb přepravovaného materiálu a rozložení váhy předmětu na dopravníku. Válečky by měly být umístěny dostatečně blízko, aby se materiál nepropadal, ale zároveň by měl být využit co nejmenší počet válečků, aby byly splněny parametry nosnosti. [1]



Obr. 1 Válečkový dopravník [2]

### 1.1.1 POHONY VÁLEČKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pohon poháněných válečkových tratí má za úkol generovat točivý moment pro rozpočívání točivých elementů. Existují tři základní typy pohonů – přímý, nepřímý a integrovaný. Pro pohon se nejčastěji využívají třífázové asynchronní motory s převodovkou (kuželová, čelní, šneková). V dnešní době se regulace otáček většiny elektromotorů provádí pomocí frekvenčního měniče. [3]

#### NEPŘÍMÝ POHON

Vyznačuje se tím, že motor s převodovkou je umístěn mimo váleček nebo jeho osu v rámu tratě. Přenos kroutícího momentu z pohonu na váleček se pak provádí pomocí řetězů a různých druhů řemenů. [3]

## PŘÍMÝ POHON

Znamená, že motor s převodovkou je umístěn přímo v ose poháněného válečku. Nejčastěji jsou využívány převodovky s dutou hřídelí a připojují se na prodlouženou hřídel válečku. [3]

## INTEGROVANÝ POHON

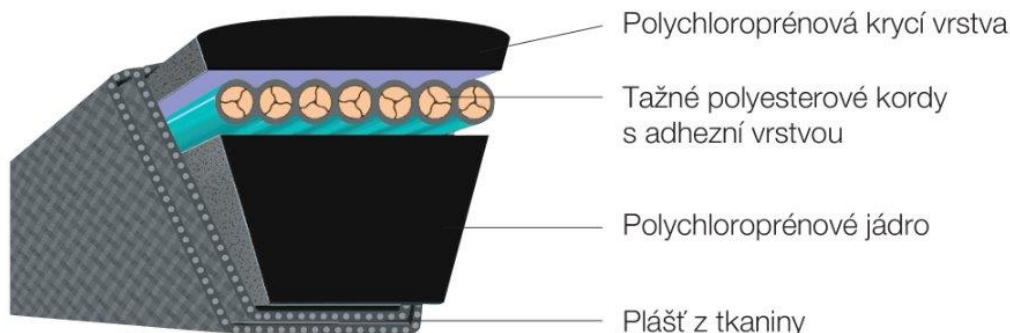
Ve válečku představuje moderní a kompaktní řešení. V závislosti na výkonových požadavcích lze volit mezi 24V a 48V bezkartáčovými stejnosměrnými BLDC motory nebo asynchronními motory, které jsou připojeny k integrované vícestupňové planetové převodovce. Výkonost je omezena rozměry válečků a samotných motorů. [3]

### 1.1.2 PŘENOS ENERGIE

Energii od motoru, pokud váleček není přímo poháněn, je nutno rozvést do všech potřebných prvků. Tento rozvod energie se dá zprostředkovat pomocí následujících možností.

## KLÍNOVÉ ŘEMENY

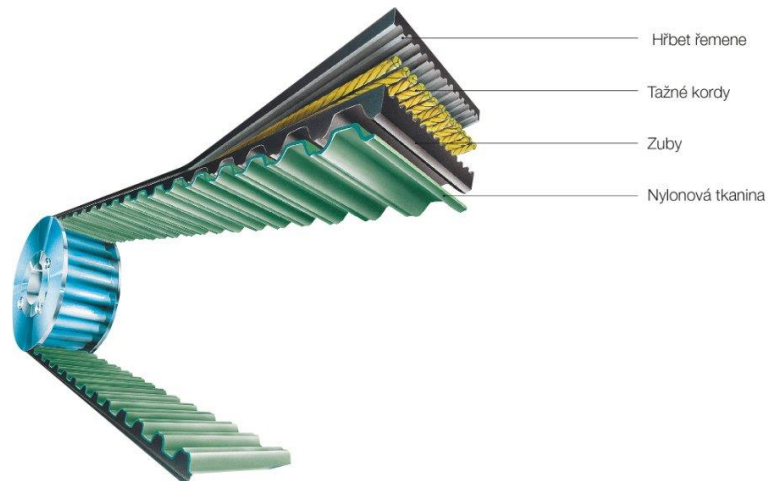
Klínové řemeny jsou konstrukčně složitější než ploché řemeny a využívají tření k přenosu síly. Pro pohon klínových řemenů se využívá výhradně opásání, jelikož tečný pohon by nebyl efektivní v přenosu točivého momentu. Vzhledem k použití klínové drážky jsou schopny vyvinout větší přítláčnou sílu než například kruhové či ploché řemeny. Řez klínovým řemenem s popisem jednotlivých vrstev je vyobrazen na *Obr. 2*. Výroba válečku pro tento druh pohonu je ale oproti jiným náročnější, protože vyžaduje speciální upravenou hlavu, což se projevuje v jejich vyšší ceně ve srovnání s plochými řemeny. [1]



*Obr. 2* Řez klínovým řemenem s popisem [4]

## OZUBENÉ ŘEMENY

Tento druh pohonu dopravníků má výhody řetězového a zároveň řemenového pohonu. V porovnání s řetězovým pohonem tento způsob nepotřebuje mazání a je mnohem tišší. Využívá tvarového styku jako řetěz, což znamená, že válečky nedochází k prokluzu. Kromě toho, v porovnání s plochým řemenem, potřebuje mnohem menší sílu předepnutí, což snižuje zatížení ložisek a os. Nevýhodou, stejně jako u řetězů, je potřeba přesnosti tolerancí roztečí válečků, aby zuby řemenů přesně zapadaly. Pokud se tak nestane, může dojít ke kolizím a také výrazně se zkrátí životnost řemene. [1]



Obr. 3 Popis ozubeného řemene [5]

### KRUHOVÉ ŘEMENY

Kruhové řemeny jsou principiálně podobné řemenům plochým neboť přenášejí energii silovým stykem. Jejich jednoduchost zajišťuje přenos menších točivých momentů a jsou též nenáročné na údržbu, avšak mají kratší životnost. Podobně jako u plochých řemenů i zde se využívá jak pohonu tečného, tak pohonu opásáním. Praktickým a často využívaným řešením je pohon opásáním z hnací hřídele jak je ukázáno na Obr. 4. Pod válečky je přidána podélná hnací hřídel, ke které je připojen váleček kruhovým řemenem. Výhodou tohoto řešení je, že snadno můžeme upravit válečky tak, aby byly poháněné nebo nepoháněné. [1] [6]



Obr. 4 Ukázka pohonu kruhovým řemenem [6]

## PLOCHÉ ŘEMENY

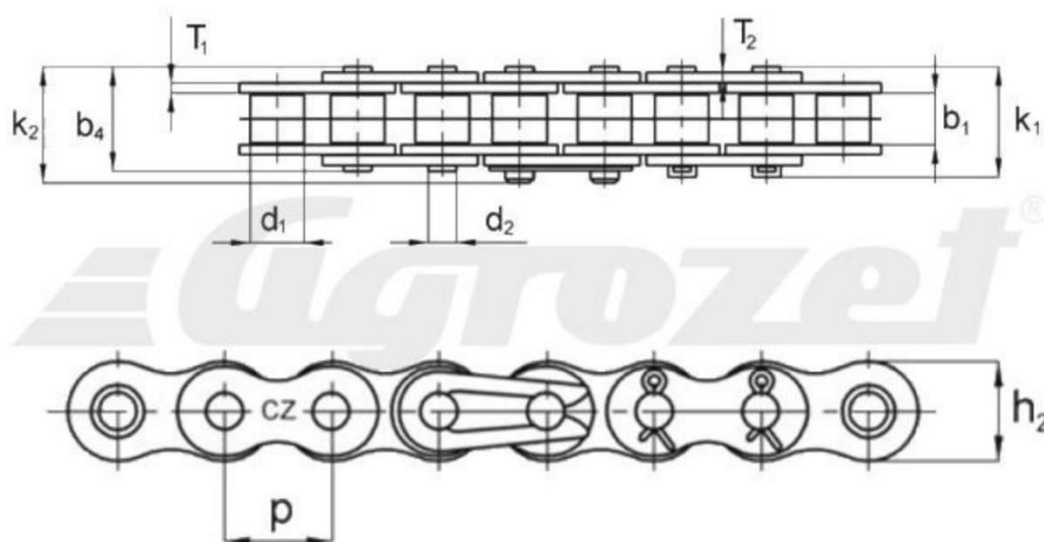
Pohon válečků plochým řemenem se užívá u dopravníků s nižším zatížením, kde může nastat problém s prokluzem válečků. Ploché řemeny nevyžadují z pravidla žádnou specifickou údržbu. Důležitým faktorem pro bezproblémový provoz je dostatečně silné předeptnutí, které umožní přenést požadovaný výkon na přepravovaný předmět. V porovnání s řetězovým pohonem je tato možnost velmi cenově dostupná, protože lze použít samotný váleček namísto řetězového kola. U tečného pohonu pomocí plochého řemene je navíc možné elektronicky ovládat přítlačné kladky, což umožňuje pohon pouze vybraných válečků. [1]

## ŘETĚZY

Řetězové pohony válečkových dopravníků jsou široce využívanou technologií při dopravě a přepravě materiálu na krátké a střední vzdálenosti v průmyslových provozech. Tyto pohony využívají řetězové kolo, které přenáší energii na válečky, které pak pohybují materiálem na dopravníku. Při výběru řetězového pohonu je důležité zvážit několik faktorů, jako jsou typ materiálu, který bude přepravován, rychlost pohonu a délka dopravníku. Důležitá je také správná volba řetězu a řetězového kola v závislosti na požadovaném výkonu a pracovních podmínkách.

Mezi výhody řetězových pohonů válečkových dopravníků patří velká životnost a schopnost přenášet velká zatížení, tvarový styk, který minimalizuje prokluz, a relativně nízké náklady na údržbu. Řetězové pohony jsou také méně náchylné na znečištění a změny teploty, což umožňuje jejich použití v různých prostředích.

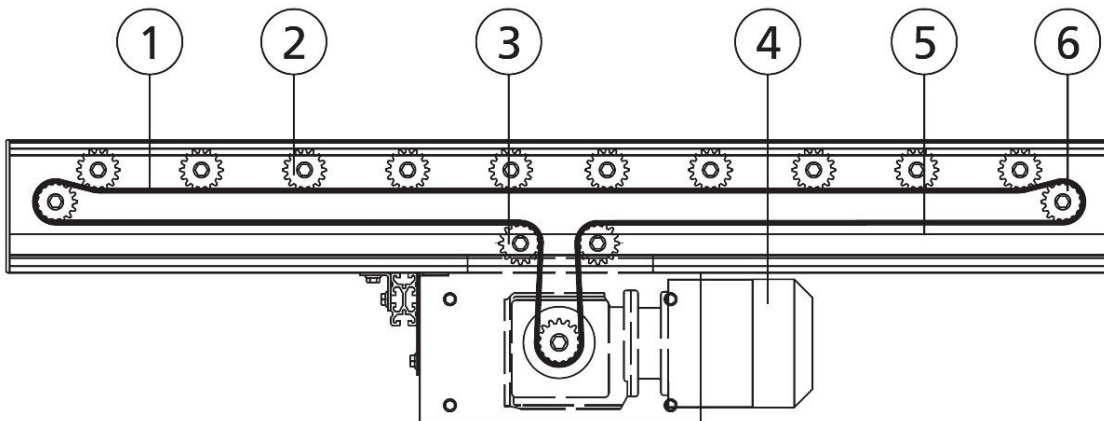
Nevýhody řetězových pohonů zahrnují hlučnost a potřebu pravidelné údržby, včetně mazání. Tento typ pohonu také váží více a vyžaduje větší zástavbové prostory než jiné typy pohonů, což může být v určitých situacích nevýhodou.



Obr. 5 Ukázka řetězu válečkového dopravníku a některých jeho spojovacích článků [7]

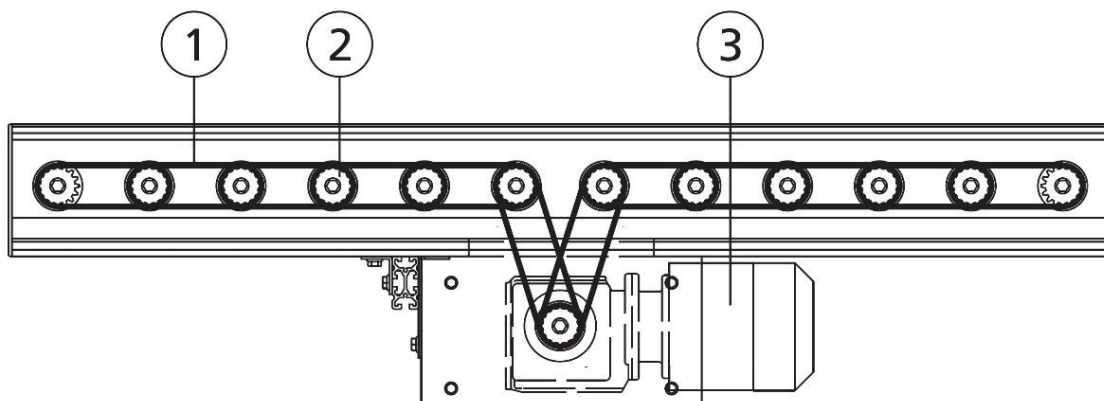
Pohon řetězem je možné řešit dvěma základními způsoby. Prvním způsobem je tečné řešení pohonu Obr. 6. V tomto provedení je především snadná výměna válečků, aniž by bylo nutné demontovat segmenty řetězů. Všechny válečky jsou totiž poháněny jedním řetězem (1), což

také znamená, že hnací hlava válečků může mít pouze jedno řetězové kolo (2). Montážní délka válečků je tedy kratší než u následujícího systému s opásáním. Pro bezproblémový chod musí být řetěz pevně naváděn na řetězová kola (5) buď podél horní nebo dolní hrany válečků. Je důležité přesně umístit vedení řetězu vůči válečkům, kde je maximální výšková vůle omezena na 0,5 mm. Kromě toho musí být pohon dopravníku (4) umístěn tak, aby byla řetězová větev co nejkratší. Napínací kola (3,6) navádějí řetěz na pohon a kompenzují prodloužení řetězu během provozu. [8]



Obr. 6 Tečný pohon řetězem [8]

Při přenosu točivého momentu opásáním jsou jednotlivé válečky spojeny řetězem, který vytváří smyčku mezi vedlejšími válečky Obr. 7 (1). Hnací hlava válečků tak musí být vybavena řetězovým kolem pro dva řetězy, což vede logicky k delší instalační délce. V tomto případě však není potřebná vodící lišta řetězu což může být značnou výhodou. Rozteč válečků musí být přesná a závisí na rozteči konkrétního typu řetězu. Maximální délka dopravníku je omezena výkonem pohonu a pevností řetězu, největší zatížení řetězu nastává v místě spojení s hnacím ústrojím (3). Díky malé délce řetězových smyček nedochází ale také k velkému prodloužení řetězů, a proto není potřeba integrovat systém napínání na každou ze smyček což je také značným benefitem tohoto způsobu přenosu. [8]



Obr. 7 Pohon řetězem s opásáním [8]



### 1.1.3 VÁLEČKY

Základní konstrukce válečkových dopravníků je velmi jednoduchá. Systém se skládá z válečků umístěných paralelně a ukotvených kolmo k hlavní konstrukci. Tato struktura slouží jako podpora pro celý systém a zároveň jako vodítko pro přepravovaný materiál. Existuje několik různých konstrukcí válečků, ale mezi nejjednodušší patří váleček s průchozí osou, kde osa je pevně přidělena k rámu a plášť válečku je otočně umístěn pomocí valivých ložisek. Další možností je nahrazení osy válečku hřídelí, což je celistvý váleček s ložisky na koncích, která jsou zároveň umístěna v rámu dopravníku.



*Obr. 8 Ukázka dopravníkových válečků výrobce Interroll z jejich série 3500 [8]*

Existuje celá řada dalších způsobů konstrukce válečků, například váleček s vlastním pohonem nebo kombinace výše uvedených konstrukcí. Co se materiálu použitého pro jejich výrobu týká, válečky mohou být vyrobeny z oceli, hliníku, plastu a mohou být také pokryty různými návlaky nebo nátěry, jako je pryž, pro zvýšení tření. Volba materiálu závisí na konstrukci válečku, velikosti zatížení, hlučnosti a zvoleném pohonu. Hlavy válečků mohou být také vyrobeny z oceli nebo plastu a jejich materiál je volen podle stejných faktorů jako u válečků.

## 1.2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

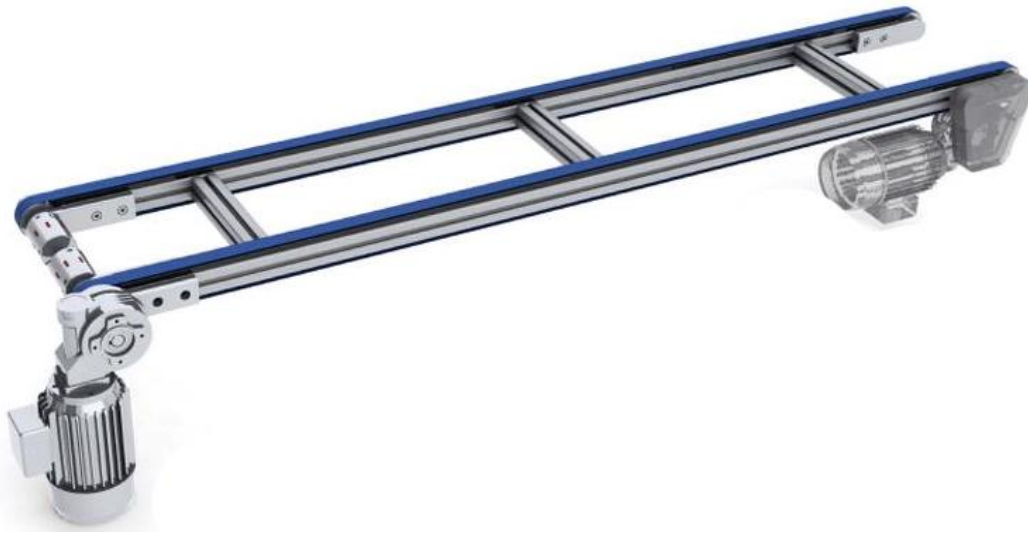
Dopravníkové systémy s plochým pásem jsou často používány pro přepravu materiálů v průmyslových provozech. Plochý pás umožňuje přepravovat různé druhy materiálů, včetně těch s větší hmotností a rozměry. To zahrnuje například dřevo, kovové profily, betonové bloky, ale také drobné součástky a zboží v krabicích.

Díky vyššímu tahovému výkonu mohou ploché pásové dopravníky snadno přepravovat těžké materiály, což zvyšuje efektivitu a produktivitu výrobního procesu. Navíc plochý pás dopravníku poskytuje výhodu při manipulaci s materiálem, jako je snadné vkládání a vyskládání zboží z dopravníku.

Na druhé straně vyšší předepnutí spodní větve a nutnost větších průměrů kladek může způsobovat potíže při montáži a údržbě dopravníku. Proto je důležité zvolit správnou konstrukci a vhodné materiály pro výrobu dopravníku s plochým pásem. Celkově lze říci, že ploché pásové dopravníky jsou vhodné pro širokou škálu aplikací a přináší mnoho výhod v průmyslovém prostředí.

### 1.3 ŘEMENOVÉ DOPRAVNÍKY

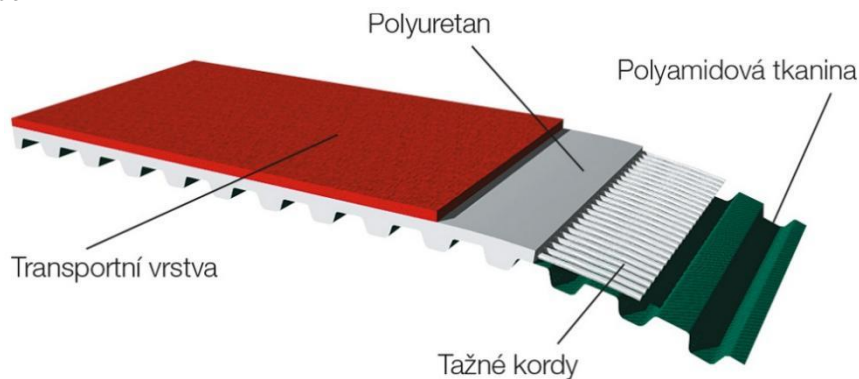
Pohyb palet na řemenových dopravnících je zajištěn pomocí ozubených řemenů, které jsou vedeny mezi hnacími, vratnými a převáděcími řemenicemi. Pod horními větvemi řemenů jsou umístěny plastové kluzné lišty. Pohon dopravníku se skládá nejčastěji z třífázového asynchronního motoru a šnekové převodovky umístěné v závislosti na dostupných prostorových možnostech a může být připojen z levé nebo pravé strany dopravníku nebo v různých pootočeních v ose hnací řemenice. Konstrukce dopravníků se může lišit v závislosti na požadavcích na přepravu a mohou být realizovány jako jedno dráhové, dvou dráhové nebo více dráhové. Řemenové dopravníky mají též výhodu tichého chodu. [9]



Obr. 9 Jednoduchý řemenový dopravník [9]

#### 1.3.1 ŘEMENY

Při konstrukci řemenových dopravníků je nezbytné vzít v úvahu důležitost ozubených řemenů, které jsou základním prvkem pro pohyb palet. Ozubené řemeny jsou vyráběny v různých tvarech, velikostech a s odlišnými vlastnostmi, které se uplatňují v závislosti na konkrétní aplikaci. Klíčovou součástí konstrukce ozubeného řemene jsou tažné kordy Obr. 10, které zajišťují jeho pevnost a ohebnost. Tyto kordy mohou být vyrobeny z různých materiálů, jako například z oceli nebo textilních vláken.



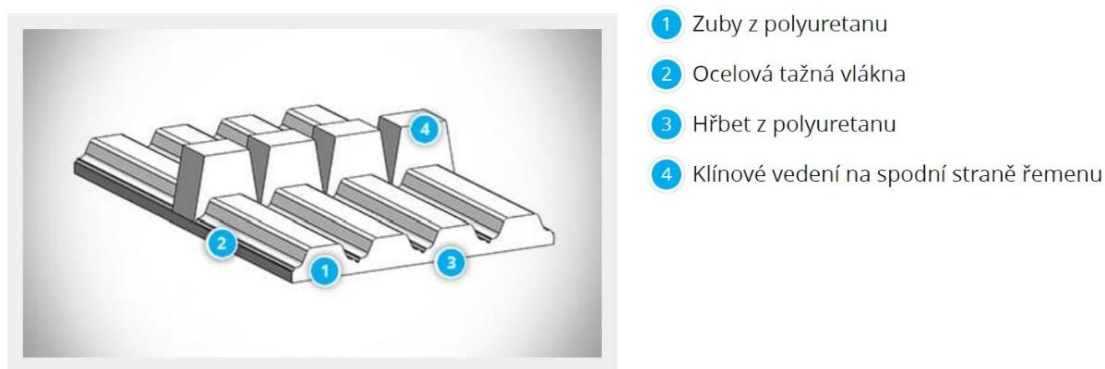
Obr. 10 Řez dopravním ozubeným řemenem [10]

Ozubené řemeny dopravníků mají na jedné straně hřbet často se specifickou úpravou pro konkrétní dopravovaný produkt a na druhé straně zuby, které jsou vyrobeny například z

polyuretanu. Kromě toho se pro speciální aplikace používají neozubené strany řemenů, které bývají pokryty transportní vrstvou. Každá transportní vrstva má odlišné vlastnosti a může být vyrobena z různých materiálů, jako jsou například polyuretan, guma, pěna nebo PVC. Zuby se také mohou potahovat tkaninou, což zvyšuje jejich odolnost a prodlužuje životnost řemene. [10]

### 1.3.2 VEDENÍ ŘEMENE

Pro zajištění bezchybného chodu strojů a zařízení je nezbytné mít správně zajištěné vedení ozubeného řemene. K tomuto účelu existuje několik možností, které lze aplikovat v závislosti na specifických požadavcích a konstrukčních vlastnostech systému. Mezi nejčastější způsoby patří použití bočnic na řemenicích, vodicích klínů na řemenech a kluzného podélného vedení řemene. Tyto způsoby zajišťují správné vedení řemene a minimalizují jeho posuny a kolísání, což zvyšuje spolehlivost a účinnost stroje. Nicméně existují i další alternativní způsoby vedení, které mohou být vhodné pro specifické aplikace a podmínky. [11]

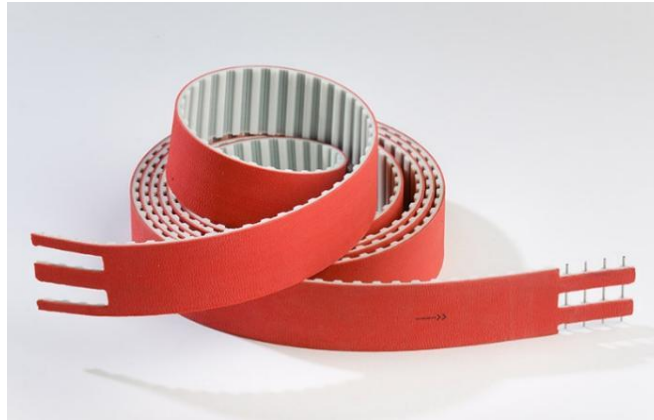


Obr. 11 Zuby řemene a naváděcí klín s popisem [11]

### 1.3.3 SPOJENÍ ŘEMENE

Spojování řemenů u řemenových dopravníků je velmi důležitou částí konstrukce. Správné spojení zajišťuje bezproblémový chod dopravníku a minimalizuje riziko havárií. Existují různé typy spojů pro různé typy řemenů a aplikací.

Nejběžnější spojení jsou mechanické spoje, které zajišťují přesné a pevné spojení mezi dvěma řemeny. Nejčastěji se používají spoje klínového nebo ozubeného typu. Klínový spoj spojuje dva řemeny pomocí klínu, který se zasouvá do drážky na každém řemenu. Ozubený spoj se skládá z řemenů s ozubeným profilem, které přesně zapadají do sebe a zajišťují přenos energie. Tyto spoje jsou velmi pevné a spolehlivé, ale vyžadují přesnou montáž a výrobu. [12]



Obr. 12 Mechanické spojování řemene [12]

Dalším typem spojení jsou tepelně svařované spoje, které se používají u termoplastických řemenů. Spoje se vytvářejí pomocí vysokého tlaku a tepla, které spolehlivě spojí dva konce řemenu. Tyto spoje jsou velmi pevné a nemají žádné nárazové zatížení, ale vyžadují speciální vybavení pro svařování. [13]



Obr. 13 Profil svařovaných konců řemene [13]

Posledním typem spojů jsou lepené spoje, které se používají u gumových řemenů. Spoje se vytvářejí pomocí speciálního lepidla, které spolehlivě spojí dva konce řemenu. Tyto spoje jsou velmi pevné a odolné vůči nárazům, ale vyžadují správnou přípravu povrchů a speciální lepidla. Správná volba a montáž spojů je klíčová pro bezproblémový chod řemenového dopravníku. Vždy je důležité dodržovat pokyny výrobce a zajistit, aby byl každý spoj správně namontován a přesně zarovnan.

#### 1.4 PNEUMATICKÉ POHONY

Pneumatické pohony strojů jsou v současné době velmi populární a často používanou alternativou k elektrickým nebo hydraulickým pohonům. Pneumatické pohony využívají stlačený vzduch k pohybu strojů a zařízení. V porovnání s elektrickými pohony mají pneumatické pohony několik výhod, jako jsou nízké náklady na údržbu a výrobu, jednoduchost použití a široká dostupnost komponentů.

Jsou velmi spolehlivé, protože nemají mnoho pohyblivých částí, což znamená méně opotřebení a snížené riziko poruchy. Také jsou odolné proti prachu, vodě a jiným nečistotám, což znamená, že jsou vhodné pro použití v extrémních podmínkách.

Další výhodou pneumatických pohonů je jejich rychlost a výkon. Tyto pohony mohou být velmi silné a rychlé, což je důležité v průmyslových aplikacích, kde se musí rychle a účinně přesouvat těžké náklady.



Obr. 14 Pneumatický válec firmy SMC [14]

Nicméně také mají několik nevýhod. Největší nevýhodou je jejich energetická účinnost, která je nižší než u elektrických pohonů. To znamená, že pneumatické pohony mohou být dražší v dlouhodobém horizontu. Také produkují hluk a vibrace, což může být problém v určitých aplikacích.

Celkově lze říci, že pneumatické pohony jsou velmi užitečnými a spolehlivými zařízeními, které se používají v průmyslu a v mnoha jiných oblastech. Při výběru pneumatických pohonů je však důležité vzít v úvahu všechny výhody a nevýhody a zvážit, zda jsou vhodné pro konkrétní aplikaci.

## 1.5 KONTROLA POLOH PALET A AKČNÍCH ČLENŮ

Při návrhu automatizovaných zařízení je důležité zaznamenávat v průběhu pracovního procesu polohu či stav zpracovávaného materiálu či objektu a také akčních členů. Zaznamenávání těchto proměnných se provádí pomocí široké škály snímačů. V této kapitole jsou stručně shrnuty charakteristiky snímačů použitých při návrhu zadaného stroje.

### 1.5.1 INDUKČNÍ SNÍMAČE

Indukční snímače jsou aktivní senzory, které se nejčastěji vyrábějí v bezkontaktním provedení. Tyto senzory se obvykle skládají z několika elektrických bloků, jako jsou oscilátory, vyhodnocovací obvody a koncové stupně. Základním prvkem snímače je oscilátor, který využívá změny Q faktoru jádra při přiblížení kovového materiálu. Tuto změnu lze pozorovat útlumem kmitů oscilátoru a dokonce až úplným zastavením kmitání. Pokud se v aktivní zóně snímače, kterou představuje cívka společně s kondenzátorem, vyskytuje elektricky vodivý materiál, magnetické pole se deformuje. To vede k indikaci vířivých proudů v clonce, což

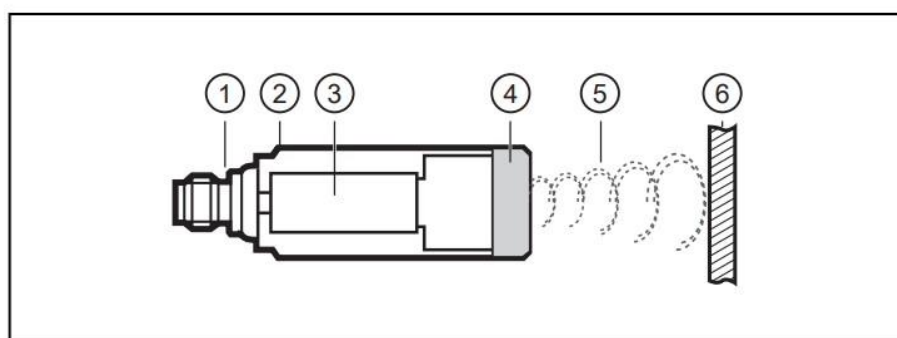
způsobí změnu magnetického pole, a tím i změnu impedance cívky. Změna se projevuje pouze při malých vzdálenostech mezi cívkou a clonkou, což je řádově v jednotkách až desítkách mm. K odstranění kovového objektu z aktivní spínací zóny slouží prahový detektor, který ovládá výkonový koncový stupeň skrze klopný obvod. [15]



Obr. 15 Ukázková provedení indukčních snímačů výrobce IFM [15]

### 1.5.2 ULTRAZVUKOVÉ SNÍMAČE

Během provozu zůstává elektroakustický měnič pod napětím. Vlivem piezoelektrického jevu je následně vybuzen ke kmitání, což vytvoří zvukový signál. Poté se senzor přepne do přijímacího režimu generátorem hodinových impulzů a začne měřit čas. Když se zvukový signál dostane k cílovému předmětu, odrazí se zpět k měniči. Odražený zvukový signál způsobí, že elektroakustický měnič se opět rozkmitá a vytvoří napětí díky piezoelektrickému jevu, které zastaví měření času. Na základě naměřeného času a rychlosti zvuku lze poté určit vzdálenost od cílového předmětu. [16]



- |    |             |    |                    |
|----|-------------|----|--------------------|
| 1: | Connection  | 2: | Housing            |
| 3: | Electronics | 4: | Transducer         |
| 5: | Sound waves | 6: | Object / reflector |

Obr. 16 Popis ultrazvukového snímače [16]

### 1.5.3 JAZÝČKOVÉ SNÍMAČE PNEUMATICKÝCH VÁLCŮ

Magnetické senzory a spínače používají magnetické pole, které vytváří permanentní magnet. Magnet může být součástí senzoru nebo připojen k měřenému objektu. Změnou magnetického toku se mění magnetické pole. Jazýčkové kontakty jsou nejjednodušší magnetické spínače a používají se pro jednoduché polohovací aplikace. Jazýčkový kontakt se skládá ze dvou magneticky měkkých kontaktů, které jsou zapouzdřeny ve skleněné baňce společně s inertním plynem. Kontakty pokryté vzácnými kovy jsou ovládány magnetickým polem permanentního magnetu. Přiložené magnetické pole vytváří elektrickou indukci v kontaktech, což vede ke vzniku opačné magnetické polarity. To způsobí, že se kontakty přitáhnou a vytvoří se elektricky vodivé spojení. Reedův kontakt je obvykle v provedení NO (Normally Open). Jeho spínací vzdálenost závisí na magnetu, ale maximum je obvykle 10 cm. [17]



Obr. 17 Funkce jazýčkového snímače [17]

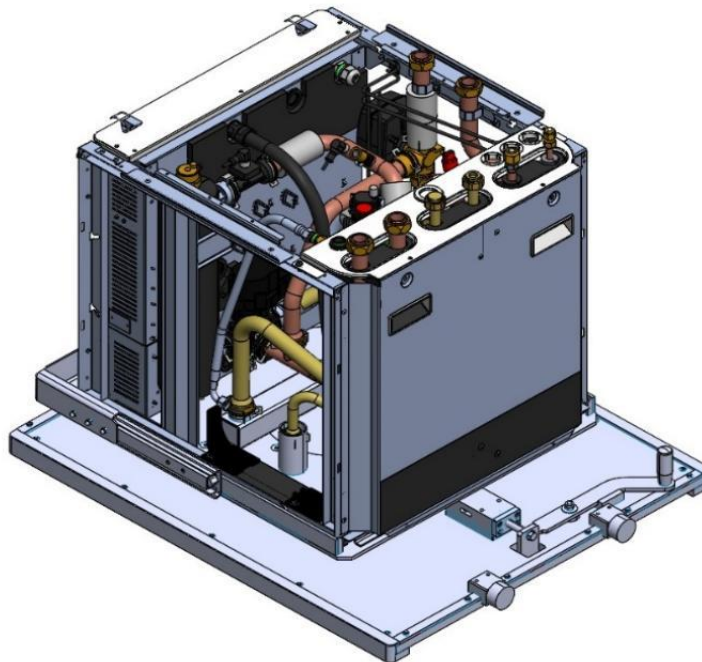
## 2 POŽADAVKY A SPECIFIKACE NAVRHOVANÉHO STROJE

Základním prvkem projektu je určit, co přesně zadavatel požaduje. V tomto případě se jedná o automatizovanou část výrobní linky. Na této lince se montují části tepelných čerpadel, konkrétně hydromoduly. Tento modul je v další části umístěn na samotnou nádrž tepelného čerpadla a obsahuje množství hadic, trubek, menších komor a expanzní nádrž. Nachází se v něm tedy velké množství spojů, kde může docházet k netěsnostem. Na nahrazované části výrobní linky probíhá testování těsnosti těchto modulů.

Zákazník požaduje, aby výsledný stroj byl schopen automaticky po vložení jednotky z montážní linky odebrat tuto jednotku umístěnou na paletě a samostatně ji založit do testovací komory. Následně se automaticky připojit a utěsnit se v určitých výstupních trubkách dle zadaného molu jednotky. Dále otestovat a vyhodnotit těsnost jednotky prostřednictvím zařízení, které si zákazník dodává sám a nakonec jednotku odeslat dále ve směru výrobní linky, nebo ji v případě defektu či jiných komplikací přeložit na překládací prostor, kde dojde buď k opravě chyby na jednotce, nebo odběru vadné jednotky. Po případné nápravě vad výrobku by zde měla být také možnost jednotku odeslat na opětovné testování i z překládacího prostoru. Jelikož zde jde o snahu navýšit výrobní kapacitu, má se stroj skládat ze dvou totožných testovacích komor a dvou odkládacích prostorů pro vadné kusy. Veškeré části se musí vejít do vyhrazeného prostoru 3 x 3 metry.

### 2.1 SPECIFIKACE TESTOVANÉ JEDNOTKY

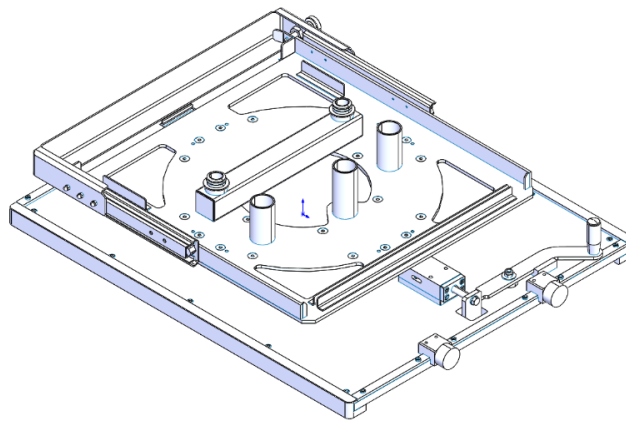
V současné době se na lince testují tři druhy jednotek, jejich tvar a velikost je stále stejná, avšak počet a umístění přípojovacích trubek se na nich liší. V zásadě jsou však přípojovací otvory rozděleny do tří dvojic, které mají stejné umístění a dle druhu jednotky se mění pouze to, které dvojice jsou na jednotce přítomné a dají se použít pro testování. Hmotnost nejtěžší testované jednotky bez palety je zadána jako 40 kg.



*Obr. 18 Model testované jednotky na paletě*

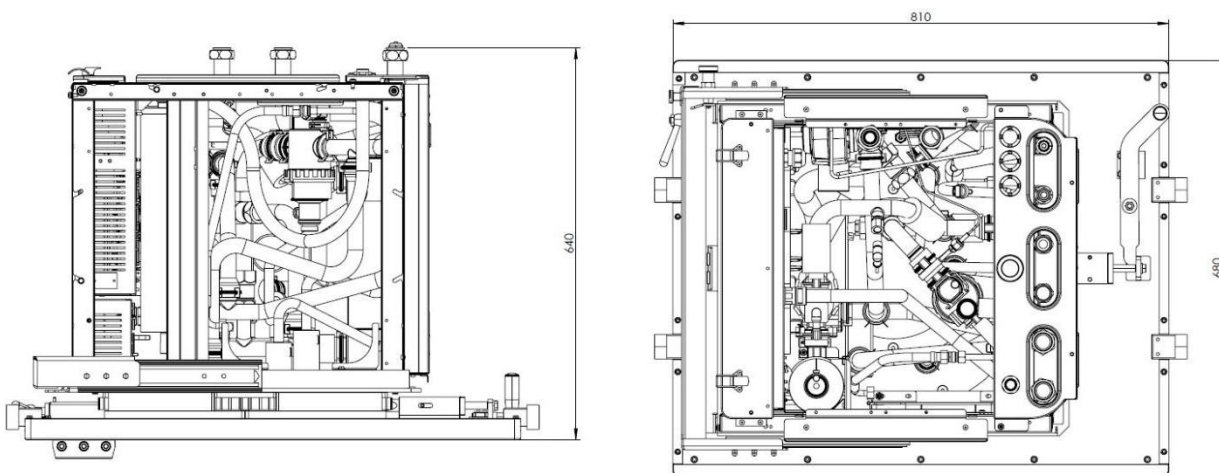






Obr. 20 Model dopravované palety bez jednotky

Základní deska je tvořena masivní nerezovou deskou, na které je následně umístěno lože pro jednotku, které lze, jak již bylo zmíněno, otáčet. Podstatné je, že základní deska má na spodní straně dvě lišty z kluzného plastu, tím pádem ke kontaktu s dopravníky dochází pouze prostřednictvím těchto bodů. Váha celé této palety je 50 kg.



Obr. 21 Základní podstatné rozměry zadané zákazníkem

## 2.3 POŽADAVKY NA TESTOVÁNÍ

Proces přepravy jednotek byl popsán již v úvodu kapitoly. Důležitým prvkem stroje je však také samotný proces testování. V tomto případě tento test provádí zařízení, které si zadavatel zvolil předem sám a používal ho i při testování na neautomatizované lince.

Konkrétně se jedná o přístroj od firmy ATEQ, jenž je specificky sestaven pro testování konkrétního produktu. V tomto případě se jedná o přístroj měřící těsnost pomocí citlivého měření průtoku.

Pro konstrukci stroje jsou však důležité především možnosti napojení. U každého měřicího zařízení musí být umístěna referenční cívka se zadanými rozměry. Pro každý přístroj musí být také zajištěn přívod vzduchu. Posledním a nejdůležitějším faktorem je výstup ze stroje pro napojení na měřený objekt. Ze zadní strany se nachází vždy pouze jeden výstup, ten tedy bude

nutné dále rozdělit do více ventilů, aby bylo možné testovat pouze připojené automatické přípoje. Tyto záležitosti jsou znázorněny v příloze v pneumatickém schématu stroje.

Tab. 1 Tabulka parametrů měřicího zařízení [18]

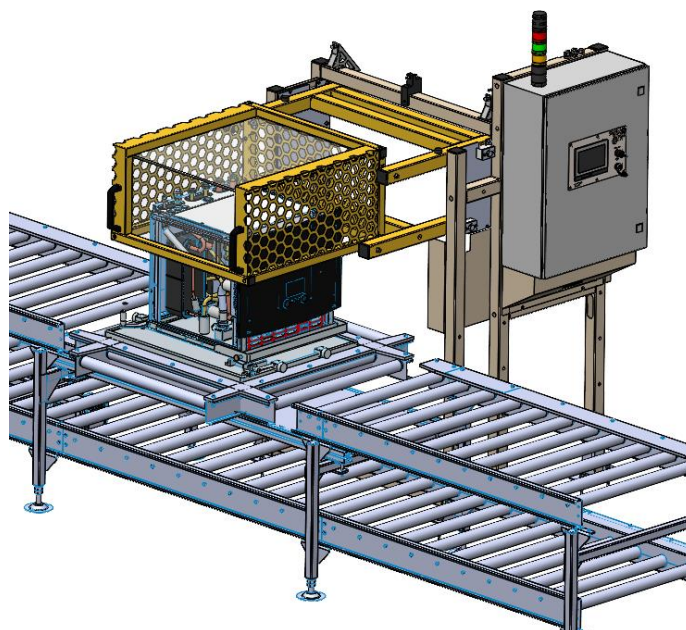
MĚŘENÍ PRŮTOKU (TĚSNOSTI)		
ROZSAH	PŘESNOST	MAXIMÁLNÍ ROZLIŠENÍ
100 cm <sup>3</sup> .atm/hod	±( 3,5 % zobr.hodnoty + 0,5 cm <sup>3</sup> .atm/hod)	0,1 cm <sup>3</sup> .atm/hod
1000 cm <sup>3</sup> .atm/hod	±(3,5 %zobr. hodnoty + 5 cm <sup>3</sup> .atm/hod)	1 cm <sup>3</sup> .atm/hod

MĚŘENÍ TLAKU		
ROZSAH	PŘESNOST	MAXIMÁLNÍ ROZLIŠENÍ
5 - 50 kPa	±( 1,5% tlaku ± 2 číslice)	0, 1% celé stupnice

MECHANICKÁ REGULACE TLAKU
5 - 50 kPa

## 2.4 SOUČASNÝ STAV

V současné době je celý proces testování a přemisťování jednotky prováděn ručně obsluhou linky. Obsluha uchopí jednotku, kterou sama přetáhne na požadované stanoviště, následně připojí ručně ovládané těsnicí přípoje do požadovaných trubek jednotky. Z bezpečnostních důvodů je nad stanovištěm nainstalován ochranný koš, který je třeba sklopit před začátkem testu na jednotku. Dále naskenuje čárový kód a spustí testovací cyklus. Po dokončení testu se obsluha na displeji zobrazí výsledek testu, který se rovněž odešle do centrálního systému a přiřadí se k číslu dané jednotky. V případě, že test vyjde pozitivně, pošle obsluha jednotku na další montážní stanoviště, pokud je však test negativní, musí obsluha na otoči dopravníku jednotku poslat na slepou větev s vadnými kusy.



Obr. 22 Model současného pracovního stanoviště

V současné době má navrhovaný stroj nahradit dvě tyto testovací stanoviště za sebou. Jak je vidět na *Obr. 22*, stávající linka se skládá ze dvou dopravníků umístěných nad sebou. Horní část slouží pouze jako dráha, na které probíhá montáž a testování. Spodní část dopravníku je však poháněná a slouží jako vratná větev pro prázdné palety, které se tudy přemísťují z konce linky opět na začátek. Navrhovaný testovací stroj má sloužit pouze jako automatizovaná náhrada horní části linky, je tedy důležité na toto brát ohled a návrh vytvořit tak, aby bylo možné zachovat spodní část dopravníku. Po konzultaci se zákazníkem bylo rozhodnuto, že jako prostor pro zařízení bude odstraněn horní dopravník v délce 3100 mm. Na *Obr. 23* je ukázka již připraveného prostoru pro montáž stroje.



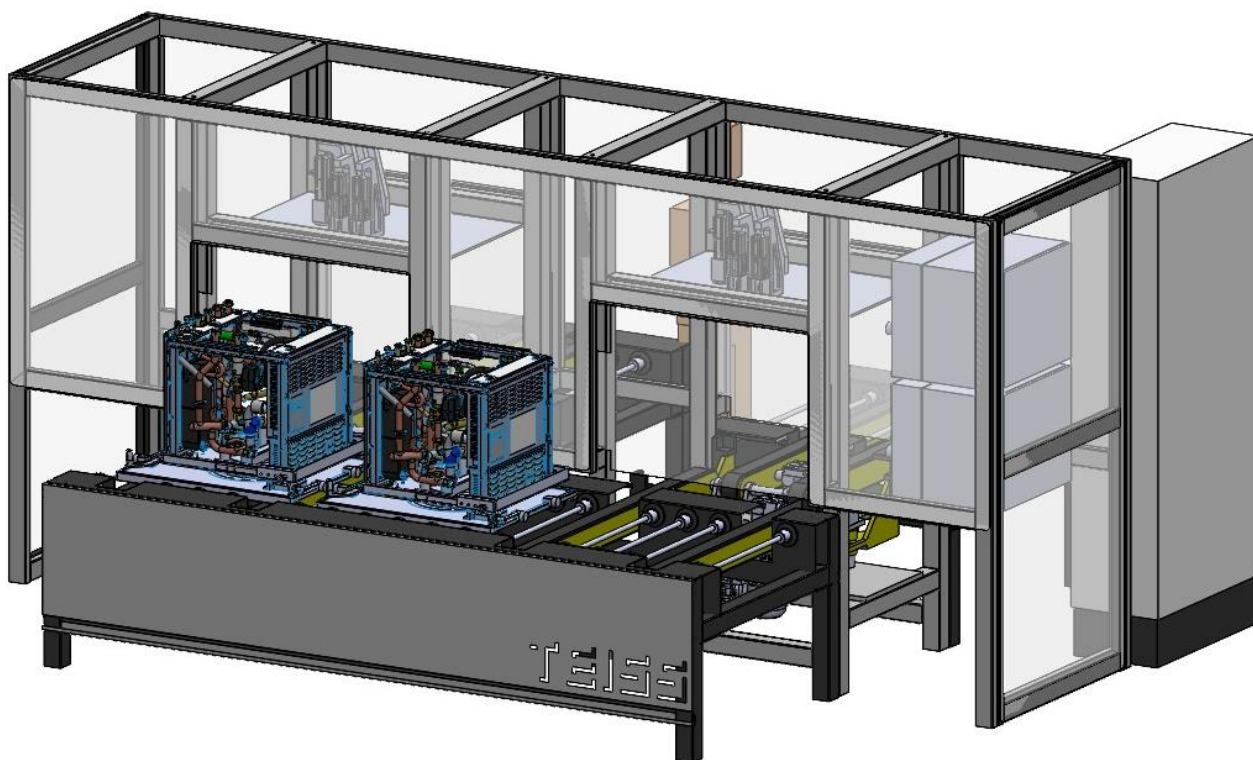
*Obr. 23 Připravený prostor pro navrhovaný stroj*

### 3 KONCEPČNÍ NÁVRH STROJE

Jako první krok při konstruování tohoto projektu bylo vhodné vytvořit hrubé koncepční návrhy linky a vybrat z nich nejlepší na základě konzultace se zadavatelem. V tomto případě byly vytvořeny dva koncepční návrhy, jež se od sebe značně liší rozložením pracovišť.

#### 3.1 NÁVRH A

Prvním koncepčním návrhem stroje je varianta na *Obr. 24*. Stroj se zde skládá z průběžného válečkového dopravníku, jenž je napojen na stávající dopravník. Následně jsou po jeho straně umístěny dvě testovací komory. V každé z nich se v horní části nachází šest automatických připojovacích modulů. Aby byla zajištěna přesná poloha jednotky s paletou vůči těmto přípojkám, je ve spodní části umístěna výsuvná konstrukce, která má za úkol zajistit navedení palety na přesné místo. Za těmito komorami se pak nachází odkládací plocha v podobě válečkového dopravníku. Přemísťování jednotek mezi dopravníky a komorami je zajištěno pásovým či řemenovým dopravníkem, jenž se pro tuto potřebu vysouvá nad úroveň válečků. Komory jsou následně zakrytovány a na jejich bocích jsou vytvořeny komory pro uložení testovacích zařízení.



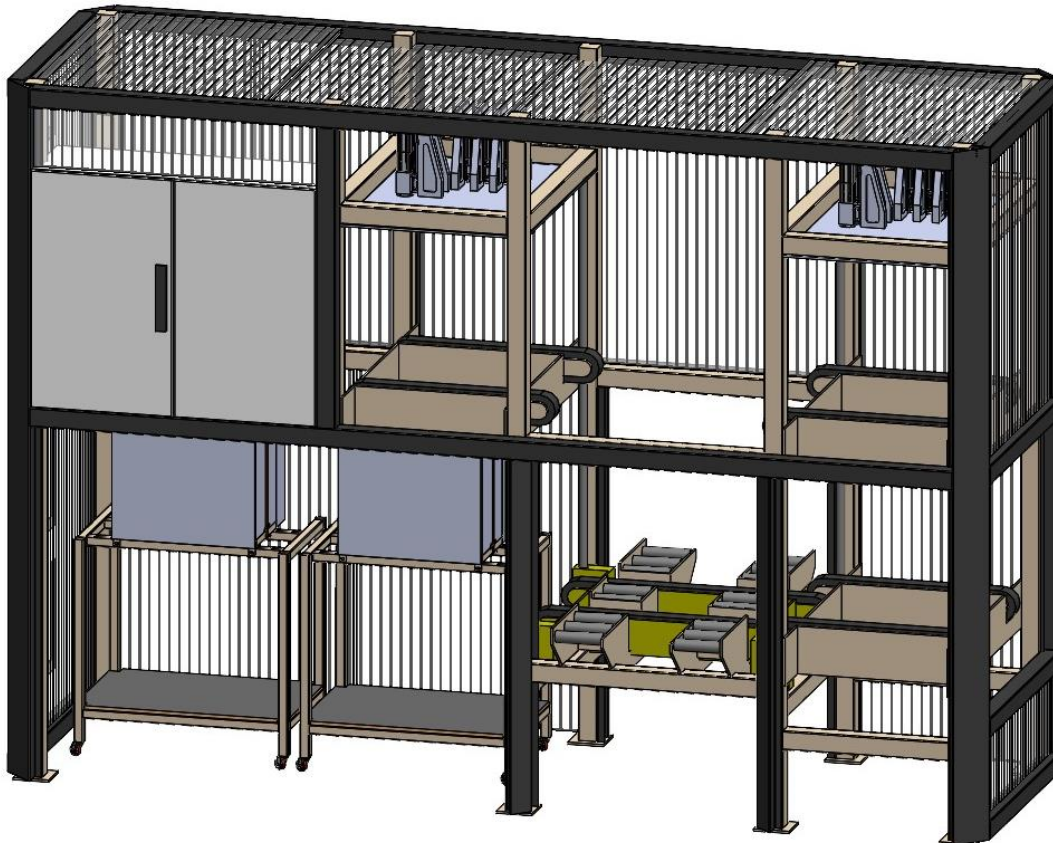
*Obr. 24 Koncepce rozložení stroje A*

Výhody tohoto konceptu jsou především modularita jednotlivých částí, možnost rychlejší manipulace s jednotkami a snadné provádění úprav a případného servisu stroje.

Nevýhodou pak je množství prostoru, které tento koncept zabírá jak na provozované lince, tak kolem ní.

### 3.2 NÁVRH B

Druhý koncepční návrh stroje spočívá v přemísťování jednotek do „druhého patra“ stroje, kde jsou umístěny dvě testovací komory. Způsob připojování v těchto komorách je stejný jako u předešlého konceptu. Poté, co je jednotka zavezena do spodního patra na odběrové místo se zdviží, je následně jednotka přemístěna do druhého patra stroje, kde dle obsazenosti zajede do patričné komory, ve které následně proběhne požadovaný test. Jednotka s negativním výsledkem je následně spuštěna a odsunuta do vedlejší komory ve spodním patře stroje.



*Obr. 25 Koncepce rozložení stroje B*

Výhodou konceptu B je velice malý prostor, jenž stroj obsazuje. V tomto provedení by tak šlo do stejného prostoru zařadit více těchto zařízení a tím tak znatelně navýšit testovací kapacitu.

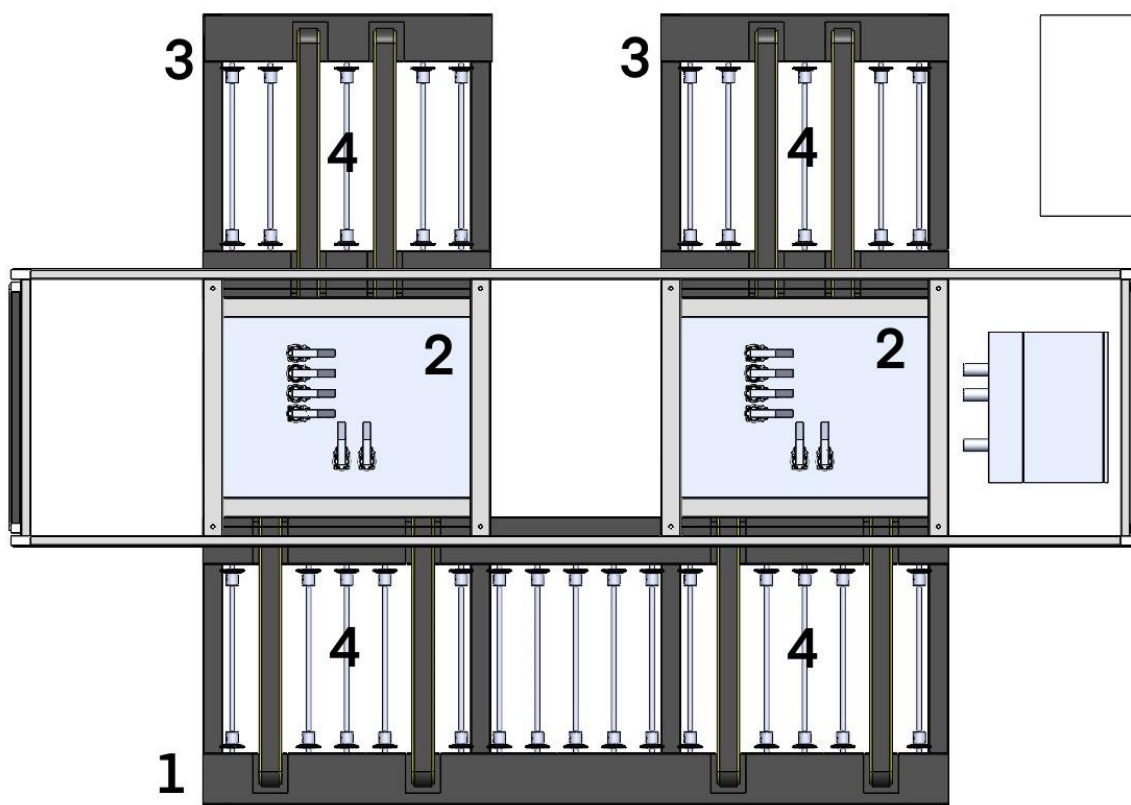
Nevýhodou pak může být složitější konstrukce, jež by byla ve výsledku pravděpodobně nákladnější. Dále by také konstrukce vzhledem k počtu pohyblivých a opotřebitelných dílů byla více náchylná k poruchám. Zásadní nevýhodou by pak také mohla být její menší rychlost kvůli jednomu odběrovému místu.

## 4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ

Celý segment výrobní linky se skládá z dílčích částí, které budou jednotlivě popsány v následující části práce. Při návrhu byl kladen důraz na to, aby byly jednotlivé segmenty částečně modulární a bylo možné je s menšími modifikacemi v případě potřeby skládat k sobě ve větším množství či v jiném pořadí.

Jako použitý koncept byla zvolena varianta A z předchozí části práce. Celý 3D model a jeho obrázky byly zpracovány v prostředí SolidWorks 2022.

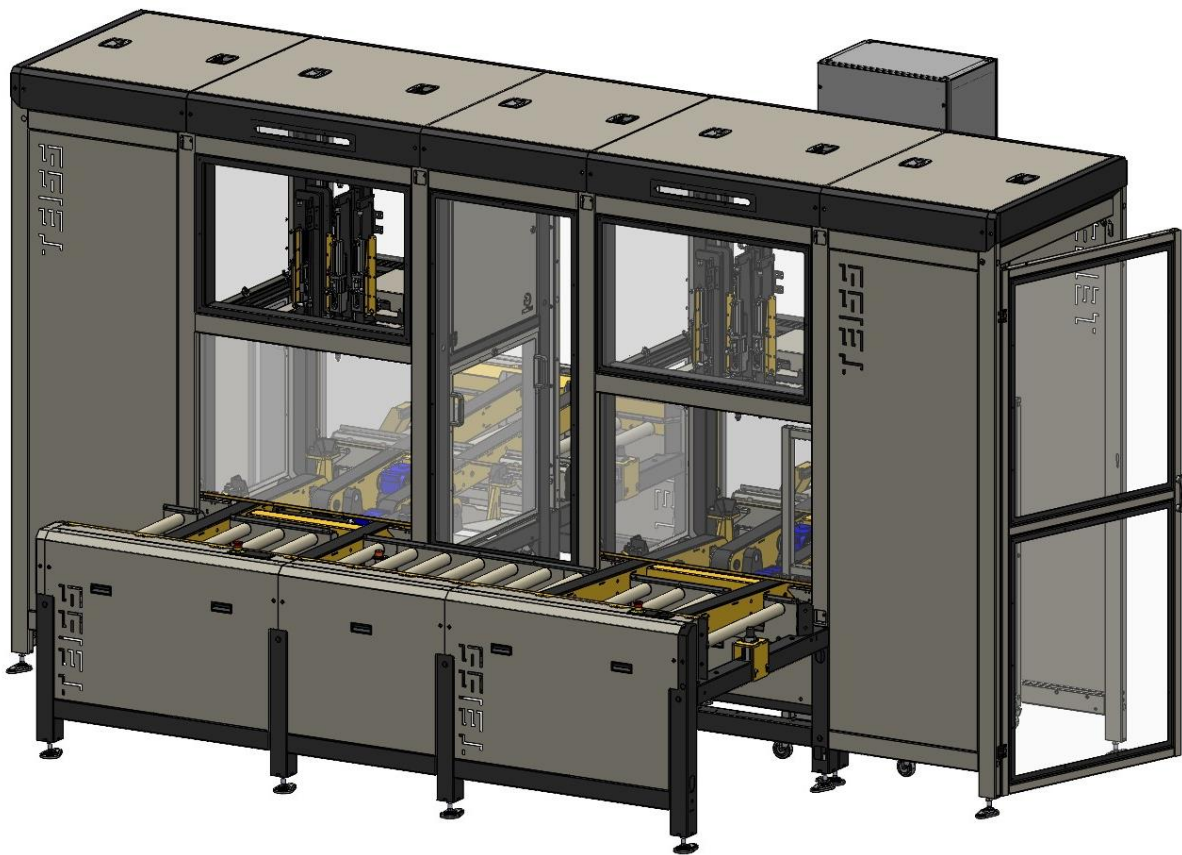
V navrhovaném zařízení byl po zvážení konceptů vytvořen požadavek na to, aby byl složen ze dvou za sebou postavených testovacích komor, proto je koncipován jako dva za sebou stojící totožné stroje. Tyto dvě části pak spojuje segment válečkového dopravníku a celý stroj má společné krytování. V tomto krytování je také uschováno testovací zařízení, jenž je náchylné na okolní prostředí a v původní výrobě bylo umístěno volně, což způsobovalo značné problémy.



Obr. 26 Rozložení zvoleného konceptu

Na Obr. 26 je blíže znázorněno jakým způsobem jsou jednotlivé části propojeny a seřazeny. V přední části je tedy poháněný válečkový dopravník (1). Na dopravník jsou pak přímo navázány testovací komory (2). Na druhé straně komor pak odkládací dopravníky (3). A jako propojovací element jsou zde v každé komoře dva řemenové dopravníky (4), jež se vzájemně protínají a navazují tak na sebe.

Jednotlivé konstrukce všech částí jsou k sobě pevně připojeny. Pro snazší montáž a přepravu stroje je však možné jednotlivé části složit separátně. V případě potřeby je také možné další moduly stroje přidávat či odebírat.



Obr. 27 Model kompletní linky

#### 4.1 VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK POHÁNĚNÝ

Jako první část byl navržen segment stroje, který se přímo spojuje a navazuje na současnou válečkovou dráhu. Touto částí je v tomto případě poháněná válečková dráha, jež má nahradit stávající nepoháněnou dráhu v délce tří metrů. Tento segment by měl pojmout tři jednotky s paletou.

V hledem k povaze stroje není také možné pohánět celou délku válečkové dráhy jedním pohonem. Během pracovního cyklu je totiž nutno mít dráhu rozdělenou do tří stejně dlouhých segmentů, které mohou být poháněny nezávisle. Z tohoto důvodu bude každý ze tří segmentů poháněn vlastním motorem, což je zásadní kritérium při následujících výpočtech.

Pro přenos energie je zde zvolen způsob pohonu opásaným řetězem. Tato koncepce je zvolena z několika důvodů, první z nich je potřeba vytvoření cest pohonného elementu tak, aby vytvořil prostor pro následující řemenový dopravník. Pro vytvoření těchto smyček je opásaný řetěz vhodný zejména díky jeho spolehlivosti, a také protože není potřeba tyto smyčky napínat. Dalším zásadním důvodem pro volbu řetězu je fakt, že na dalších poháněných dopravnících využitých v celé lince jsou také použity řetězové pohony a pro zadavatele je optimální skladovat menší množství stejných náhradních dílů.





Obr. 28 Celá část válečkového dopravníku

#### 4.1.1 NÁVRH VÁLEČKŮ

Jako první je nutné určit rozložení válečků na dráze dopravníku. U navrhovaného stroje nejde o standardní trať s rovnoměrným rozložením válečků. Aby bylo možné v dalších částech návrhu umístit mezi některé válečky pásový dopravník, byl zvolen koncept, u kterého budou válečky umístěny ve stejné rozteči, avšak v místech, kde bude umístěn pásový dopravník, bude vždy jeden váleček vynechán, a vznikne tak mezera o délce dvojnásobku rozteče ostatních válečků.

Ačkoliv tak v ideálním případě bude paleta rozkládat svou hmotnost na pět válečků, v nekritičtějších okamžicích bude spočívat pouze na třech. Tento fakt je důležité zohlednit u výpočtů válečků a pohonu. Proto je třeba nejdříve spočítat zatížení na jeden váleček.

##### HMOTNOST PŘIPADAJÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

$$m_v = \frac{m_p}{k_1} = \frac{100}{3} = 33,3 \text{ kg} \quad (1)$$

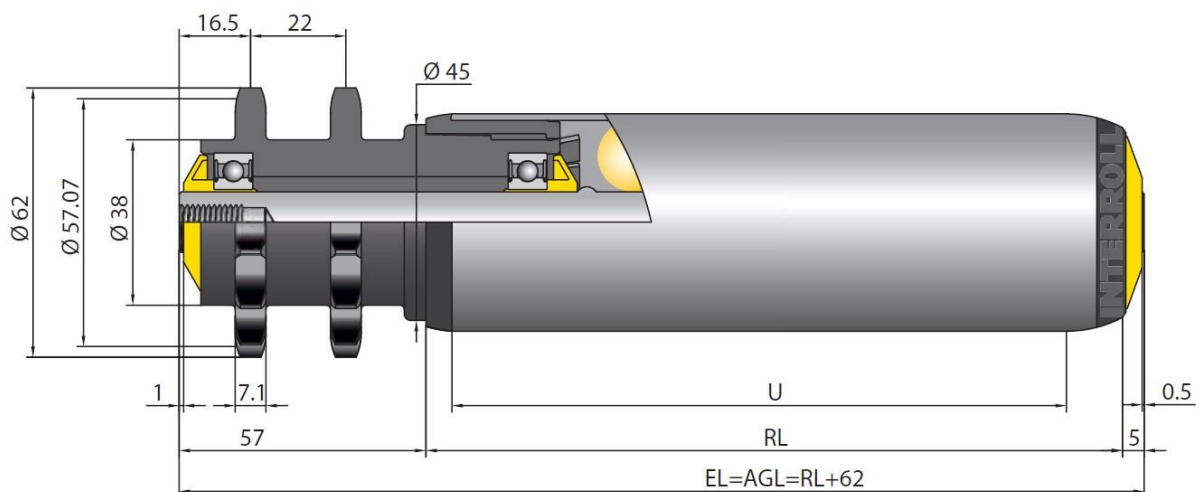
##### SÍLA PŮSOBÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

$$F_v = m_v \cdot g = 33,33 \cdot 9,81 = 326,97 \text{ N} \quad (2)$$

Pro tento typ posuvu bylo počítáno, že hmotnost palety se rovnoměrně rozloží na všechny válečky. Ve skutečnosti bude každý váleček zatížen jinou silou, proto výsledné řešení bude navrženo s dostatečnou bezpečností.

Tab. 2 Parametry zvoleného válečku [8]

Váleček s řetězovým kolem pro dva řetězy	
Ø pláště	50 mm
Tloušťka pláště	1,5 mm
Ø hřídele	12 mm
Způsob montáže	Vnitřní závit M8
Celková délka hřídele	850 mm
Instalační délka hřídele	850 mm
Pohonný element	Dvojitě řetězové kolo 1/2
Počet zubů řetězového kola	14
Materiál řetězového kola	Polyamid
Maximální nosnost	655 N
Maximální rychlost	0,5 m/s
Materiál pláště	Ocel – Galvanicky pozinkovaná
Materiál ložiskového pouzdra	Polyamid
Ložiska	6002 2RZ

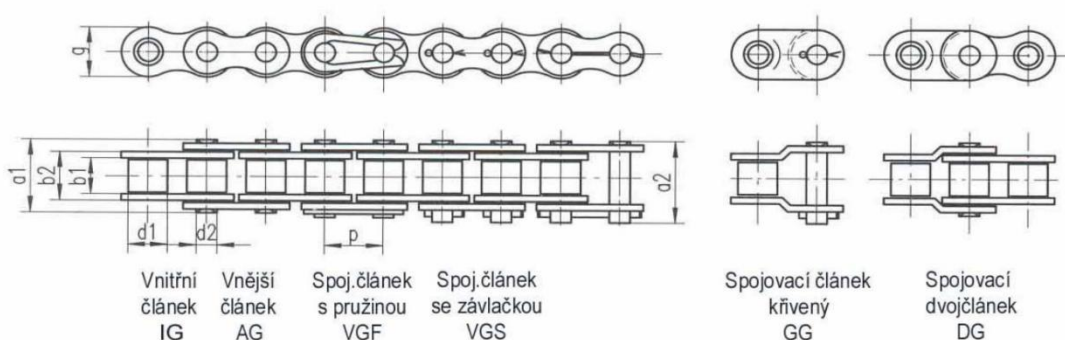


Obr. 29 Popis válečku firmy Interroll [8]

#### 4.1.2 NÁVRH ŘETĚŽŮ

V první řadě je nutno zvolit vhodný typ a velikost řetězu. V tomto případě volba těchto parametrů vychází z volby válečku vyráběného firmou Interroll. Zvolený typ válečku je dodáván v provedení s řetězovým kolem 1/2" T14, nebo 3/8" T20. Vzhledem k dostupnosti zboží byla zvolena varianta s rozměrem 1/2" T14, což odpovídá velikosti řetězu 08B-1.

Konkrétně byl vybrán řetěz 08B-1 DIN 8187 KÖBO (1/2 × 5/16). Tyto jsou nejběžnějším typem hnacích řetězů. Řetězy jsou normalizovány podle normy ISO 606 (Série B) evropská řada B, ČSN 02 3311, DIN 8187. Ačkoliv je podle tabulky zřejmé, že řetěz je značně předdimenzován svou únosností, není jeho nahrazování jiným řetězem vzhledem k volbě válečků na místě.



ISO	Označení		p mm	b <sub>1</sub> min. mm	b <sub>2</sub> max. mm	d <sub>1</sub> max. mm	d <sub>2</sub> mm	a <sub>1</sub> max. mm	a <sub>2</sub> max. mm	g max. mm	Plocha článku cm <sup>2</sup>	Síla k přetržení kN	Hmotnost kg/m
	pxb <sub>1</sub> v palcích/mm												
04 - 1	-		6,00	2,80	4,10	4,00	1,85	7,40	10,30	5,00	0,07	3	0,12
05 B - 1	8x3x5mm		8,00	3,00	4,77	5,00	2,31	8,60	11,70	7,10	0,01	5	0,18
06 B - 1	● 3/8"x5,8mm		9,525	5,72	8,53	6,35	3,28	13,50	16,80	8,20	0,28	9	0,41
08 B - 1	○ 1/2"x5/16"		12,70	7,75	11,30	8,51	4,45	17,00	20,90	11,80	0,50	18	0,70
10 B - 1	○ 5/8"x3/8"		15,875	9,65	13,28	10,16	5,08	19,60	23,70	14,70	0,67	22,4	0,95
12 B - 1	○ 3/4"x29/64"		19,05	11,68	15,62	12,07	5,72	22,70	27,00	16,10	0,89	29	1,25
16 B - 1	○ 1"x17mm		25,40	17,02	25,40	15,88	8,28	36,10	41,50	21,00	2,10	60	2,7
20 B - 1	○ 1 1/4"x3/4"		31,75	19,56	29,00	19,05	10,19	43,20	49,30	26,40	2,95	95	3,6
24 B - 1	○ 1 1/2"x1"		38,10	25,40	37,90	25,40	14,63	53,40	60,00	33,40	5,54	160	6,7
28 B - 1	○ 1 3/4"x1 1/4"		44,45	30,99	46,50	27,94	15,90	65,10	72,50	37,08	7,40	200	8,3
32 B - 1	○ 2"x1 1/4"		50,80	30,99	45,50	29,21	17,81	67,40	75,30	42,20	8,11	250	10,5
40 B - 1	○ 2 1/2"x1 1/2"		63,50	38,10	55,70	39,37	22,89	82,60	92,60	52,96	12,76	360	16,0
48 B - 1	○ 3"		76,20	45,72	70,50	48,26	29,24	99,10	109,10	63,80	20,63	560	25,0
56 B - 1	● 3 1/2"		88,90	53,34	81,30	53,98	34,32	114,00	126,30	77,80	27,91	850	35,0
64 B - 1	● 4"		101,60	60,96	92,00	63,50	39,40	130,00	143,90	90,10	36,25	1120	60,0
72 B - 1	● 4 1/2"		114,30	68,58	103,80	72,39	44,50	147,00	161,70	103,60	46,17	1400	80,0

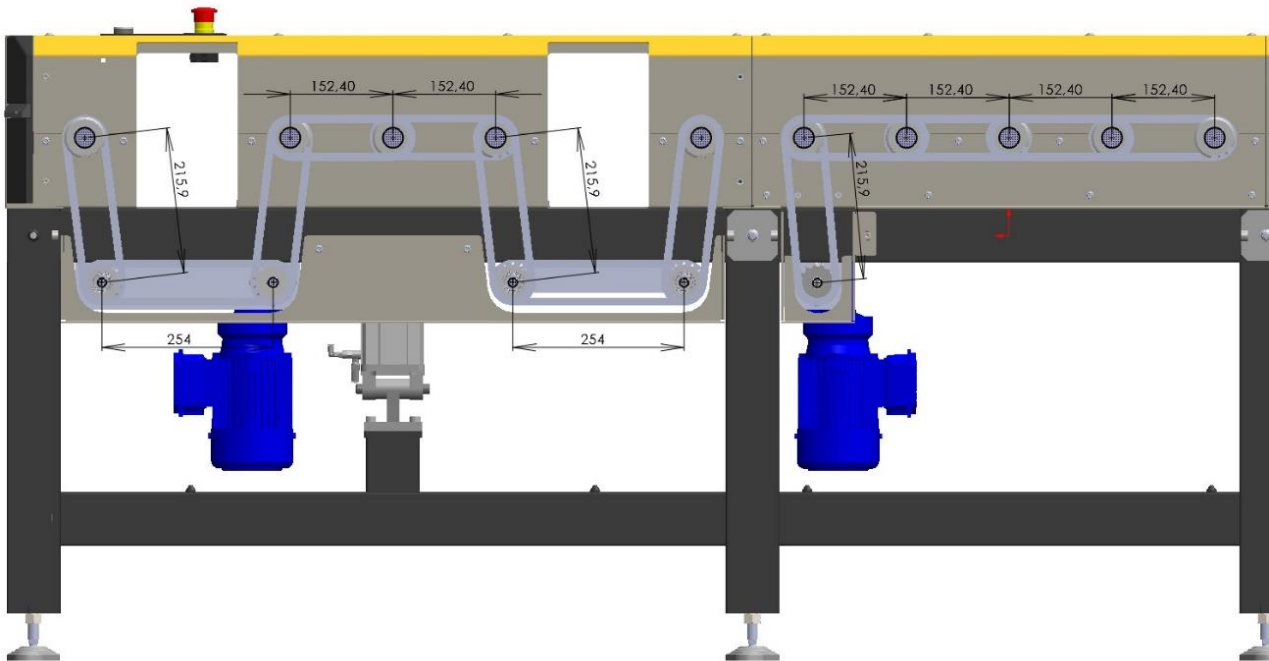
○ lze dodat také s rovnými destičkami ● s rovnými destičkami

Válečkové řetězy se vyrábí také s povrchovou úpravou - pozinkované/poniklované a v nerezovém provedení.

Obr. 30 Parametry řetězů [19]

Po zvážení konstrukčních možností byl zvolen způsob pohonu pomocí opásaného řetězu mezi jednotlivými válečky. Na Obr. 31 můžete vidět finální rozvod pohonu všech tří segmentů dopravníku. První a třetí segment jsou naprosto totožné, vyhnutí se pásovému dopravníku je zde vyřešeno pomocí dvou pomocných řetězových kol, jež jsou vzájemně propojeny s válečky řetězy, a tvoří tak trasu ve tvaru „U“ pod pásovým dopravníkem. V rámci jednoho tohoto segmentu je vždy na každém takovém dopravníku jedno řetězové kolo poháněné. Na středovém dopravníku pak nebylo třeba se nijakým způsobem vyhýbat a řetěz i pohon jsou zde umístěny poměrně standardně v rámci dispozic rámu válečkové dráhy.

Dalším důležitým krokem je pak určení roztečí válečků a jejich zpětná korekce dle přesných délek řetězů. Jak bylo již výše popsáno, rozložení válečků není rovnoměrné a vzniká zde problematické místo, ve kterém celým dopravníkem napříč prochází pásový dopravník, jenž se navíc pohybuje a znemožňuje tak přímé vedení řetězu mezi válečky. V této části je tedy nutné vyhnout se pohonným řetězem v ideálním případě pod pásovým dopravníkem.



Obr. 31 Rozložení řetězů včetně roztečí řetězových kol

### POČET ČLÁNKŮ JEDNOTLIVÝCH ŘETĚZŮ

K tomu, aby bylo možné určit přesné rozteče válečků jak jsou vyobrazeny na Obr. 31, bylo nejprve nutné určit finální počty článků řetězů všech segmentů na základě následujících výpočtů.

- Počet článků řetězu 1 [20]

$$X_1 = 2 \cdot \frac{a_{n1}}{p} + \frac{z + z}{2} = 2 \cdot \frac{152}{12,7} + \frac{14 + 14}{2} = 37,94 \quad (3)$$

Zvolený nejbližší sudý počet  $X_1=38$

- Počet článků řetězu 2 [20]

$$X_2 = 2 \cdot \frac{a_{n2}}{p} + \frac{z + z}{2} = 2 \cdot \frac{215}{12,7} + \frac{14 + 14}{2} = 47,86 \quad (4)$$

Zvolený nejbližší sudý počet  $X_2=48$

- Počet článků řetězu 3 [20]

$$c \quad X_3 = 2 \cdot \frac{a_{n3}}{p} + \frac{z + z}{2} = 2 \cdot \frac{250}{12,7} + \frac{14 + 14}{2} = 53,37 \quad (5)$$

Zvolený nejbližší sudý počet  $X_3=54$

kde  $a_n$  jsou navrhované přibližné rozteče, ke kterým se má finální rozteč přiblížit,  $p$  je rozteč článků řetězu, která je v tomto případě pro řetěz 08-B1 12,7 mm a  $z$  jsou počty zubů řetězových kol zabírajících v dané smyčce.

### OSOvé VZDÁLENOSTI OZUBENÝCH KOL DLE ČLÁNKŮ ŘETĚZŮ

Dle finálních hodnot počtů článků řetězů je tedy dále možné podle vztahu (4) určit požadovanou přesnou rozteč válečků a dalších řetězových kol v systému.

- Rozteč válečků 1 [20]

$$a_1 = \frac{p}{8} \cdot (2 \cdot X_1 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_1 - z_1 - z_2)^2 - f \cdot (z_1 - z_2)^2}) \quad (6)$$

$$a_1 = \frac{12,7}{8} \cdot (2 \cdot 38 - 14 - 14 + \sqrt{(2 \cdot 38 - 14 - 14)^2 - 0 \cdot (14 - 14)^2})$$

$$= 152,4 \text{ mm}$$

- Rozteč válečků 2 [20]

$$a_2 = \frac{p}{8} \cdot (2 \cdot X_2 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_2 - z_1 - z_2)^2 - f \cdot (z_1 - z_2)^2}) \quad (7)$$

$$a_2 = \frac{12,7}{8} \cdot (2 \cdot 48 - 14 - 14 + \sqrt{(2 \cdot 48 - 14 - 14)^2 - 0 \cdot (14 - 14)^2})$$

$$= 215,9 \text{ mm}$$

- Rozteč válečků 3 [20]

$$a_3 = \frac{p}{8} \cdot (2 \cdot X_3 - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X_3 - z_1 - z_2)^2 - f \cdot (z_1 - z_2)^2}) \quad (8)$$

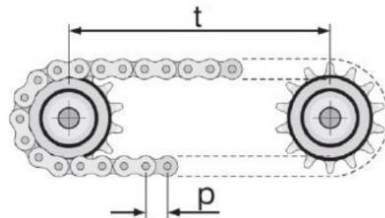
$$a_3 = \frac{12,7}{8} \cdot (2 \cdot 54 - 14 - 14 + \sqrt{(2 \cdot 54 - 14 - 14)^2 - 0 \cdot (14 - 14)^2})$$

$$= 254 \text{ mm}$$

kde  $X$  jsou počty článků řetězů z předchozích výpočtů,  $z$  je opět počet zubů zúčastněných řetězových kol,  $p$  rozteč článků a  $f$  je součinitel pro rozdílný počet zubů, který je v tomto případě roven 0 vzhledem k tomu, že všechna řetězová kola mají zvolený stejný počet zubů, a to 14.

Při vytváření výkresové dokumentace k jednotlivým dílům dopravníku je nutno dále také zohlednit dovolené tolerance ve vypočtených vzdálenostech válečků. Tolerance a zatížení na mezi pevnosti jsou sepsány v následující tabulce. Z ní také jasně vyplývá, že řetěz je značně předdimenzován, což již bylo zmíněno při výběru řetězu.

Rozteč řetězu "	P mm	Tolerance pro t mm	Zatížení na mezi pevnosti N
3/8	9,52	0 až -0,4	9100
1/2	12,70	0 až -0,5	18 200
5/8	15,88	0 až -0,7	22 700
3/4	19,05	0 až -0,8	29 500
1	25,40	0 až -1,0	58 000



Obr. 32 Tolerance roztečí válečků [3]

#### 4.1.3 NÁVRH POHONU

Požadovaná minimální rychlost pohybu palety po válečkovém dopravníku byla zadána na 12 m/min.

##### VÝPOČET VÝSTUPNÍCH OTÁČEK POHONU

Pro zvolení vhodného pohonu je třeba určit jeho otáčky na základě požadované dopravní rychlosti  $v$ , která je zadána jako 12 m/min či 0,2m/s dle vztahu:

$$n_v = \frac{v_v}{\pi \cdot D} \quad (9)$$

$$n_v = \frac{12}{\pi \cdot 0,05} = 76,4 \text{ min}^{-1}$$

kde  $D$  je průměr zvoleného válečku z *Tab. 2*, v tomto případě tedy 50 mm či pro dosažení do tohoto vztahu 0,05 m.

##### VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU PRO ROVNOMĚRNÝ POHYB PŘEDMĚTU [21]

Dalším parametrem pohonu je potřebný výkon, ten se spočítá ze síly potřebné pro pohon dle následujících vztahů.

$$F_c = z_v \cdot k_1 \cdot m_v \cdot g \cdot \left[ \mp \sin \beta + \cos \beta \cdot \left( \frac{\xi + f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} + 0,005 \right) \right] + m_{rv} \cdot k_2 \cdot g \cdot \frac{f_{\xi} \cdot r_{\xi}}{R} \quad (10)$$

$$F_c = 1 \cdot 3 \cdot 33,33 \cdot 9,81 \cdot \left[ \mp \sin 0 + \cos 0 \cdot \left( \frac{0,001 + 0,05 \cdot 0,007}{0,025} + 0,005 \right) \right] + 2 \cdot 5 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,007}{0,025} = 59,25 \text{ N}$$

kde  $z_v$  je počet přepravovaných předmětů na segmentu,  $k_1$  a  $m_v$  jsou parametry počtu válečků a hmotnosti připadajících na jeden váleček ze vztahu (1). Úhel  $\beta$  je vzhledem k vodorovné pozici dopravníku 0. Celkový počet válečků na jednom segmentu  $k_2$  je pak 5. Ostatní parametry, jako hmotnost rotujících částí válečku  $m_{rv}$ , poloměr válečku  $R$ , poloměr čepu  $r_{\xi}$ , součinitel čepového tření  $f_{\xi}$  a rameno valivého odporu  $\xi$ , jsou určeny dle výrobce válečků.

Následně může být tedy spočten potřebný minimální výkon navrhovaného motoru dle vztahu (11).

$$P_v = F_{vc} \cdot \frac{v_v}{\eta} \quad (11)$$

$$P_v = 59,25 \cdot \frac{0,2}{0,7} = 16,93 \text{ W}$$

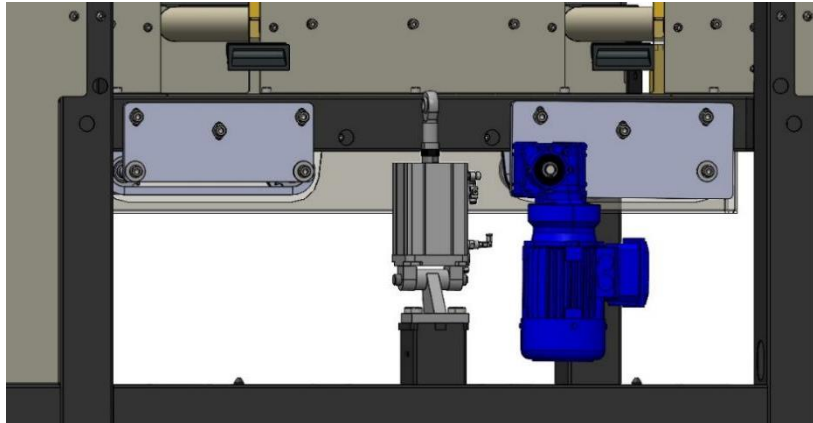
kde  $v$  je již zmíněná dopravní rychlost a  $\eta$  je koeficient účinnosti pro řetězový převod pohonu, jenž je stanoven na hodnotu 0,7.

Na základě těchto vypočtených hodnot byl následně zvolen vhodný motor. Jde o nejmenší dostupný motor od firmy NORD. I přes to je jeho výkon značně předimenzován, což však pro danou aplikaci není problémem.

Tab. 3 Parametry výsledného motoru pro válečkový dopravník [22]

Motor s převodovkou NORD - <b>SK 1SI31 - IEC63 - 63SP/4 B14 C90</b>	
Otáčky motoru	1370 min <sup>-1</sup>
Převodový poměr	15
Výstupní otáčky	91 min <sup>-1</sup>
Výstupní moment	8,8 Nm
Výkon	0,12 kW
Frekvence	50 Hz
Třída účinnosti	IE3
Výstupní hřídel	14mm dutá hřídel s perodrážkou
Hmotnost	6 kg

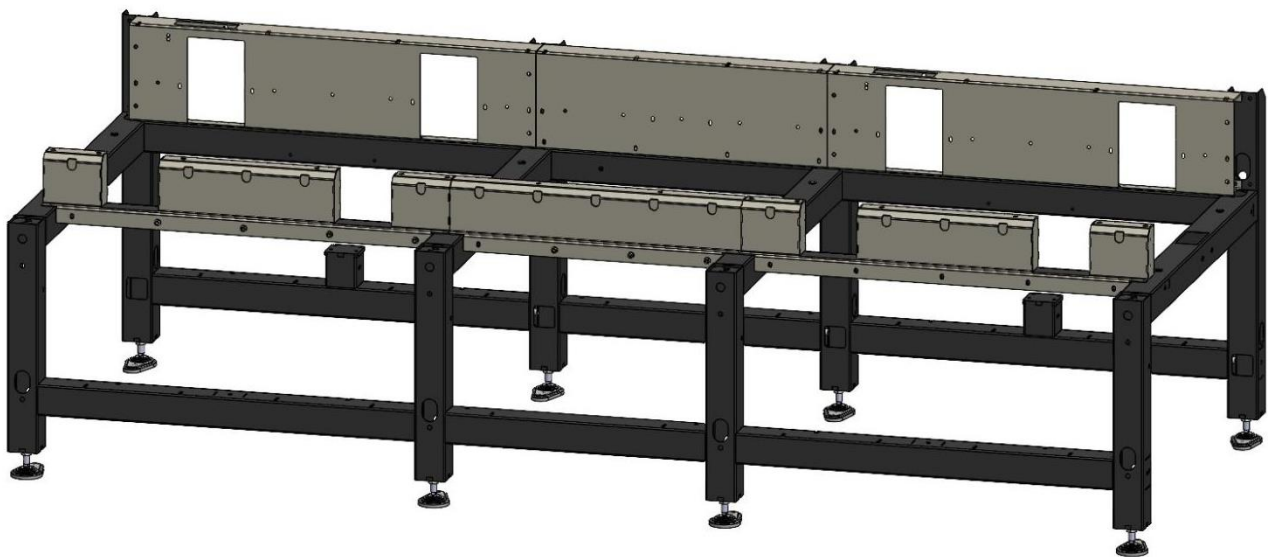
Motor je následně umístěn spolu s dalším řetězovým kolem na jedné desce, která je dále připevněna k příčce rámu dopravníku. Celá deska je umístěna na drážkách tak, aby bylo možno v případě potřeby demontovat řetězy. Dále je také možné tímto způsobem nastavit zcela přesně požadované rozteče mezi řetězovými koly.



Obr. 33 Upevnění motoru na dopravníku

#### 4.1.4 NÁVRH RÁMU

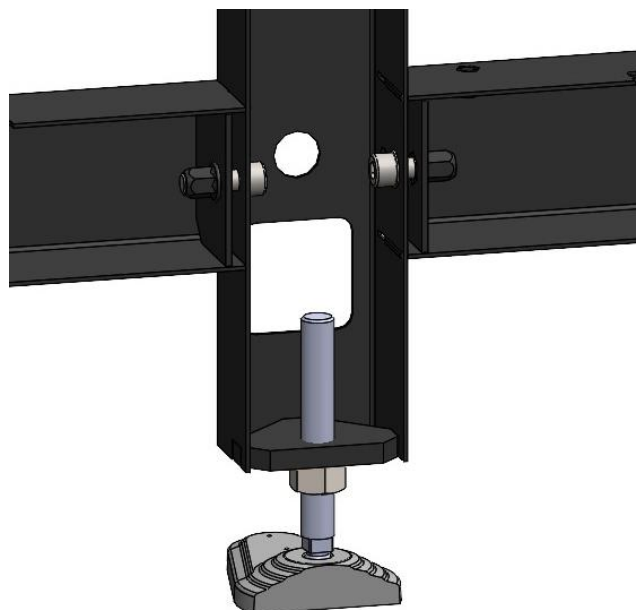
Při konstruování nosného rámu válečkového dopravníku bylo nutné vycházet v první řadě z rozměrů a roztečí válečků, které byly spočítány v předchozí části práce. Dále bylo ale také nutno vzít v úvahu rozměry válečkové dráhy, ke které se musí navrhovaný stroj připojit. A na závěr také vzít v potaz skutečnost, že na tento dopravník se musí v další části konstrukčního návrhu připojit testovací komora s řemenovým dopravníkem.



Obr. 34 Základní rám válečkového dopravníku

Většina základní konstrukce se skládá z jeklových profilů o rozměrech 40 x 40 x 2 mm. Tyto profily jsou spolu spojeny šroubovým spojením, jak je znázorněno na Obr. 35. Dále se konstrukce skládá z ohýbaných plechových dílů o tloušťce 2 mm. Na těchto plechových dílech jsou dále přímo připojeny válečky opět šroubovým spojením.





Obr. 35 Ukázka šroubového spoje jednotlivých profilů v řezu

#### 4.1.5 KONTROLA POLOHY

Vzhledem k automatizaci celého stroje je nutné i v této části umístit snímače. Tyto snímače musí udávat do PLC informace o příjezdu palet na potřebnou pozici na dopravníku. Umístění snímačů na dráze tedy jednoduše vychází z koncové pozice palet na jednotlivých stanovištích dopravníku Obr. 28. Spolehlivým snímačem v takovémto případě je indukční snímač, avšak v tomto případě by jeho aplikace byla značně problematická. V první řadě je snímána paleta po okraji obložena plastem, což komplikuje snímání hrany. Snímání dna palety by bylo možné i z malé vzdálenosti, avšak snímač by musel být umístěn nad úroveň válečků a hrozilo by jeho zničení při neopatrném zacházení se strojem. Snímání ocelové palety přes plast či snímání dna palety na větší vzdálenost by bylo sice možné i s indukčním snímačem, ale indukční snímače v provedení, které by odpovídaly těmto požadavkům, jsou cenově náročné a navíc se u nich většinou rozšiřuje snímání okruh, což je nežádoucí.

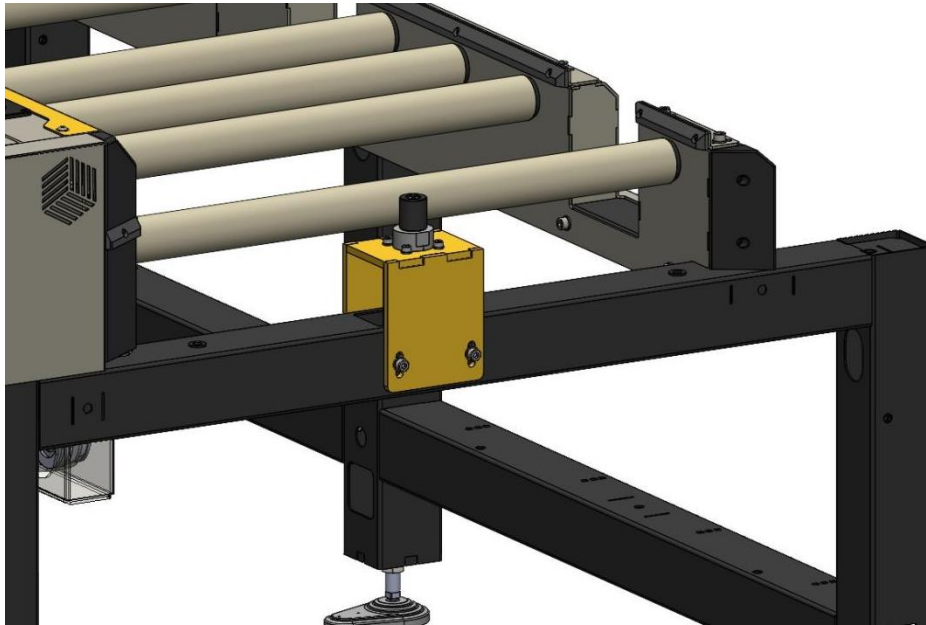
Jako snímač pro tyto účely byl tedy vybrán ultrazvukový snímač. Tento druh snímače má velké snímání vzdálenosti, proto bude možné ho využít i v další části konstrukce u řemenového dopravníku. V aplikaci na této části stroje je jeho výhoda v tom, že dokáže snímat objekt bez rozdílu materiálu, ze kterého je. Jelikož má však ultrazvukový snímač poměrně značný snímání okruh, bylo v tomto případě použito příslušenství od firmy IFM v podobě nátrubku Obr. 36, jenž se nasadí na snímač a zužuje jeho snímání okruh.



Obr. 36 Nátrubek na ultrazvukový snímač [23]

#### 4.1.6 STOPER

Protože se válečkový dopravník přímo napojuje na linku, kde jsou palety s jednotkami posouvány ručně, je také nutné zajistit, aby obsluha nemohla narušit automatizovaný proces nevhodným zavedením palety.



Obr. 37 Umístění stoperu na dopravníku

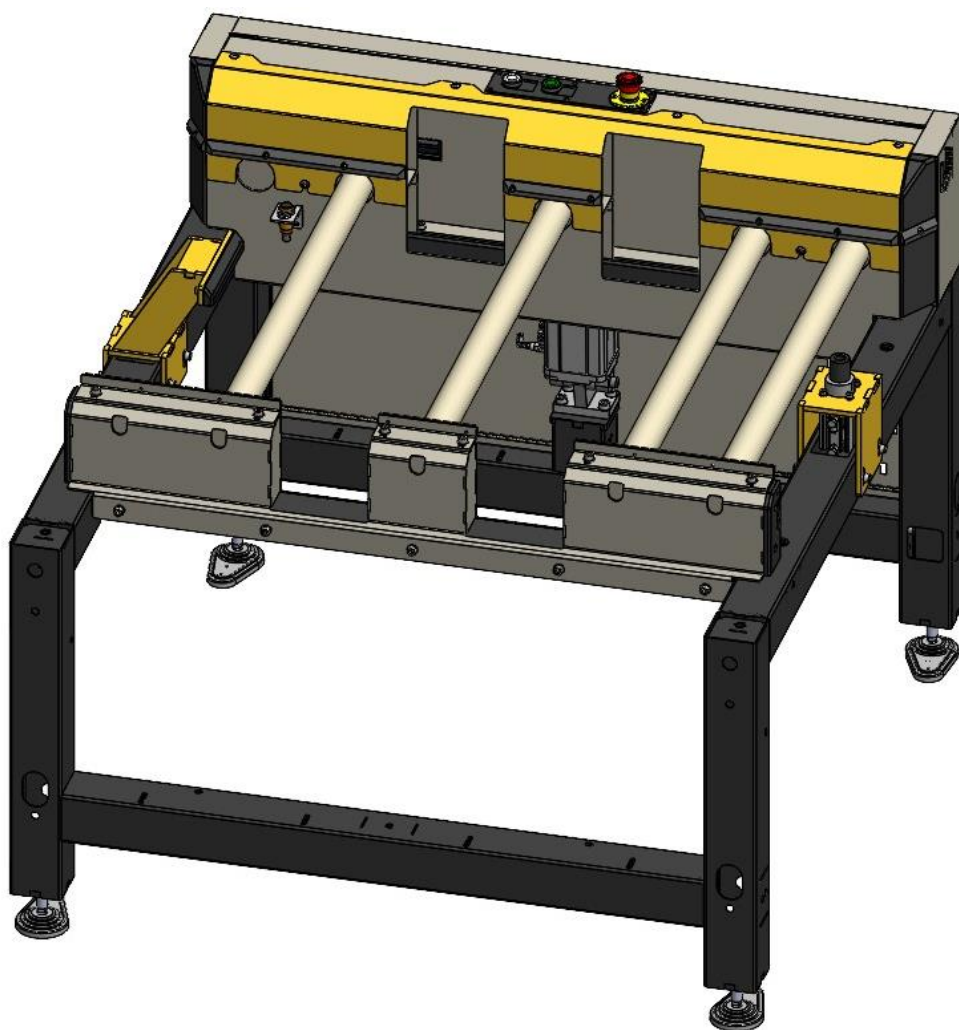
Problém je tedy řešen pneumatickým stoperem umístěným před prvním válečkem dopravníku. Konkrétně se jedná o narážkový válec s konstantní montážní výškou od firmy SMC s označením RSDQA40-30BFZ. Na jeho konci je připevněn váleček z polyamidu, který slouží jako kontaktní část, do níž paleta může narazit, jde o snadno vyměnitelný náhradní díl. Kontrola polohy stoperu je zde prováděna pomocí jazýčkových snímačů jak v zasunuté, tak ve vysunuté pozici. Kvůli bezpečnosti se jedná o válec dvojčinný s pružinou, což znamená, že v případě odpojení hadic či výpadku zdroje vzduchu se válec samovolně vysune a blokuje tak cestu případným paletám.

Tab. 4 Parametry pneumatického stoperu

Narážkový pneumatický válec SMC – RSDQA40-30BFZ	
Konstrukce	Dvojčinný pneumatický válec s pružinou
Průměr válce	40 mm
Průměr pístnice	25 mm
Zdvih	30 mm
Max. tlak	1,0 MPa

## 4.2 VÁLEČKOVÝ DOPRAVNÍK NEPOHÁNĚNÝ

Tato část konstrukce stroje vychází ze stejného návrhu jako u poháněné části dopravníku. Prostor tohoto dopravníku slouží jako odkládací prostor pro vadné kusy. V zásadě jedinými rozdíly jsou použité válečky, které mají stejnou délku jako válečky na poháněném dopravníku, ale nejsou osazeny ozubenými koly. Je tak možné použít totožnou konstrukci dopravníku. Další výhodou této konstrukce je, že v budoucnu je zde prostor pro snadné předělání dopravníku na poháněný. Tato možnost je do budoucna potenciálně možná v kombinaci s rozšířením větve pro vadné kusy o více segmentů dopravníku, čímž by se vytvořil zásobník pro tyto kusy a obsluha by tak nemusela každý vadný kus neprodleně odstraňovat z dráhy.



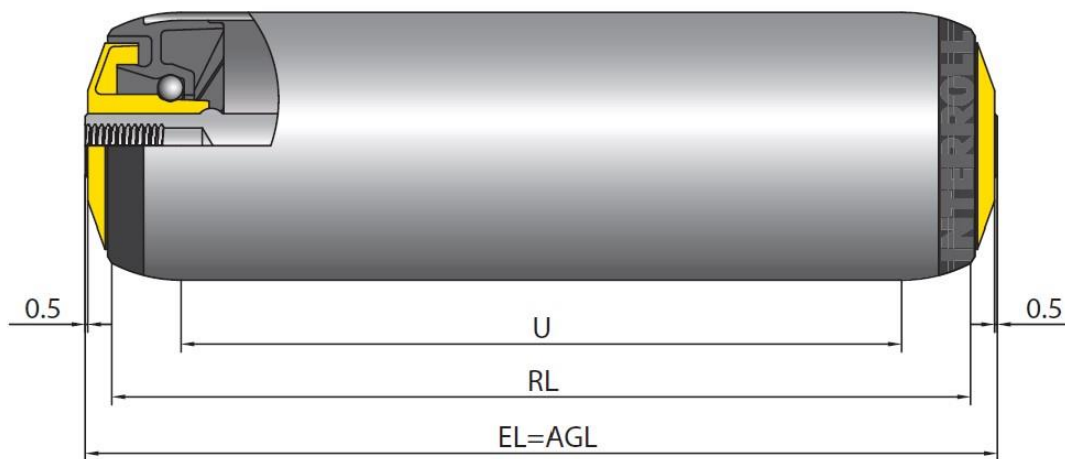
Obr. 38 Celkový model samotného dopravníku

### 4.2.1 NÁVRH VÁLEČKŮ

Jak již bylo popsáno, vzhledem k totožné konstrukci dopravníku je zde možné použít válečky s podobnými základními parametry, jako je délka a průměr válečku. Konkrétní váleček byl opět vybrán z katalogu firmy Interroll. Specifické podstatné parametry válečku jsou v následující tabulce.

Tab. 5 Parametry zvolených válečků [8]

Váleček nepoháněný	
Průměr pláště	50 mm
Tloušťka pláště	1,5 mm
Průměr hřídele	12 mm
Způsob montáže	Vnitřní závit M8
Celková délka hřídele	850 mm
Instalační délka hřídele	850 mm
Maximální statická nosnost	350 N
Maximální rychlost	0,3 m/s
Materiál pláště	Ocel – Galvanicky pozinkovaná
Materiál ložiskového pouzdra	Polyamid
Ložiska	Kuličkové ložisko z polypropylenu s ocelovými kuličkami

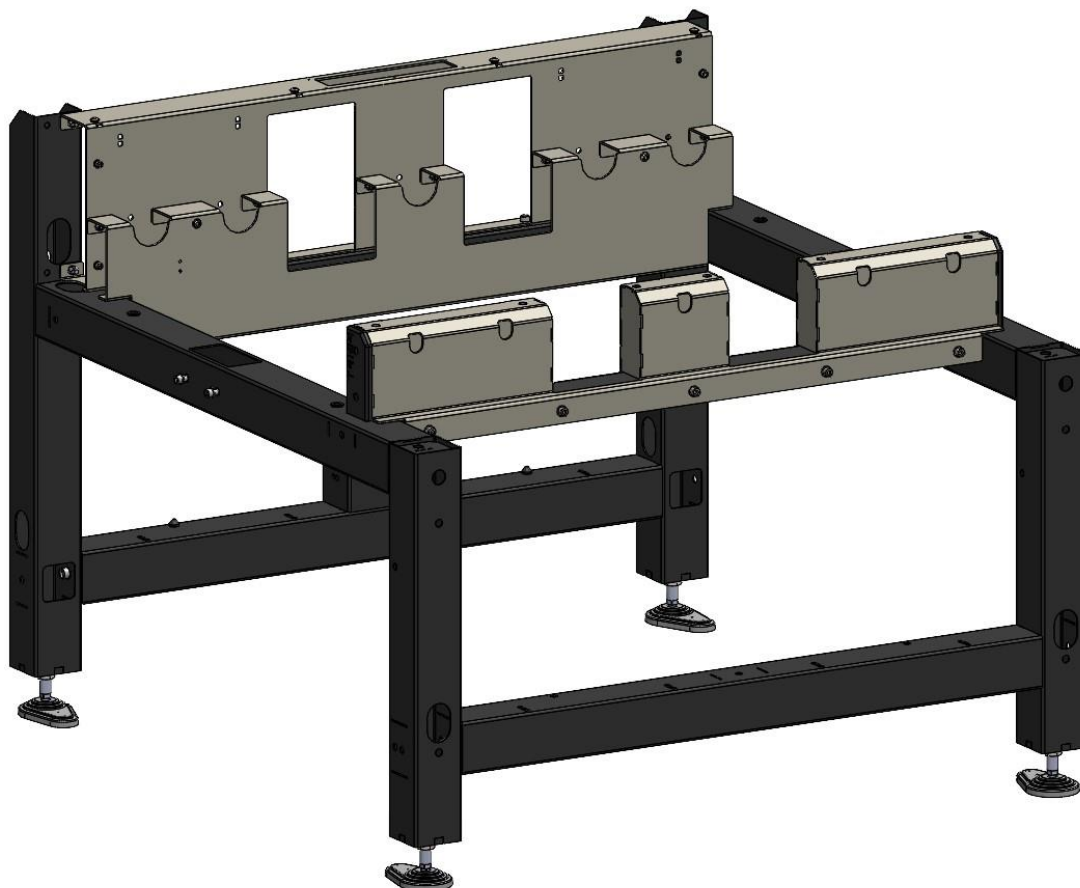


Obr. 39 Popis gravitačního válečku firmy Interroll [8]

#### 4.2.2 NÁVRH RÁMU

Konstrukce nosného rámu a tohoto segmentu je takřka totožná s rámem poháněného dopravníku. Jediným rozdílem je v tomto případě poloha pásového dopravníku, kvůli tomu jsou umístěny výřezy s vynechanými válečky na jiných pozicích. Stejná konstrukce byla použita zaprvé pro zjednodušení celého návrhu, ale také především kvůli možné budoucí úpravě

dopravníku na poháněný. V budoucnu je tak v tomto provedení možné vyměnit válečky za variantu s řetězovými koly a přidat motor. V případě této úpravy by také pravděpodobně došlo k napojení dalších segmentů dopravníku, čímž by se vytvořil větší zásobník pro vadné kusy.



*Obr. 40 Základní konstrukce dopravníku*

#### **4.2.3 KONTROLA POLOHY**

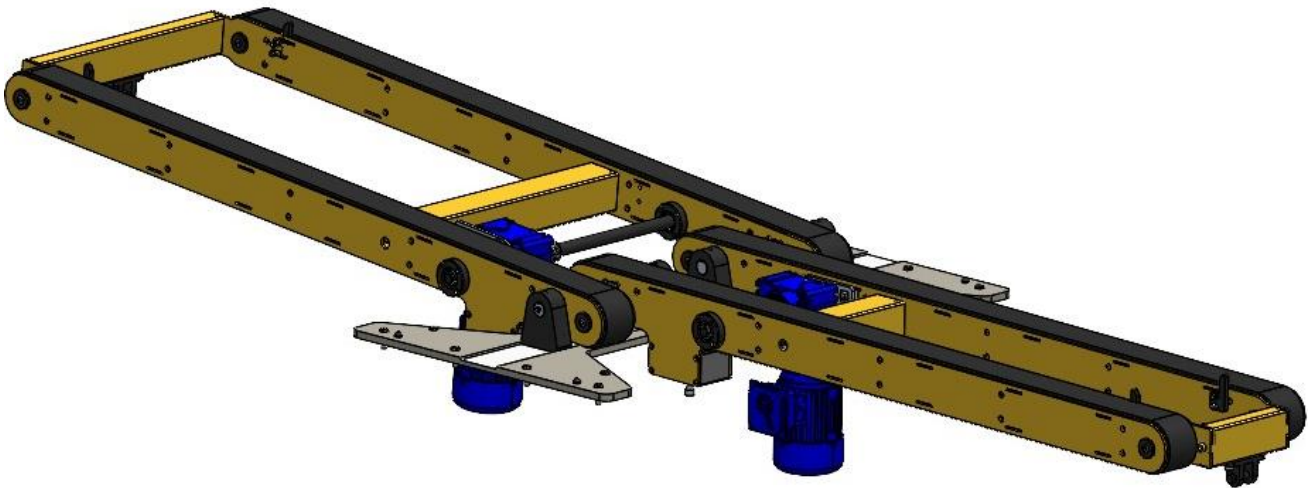
Kontrola polohy je v tomto případě řešena stejným způsobem jako na poháněném dopravníku, zde však tento snímač plní odlišnou funkci. Jednak funguje jako signál pro zastavení pásového dopravníku, což bude blíže popsáno v další kapitole. Dále ale také funguje jako signál pro stroj, že jednotka je na dopravníku umístěna obsluhou do správného místa a je tedy možné odeslat kus na test do komory.

#### **4.2.4 STOPER**

Jako zabránění nechtěnému vyjetí palety z dopravníku je opět umístěn stoper na výstupu. Jedná se o stejný druh stoperu jako u poháněného dopravníku, tedy RSDQA40-30BFZ od firmy SMC. Umístěn je na straně dopravníku, odkud dochází k odběru či zavezení jednotky ze stroje, na opačné straně dopravníku je statický stoper, jenž vymezuje přesnou polohu, na kterou je potřeba zajet pro odbavení jednotky na opětovný test *Obr. 38*.

### 4.3 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Zásadním bodem této práce je následující část, která pojednává o návrhu pásového dopravníku. Tento dopravník slouží k přesunutí palety s jednotkou z dopravníku do komory a následně také k odsunutí jednotky do odkládacího prostoru s vadnými kusy, neboli na nepoháněný dopravník popsany výše. Jako výsledný koncept byl vybrán pohon ozubeným řemenem místo hladkého pásu z důvodu větší únosnosti a potřebné údržby výsledného dopravníku. Konstrukce samotná se však příliš neliší od případné varianty s hladkým pásem.



*Obr. 41 Model samostatných segmentů řemenového dopravníku*

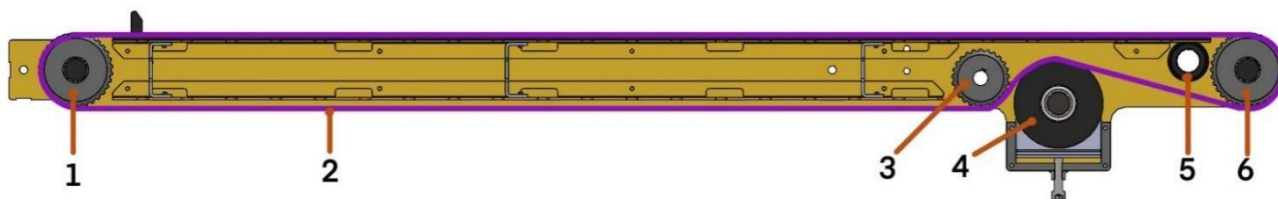
Prvním bodem řešení tohoto problému bylo určit, jak bude řemenový dopravník zakomponován do válečkového tak, aby tyto dva spolu žádným způsobem nekolidovali. Řešení je znázorněno v předchozích částech práce, kde jsou tyto mezery v dopravníku vytvořené vynecháním některých válečků popsány.

Dále bylo nutné vyřešit návaznost jednotlivých řemenových dopravníků na sebe. Vzhledem ke zvolenému způsobu zdvihu dopravníku byla zvolena možnost vyobrazená na *Obr. 41*. V tomto případě se tedy oba dopravníky protínají na svém konci, který je umístěn uvnitř komory. Z toho důvodu je nutné, aby měl každý z dopravníků jinou šířku. Pro zjednodušení konstrukce a zachování modularity je však zvolen koncept, u kterého se oba dopravníky skládají ze stejných poháněných segmentů a liší se pouze v příčce, která obě ramena spojuje, a v délce hnací hřídele.

Možnost, při které by na sebe dopravníky volně navazovaly, není v tomto případě možná kvůli způsobu zdvihu. V takovém případě, že je jeden či oba dopravníky nakloněny a neprotínají se, by jednotka v okamžiku dosažení přechodu mezi oběma dopravníky najížděla hranou na vodící řemenici, což je nežádoucí.

#### 4.3.1 VEDENÍ ŘEMENE

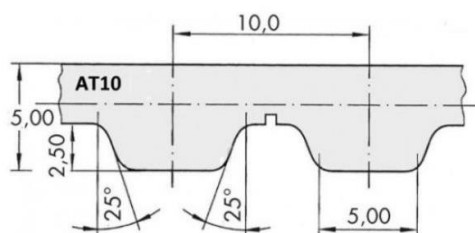
První podstatnou částí je způsob, jakým bude řemen zaveden, poháněn, a tvarován. Vzhledem k umístění dopravníku byla většina standardních způsobů těžce integrovatelná, bylo tedy přistoupeno k poměrně nestandardnímu tvarování pásu.



Obr. 42 Vedení pásu v rámu dopravníku

Na obrázku *Obr. 42* je fialovou linkou znázorněno, jakým způsobem je řemen rozložen mezi poháněcí řemenicí (3), rozvodnými řemenicemi (1 a 6) a napínací kladkou (4). Na pozici (5) je pak viditelné kluzné pouzdro, ve kterém je umístěna osa, okolo níž se následně celý dopravník naklání při pracovním cyklu. Tímto a dalšími prostorovými omezeními bylo nakonec dosaženo umístění pohonné řemenice a motoru na pozici (3). Motor takto zůstane uvnitř komory, kde bude dobře chráněn, zaplní jinak nevyužitý prostor a především bude působit svou tíhou na stále velice malém rameni.

Vzhledem ke snaze o co nejužší profil dopravníku byly rozměry jednotlivých komponent zvoleny jako nejmenší dle dovolených parametrů. Nejdříve byl zvolen profil zubu řemene a řemenice. Po konzultaci s výrobcem ozubených řemenů firmy TYMA byl následně zvolen standardní profil ATK 10 *Obr. 43*.



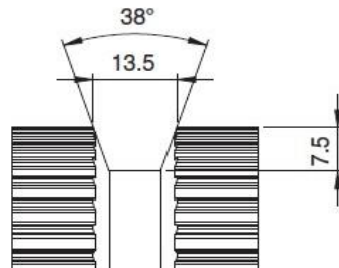
Obr. 43 Rozměry zubů řemene ATK10 [24]

Parametry pohonných i podpěrných kladek a řemenic pro tento druh ozubení je následně důležité vybrat dle doporučených průměrů a počtů zubů. Dodržením těchto pravidel se zvyšuje životnost pásu a je zaručena jeho správná funkce.

Minimum pulley number of teeth and minimum idler diameter			
PROFILE	ATK10	TYPE OF CORD	
		STANDARD	ARAMID
Drive without reverse bending 	Timing pulley $z_{\min}$	25	25
	Idler running on belt teeth $d_{\min}$	80 mm	80 mm
Drive with reverse bending 	Timing pulley $z_{\min}$	25	25
	Idler running on belt back $d_{\min}$	120 mm	120 mm

Obr. 44 Minimální rozměry pohonných a pomocných řemenic/kladek pro řemen ATK10 [11]

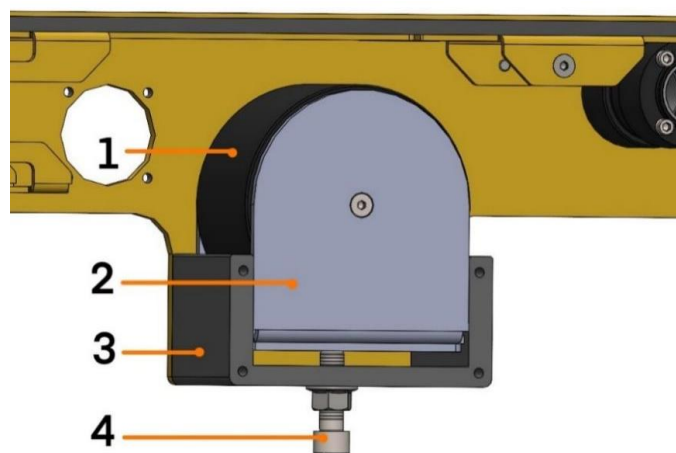
Další zásadní částí je vedení řemene, zde byl opět vzhledem k povaze a rozměrům zvolen způsob vedení pomocí vodícího klínu. V tomto případě byl zvolen klín s příslušným označením K13. Pro tento druh naváděcího klínu je pak rozměr naváděcí drážky v řemenici dle *Obr. 45*. Tato drážka je obrobena ve všech řemenicích a v kluzném podpěrném plastu.



*Obr. 45 Profil drážky v řemenici pro naváděcí klín [11]*

Na základě těchto informací byly tedy následně navrženy všechny komponenty a to sice. Řemenice pohonu o průměru 77,75 mm s počtem zubů 25. Šířka byla následně zvolena dle finálních rozměrů konstrukce dopravníku na 77 mm. S pohonnou hřídelí je pak spojena drážkou pro pero. Podpěrné řemenice na koncích dopravníku jsou rozměrově vybrány tak, aby vyhovovaly ostatním rozměrům konstrukce, a to tedy průměr 100 mm s počtem zubů 32. Řemenice je dále umístěna na ložiscích SKF 6006 a ose, která dále funguje také jako prvek konstrukce rámu dopravníku. Oba druhy těchto řemenic jsou vyrobeny z polotovaru v podobě hliníkové ozubené hřídele, která se standardně dodává v délce 160 mm, což je vhodné pro výrobu vždy dvou kusů řemenic.

Napínání pásu zobrazeno na následujícím *Obr. 46*, je zprostředkováno kladkou (1), která je umístěna v těsné blízkosti poháněné řemenice. Napínací kladka je umístěna na ose v kuse (2), tento díl je následně zasazen do vodícího pouzdra (3), jenž je umístěno mezi bočními stěnami rámu dopravníku. Vůle v uložení těchto částech jsou zvoleny tak, aby se napínací kladka mohla volně pohybovat ve směru proti pásu a zároveň nedocházelo k jejímu nežádoucímu nahýbání. Výška kladky a tímto i napětí se dá nastavit šroubem (4), který je následně po nastavení požadovaného napětí pásu možné zafixovat kontramaticí ve spodní části vodícího pouzdra. Rozměr kladky byl opět zvolen dle tabulky na *Obr. 44*. V případě výměny pásu je možné celý tento blok napínání (3) snadno odejmout a pás sejmout z dopravníku.



*Obr. 46 Napínací kladka řemene*



Poslední bod této části je plocha, po které se tře řemen ve funkční části dopravníku. Zde tuto funkci zastává deska z kluzného plastu, v jehož středu je vyfrézována drážka ve tvaru vodícího klínu *Obr. 45*. Toto zabraňuje možnému sklouznutí pásu z této plochy. Kluzná deska je vyrobena z kluzného plastu s označením PE-UHMW 1000. Jedná se o polyethylen, jenž má dle výrobce výborné kluzné vlastnosti, je otěruvzdorný, je vhodný pro třískové obrábění a hodí se pro výrobu vedení řetěží i řemenů. Deska je dále připevněna ke zbytku rámu zapuštěnými šrouby s kuželovou hlavou a vnitřním šestihranem.



*Obr. 47 Kluzný plast řemenového dopravníku*

#### 4.3.2 ŘEMEN

Správné parametry řemene jsou jednou z nejdůležitějších částí dopravníku. Profil zubu a vodícího klínu byl zvolen v souladu s navrženými řemenicemi, tedy ATK10-K13. Šířka řemene pak byla zvolena dle prostorových možností, jež vychází z válečkového dopravníku a mezer v něm. Dle katalogu standardních šířek řemene byl nakonec zvolen rozměr 75 mm. Délka pásu byla vypočítána dle výše znázorněného modelu *Obr. 42* na 3510 mm. Další parametry řemene byly zvoleny po osobní konzultaci s výrobcem pásu a na základě podmínek provozu. Na páse je tedy přidána pojezdová vrstva z nitrilové pryže, která zlepšuje přilnavé vlastnosti pásu vůči paletě a také značně prodlužuje jeho životnost.

*Tab. 6 Parametry navrženého řemene pro výrobu*

Dopravní ozubený řemen s přidanou transportní vrstvou	
Materiál pásu	Polyuretan
Materiál transportní vrstvy	NTS 060 – 4 mm (černá)
Typ spoje	Nekonečný pás svařovaný
Profil ozubení	AT 10
Druh naváděcího klínu	K13
Šířka	75 mm
Délka	3510 mm
Měrná hmotnost řemene	0,4 kg/m

### 4.3.3 POHON

V následující části je popsán proces výběru vhodného pohonu pro jeden segment dopravníku. Hmotnost přepravovaného tělesa byla zde započítána s rezrvou jako 100 kg.

#### OBVODOVÁ HNACÍ SÍLA

Pro výpočet minimálního potřebného výkonu motoru dopravníku je třeba nejdříve vypočítat obvodovou hnací sílu na pásech. Následující výpočty zanedbávají například opory napínacích kladek a podpěrných řemenic. Jedná se tedy pouze o orientační výsledné hodnoty výkonu a je třeba na toto brát zřetel při výběru motoru. [25]

$$F_O = [(m_j + k_{\dot{r}} \cdot m_{\dot{r}} \cdot l_{\dot{r}}) \cdot \mu + m_j \cdot h_a] \cdot g \quad (12)$$

$$F_O = [(100 + 2 \cdot 0,3 \cdot 1650) \cdot 0,4 + 100 \cdot 0,08] \cdot 9,81 = 474,76 \text{ N}$$

kde  $k_{\dot{r}}$  je počet řemenů dopravníku poháněného jedním motorem,  $m_{\dot{r}}$  je měrná hmotnost řemene z Tab. 6,  $l_{\dot{r}}$  je celková délka dopravníku (a zároveň délka řemene pohybujícího se po kluzné desce),  $\mu$  je součinitel tření mezi řemenem a deskou a  $h_a$  je opravní výška ve vysunutém stavu dopravníku.

Obvodovou hnací sílu je dále potřeba zvětšit provozním součinitelem. Ten zahrnuje zvětšení síly vlivem dynamiky rozjezdu, prostředí a četností provozu. Pro zadaný provoz je zvolena hodnota  $k_p=1,5$ . [26]

$$F_{Omax} = F_O \cdot k_p \quad (13)$$

$$F_{Omax} = 1,5 = 712,14 \text{ N}$$

Obvodová hnací síla pro jeden řemen je pak :

$$F_{O1} = \frac{F_{Omax}}{2} \quad (14)$$

$$F_{O1} = \frac{718,5}{2} = 356,07 \text{ N}$$

#### PŘEDPĚTÍ V ŘEMENECH

Přesto, že ozubený řemen nemusí být předepnutý takovou silou jako hladký, i zde je nutné zachovat určitou hodnotu předepnutí ve spodní větvi dopravníku. Výrobce uvádí přibližnou doporučenou hodnotu tohoto předepnutí dle následujícího vztahu.

$$F_N \geq 0,5 \cdot F_{O1} \quad (15)$$

$$F_N \geq 0,5 \cdot 359,25 = 178,04 \text{ N}$$

**VÝSLEDNÉ SÍLY V ŘEMENECH**

Pro výpočet výsledné síly v řemenu je následně nutné sečíst hodnotu předepnutí s obvodovou hnací silou.

$$F_{\check{r}} = F_N + F_{O1} \quad (16)$$

$$F_{\check{r}} = 178,04 + 356,07 = 534,11 \text{ N}$$

**MOMENT NA ŘEMENICI**

Výpočet potřebného momentu pro pohon je pak dán základním vztahem:

$$M_{\check{r}} = F_{Omax} \cdot \frac{D_{h\check{r}}}{2} \quad (17)$$

$$M_{\check{r}} = 712,14 \cdot \frac{0,07775}{2} = 27,68 \text{ Nm}$$

kde  $d_{h\check{r}}$  je průměr hnací řemenice.

**OTÁČKY MOTORU**

Otáčky motoru jsou spočteny dle již použitého základního vztahu:

$$n_{\check{r}} = \frac{v}{\pi \cdot D_{h\check{r}}} \quad (18)$$

$$n_{\check{r}} = \frac{12}{\pi \cdot 0,07775} = 49,13 \text{ min}^{-1}$$

kde požadovaná maximální rychlost je  $v = 12 \text{ m/min}$

**VÝKON MOTORU**

$$P_{\check{r}} = F_{Omax} \cdot v \quad (19)$$

$$P_{\check{r}} = 712,14 \cdot 0,2 = 142,43 \text{ W}$$

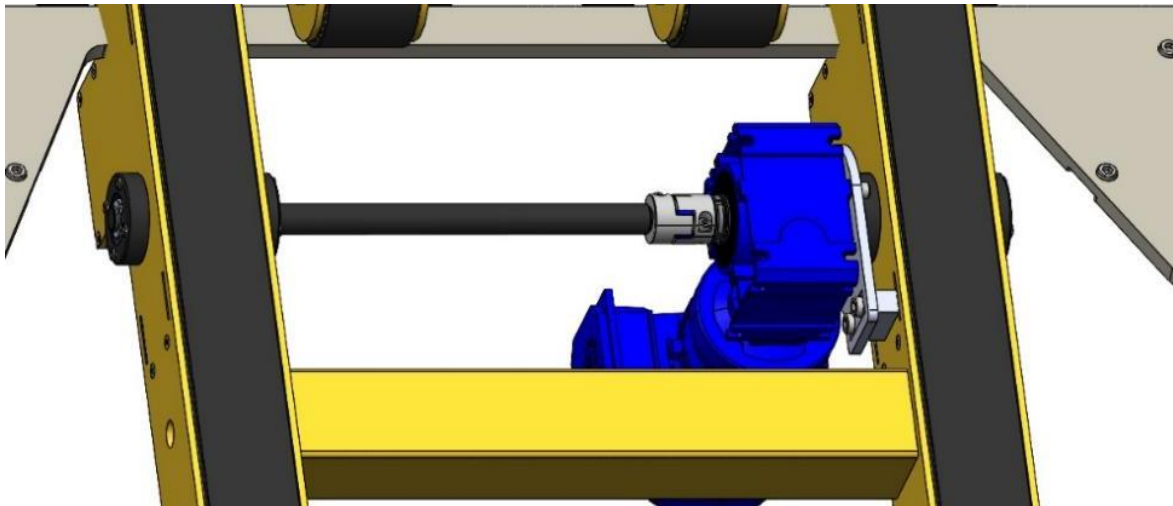
Dle spočtených hodnot byl následně zvolen motor nejbliže vyhovující všem parametrům. Výsledný motor se šnekovou převodovkou a jeho parametry jsou popsány v následující tabulce.

Tab. 7 Parametry motoru řemenového dopravníku [22]

Parametry motoru NORD - SK 1SI50 - IEC71 - 71SP/4 B14 C105	
Otáčky motoru	1415 min <sup>-1</sup>
Převodový poměr	30
Výstupní otáčky	47 min <sup>-1</sup>
Výstupní moment	32,7 Nm

<b>Výkon</b>	0,25 kW
<b>Frekvence</b>	50 Hz
<b>Třída účinnosti</b>	IE3
<b>Výstupní hřídel</b>	25mm dutá hřídel s perodrážkou
<b>Hmotnost</b>	11 Kg

Motor je následně umístěn na jednom z ramen dopravníku pomocí svařované příruby *Obr. 48*. Otáčky jsou následně přeneseny na pás hnací řemenicí, jež je s motorem spojena dvěma hřídelemi, které jsou spojeny spojkou. Díky tomuto způsobu dělení hřídele je segment s připojeným motorem univerzálnější při různých šířkách dopravníků a také se tímto značně zjednodušuje montáž dopravníku.



*Obr. 48 Umístění motoru na segmentu dopravníku*

#### 4.3.4 SPOJKA

Hřídel pohonu je rozdělena u motoru a spojena pružnou spojkou trasco. Tento způsob je zvolen z několika technických i praktických důvodů. V první řadě použitím spojky se snižuje nárok na výrobní tolerance některých navazujících dílů a celkovou přesnost složení konstrukce dopravníku. Vzhledem k tomu, že celá konstrukce je šroubovaná a nedosahuje velkých přesností jako je například souosost ložisek u poháněných řemenic, může toto řešení značně prodloužit životnost těchto ložisek a dalších navazujících dílů. Další výhodou je také snadná montáž a demontáž celého segmentu dopravníku, jenž je provázán s dalšími částmi stroje a jeho složení by bez tohoto členu bylo poměrně komplikované. Poslední neméně důležitou výhodou je také modularita. Na stroji se nachází tento dopravník ve dvou konfiguracích, které mají rozdílnou rozteč ramen dopravníku. Díky použití dvou spojených hřídelí mezi těmito rameny je rameno, na kterém je přímo umístěn motor, vždy naprosto stejné a dle konfigurace se liší pouze protilehlé rameno, a to jen v délce pohonné hřídele se spojkou.

Tab. 8 Doporučené velikosti spojek a přenesitelný moment na nich [27]

Size	Recommended M coupling Type Hub Bore Dia. [mm] and Transmissible Torque [Nm], Valid for shaft tolerances k6																																	
	Ø 4	Ø 5	Ø 6	Ø 7	Ø 8	Ø 9	Ø 10	Ø 11	Ø 12	Ø 14	Ø 15	Ø 16	Ø 19	Ø 20	Ø 22	Ø 24	Ø 25	Ø 28	Ø 30	Ø 32	Ø 35	Ø 38	Ø 40	Ø 42	Ø 45	Ø 48	Ø 50	Ø 55	Ø 60					
7	0,7	0,8	1	1,1																														
9	1,1	1,4	1,7	1,9	2,2	2,5	2,8	3																										
14			2,5	2,9	3,3	3,7	4,1	4,6	5	5,8	6,2	6,6																						
19/24							23	25	27	32	34	36	43	45																				
24/28							23	25	27	32	34	36	43	45	50	54	57	63																
28/38										58	62	66	79	83	91	100	104	116	124	133	145													
38/45													79	83	91	100	104	116	124	133	145	158	166	174	187									
42																	217	243	261	278	304	330	348	365	391	417	435							
48																	299	335	359	383	419	455	479	503	539	575	599	659						
55																					356	387	407	428	458	489	509	560	611					
65																							558	586	628	670	697	767	837					

Spojka byla zvolena na základě výpočtu kroučícího momentu z části 4.3.3 Pohon. Dále také dle možných rozměrů a průměru pohonných hřídel z

Tab. 8. Konečnou volbou je tedy spojka o velikosti 19/24 na hřídel o průměru 20 mm. Tato spojka je schopna přenést kroučící moment až 45 Nm, což naprosto vyhovuje výsledkům předchozích výpočtů.

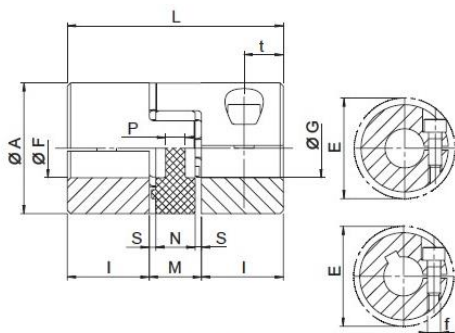


Fig. 1

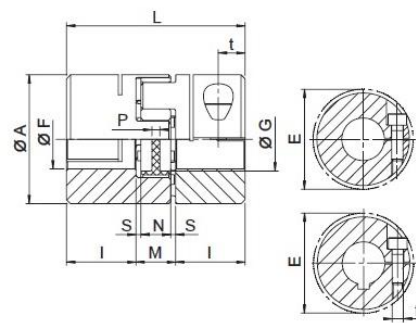


Fig. 2

Size	F min [mm]	F max [mm]	f	Ms [Nm]	Hub		n <sub>max</sub> [min <sup>-1</sup> ]
					W [kg]	J [kgm <sup>2</sup> ]	
<b>ALUMINUM HUBS</b>							
7	3	7	M2	0,35	0,003	0,085 x 10 <sup>-6</sup>	40.000
9	4	9	M2,5	0,75	0,007	0,42 x 10 <sup>-6</sup>	28.000
14	6	15	M3	1,4	0,018	2,6 x 10 <sup>-6</sup>	19.000
19/24	10	20	M6	11	0,071	18,1 x 10 <sup>-6</sup>	14.000
24/28	10	28	M6	11	0,156	74,9 x 10 <sup>-6</sup>	10.600
28/38	14	35	M8	25	0,240	163,9 x 10 <sup>-6</sup>	8.500
38/45	19	45	M8	25	0,440	465,5 x 10 <sup>-6</sup>	7.100
<b>STEEL HUBS</b>							
42	25	50	M10	70	2,100	3.095 x 10 <sup>-6</sup>	6.000
48	25	55	M12	120	2,900	5.160 x 10 <sup>-6</sup>	5.600
55	35	70	M12	120	4,000	9.737 x 10 <sup>-6</sup>	5.000
65	40	80	M14	190	5,800	17.974 x 10 <sup>-6</sup>	4.600

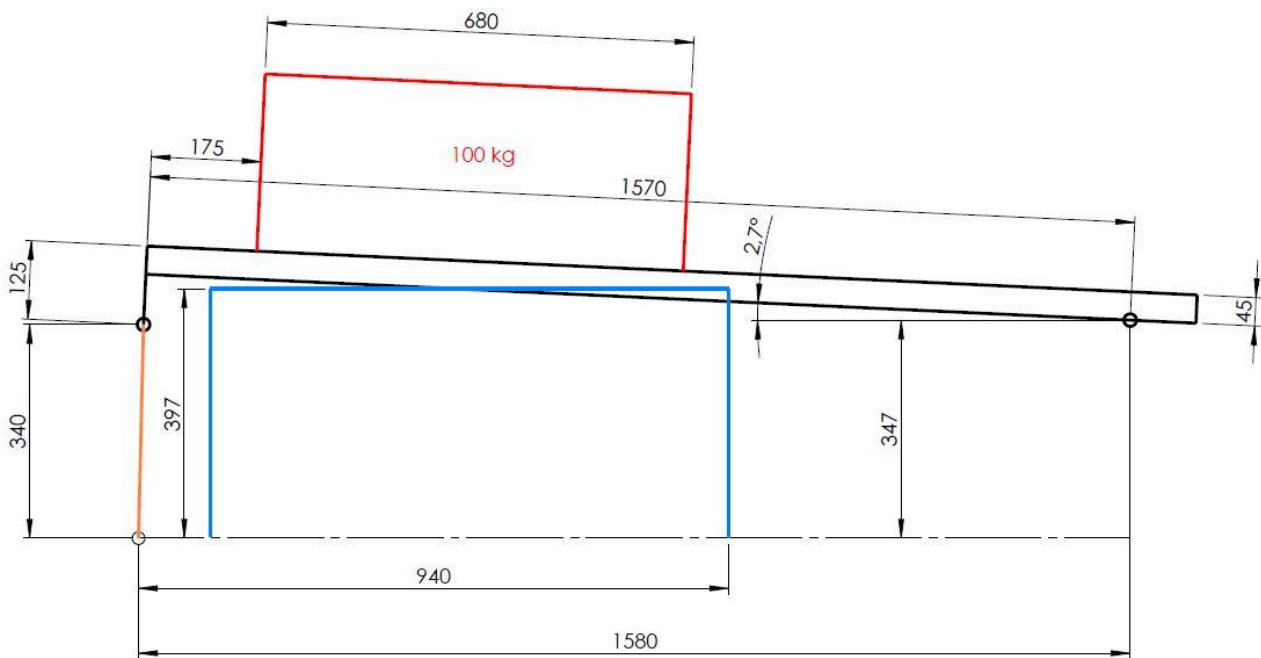
Keyway position	A [mm]	G [mm]	L [mm]	I [mm]	M [mm]	N [mm]	S [mm]	P [mm]	t [mm]	E [mm]	Fig.
<b>ALUMINUM HUBS</b>											
-	14	-	22	7	8	6	1,0	6	4	15,0	1
-	20	7,2	30	10	10	8	1,0	2	5	23,4	1
180°	30	10,5	35	11	13	10	1,5	2	5,5	32,2	1
120°	40	18	66	25	16	12	2,0	3,5	12	45,7	1
90°	55	27	78	30	18	14	2,0	4	12	56,4	2
90°	65	30	90	35	20	15	2,5	5,2	13,5	72,6	2
90°	80	38	114	45	24	18	3,0	5,6	16	83,3	2
<b>STEEL HUBS</b>											
-	95	46	126	50	26	20	3,0	5,6	20	78,8	2
-	105	51	140	56	28	21	3,5	6	21	108,0	2
-	120	60	160	65	30	22	4,0	9	26	122,0	2
-	135	68	185	75	35	26	4,5	8,3	27,5	139,0	2

Obr. 49 Ostatní parametry spojek [27]

#### 4.3.5 ZDVIH DOPRAVNÍKU

Jako u všech částí tohoto stroje bylo i zde zásadním parametrem vybrat řešení, jenž bude principiálně nejjednodušší a současně cenově nejpříjemnější. Především z tohoto důvodu byl zvolen systém, u něhož se nezvedá celý řemenový dopravník nad válečkový, ale pouze se nakloní tak, aby se dostatečně přizvedla část nacházející se uvnitř válečkového dopravníku. Jednotka následně tedy zajede do komory nakloněná a po přijetí na požadovanou pozici se dopravník opět sklopí do vodorovné pozice. Dopravník se tedy natáčí kolem osy na konci, který je umístěn uvnitř komory a natáčen kolem této osy je pneumatickým válcem, který se nachází na druhém konci a je umístěn v boku válečkového dopravníku, kde je snadno přístupný. Možnost naklánění jednotky s paletou byla konzultována s klientem, který s těmito podmínkami bez výhrad souhlasil.

Pro navržení zdvihu bylo nutné nejdříve navrhnout základní geometrii pohybu a z toho vycházející rozměry dopravníku a úhel jeho natočení *Obr. 50*.



*Obr. 50 Základní rozměry naklopeného dopravníku s břemenem*

Následně bylo třeba zvolit element, který bude toto zvednutí dopravníku zprostředkovávat. Vzhledem k tomu, že většina pohonů na stroji je pneumatická, byla i zde zvolena varianta s pneumatickým válcem. Válec byl vybrán na základě síly působící na zvedaný konec pásového dopravníku v nejméně příznivém položení jednotky, tedy pokud je umístěna co nejdále od osy, kolem které se otáčí dopravník při zdvižném pohybu.

Dle tohoto parametru je následně třeba zvolit vhodnou velikost válce. Zde byl zvolen válec od firmy SMC s následujícími parametry.

Tab. 9 Parametry válce řemenového dopravníku

Pneumatický válec SMC – CD55B80-80M	
Konstrukce	Dvojčinný pneumatický válec
Průměr válce	80 mm
Průměr pístnice	25 mm
Zdvih	80 mm
Max. tlak	1,0 MPa

### VÝPOČET SÍLY VÁLCE

- Činná plocha válce při vysouvání pístnice

$$S_{V1} = \pi \cdot \frac{D_{V1}^2}{4} = \pi \cdot \frac{80^2}{4} = 5026,55 \text{ mm}^2 \quad (20)$$

kde průměr válce  $D_{V1} = 80 \text{ mm}$ .

- Síla válce při vysouvání pístnice

$$F_{V1} = p_{pr} \cdot S_{V1} = 0,5 \cdot 5026,55 = 2513,28 \text{ N} \quad (21)$$

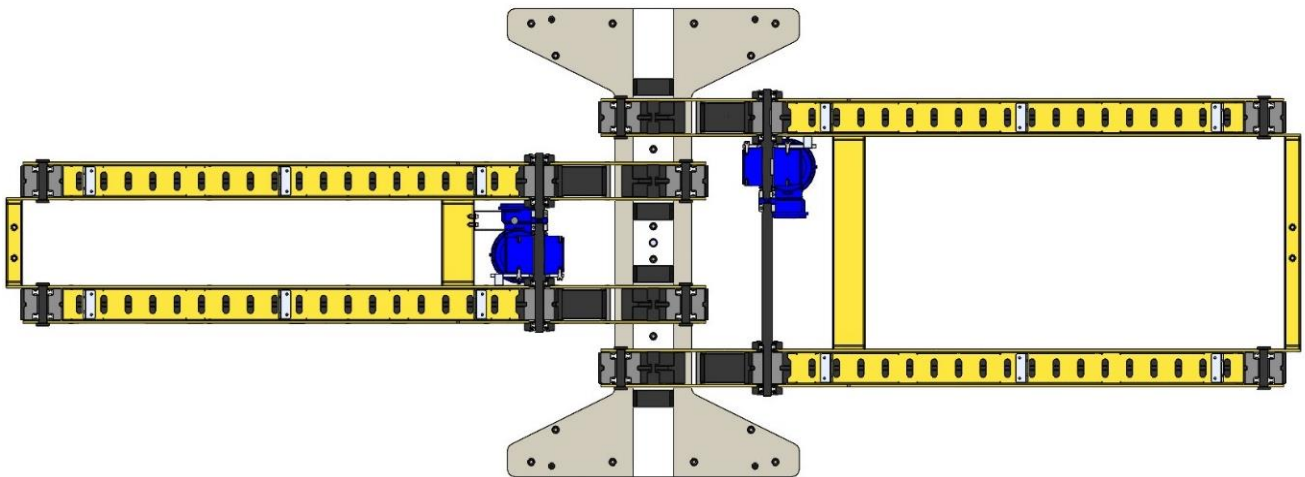
kde provozní tlak na přívodu válce  $p_{pr} = 0,5 \text{ MPa}$ .

Je zjevné, že válec je pro toto použití předimenzovaný. Tyto rozměry jsou však zvoleny především tak, aby byl válec totožný s válcem použitým u části stroje se zavedením palety. Z hlediska nákupu, například náhradních dílů, je tak jednodušší mít co nejvíce stejných dílů.

Jako bezpečnostní prvek je zde přidán škrticí ventil se vzduchem ovládaným zpětným ventilem s označením ASP330F. Tento prvek je umístěn na patřičné straně válce tak, aby dopravník nebylo možné sklopit jinak než tlakovým vzduchem v protilehlé straně válce, na jehož přívod je ovládání tohoto ventilu napojeno. Pokud tedy nastane situace, při které je odpojen zdroj vzduchu, válec zůstane vysunut v aktuální pozici a nemůže se tak samovolně zasunout a způsobit škody v případě havárie. Na opačné straně válce je umístěn běžný škrticí ventil pro regulaci rychlosti chodu válce stejně jako u většiny válců použitých na stroji.

#### 4.3.6 RÁM

Rám je navržen tak, aby skládání jeho jednotlivých ramen k sobě bylo co nejsnadnější. Nejen z tohoto důvodu je na místě, aby byl rám co nejlehčí. Pro redukci hmotnosti konstrukce je zde tedy provedena simulace a dle ní navržené změny.



Obr. 51 Řez celým systémem dopravníku

#### 4.3.7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU

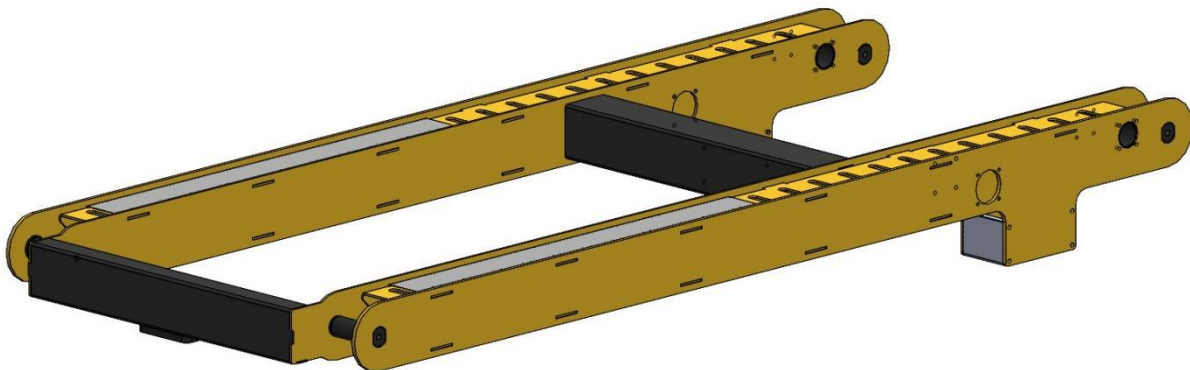
Součástí zadání práce je také analyzovat rám dopravníku, vyhodnotit výsledky a navrhnout změny pro jeho odlehčení. V následující části je tedy popsána analýza metodou konečných prvků prvotního návrhu a dvou následovných úprav tohoto rámu.

Model potřebný pro analýzu byl zpracován v programu SolidWorks. Pro samotnou analýzu byl pak použit program Simulia Abaqus.

Pro následující konstrukci byl zvolen materiál v podobě běžné konstrukční oceli 11 523 (1.0570) s mezí kluzu 335 MPa.

#### ÚPRAVA MODELU PRO SIMULACI

Jako první bylo nutné vytvořit zjednodušený model rámu bez částí, které nejsou pro analýzu zcela podstatné. Zvolena byla verze dopravníku v širším provedení. Na Obr. 52 je znázorněno, jak tento model ve výsledku vypadá. Jeho hmotnost, která je jedním z hlavních srovnávacích kritérií, je v tomto stavu 53,9 kg.

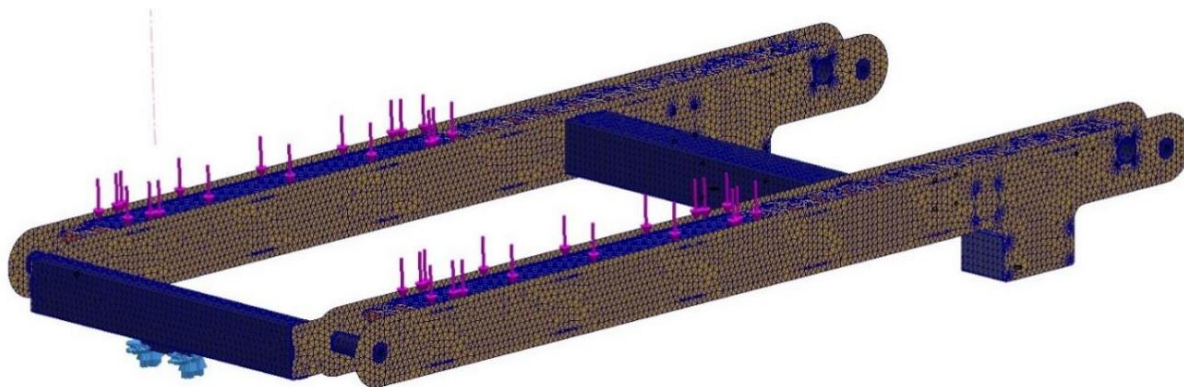


Obr. 52 Upravený model dopravníku



### PARAMETRY SIMULACE

Poté, co byl model zjednodušen a zbaven dílů, jež nemají zásadní vliv na pevnost rámu byl importován do požadovaného programu. Zde byla tělesa nahrazena skořepinovou sítí. Dále byla vygenerována síť v tomto případě byla použita kombinovaná s velikostí elementu 10 mm a tolerancí 0,5 mm. Po vykreslení má síť 89109 prvků a 173887 uzlů. Síť můžeme považovat za kvalitní.



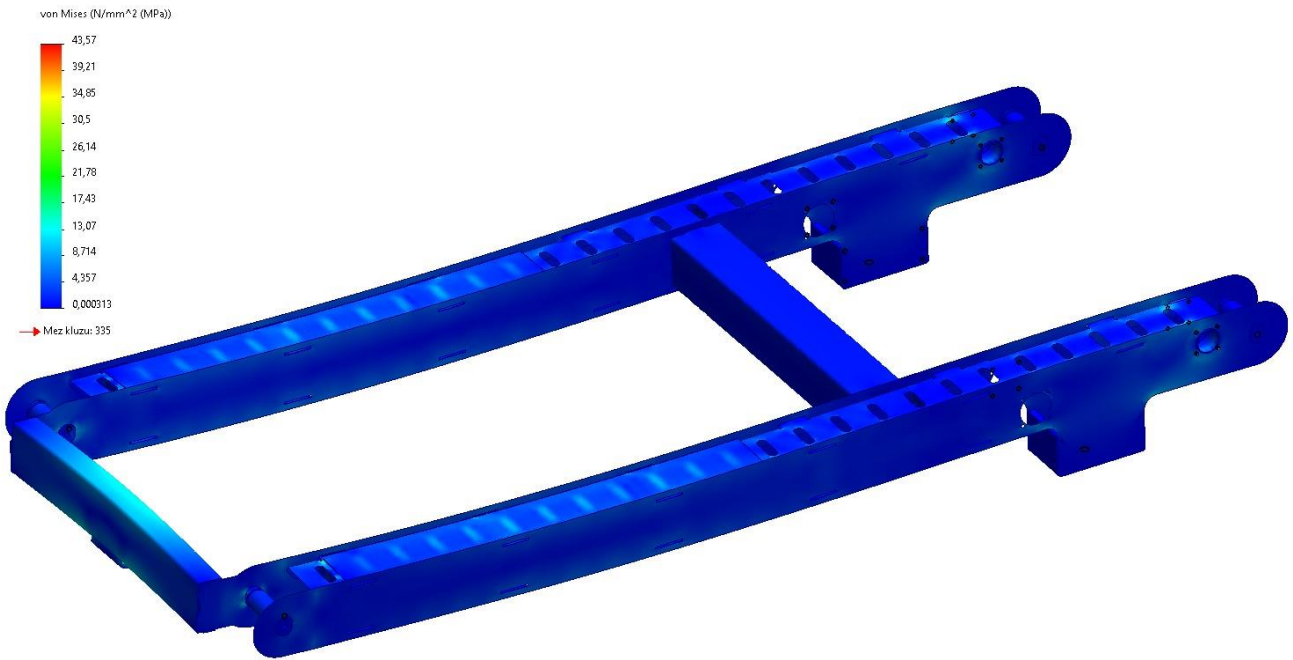
Obr. 53 Ukázka vygenerované sítě

Následně byly zvoleny okrajové podmínky a to sice. Pevná vazba bez posunutí a s rotací pouze v ose vodících tyčí byla aplikována v kluzných pouzdech, kde dochází k naklánění celého dopravníku. Další pevná vazba bez posunutí a všech rotací byla zvolena v místě připojení konce pneumatického válce.

Zatěžující síla od palety byla pak aplikována v bodě, kdy je paleta v nejméně příznivém místě na dopravníku. To znamená co nejbližší válci při nadzvednutí jednotky nad dopravník. Hmotnost palety byla zde brána jako 100 kg a odpovídající síla je rozložena do míst polohy palety na pomocnou plochu odpovídající jejím rozměrům. Síla je také aplikována pod odpovídajícím úhlem, jelikož se jedná o situaci, kdy je dopravník nakloněn nad dopravníkem.

### VÝSLEDKY SIMULACE

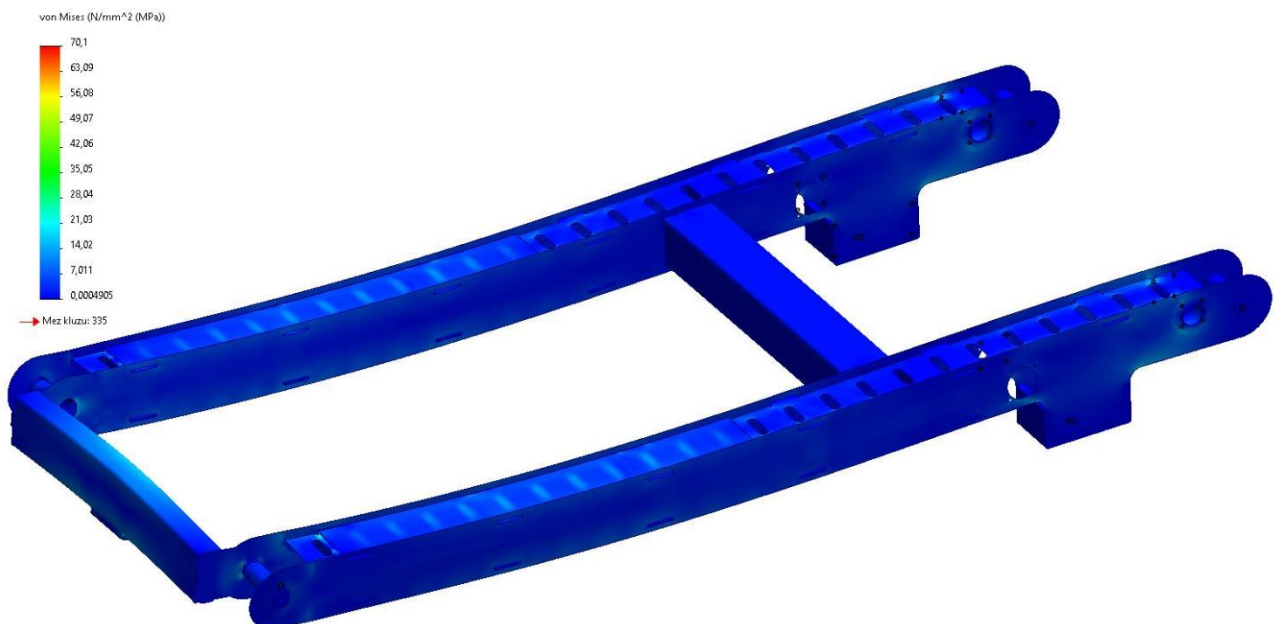
Po provedení simulace je zřejmé, že konstrukce je předimenzovaná, je zde prostor k jejímu odlehčování. Hlavní koncentrace napětí se nacházejí v oblastech podpěr a v některých vrubech, jež vyplývají z konstrukce. Nejvyšší napětí má zde hodnotu 43,57 MPa.



Obr. 54 Výsledné napětí v prvotním návrhu rámu

## ODLEHČENÍ RÁMU 1

Jako první krok v odlehčení konstrukce bylo přistoupeno ke ztenčení bočních stěn ramen z 6 mm na 3 mm. Touto změnou bylo dosaženo snížení hmotnosti na 41,5 kg, tedy o 12,4 kg oproti prvotnímu návrhu. Je viditelné, že napětí se začalo rovnoměrněji rozkládat do celé konstrukce. Hodnota maximálního napětí však vzrostla na 70,1 MPa, což je stále dostatečně nízká hodnota.

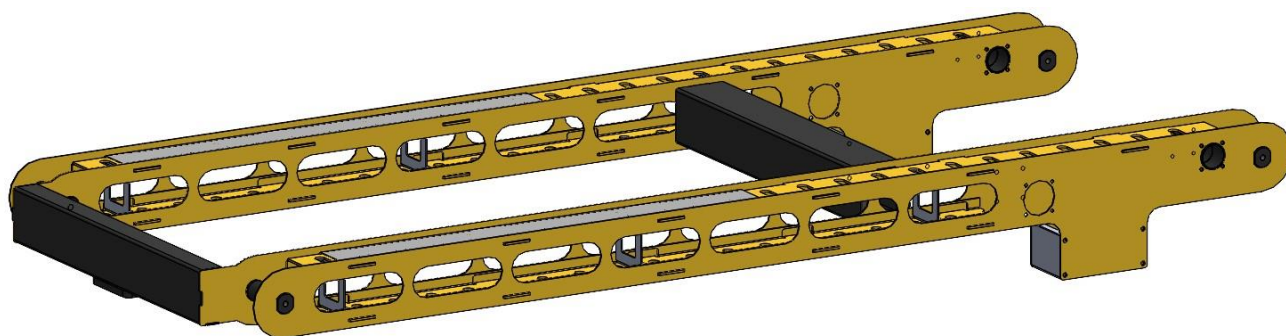


Obr. 55 Výsledné napětí v modelu s tenčími stěnami

## ODLEHČENÍ RÁMU 2

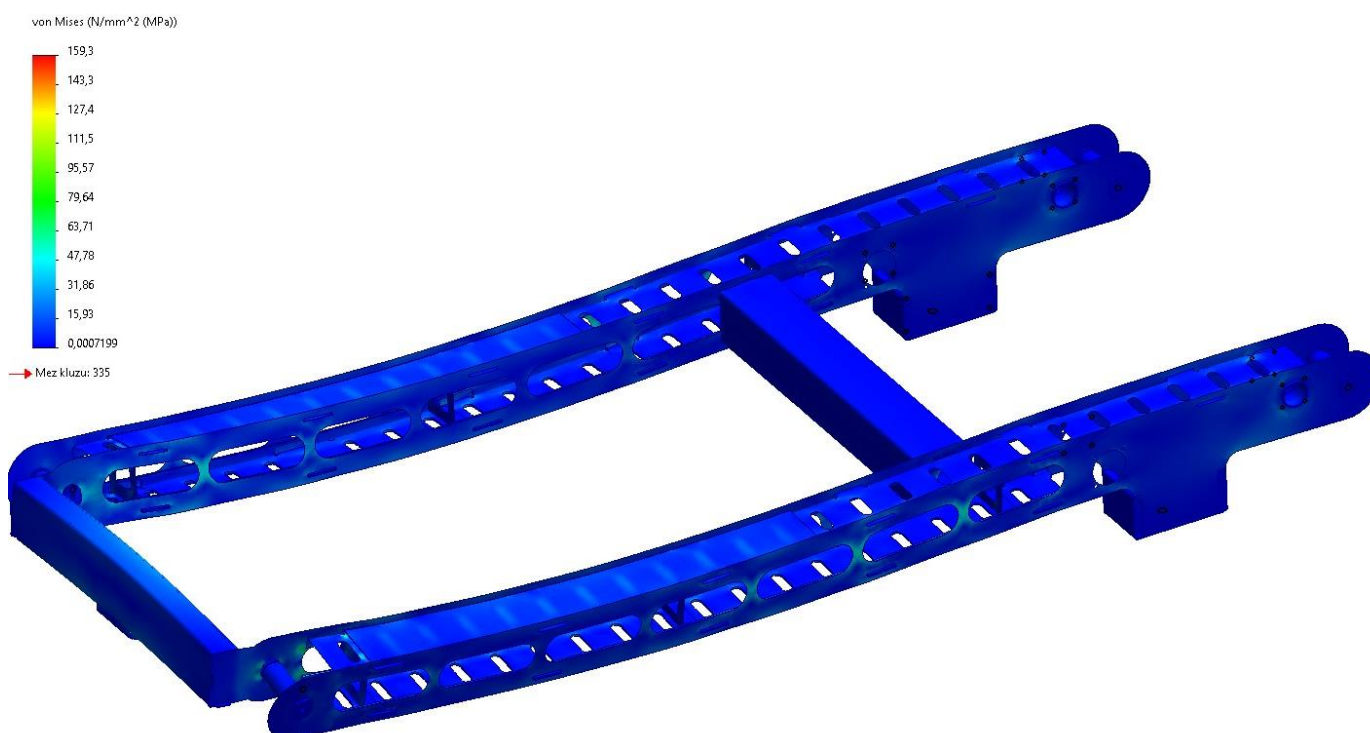
Jako finální úprava byly boční stěny ramen ztenčeny znovu, a to na 2 mm, dále byly přidány oválné výřezy, v oblasti pohonné řemenice a napínací kladky byly stěny ponechány bez výřezů z důvodů bezpečnosti.

Síť byla vygenerována dle stejných parametrů jako u předchozích analýz. Počet elementů se však kvůli složitějšímu tvaru bočnic zvedl na 93130.

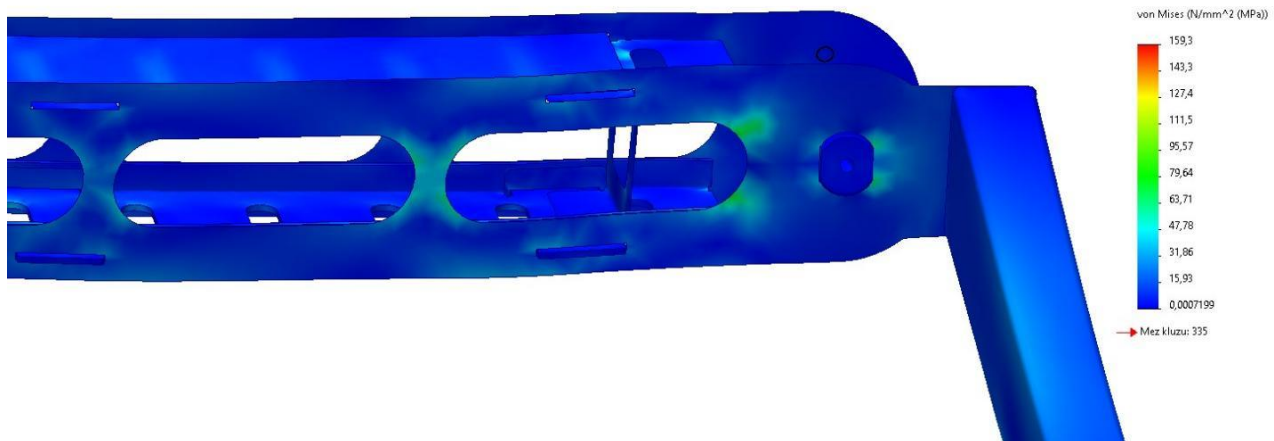


Obr. 56 Odlehčený model rámu s výřezy v bočních stěnách

Na Obr. 56 a Obr. 57 je viditelné jakým způsobem se začalo koncentrovat napětí v oblastech odlehčovacích výřezů. I přes značnou redukci materiálu však maximální napětí zůstává na přijatelných hodnotách.



Obr. 57 Napětí ve výsledném odlehčeném rámu



Obr. 58 Detail oblastí s vyšší koncentrací napětí

### VYHODNOCENÍ ÚPRAV

Po vyhodnocení prvotního návrhu byly následně zhodnoceny i další dvě úpravy modelu. U konečné verze, která stále splňuje bezpečnost rámu, bylo dosaženo snížení hmotnosti o 23,4 kg. Největší napětí na rámu stoupl ze 43,57 MPa na 159,3 MPa. Výsledná bezpečnost je pak vyhodnocena na základě vztahu (22) na 2,1.

$$k_s = \frac{R_{ek}}{\sigma_{sk}} \quad (22)$$

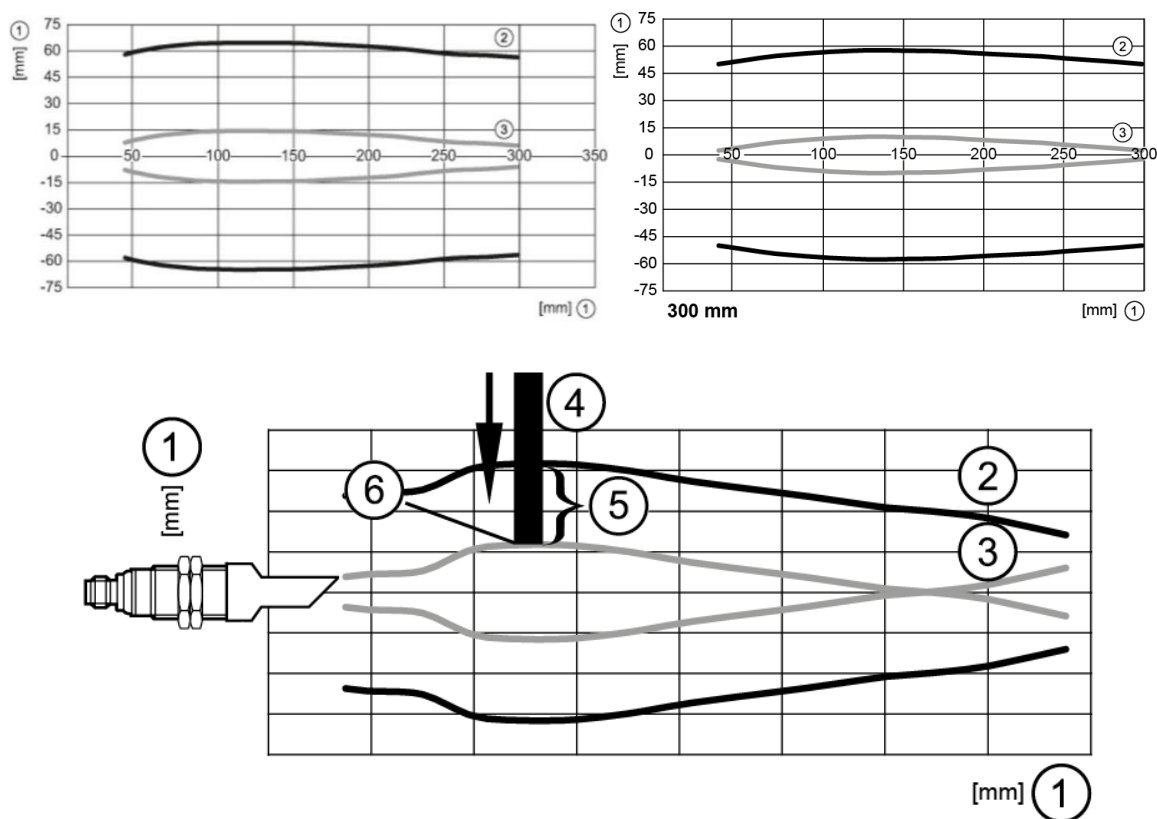
$$k_s = \frac{335}{159,3} = 2,1$$

kde  $R_{ek}$  je mez kluzu použité oceli a  $\sigma_{sk}$  je maximální napětí výsledného modelu.

#### 4.3.8 KONTROLA POLOHY

Kontrola polohy pásového dopravníku jako takového při zdvihu nad válečkový dopravník je zprostředkována pomocí jazýčkových snímačů umístěných přímo na válci v k tomu určených drážkách. Snímána je jak poloha sklopeného, tak vysunutého snímače jako kontrola pro pohyb dalších částí stroje.

Další částí je také kontrola polohy palety na dopravníku, je zde nutné kontrolovat koncovou polohu na válečkovém dopravníku, aby bylo možné jednotku spustit na válečky a také polohu uvnitř polohy, aby bylo možné spustit jednotku v přibližném středu komory. Ke snímání polohy jednotky v požadovaném místě nad válečkovým dopravníkem je využit snímač, jenž snímá také koncovou polohu na dráze. Tento způsob kontroly je možný jednak díky poloze snímače. Ten je umístěn tak, aby snímal vždy náběžný roh palety. V zásadě se tady mění pouze směr, ze kterého palety nad snímač najedou. Vzhledem k tomu, že při příjezdu jednotky po pásové dopravníku je vzdálenost palety od snímače značně větší než při příjezdu po válečcích, bylo nutné zvolit ultrazvukový snímač. Konkrétně jde o ultrazvukový senzor od firmy IFM s označením UGT 212. Jeho spínací vzdálenost je bez použití nátrubku 40 až 300 mm. Aby však bylo dosaženo větší přesnosti zastavení palety, byl tento již výše zmíněný nátrubek přidán, čímž se také mění charakteristika odezvy snímače, jak je popsáno na následujících grafech odezvy snímače.



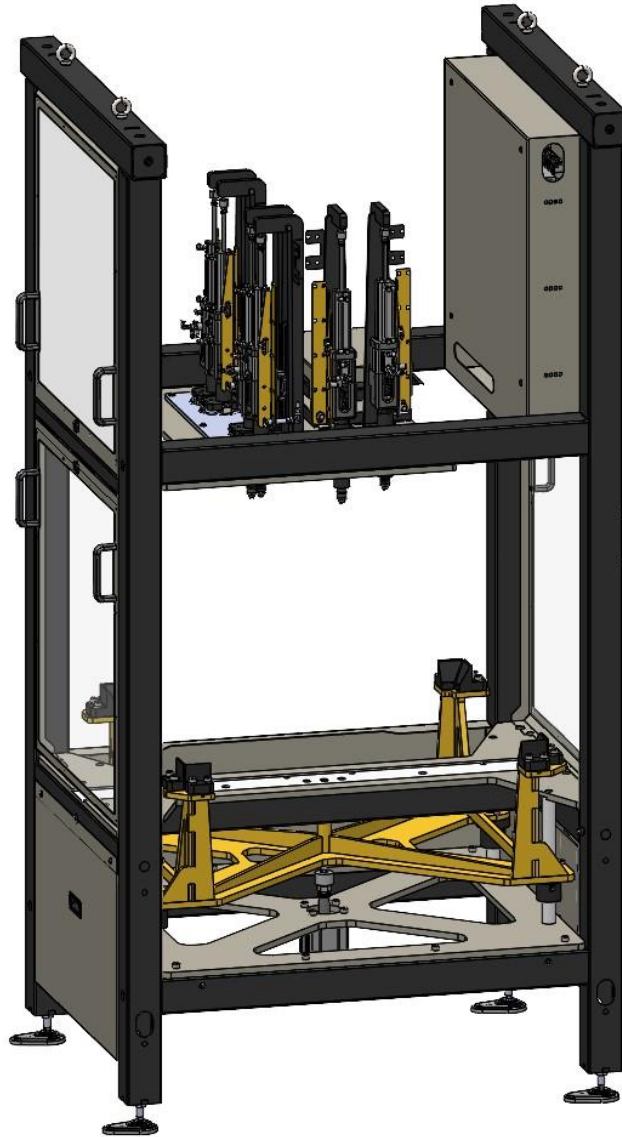
Obr. 59 Znáornění oblastí v rozsahu ultrazvukového snímače [16]

Spodní graf popisuje oblasti ultrazvukového pole: 1 – Vzdálenost, 2 – Měřicí oblast, 3 – Graf při zapnutí/vypnutí, 4 – Terč, 50 % cíle v detekční oblasti, 5 – Spínací bod.

Levý horní graf pak znázorňuje pole snímače bez redukce a pravý s nasazenou redukcí. Přes to, že rozdíl není na první pohled znatelný, v praxi toto zaostření dokáže udělat značný rozdíl.

## 4.4 TESTOVACÍ KOMORA

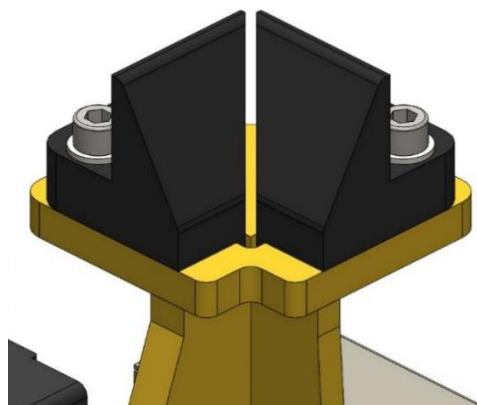
Testovací komora se v principu skládá ze dvou hlavních částí, z části, která má za úkol uvést paletu s jednotkou do přesné polohy, vůči druhé části, kterou je soustava automatických přípojovacích modulů.



*Obr. 60 Testovací komora*

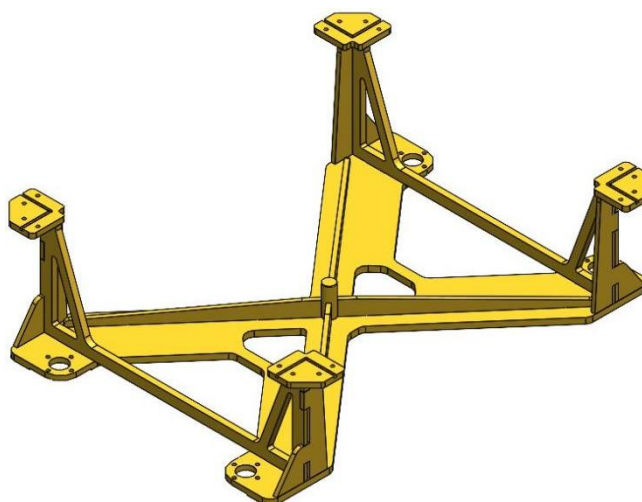
### 4.4.1 POLOHOVÁNÍ PALETY

Poté, co je paleta s jednotkou zavezena do přibližného středu komory, je dále nutné ji co nejpřesněji ustavit tak, aby bylo možné připojit těsnicí prvky do požadovaných trubek. Toto je zajištěno pomocí zdvižného segmentu s náběhovými rohy *Obr. 61*.



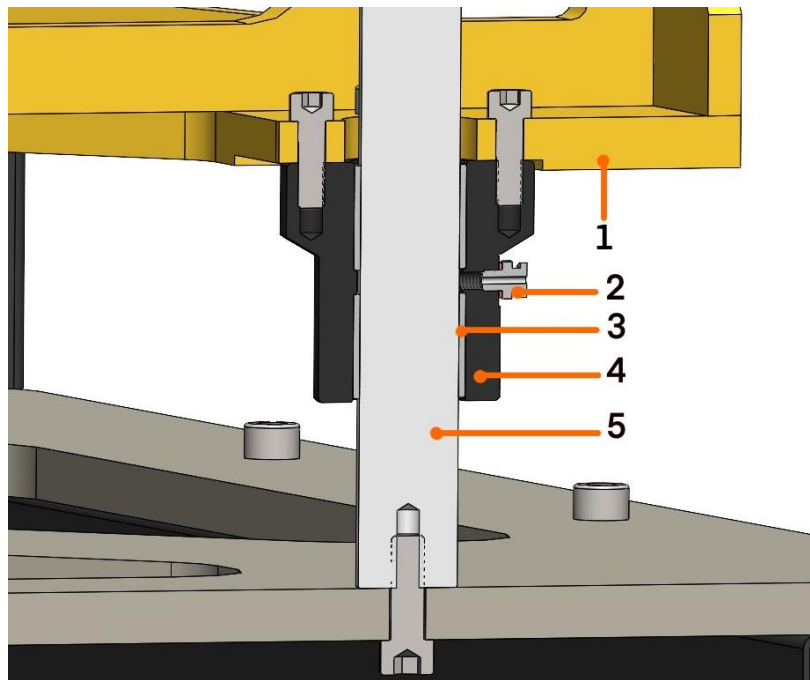
Obr. 61 Nastavitelné vystředovací rohy

Celá výsuvná konstrukce na Obr. 62 je zasunuta pod úroveň řemenového dopravníku, dokud jednotka nedojede do komory a nezastaví na příslušném ultrazvukovém snímači, který je umístěn na dopravníku. Dále se tato konstrukce vysune o osmdesát milimetrů a náběhové rohy tak zavedou jednotku na patřičné místo a zároveň ji nadzvednou nad pás dopravníku. Samotná zvedaná část má hmotnost 58,2 kg. Hmotnost zvedané jednotky je zvolena 100 kg. Dále je také nutno vzít v potaz odpor ve vedení konstrukce a válec zvolit s dostatečnou bezpečností.



Obr. 62 Zdvíhací část zavádění palety

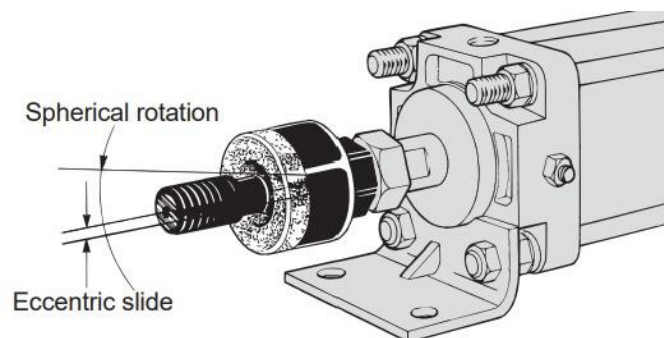
Vedení konstrukce je znázorněno na Obr. 63. Zprostředkováno je čtyřmi vodicími tyčemi (5), po kterých celá deska klouže pomocí kluzných pouzder SKF PCM 303430 E (3) (jedná se o stejná kluzná pouzdra, která jsou použita na řemenovém dopravníku pro naklání rámu). Tato kluzná pouzdra jsou uložena vždy dvě za sebou v pouzdře (4), které je následně připevněno na desce zdviže (1). Uložení tyčí i pouzder je volné, tím je zajištěno vhodné nastavení roztečí bez potřeby přísných geometrických tolerancí. Tolerance je však nutné vhodně zvolit při kotování souososti děr pro kluzná pouzdra a u kolmosti dosedací plochy tohoto pouzdra vůči této díře. Dosedací plochy na desce jsou po svaření konstrukce také obrobeny a je důležité zachovat rovnoběžnost všech čtyř rohů. Pro údržbu je v pouzdře (4) mezi oběma kluznými pouzdry (3) umístěn mazací bod (2).



Obr. 63 Uložení vedení v řezu

Stejně jako u řemenového dopravníku je i zde nutno zvolit vhodný válec pro pohon zdviže. Vzhledem k potřebnému zdvihu a síle válce byl zde zvolen totožný model válce jako u zdviže řemenového dopravníku, tedy válec firmy SMC z Tab. 9, který má průměr 80 mm a zdvih také 80 mm.

Vzhledem k bezpečnosti mechanismu je i zde použit škrticí ventil se vzduchem ovládaným zpětným ventilem. Stejně jako u řemenového dopravníku je i zde zafixována poloha vysunutého válce tak, aby v případě nehody se nemohl volně spustit. Snímání polohy válce je opět v zasunutém i vysunutém stavu zprostředkováno jazýčkovými snímači v drážce na válci. Válec je pevně spojen s rámem stroje, kde je umístěn na spodní straně spodní základové desky na Obr. 60. Samotná zdvihaná konstrukce je však spojena s válcem přes kompenzační hlavici s označením JA50-16-150 od firmy SMC. Tento prvek má za úkol kompenzovat výrobní nepřesnosti a tolerance v propojení základního rámu válce a zdvihané konstrukce, jak je znázorněno na Obr. 64.

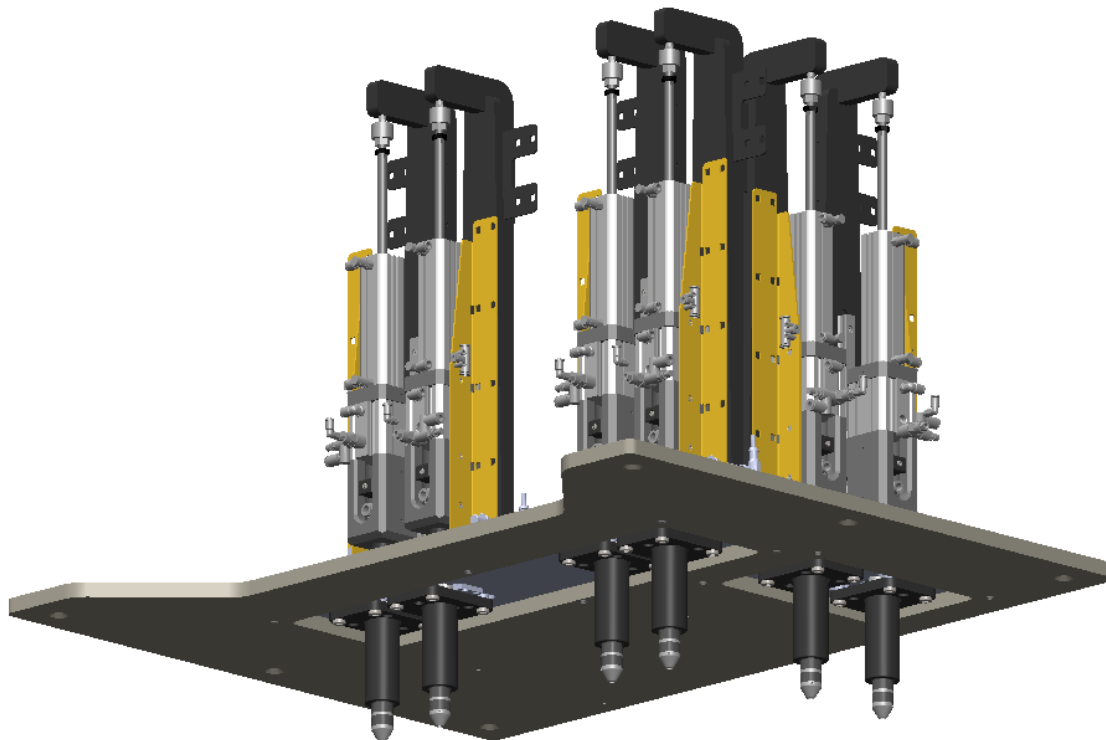


Obr. 64 Znázornění pohybu kompenzační hlavice [14]



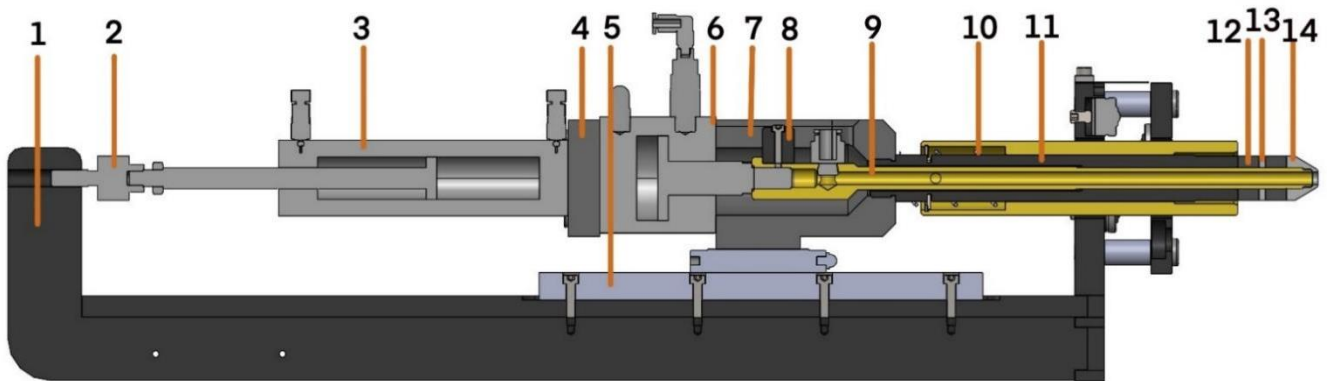
#### 4.4.2 AUTOMATICKÉ PŘIPOJENÍ

Hlavním cílem celého projektu je otestovat těsnost hydromodulu. Vzhledem k tomu, že testování se provádí pomocí úniku stlačeného vzduchu napuštěného do modulu, je třeba se do něj automaticky připojit, a to s velkou těsností vzhledem k vysokým nárokům na přesnost měření. Značně problematické jsou však výrobní nepřesnosti, kvůli kterým se poloha a úhel natočení připojovacích trubek může lišit na každém kusu.



Obr. 65 Soustava automatických přípojí

Celá soustava se skládá ze šesti připojovacích modulů Obr. 65, které jsou totožné a pouze složené v pravé či levé verzi dle pozice v systému. Funkce modulu je popsána na Obr. 66. Celý modul je ovládán pomocí dvou pneumatických válců. První válec (3) zasouvá celý utěšňovací mechanismus směrem do jednotky. Po zasunutí přípoje správným způsobem do trubky testovaného objektu by mělo dojít k nadzvednutí vnější snímací trubky (10), na jejímž konci je umístěn ocelový kolík, který aktivuje indukční snímač (více na Obr. 67). Pokud je podmínka aktivního indukčního snímače splněna, může upínací proces pokračovat dál, jde tedy o jednoduchou detekci správného zasunutí přípoje. Pokud se tento snímač po vysunutí válce neaktivuje, znamená to, že nedošlo k připojení a stroj vyhodnotí pokus o připojení jako neplatný, což vede k odeslání jednotky na vadnou stranu dopravníku. Pokud vše probíhá bez komplikací, upínací modul dále zasune válec (6), který je napojen na táhlo (9) a k válci (3) je připojen deskou (4). Tímto posunem dojde ke stlačení těsnících gumových kroužků (12), jež následně vyplní a utěsní prostor trubky. Jelikož jsou tyto těsnící kroužky opakovaným upínáním značně opotřebovávány, je možná jejich rychlá výměna. Po odšroubování hlavy (14) je možné kroužky sejmout a nahradit je novými. Mezi dvěma těmito kroužky se nachází ocelová podložka (13) k separaci kroužků. Jelikož při zasouvání a navádění přípoje do trubek dochází k častému otěru těchto špiček, je u nich zvolena úprava nitridací. Aby byla demontáž kroužku možná, bylo nutné zajistit díl (9) proti otáčení, což má za úkol vymežovací kostka (8), jež je umístěna v drážce kostky (7).

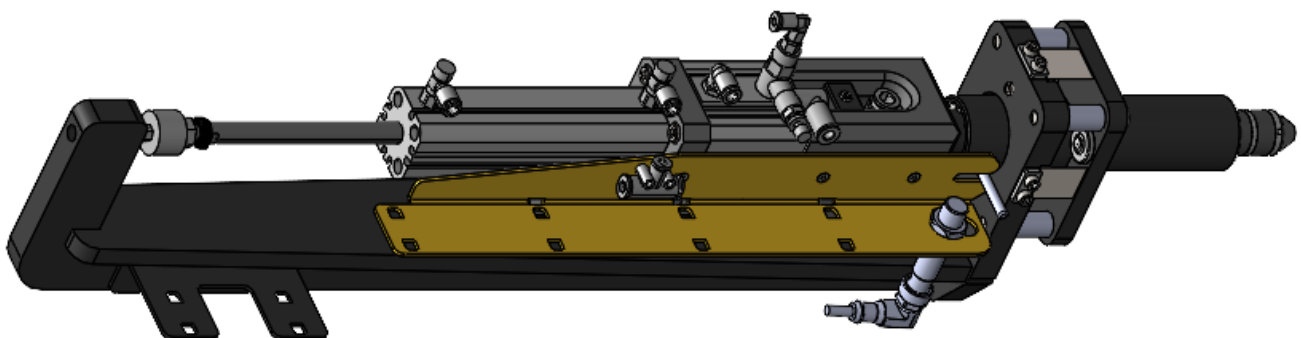


Obr. 66 Řez přípojovacím modulem s barevně odlišenými prvky pro lepší orientaci

Celá tato pohyblivá část je připevněna k rámu (1) jednak kompenzační hlavicí (2) a dále je ustavena na lineárním vedením (5).

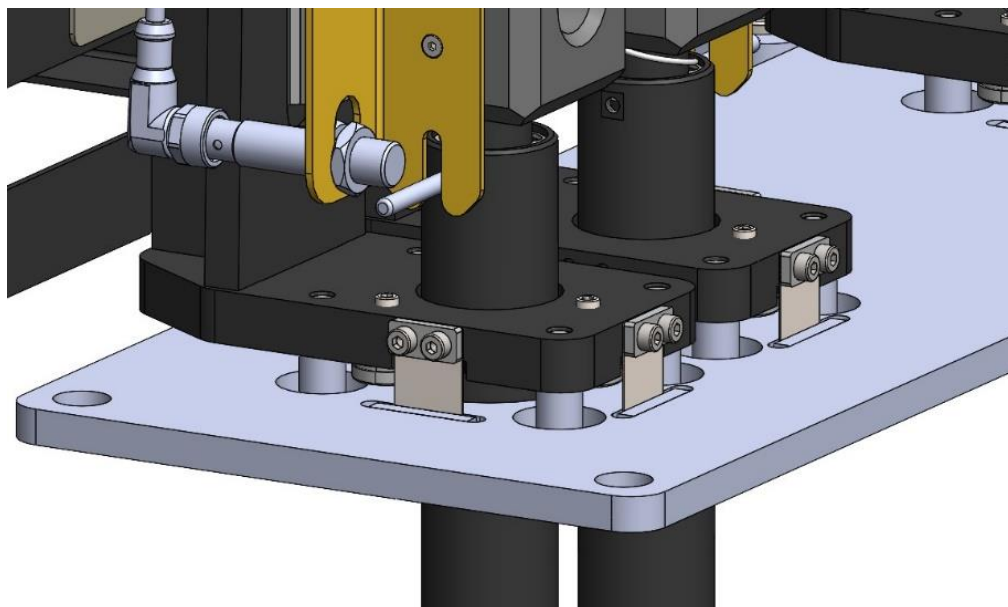
Zásadním kritériem při návrhu bylo také zajistit možný pohyb modulu, kvůli značné nepřesnosti poloh jednotlivých přípojovacích trubek. Tato skutečnost a její parametry byla již popsána v začátku práce, kde je popsána řešená problematika měřené jednotky. Aby byly jednotlivé přípojovací moduly schopny se správně připojit a zároveň nedeformovaly složenou jednotku, je nutné zajistit, aby se mohly částečně pohybovat.

Každý modul je umístěn na desce a zaveden do díry, která má odpovídající vůli vůči výsuvnému segmentu. Aby se modul mohl volně pohybovat, je každý z nich umístěn na dopravních kuličkách. Na spodní straně rámu (3) se tedy nacházejí tři otvory, do kterých tyto součásti s kuličkou zapadají a mohou se v ní volně pohybovat nahoru a dolů. Výšku kuličky je možné nastavit stavěcím šroubem, což je podstatné pro nastavení přitlaku na desku. Celý modul je zajištěn na desce pomocí protilehlého bloku na druhé straně desky. V tomto bloku se nacházejí opět tři kuličky, jež jsou ovšem v bloku pevně zalisované. K rámu modulu je blok přitážen čtyřmi šrouby přes distanční kroužky. V desce, po které modul klouže, jsou umístěny čtyři otvory na tyto šrouby, opět se stejnou vůlí jako hlavní středová díra.



Obr. 67 Samostatný modul připojení

Nutné je také, aby se modul vždy po odpojení opět vrátil do výchozí středové pozice. Tato funkce je zajištěna pomocí planžet z pružinového plechu *Obr. 68*. Tyto planžety jsou umístěny na čele a boku každého modulu. Na něm jsou pevně připojeny a následně jsou zavedeny do štěrbin ve středové desce. Protože obrábění takto úzké štěrbiny je poměrně komplikované a nákladné, je zde zvoleno řešení, kdy je v desce vyfrézována drážka o šířce 8 mm a do ní je následně umístěna vložka, která vytváří tuto potřebnou štěrbinu.



*Obr. 68 Detail umístění dopravních kuliček a planžet*

*Tab. 10 Parametry válce zasunutí přípoje*

Pneumatický válec SMC – CD55B-100M	
Konstrukce	Dvojčinný pneumatický válec
Průměr válce	20 mm
Průměr pístnice	10 mm
Zdvih	100 mm
Max. tlak	1,0 MPa

### VÝPOČET SÍLY VÁLCE

- Činná plocha válce při vysouvání pístnice

$$S_{V2} = \pi \cdot \frac{D_{V2}^2}{4} = \pi \cdot \frac{20^2}{4} = 314,16 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

kde průměr válce  $D_{V2} = 20 \text{ mm}$ .

- Síla válce při vysouvání pístnice

$$F_{V1} = p_{pr} \cdot S_{V1} = 0,5 \cdot 314,16 = 157,08 \text{ N} \quad (24)$$

kde provozní tlak na přívodu válce je maximálně  $p_{pr} = 0,5 \text{ MPa}$ , avšak tato hodnota je ve stroji nastavitelná pomocí redukčního ventilu pro regulaci síly, kterou se přípoj zasouvá do jednotky.

Tab. 11 Parametry válce pro roztažení těsnění na přípoji

Pneumatický válec SMC – CD55B40-10M	
Konstrukce	Dvojčinný pneumatický válec
Průměr válce	40 mm
Průměr pístnice	16 mm
Zdvih	10 mm
Max. tlak	1,0 MPa

### VÝPOČET SÍLY VÁLCE

- Činná plocha válce při zasouvání pístnice

$$S_{V3} = \pi \cdot \frac{D_{V3}^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_{V3}^2}{4} = \pi \cdot \frac{40^2}{4} - \pi \cdot \frac{16^2}{4} = 1055,58 \text{ mm}^2 \quad (25)$$

kde průměr válce  $D_{V3} = 40 \text{ mm}$  a průměr pístnice  $d_{V3} = 16 \text{ mm}$ . Vzhledem k tomu, že pracovní pohyb tohoto válce je při zasouvání.

- Síla válce při vysouvání pístnice

$$F_{V1} = p_{pr} \cdot S_{V3} = 0,5 \cdot 1055,58 = 527,79 \text{ N} \quad (26)$$

kde provozní tlak je opět  $p_{pr} = 0,5 \text{ MPa}$  a jeho hodnota je nastavitelná pro každou dvojici upínacích modulů zvlášť.

## 4.5 KRYTOVÁNÍ STROJE

Při návrhu stroje bylo další neméně podstatnou částí vytvořit krytování ke všem částem. V některých částech je toto krytování důležité zejména pro bezpečnost, v dalších ale spíše pro udržování čistoty vnitřních systémů stroje.

Je také důležité zmínit, že testovací zařízení od firmy Ateq je vysoce náchylné na jakékoliv vnější zásahy jako jsou otřesy či náhlé výkyvy teplot. Z tohoto důvodu bylo krytování vytvořeno tak, aby zde vznikly dvě uzavřené komory, do kterých se tato zařízení dají umístit a za dveřmi zajistit zámkem a snímačem.

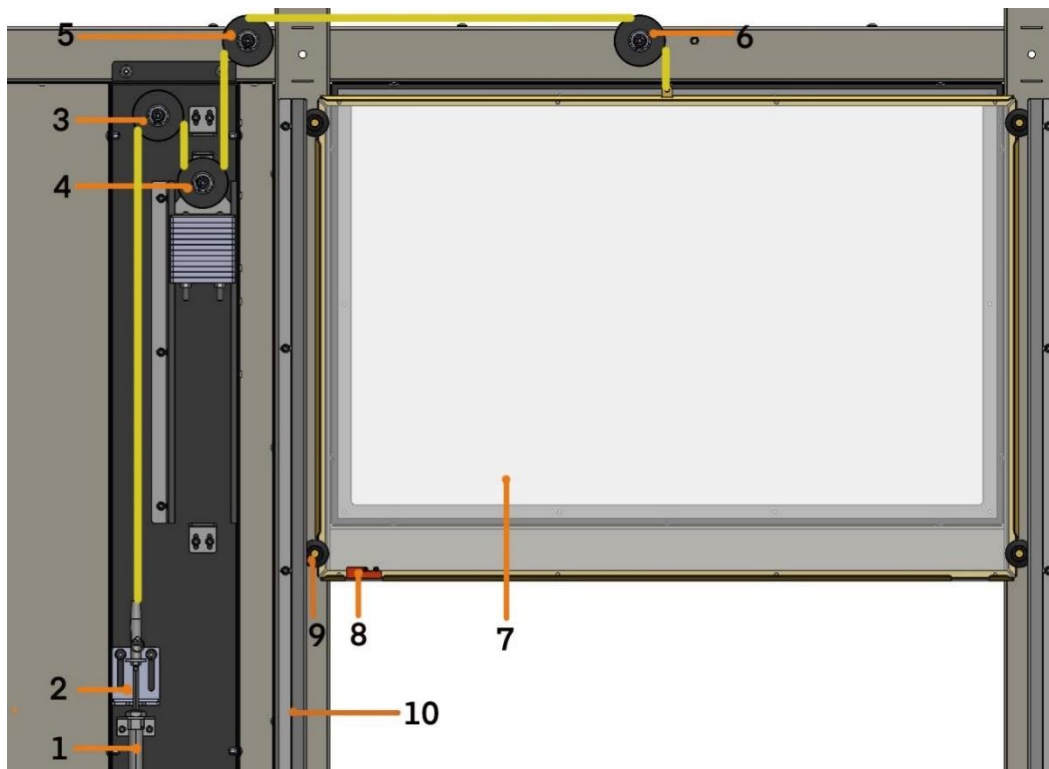


Obr. 69 Model odděleného krytování komor stroje

### 4.5.1 MECHANISMUS DVEŘÍ

Po pečlivém zvážení všech možností pohonů a mechanismů pro ovládání dveří byl nakonec zvolen systém s pneumatickým válcem. Tento systém se ukázal jako nejvhodnější možnost pro posouvání dveří díky své efektivnosti a spolehlivosti. Pneumatický válec bude pohánět posuvné dveře pomocí lanka, které bude vedené přes systém kladek. Tato sestava kladek zajišťuje hladký a bezproblémový pohyb lana, což je klíčové pro správné fungování celého mechanismu. Díky tomuto systému bude možné dveře ovládat snadno a pohodlně, aniž by bylo nutné používat velké množství energie. Celkově tedy tento systém poskytuje výhodné a spolehlivé řešení pro ovládání posuvných dveří. Jako pohon byl tedy zvolen válec opět od firmy SMC Tab. 12. Válec je také osazen škrticím ventilem se vzduchem ovládaným zpětným ventilem. Stejně jako u řemenového dopravníku se tak v případě přerušení zdroje vzduchu

dveře zastaví a nebudou se samovolně spouštět. Na opačné straně válce je opět osazen škrticí ventil pro regulaci rychlosti válce.

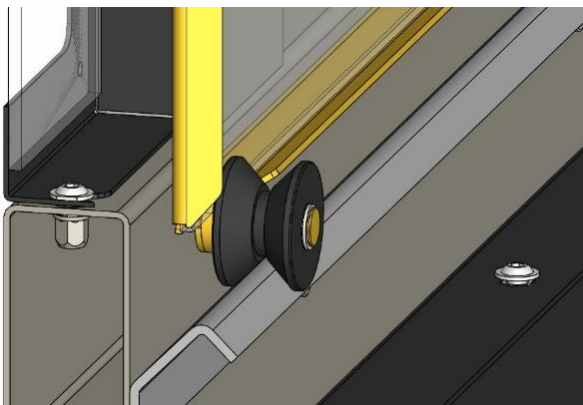


Obr. 70 Vedení lanka dveří

Na Obr. 70 je znázorněno, jakým způsobem je vedeno lanko (znázorněno žlutě) od konce válce (1) až po dveře. Systém kladek (3, 4, 5 a 6) slouží nejen k navedení lanka do požadovaného místa, ale také prostřednictvím protizávaží (4) k částečné kompenzaci váhy dveří. Tento prvek je zde přidán v první řadě kvůli bezpečnosti pracovníků pohybujících se v blízkém okolí stroje. Dalším důvodem pro implementaci protizávaží je ochrana lanka proti prověšení. V situaci, kdy například kvůli selhání stroje dojde ke spuštění dveří (7) v okamžik, kdy se v prostoru dveří nachází jakákoliv překážka, by došlo k prověšení lanka a k jeho vyběhnutí z drážek kladek. Díky protizávaží se však přebytečná délka lanka naakumuluje ve smyčce a dveře mohou po odstranění překážky opět fungovat. Další možností je také případné ruční nadzvednutí dveří v nouzové situaci, v tomto případě se uplatní kompenzace váhy dveří spolu se zajištěním proti vyběhnutí lanka.

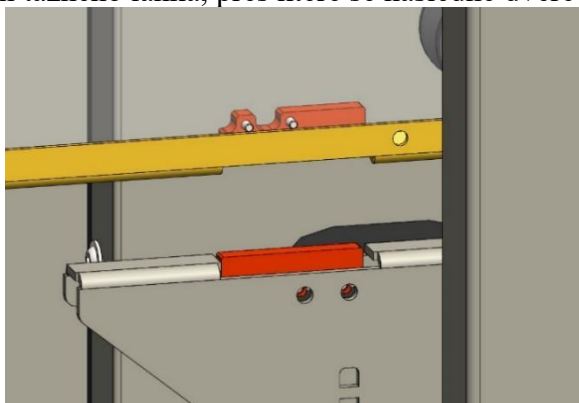
Pro případ, ve kterém nastane jakákoliv neočekávaná manipulace s automatickými i bočními dveřmi jsou všechny dveře vybaveny magnetickým snímačem (8). Tento snímač má za úkol kromě neoprávněné manipulace také kontrolovat správné fungování automatických dveří při průběhu programu automatického cyklu.

Dveře samotné jsou ve svém pohybu vedeny čtyřmi kladkami v rozích (9). Tyto kladky mají v sobě zápich ve tvaru „V“, který koresponduje a zapadá do vodicí lišty (10) po bocích těchto dveří. Boční lišty se dají na drážkách nastavit pro potřebnou boční vůli tohoto vedení. Kladky jsou vyrobeny z polyamidu a jejich rotace je zajištěna kluznými pouzdry SKF PCM 121426 M. Kladka je následně umístěna na ose, která je přivařena na bočnici dveří Obr. 71.



Obr. 71 Vedení kladky výsuvných dveří

Zásuvné dveře jsou tvořeny především polykarbonátovou deskou, ke které jsou po obvodu přinýtovány plechové lišty pro zpevnění a také snazšímu napojení dalších prvků. V oblasti spodní lišty se nachází výřez, do kterého je umístěn snímač přítomnosti dveří Obr. 72. Konkrétně se jedná o magnetický kódovaný snímač Schneider XCSZC7902. Kódovaný snímač je použit kvůli bezpečnosti, není tak možné ho obejít přiložením jiného magnetu než příslušného od výrobce. Snímač i magnet jsou dále připevněny k rámu stroje a oknu bezpečnostními šrouby. Na bočních lištách jsou umístěny vodící kladky dveří. V horní liště se nachází oko pro napojení tažného lanka, přes které se následně dveře zvedají.



Obr. 72 Umístění snímače dveří

Tab. 12 Parametry válce dveří

Pneumatický válec SMC – CDM2L20-700AZ	
Konstrukce	Dvojitý pneumatický válec
Průměr válce	20 mm
Průměr pístnice	10 mm
Zdvih	700 mm
Max. tlak	1,0 MPa

### VÝPOČET SÍLY VÁLCE

- Činná plocha válce při zasouvání pístnice

$$S_{V4} = \pi \cdot \frac{D_{V4}^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_{V4}^2}{4} = \pi \cdot \frac{20^2}{4} - \pi \cdot \frac{10^2}{4} = 235,62 \text{ mm}^2 \quad (27)$$

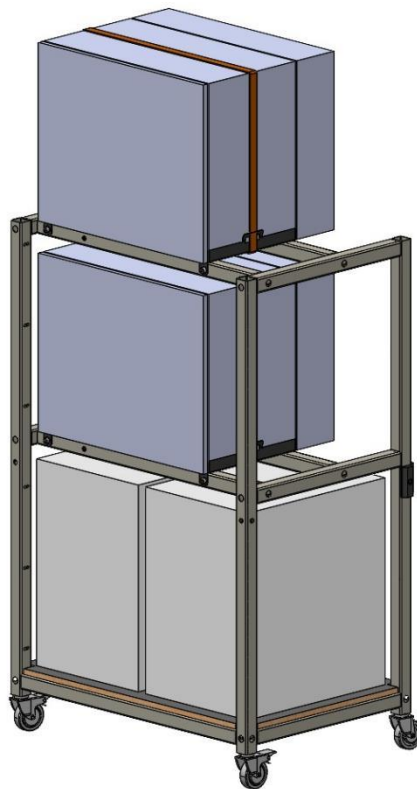
kde průměr válce  $D_{V3} = 20 \text{ mm}$  a průměr pístnice  $d_{V3} = 10 \text{ mm}$ . Vzhledem k tomu, že pracovní pohyb tohoto válce je při zasouvání.

- Síla válce při vysouvání pístnice

$$F_{V1} = p_{pr} \cdot S_{V3} = 0,5 \cdot 235,62 = 117,81 \text{ N} \quad (28)$$

kde provozní tlak na přívodu válce  $p_{pr} = 0,5 \text{ MPa}$ .

### 4.5.2 ULOŽENÍ MĚŘICÍCH ZAŘÍZENÍ



Obr. 73 Uložení testovacího zařízení na vozíku

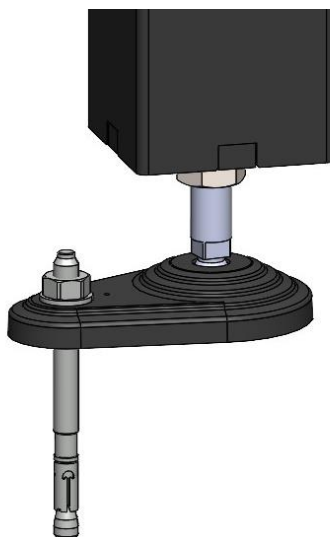
Jedním z hlavních důvodů pro vytvoření poměrně prostorného zakrytovaného prostoru na tomto stroji byl požadavek zadavatele na zabezpečený prostor pro uložení měřicích zařízení, které si sám dodává. Rozměry a parametry zařízení jsou uvedeny v části o měřicích zařízeních v této práci. Jako vhodný prostor pro umístění zabezpečené komory je oblast po boku výstupu a vstupu ze stroje. Do těchto míst bylo také vhodné umístit mechanismus výsuvných dveří, který však nezabírá velké množství prostoru, a je tak možné ho spojit s komorou pro měřicí zařízení.



Dalším parametrem je také skutečnost, že oblast v prostoru komory musí zůstat přístupnou kvůli pneumatickému rozvaděči a sběrnici výstupů a vstupů snímačů, která se zde nachází v testovací komoře. Řešením tohoto problému je tedy umístit testovací jednotky na mobilní vozík, jenž je možné v případě potřeby přemístit. Tato možnost byla zkontrolována a schválena zadavatelem. Požadavkem zároveň bylo umístit obě testovací zařízení (od každé komory jeden kus) na jeden vozík v jedné komoře. Toto řešení bylo navrženo z důvodu pohodlí obsluhy stroje.

#### 4.6 STABILITA A USTAVENÍ STROJE

Jednotlivé rámy všech segmentů stroje jsou mezi sebou vzájemně propojeny, tudíž stroj tvoří po kompletní montáži celek (viz výkres celkové sestavy v příloze práce) o hmotnosti 2500 kg. Vzhledem k rozměrům stroje, jeho ustavení v rámci pracoviště na ploše s předepsanou rovinností a povaze namáhání nenastává ani vzdáleně situace, při které by se stroj mohl dostat do nestabilní polohy. Dále je stroj zajištěn proti posuvu ve všech směrech natloukacími kotvami ve stavěcích nohách umístěných na všech rámech.

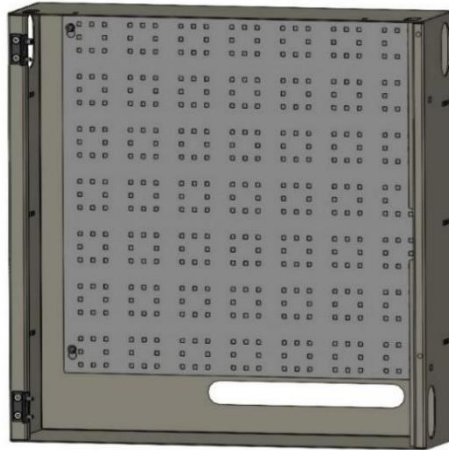


Obr. 74 Ukázka ukotvení nohy

#### 4.7 PNEUMATICKÉ ZAPOJENÍ

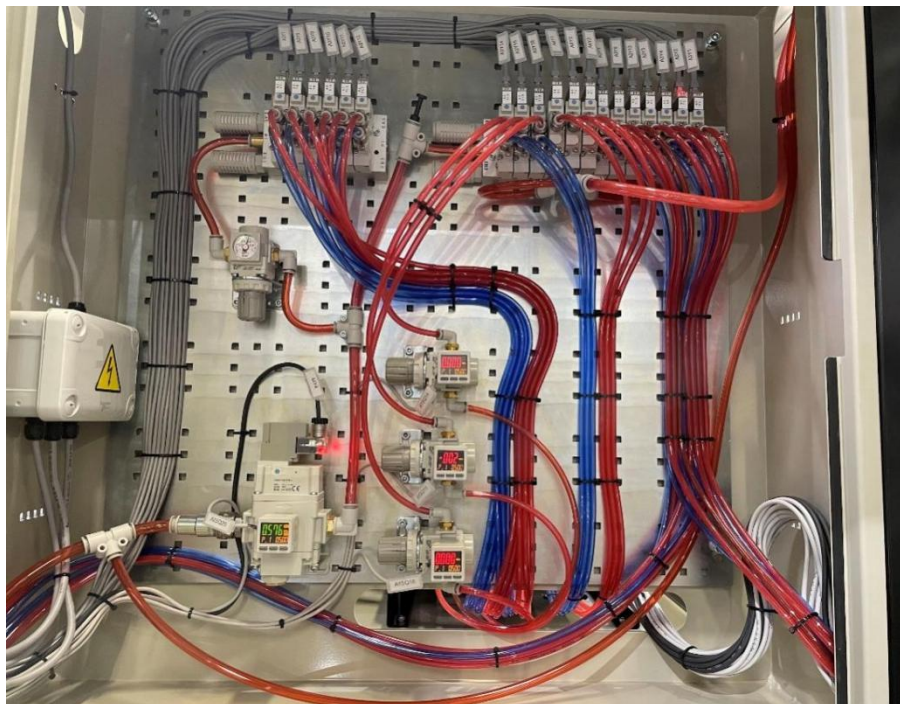
Vzhledem k povaze pohonů většiny pracovních pohybů, které jsou pneumatické, je potřeba vytvořit také pneumatické schéma, dle kterého bude stroj dále zapojen a poháněn. Je dobré mít na paměti, že pneumatické systémy jsou obvykle jednodušší na instalaci a údržbu než systémy hydraulické nebo elektrické. Proto byla volba systému s pneumatickým válcem a vytvoření pneumatického schématu v souladu s celkovou filozofií konstrukce.

Důležitým faktorem při tvorbě pneumatického schématu bylo zohlednit možnost rozšíření a úpravy systému v budoucnu. To bylo dosaženo použitím modulárního konceptu a oddělením pneumatického rozvaděče pro každou polovinu stroje. Celkově lze říci, že volba pneumatického pohonu a tvorba pneumatického schématu byly přínosem pro celkovou funkčnost a spolehlivost stroje. Pneumatické schéma celého stroje je k nahlédnutí v příloze této práce.



*Obr. 75 Vnitřek pneumatického rozvaděče*

Pneumatické prvky, které jsou znázorněny ve schématu, ale nejsou umístěny přímo na válcích, se sdružují v pneumatickém rozvaděči *Obr. 75*. Tyto prvky jsou například elektronicky ovládané ventily či regulátory tlaku. Každá z testovacích komor má ve své horní části umístěn takovýto rozvaděč. V zásadě jde pouze o skříň, ve které je na zadní stěně umístěna deska s rastrem děr, jež slouží jako univerzální uvazovací body pro hadice či jako připevňovací otvory pro ventily a další komponenty. Celou zadní desku jde snadně vyjmout pro snazší montáž.



*Obr. 76 Reálné zapojení pneumatického rozvaděče*

## 4.8 ELEKTRICKÉ ZAPOJENÍ

### 4.8.1 ŘÍZENÍ STROJE

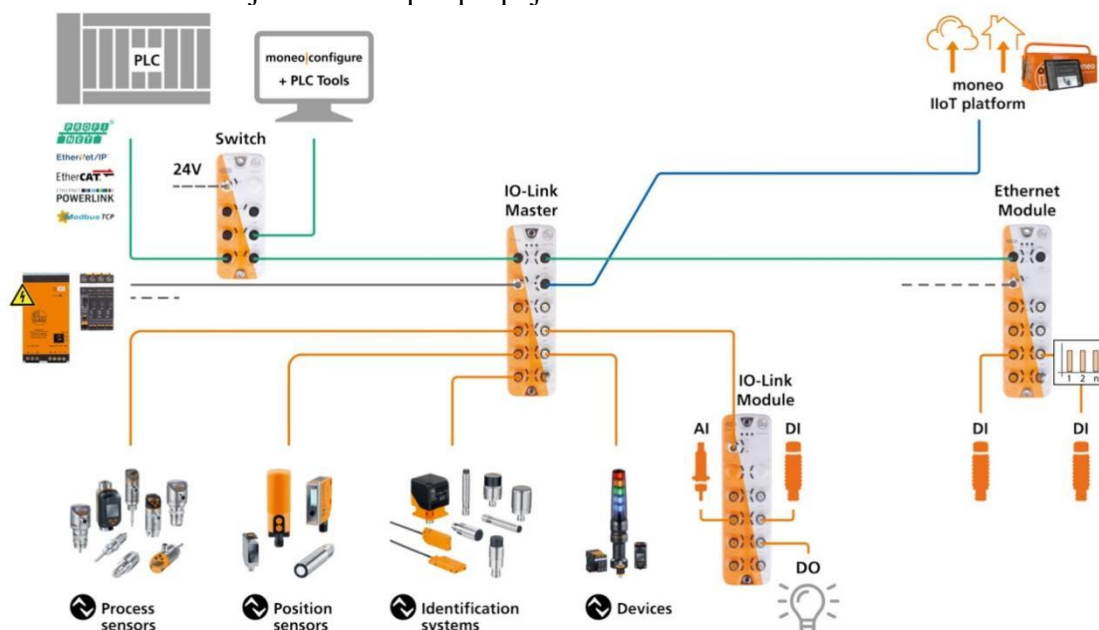
Veškeré funkce stroje jsou řízeny pomocí PLC. Konkrétně jde o PLC od firmy Mitsubishi s modelovým označením FX5U-64MT/DSS. Tato jednotka má 32 digitálních vstupů a 32 výstupů, které je možné rozšířit. Většina komunikace s PLC probíhá přes IO-link, jenž je popsán dále.



Obr. 77 Ukázka PLC od Mitsubishi [28]

### 4.8.2 ZAPOJENÍ VSTUPŮ A VÝSTUPŮ

Vzhledem ke značnému množství snímačů a ventilů umístěných na stroji je vhodné použít IO-link moduly pro vstupy a výstupy pro následovnou komunikaci s PLC. Pro zapojení vstupů je použit modul od firmy IFM s označením AL2341 pro výstupy pak kombinovaný modul AL2323 a jako master pro propojení všech modulů následně AL1340.



Obr. 78 Komunikace pomocí IO-link [29]

Všechny tyto prvky jsou umístěny pod pneumatickým rozvaděčem v testovací komoře Obr. 79. Všechny moduly jsou umístěny na deskách tak, aby bylo možné je snadno odejmout. Do tohoto místa vedou průchozí místa, která jsou rozmístěna po celém stroji tak, aby bylo možné rámem protáhnout veškeré přívodní dráty a hadice.



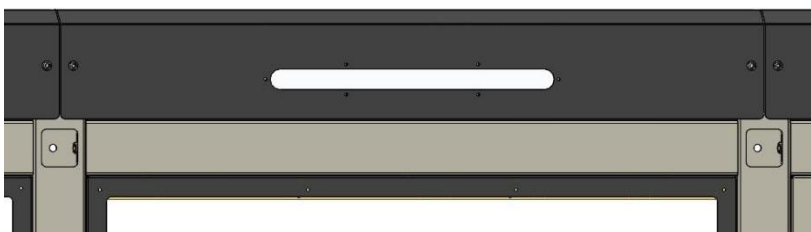
Obr. 79 Uložení IO-link modulů ve stroji

#### 4.8.3 OVLÁDÁNÍ MOTORŮ

Všechny motory použité na stroji jsou řízeny pomocí frekvenčních měničů. Každý motor je veden přímo do hlavního rozvaděče, kde se nachází všech sedm měničů. Konkrétně se jedná o měnič značky Mitsubishi s označením FR-CS82S-042-60. Pro všechny motory je použit stejný model.

#### 4.8.4 SIGNALIZACE

Jedním z požadavků zadavatele byla také světelná signalizace procesu a stavů stroje. Místo běžného majáku je zde použit LED páska umístěná za výřezem, který se nachází nad každou testovací komorou z obou stran. Tento maják má možnost třech základních signalizačních barev, a to červené, zelené a oranžové. Barvy se rozsvěcují podle procesu, který právě v testovací komoře probíhá a případně signalizuje červenou barvou poruchy a krizové situace.

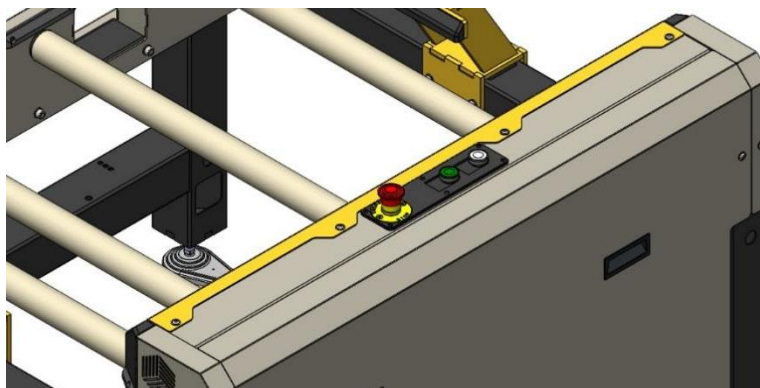


Obr. 80 Umístění signalizačního světla na komoře

#### 4.8.5 OVLÁDÁNÍ STROJE

Co se týče ovládání stroje obsluhou linky, dá se rozdělit na tři stupně. Prvním stupněm ovládání jsou ovládací panely s tlačítky Obr. 81, které jsou umístěny v rozích stroje. Každý dopravník pro odkládání vadných kusů má ovládací panel s tlačítkem nouzového zastavení a dále se dvěma tlačítky pro ovládání jednotlivých funkcí. Prvním tlačítkem je možné odeslat jednotku na opětovné testování a druhým je možné odjistit stoper na tomto dopravníku a umožnit tak odvoz jednotky z dopravníku. Další ovládací panel se nachází na poháněném dopravníku u vstupu do stroje v místě, kde je umístěn vstupní stroper, zde je opět umístěno jedno tlačítko nouzového zastavení a další tlačítko pro odjistění stroperu a rozběh dopravníku, aby bylo možné

vložit jednotku na válečky, které si přeberou paletu s jednotkou. Poslední panel je umístěn na konci dopravníku, kde je umístěno pouze tlačítko nouzového zastavení.



*Obr. 81 Umístění ovládacích prvků*

Dalším stupněm ovládání je ovládací dotykový panel na rozvaděči stroje. K tomuto ovládání má přístup pouze vedoucí směny a je na něm možné vypínat a zapínat některé části stroje.

Posledním stupeň ovládání se zpřístupňuje po zadání přístupového hesla na ovládacím panelu. V tomto režimu je následně možné měnit veškeré parametry stroje a nezávisle pohybovat s jednotlivými prvky stroje.

## 5 REALIZACE A VÝROBA

Po vytvoření patřičných výpočtů a detailního modelu stroje byla následně vytvořena kompletní výkresová dokumentace (vybrané části této dokumentace se nachází v příloze této práce). Jednotlivé díly byly zadány do výroby na laser ohraňovací lis, frézku, soustruh a další.



*Obr. 82 Zhotovený funkční stroj zakomponovaný do linky*

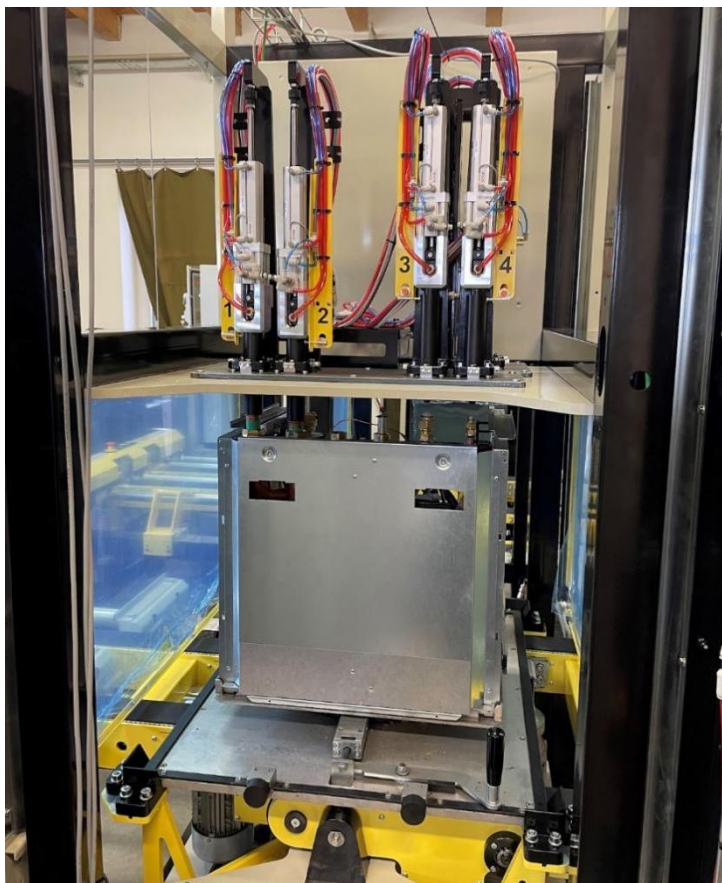
Po dodání veškerých unikátních i sériových dílů potřebných pro montáž byl stroj sestaven. Následoval testovací provoz, během něhož byly zhodnoceny úpravy stroje, které jsou popsány v další kapitole práce.



*Obr. 83 Pohled na stroj ze strany pro odkládání vadných kusů*

Následně byl stroj rozdělen na menší segmenty pro snazší transport a dále odvezen a opětovně složen na místě výrobní linky v prostorách zadavatele.

V současné době již stroj pracuje bez dalších problémů v plném třisměnném provozu, kde se testuje 50–150 kusů jednotek denně.



*Obr. 84 Jednotka s připojenými upínači 1 a 2*

## 6 NÁVRHY PRO ZLEPŠENÍ DLE PRAXE

Vzhledem k tomu, že se jedná o unikátní jednoúčelový stroj, se pochopitelně při praktické aplikaci a využívání stroje objevilo několik problémů, které byly buď okamžitě odstraněny v případě nutnosti, nebo pouze zpracovány jako námět pro vylepšení případných dalších verzí stroje.

### 6.1 TĚSNICÍ KROUŽKY

Zásadním komponentem, u kterého bylo předpokládáno, že bude prvkem pro praktické experimenty během zkušebního provozu, jsou těsnicí kroužky na koncích automatických přípojů trubek. Zkušební provoz, při kterém prošlo strojem přibližně padesát jednotek, ukázal, že zvolené kroužky nevyhovují praktickému použití. První volbou byl materiál s tvrdostí 55 ShA, ačkoliv tyto kroužky po testech nejevily žádné znatelné známky opotřebení, což byl poměrně důležitý parametr pro návrh, jejich těsnicí vlastnosti nebyly příliš dobré. Přesto, že zhruba třetina otestovaných jednotek prošla testem bez problému, u zbylých jednotek test vyhodnocoval značné úniky i přesto, že měřené jednotky byly na jiném zařízení otestovány bez úniku.

Řešením problému bylo zvolení jiného materiálu těsnicího roztažného kroužku. Nově zvoleným materiálem byla otěruvzdorná těsnicí pryž A160 s tvrdostí 40 ShA od firmy GUMEX. Po nahrazení kroužků došlo k značnému zlepšení a chybné výsledky v důsledku špatné těsnosti těchto kroužků jsou pouze výjimečné. Nevýhodou vyplývající z této změny je pouze rychlejší opotřebování těchto kroužků, což však zákazník akceptoval jako přijatelný kompromis.

### 6.2 STOPER NA VÝSTUPU ZE STROJE

Na vstupu na válečkový dopravník je umístěn pneumatický stoper, který má za úkol znemožnit zavezení nevyžádané jednotky do stroje. V tomto místě stroj vtahuje jednotku do stroje pomocí poháněných válečků. Problematické místo však vzniklo na výstupu ze stroje, kde po ukončení všech operací posílá válečkový dopravník jednotku na paletě na navazující válečkový dopravník, kde ji přebírá obsluha stroje a pokračuje s montáží. Na tomto konci dopravníku stoper umístěn nebyl kvůli předpokladu, že obsluha nemá důvod snažit se jednotku zavést do stroje touto stranou i přes konstantní odpor válečků snažících se vyvézt jednotku ze stroje.

V praxi však při určitých situacích, ve kterých se část ručního dopravníku nacházejícího se za výstupem ze stroje zcela zaplní paletami, dochází ke snaze vtlačit jednotku zpět do stroje. Tato situace je problematická kvůli opotřebování válečků v případě, že prokluzují po dně palety. Také ale především kvůli tomu, že je možné tímto najet na snímač palety v okamžik, kdy stroj vyhodnotí tuto situaci nežádoucím způsobem a dochází k nehodám uvnitř stroje.

Řešení tohoto problému je tedy eliminovat možnost najíždění palety zpět do stroje po jejím odbavení. Toto je zajištěno přidáním dalšího pneumatického stoperu na konec dopravníku, kde vzhledem k modulární, opakující se konstrukci stroje je již připraven adekvátní prostor. Tímto je tedy možné v případě potřeby oba stopery zasunout a dopravníkem volně projíždět libovolným směrem v manuálním režimu ovládní.



### 6.3 OVLIVŇOVÁNÍ MĚŘICÍCH PŘÍSTROJŮ

Jako značně problematické se při testovacím provozu ukázalo vzájemné ovlivňování obou měřicích zařízení. V návrhu jsou zařízení umístěna společně na vozíku, který je umístěn v jedné z bočních servisních komor stroje. Ve spodní části vozíku jsou umístěny referenční cívky obou zařízení a následně nad nimi jsou nad sebou umístěna a pevně zafixovaná zařízení od firmy ATEQ.

Jak již bylo řečeno, testovací zařízení je velice citlivé na změny okolního prostředí. Ve většině situací však zařízení díky tomu, že jsou umístěna v izolované komoře, fungovala bez problémů. K ovlivňování měření docházelo pouze tehdy, když během finální fáze měření jednoho z přístrojů započal druhý přístroj fází vypouštění. V takovémto případě totiž dochází k otřesům jak měřicího zařízení, tak referenčních cívek, kvůli tomu mohly vznikat poměrně razantní výkyvy v naměřených hodnotách a stroj tak vyhodnocoval chybně některé kusy jako vadné.

Řešení tohoto problému bylo poměrně snadné a bylo provedeno bez delších prodlev. Díky tomu, že stroj disponuje servisní komorou na straně každé servisní komory, umístilo se jednoduše druhé měřicí zařízení do komory příslušného testu. Každá komora má tedy v současném provedení své testovací zařízení ve své příslušné komoře, a tím je eliminováno vzájemné ovlivňování. Nevýhodou tohoto rozložení a také důvodem k prvotnímu návrhu je, že při nastavování a jiné obsluze měřicích zařízení musí obsluha tyto úkony provádět na dvou různých místech.

### 6.4 PŘIDÁNÍ SNÍMACÍCH MÍST

Posledním zásadním problémem, který zkušební provoz ukázal, byla situace, při které jednotka přijela na dopravník pro vadné kusy. Po spuštění je totiž možné s jednotkou posunout tak, že není dále snímána ultrazvukovým snímačem v rohu dopravníku. Tento snímač nelze posunout, neboť kontroluje, zda je jednotka na požadovaném místě pro znovuzavezení do stroje. Pokud jednotka však tento snímač opustí, stroj automaticky vyhodnocuje, že se již nenachází na dopravníku a při další příležitosti na tuto pozici odešle další vadnou jednotku, což způsobí zásadní kolizi s kusem, který se stále nachází na dopravníku.

Řešení tohoto problému je přidání dalšího snímače na dopravník tak, aby bylo možné monitorovat přítomnost jednotky. Snímač byl tedy umístěn na druhou stranu dopravníku k pneumatickému stoperu. Původní snímač zůstal na svém místě a funguje pouze kontrola správné polohy pro další operace s paletou.

## ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo prostudování adekvátní problematiky k tématu a následný konstrukční návrh automatizovaného segmentu linky na testování těsnosti částí tepelných čerpadel.

V rešeršní části byly zpracovány základní metody manipulace s paletami, které jsou adekvátní k přemísťovanému zadanému objektu a dalším parametrům stroje. Dále zde jsou také druhy pohonů těchto zařízení a možnosti snímání potřebných parametrů při automatizovaném cyklu stroje. Následně byly blíže popsány konkrétní parametry testované jednotky a palety, na které je umístěna. Zároveň je zde stručně představeno měřicí zařízení, jenž bude použito k samotnému testování.

Další částí je zpracování zvolené koncepce stroje do podoby detailního 3D modelu. Stroj se skládá z několika odlišných segmentů, jež jsou ve výsledku propojeny vzájemně mezi sebou a zpracovávají testovanou jednotku. Tyto části jsou ve výsledku poháněny i nepoháněny válečkový dopravník, řemenový dopravník, testovací komora s ustavením palety a šesti automatickými přípoji pro testování a krytování s bezpečnostními dveřmi. Jednotlivé použité komponenty jsou popsány v průběhu definování samostatných částí segmentů stroje.

Výpočty zpracované během návrhu slouží jako podklad ke správnému dimenzování jak pneumatických, tak i elektrických pohonů stroje. Další výpočty se týkají adekvátního zvolení válečků a jejich řetězového pohonu. V části pojednávající o řemenovém dopravníku je také zahrnuta analýza metodou konečných prvků, na základě jejichž výsledků bylo následně možné model upravit, a snížit tak hmotnost jednoho segmentu dopravníku o 23,4 kg pomocí změny tloušťky stěn a dalšího odstraňováním materiálu.

Podle kompletní výrobní dokumentace byl následně zhotoven funkční stroj. Na základě poznatků ze zkušebního provozu byla pak navržena zlepšení a změny, které jsou popsány v poslední kapitole práce. Žádné zásadní nedostatky se však neprojeví ani během současného plného provozu.

V práci jsou zpracovány veškeré požadované body a jejím výsledkem je kompletní navržený a zhotovený stroj, jenž vykonává zákazníkem požadované úkoly.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOCOUREK, Václav. *Zařízení pro manipulaci s dřevěnými paletami* [online]. Plzeň, 2022 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: [https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/48900/1/DP\\_KOCOUREK\\_Vaclav\\_2022.pdf](https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/48900/1/DP_KOCOUREK_Vaclav_2022.pdf). Diplomová práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.
- [2] *HABERKORN: Válečkové dopravníky přímé* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/valeckove-dopravniky-prime/>
- [3] KRÍŽEK, Lukáš. *Válečkový dopravník palet* [online]. Plzeň, 2020 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/41178/1/BP-Lukas%20Krizek-2020.pdf>. Bakalářská práce. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce Ing. Jiří BARTÁK.
- [4] *HABERKORN: Klínové řemeny* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/klinove-remeny/>
- [5] *HABERKORN: Ozubené řemeny* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/ozubene-remeny/>
- [6] *VOLTA: Kruhové a klínové řemeny* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <http://www.dopravni-pasy.cz/kruhove-a-klinove-remeny.html?photoId=126>
- [7] *Agrozet: Řetězy* [online]. In: . [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.agrozet.cz/eshop/retez-1x43-64-i-r-2540x1702x1588-d30434.html>
- [8] *INTERROLL CATALOG: Conveyor rollers* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/tools-downloads/downloads/>
- [9] *HABERKORN: Řemenové dopravníky* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/remenov-dopravniky/#group-1-1>
- [10] *HABERKORN: Pohonné elementy* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Preview/Pohonne\\_elementy/se\\_pu-remeny\\_transportni-vrstvy\\_konstrukce.jpg](https://www.haberkorn.cz/data/uploads/Preview/Pohonne_elementy/se_pu-remeny_transportni-vrstvy_konstrukce.jpg)
- [11] *TYMA: Polyuretanové ozubené metráže s klínovým vedením ATK10* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/ozubene-remeny/linearni/tk-atk/atk10/>
- [12] *HABERKORN: Mechanické spoje* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/detail/627/mechanicke-spoje/>

- [13] *HABERKORN: Svařované polyuretanové řemeny* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.haberkorn.cz/detail/638/svarovane-polyuretanove-remeny/>
- [14] *SMC: JA, Kompenzační hlavice, semi-standardní provedení* [online]. In: . [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: [https://static.smc.eu/pdf/JA-A\\_EU.pdf](https://static.smc.eu/pdf/JA-A_EU.pdf)
- [15] *IFM: Analogové senzory: Analogové senzory* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [https://www.ifm.com/cz/cs/category/200\\_010\\_010\\_120#/best/1/100](https://www.ifm.com/cz/cs/category/200_010_010_120#/best/1/100)
- [16] *IFM: Info card - Ultrasonic sensors* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/mounting/11413785UK.pdf>
- [17] *Automatizace.HW: Magnetické senzory přiblížení - 1. díl* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/magneticke-senzory-priblizeni.html>
- [18] *ATEQ: Kompaktní detektor netěsnosti s kontinuálním průtokem* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: [http://ateq.cz/wp-content/uploads/2014/05/G520\\_cz.pdf](http://ateq.cz/wp-content/uploads/2014/05/G520_cz.pdf)
- [19] HABERKORN. *POHONNÉ ELEMENTY: HLAVNÍ KATALOG 2013: HLAVNÍ KATALOG 2013*. Mokrý Lazce, 2013.
- [20] *Výpočet řetězového převodu* [online]. ČZ Řetězy, 2015 [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: [https://www.czretezy.cz/docs/prum\\_vypocet\\_retezoveho\\_prevodu.pdf](https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf)
- [21] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení (řešené příklady)*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1993. ISBN 80-707-8165-3.
- [22] *NORD: Konfigurator výrobků* [online]. In: . [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://shop.nord.com/CZ-cs/mynord/configurator#/configurator/e7ef2504-abc0-43aa-af97-38bd53203a34>
- [23] *IFM: Montážní příslušenství pro ultrazvukové senzory* [online]. In: . [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/E23000>
- [24] *Proprumysl: AT10 (10x4,5)* [online]. In: . [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: <https://www.proprumysl.cz/remen-ozubeny-at10-960-10-optibelt-alpha-power/>
- [25] PĚNIČKA, Radek. *Pásový dopravník pro paletovou přepravu s ozubeným řemenem* [online]. Praha, 2018 [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/80620/F2-DP-2018-Penicka-Radek-DP%20Radek%20Penicka.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Diplomová práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
- [26] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. *Teoretické základy transportních zařízení*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1976.

- [27] *TRASCO ES: Backlash Coupling* [online]. In: . [cit. 2023-05-22]. Dostupné z: [https://sitspa.com/wp-content/uploads/\\_documents/en/TRASCO-ES-couplings.pdf](https://sitspa.com/wp-content/uploads/_documents/en/TRASCO-ES-couplings.pdf)
- [28] *Mitsubishi-electric-eshop: Základní jednotka* [online]. In: . [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: [https://mitsubishi-electric-eshop.mee.com/mee/FA\\_IA/cs/EUR/Katalog/PLC/Kompaktn%C3%AD-PLC/Z%C3%A1kladn%C3%AD-jednotka/FX5U-64MT-DSS/p/000000000000301945](https://mitsubishi-electric-eshop.mee.com/mee/FA_IA/cs/EUR/Katalog/PLC/Kompaktn%C3%AD-PLC/Z%C3%A1kladn%C3%AD-jednotka/FX5U-64MT-DSS/p/000000000000301945)
- [29] *IFM:IO-Link* [online]. In: . [cit. 2023-05-16]. Dostupné z: [https://www.ifm.com/cz/cs/shared/technologies/io-link/io-link-celosvetovu-otevrenu-komunikacni-standard?gad=1&gclid=CjwKCAjwpayjBhAnEiwA-7ena1YxeyFKv2p4Nyr33YWKLP3G9Vx38\\_KRa0USRNsQNM8BsSbvdd5R-BoCz\\_gQAvD\\_BwE](https://www.ifm.com/cz/cs/shared/technologies/io-link/io-link-celosvetovu-otevrenu-komunikacni-standard?gad=1&gclid=CjwKCAjwpayjBhAnEiwA-7ena1YxeyFKv2p4Nyr33YWKLP3G9Vx38_KRa0USRNsQNM8BsSbvdd5R-BoCz_gQAvD_BwE)

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_n$	[mm]	navrhovaná rozteč válečků
$D$	[mm]	průměr válečku
$D_{řp}$	[mm]	průměr řemenice
$D_v$	[mm]	průměr válce
$d_v$	[mm]	průměr pístitnice
$f$	[-]	součinitel pro rozdílný počet zubů
$f_č$	[-]	součinitel čepového tření
$F_N$	[N]	předpětí řemene
$F_o$	[N]	obvodová hnací síla
$F_{O1}$	[N]	obvodová síla na jeden řemen
$F_{Omax}$	[N]	maximální hnací síla
$F_{ř}$	[N]	výsledná síla v řemeni
$F_v$	[N]	síla působící na jeden váleček
$F_V$	[N]	síla válce
$F_{vc}$	[N]	síla pro překonání odporů válečků
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$h_d$	[m]	dopravní výška
$k_1$	[-]	počet válečků pod jednotkou
$k_2$	[-]	celkový počet válečků
$k_p$	[-]	provozní součinitel řemenového dopravníku
$k_{ř}$	[-]	počet řemenů na dopravníku
$k_s$	[-]	bezpečnost rámu
$l_{ř}$	[m]	délka jednoho řemene
$m_p$	[kg]	hmotnost objektu

$m_{rv}$	[kg]	hmotnost rotujících částí válečku
$m_{ř}$	[kg]	měrná hmotnost ozubeného řemene
$M_{ř}$	[Nm]	moment na řemenici
$m_v$	[kg]	hmotnost objektu na jeden váleček
$n_{ř}$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky pro řemenový dopravník
$n_v$	[min <sup>-1</sup> ]	výstupní otáčky pro válečkový dopravník
$p$	[mm]	rozteč článků
$p_{pr}$	[MPa]	provozní tlak
$P_{ř}$	[W]	výkon motoru řemenového dopravníku
$P_v$	[kW]	minimální výkon pohonu válečků
$R$	[mm]	poloměr válečku
$r_č$	[-]	poloměr čepu
$R_{ek}$	[MPa]	mez kluzu použité oceli
$S_v$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha válce
$v_v$	[m·mi <sup>-1</sup> ]	rychlost palety na válečkovém dopravníku
$X$	[-]	počet článků řetězu
$z$	[-]	počet zubů řetězového kola
$z_v$	[-]	počet přepravovaných předmětů
$\beta$	[°]	úhel válečkové dráhy
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi řemenem a kluznou deskou
$\xi$	[-]	rameno valivého odporu
$\sigma_{sk}$	[MPa]	maximální napětí v rámu
$\eta$	[-]	součinitel účinnosti řetězu

## SEZNAM PŘÍLOH

043-01-S	Výkres celkové sestavy
B02-016-S	Výkres sestavy přípoje
B02-164	Výkres zdviže
PS-023 (A)	Pneumatické schéma (strana A)
PS-023 (B)	Pneumatické schéma (strana B)