

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Pneumaticky poháněný posuvný stůl

Autor: **Bc. Petr MATOUŠEK**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Stanislav HOSNEDL, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**EDER, W. E., HOSNEDL, S. *Introduction to Design Engineering: Systematic Creativity and Management.* Boca Raton, Florida, USA: CRC Press, 2010, ISBN: 9978-0-415-55557-9**

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra - Obecné strojí části 1.* Praha: Computer Press, 1999, ISBN: 80-7226-055-3**

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojího inženýra - Obecné strojí části 2.* Praha: Computer Press, 2000, ISBN: 80-7226-055-3**

**HOSNEDL, S. *Systémové navrhování technických produktů. 1. vyd.* Plzeň: Západočeská univerzita, 2016, ISBN: 978-80-261-0125-3 (elektronická verze)**

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Stanislav Hosnedl, CSc.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Tomáš Faltus**  
ENGEL s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**  
Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr MATOUŠEK**  
Osobní číslo: **S15N0035P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Pneumaticky poháněný posuvný stůl**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

#### Základní požadavky:

Navrhněte posuvný stůl pro přepravu komponent z prostoru obsluhy do pracovního prostoru robota a vstřikovacího lisu ENGEL a naopak. Základní konstrukci navrhněte z hliníkových profilů. Posuvnou desku řešte vedenou lineárním vedením a pneumatickým pohonem, nebo pneumatickým pohonem s integrovaným lineárním vedením. Zajistěte bezpečnost obsluhy doloženou vypracováním analýzy rizik. Příp.: Zajistěte potřebnou přesnost centrování desky v koncové poloze u robota. Navrhněte koncepční varianty a vyberte sub-optimální řešení. Vypracujte konstrukční návrh vybrané varianty s ohledem na výrobní náklady, ergonomii obsluhy a bezpečnost práce. Další požadované základní technické údaje budou specifikovány v příloze zadání vložené do diplomové práce.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova diplomové práce:

1. Uvedení do problematiky, rešerše dosavadních řešení.
2. Specifikace požadavků, komplexní analýza a hodnocení dosavadních řešení.
3. Návrh variant koncepčního řešení, hodnocení a výběr sub-optimální koncepce řešení.
4. Vypracování konstrukčního návrhu ve 3D CAD pro vybranou koncepční variantu.
5. Komplexní hodnocení návrhu včetně zpracování analýzy rizik. Shrnutí a závěr.

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

**V Plzni dne:** .....

.....

**Podpis autora**

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Bc. Matoušek	Jméno Petr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 - Dopravní a manipulační technika		
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Jméno Stanislav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del>BAKALÁŘSKÁ</del>	Nehodící se <b>škrtněte</b>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Pneumaticky poháněný posuvný stůl		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	134	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	72	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	62
---------------	-----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Diplomová práce se zabývá návrhem pneumaticky poháněného posuvného stolu z hliníkových profilů. Součástí práce je navržení variant a výběr sub-optimální koncepce řešení. Zároveň se požaduje zajištění bezpečnosti obsluhy, které je doloženo zpracovanou analýzou rizik. Konstrukční návrh posuvného stolu byl vypracován v CAD systému NX 9.0.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p style="text-align: center;">Posuvný stůl, CAD, TS, analýza rizik, bezpečnost obsluhy, pneumatický pohon</p>

## SUMMARY OF BACHELOR SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Bc. Matoušek	Name Petr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 - Transport Vehicles and Handling Machinery		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing. Hosnedl, CSc.	Name Stanislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Pneumatically driven shuttle table		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	134	<b>TEXT PART</b>	72	<b>GRAPHICAL PART</b>	62
----------------	-----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This master thesis deals with design of pneumatically driven shuttle table made of aluminum profiles. Part of the thesis is proposing variants and selecting a sub-optimal solution concept. It also requires ensuring the safety of the operator, which is documented by risk analysis. The construction design of the shuttle table was developed in CAD system NX 9.0.</p>
<b>KEY WORDS</b>	<p>Shuttle table, CAD, TS, risk analysis, operator safety, pneumatic linear actuator</p>

## Obsah

<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....</b>	<b>11</b>
<b>DŮLEŽITÉ ZKRATKY .....</b>	<b>13</b>
<b>ZÁKLADNÍ GRAFICKÉ SYMBOLY .....</b>	<b>13</b>
<b>PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI ENGEL .....</b>	<b>14</b>
<b>PODĚKOVÁNÍ .....</b>	<b>15</b>
<b>ÚVOD .....</b>	<b>16</b>
1.1 ZÁKLADNÍ POŽADAVKY A ÚDAJE .....	16
1.2 POŽADAVKY NA VYPRACOVÁNÍ .....	16
1.3 POPIS STÁVAJÍCÍCH ZAŘÍZENÍ .....	17
1.3.1 Převod pohybovým šroubem .....	17
1.3.2 Ozubený řemenový převod .....	18
1.3.3 Manuálně ovládaný posuvný stůl .....	19
1.3.4 Elektrický pohon – lineární osa .....	19
1.3.5 Pneumatický pohon – lineární osa .....	20
1.3.6 Jednoduchý posuvný manuální stůl .....	21
1.4 ZÁKLADNÍ OBVOD S VYUŽITÍM STLAČENÉHO VZDUCHU [6, STR. 5] .....	22
<b>2 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA VLASTNOSTI TS .....</b>	<b>24</b>
<b>3 NÁVRH VARIANT KONCEPČNÍHO ŘEŠENÍ .....</b>	<b>28</b>
3.1 NAVRŽENÍ FUNKČNÍ STRUKTURY TS .....	28
3.1.1 Černá skříňka požadované transformace .....	28
3.1.2 Technologický princip provozního technického TS .....	28
3.1.3 Provozní technický proces TS .....	29
3.2 NÁVRH VARIANT ORGÁNOVÉ STRUKTURY TS .....	31
3.3 POPIS VARIANT .....	32
3.3.1 Varianta A .....	33
3.3.2 Varianta B .....	34
3.3.3 Varianta C .....	35
3.3.4 Varianta D .....	36
3.4 HODNOCENÍ NAVRŽENÝCH VARIANT TS .....	37
3.5 PNEUMATICKÉ SCHÉMA .....	38
<b>4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POSUVNÉHO STOLU .....</b>	<b>39</b>
4.1 RÁM POSUVNÉHO STOLU .....	39
4.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ .....	40
4.3 PNEUMATICKÝ VÁLEC .....	41
4.3.1 Výpočet síly válce .....	42
4.4 REDUKCE .....	42
4.5 POHONNÉ ÚSTROJÍ .....	43
4.5.1 Výpočet ozubení podle Bacha .....	44

4.5.2	Návrh průměru řemenice .....	44
4.5.3	Kontrola převodu – dosažení zdvihu .....	44
4.5.4	Protážení ozubeného řemene.....	46
4.5.5	Kontrola spojení pery.....	47
4.6	KLUZNÉ VEDENÍ .....	50
4.7	ŘEMENOVÁ DRÁHA .....	50
4.8	ÚCHYT NAPÍNACÍ KLDKY .....	51
4.9	ULOŽENÍ VODÍCÍ ŘEMENICE.....	52
4.9.1	Kontrola spojení pery na hřídeli 2 i 3 .....	52
4.9.2	Kontrola hřídelů a ložisek:.....	53
4.10	UCHYCENÍ A ZAJIŠTĚNÍ ZÁKAZNICKÉ DESKY .....	54
4.11	BEZPEČNOSTNÍ TUNEL.....	55
4.12	DVOURUČNÍ OVLÁDÁNÍ.....	56
4.13	BEZPEČNOSTNÍ ROLETA .....	57
4.13.1	Návrh průměru válce bezpečnostní rolety.....	57
4.13.2	Návrh spirálové pružiny .....	58
4.14	KRYTOVÁNÍ .....	59
4.15	3D MODEL NAVRŽENÉHO ŘEŠENÍ .....	60
<b>5</b>	<b>KOMPLEXNÍ HODNOCENÍ .....</b>	<b>62</b>
5.1	ANALÝZA RIZIK NAVRŽENÉHO TECHNICKÉHO PRODUKTU – TS.....	62
5.1.1	Identifikace příčin a důsledků rizik navrženého TS <sub>LC</sub> .....	62
5.2	SOUHRNNÉ HODNOCENÍ NAVRŽENÉHO TS.....	66
5.3	SHRNUTÍ A ZÁVĚR .....	70
<b>6</b>	<b>POUŽITÉ ZDROJE .....</b>	<b>71</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE .....</b>	<b>72</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>72</b>

## Seznam obrázků

OBRÁZEK 1 BUDOVA SPOLEČNOSTI [1].....	14
OBRÁZEK 2 CELKOVÁ ZÁSTAVBA [2] .....	17
OBRÁZEK 3 RUČNÍ OVLÁDÁNÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU [3].....	18
OBRÁZEK 4 RUČNÍ POHON OZUBENÝM ŘEMENEM [2] .....	18
OBRÁZEK 5 MANUÁLNĚ OVLÁDANÝ POSUVNÝ STŮL [2].....	19
OBRÁZEK 6 POSUVNÝ STŮL S ELEKTRICKÝM POHONEM [2] .....	19
OBRÁZEK 7 STÁVAJÍCÍ ŘEŠENÍ PS S PNEUMATICKÝM POHONEM A LINEÁRNÍ OSOU [2] .....	20
OBRÁZEK 8 PŘÍMOČARÝ POHON S UNÁŠEČEM [4, STR. 11].....	20
OBRÁZEK 9 PULT DVOURUČNÍHO OVLÁDÁNÍ [5] .....	20
OBRÁZEK 10 SROVNATELNÉ ŘEŠENÍ PS TS [2].....	21
OBRÁZEK 11 MANUÁLNÍ PS [2].....	21



OBRÁZEK 12 VÝROBA, ÚPRAVA A ROZVOD STLAČENÉHO VZDUCHU [6, STR. 5].....	23
OBRÁZEK 13 GRAF HODNOCENÍ SPLNĚNÍ POŽADOVANÝCH CHARAKTERISTIK TS [7] .....	27
OBRÁZEK 14 DIAGRAM REFERENČNÍHO HODNOCENÍ TS [7] .....	27
OBRÁZEK 15 ČERNÁ SKŘÍŇKA POŽADOVANÉ TANSF. V PROVOZNÍM TRANSFORMAČNÍM PROCESU NAVRH. TS.....	28
OBRÁZEK 16 TECHNOLOGICKÝ PRINCIP PROVOZŇÍHO TECHNICKÉHO PROCESU TS .....	28
OBRÁZEK 17 PROVOZŇÍ TECHNICKÝ PROCES TS .....	29
OBRÁZEK 18 POPIS KLÍČOVÝCH OPERACÍ .....	30
OBRÁZEK 19 VARIANTA A .....	33
OBRÁZEK 20 VARIANTA A 1.1 .....	33
OBRÁZEK 21 VARIANTA A 1.2.....	33
OBRÁZEK 22 VARIANTA B.....	34
OBRÁZEK 23 VARIANTA C.....	35
OBRÁZEK 24 VEDENÍ OZUBENÉHO HŘEBENE .....	36
OBRÁZEK 25 VARIANTA D .....	36
OBRÁZEK 26 GRAF HODNOCENÍ VÝBĚRU SUB-OPTIMÁLNÍ VARIANTY.....	38
OBRÁZEK 27 RÁM POSUVNÉHO STOLU .....	39
OBRÁZEK 28 T-MATICE .....	40
OBRÁZEK 29 STAVITELNÁ NOHA .....	40
OBRÁZEK 30 ULOŽENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ THK .....	40
OBRÁZEK 31 ŘEZ LINEÁRNÍM VEDENÍM [11] .....	41
OBRÁZEK 32 UCHYCENÍ PNEUMATICKÉHO VÁLCE .....	41
OBRÁZEK 33 REDUKCE.....	42
OBRÁZEK 34 POHONNÉ ÚSTROJÍ .....	43
OBRÁZEK 35 SMYKOVÉ TŘENÍ – SILOVÝ ROZKLAD .....	45
OBRÁZEK 36 VALIVÉ TŘENÍ – SILOVÝ ROZKLAD.....	45
OBRÁZEK 37 ULOŽENÍ PASTORKU .....	48
OBRÁZEK 39 ŘEZ ŘEMENICÍ.....	48
OBRÁZEK 38 ŘEZ LOŽISKOVÝM DOMKEM PŘE ŠROUB.....	48
OBRÁZEK 40 LOŽISKO 6203_2Z [12].....	49
OBRÁZEK 41 OZUBENÝ ŘEMEN T5 [15].....	50
OBRÁZEK 42 NÁHLED NA POHONNÉ ÚSTROJÍ S ŘEMENEM.....	51
OBRÁZEK 43 ÚCHYT NAPÍNACÍ KLDKY .....	51
OBRÁZEK 44 ULOŽENÍ VODÍCÍ ŘEMENICE .....	52
OBRÁZEK 45 LOŽISKO 6300_2Z [16].....	54
OBRÁZEK 46 ULOŽENÍ DESEK A ZAJIŠTĚNÍ POLOHY .....	54
OBRÁZEK 47 VODÍCÍ POUZDRO .....	55
OBRÁZEK 48 VODÍCÍ TRN [17] .....	55
OBRÁZEK 49 BEZPEČNOSTNÍ TUNEL .....	55
OBRÁZEK 50 UCHYCENÍ OVLÁDÁNÍ K RÁMU .....	56
OBRÁZEK 51 OPTOSENZOR STBVP6 [18].....	56

OBRÁZEK 52 ULOŽENÍ BEZPEČNOSTNÍ ROLETY .....	57
OBRÁZEK 53 NÁRAZOVÉ LIŠTY [19] .....	59
OBRÁZEK 54 ROZVODNÁ SKŘÍŇKA .....	59
OBRÁZEK 55 BOČNÍ POHLED NA CELEK SESTAVY PS .....	60
OBRÁZEK 56 POHLED ZESPODU BEZ BOČNÍHO A ČELNÍHO KRYTOVÁNÍ.....	60
OBRÁZEK 57 BOČNÍ POHLED BEZ BOČNÍHO A ČELNÍHO KRYTOVÁNÍ .....	61
OBRÁZEK 58 IDENTIFIKACE PŘÍČIN A DŮSLEDKŮ 1 .....	63
OBRÁZEK 59 IDENTIFIKACE PŘÍČIN A DŮSLEDKŮ 2 .....	64
OBRÁZEK 60 IDENTIFIKACE PŘÍČIN A DŮSLEDKŮ 3 .....	65
OBRÁZEK 61 GRAF CELKOVÉHO HODNOCENÍ SPLNĚNÍ POŽADOVANÝCH CHARAKTERISTIK VLASTNOSTÍ TS [7]....	69
OBRÁZEK 62 DIAGRAM CELKOVÉHO HODNOCENÍ [7] .....	69

## Seznam tabulek

TABULKA 1 ZADANÉ POŽADAVKY .....	17
TABULKA 2 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 1/3 [7] .....	24
TABULKA 3 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 2/3 [7] .....	25
TABULKA 4 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 3/3 [7] .....	26
TABULKA 5 SUMARIZACE VÁŽENÝCH HODNOCENÍ .....	26
TABULKA 6 MORFOLOGICKÁ MATICE VARIANT HLAVNÍCH FUNKCÍ.....	31
TABULKA 7 MORFOLOGICKÁ MATICE VARIANT ASISTUJÍCÍCH FUNKCÍ .....	32
TABULKA 8 HODNOCENÍ A VÝBĚR SUB-OPTIMÁLNÍ VARIANTY ŘEŠENÍ TS.....	37
TABULKA 9 VÝSLEDKY ZATĚŽOVÁNÍ HŘÍDELŮ A LOŽISEK.....	46
TABULKA 10 MATERIÁL HŘÍDELE.....	46
TABULKA 11 PARAMETRY PRO VÝPOČET TĚSNÉHO PERA.....	47
TABULKA 12 VÝPOČTENÉ HODNOTY OZUBENÍ.....	49
TABULKA 13 ZÁKLADNÍ PARAMETRY LOŽISKA.....	49
TABULKA 14 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŘEMENIC A KLADEK .....	50
TABULKA 15 VÝSLEDKY ZATĚŽOVÁNÍ HŘÍDELŮ A LOŽISEK.....	53
TABULKA 16 MATERIÁL HŘÍDELE 2 A 3 .....	53
TABULKA 17 ZÁKLADNÍ PARAMETRY LOŽISKA 6300_2Z .....	54
TABULKA 18 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PŘI NÁVRHU VÁLCE ROLETY .....	57
TABULKA 19 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PŘI NÁVRHU SPIRÁLOVÉ PRUŽINY .....	58
TABULKA 20 SOUHRNNÁ SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 1/3 [7].....	66
TABULKA 21 SOUHRNNÁ SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 2/3 [7].....	67
TABULKA 22 SOUHRNNÁ SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA TS ČÁST 3/3 [7].....	68
TABULKA 23 CELKOVÁ SUMARIZACE VÁŽENÝCH HODNOCENÍ [7].....	68

## Seznam použitých symbolů




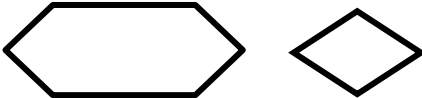





Symbol	Jednotka	Popis
a	[ms <sup>-2</sup> ]	zrychlení
b <sub>p</sub>	[mm]	šířka pásu pružiny
b	[mm]	šířka pera
c	[-]	snížené dovolené namáhání na ohyb
C	[kN]	základní dynamická únosnost
C <sub>0</sub>	[kN]	základní statická únosnost
D	[mm]	průměr pístu
d	[mm]	průměr pístnice
d <sub>1</sub>	[mm]	roztečná kružnice pastorku
d <sub>ε</sub>	[mm]	průměr hřídele
d <sub>r</sub>	[mm]	průměr válce, na která navíjíme
D <sub>r</sub>	[mm]	průměr náviny
d <sub>r</sub>	[mm]	roztečný průměr řemenice
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	koeficient tření
F	[N]	přenášená síla na hřídeli
F <sub>1</sub>	[N]	praktická síla při vysouvání pístnice
F <sub>1</sub> '	[N]	teoretická síla při vysouvání pístnice
F <sub>2</sub>	[N]	praktická síla při zasouvání pístnice
F <sub>2</sub> '	[N]	teoretická síla při zasouvání pístnice
F <sub>n</sub>	[N]	normálová síla
F <sub>p</sub>	[N]	síla působící na pastorek
F <sub>r</sub>	[N]	síla potřebná k rozpohybování břemene
F <sub>t</sub>	[N]	třecí síla
F <sub>u</sub>	[N]	síla působící na řemen
g	[ms <sup>-2</sup> ]	konstanta gravitačního zrychlení
G	[N]	tíhová síla
h	[mm]	tloušťka plátna
k	[-]	koeficient bezpečnosti
k <sub>p</sub>	[Nmm/°]	momentová (úhlová) tuhost pružiny
l	[mm]	délka plátna
L	[mm]	délka pera
L <sub>p</sub>	[mm]	účinná délka pružiny
l <sub>z</sub>	[mm]	délka zdvihu pružiny
m	[mm]	modul přímého ozubení
M	[Nmm]	zatížení pružiny
M <sub>kr</sub>	[Nmm]	kroucí moment působící na řemenici
m <sub>p</sub>	[mm]	modul přímého ozubení pastorku
n <sub>1</sub>	[-]	počet otáček pastorku

$n_p$	[ot.min <sup>-1</sup> ]	počet otáček pastorku
$n_{sp}$	[-]	počet otáček pružiny
$o_1$	[mm]	zdvih pneumatického válce
$o_2$	[mm]	požadovaný zdvih posuvného stolu
$o_c$	[mm]	celková dráha zdvihu
$o_{rp}$	[mm]	obvod roztečí pastorku
$o_{rř}$	[mm]	obvod roztečí řemenice
$p$	[MPa]	výchozí tlak v systému
$p$	[MPa]	otlačení v místech tvarového styku
$p_D$	[MPa]	dovolený tlak
$R_k$	[m]	poloměr průřezu valivého tělesa
$s$	[mm]	šíře návínu
$t$	[s]	doba vykonání zdvihu
$t_{sp}$	[mm]	tloušťka pásu pružiny
$t_1$	[mm]	hloubka drážky v hřídeli
$t_p$	[mm]	rozteč zubů pastorku
$v$	[ms <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu
$y_D$	[mm]	dovolený maximální průhyb
$z_p$	[-]	počet zubů pastorku
$\alpha$	[°]	úhel natočení pružiny
$\Delta l$	[mm]	protažení řemene
$\eta$	[-]	účinnost dvojčinného válce
$\xi$	[m]	rameno valivého odporu
$\pi$	[-]	Ludolfovo číslo
$\sigma_{Dred}$	[MPa]	dovolené redukované napětí
$\psi$	[-]	poměrná šířka zubu

## Důležité zkratky

PS	posuvný stůl
TS	technický systém
TS <sub>LC</sub>	technický systém v celém životním cyklu

## Základní grafické symboly

	- <b>Operátor:</b> přeměňující M, E, I, příp. L objekt/prostředek (při nedostatku místa jen jeho název u symbolu účinku)
	- <b>Operand:</b> přeměňovaný M, E, I, příp. L objekt (při nedostatku místa jen název a stav operandu u symbolu jeho vstupu/výstupu)
	- <b>Proces transformační:</b> soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (příp. strukturovaných do podprocesů, operací a kroků), které vlivem účinků operátorů přeměňují operand („vstupy“) z jeho dostupného vstupního stavu požadovaný výstupní stav operandu („výstupy“)
	- <b>Proces rozhodovací:</b> soubor vzájemně souvisejících nebo vzájemně působících činností (příp. strukturovaných do podprocesů, operací a kroků), které na základě hodnocení operandu ve vstupním stavu („vstupů“) vygenerují vlivem účinků operátorů jako výstup rozhodnutí („výstupy“) o variantě dalšího možného postupu
	- <b>Funkce:</b> pracovní schopnost prvku operátoru (vyjadřovaná infinitivem) např.: = aktivní: otáčet, chladit, držet, ... = pasivní: otáčení/chlazení/držení /... umožnit (na výstupu operátoru vyjadřuje schopnost docílit pož. účinek) (obecná funkce vlevo, hraniční funkce receptoru/efektoru vpravo) (  alternativní SW symbol, pokud není k dispozici  )
	- <b>Vstup/Výstup</b> (ve spojitosti s procesem nebo operátorem): místo a směr M, E, I, příp. L vstupu do/výstupu z procesu nebo operátoru (ve spojitosti s procesy to však není zároveň symbol operandu ve vstupní/výstupním stavu!!!)
	- <b>Účinek</b> (přiřazený k symbolu) operátoru: M, E, I <b>interakce mezi operátorem a operandem</b> s cílem způsobit/umožnit požadovanou přeměnu operandu (vyjadřovaný podstatným jménem slovesným) např.: = aktivní účinky: otáčení, chlazení, držení, ... = pasivní účinky: umožnění otáčení/chlazení/držení/...

## Představení společnosti Engel

Skupina ENGEL je předním výrobcem vstřikovacích lisů se zaměřením na všechny oblasti zpracování plastů.

Společnost Engel byla založena v roce 1945 Ludwigem Engelem. V současné době disponuje skupina ENGEL devíti výrobními závody v Evropě, Severní Americe a Asii (Čína, Korea). Závod Engel strojírenská spol. s.r.o. situován v Kaplici, jenž byl založen v roce 2009 se zaměřuje svou výrobou zejména na elektrické skříňové rozvaděče pro vstřikovací stroje, rámy, kryty, olejové nádrže vstřikovacích strojů a výrobu pásových dopravníků.



Obrázek 1 Budova společnosti [1]

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval Prof. Ing. Stanislavu Hosnedlovi, CSc. za vedení mé diplomové práce, cenné rady a odborný dohled.

Poděkování patří také Tomáši Faltusovi a všem, kteří přispěli cennými připomínkami a radami při konzultacích během zpracování mé diplomové práce.

## Úvod

Posuvné stoly jsou jednoduchá zařízení, která nacházejí své uplatnění zejména v oblasti průmyslu. Primárně slouží k transportu komponent z pracovního prostoru obsluhy, kde dochází k založení komponent, do pracovního prostoru robota, případně jiného zařízení, kde se komponenty odebírají a naopak. Tato zařízení se vyznačují zejména svou jednoduchostí, nízkými nároky na údržbu, malým opotřebením a svou flexibilitou.

Cílem této práce je provést návrh pneumaticky poháněného posuvného stolu s důrazem na bezpečnost obsluhy u koncové polohy posuvné desky v pracovním prostoru obsluhy. Současně s tímto musí být u návrhu brána zřetel na centrování desky pro zachování přesné polohy při odebírání komponent robotem, výrobní náklady posuvného stolu a zachování ergonomie obsluhy.

V úvodní části se pojednává o stávajících řešení a jejich postupném vývoji. Dále je provedena specifikace požadavků na vlastnosti TS s referenčním hodnocením splnění požadovaných charakteristik vlastností.

Druhá část se zaměřuje na návrh variant koncepčního řešení, jejich porovnání a výběr sub-optimální koncepce řešení.

V závěru jsou popsány jednotlivé části konstrukčního návrhu podpořené analýzou rizik a celkové zhodnocení navrženého řešení posuvného stolu.

### 1.1 Základní požadavky a údaje

Úkolem je navrhnout koncepční varianty a vybrat sub-optimální řešení pneumaticky poháněného posuvného stolu pro snadnou přepravu komponent.

Posuvný stůl by měl být snadno ovladatelný, opatřený mechanickými kryty a jinými prvky pro zajištění bezpečnosti obsluhy.

### 1.2 Požadavky na vypracování

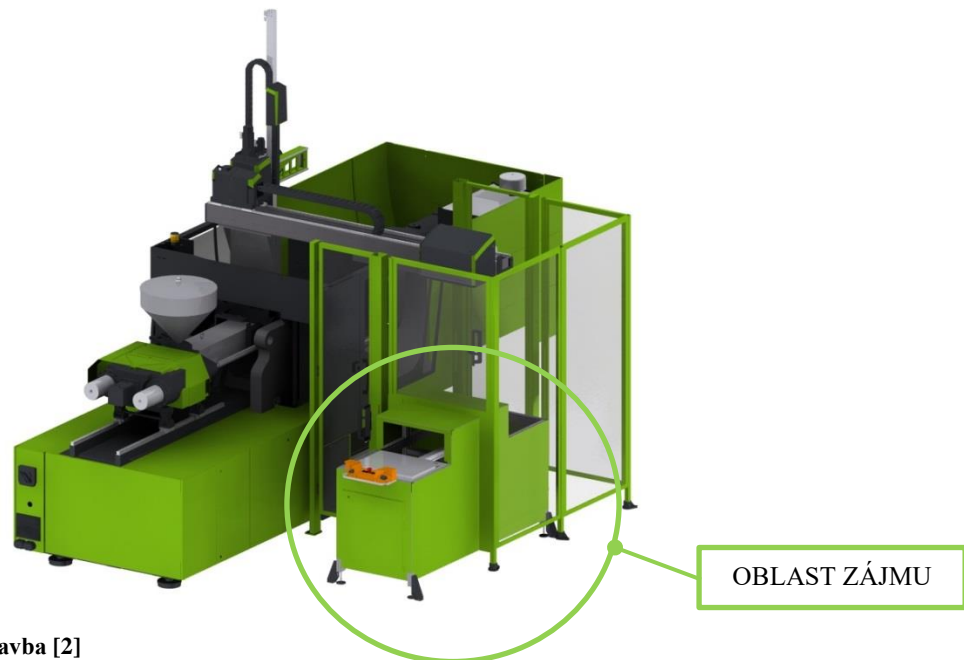
Při vlastním návrhu upřednostněte stávajících technologií firmy ENGEL strojírenská a využijte dodavatelů, se kterými firma ENGEL strojírenská spolupracuje. Například extrudované hliníkové profily stavebnicového systému MayTec, dále dělení plechů laserovou technologií, ohýbání, svařování a lakování.

Při návrhu přihlédněte k maximální funkčnosti, snadné obsluze a údržbě, životnosti konstrukce, vlivu na životní prostředí a splnění podmínek bezpečnosti práce.



Tabulka 1 Zadané požadavky

Max. rozměry stolu pro případ zákaznické desky 600 x 400 (délka x šířka)	2200 x 800 [mm]
Rozměry převážené desky (zákaznická deska)	600 x 400 [mm]
Max. výška převážených dílů včetně zákaznické desky	20 ÷ 300 [mm]
Max. rozměry tunelu (délka x šířka x výška)	850 x 600 x 500 [mm]
Odkládací výška	1000 [mm]
Rychlost	ca. 100 [mm/s]
Maximální zatížení bez uvažování hmotnosti základní desky	ca. 40 [kg]
Počet pracovních cyklů	12 [cyklů/hod]
Požadavek na bezpečnost obsluhy v krajních polohách	Vysoká
Pohon	Pneumatický



Obrázek 2 Celková zástavba [2]

### 1.3 Popis stávajících zařízení

Posuvné stoly, případně posuvné desky se u konkurence vyskytují v podobě pohyblivých suportů obráběcích strojů, zařízení určené pro dělení materiálu či v podobě šuplíkových stolů.

#### Pohybové mechanismy

##### 1.3.1 Převod pohybovým šroubem

Mezi prvními využívanými převody pro pohon posuvného stolu, který byl z počátku manuálně ovládaný, patří převod pohybovým šroubem. U tohoto převodu dochází ke změně točivého pohybu na pohyb posuvný či naopak. Jeho využití lze uplatnit zejména v oblasti výrobních strojů, zdvihacích a upínacích zařízeních. Materiálem pohybových šroubů jsou především ocel, nerez ocel a hliník. Vlastního převodu mezi pohybovým šroubem a pohybovou maticí může být dosaženo následujícími způsoby:

- Šroub se otáčí a matice se posouvá
- Šroub se posouvá a matice se otáčí
- Šroub se zároveň otáčí i posouvá a matice stojí
- Šroub stojí a matice se zároveň otáčí i posouvá

Druhy závitů pohybových šroubů:

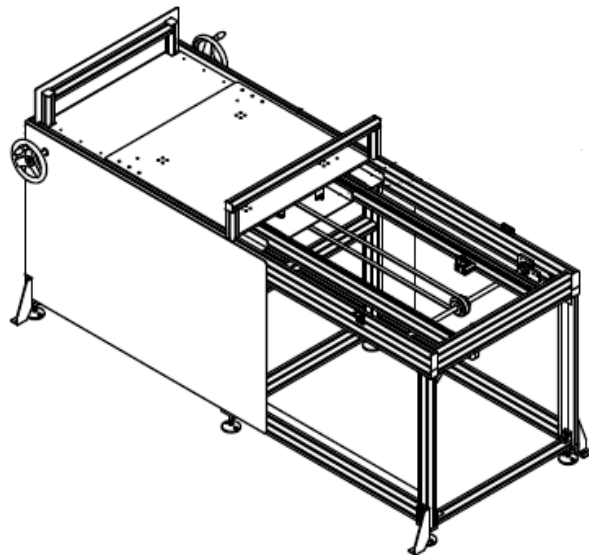
- Závit s plošným stykem – lichoběžníkový závit – smykové tření
- Závit s bodovým stykem – kuličkový šroub – valivé tření



Obrázek 3 Ruční ovládání pohybového šroubu [3]

### 1.3.2 Ozubený řemenový převod

Další velice používaný převod u posuvných stolů představuje převod ozubeným řemenem. Tento převod primárně zajišťuje přenos točivého momentu mezi hnací a hnanou ozubenou řemenicí a vlastním ozubeným řemenem s tvarovým stykem. Převodový poměr převodu je pevně určen závislostí poměru zubů hnané a hnací řemenice. Mezi hlavní přednosti tohoto převodu patří zejména nízká hlučnost při obvyklých pracovních rychlostech, nízká hmotnost, malé zástavbové rozměry, velmi vysoká účinnost, žádný skluz a malé předpětí z čehož plyne nízké zatížení ložisek.

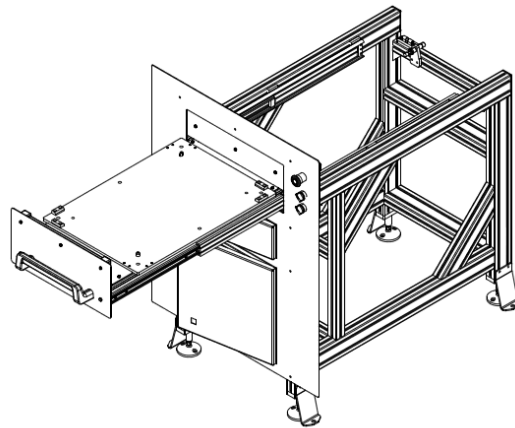


Obrázek 4 Ruční pohon ozubeným řemenem [2]

U posuvných stolů vzniká potřeba transformovat točivý pohyb na posuvný, čehož je dosaženo pomocí upínacích desek, jež jsou připevněny na řemen a součástí, jíž bude posunováno. Nejprve se tento způsob pohybu pomocí ozubeného řemene poháněl především manuálně – lidskou silou. S příchodem automatizace a požadavků na vyšší počet výrobních cyklů se manuální pohon nahradil elektromotorem, při zachování stejné koncepce zařízení.

### 1.3.3 Manuálně ovládaný posuvný stůl

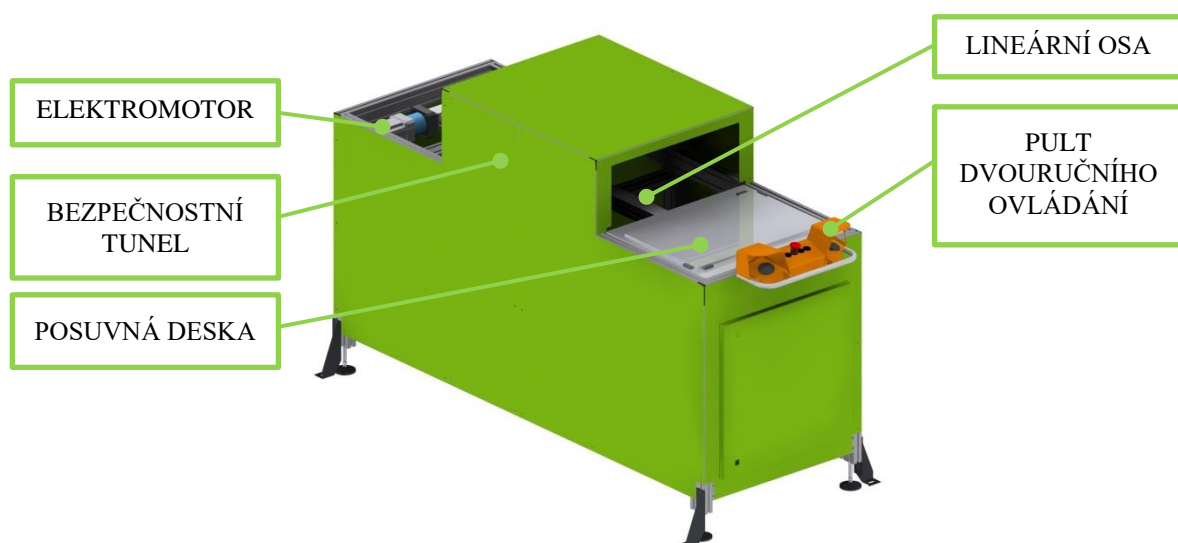
Další typ velice oblíbeného jednoduchého posuvného stolu s manuálním pohonem. Výsuvný zásobník je ze stran veden lineárním vedením. Výhoda této konstrukce spočívá v možnosti velké zatížitelnosti přihrádky v rozmezí do 150 kg, celkové montážní jednoduchosti koncepce a menších nároků na manipulaci zařízení. Naopak nevýhodu při požadavku na větší zdvihy představuje zástavbový prostor při otevřeném šuplíku a s tím spojený omezený zdvih tohoto zařízení.



Obrázek 5 Manuálně ovládaný posuvný stůl [2]

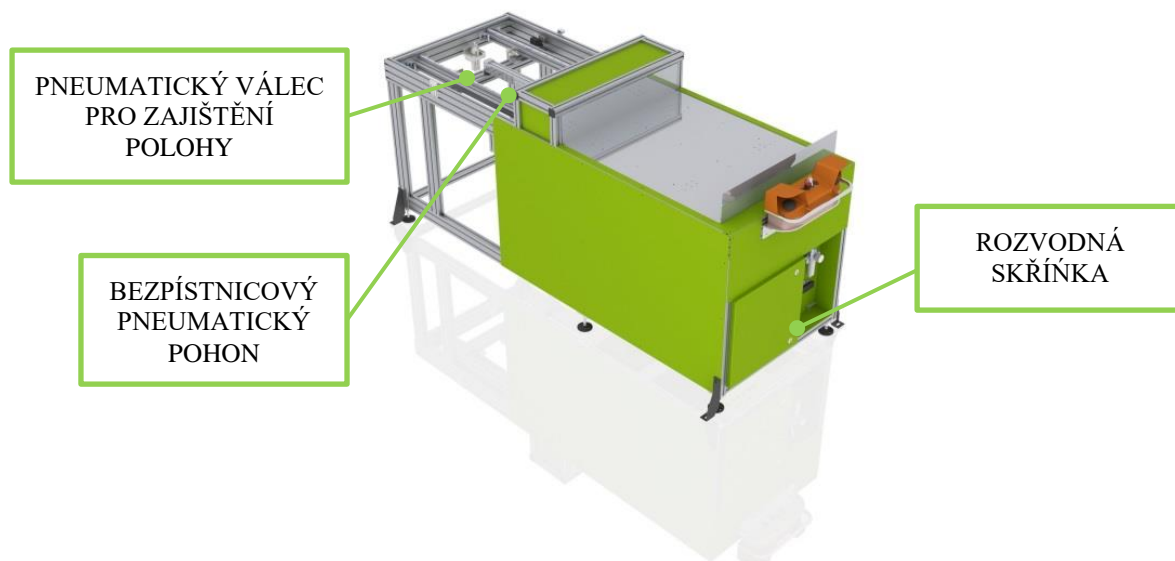
### 1.3.4 Elektrický pohon – lineární osa

Výhodu tohoto způsobu pohonu reprezentuje především jeho spolehlivost, vysoká účinnost, dostupnost a možnost řízení a regulace rychlosti pohybu. Tato koncepce je tvořena elektromotorem a lineární osou. Lineární osa je řízena elektromotorem a ovládána pomocí dvouručního ovládacího pultu. Použitím tohoto pohonu odpadá aplikování lineárního vedení posuvné desky a zajištění koncové polohy posuvné desky. Lineární osa dostatečně zajišťuje vedení desky tak, aby nedocházelo k nežádoucím klopným momentům. Bezpečnostní tunel odděluje prostor mezi krajními polohami posuvného stolu.



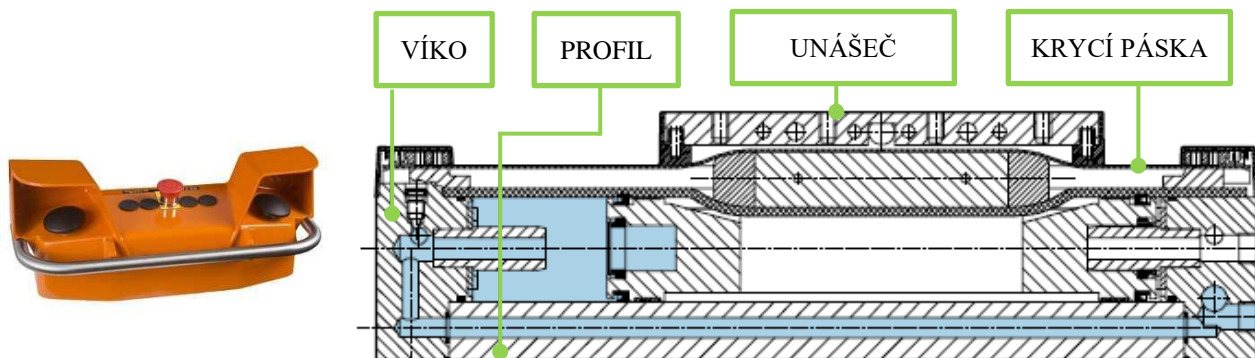
Obrázek 6 Posuvný stůl s elektrickým pohonem [2]

### 1.3.5 Pneumatický pohon – lineární osa



Obrázek 7 Stávající řešení PS s pneumatickým pohonem a lineární osou [2]

Stávající zařízení využívá bezpístnicového provedení pneumatického pohonu s tvarově uzavřeným spojením mezi pístem a unášečem a oboustranným nastavitelným tlumením od společnosti Festo. Snímání krajních poloh zajišťují bezdotyková čidla. Vedení této osy je umožněno přes systém oběžných kuličkových pouzder. Posuvných stůl dále tvoří kompaktní pneumatický válec s průměrem pístu 25 mm a zdvihem 30 mm sloužící pro zajištění a centrování desky v krajních polohách. Vedení desky mezi krajními polohami je zajištěno lineárním vedením. Lineární vedení pro pohyb desky se využívá zejména tam, kde je kladen požadavek na přesun hmotných či rozměrných dílů. V případě převážení menších a lehčích dílů by mohlo být vedení zajištěno pouze pomocí pneumaticky poháněné lineární osy. Stejně jako u předchozích variant se využívá dvouručního ovládání od společnosti Schneider Electric s označením XY2-SB aplikovaného za účelem bezpečnosti obsluhy. Celková zástavba je zakrytována pomocí plechových tabulí opatřené rozvodnou skříňkou, ve které se nachází ventilový blok a zařízení pro úpravu vzduchu, případně elektroinstalace. Tento posuvný stůl je navržen na zatížení 40 kg s maximálními rozměry zásobníku 600 mm x 400 mm na převážené komponenty a maximální výškou dílu o 350 milimetrech.



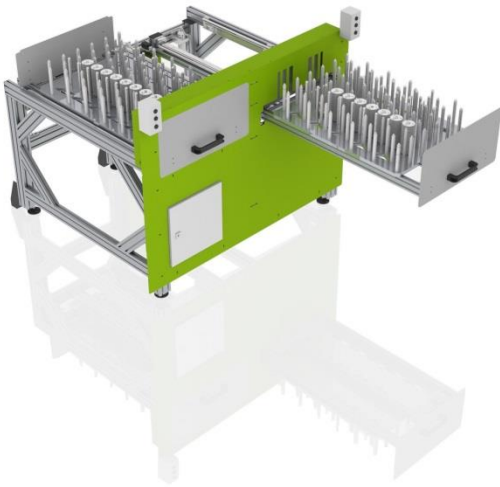
Obrázek 9 Pult dvouručního ovládání [5]

Obrázek 8 Přímochárý pohon s unášečem [4, str. 11]

### 1.3.6 Jednoduchý posuvný manuální stůl

Jako zástupce srovnatelného řešení byl vybrán manuální posuvný stůl, který se vyznačuje svou jednoduchostí, spolehlivostí a nízkou pořizovací cenou. Tato koncepce je navržena na vysokou zatížitelnost na úkor zdvihu, jež limituje délka zásobníku. Dále musíme počítat se zvětšujícími se zástavbovými rozměry při zakládání do šuplíku.

Posuvný manuální stůl je opatřen zajištěním proti samovolnému otevření šuplíku, čehož se využívá při distribuování k zákazníkovi nebo jako bezpečnostní prvek. Velikost zásobníku má omezenou velikost stanovenou na 600 x 400 mm a výšku zásobníku navrženou na možnost manipulace s díly o velikosti 350 mm.



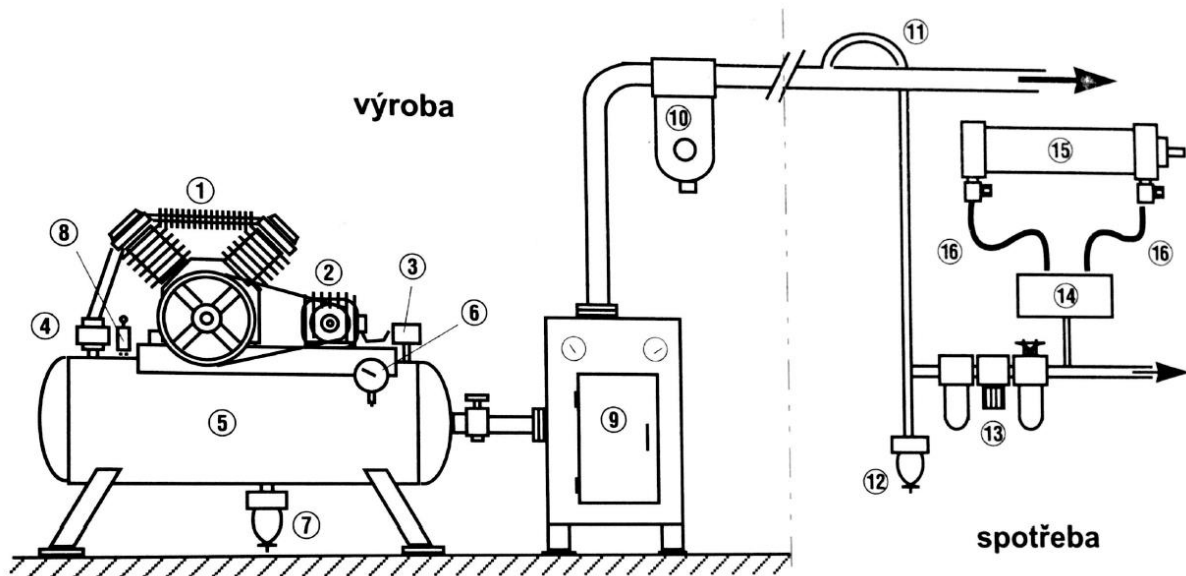
Obrázek 11 Manuální PS [2]



Obrázek 10 Srovnatelné řešení PS TS [2]

Celková velikost kapacity zásobníků pro přesun komponent se navrhuje podle aktuální velikosti přepravních dílů, popř. dle aktuálního projektu.

## 1.4 Základní obvod s využitím stlačeného vzduchu [6, str. 5]



Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu

Prvky obvodu a jejich funkce:

- 1) Kompressor – Vzduch je atmosférickým tlakem nasáván kompresorem, stlačován a s vyšším tlakem dopravován do rozvodné sítě. Mechanická energie kompresoru se převádí na potenciální energii stlačeného vzduchu.
- 2) Elektromotor – Je zdrojem mechanické síly kompresoru. Převádí elektrickou energii na energii mechanickou.
- 3) Tlakový spínač – V závislosti na tlaku vzduchu ve vzdušníku ovládá chod elektromotoru. Jsou na něm nastaveny bod sepnutí při dosažení minimálního tlaku a bod vypnutí při dosažení maximálního tlaku vzduchu.
- 4) Zpětný ventil – Umožňuje proudění vzduchu z kompresoru do vzduchojemu a při odstavení kompresoru brání průtoku stlačeného vzduchu v obráceném směru.
- 5) Vzdušník – Slouží jako zásobník stlačeného vzduchu dodávaného kompresorem. Jeho velikost se odvozuje od výkonu kompresoru. Čím je jeho obsah větší, tím delší jsou intervaly mezi provozem kompresoru.
- 6) Manometr – Měří tlak vzduchu ve vzdušníku.
- 7) Automatické vypouštění kondenzátu – Zařízení slouží k automatickému odpouštění kondenzátu, který se vyloučí ochlazením vzduchu ve vzdušníku.
- 8) Přetlakový pojistný ventil – Jedná se o zajištění bezpečnosti a pojištění funkce tlakového spínače. Při dosažení nastaveného tlaku odpustí vzduch do atmosféry a zabrání tak překročení dovoleného provozního tlaku ve vzdušníku.

- 9) Vysoušení stlačeného vzduchu vymrazováním – Ochlazením stlačeného vzduchu na nízkou teplotu se odloučí vzniklý kondenzát a tím se dosáhne nízkého rosného bodu.
- 10) Filtr hlavní větve potrubí – Tento filtr odloučí hrubé mechanické nečistoty, kondenzát a olej před vstupem vzduchu do hlavní větve potrubí, rozvádějící vzduchu v provozovně.

Rozvod stlačeného vzduchu do místa jeho spotřeby

- 11) Odbočka z větve dílenského rozvodu stlačeného vzduchu – Odbočky ke spotřebičům – strojům jsou na hlavní větev dílenského rozvodu stlačeného vzduchu napojeny tak, aby do nich nemohl stékat kondenzát z hlavní větve rozvodu. Hlavní větev rozvodu stlačeného vzduchu má být uložena se spádem cca 2%.
- 12) Automatické odpouštění kondenzátu – Každé se spádem vodorovně uložené, nebo svisle vedené potrubí musí mít v nejnižším bodě možnost odpouštění kondenzátu, nejlépe samostatným zařízením, které pracuje automaticky bez obsluhy.
- 13) Úprava stlačeného vzduchu – Zajišťuje pro provoz pneumatických prvků spotřebiče – stroje vzduch s požadovanou čistotou, optimálním provozním tlakem a v případě potřeby i obsahem vhodného oleje.
- 14) Ventil – Řídí směr toku proudu stlačeného vzduchu a tím i směr pohybu pneumatického pohonu.
- 15) Pneumatický pohon – Pneumatické pohony převádí potenciální energii na energii mechanickou. Na obrázku je nakreslen pneumatický dvojčinný válec. Dále mohou být použity kyvné pohony, úchopné hlavice, pneumatické motory a další typy provedení pneumatických pohonů.
- 16) Škrtící ventily se zpětným ventilem – Umožňují jednoduchým způsobem plynule měnit rychlost pohybu pneumatických pohonů.

**Obrázek 12** Výroba, úprava a rozvod stlačeného vzduchu [6, str. 5]

## 2 Specifikace požadavků na vlastnosti TS

Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných charakteristik vlastností dosavadního, srovnatelného a ideální TS – část 1 (k vnějším vlastnostem vztahujícím se k transformačním procesům životního cyklu TS)

Tabulka 2 Specifikace požadavků na TS část 1/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k transf. procesům životních etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
			hođn.	celk.	hođn.	celk.	hođn.	celk.	hođn.	celk.	
<b>(1) Pož. k (hlav. i asist.) provozním funkcím/účinkům:</b>											
Technický systém:	0	0		0		0				0	
• Přepravovat komponenty (závitové vložky, aj.)		0		0		0				0	
- max. rozměr stolu (délka x šířka)	2200 x 800 mm	3	4	12	1	3			4	12	Q
- rozměry převážené desky	600 x 400 mm	4	4	16	4	16			4	16	Q
- max. rozměry bezp. tunelu	850 x 600 x 500 mm	4	3	12	1	4			4	16	Q
- Výška stolu pro zakládání komponent	1000 mm	4	2	8	2	8			4	16	Q
• Zajistit centrování desky v krajních polohách	vyšoká	3	3	9	3	9			4	12	Q
• Umožnit bezpečnost obsluhy	vyšoká	4	2	8	3	12			4	16	Q
Přepavní proces:	0	0		0		0				0	
• Setrvání přepravovaného produktu ve stálé poloze	podmínkou	4	3	12	2	8			4	16	Q
• Rychlost přepravy	100 mm/s	2	2	4	1	2			4	8	Q
Tk (přepravovaná komponenta):	0	0		0		0				0	
• Velikost půdorysná (délka x šířka)	dle zák. (<=600 x 400 mm)	4	4	16	3	12			4	16	Q
• Velikost výšková	20 - 300 mm	4	3	12	3	12			4	16	Q
• Maximální hmotnost komponent	max. 40 kg	2	2	4	2	4			4	8	Q
• Tvar	neomezený	4	4	16	4	16			4	16	Q
• Teplota	do 50°C	4	3	12	3	12			4	16	Q
<b>(2) Pož. k ostatním provozním vlastnostem:</b>											0
• Prostředí	středně čisté	2	3	6	2	4			4	8	Q
• Četnost použití	velmi vysoká	4	4	16	2	8			4	16	Q
• Životnost	min. 5 let	4	4	16	4	16			4	16	Q
• Údržba	minimální	4	2	8	3	12			4	16	Q
• Základ pod posuvným stolem	betonová podlaha, PVC	3	4	12	2	6			4	12	Q
<b>(3) Pož. k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu:</b>											
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. Výro	vyšoká	3	3	9	2	6			4	12	Qr
• Náročnost na vyrobení	nizká	4	2	8	3	12			4	16	Qr
• Náročnost na montáž	nizká pomocí běžného s	4	3	12	4	16			4	16	Qr
• Druh výroby	maloseriová (400ks)	2	3	6	1	2			4	8	Qr
<b>(4) Pož. k vlastnostem pro distribuci:</b>											0
• Skladovací prostor	minimální	4	3	12	4	16			4	16	Q
• Manipulace při dopravě a instalaci	paletový vozík	4	3	12	3	12			4	16	Q
<b>(5) Pož. k vlastnostem pro likvidaci:</b>											
• Demontovatelnost	jednoduchá	2	3	6	3	6			4	8	Q
• Recyklovatelnost	jednoduchá a vysoká	3	2	6	2	6			4	12	Q



**Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných charakteristik vlastností dosavadního, srovnatelného a ideální TS – část 2 (k vnějším vlastnostem vztahujícím se k operátorům ve všech etapách životního cyklu TS)**

Tabulka 3 Specifikace požadavků na TS část 2/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k operát. transf. procesů všech živ. etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
			hođn.	celk.	hođn.	celk.	hođn.	celk.	hođn.	celk.	
<b>(1) Pož. k vlastn. pro věcné říz./management:</b>											
• Náhrada vlastního produktu	automat.přepř. jednot	1	1	1	1	1			4	4	Q
• Konkurenceschopnost k produktům na trhu	Standart shuttle table	4	3	12	1	4			4	16	Q
<b>(2) Pož. k vlastnostem k člověku:</b>											
• Bezpečnost ve všech životních etapách, ergonom		0		0		0				0	
- Zajištění nežádoucího pohybu posuvného st	vysoké	4	4	16	3	12			4	16	Q
- Stabilita stolu proti převrhnutí	vysoká	4	4	16	3	12			4	16	Q
- Nastavování, montáž	jednoduchá, bezp.	3	1	3	3	9			4	12	Q
- Přístupnost k dopravovaným komponentům	omezená - bezp. tune	4	3	12	1	4			4	16	Q
- Bezpečnost osob proti poranění	vysoká	4	2	8	2	8			4	16	Q
- Povrch ovládacích prvků	ergonomický	2	2	4	2	4			4	8	Q
• Vnímání pro člověka:		0		0		0				0	
- Barevné provedení	komb. šedé a zelené	3	3	9	1	3			4	12	Q
- Tvarový design	uspokojivý	3	3	9	2	6			4	12	Q
- Povrch zákaznické desky	otěruvzd., vhodný k č	3	3	9	1	3			4	12	Q
- Hlučnost zařízení	nizká	3	2	6	1	3			4	12	Q
<b>(3) Pož. k vlastn. k aktiv. mater. a energ. okolí:</b>											
• Použití ekologicky nezávadných materiálů	primárně	4	3	12	2	8			4	16	Qr
• Zachycení úniku škodlivých látek při mazání	v mezích možnosti	4	3	12	3	12			4	16	Q
• Použití el. prvků s bezpečnými napětími	v mezích možnosti	4	3	12	2	8			4	16	Q
• Stupeň kvrtí elektrických zařízení	primárně	4	4	16	3	12			4	16	Q
<b>(4) Pož. k vlastnostem k aktiv. inform. okolí:</b>											
• Porušení patentových a licenčních práv	bez porušení	4	4	16	4	16			4	16	i
• Legislativní a závazné předpisy	bez porušení	4	4	16	4	16			4	16	i
<b>(5) Pož. k vlastnostem k ostatním TS:</b>											
• Náročnost na technické prostředky v živ. etap	minimální	4	1	4	1	4			4	16	Q
<b>(6) Pož. k vlastnostem k informacím:</b>											
• Výrobní a montážní dokumentace	standardní forma, kon	4	2	8	2	8			4	16	i
• Návodů k obsluze	minimálně	2	3	6	3	6			4	8	Q
• Návodů pro údržbu a opravy	minimálně	2	1	2	2	4			4	8	Q
<b>(7) Pož. k vlastn. k ekon. a časovému řízení/managementu:</b>											
• Výrobní náklady na posuvný stůl	44.500,- Kč	4	3	12	4	16			4	16	C
• Náklady na práci/provoz	minimální	4	2	8	2	8			4	16	Q
• Čas na vývoj	3 měsíce	2	2	4	3	6			4	8	Tr
• Čas na montáž posuvného stolu	max. 8,5 hod	2	2	4	3	6			4	8	T
• Čas na napnutí řemenu	max. 5 min	1	0	0	0	0			0	0	Tr
• Čas na korekci zdvíhu	cca 30 min	1	2	2	0	0			4	4	Tr

**Referenční hodnocení (min. 1, max. 4) splnění požadovaných charakteristik vlastností dosavadního, srovnatelného a ideální TS – část 3 (ke vnitřním (1) a strukturním (2), (3) vlastnostem TS)**

Tabulka 4 Specifikace požadavků na TS část 3/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky) ke vnitřním (1) a strukturním (2), (3) vlastn. TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. Řešení		Ideální řešení (4)		Přísl. QTCi
			hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	
<b>(1) Pož. k obecným konstrukčním vlastnostem:</b>											
• Odolnost povrchů proti poškození	0	0		0		0				0	
- zákaznické desky	vysoká	4	2	8	1	4			4	16	i
- pastorku a ozubeného hřebenu	vysoká	2	0	0	0	0			4	8	i
- bezpečnostních prvků	vysoká	2	2	4	1	2			4	8	i
- ostatních povrchů	vysoká	2	2	4	2	4			4	8	i
<b>(2) Pož. k elementárním konstr. vlastnostem:</b>											
• Transportní prvky	normalizované	2	4	8	4	8			4	8	i
• Spojovací prvky	normalizované	2	3	6	3	6			4	8	i
• Povrchová úprava všech funkčních částí	velmi kvalitní	4	3	12	2	8			4	16	i
• Povrchová úprava všech nefunkčních částí	standardní	2	2	4	1	2			4	8	i
<b>(3) Pož. ke konstrukčním znakům:</b>											
• Zdroj energie pro ovládání a pohon	ruční, nebo pneumatický	4	4	16	1	4			4	16	i
• Druh ovládání	obouruční ovládání	2	2	4	1	2			4	8	i
• Funkční (pracovní) princip	mechanický	2	3	6	1	2			4	8	i

**Legenda** (přiřazení charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

**Q** – k užité vlastnosti, **T** – k dodacímu termínu, **C** – k dodacím nákladům, **i** – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturních vlastností)

Kde: **Qr**, **Tr**, **Cr** – požadavky vyřazené (rejected) z hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením

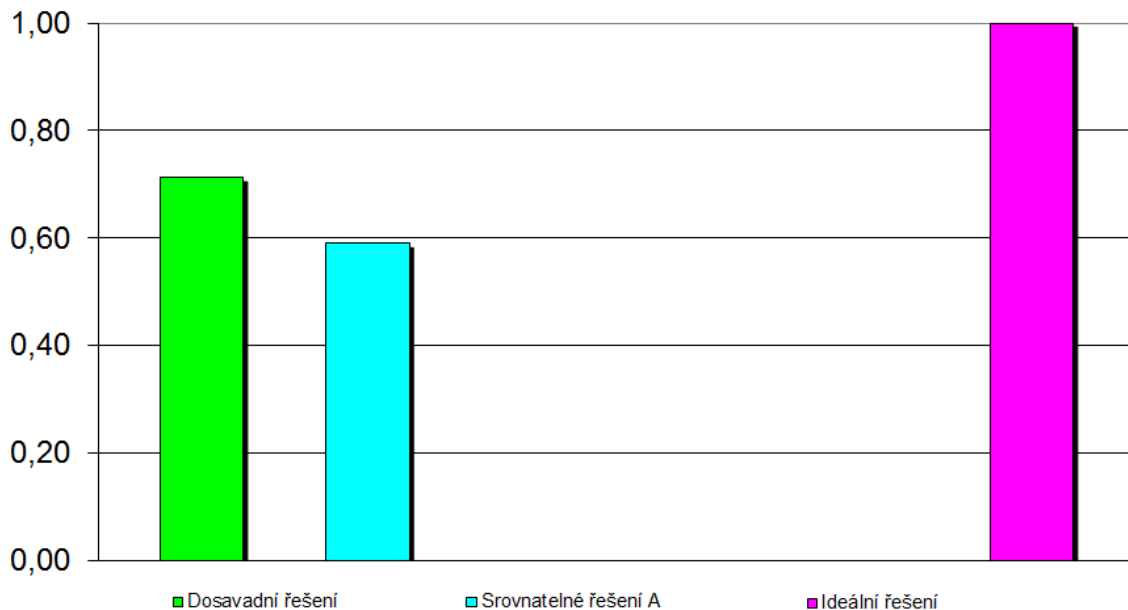
Tabulka 5 Sumarizace vážených hodnocení

Dílčí a celkové součty vážených hodnocení	/	/	Dosavadní řešení	Srovnat. řešení A	Navržené řešení	Ideální řešení	Přísl. QTCr
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>Q</b>	/	/	400	327	0	552	<b>Q</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ (DOCÍLENÉ) JAKOSTI Q</b>	/	/	<b>0,72</b>	<b>0,59</b>	<b>0,00</b>	<b>1,00</b>	<b>Q</b>
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>T</b>	/	/	4	6	0	8	<b>T</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍHO TERMÍNU T</b>	/	/	<b>0,50</b>	<b>0,75</b>	<b>0,00</b>	<b>1,00</b>	<b>T</b>
Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>C</b>	/	/	12	16	0	16	<b>C</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍCH NÁKLADŮ C</b>	/	/	<b>0,75</b>	<b>1,00</b>	<b>0,00</b>	<b>1,00</b>	<b>C</b>
Σ Dílčích součtů ostatních vážených hodnocení <b>r</b>	/	/	165	132	0	240	<b>r</b>
<b>VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ r</b>	/	/	<b>0,69</b>	<b>0,55</b>	<b>0,00</b>	<b>1,00</b>	<b>r</b>
Σ Σ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>Q,T,C,r</b>	/	/	581	481	0	816	<b>Σ</b>
<b>VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ SPLNĚNÍ POŽADAVKŮ</b>	/	/	<b>0,71</b>	<b>0,59</b>	<b>0,00</b>	<b>1,00</b>	<b>Σ</b>

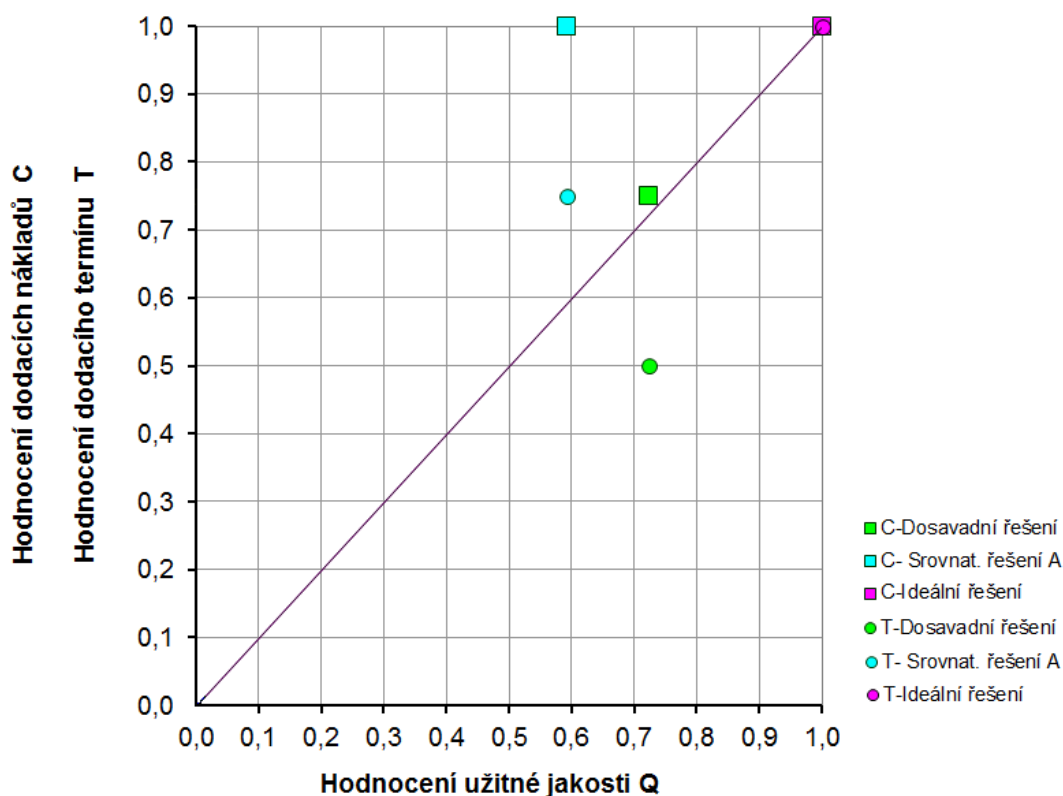
**Výsledné referenční hodnocení splnění požadovaných charakteristik vlastností a hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS (min. 0, max. 1) pro dosavadní, srovnatelné a ideální řešení TS.**

Následují dvě grafické zobrazení uvedených hodnocení.

### Hodnocení splnění požadovaných charakteristik vlastností TS



Obrázek 13 Graf hodnocení splnění požadovaných charakteristik TS [7]



Obrázek 14 Diagram referenčního hodnocení TS [7]

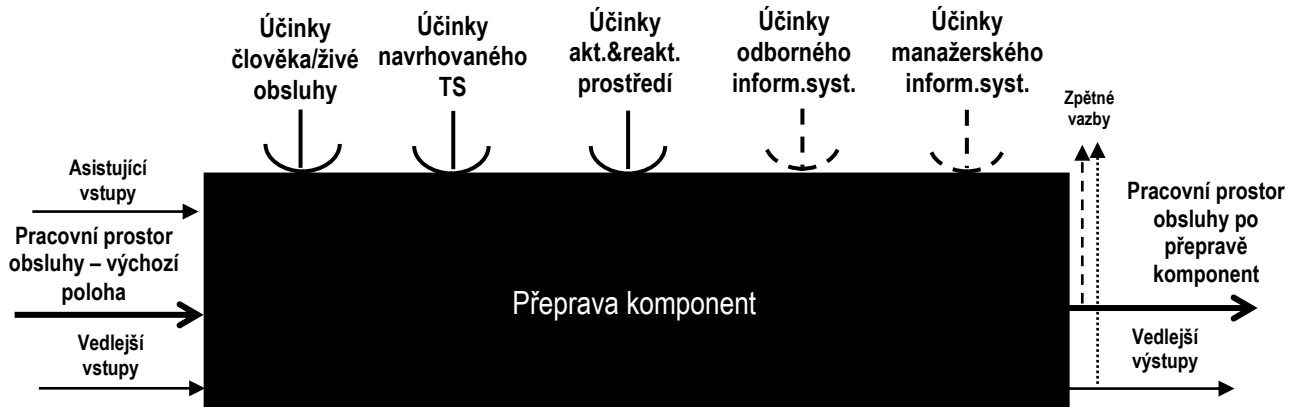
Z předcházejících grafů vyplývá, že dosavadní řešení lépe splňuje požadované splnění charakteristik.

Srovnatelné řešení vychází výhodněji z hlediska nižších vynaložených nákladů při srovnatelné dodané kvalitě. Celkově je srovnatelné řešení, jehož zástupce představuje ruční posuvný stůl, horší z důvodu nenaplnění užitečných vlastností TS.

### 3 Návrh variant koncepčního řešení

#### 3.1 Navržení funkční struktury TS

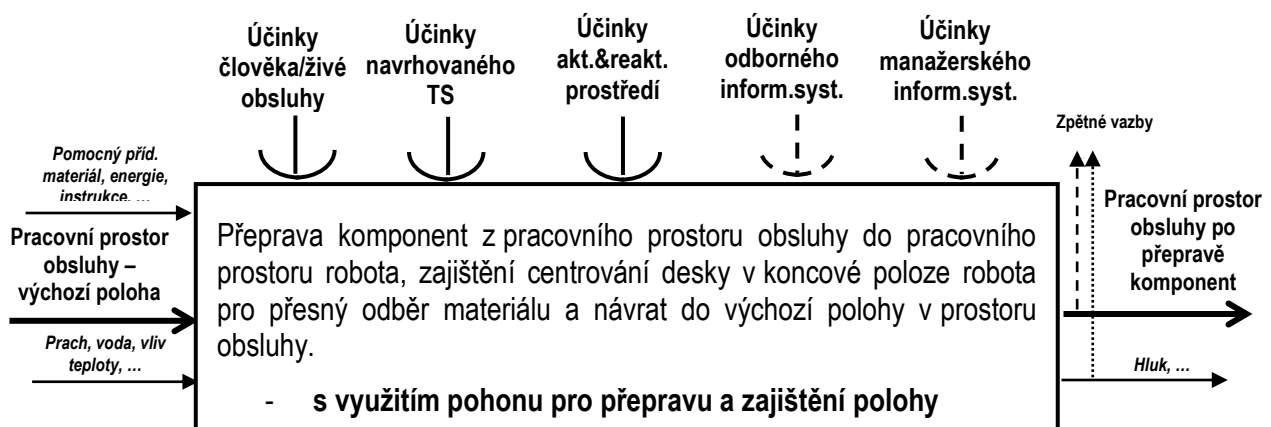
##### 3.1.1 Černá skříňka požadované transformace



Obrázek 15 Černá skříňka požadované tansf. v provozním transformačním procesu navrh. TS

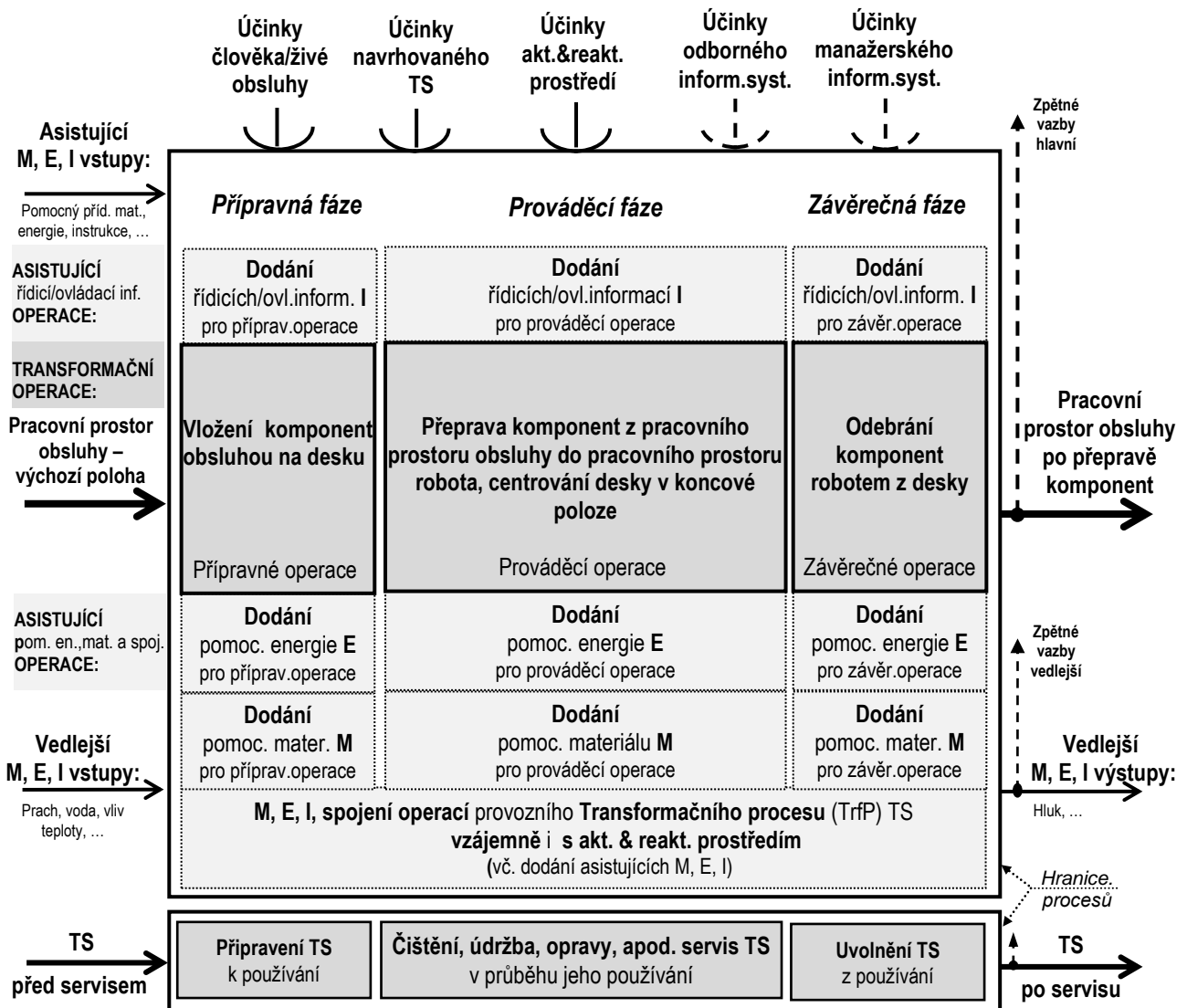
Tato černá skříňka znázorňuje požadovanou transformaci v provozně transformačním procesu navrhovaného TS posuvného stolu. Základním požadavkem je přeprava komponent z výchozí polohy u obsluhy, kde dojde k založení komponent, do polohy robota, kde se komponenty odeberou pomocí robota, a přesun zpátky do výchozí polohy k obsluze. Dle zadání může být výchozí poloha u robota, pak by došlo pouze k záměně vstupu a výstupu z/do transformačního procesu.

##### 3.1.2 Technologický princip provozního technického TS



Obrázek 16 Technologický princip provozního technického procesu TS

### 3.1.3 Provozní technický proces TS



Obrázek 17 Provozní technický proces TS

Proces je zde rozdělen do tří hlavních operací. Přípravné, kde dochází k založení komponent na desku posuvného stolu, prováděcí, kde dochází k samotné přepravě komponent mezi polohami a závěrečné operace, kde robot odebírá komponenty z přepravovací desky. To vše za současného působení asistujících M (materiálových), E (energických) a I (informačních) vstupů a výstupů.

**Podrobný popis klíčových operací provozního technického procesu navrhovaného TS:**

**Komponenty jsou obsluhou založeny na desku posuvného stolu:**

- Centrování desky do požadované pozice
  - dodání energie pro centrování desky
  - aretace desky v požadované pozici
- Zakládání komponent
  - dodání (lidské) energie

**Komponenty jsou přemísťovány posuvným stolem do polohy k robotu:**

- pohyb desky se založenými komponenty posuvným stolem
  - dodání energie
- Spuštění cyklu pomocí dvouručního ovládání
  - dodání (lidské) energie
  - dodání energie pro pohon

**Komponenty jsou robotem odebírány z desky posuvného stolu:**

- Centrování desky do požadované pozice
  - dodání energie pro centrování desky
  - aretace desky v požadované pozici
- Odebírání komponent
  - dodání energie robota

**Komponenty jsou přemísťovány posuvným stolem do primární polohy obsluhy:**

- Centrování desky do požadované pozice
  - dodání energie pro centrování desky
  - aretace desky v požadované pozici
- Zakládání komponent
  - dodání (lidské) energie

Obrázek 18 Popis klíčových operací

### 3.2 Návrh variant orgánové struktury TS

Tabulka 6 Morfologická matice variant hlavních funkcí

Pracovní Funkce TS vč. asist. funkcí			Navržené orgány TS („nositele funkcí“ (příp. i s vyznačením funkčního principu)					
			1	2	3	4	5	6
Fce 1	PŘESUN komponent mezi krajními polohami UMOŽNIT	POHYB pro přesun komponent UMOŽNIT	Ruční pohon	Pneumatický pohon	Elektrický pohon	Hydraulický pohon		
		PŘESUN desky mezi krajními polohami UMOŽNIT	Kyvný mechanismus	Teleskopický píst	Tlačný řetěz	Kombinace pastorek & hřeben s řetězem	Kombinace pastorek & hřeben s ozubeným řemenem	Bezpečnostní pneumatický válec
Fce 2	CENTROVÁNÍ desky v koncových polohách ZAJISTIT		Ruční aretace	Mechanické čorazy	Píst s vodicím čepem a pouzdrmem			
Fce 3	BEZPEČNOST obsluhy UMOŽNIT	BEZPEČNOSTNÍ prvky UMOŽNIT	Optická závora	Kryt	Bezpečnostní parazové lišty	Ochranná roleta	Nášlapná bezpečnostní rohož	
		OVLÁDACÍ ZAŘÍZENÍ pro zajištění bezpečnosti obsluhy UMOŽNIT	Obouruční vládací zařízení s mechanickým spínači	Obouruční vládací zařízení s optickými tlačítky	Spínací tlačítko	Nožní spínač		
		BEZPEČNOSTNÍ prvky od obsluhy k robotu UMOŽNIT	Bezpečnostní tunel	Stěna oddělující prostor mezi obsluhou a prostorem roboťa				
Fce 4	TS s podlahou SPOJIT (M.E,I)		4 nohy s třecím kontaktem	4 nohy s brzděnými kolečky neotoč. okolo svislé osy	4 nohy s brzděnými kolečky otoč. okolo svislé osy			

Legenda:

Varianta a: ●—● ; Varianta b: ●—● ; Varianta c: ●—● ; Varianta d: ●—● ;

Tabulka 7 Morfologická matice variant asistujících funkcí

Asist. funkce TS		Navržené asist. orgány TS („nositele funkcí“) příp. i s vyznačením funkčního principu			
		1	2	3	4
i.1	Hnací ENERGIE pro Funkci i UMOŽ. PŘEVZÍT a TRANSFORMOVAT	přímo	tlačný řetěz	řetězový převod	řemenový převod
i.2	STAV / nastavení napínání Funkci i TRANSFORMOVAT			Napínací ústrojí	unašeč řemenu s integrovaným napínáním
i.3	STAV / ovládací zařízení Funkci i TRANSFORMOVAT	mechanická tlačítka	optická tlačítka	elektronicky	
i.4	STAV / nastavení Funkci i JISTIT	T-matice do drážky profilu a šroub	Šroub s podložkou	Závít ve vedení	
i.5	STAV / vedení hřebenu Funkci i JISTIT	Vedení + přídatná deska s rolíčkami	Vedení po celé délce oz.hřebenu		

**Legenda:**

Varianta a: ●—● ; Varianta b: ●—● ; Varianta c: ●—● ; Varianta d: ●—● ;

Tyto tabulky znázorňují výběr hlavních a asistujících orgánů pro hlavní a asistující funkce.

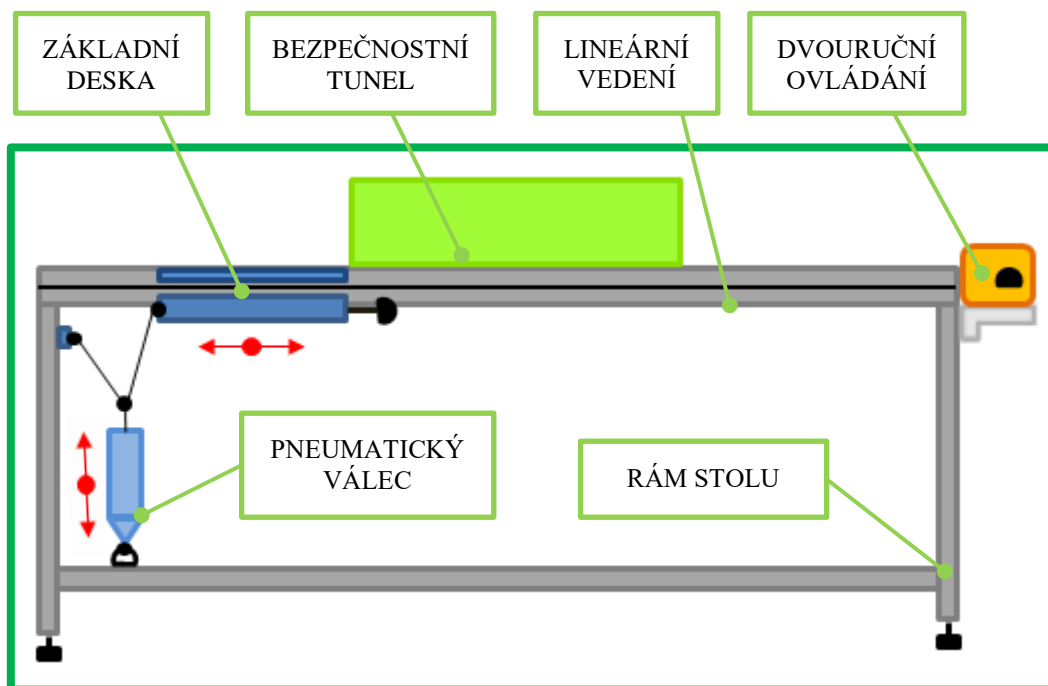
### 3.3 Popis variant

V této kapitole jsou popsány čtyři navržené varianty, které jsou zobrazeny v předcházejících tabulkách orgánové struktury řešeného TS.

Přiložená schémata u jednotlivých variant znázorňují základní rozmístění a uspořádání jednotlivých komponent zařízení. Jedná o zobrazení pro ilustrační účely, a proto tyto schémata nejsou nakresleny dle zásad technického kreslení.



### 3.3.1 Varianta A

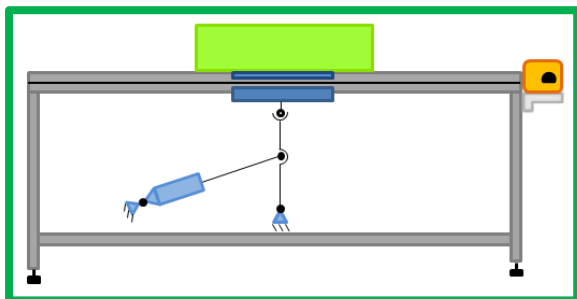


Obrázek 19 Varianta A

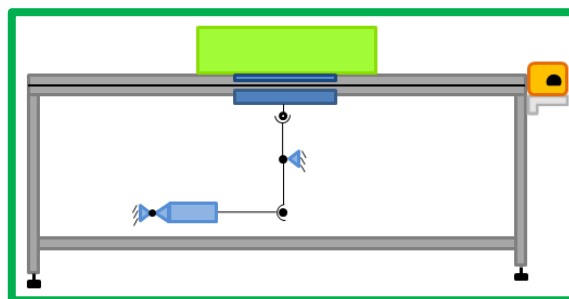
Hlavní prvek této varianty tvoří pneumatický válec s přímočarým pohybem, který přes systém táhel a kinematického uspořádání posouvá desku stolu v horizontálním směru. Koncová poloha desky je zde řešena pomocí mechanického dorazu. Bezpečnost obsluhy zajišťuje dvouruční ovládání s mechanickými tlačítky od společnosti Schneider Electric, které je použito u stávajícího řešení. Přídavné zabezpečení bezpečnosti ve směru k obsluze zajišťuje plechový kryt, který odděluje prostor obsluhy od místa nebezpečí úrazu. Ve směru od obsluhy k robotu zabezpečuje prostor přídavný bezpečnostní tunel. Spojení stolu s podlahou umožňují čtyři nohy s třecím kontaktem.

Další variacemi této varianty znázorňují obrázky č. 20 a č. 21. Tyto variace využívají různého poměru jednotlivých ramen páky a jejich uložení pro zajištění kyvného pohybu. U tohoto provedení bude kladen důraz především na uchycení čepu pro vedení desky v horizontálním směru a zároveň dosažení krajních poloh posuvného stolu.

Nevýhody této varianty představují složitější konstrukce a zástavbové rozměry mechanismu, které by vedly k prodloužení celého posuvného stolu a tím k odchylce od požadovaného zadání. Další nevýhodou této varianty způsobuje při zvoleném mechanismu uchycení k základní desce a tím pohyb tohoto uchycení po kružnici, které by způsobovalo nárůst rychlosti pohybu v krajních polohách posuvného stolu.

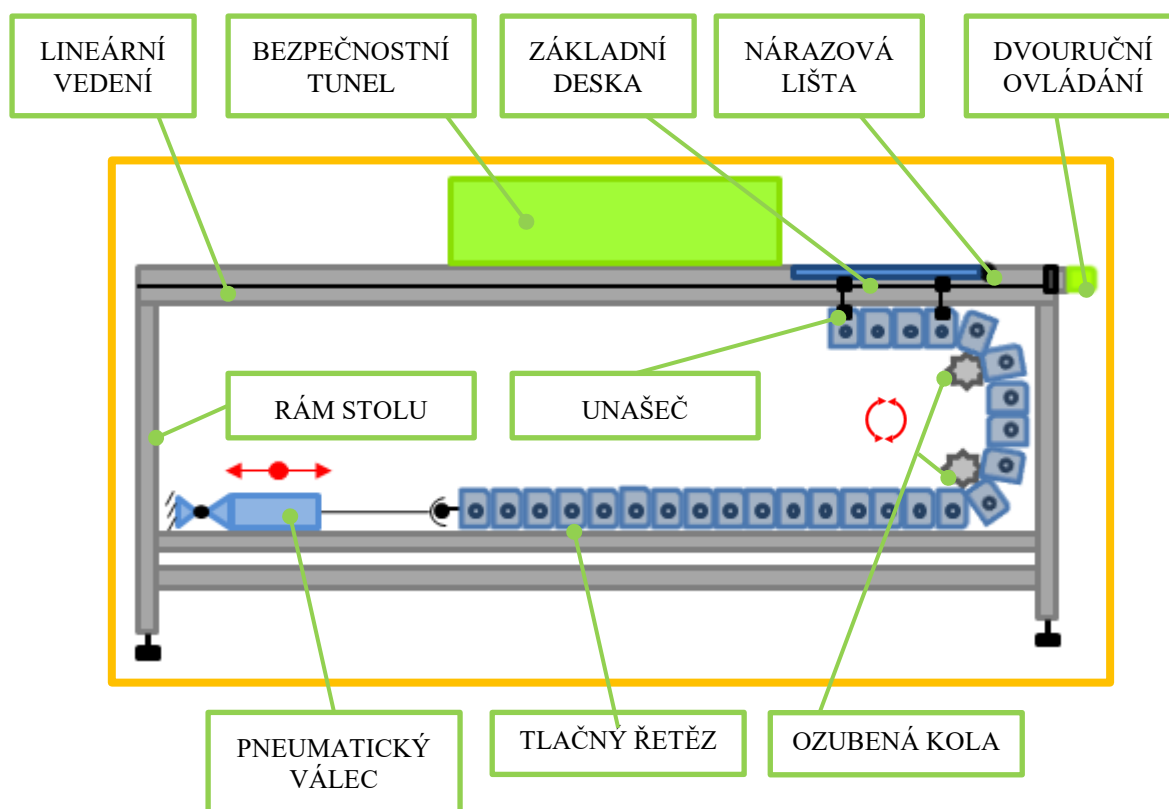


Obrázek 20 Varianta A 1.1



Obrázek 21 Varianta A 1.2

### 3.3.2 Varianta B



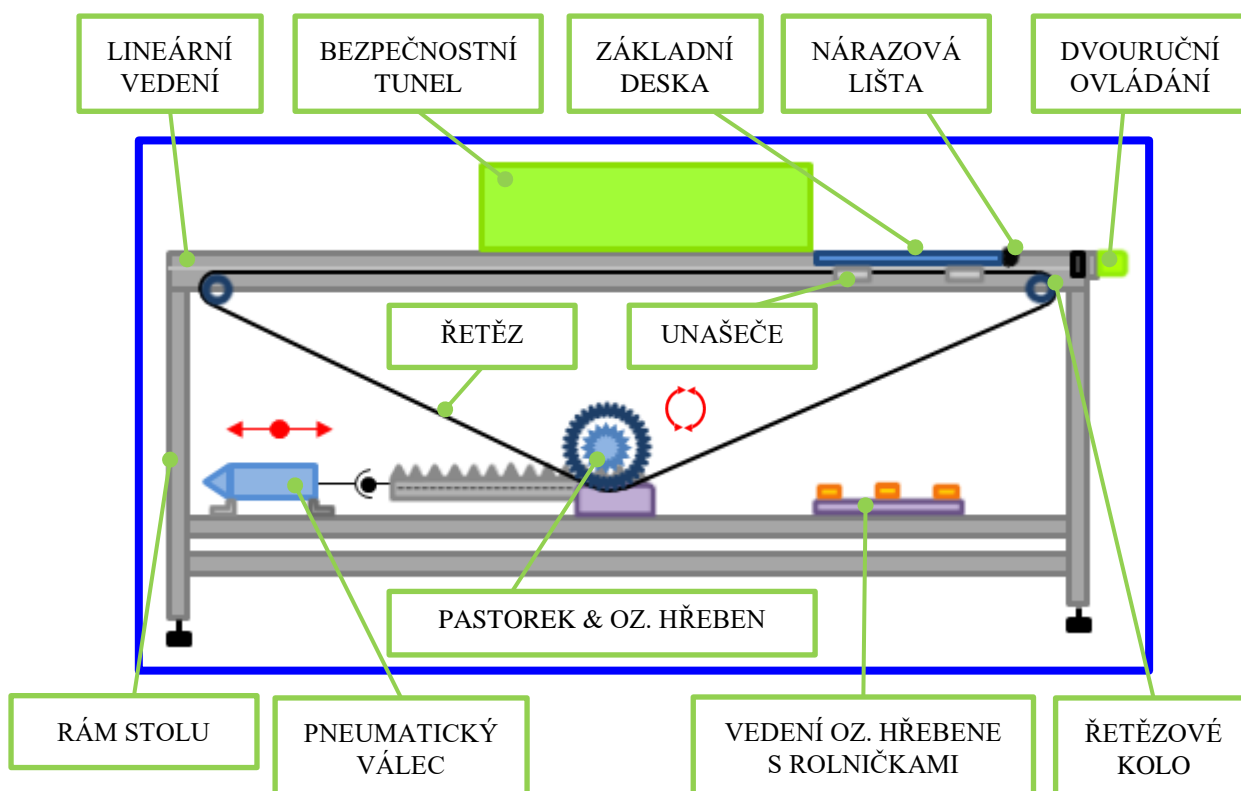
Obrázek 22 Varianta B

Myšlenka této varianty spočívá v pohánění tlačného řetězu pomocí pneumatického válce. Tlačný řetěz poháněný pneumatickým válcem se přes ozubená řetězová kola, která přeměňují směr pohybu řetězu o 90° posouvá, a s ním i posuvná deska, ke které je řetěz připojen. Tento řetěz je uložený v lištách, kde dochází zároveň k vedení řetězu tak, aby nedocházelo k nežádoucím pohybům. Centrování základní desky v koncových polohách zajišťují pneumatické válce s vodícím čepem a pouzdem, jež se používá u stávajícího řešení. K zajištění bezpečnosti obsluhy proti zranění slouží dvouruční ovládání v kombinaci s bezpečnostními nárazovými lištami, které jsou přichyceny ke hraně základní desky případně i ke hraně stolu. Bezpečnost ve směru od obsluhy opět zajišťuje bezpečnostní tunel vytvořený z plechových dílů.

Výhodu tlačného řetězu představuje jeho samonosnost docílená konstrukcí jednotlivých segmentů pomocí tvarového styku.

Nevýhodou, podobně jako u varianty A jsou zástavbové rozměry, které by při požadovaném zdvihu prodlužovali celou koncepci posuvného stolu. Tento problém by mohl být vyřešen pomocí teleskopického pístu vyráběného dle specifických požadavků. Pohon pomocí tlačného řetězu bude dále vyžadovat mazání jednotlivých segmentů a tím i konstrukční zabezpečení úniku maziva s ním spojené.

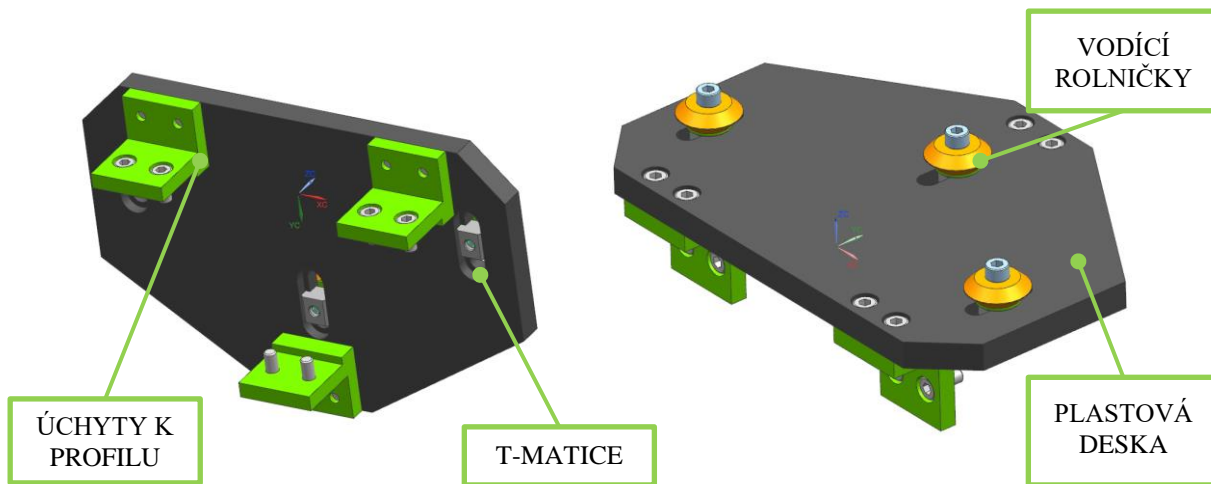
### 3.3.3 Varianta C



Obrázek 23 Varianta C

Základ této varianty tvoří pneumatický válec s přímočarým pohybem. Tento přímočarý pohyb je přes rotační pohyb, který představuje řetězový převod, transformován opět na přímočarý pohyb základní desky posuvného stolu vedenou lineárním vedením. K převodu hnací části mechanismu na hnanou, slouží kombinace pastorku s ozubeným hřebenem a řetězovými koly, které jsou vzájemně navrženy v poměru, který zajišťuje požadovaný zdvih základní desky v horizontálním směru. Uložení ozubeného hřebene je v základní poloze pneumatického válce vedeno ve vedení opatřené drážkami pro mazání. Při přejezdu do koncové polohy pneumatického válce je poloha zajištěna z části na vedení a dále prostřednictvím drážek na bočních plochách profilu ozubeného hřebene, ke kterému se přitlačují rolňičky uložené v SKF kuličkových ložiscích s označením 608-2Z a drážkou zapadající do drážky z boku profilu hřebene. Základ tohoto vedení tvoří deska z plastového materiálu s vyfrézovanými T-drážkami pro možnosti dotažení rolňiček k drážce ozubeného hřebene. Rolňičky jsou pomocí šroubů utaženy do T-matic se závitem M8. Na vedení, na kterém jsou přichyceny ložiskové domky s pastorkem a řemenicí jsou vyfrézovány drážky pro mazání pomocí maznice. Na bocích vedení se nachází filcové papíry přichycené lištou, sloužící pro stírání přebytečného maziva a zabránění jeho úniku na podlahu. Uchycení řetězu se základní deskou zajišťují standardní unášče. Samozřejmostí varianty s řetězovým převodem je i napínací ústrojí, které způsobuje správné napnutí řetězu důležité pro správný chod zařízení. Zajištění centrování v krajních polohách a bezpečnostní opatření je zde řešeno stejným způsobem jako u předchozí varianty.

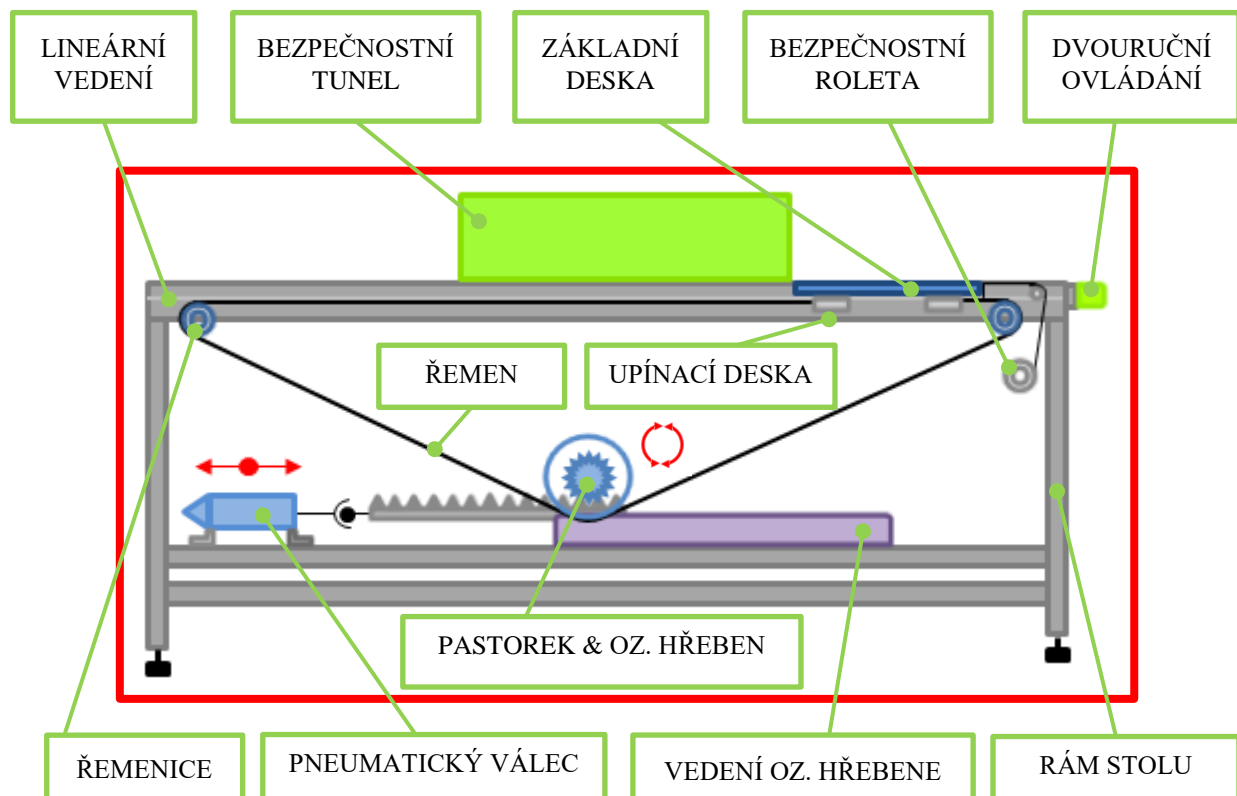
Nedostatek této varianty spočívá v prostředí, ve kterém bude zařízení pracovat. Celková koncepce bude při použití řetězu hlučnější, neboť řetěz vyžaduje pravidelné mazání, z čehož vyplývá i přístup k samotnému řetězovému pohonu a horší údržba.



Obrázek 24 Vedení ozubeného hřebene

### 3.3.4 Varianta D

Tato varianta vychází z předchozí varianty s důrazem na nízkou hlučnost, kde byl řetěz nahrazen ozubeným řemenem. Odlišnost této varianty spočívá v přidání excentrických napínacích kladek, z důvodu zvětšení úhlu opásání hnané řemenice. Vedení ozubeného hřebenu je zde řešeno plastovým kluzným vedením vyráběné společností Murtfeldt. Předností této varianty je způsob zajištění bezpečnosti obsluhy. Tu představuje bezpečnostní roleta, která plní funkci ochrany obsluhy a zároveň zabráňuje vniknutí cizího tělesa do prostoru pohonu posuvného stolu.

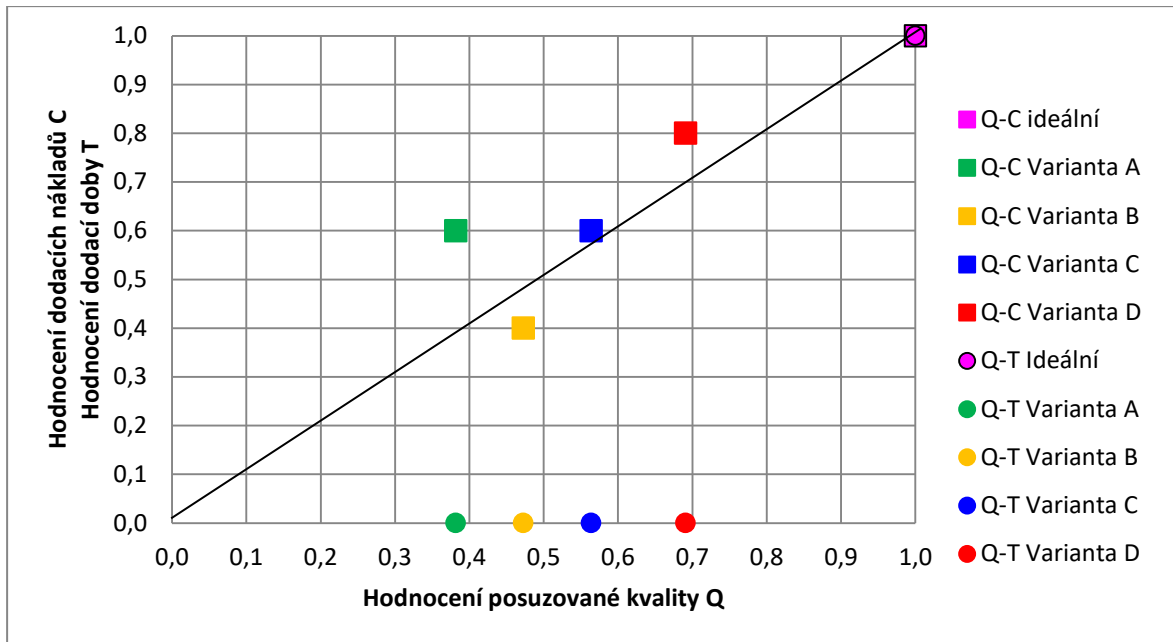


Obrázek 25 Varianta D

### 3.4 Hodnocení navržených variant TS

Tabulka 8 Hodnocení a výběr sub-optimální varianty řešení TS

Hodnocení navržených variant orgánových struktur TS			Varianta				
Stupnice	Q-T-C	Kritérium	Ideál	Varianta A	Varianta B	Varianta C	Varianta D
Hodnocení (min 0 až max 4)	Posuzovaná kvalita Q	Druh pohonu	4	4	4	4	4
		Montáž zařízení	4	2	3	3	4
		Demontáž zařízení	4	3	2	2	3
		Přístup při zakládání komponent	4	1	3	3	4
		Ekologie k životnímu prostředí	4	2	1	3	4
		Výchozí poloha deska	4	1	2	4	4
		Ergonomie spouštěcích spínačů	4	2	4	4	4
		Hlučnost	4	3	2	2	3
		Bezpečnost obsluhy	4	1	3	3	4
		Nejvíce splňující požadavky zadání	4	2	2	3	4
		<b>Σ Hodnocení</b>	<b>40</b>	<b>21</b>	<b>26</b>	<b>31</b>	<b>38</b>
		<b>Σ Normalizované hodnocení Q</b>	<b>1,0</b>	<b>0,38</b>	<b>0,47</b>	<b>0,56</b>	<b>0,69</b>
	Dodací doba T	Celková dodací doba - shodná	---	---	---	---	---
		---	---	---	---	---	
		<b>Σ Hodnocení T</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>
		<b>Σ Normalizované hodnocení T</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>	<b>---</b>
	Dodací náklady C	Celkové dodací náklady	4	3	2	3	4
		---	---	---	---	---	
		<b>Σ Hodnocení C</b>	<b>4</b>	<b>3</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
		<b>Σ Normalizované hodnocení C</b>	<b>1,0</b>	<b>0,6</b>	<b>0,4</b>	<b>0,6</b>	<b>0,8</b>



Obrázek 26 Graf hodnocení výběru sub-optimální varianty

Předcházející tabulka s grafem znázorňují komplexní posouzení analytických hodnocení jednotlivých variant v závislosti na posuzované kvalitě a dodacích nákladech. Z výše uvedených kritérií, a to i těch, které zde nejsou zahrnuty, byla pro další vývoj řešeného TS vybrána jako sub-optimální varianta orgánové struktury varianta D, jež bude dále popsána podrobněji.

### 3.5 Pneumatické schéma

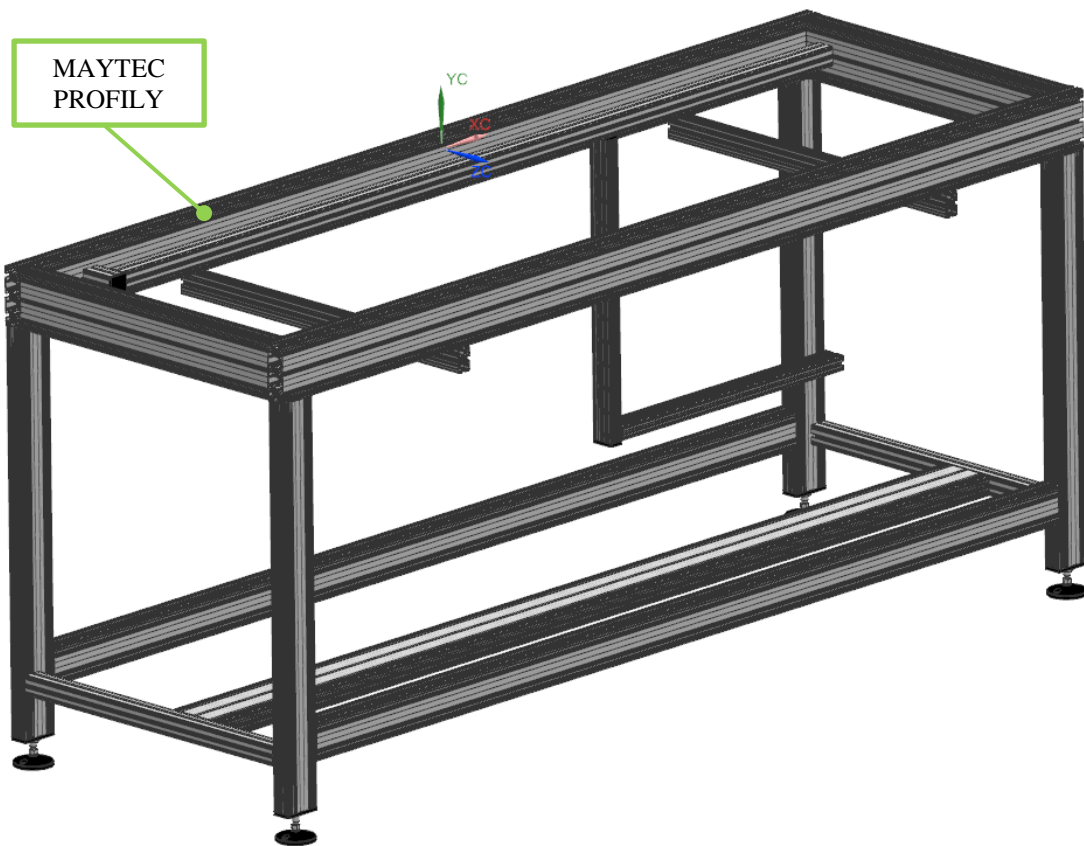
Celkové pneumatické schéma zapojení je součástí přílohy č. 3. Přiložené schéma obsahuje zapojení pneumatických prvků a krokový diagram, který popisuje funkční závislost a posloupnost operací jednotlivých prvků. Z důvodu použití ovládacích tlačítek a koncových spínačů vyžadujících elektrické napájení představuje pneumatické schéma jen jednu část. Druhou částí s přímou vazbou na pneumatické schéma je schéma elektrické, které řeší elektro oddělení. Při elektrickém zapojení se využívá především relé prvků a blokových schémat. Už i při poměrně malém množství použitých prvků může být elektrické zapojení složité z důvodů návaznosti jednotlivých kroků požadovaných operací a opatření proti možným chybám. Celkové zjednodušení by představovalo použití levného programovatelného PLC automatu například od společnosti Mitsubishi, který by sloužil k řízení rozvaděčů posuvného stolu, ale i příslušenství robota atd. Tohoto způsobu by se s výhodou využilo především v těch oblastech výroby, kde by docházelo k požadavkům na změny řídicích funkcí, či zásahů do stávajícího zařízení v podobě rozšíření atp.

## 4 Konstrukční návrh posuvného stolu

Konstrukční provedení posuvného stolu bylo vytvořeno ve vývojovém prostředí CAD systému od společnosti Siemens NX 9.0. V následující části bude popsán konstrukční návrh sub-optimální varianty D.

### 4.1 Rám posuvného stolu

Rám posuvného stolu tvoří hliníkové profily od společnosti Maytec [8]. Požadavek na použití hliníkových profilů je součástí zadání. Sestavení stolu z těchto profilů se vyznačuje zejména svou tuhostí a nízkou hmotností.



Obrázek 27 Rám posuvného stolu

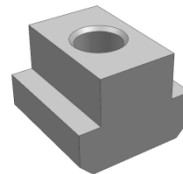
Horní patro rámu tvoří dva hlavní příčné a dva podélníky o rozměrech 40 x 120 mm, ke kterým budou připevněny jednotlivé periferie. Dále se zde nachází dva podélníky o rozměrech profilu 40 x 40 mm, které slouží jako základ pro lineární vedení. Zbývající příčné o rozměrech 30 x 50 mm slouží pro nesení pneumatických válců pro zajištění koncových poloh.

Spodní patro je tvořeno dvěma podélníky o rozměrech 40 x 80 mm a dvěma příčníky 40 x 40 mm, ke kterému je uchycen Maytec profil o rozměrech 40 x 120 mm sloužící pro nesení periferií pohonu a jeho částí.

Tyto patra spojují stojky o rozměrech 40 x 80 mm, jež vytvářejí nohy stolu. Konce těchto nohou jsou osazeny plastovými krytkami černé barvy pro eliminaci ostrých hran profilů a stavitelnými nohami složených z ocelového dřívku M14 x 100 s maticí a kulovým čepem a vlastní kruhovou deskou o průměru 79 mm. [9, str. 183]



Obrázek 29 Stavitelná noha

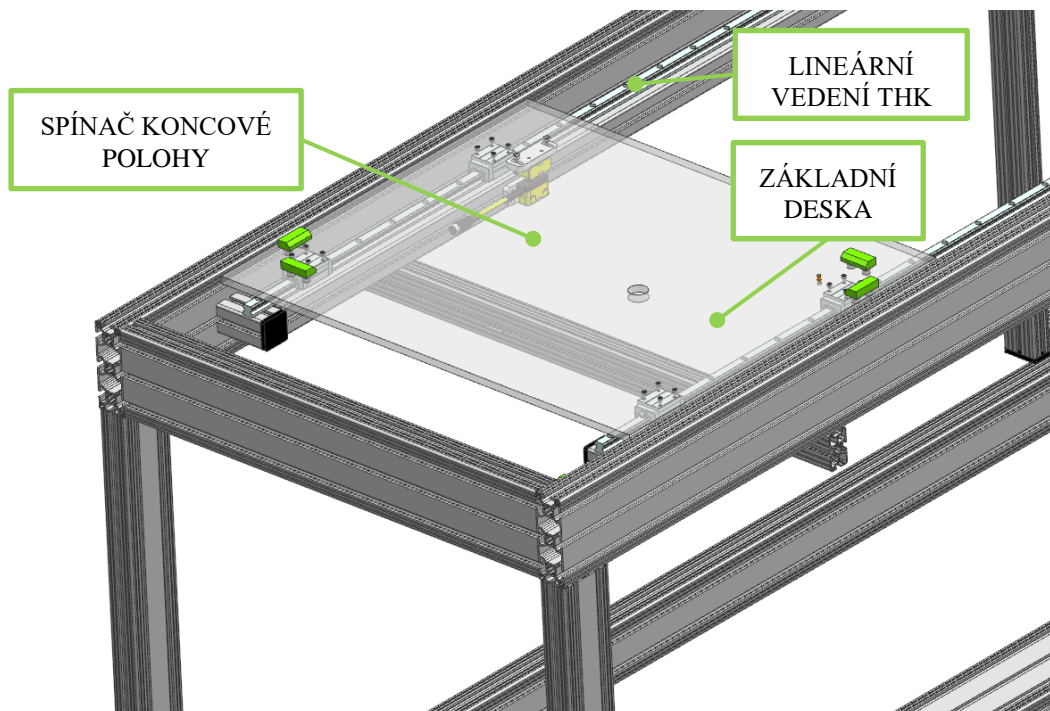


Obrázek 28 T-matice

Přednost těchto profilů spočívá v jednoduchém připevňování dalších komponent zařízení pomocí spojovacích prvků Maytec. Nejpoužívanější prvky tvoří T-matice se závitem M8, které jsou vedeny v T-drážkách profilů a následně zajištěny pomocí šroubů opatřených lepidlem Loctite proti pootočení.

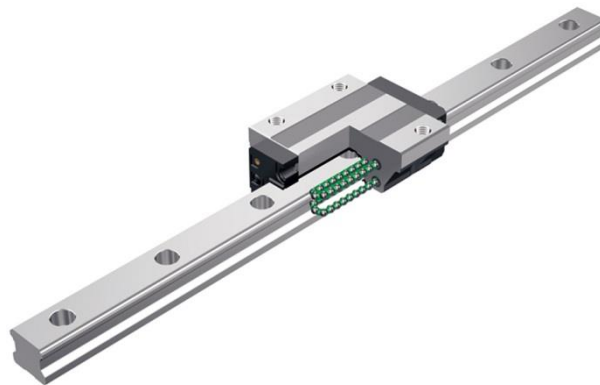
## 4.2 Lineární vedení

Jak již bylo zmíněno výše, na dva podélníky o rozměrech 40 x 40 mm jsou pomocí T-matic ze závitem M8 a zápusťných šroubů s vnitřním šestihranem přichyceny 1900 mm dlouhé kolejnice lineárního kuličkového vedení s označením HSV15R od společnosti THK [10]. Každá kolejnice je osazena dvěma domky pro vedení základní desky, ke které jsou přichyceny zápusťnými šrouby s vnitřním šestihranem o rozměrech M3 x 10 mm.



Obrázek 30 Uložení lineárního vedení THK



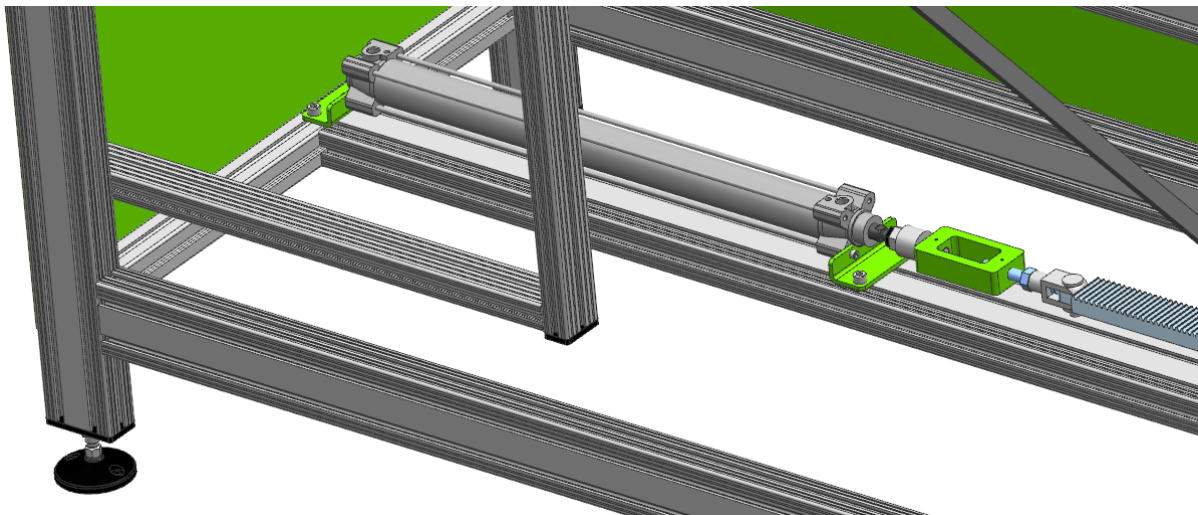


Obrázek 31 Řez lineárním vedením [11]

### 4.3 Pneumatický válec

Hlavním prvkem vykonávající práci je zde lineární pneumatický pohon. Pracovní síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu dvojčinného pneumatického válce působí střídavě v obou směrech pohybu pístu dle impulsu od dvouručního ovládání. S ohledem na velice malou rychlost  $v = 100 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$  byl po konzultaci s panem Dr. Ing. Miroslavem Adámkem, zástupcem firmy SMC, zvolen pneumatický válec s označením C96YDB40-500C. Jedná se o dvojčinný pneumatický válec s průměrem pístu 40 mm, průměrem pístnice 16 mm a zdvihem 500 mm. Dle návrhového výpočtu by splňoval požadavky i válec s průměrem pístu 32 mm, ale po konzultaci ze zástupce firmy SMC, byl zvolen průměr 40 mm, který lépe zapadne do celkové koncepce a bude se méně opotřebovávat. Při použití menšího pneumatického válce by mohlo, vzhledem k nízkým rychlostem docházet k trhanému pohybu.

Pneumatický válec je k profilům přichycen přes úhelníky pomocí šroubů s vnitřním šestihranem.



Obrázek 32 Uchycení pneumatického válce

#### 4.3.1 Výpočet síly válce

$$p = 0,6 \text{ [MPa]} = 6 \text{ [bar]}$$

$$D = 40 \text{ [mm]} \text{ (průměr pístu)}$$

$$d = 16 \text{ [mm]} \text{ (průměr pístnice)}$$

$$\eta = 0,5 - 0,6 \text{ [-]} \text{ pro dvojčinný válec s tlumením}$$

Teoretická síla při vysouvání pístnice

$$F_1' = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4} = 753,9822 \text{ [N]}$$

Teoretická síla při zasouvání pístnice

$$F_2' = p \cdot S = p \cdot \left( \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) = 0,6 \cdot \left( \frac{\pi \cdot 40^2}{4} - \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \right) = 633,3451 \text{ [N]}$$

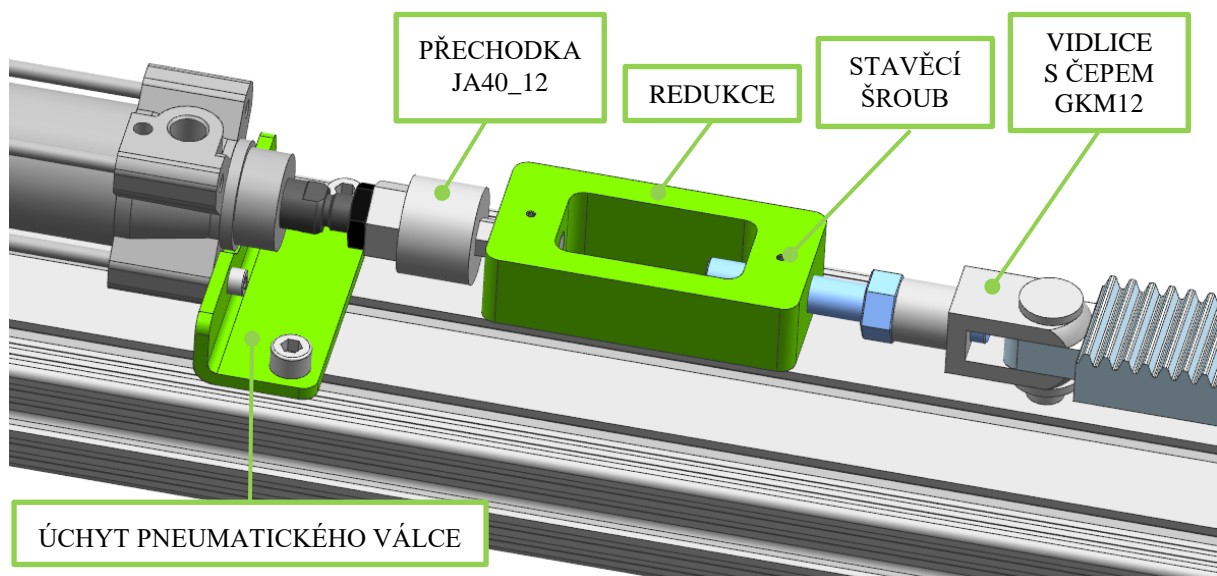
Praktická síla při vysouvání pístnice

$$F_1 = \eta \cdot F_1' = 0,5 \cdot 753,9822 = 376,9911 \text{ [N]}$$

Praktická síla při zasouvání pístnice

$$F_2 = \eta \cdot F_2' = 0,5 \cdot 633,3451 = 316,6725 \text{ [N]}$$

#### 4.4 Redukce



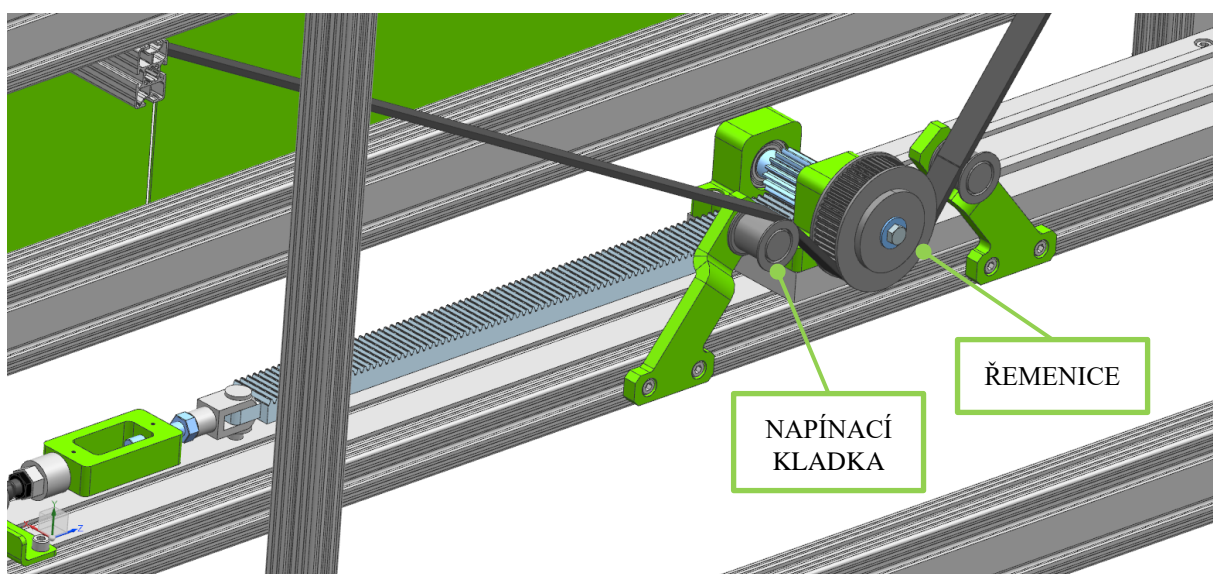
Obrázek 33 Redukce

Redukce slouží k finálnímu doladění celkového zdvihu tak, aby při vysunutí pístnice pneumatického válce o 500 mm došlo k posunutí základní desky o hodnotu 1400 mm, neboli požadovaná vzdálenost mezi krajními polohami základní desky u obsluhy a u robota.

Konec pístnice je opatřen redukcí dodávanou jako příslušenství k pneumatickému válci s označením JA40\_12, která tvoří přechod dřívku pístnice průměru 16 mm na vstup do redukce o průměru 12 mm a pravém stoupání závitů. Na výstupu z redukce se nachází vysoustružená závitová tyč, která má levý závit M12 v délce 48 mm od levé strany, opatřená zápichem, která přechází v šestihran vyrobený na děličce pro otvor na klíč 19 a šířce 10 mm. Za tímto šestihranem se opět nachází zápich a přechází v závitovou část M12 pravého závitu v délce 28 mm. Tato část je našroubována do vidlice s čepem pro uchycení ozubeného hřebenu. Vidlice s čepem mají označení GKM12 a jsou dostupné jako příslušenství k pneumatickému válci od firmy SMC. Jako opatření proti pootočení dřívků v redukci slouží normalizované stavěcí šrouby M3 o délce 6 mm.

## 4.5 Pohonné ústrojí

Tato část pohonného ústrojí obsahuje ozubený hřeben a pastorek. Zde dochází k přeměně lineárního pohybu na pohyb rotační. Toho je dosaženo prostřednictvím ozubeného hřebenu, který se posouvá v závislosti na zdvihu pneumatického válce. Hřeben se posouvá po kluzném vedení a pomocí ozubení a tvarového styku spolu zabírajících zubů uděluje pastorku rotační pohyb, potažmo pak i řemenici. Uložení pastorku zajišťují dvě valivá kuličková ložiska s označením 6203\_2Z od společnosti SKF [12], jež jsou opatřeny prachovými kroužky pro zabránění vniku nečistot do prostoru ložiska. Pastorek i ozubený hřeben jsou vyrobeny z ušlechtilé nízkoalokované oceli ČSN 14 220 (DIN 16MnCr5). Pastorek se bude cementovat a kalit do hloubky 0,5 mm na tvrdost HRC 60 ±1. Řemenice je nasazena na hřídeli a unášena přes pero tvarovým stykem. Zabránění proti axiálnímu pohybu řemenice zajišťuje podložka se šroubem. Poměr funkčních průměrů pastorku a řemenice a jejich počet roztečí udávají požadovaný zdvih. Element pro změnu rotačního pohybu zpět na pohyb lineární přímočarý tvoří ozubený řemen T5 s roztečí zubů 5 mm a upínací desky, které spojují ozubený řemen se základní deskou.



Obrázek 34 Pohonné ústrojí

Při prvotním návrhu bylo nejprve uvažováno s upínacími deskami s integrovaným napínáním od společnosti Mulco. Ty ale byly nahrazeny standartními upínacími deskami a napínacími kladkami z důvodu potřeby zvětšení úhlu opásání hlavní řemenice.

#### 4.5.1 Výpočet ozubení podle Bacha

Výpočet modulu pro přímé ozubení:

$$m = 8,6 \cdot \sqrt{\frac{M_{kř}}{\psi \cdot c \cdot z_1}} = 8,6 \cdot \sqrt{\frac{2,3779}{20 \cdot 15 \cdot 17}} = \mathbf{0,02} \text{ [mm]}$$

$$c = 0,05 \cdot \sigma_{Do} = 0,05 \cdot 300 = 15 \text{ [-]}$$

$$\psi = 20 \text{ [-]} \rightarrow \text{zvoleno z intervalu } 10 \div 30$$

$$z_p = 17$$

Výpočet ozubení dle Bacha navrhuje modul 0,02 mm. V navržené konstrukci byl zvolen modul 2 mm.

#### 4.5.2 Návrh průměru řemenice

$$o_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 \rightarrow n_1 = \frac{o_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{500}{\pi \cdot 34} = \mathbf{4,681} \text{ [-]} \quad m_p - \text{zvoleno } 2 \text{ [mm]}$$

$$d_1 = m_p \cdot z_p = 2 \cdot 17 = \mathbf{34} \text{ [mm]} \quad z_p - \text{zvoleno } 17 \text{ [zubů]}$$

$$o_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_1 \rightarrow d_2 = \frac{o_2}{\pi \cdot n_1} = \frac{1400}{\pi \cdot 4,681} = \mathbf{95,201} \text{ [mm]}$$

Z katalogu Mulco zvolena řemenice T5 [13]

$$\varnothing 96,25 \text{ [mm]}$$

$$z_{ř} = 61 \text{ [zubů]}$$

$$\text{Rozteč } t = 5 \text{ [mm]}$$

#### 4.5.3 Kontrola převodu – dosažení zdvihu

$$\frac{o_1}{t_p} = \frac{500}{6,283} = \mathbf{79,58} \text{ [mm]} \rightarrow \text{dráha pastorek – hřeben při vysunutí}$$

$$t_p = \pi \cdot m_p = \pi \cdot 2 = \mathbf{6,283} \text{ [mm]} \rightarrow \text{rozteč pastorek – hřeben}$$

počet roztečí pastorku = počet zubů pastorku

$$o_{rp} = z_p \cdot t_p = 17 \cdot 6,283 = \mathbf{106,811} \text{ [mm]}$$

$$n_{př} = \frac{o_1}{o_{rp}} = \frac{500}{106,811} = \mathbf{4,68} \text{ [ot.] pastorku}$$

počet roztečí řemenice = počet zubů řemenice

$$o_{rř} = z_{ř} \cdot t_{ř} = 61 \cdot 5 = \mathbf{305} \text{ [mm]}$$

$$o_c = o_{rř} \cdot n_{př} = 305 \cdot 4,68 = \mathbf{1427,4} \text{ [mm]} \rightarrow \text{celková dráha zdvihu posuvné desky}$$

Zadané parametry:

$$m = 40 \text{ [kg]} \text{ (hmotnost komponent + zákaznická deska)} + 10 \text{ (hmotnost základní desky [kg])}$$

$$g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

$$v = 100 \text{ [mm.s}^{-1}\text{]} = 0,1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$t = 14 \text{ [s]} \rightarrow t = \frac{0_2}{v} = \frac{1400}{100} = 14 \text{ [s]}$$

$$f = 0,1 \text{ [-]} \rightarrow \text{koeficient smykového tření ocel-ocel}$$

$$\xi = 0,00003 \text{ [m]} \rightarrow \text{rameno valivého odporu pro materiál ocel-ocel}$$

$$R_k = 1,5875 \text{ [mm]} = 1,5875 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \rightarrow \text{poloměr průřezu valivého tělesa, kterým je soustava kuliček v THK vedení o průměru 3,175 [mm]}$$

vztahy pro dosazení do rovnic

$$G = m \cdot g \text{ [N]}$$

$$F_t = f \cdot F_n = F_t = f \cdot G \text{ [N]} \text{ po vyjádření z rovnice}$$

$$F_t = \xi \cdot \frac{F_n}{R} \text{ [N]}$$

$$a = \frac{v}{t} \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$$

$$\text{pohybová rovnice tělesa: } F_t + F_n + G + F_{\checkmark} = m \cdot a$$

$$x: -F_t + F_{\checkmark} = m \cdot a$$

$$y: F_n - G = 0 \rightarrow F_n = G$$

$$-F_t + F_{\checkmark} = m \cdot a \rightarrow F_{\checkmark} = F_t + m \cdot a$$

$$F_{\checkmark} = \xi \cdot \frac{F_n}{R} + m \cdot a = \xi \cdot \frac{m \cdot g}{R} + m \cdot a$$

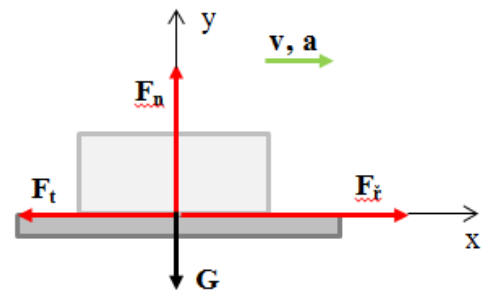
$$F_{\checkmark} = 0,00003 \cdot \frac{50 \cdot 9,81}{0,0015875} + 50 \cdot \frac{0,1}{14} = \mathbf{9,63 \text{ [N]}}$$

Z důvodu přídavných třecích ztrát způsobených v ložiskách a jejich uložení a ztrát vznikajících při přenosu sil mezi pastorkem a ozubeným hřebenem budeme dále uvažovat namísto valivého tření, tření smykové, které je několika násobně vyšší, což bylo prokázáno výpočtem. Tímto vypočteme sílu, která v sobě zahrnuje třecí ztráty a zajistíme tak i dočasnou funkčnost mechanismu v případě selhání valivých elementů ve valivých domkách THK vedení, která by se projevila zvýšenou hlučností provozu.

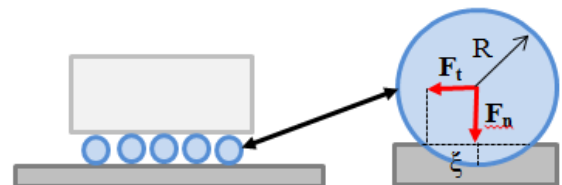
$$F_{\checkmark} = f \cdot m \cdot g + m \cdot \frac{v}{t}$$

$$F_{\checkmark} = 0,1 \cdot 50 \cdot 9,81 + 50 \cdot \frac{0,1}{14} = \mathbf{49,41 \text{ [N]} \leq 420 \text{ [N]}}$$

Tato podmínka udává sílu potřebnou k rozpoohybování břemene o váze 50 kg, která musí být menší než maximální hodnota síly, jež může přenést zvolený ozubený řemen.



Obrázek 35 Smykové tření – silový rozklad



Obrázek 36 Valivé tření – silový rozklad

$$M_{kř} = F \cdot \frac{d_f}{2} = 49,41 \cdot \frac{96,25}{2} = \mathbf{2377,86} \text{ [Nmm]}$$

$$F_p = \frac{M_{kř}}{\frac{d_1}{2}} = \frac{2377,86}{\frac{34}{2}} = \mathbf{139,87} \text{ [N]} \leq F_1, \text{ potažmo } F_2$$

$$F_p = \mathbf{139,87} \leq \mathbf{376,9}; \text{ potažmo } \mathbf{316,7} \text{ [N]}$$

Síla působící na pastorek musí splňovat předcházející podmínku, kde síla vyvozená tlakem vzduchu o 6 barech musí být větší než síla působící na pastorek. Z požadavku pohybu komponent z prostoru obsluhy do prostoru robota, kde dojde k odebrání komponent, a zpět do výchozí polohy či naopak kdy výchozí polohu představuje poloha u robota.

$$n_p = \frac{60}{t} n_1 = \frac{60}{14} \cdot 4,681 = \mathbf{20,06} \text{ [ot.min}^{-1}\text{]}$$

#### 4.5.4 Protážení ozubeného řemene

$$F_u = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P}{t \cdot z_f \cdot n_p} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 0,005}{5 \cdot 61 \cdot 20,06} = \mathbf{49,03} \text{ [N]}$$

$$\Delta l = \frac{L \cdot F_u}{C_{spec}} = \frac{4320 \cdot 49,03}{225000} = \mathbf{0,88} \text{ [mm]}$$

Ozubený řemen T5 o celkové délce 4320 mm se protáhne o 0,88 mm při zatížení 49,03 N.

Kontrola hřídelů a ložisek:

Detailní zpráva výpočtu hřídelů a ložisek provedená v programu KISSsoft je součástí přílohy č. 3.

#### Výsledky zatěžování:

Tabulka 9 Výsledky zatěžování hřídelů a ložisek

Maximální průhyb hřídele_1 $y_1$	5,971 [ $\mu\text{m}$ ]
Ekvivalentní zatížení $\sigma_{red1}$	6,22 [MPa]
Životnost levého ložiska 6203_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]
Životnost pravého ložiska 6203_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]

#### Dovolené redukované napětí:

Tabulka 10 Materiál hřídele

Materiál hřídele	ČSN 14 220
Mez kluzu Re	695 [MPa]
Míra bezpečnosti k	2 [-]
Koeficient střídavého zatížení $c_{III}$	0,65 [-]

Dle nového způsobu značení materiálů lze materiál 14 220 najít pod názvem dle DIN 16MnCr5, případně ISO 6336-5 Figure 9/10

$$\sigma_{Dred1} = \frac{Re \cdot c_{III}}{k} = \frac{590 \cdot 0,65}{2} = \mathbf{225,88} \text{ [MPa]}$$

$$k_1 = \frac{\sigma_{Dred1}}{\sigma_{red1}} = \frac{225,88}{6,22} = \mathbf{36,3} \text{ [-]}$$

Hřídel, jakožto součást pastorku je navržen s bezpečností 36, a tedy vyhovuje. Zde by stálo za úvahu použití materiálu s menší hodnotou mezí kluzu s nástrčně uloženým ozubením o materiálu 14 220, pro dosažení požadované pevnosti ozubení.

U ocelových konstrukcí se klade požadavek nejen na to, aby nebylo překročeno dovolené napětí, ale i maximální průhyb. Dovolené průhyby se pohybují v rozmezí

$\left(\frac{1}{1000} \div \frac{1}{250}\right) \cdot \text{rozpětí konstrukce}$ . Pro náš výpočet byl zvolen dovolený průhyb  $\left(\frac{1}{500}\right) \cdot \text{rozpětí konstrukce}$ .

$$y_{D1} = \frac{1}{500} \text{ vzdálenost mezi podporami} = \frac{1}{500} \cdot 80,1 = \mathbf{0,16} \text{ [mm]}$$

$$y_1 \leq y_{D1}$$

$$\mathbf{0,0059} \leq \mathbf{0,16} \text{ [mm]}$$

Podmínka průhybu hřídele splněna.

#### 4.5.5 Kontrola spojení pera

Přenos točivého momentu z jednotlivých řemenic na hřídele a naopak je zajištěn tvarovým stykem pomocí těsných per. Výpočet vychází z určení minimální styčné délky pera.

Tabulka 11 Parametry pro výpočet těsného pera

Minimální styková délka pera	$L$ [mm]
Přenášený točivý moment	$M_{kř}$ [Nmm]
Průměr hřídele	$d_{\xi}$ [mm]
Hloubka drážky v náboji	$t_1$ [mm]
Šířka pera	$B$ [mm]
Dovolený tlak	$p_D$ [MPa]

$$F = \frac{2M_{kř}}{d_{\xi}} = \frac{2 \cdot 2377,86}{15} = \mathbf{317,05} \text{ [N]}$$

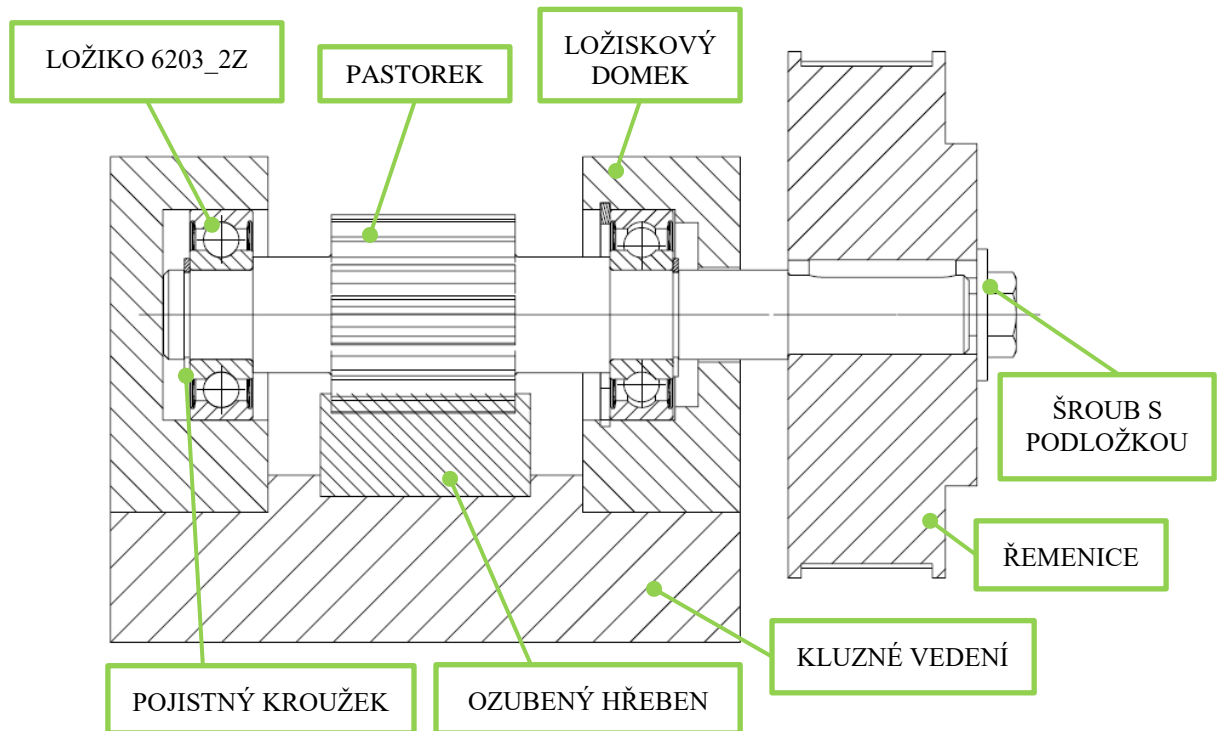
$$L = \frac{F}{t_1 \times p_D} + b = \frac{317,05}{2,1 \cdot 120} + 5 = \mathbf{6,26} \text{ [mm]} \rightarrow \text{zvolena délka pera } \mathbf{28} \text{ [mm]}$$

$$p = \frac{F}{t_1 \times (L-b)} \leq p_D$$

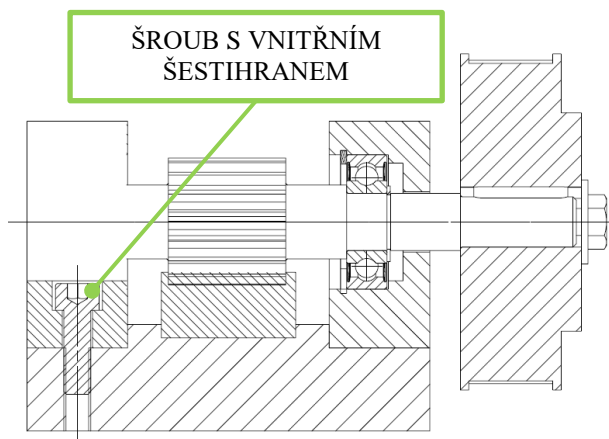
$$p = \frac{317,05}{2,1 \cdot (28-5)} \leq 120 \text{ [MPa]}$$

$$p = 6,56 \leq 120 \text{ [MPa]}$$

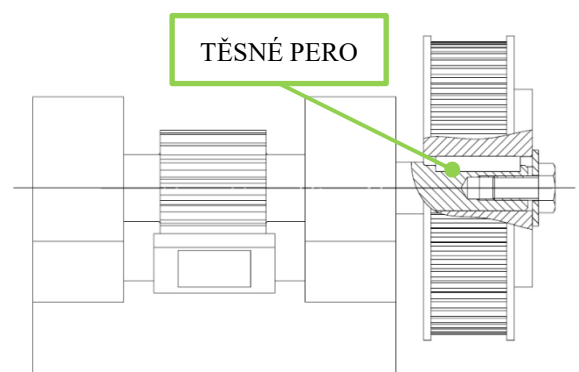
Navržen těsné pero u hřídele\_1 vyhovuje.



Obrázek 37 Uložení pastorku



Obrázek 38 Řez ložiskovým domkem pře šroub



Obrázek 39 Řez řemenicí



Kontrola ozubení byla provedena v programu KISSsoft pomocí výpočtové metody ISO 6336:2006 B. Výsledky jsou součástí přílohy č. 2.

**Tabulka 12 Výpočtené hodnoty ozubení**

Dovolená bezpečnost v ohybu pro paty zubů $SF_{min}$	
1,40	
Vypočtená bezpečnost pro paty zubů	
Pastorek	Hřeben
18,56	19,77
Dovolená bezpečnost v dotyku boků zubů $SH_{min}$	
1,0	
Vypočtená bezpečnost boků zubů	
Pastorek	Hřeben
3,05	4,06

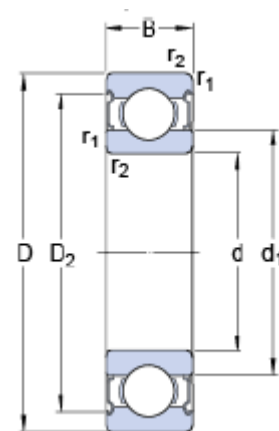
Z předcházející tabulky vyplývá splnění požadavků pro návrh ozubení.

S ohledem na malá zatížení a přímé zuby, byla zvolena radiální ložiska, která jsou uložena v ložiskových domcích a zajištěna proti axiálnímu posunutí pomocí pojistných kroužků pro hřídele a díry.

Základní parametry ložiska 6203\_2Z:

**Tabulka 13 Základní parametry ložiska**

Ložisko 6203_2Z	
d	17 [mm]
D	40 [mm]
B	12 [mm]
d <sub>1</sub>	24,5 [mm]
D <sub>2</sub>	34,98 [mm]
Základní dynamická únosnost C	9,9 [kN]
Základní statická únosnost C <sub>0</sub>	4,7 [kN]
Hmotnost	0,068 [kg]



**Obrázek 40 Ložisko 6203\_2Z [12]**

Ložiska byla zkontrolována v programu KISSsoft. Ložiska jsou předdimenzována kvůli prostorovým požadavkům a malé zatěžovací síle.

## 4.6 Kluzné vedení

Vedení pro pohyb ozubeného hřebene je vyrobeno z plastu světle šedé barvy na bázi PETP, neboli polyethylentereftalát polyesteru dostupného u společnosti Murtfeldt, známé pod obchodním názvem jako Murylat SP [14] Tento materiál vyniká vysokou odolností proti opotřebení a kluznými vlastnostmi. Samomaznosti je docíleno homogenním rozptýlením tuhých maziv uvnitř materiálu. Tento materiál má schválení pro provoz v potravinářském průmyslu. Technická data z výběrových zkoušek jsou k dispozici na webových stránkách výrobce.

Náhradou za toto provedení při použití plastové desky s otočnými rolničkami byla popsána v 3.3.3. u popisu varianty C. Tato varianta však vyžaduje vyšší nároky na montáž a z tohoto důvodu bylo zvoleno provedení s kluzným vedením.

## 4.7 Řemenová dráha

Řemenová dráha se skládá ze třech řemenic, přičemž dvě z nich slouží pouze pro vedení ozubeného řemenu do požadované pozice. Pro zvýšení úhlu opásání a zmenšení namáhání řemenu s ocelovými kordy je využito dvou hladkých napínacích kladek. Řemenice a kladky jsou dodány od společnosti Mulco. Jejich ekvivalent v České republice představuje společnost Tyma.

Napínací kladky Mulco nesoucí označení B/E2 34/32 jsou uloženy na válečkových ložiskách s náplní maziva na celou životnost ložiska. Materiál hřídele zastupuje ocel a ostatní části jako válec a příruby jsou vyrobeny z hliníku. Napínací kladka funguje na principu excentrického mechanismu, kde je v hřídeli vyvrtaný excentrický závitový otvor pro uchycení kladky. Při natočení hřídele dochází k vychýlení kladky o hodnotu závislou na velikosti excentricity.

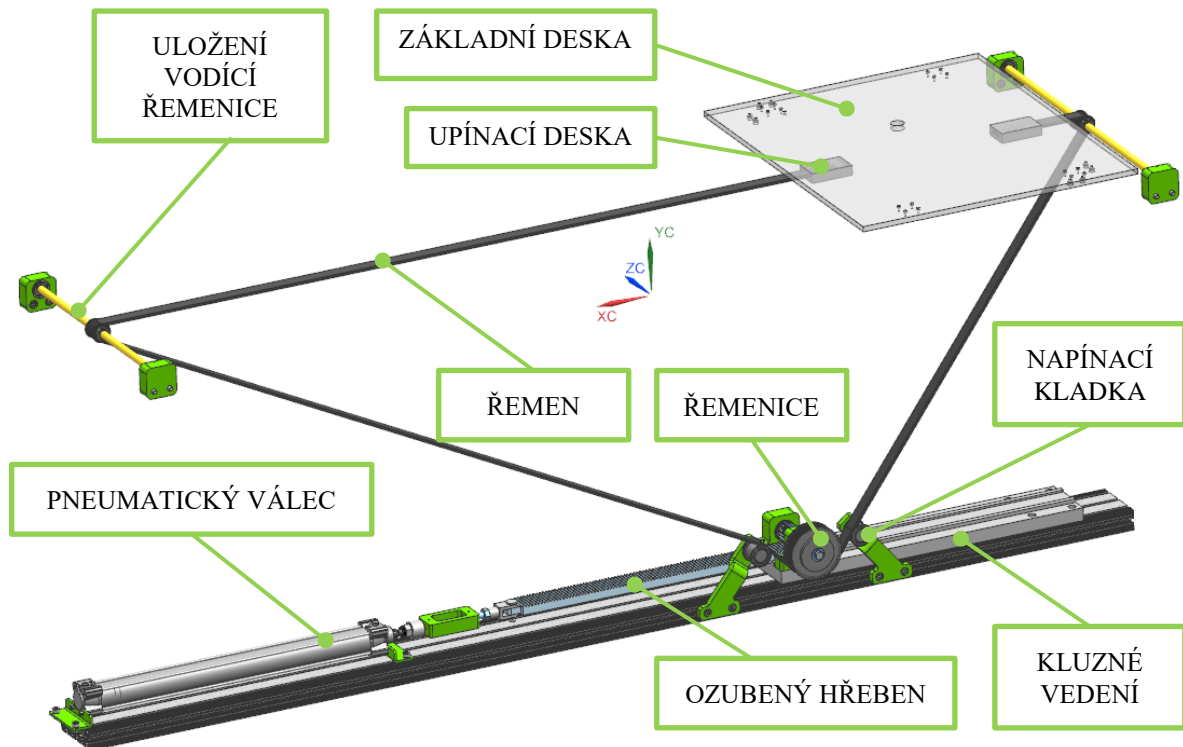
Zvolený ozubený řemen s ocelovými kordy T5 s lichoběžníkovým profilem o šířce 25 mm dle normy DIN 7721.



Obrázek 41 Ozubený řemen T5 [15]

Tabulka 14 Základní parametry řemenic a kladek

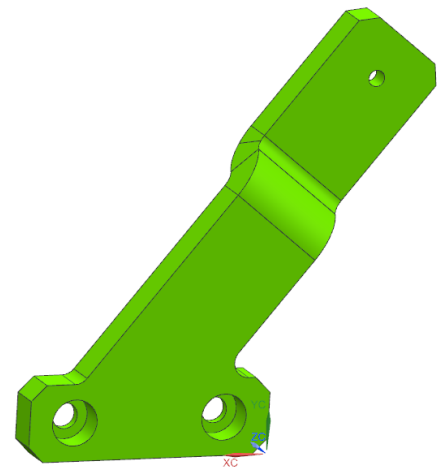
Název	označení	Rozměr [mm]	Počet zubů	materiál
Poháněcí řemenice	LS 36_T5_61_8_NB 65x6	Ø 96,25	61	AlCuMgPb
Vodící řemenice	LS 36_T5_20_6_NB 24x6	Ø 31	20	AlCuMgPb
Napínací kladky	B/E2 34/32	Ø 32	-	Al
Upínací deska	T5_varA_1	50 x 80	-	AlSiMg0,5
Řemen	T5	4320	-	-



Obrázek 42 Náhled na pohonné ústrojí s řemenem

#### 4.8 Úchyt napínací kladky

Úchyt slouží k nesení napínací kladky, která je k úchytu připevněna pomocí šroubu s vnitřním šestihranem. Těmito typy šroubů je úchyt ukotven k Maytec profilu pomocí T-matic vedené v drážce profilu. Tím se v případě nutnosti může zvětšit velikost napnutí. Primárně se napínání zajišťuje pomocí excentricity na napínací kladce. Materiál pro tento úchyt byla zvolena plochá tyč tažená za studena, dále tepelně nezpracovaná, rovnaná z oceli třídy 11 373 dle ČSN 42 6522.12. Úchyt o tloušťce 12 mm je dostatečně tuhý, aby nedocházelo k jeho ohýbání při napínání řemenu.

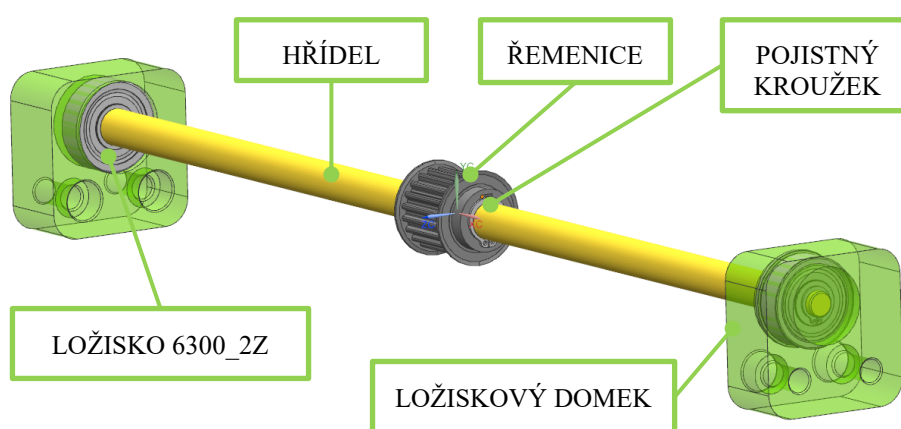


Obrázek 43 Úchyt napínací kladky

## 4.9 Uložení vodící řemenice

Uložení vodících řemenic v horní části posuvného stolu je navrženo s ohledem na dosažitelnost požadovaného zdvihu. Levé uložení vodící řemenice se od té pravé liší pouze délkovým rozměrem hřídele z důvodů zástavbových rozměrů a uchycení k profilům posuvného stolu.

Hřídel je otočně uložena ve dvou jednořadých kuličkových ložiskách s označením 6300\_2Z zajištěná proti axiálnímu pohybu pojistnými kroužky. Vodící řemenice nasazená na hřídel s perem, kde dochází k přenosu sil pomocí tvarového styku, je rovněž zajištěná proti axiálnímu posunutí pojistným hřídelovým kroužkem. Hřídel je vyrobená z ušlechtilé uhlíkové oceli třídy 12 050, v případě německého značení DIN C45. Materiál ložiskových domků reprezentuje konstrukční ocel 11 373 (DIN USt37-3).



Obrázek 44 Uložení vodící řemenice

### 4.9.1 Kontrola spojení pery na hřídeli 2 i 3

$$F = \frac{2M_{k\dot{i}}}{d_{\xi}} = \frac{2 \cdot 741,2}{14} = \mathbf{105,89} \text{ [N]}$$

$$L = \frac{F}{t_1 \times p_D} + b = \frac{105,89}{2,1 \cdot 120} + 5 = \mathbf{5,42} \text{ [mm]} \rightarrow \text{zvolena délka pera } \mathbf{28} \text{ [mm]}$$

$$p = \frac{F}{t_1 \times (L-b)} \leq p_D$$

$$p = \frac{105,89}{2,1 \cdot (28-5)} \leq 120 \text{ [MPa]}$$

$$p = \mathbf{2,19} \leq \mathbf{120} \text{ [MPa]}$$

Navržené těsné pero u hřídele\_2,3 vyhovují.

#### 4.9.2 Kontrola hřídelů a ložisek:

Detailní zpráva výpočtu hřídelů a ložisek provedená v programu KISSsoft je součástí přílohy č. 2.

#### Výsledky zatěžování:

Tabulka 15 Výsledky zatěžování hřídelů a ložisek

Maximální průhyb hřídele_2 $y_2$	639,98 [ $\mu\text{m}$ ]
Ekvivalentní zatížení $\sigma_{red2}$	31,88 [MPa]
Životnost levého ložiska 6300_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]
Životnost pravého ložiska 6300_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]
Maximální průhyb hřídele_3 $y_3$	281,98 [ $\mu\text{m}$ ]
Ekvivalentní zatížení $\sigma_{red3}$	24,18 [MPa]
Životnost levého ložiska 6300_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]
Životnost pravého ložiska 6300_2Z $L_{nh}$	>1000000 [h]

#### Dovolené redukované napětí:

Tabulka 16 Materiál hřídele 2 a 3

Materiál hřídele_2_3	ČSN 12 050
Mez kluzu Re	490 [MPa]
Míra bezpečnosti k	2 [-]
Koeficient střídavého zatížení $c_{III}$	0,65 [-]

$$\sigma_{Dred2,3} = \frac{Re \cdot c_{III}}{k} = \frac{490 \cdot 0,65}{2} = \mathbf{159,25} \text{ [MPa]}$$

$$k_2 = \frac{\sigma_{Dred2,3}}{\sigma_{red2}} = \frac{159,25}{31,88} = \mathbf{4,99} \text{ [-]}$$

$$k_3 = \frac{\sigma_{Dred2,3}}{\sigma_{red3}} = \frac{159,25}{24,18} = \mathbf{6,59} \text{ [-]}$$

Hřídel\_2 je navržen s bezpečností 5, hřídel\_3 s bezpečností 6,6 a tedy vyhovují.

$$y_{D2} = \frac{1}{500} \text{ vzdálenost mezi podporami} = \frac{1}{500} \cdot 621,1 = \mathbf{1,24} \text{ [mm]}$$

$$y_2 \leq y_{D2}$$

$$\mathbf{0,64} \leq \mathbf{1,24} \text{ [mm]}$$

$$y_{D3} = \frac{1}{500} \text{ vzdálenost mezi podporami} = \frac{1}{500} \cdot 481,2 = \mathbf{0,96} \text{ [mm]}$$

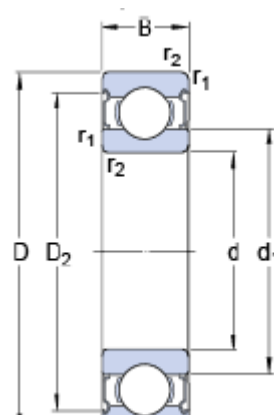
$$y_3 \leq y_{D3}$$

$$\mathbf{0,28} \leq \mathbf{0,96} \text{ [mm]}$$

Podmínka průhybů u hřídelů č. 2 a č. 3 byla splněna.

Tabulka 17 Základní parametry ložiska 6300\_2Z

Ložisko 6300_2Z	
d	10 [mm]
D	35 [mm]
B	11 [mm]
d <sub>1</sub>	17,5 [mm]
D <sub>2</sub>	28,68 [mm]
Základní dynamická únosnost C	8,52 [kN]
Základní statická únosnost C <sub>0</sub>	3,4 [kN]
Hmotnost	0,055 [kg]

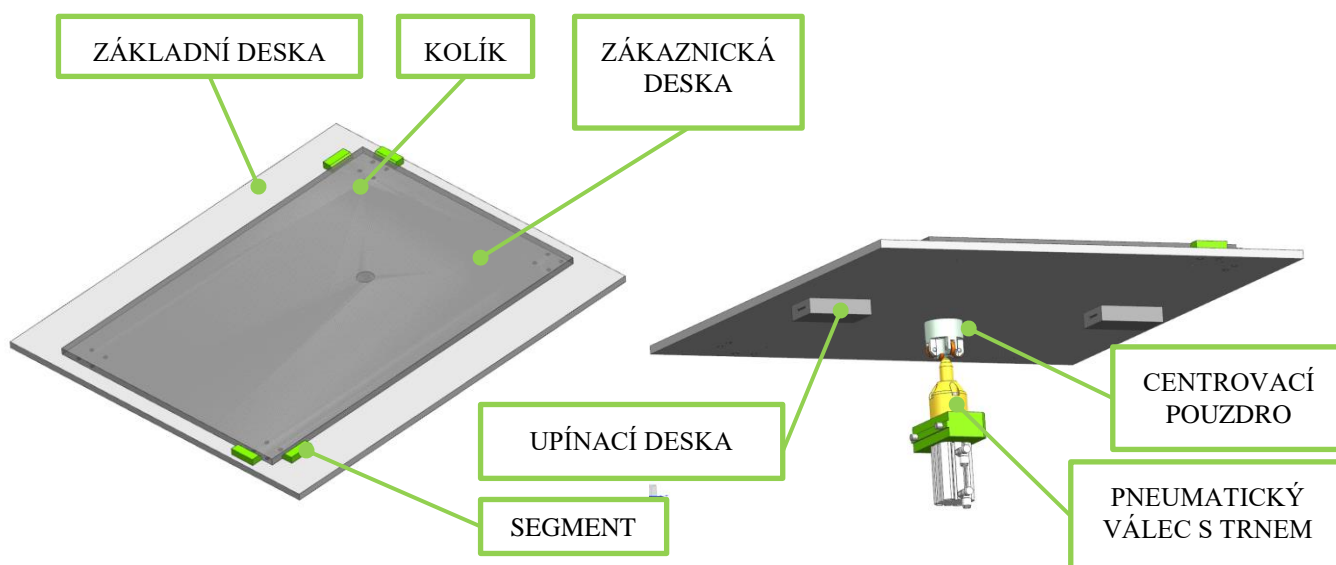


Obrázek 45 Ložisko 6300\_2Z [16]

#### 4.10 Uchycení a zajištění zákaznické desky

Zákaznická deska je vyrobena dle požadavku zákazníka s ohledem na přepravované díly. Může se jednat i o plastové plato s otvory pro založení komponent. Celkové rozměry této desky jsou 600 x 400 x 10 mm. Zákaznická deska musí být uložena na základní desce tak, aby nedocházelo k nežádoucím pohybům při přesunu mezi polohami. K tomu slouží segmenty, které jsou k základní desce přichyceny zápusťnými šrouby s vnitřním šestihranem zespod desky. Pro správnou orientaci při založení zákaznické desky slouží kolík, který je na pevno uložen v základní desce a s vůlí v desce zákaznické s tolerancí H7/F6. Materiál základní desky o rozměrech 650 x 550 x 10 mm tvoří slitina C 250 s obsahem AlMg4,5Mn0,7 dle EN AW 5083, se kterou bylo uvažováno ve výpočtu. Alternativním materiálem pro zhotovení základní desky může být plastový materiál od společnosti Murtfeldt, čímž by se zmenšila celková převážaná hmotnost.

Další požadavek je kladen na centrování desky v krajních polohách, zejména v takové poloze, kde programovatelný robot odebírá komponenty. Toto centrování zajišťuje pneumatický válec s prodlouženou pístnicí a trnem, který se při dosažení koncové polohy desky vysune a navede trn do pouzdra přidělaného k základní desce a ustaví je do požadované polohy. Pouzdro tvoří čtyři otočně uložené rolny, jejichž osy svírají úhel 90 stupňů.

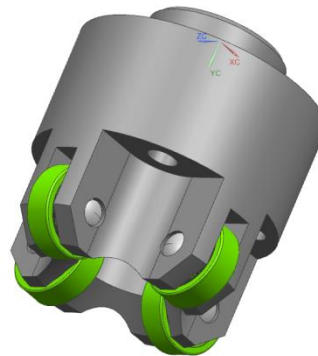


Obrázek 46 Uložení desek a zajištění polohy

Středícími trny se zabývá společnost Misumi, která nabízí široké spektrum trnů různých tvarů i možnosti uchycení.

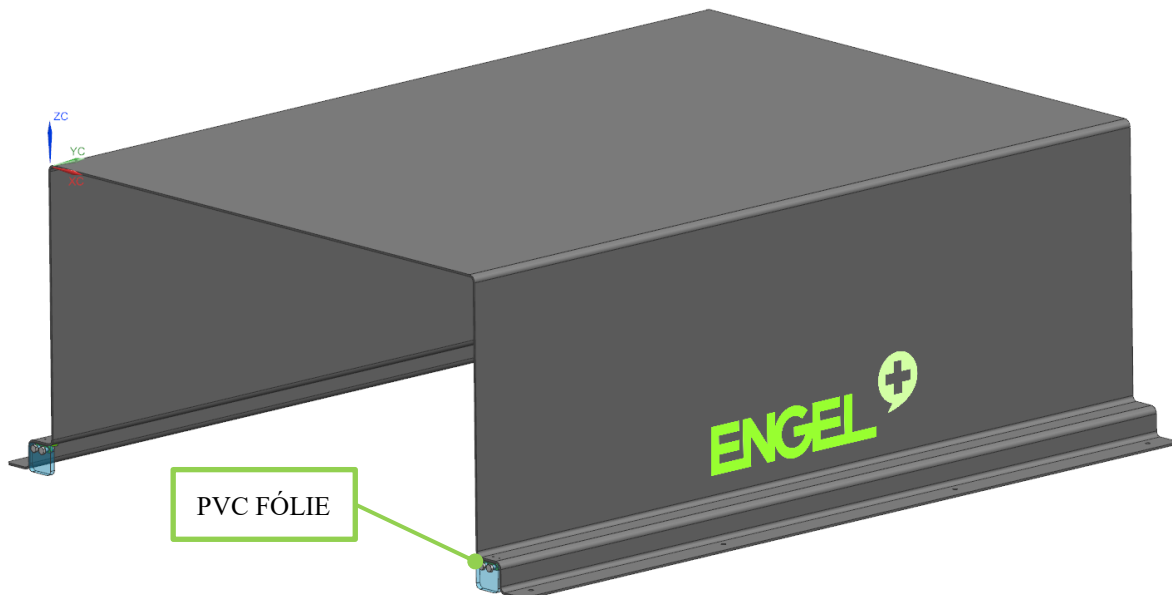


Obrázek 48 Vodící trn [17]



Obrázek 47 Vodící pouzdro

## 4.11 Bezpečnostní tunel



Obrázek 49 Bezpečnostní tunel

Bezpečnostní tunel slouží k oddělení prostoru, ve kterém dochází k manipulaci komponent obsluhou od prostoru robota. Rozměry tunelu musí být takové, aby obsluha posuvného stolu neměla možnost dosáhnout do místa, kde by mohlo dojít ke zranění. Společnost Engel má schválenou bezpečnostní výjimku dle norem EN 619 a EN 13 857, která se zaměřuje především na parametry tunelu. Délka takového tunelu by měla být minimálně 850 mm, šířka vnitřního prostoru tunelu by neměla přesáhnout hodnotu 600 mm a výška hodnotu 500 mm. U navrhnuté konstrukce tunelu jsou dodrženy tyto parametry s ohledem na zadání, ve kterém se požaduje maximální výška převážených komponent 300 mm. Výškový parametr tunelu je tedy 312 mm měřený od spodního osazení, které se přichytí k profilům stolu, až po horní plochu tunelu. Tunel je vytvořený z 2 mm tlustého plechu.

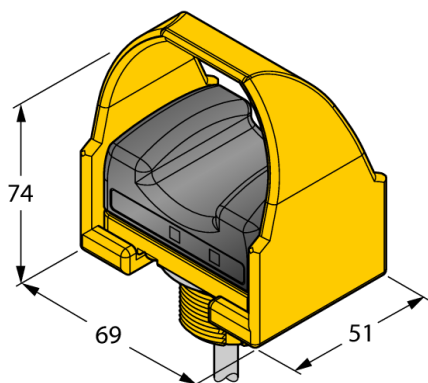
Osazení tunelu v jeho spodní části vytváří volný prostor pro pohyb zákaznické desky. Zde se ovšem vytváří takzvané střížné místo, kde může dojít ke zranění prstů obsluhy. Z toho důvodu bylo vytvořeno bezpečnostní opatření, které zajišťuje bezpečnost obsluhy při pohybu desky od obsluhy do prostoru robota. Opatření spočívá v přidání plechového úhelníku, který je k tunelu přichycen pomocí dvou trhacích nýtů a přidáním transparentní měkčené PVC fólie o tloušťce 5 mm přichycenou pomocí dvou šroubů M4, čímž se střížná plocha odstraní. Při vložení prstu mezi desku a hranu tunelu se PVC fólie ohne, a tak zamezí rozrušení pokožky prstu.

## 4.12 Dvouruční ovládání

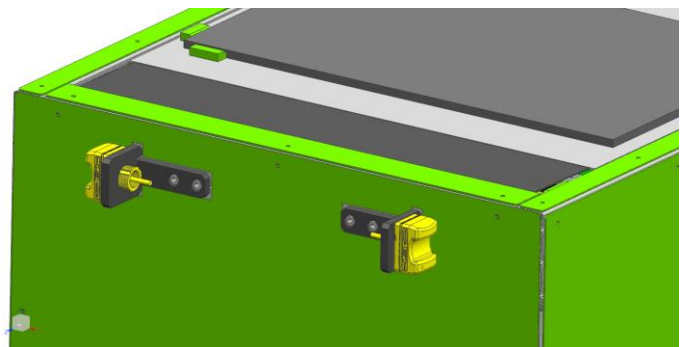
Dvouruční ovládání se používá zejména v takových oblastech výroby, kde se vyžaduje zvýšená bezpečnost obsluhy. Způsob dvouručního ovládání je uzpůsoben tak, aby obsluha během pracovního cyklu držela ruce mimo oblast nebezpečné zóny. Stávající řešení posuvného stolu obsahovalo dvouruční ovládání s mechanickými tlačítky. Nevýhodou tohoto provedení představují samotná tlačítka, která vyžadují vynaložení určité síly k překonání odporu pružiny takovým způsobem, aby došlo k samotnému sepnutí či přepnutí kontaktu. To při časté opakovatelnosti může vést k zdravotním problémům obsluhy. Z tohoto důvodu, a z důvodu menších zástavbových rozměrů, byla zvolena optoelektrická dotyková tlačítka od společnosti Banner Engineering, které jsou jednou z divizí firmy Turck [18].

Princip spočívá v detekování přiloženého prstu a přerušení modulovaného infračerveného paprsku světla. Na jedné straně tlačítka je umístěn elektrooptický vysílač infračerveného paprsku světla neboli LED dioda a na straně druhé je tento paprsek snímán opticko-elektrickým přijímačem neboli fototranzistorem. Generování budícího signálu pro LED diodu a vyhodnocení přítomnosti paprsku zajišťuje integrovaná elektronika. V závislosti na detekci prstu v ergonomickém žlábků tlačítka dochází k sepnutí či rozepnutí dvou relé. Toto ovládání obsahuje patentovaný samo-kontrolující systém, který umí v případě indikace interní chyby přepnout do klidového stavu – off, neboli vypnuto. Při této situaci nastane rozblíkání indikační zelené LED diody. Nastane-li stav, při kterém není některé z tlačítek dvouručního ovládání aktivováno, dojde k přerušení funkce. Tato funkce se obnoví až po uvolnění tlačítek a opětovném aktivování. Systém opticko-elektrických tlačítek splňuje evropské normy EN 574.

Celková sada zahrnuje bezpečnostní relé s názvem Duo-Touch, typ ES-FL-2A, dvě tlačítka a ochranné kryty tlačítka.



Obrázek 51 Optosenzor STBVP6 [18]



Obrázek 50 Uchycení ovládání k rámu

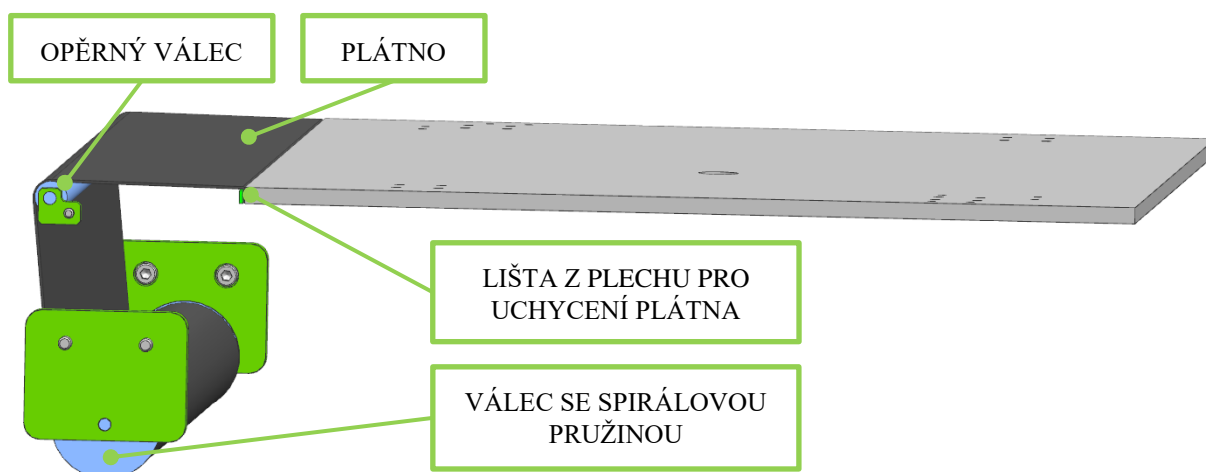


### 4.13 Bezpečnostní roleta

Tato bezpečnostní roleta byla zkonstruována za účelem zvýšení bezpečnosti obsluhy při pohybu základní desky směrem k obsluze tak, aby nedošlo k možnému zranění. To souvisí i s dvouručním ovládáním a stlačitelností vzduchu u pneumatického pohonu. Při puštění alespoň jednoho z dvouručního ovládání dojde zastavení pohybu desky. Z důvodu reakční doby signálu elektroniky a stlačitelnosti vzduchu urazí deska ještě velkou vzdálenost, řádově desítky centimetrů. Z části lze tuto situaci vyřešit použitím zpětných ventilů pro řízení průtoku s označením ASP330F od společnosti SMC.

Při přerušení dvouručního ovládání dojde k přerušení impulsu do rozvaděče, ten se přestaví do jeho základní odvětrané polohy a tlakový vzduch je pomocí externího rozvaděče uzavřen v ASP ventilech, čímž dojde k jeho zablokování. Uvolnění může provádět pouze proškolená obsluha za pomoci šroubováku, či externího zařízení. Avšak při puštění dvouručního ovládání v poloze blízké koncové poloze je z důvodu bezpečnosti přidána bezpečnostní roleta.

Konstrukce se skládá z otočně uloženého válce vedeného v kluzných pouzdrech a spirálové pružiny. Při pohybu desky od obsluhy se válec s bočnicemi, na který je navinuté plátno z PVC otáčí, a dochází k odvíjení plátna a předeptnutí spirálové pružiny. Při zpětném pohybu má pružina svinutá do Archimédovy spirály tendence vracet se do původního stavu a tak i navinutí plátna zpět na válec. Při pohybu dochází k vedení plátna přes otočně uložený opěrný válec, aby byla zaručena přímost plátna v prostoru obsluhy. Plátno je přichyceno k základní desce skrze plechovou lištu připevněnou několika šrouby.



Obrázek 52 Uložení bezpečnostní rolety

Následně je proveden výpočet návrhu minimálního průměru válce rolety.

#### 4.13.1 Návrh průměru válce bezpečnostní rolety

Tabulka 18 Základní parametry při návrhu válce rolety

Parametr	Název	Jednotka
s	Šíře návínů	mm
h	Tloušťka plátna	mm
l	délka plátna	mm
$d_r$	Průměr válce, na který navíjíme	mm
$D_r$	Průměr návínů	mm

$$s. \left( \frac{\pi D_r^2}{4} - \frac{\pi d_r^2}{4} \right) = l. h. s$$

$$D_r = \sqrt{\frac{4.l.h}{\pi} + d_r^2} = \sqrt{\frac{4.1500.1,5}{\pi} + 40^2} = \text{min. } \mathbf{66,8} \text{ [mm]} \rightarrow \mathbf{68} \text{ [mm]}$$

#### 4.13.2 Návrh spirálové pružiny

Tabulka 19 Základní parametry při návrhu spirálové pružiny

Parametr	Název	Jednotka
$\alpha$	Úhel natočení pružiny	°
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
$\pi$	Ludolfovo číslo	-
$b_p$	Šířka pásu pružiny	mm
tsp	Tloušťka pásu pružiny	mm
$l_z$	Délka zdvihu pružiny	mm
M	Zatížení pružiny	Nmm
$L_p$	Účinná délka pružiny	mm
$n_{sp}$	Počet otáček pružiny	-
$k_p$	Momentová (úhlová) tuhost pružiny	Nmm/°

Následující výpočet slouží pro ověření pružiny, zda s pružinou o zvolených parametrech je možné dosažení požadovaného zdvihu při vytažení plátna z válce a jeho opětovné navinutí zpět na válec.

Navrhnuté rozměry: šířka pásu pružiny  $b = \mathbf{10}$  mm

Tloušťka pásu pružiny  $t = \mathbf{0,6}$  mm

Účinná délka pružiny  $L_p = \mathbf{1200}$  mm

**Úhel natočení pružiny:**

$$\alpha = \frac{12 \cdot 180 \cdot M \cdot L_p}{\pi \cdot E \cdot b_p \cdot t_{sp}^3} = \frac{12 \cdot 180 \cdot 49,41 \cdot 34 \cdot 1200}{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 0,6^3} = \mathbf{3055,66} \text{ [°]}$$

**Počet otáček pružiny:**

$$n_{sp} = \frac{\alpha}{360} = \mathbf{8,48} \text{ [-]}$$

**Délka zdvihu:**

V nadcházejícím vztahu musí platit, že  $l_z > 1400 + cca 100$  [mm]. Kde 1400 mm představuje délku zdvihu posuvné desky a 100 mm znázorňuje přídavek v uložení válce rolety vzhledem k základní desce, ke které je plátno přichyceno.

$$l_z = n_{sp} \cdot \pi D_r = 8,48 \cdot \pi \cdot 68 = \mathbf{1811,57} \text{ [mm]}$$

Tato vzdálenost znázorňuje maximální možné vysunutí, při kterém by došlo k vysunutí plátna z válce rolety. Pracovní délka se pohybuje v rozsahu  $0 \div 1500$  mm.

### Momentová (úhlová) tuhost pružiny:

$$k_p = \frac{\pi \cdot E \cdot b_p \cdot t_{sp}^3}{12 \cdot 180 \cdot L_p} = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10 \cdot 0,6^3}{12 \cdot 180 \cdot 1200} = 0,55 \text{ [Nmm/}^\circ\text{]}$$

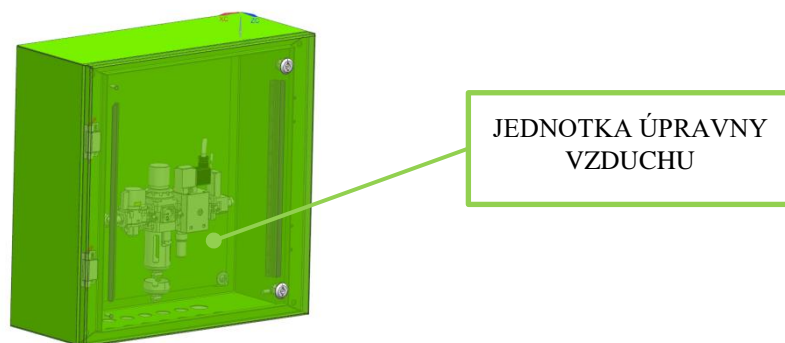
Alternativním provedením pro zajištění bezpečnosti obsluhy mohou sloužit nárazové lišty, které se snadno přichytí k základní desce a rámu stolu. U tohoto provedení se při kontaktu ruky s přitlačovanou deskou část lišty stlačí a nedojde tak k rozrušení pokožky ruky vlivem střížné hrany.



Obrázek 53 Nárazové lišty [19]

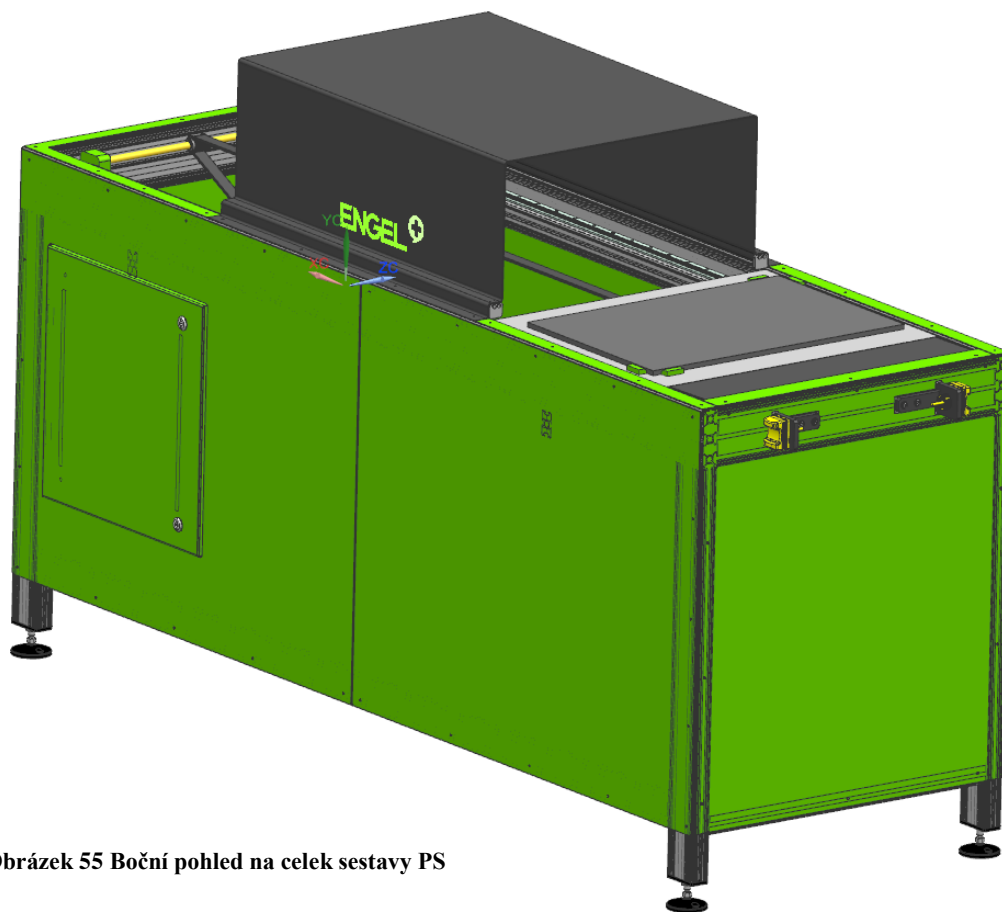
## 4.14 Krytování

Pro zakrytování posuvného stolu byly použity obdélníkové tabule plechu o tloušťce 2 mm s otvory pro uchycení k rámu stolu. Boční strany jsou zakrytovány čtyřmi tabulemi plechu o stejných rozměrech, pro zachování unifikace dílů. Pouze jeden z nich má vyříznutý otvor pro plechovou skříňku sloužící pro umístění zařízení úpravy vzduchu, ventilového bloku a potřebné elektroinstalace. Použitá jednotka pro úpravu vzduchu je stejná jako u stávajícího řešení od SMC s označením EMCZ MIDI. Jednotka pro úpravu vzduchu se skládá z ručního uzavíracího ventilu, filtr s manometrem, náběhového ventilu a uchycovacích prvků. Ruční uzavírací ventil slouží k rychlému a efektivnímu otevírání či zavírání tlakového vzduchu na rozvodné jednotce v prostoru posuvného stolu. Náběhový ventil je osazen pro zajištění bezpečného zavzdušnění navazujícího zařízení. Podobné použití obdélníkových plechových tabulí je i u čelní a zadní strany posuvného stolu. Oplechování se provádí za účelem bezpečnosti obsluhy, která tak nebude mít přístup k rotujícím a jinak nebezpečným částem posuvného stolu. Kabeláž dvouručního ovládání je s výhodou vedena v drážkách profilů až k místu rozvodné skříňky.

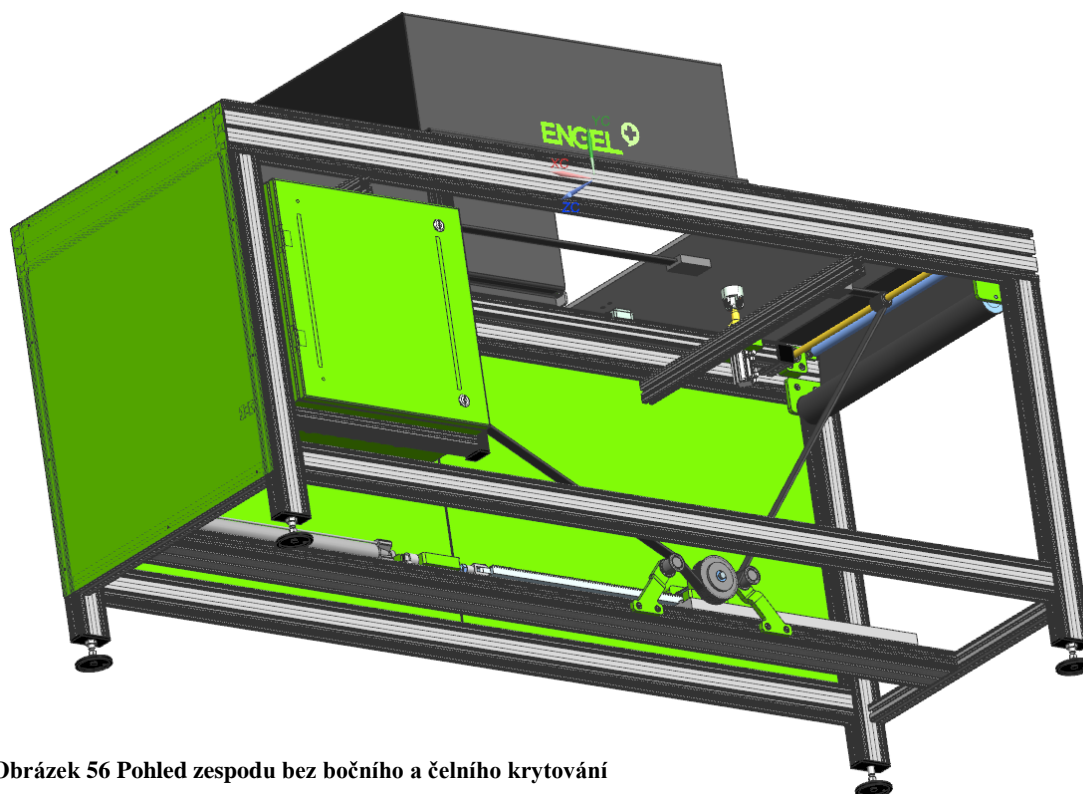


Obrázek 54 Rozvodná skříňka

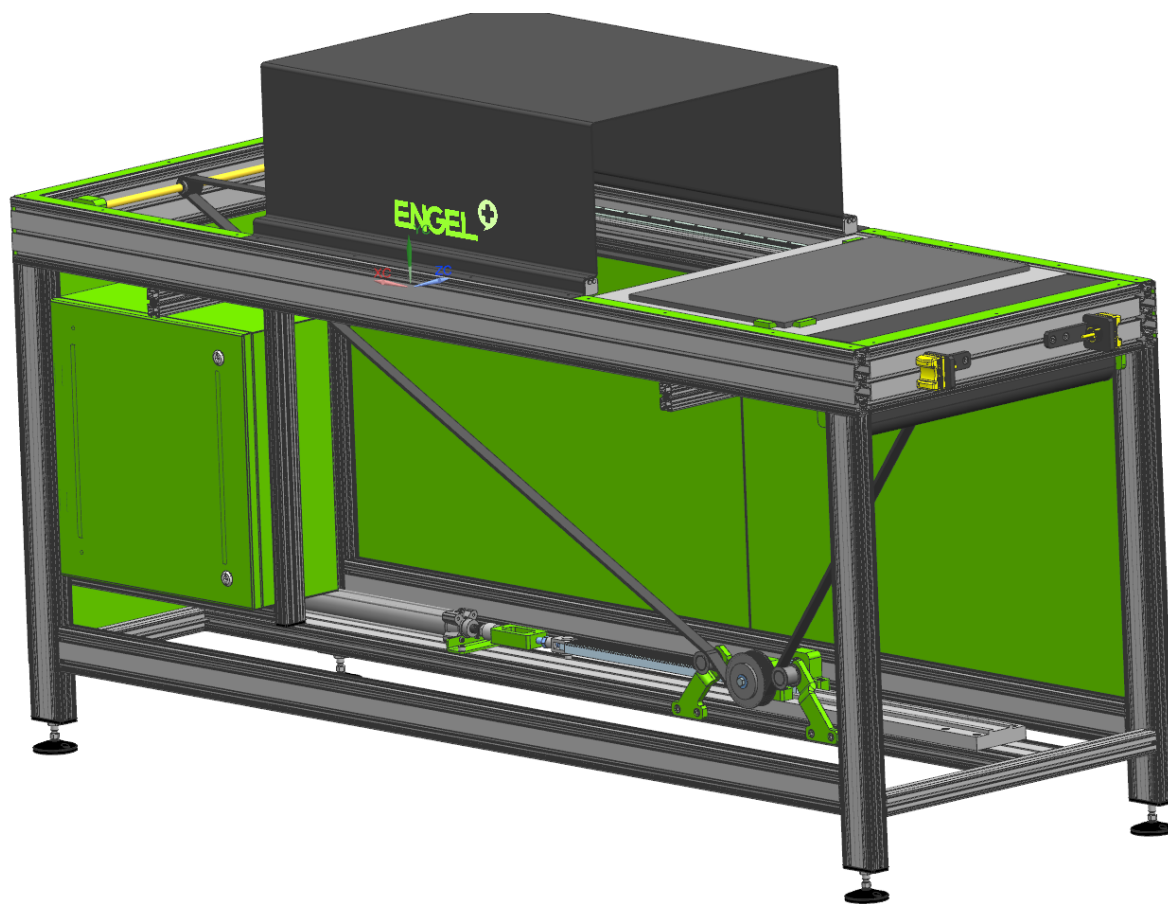
#### 4.15 3D model navrženého řešení



Obrázek 55 Boční pohled na celek sestavy PS



Obrázek 56 Pohled zespodu bez bočního a čelního krytování



Obrázek 57 Boční pohled bez bočního a čelního krytování

## **5 Komplexní hodnocení**

### **5.1 Analýza rizik navrženého technického produktu – TS**

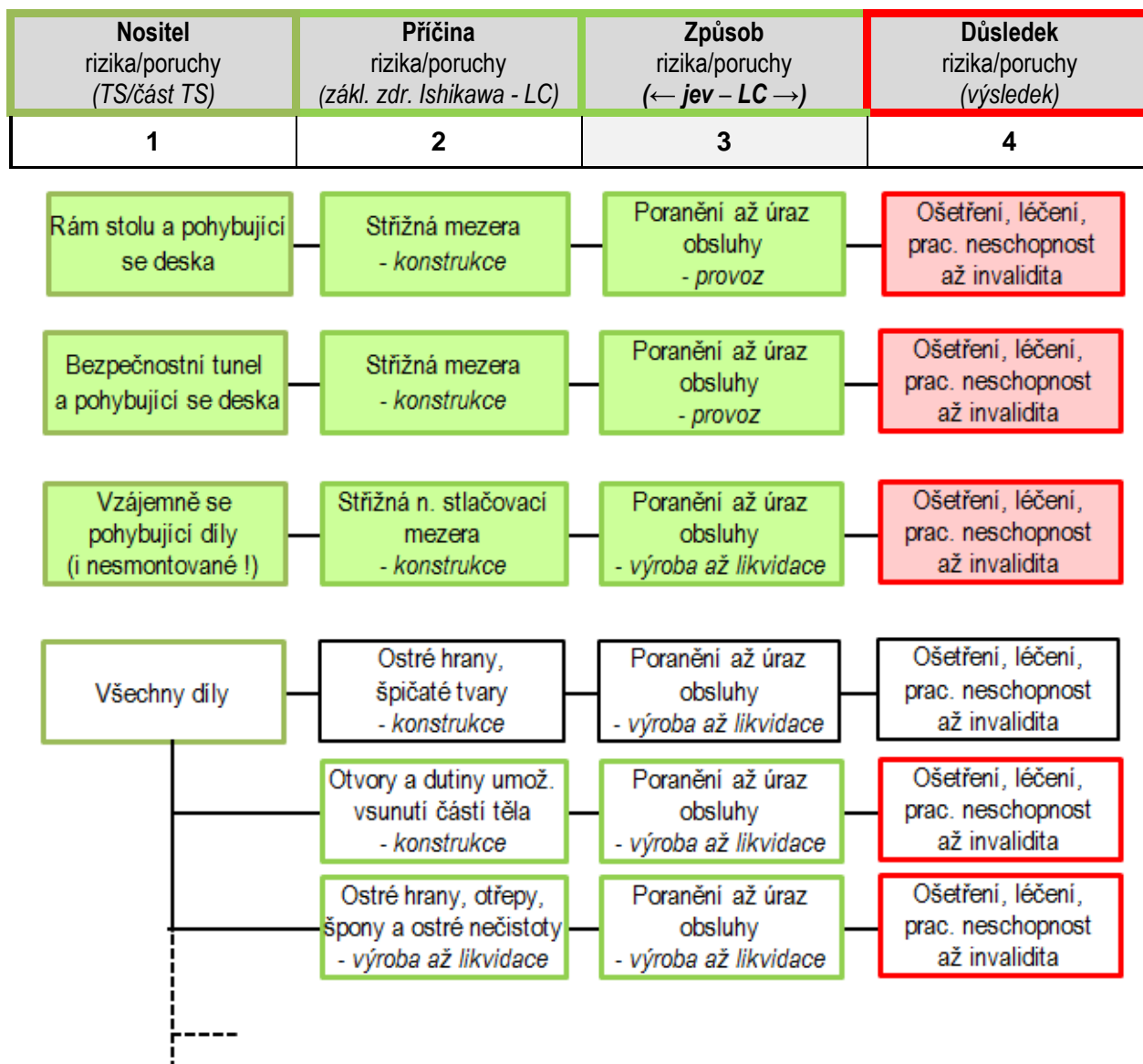
Následující stať bude věnována popisu CRMEA (Complex Risk Mode and Effect Analysis) [7] se zaměřením na bezpečnost v celém životním cyklu TS. Analýza rizik je zde rozdělena na dvě části.

První část analýzy se zaměřuje na identifikaci příčin a důsledků rizik, potažmo poruch navrženého technického systému v celém jeho životním cyklu.

V druhé části je provedena analýza zaměřena zejména na vybrané kritické příčiny a důsledky rizik, potažmo poruch z hledisek bezpečnosti a bezporuchovosti navrženého TS v celém jeho životním cyklu  $TS_{LC}$  pomocí tabulek s návrhy na jejich zmenšení (CRMEA). Tato část analýzy je součástí vevázané přílohy č. 1.

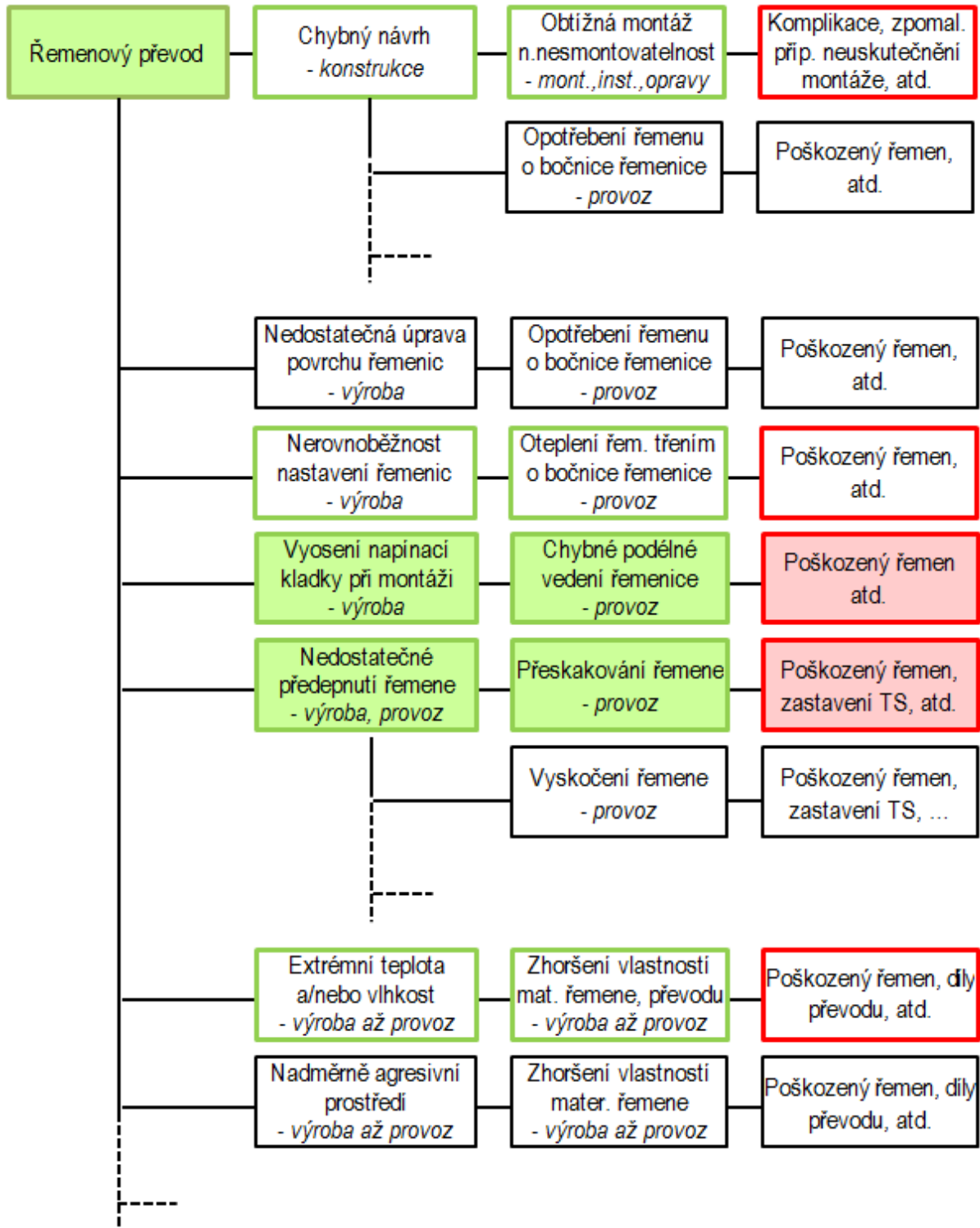
#### **5.1.1 Identifikace příčin a důsledků rizik navrženého $TS_{LC}$**

Následující schéma znázorňuje výběr kritických příčin a důsledků pro zařazení do tabulek analýzy. S ohledem na značný rozsah analýzy jsou uvedeny nejdůležitější rizika týkající se navrženého TS. Nejzávažnější posouzená rizika, která byla aplikována při konstrukčním návrhu posuvného stolu, jsou ve schématu barevně podbarveny. Ostatní identifikace už byly provedeny a jsou rovnou zařazeny do tabulek CRMEA.



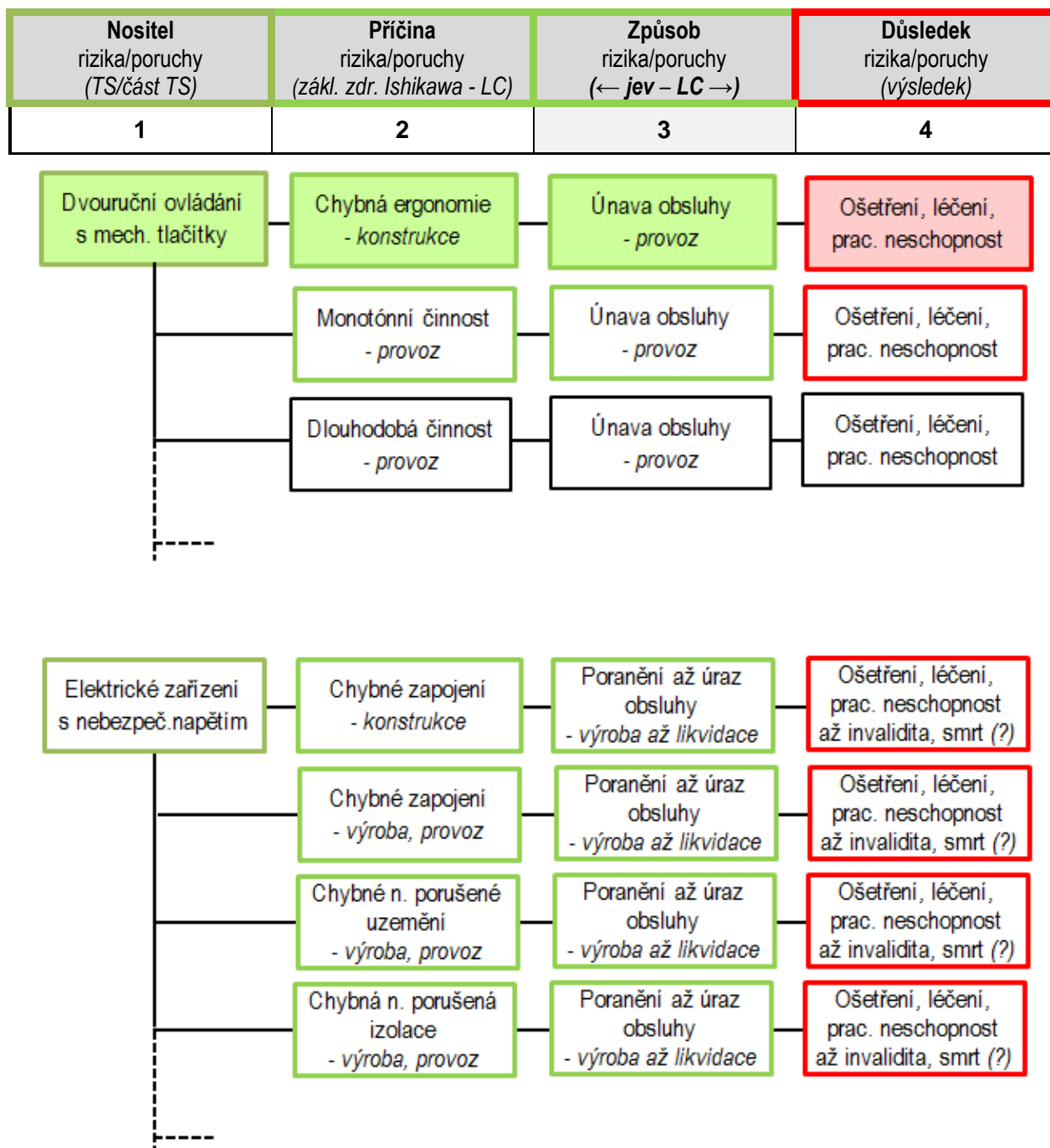
Obrázek 58 Identifikace příčin a důsledků 1

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (zákl. zdr. Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)
1	2	3	4



Obrázek 59 Identifikace příčin a důsledků 2





Obrázek 60 Identifikace příčin a důsledků 3

Na základě výsledků analýzy rizik byla přijata doporučená bezpečnostní opatření nejkritičtějších rizik. Tyto opatření jsou součástí návrhu posuvného stolu, jako například bezpečnostní roleta, bezpečnostní tunel s transparentní PVC fólií či použití řemenic s bočnicemi.

## 5.2 Souhrnné hodnocení navrženého TS

Následující tabulky obsahují souhrnné hodnocení a analýzy vhodnosti dosavadního, konkurenčního a navrženého technického systému pro specifikované požadavky a jejich vzájemné konkurenceschopnosti.

### Doplnění hodnocení (min. 1, max. 4) predikovaného splnění požadovaných charakteristik vlastností pro navržený TS – část 1 (k vnějším vlastnostem vztahujícím se k transformačním procesům životního cyklu TS)

Tabulka 20 Souhrnná specifikace požadavků na TS část 1/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k transf. procesům životních etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
			hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	
<b>(1) Pož. k (hlav. i asist.) provozním funkcím/účinkům:</b>											
Technický systém:		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
• Přepřavovat komponenty (závitové vložky, aj.)		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
- max. rozměr stolu (délka x šířka)	2200 x 800 mm	3	4	12	1	3	4	12	4	12	Q
- rozměry převážené desky	600 x 400 mm	4	4	16	4	16	4	16	4	16	Q
- max. rozměry bezp. tunelu	850 x 600 x 500 mm	4	3	12	1	4	4	16	4	16	Q
- Výška stolu pro zakládání komponent	1000 mm	4	2	8	2	8	4	16	4	16	Q
• Zajistit centrování desky v krajních polohách	vyšoká	3	3	9	3	9	3	9	4	12	Q
• Umožnit bezpečnost obsluhy	vyšoká	4	2	8	3	12	4	16	4	16	Q
Přepřavní proces:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
• Setrvání přepřavovaného produktu ve stálé poloze	podminkou	4	3	12	2	8	4	16	4	16	Q
• Rychlost přepřavy	100 mm/s	2	2	4	1	2	3	6	4	8	Q
Tk (přepřavovaná komponenta):	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
• Velikost půdorysná (délka x šířka)	dle zák. (<=600 x 400 mm)	4	4	16	3	12	4	16	4	16	Q
• Velikost výšková	20 - 300 mm	4	3	12	3	12	4	16	4	16	Q
• Maximální hmotnost komponent	max. 40 kg	2	2	4	2	4	4	8	4	8	Q
• Tvar	neomezený	4	4	16	4	16	4	16	4	16	Q
• Teplota	do 50°C	4	3	12	3	12	3	12	4	16	Q
<b>(2) Pož. k ostatním provozním vlastnostem:</b>											
• Prostředí	středně čisté	2	3	6	2	4	2	4	4	8	Q
• Četnost použití	velmi vysoká	4	4	16	2	8	4	16	4	16	Q
• Životnost	min. 5 let	4	4	16	4	16	4	16	4	16	Q
• Údržba	minimální	4	2	8	3	12	3	12	4	16	Q
• Základ pod posuvným stolem	betonová podlaha, PVC	3	4	12	2	6	3	9	4	12	Q
<b>(3) Pož. k vlastnostem pro předvýrobní procesy a výrobu:</b>											
• Vhodnost pro konstruování, Tg. a Org. přípr. Výroby	vyšoká	3	3	9	2	6	3	9	4	12	Qr
• Náročnost na výrobení	nizká	4	2	8	3	12	3	12	4	16	Qr
• Náročnost na montáž	nizká pomocí běžného nářadí	4	3	12	4	16	3	12	4	16	Qr
• Druh výroby	maloseriová (400ks)	2	3	6	1	2	4	8	4	8	Qr
<b>(4) Pož. k vlastnostem pro distribuci:</b>											
• Skladovací prostor	minimální	4	3	12	4	16	3	12	4	16	Q
• Manipulace při dopravě a instalaci	paletový vozík	4	3	12	3	12	4	16	4	16	Q
<b>(5) Pož. k vlastnostem pro likvidaci:</b>											
• Demontovatelnost	jednoduchá	2	3	6	3	6	3	6	4	8	Q
• Recyklovatelnost	jednoduchá a vysoká	3	2	6	2	6	3	9	4	12	Q

**Doplnění hodnocení (min. 1, max. 4) predikovaného splnění požadovaných charakteristik vlastností pro navržený TS – část 2 (k vnějším vlastnostem vztahujícím se k operátorům ve všech etapách životního cyklu TS)**

Tabulka 21 Souhrnná specifikace požadavků na TS část 2/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky) k vnějš. vlastn. TS vztah. k operát. transf. procesů všech živ. etap TS	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi
			hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	
<b>(1) Pož. k vlastn. pro věcné říz./management:</b>											
• Náhrada vlastního produktu	automat.přepř. jednotka	1	1	1	1	1	2	2	4	4	Q
• Konkurenceschopnost k produktům na trhu	Standart shuttle tables	4	3	12	1	4	3	12	4	16	Q
<b>(2) Pož. k vlastnostem k člověku:</b>											
• Bezpečnost ve všech životních etapách, ergonomie:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
- Zajištění nežádoucího pohybu posuvného stolu	vysoké	4	4	16	3	12	4	16	4	16	Q
- Stabilita stolu proti převrnutí	vysoká	4	4	16	3	12	4	16	4	16	Q
- Nastavování, montáž	jednoduchá, bezp.	3	1	3	3	9	2	6	4	12	Q
- Přístupnost k dopravovaným komponentům	omezená - bezp. tunel	4	3	12	1	4	4	16	4	16	Q
- Bezpečnost osob proti poranění	vysoká	4	2	8	2	8	4	16	4	16	Q
- Povrch ovládacích prvků	ergonomický	2	2	4	2	4	4	8	4	8	Q
• Vnímání pro člověka:	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
- Barevné provedení	komb. šedé a zelené	3	3	9	1	3	4	12	4	12	Q
- Tvarový design	uspokojivý	3	3	9	2	6	3	9	4	12	Q
- Povrch zákaznické desky	otěruvzd., vhodný k čištění	3	3	9	1	3	3	9	4	12	Q
- Hlučnost zařízení	nizká	3	2	6	1	3	3	9	4	12	Q
<b>(3) Pož. k vlastn. k aktiv. mater. a energ. okolí:</b>											
• Použití ekologicky nezávadných materiálů	primárně	4	3	12	2	8	3	12	4	16	Qr
• Zachycení úniku škodlivých látek při mazání	v mezích možnosti	4	3	12	3	12	4	16	4	16	Q
• Použití el. prvků s bezpečnými napětími	v mezích možnosti	4	3	12	2	8	3	12	4	16	Q
• Stupeň krytí elektrických zařízení	primárně	4	4	16	3	12	4	16	4	16	Q
<b>(4) Pož. k vlastnostem k aktiv. inform. okolí:</b>											
• Porušení patentových a licenčních práv	bez porušení	4	4	16	4	16	4	16	4	16	i
• Legislativní a závazné předpisy	bez porušení	4	4	16	4	16	4	16	4	16	i
<b>(5) Pož. k vlastnostem k ostatním TS:</b>											
• Náročnost na technické prostředky v živ. etapách	minimální	4	1	4	1	4	2	8	4	16	Q
<b>(6) Pož. k vlastnostem k informacím:</b>											
• Výrobní a montážní dokumentace	standardní forma, komple	4	2	8	2	8	3	12	4	16	i
• Návodů k obsluze	minimálně	2	3	6	3	6	4	8	4	8	Q
• Návodů pro údržbu a opravv	minimálně	2	1	2	2	4	3	6	4	8	O
<b>(7) Pož. k vlastn. k ekon. a časovému řízení/managementu:</b>											
• Výrobní náklady na posuvný stůl	44.500,- Kč	4	3	12	4	16	3	12	4	16	C
• Náklady na práci/provoz	minimální	4	2	8	2	8	2	8	4	16	Q
• Čas na vývoj	3 měsíce	2	2	4	3	6	4	8	4	8	Tr
• Čas na montáž posuvného stolu	max. 8,5 hod	2	2	4	3	6	3	6	4	8	T
• Čas na napnutí řemenu	max. 5 min	1	0	0	0	0	4	4	0	0	Tr
• Čas na korekci zdvíhu	cca 30 min	1	2	2	0	0	3	3	4	4	Tr

**Doplnění hodnocení (min. 1, max. 4) predikovaného splnění požadovaných charakteristik vlastností pro navržený TS – část 3 (k vnitřním (1) a strukturním (2), (3) vlastnostem TS**

Tabulka 22 Souhrnná specifikace požadavků na TS část 3/3 [7]

Požadavky (na charakteristiky ke vnitřním (1) a strukturním (2), (3) vlastn. TS)	Požad. hodnota a příp. tolerance	Váha (1-4)	Dosavadní řešení		Srovnat. řešení A		Navrž. řešení		Ideální řešení		Přisl. QTCi	
			hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.	hodn.	celk.		
<b>(1) Pož. k obecným konstrukčním vlastnostem:</b>												
• Odolnost povrchů proti poškození		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
- zákaznické desky	vysoká		4	2	8	1	4	4	16	4	16	i
- pastorku a ozubeného hřebenu	vysoká		2	0	0	0	0	4	8	4	8	i
- bezpečnostních prvků	vysoká		2	2	4	1	2	3	6	4	8	i
- ostatních povrchů	vysoká		2	2	4	2	4	2	4	4	8	i
<b>(2) Pož. k elementárním konstr. vlastnostem:</b>												
• Transportní prvky	normalizované		2	4	8	4	8	4	8	4	8	i
• Spojovací prvky	normalizované		2	3	6	3	6	3	6	4	8	i
• Povrchová úprava všech funkčních částí	velmi kvalitní		4	3	12	2	8	4	16	4	16	i
• Povrchová úprava všech nefunkčních částí	standardní		2	2	4	1	2	3	6	4	8	i
<b>(3) Pož. ke konstrukčním znakům:</b>												
• Zdroj energie pro ovládání a pohon	ruční, nebo pneumatický		4	4	16	1	4	4	16	4	16	i
• Druh ovládání	obouruční ovládání		2	2	4	1	2	4	8	4	8	i
• Funkční (pracovní) princip	mechanický		2	3	6	1	2	4	8	4	8	i

**Legenda** (přirazení charakteristik vlastností podle příslušnosti k souhrnným kritériím konstrukční konkurenceschopnosti TS):

**Q** – k užité vlastnosti, **T** – k dodacímu termínu, **C** – k dodacím nákladům, **i** – k interním charakteristikám (vnitřních a strukturních vlastností)

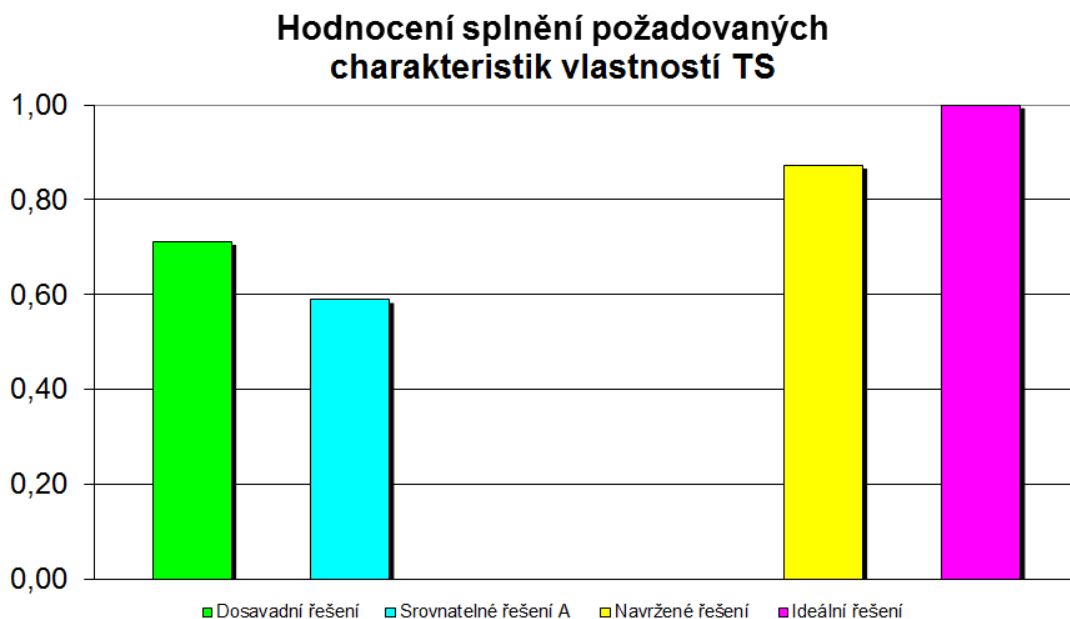
Kde: **Qr**, **Tr**, **Cr** – požadavky vyřazené (rejected) z hodnocení konstrukční konkurenceschopnosti TS pro neúplnost informací ke všem řešením

Tabulka 23 Celková sumarizace vážených hodnocení [7]

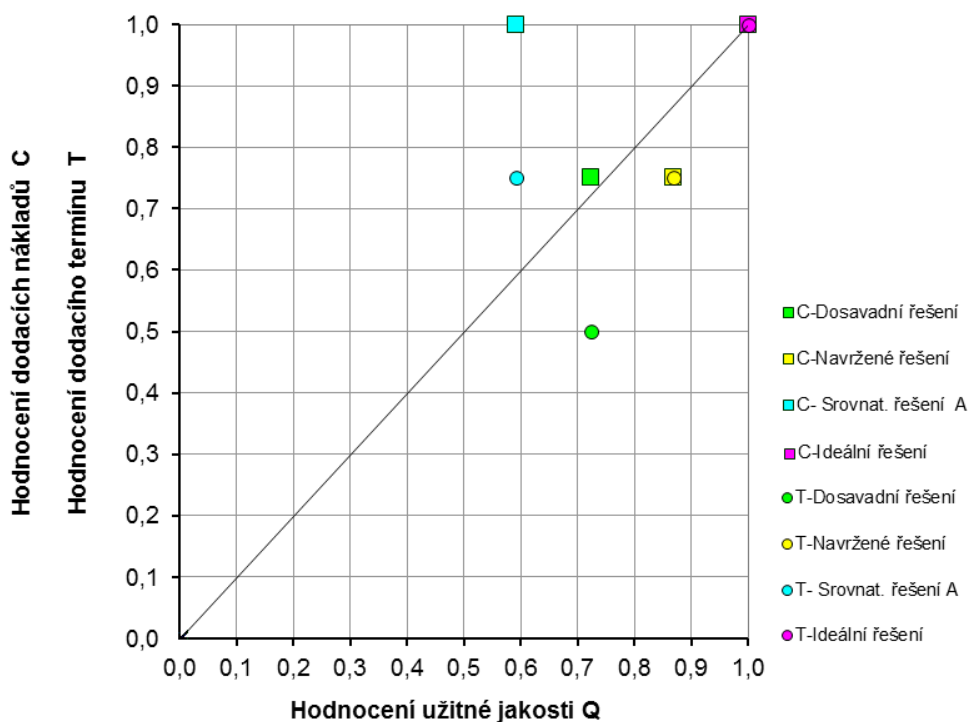
Dílčí a celkové součty vážených hodnocení	/	/	Dosavadní řešení	Srovnat. řešení A	Navržené řešení	Ideální řešení	Přisl. QTCr
$\Sigma$ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>Q</b>	/	/	400	327	480	552	<b>Q</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ (DOCÍLENÉ) JAKOSTI Q</b>	/	/	<b>0,72</b>	<b>0,59</b>	<b>0,87</b>	<b>1,00</b>	<b>Q</b>
$\Sigma$ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>T</b>	/	/	4	6	6	8	<b>T</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍHO TERMÍNU T</b>	/	/	<b>0,50</b>	<b>0,75</b>	<b>0,75</b>	<b>1,00</b>	<b>T</b>
$\Sigma$ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>C</b>	/	/	12	16	12	16	<b>C</b>
<b>VÝSL. NORMALIZ. HODNOCENÍ DODACÍCH NÁKLADŮ C</b>	/	/	<b>0,75</b>	<b>1,00</b>	<b>0,75</b>	<b>1,00</b>	<b>C</b>
$\Sigma$ Dílčích součtů ostatních vážených hodnocení <b>r</b>	/	/	165	152	214	240	<b>r</b>
<b>VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ r</b>	/	/	<b>0,69</b>	<b>0,55</b>	<b>0,89</b>	<b>1,00</b>	<b>r</b>
$\Sigma \Sigma$ Dílčích součtů váženého hodnocení kritérií <b>Q,T,C, r</b>	/	/	581	481	712	816	$\Sigma$
<b>VÝSL. NORMALIZOVANÉ HODNOCENÍ SPLNĚNÍ POŽADAVKŮ NA</b>	/	/	<b>0,71</b>	<b>0,59</b>	<b>0,87</b>	<b>1,00</b>	<b>\Sigma</b>

**Výsledné hodnocení splnění požadovaných charakteristik vlastností a hodnocení relativní konstrukční konkurenceschopnosti TS (min. 0, max. 1) pro dosavadní, srovnatelné a ideální řešení TS.**

Následují dvě grafické zobrazení uvedených výsledných hodnocení.



Obrázek 61 Graf celkového hodnocení splnění požadovaných charakteristik vlastností TS [7]



Obrázek 62 Diagram celkového hodnocení [7]

Z předcházejících grafických hodnocení vyplývá, že navržené řešení je zároveň suboptimálním řešením, které se po celkovém hodnocení nejvíce blíží ideálu. Nejlevnější mezi porovnávanými je srovnatelné řešení A, které zastupuje manuálně ovládaný posuvný stůl. Navržené řešení má oproti stávajícímu řešení, jehož představitelem je pneumaticky poháněný posuvný stůl s lineární osou vyšší užité vlastnosti zaměřené především na bezpečnost obsluhy.

### 5.3 Shrnutí a závěr

Hlavním cílem mé diplomové práce bylo navržení nové koncepce posuvného stolu s pneumatickým pohonem, jakožto zdrojem čisté energie, který slouží k přemísťování komponent mezi prostorem obsluhy a prostorem robota s využitím znalostí v oblasti manipulační techniky. V další části byly navrženy a zhodnoceny jednotlivé varianty s výběrem té sub-optimální. Pro vybranou sub-optimální variantu byl zkonstruován 3D model pomocí CAD systému.

Snaha při návrhu posuvného stolu spočívala ve vytvoření takových konstrukčních prvků, které přispějí ke zvýšené bezpečnosti osob obsluhující toto zařízení. K tomuto účelu posloužila analýza rizik, která je součástí této práce a díky níž byly vytvořeny konstrukční opatření snižující velikost rizika a tím i minimalizace možnosti vzniku úrazu či zranění obsluhy.

Celkový návrh je podložen výpočty, pro ověření životnosti, únosnosti či namáhání jednotlivých dílů konstrukce. Většina z těchto výpočtů jsou z důvodu velkého rozsahu součástí přílohy.

Výsledkem této diplomové práce je navržení nové koncepce pneumaticky poháněného posuvného stolu, který splňuje kritéria zadání.

Budoucí vývoj v oblasti použití posuvných stolů by představovalo použití inteligentního rozvaděče Festo Motion Terminal, případně použití programovatelných PLC automatů.

## 6 Použité zdroje

- [1] [online]. In: . [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[http://www.impulsprokarieru.cz/galerie//zamestnavatele/1333110755cs\\_\\_1\\_1-kopirovat.jpg](http://www.impulsprokarieru.cz/galerie//zamestnavatele/1333110755cs__1_1-kopirovat.jpg)
- [2] interní podklady ENGEL
- [3] [online]. In: . [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[http://www.servo-drive.cz/primocare\\_pohony.php](http://www.servo-drive.cz/primocare_pohony.php)
- [4] In: FESTO katalog [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/340815/DGP\\_en.pdf](https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/340815/DGP_en.pdf)
- [5] In: Schneider-electric [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
<http://www.schneider-electric.cz/cs/product-image/127513-preventa-xy2-sb>
- [6] KOLEKTIV AUTORŮ. SMC Training: Stlačený vzduch a jeho využití. 2. Brno.
- [7] HOSNEDL, CSC., Prof. Ing. Stanislav a Ing. Josef DVOŘÁK. Interní podklady. Plzeň.
- [8] Přehledový katalog produktů Maytec [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[http://www.amtek.cz/images/stories/MayTec/katalogy\\_nove\\_2013/produktuebersicht\\_1-2013-cz\\_b.pdf](http://www.amtek.cz/images/stories/MayTec/katalogy_nove_2013/produktuebersicht_1-2013-cz_b.pdf)
- [9] Katalog Maytec - The Profile System - 2015 English US\$ [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://www.maytec.de/index.php?id=24>
- [10] Katalog THK vedení [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[http://www.nadella.de/fileadmin/nadella/downloads/kataloge/411-1E\\_HSV.pdf](http://www.nadella.de/fileadmin/nadella/downloads/kataloge/411-1E_HSV.pdf)
- [11] [online]. In: . [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
[https://www.acorn-ind.co.uk/\\_assets/images/type/SHS25C.jpg](https://www.acorn-ind.co.uk/_assets/images/type/SHS25C.jpg)
- [12] SKF [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z:  
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6203-2Z>
- [13] Mulco [online]. [cit. 2017-05-30]. Dostupné z: <http://mulco.gwj.de/en/index.htm>
- [14] Murtfeldt [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-2/murylat-sp/>
- [15] Mulco [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://mulco1.gwj.de/index.php?id=101&L=1>
- [16] SKF [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6300-2Z>
- [17] Misumi [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://th.misumi-ec.com/vona2/detail/110300579020/>
- [18] Turck [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://pdb2.turck.de/cz/DE/products/000000090002eae90001003a>
- [19] AXIMA [online]. [cit. 2017-05-31]. Dostupné z:  
<http://obchod.axima.cz/bezpecnostni-narazove-listy/>

## Seznam použitého softwaru

1. Siemens NX 9.0
2. Autodesk Inventor 2016
3. KISSsoft
4. SMC Model Selection
5. Pneudraw
6. Microsoft office

## Seznam příloh

### a) Přílohy vevázané

Příloha č. 1 – Analýza rizik navrženého technického produktu TS včetně návrhů na jejich zmenšení - CRMEA

Příloha č. 2 – Výpočet hřídelů, ložisek a ozubení

### b) Přílohy volně ložené

Příloha č. 3 – Pneumatické schéma – schéma (1 x A3)

Příloha č. 4 – Výkresová dokumentace

- Výkres sestavy – Posuvný stůl – DP-2017- (1 x A0)
- Výkres sestavy – Pohonné ústrojí (1 x A2)
- Výrobní výkres – Úchyt napínací kladky (1 x A3)

Příloha č. 5 – CD s CAD daty posuvného stolu



**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ  
Katedra konstruování strojů**

**Analýza rizik navrženého technického produktu - TS  
vč. návrhů na jejich zmenšení  
CRMEA – Complex Risk Mode and Effect Analysis  
se zaměřením na bezpečnost v celém životním cyklu TS**

**Příloha č. 1 k návrhu TS:**

**Posuvný stůl**

**Autor projektu:**

Bc. Matoušek Petr

**Místo, měsíc a rok:** V Plzni, dne 20.05.2017

## Klasifikace rizika

Rizikový stupeň	Rizikové číslo	Míra rizika
I.	> 1000	Nepřijatelné
II.	700 ÷ 1000	Nežádoucí riziko
III.	125 ÷ 700	Závažné riziko
IV.	20 ÷ 125	Mírné riziko
V.	< 20	Bezvýznamné riziko

### Kategorie I.

Do této kategorie patří katastrofické důsledky, které vedou k okamžitému zastavení činnosti TS, do té doby, než dojde ke zjednání nápravy vlivem snížení rizika na přijatelnou hodnotu.

### Kategorie II.

Nežádoucí rizika vyžadující akutní nápravu, které představují problém na úrovni ve vztahu k TS – vadí a obtěžuje.

### Kategorie III.

Střední závažnost rizik, vyžadující nápravu ve stanoveném období. Během toho období zařízení může pracovat. Ve vztahu k TS - vadí a neobtěžuje.

### Kategorie IV.

Kategorie mírných rizik, které lze vyřešit školením obsluhy atp.

### Kategorie V.

Bezvýznamné rizika nevyžadující žádné zvláštní opatření, ale potřeba na ně upozornit, například v návodkách pro obsluhu atp.

**Analýza zaměřená na vybrané kritické příčiny a důsledky rizik/poruch z hledisek bezpečnosti navrženého TS = TS<sub>LC</sub>**

**Tab. 1 Komplexní analýza rizik bezpečnosti a bezporuchovosti technického produktu (TS) v celém jeho životním cyklu (LC) s návrhy na jejich zmenšení (CRMEA)**

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Plánování vzniku TS**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min. 1- max. 10)	Pravděpod. výskytu O (min. 1- max. 10)	Pravděpod. odhalení D (max. 1- min. 10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> n. RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
TS	Chybně vybraný dopravce -plánování	Nedodržení termínů - distribuce	Zpoždění dod., finanční dopady	7	3	1	21	Zajištění kvalitního personálu
	↳	Poškození komponent - distribuce	Zpoždění dod., finanční dopady	8	3	1	24	Zajištění vhodného způsobu dopravy choulostivých komponent
	↳	↳	Skryté vady - výroba až likvidace	8	2	5	80	Bezprostřední kontrola komponent
	↳	Ztráta Objednaných komponent	Zpoždění dod., finanční dopady	7	3	2	42	Zajištění kvalitního dodavatele
Subdodávky	Nekvalitní subdodavatel - plánování	Nedodržení termínu dodání - distribuce	Absence dílů, prostoje	8	4	1	32	Externí dodavatel shodného či nahraditelného výrobku

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Konstruování TS**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min. 1- max. 10)	Pravděpod. výskytu O (min. 1- max. 10)	Pravděpod. odhalení D (max. 1- min. 10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> n. RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
TS	Závadnost materiálů - konstrukce	Uvolňování nebezpečných látek do prostředí - výroba až likvidace	Zdravotní potíže, poškoz.živ.prostř.	6	1	8	48	Navrhování zdravotně nezávadných a ekologických materiálů
Hřídel	Nedostatečné dimenzování - konstrukce	Překročení max. průhybu - provoz	Opatřebování ložisek	8	1	5	40	Správné dimenzování hřídele
Medium v pneum. pohonu	Nadměrné znečišťování - konstrukce	Koroze a opotřebenění dílů, - provoz	Nefunkčnost ventilů, válců	8	2	6	96	Přidání odlučovače kondenzátu a filtrů do úpravny vzduchu
Rám stolu a pohyblivý se deska	Střížná mezera - konstrukce	Poranění obsluhy - výroba až likvid.	Ošetření, léčení, prac.neschopnost až invalidita	10	5	3	150	Dvouruční ovládání + bezpečnostní roleta (pomalé reakce pneumatického obvodu)
Bezpečnostní tunel a pohyblivý se deska	Střížná mezera - konstrukce	Poranění obsluhy - výroba až likvid.	Ošetření, léčení, prac.neschopnost až invalidita	10	4	3	120	Tunel opatřen PVC fólií pro odstranění střížné hrany
Dvouruční ovládání s mechanickými tlačítky	Velké předpětí pružiny mech. tlačítek - konstrukce	Neergonomicky velká ovládací síla - provoz	Ošetření, léčení, prac.neschopnost	8	6	3	144	Použití dvouručního ovládání s optoelektrickým senzorem

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Technologická a organizační přípr. výroby a ost. život. etap TS**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← <i>jev</i> - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min.1- max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1- max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1- min.10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> ∩. RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
TS	Určení nesprávného stroje -Tg&Org př.výr.	Nesprávný stroj - výroba	Zmetkový díl, zdržení, náklady	6	3	2	36	Konzultace s výrobcem zařízení
	Určení nesprávného postupu -Tg&Org př.výr.	Záměna operací - výroba	Zmetkový díl, zdržení, náklady	6	2	4	48	Zaškolení obsluhy při každé změně v technologickém postupu
TS	Nesprávné označ. obj. materiálu -Tg&Org př.výr.	Nesprávný mater. - výroba	Zmetkový díl, zdržení, náklady	6	4	4	96	Kontrola – princip čtyř očí

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Výroba TS vč. montáže, testování, kontroly kvality výroby apod.**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← <i>jev</i> - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min.1- max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1- max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1- min.10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> ∩. RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Stříhané plechové díly	Nedodržení předepsaných rozměrů dílů - výroba	Špatné nastavení dorazů nůžek - provoz	Zmetkový díl	7	4	2	56	Kontrola dorazů před zahájením
Nezaoblené díly	Ostré hrany, špony - výroba	Poranění obsluhy - provoz	Ošetření,léčení, prac.neschopnost	9	5	3	135	Visuální kontrola

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Distribuování TS vč. balení, skladování, instalování apod.**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min.1- max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1- max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1- min.10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> n. RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ozubený řemen T5	Malé předepnutí - instal.	Prokluzování řemenice - provoz	Přeskakování řemene	9	4	1	36	Kontrola stavu napnutí před zahájením provozu
	↳	Vyskočení řemene z řemenice - provoz	Nefunkčnost zařízení	10	3	1	30	Kontrola stavu napnutí před zahájením provozu
Ozubený řemen T5	Špatné seřízení řemenic	Vyskočení řemene z řemenice - provoz	Nefunkčnost zařízení	10	4	2	80	Použití řemenic s vodícím klínem (bočnicemi), kontrola nastavení rovnoběžnosti řemenic
Vůle ložiska	Nedodržení montážního postupu	Špatná montážní vůle	Opotřebení ložiska	7	2	3	42	Kvalifikovaní montážní operátoři, výměna za nový ks
Hliníkové části	Neopatrné zacházení	Poškrábání, vrypy	Snížení kvality	8	5	2	80	Bublinkové fólie, atp.

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Provozování TS vč. údržby, oprav apod.**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min.1- max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1- max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1- min.10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> ∩ RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ozubený řemen T5	Přetěžování řemene	Opotřebení, praskliny v řemenu	Poškození pásu	6	3	3	54	Výměna řemenu za nový
Stlačený vzduch	Netěsnost	Únik vzduchu	Nedostatečný provozní tlak	10	3	1	30	Kontrola tlakových hadic a provozního tlaku na úpravně vzduchu
Osoby nequalifikované pro provoz TS	Nebezpečné jednání	Rozptylování pracovníka - provoz	Nedodržení kvóty, náchylnost k poruchám	8	3	3	72	Vhodný Layout , popř. oddělení výrobních prostor
	↳	Zásah dalších osob na jednoobslužném stanovišti - provoz	Poranění obsluhy	9	4	2	72	Pravidelné školení personálu s přezkoušením

**CRMEA pro kritické příčiny bezpečnostních rizik/poruch v etapě LC: Likvidace TS vč. demontáže, separace, recyklace apod.**

Nositel rizika/poruchy (TS/část TS)	Příčina rizika/poruchy (Ishikawa - LC)	Způsob rizika/poruchy (← jev - LC →)	Důsledek rizika/poruchy (výsledek)	Závažnost důsledku S (min.1- max.10)	Pravděpod. výskytu O (min.1- max.10)	Pravděpod. odhalení D (max.1- min.10)	Rizikové číslo RN (SxOxD)	Doporučená opatření RN <sub>mezD</sub> = .... RN <sub>mezH</sub> = ..... (pro RN < RN <sub>mezD</sub> ∩ RN > RN <sub>mezH</sub> )
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Obtížná demontáž	Příliš mnoho spojovacích částí	Dlouhé časy demontáže	Finanční náročnost	6	3	3	54	Zjednodušení konstrukce součástí
Obtížná recyklace	Nevhodně zvolené materiály	Zatěžování životního prostředí	Energetická a finanční náročnost recyklace	7	3	3	63	Volba ekologických a recyklovatelných materiálů
Hliníkové díly	Nedůslednost třídění	Mísení hliníkových dílů a cizích předmětů o jiném materiálu	Nemožnost recyklace	7	2	3	42	Kontrola separovaných dílů

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
**Katedra konstruování strojů**

**Příloha č. 2:**

**Výstup z programu KISSsoft**  
Výpočet hřídelů, ložisek, ozubení



## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label		hřídel 1
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		153.500
Speed (1/min)		20.06
Sense of rotation: clockwise		
Material		C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )		206000.000
Poisson's ratio nu		0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )		7830.000
Coefficient of thermal expansion	(10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (kg)		0.341
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (kg)		0.486
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )		46.525
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )		0.002
Position in space (°)		0.000
Regard gears as masses		
Consider deformations due to shearing		
Shear correction coefficient		1.100
Contact angle of rolling bearings is considered		
Tolerance field: Mean value		
Reference temperature (°C)		20.000

---

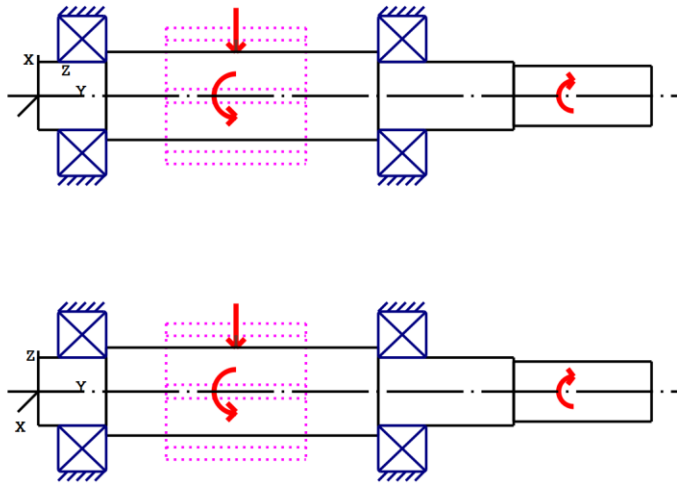


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	17.000mm
Diameter (mm)	[d]	17.0000		
Length (mm)	[l]	17.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			17.000mm ...	85.100mm
Diameter (mm)	[d]	22.0000		
Length (mm)	[l]	68.1000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			85.100mm ...	119.000mm
Diameter (mm)	[d]	17.0000		
Length (mm)	[l]	33.9000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			119.000mm ...	153.500mm
Diameter (mm)	[d]	15.0000		
Length (mm)	[l]	34.5000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

## Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		Cylindrical gear
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	49.5000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	49.5000
Operating pitch diameter (mm)		34.0000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		35.0000
Power (kW)		0.0050 driven (Input)
Torque (Nm)		2.3779
Axial force (N)		-0.0000
Shearing force X (N)		-50.9109
Shearing force Z (N)		-139.8765
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

Type of force element		<b>Coupling</b>
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	134.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	134.0000
Effective diameter (mm)		96.2500
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		28.0000
Power (kW)		0.0050 driving (Output)
Torque (Nm)		-2.3779
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

## Bearing

Label in the model		Rolling bearing
Bearing type		SKF *6203-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylocal]	11.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	11.000
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	17.000
External diameter (mm)	[D]	40.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0</sub> ]	4.800
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	10.000
Fatigue load rating (kN)	[C <sub>U</sub> ]	0.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000

Basic static load rating (kN)	[C0theo]	0.000
Label in the model		Rolling bearing
Bearing type		SKF *6203-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylokal]	91.100
Bearing position (mm)	[yglobal]	91.100
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	17.000
External diameter (mm)	[D]	40.000
Width (mm)	[b]	12.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating (kN)	[C0]	4.800
Basic dynamic load rating (kN)	[C]	10.000
Fatigue load rating (kN)	[CU]	0.200
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[Ctheo]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C0theo]	0.000

-----

Shaft 'Shaft 1': The mass of the following element is taken into account (y= 49.5000 (mm)); Cylindrical gear 'Cylindrical gear'  
 m (yS= 49.5000 (mm)); 0.1446 (kg)  
 Jp: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>)

## Results

### Shaft

Maximum deflection (µm)	5.971
Position of the maximum (mm)	49.500
Mass center of gravity (mm)	68.223
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	-0.015

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[uA]	10.00	µm
Lubricant	Grease: Isoflex Topas NCA51		
Lubricant - service temperature	[TB]	20.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	11.00	mm
Equivalent load	[P]	0.08	kN
Equivalent load	[P0]	0.08	kN
Life modification factor for reliability[a1]		1.000	
Nominal bearing service life	[Lnh]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	71.01	mm <sup>2</sup> /s

Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	60.86	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.026	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.074	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.079	kN (70.42°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.001	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.758	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-4.947	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	5.250	μm (-109.57°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-0.024	mrad (-0.08')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.008	mrad (0.03')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.025	mrad (0.09')

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Rolling bearing'

Position (Y-coordinate)	[y]	91.10	mm
Equivalent load	[P]	0.07	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.07	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	71.01	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	64.48	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.024	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.070	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.074	kN (70.81°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.000	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.001	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.727	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-4.958	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	5.250	μm (-109.21°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	0.023	mrad (0.08')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	-0.068	mrad (-0.24')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.009	mrad (-0.03')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	0.024	mrad (0.08')

Damage (%) [Lreq] ( 20000.000)

Bin no	B1	B2
1	2.00	2.00
-----		
$\Sigma$	2.00	2.00

Utilization (%) [Lreq] ( 20000.000)

B1	B2
27.14	27.14

Note: Utilization =  $(Lreq/Lh)^{1/k}$

Ball bearing:  $k = 3$ , roller bearing:  $k = 10/3$

B1: Rolling bearing

B2: Rolling bearing

Displacement [mm]

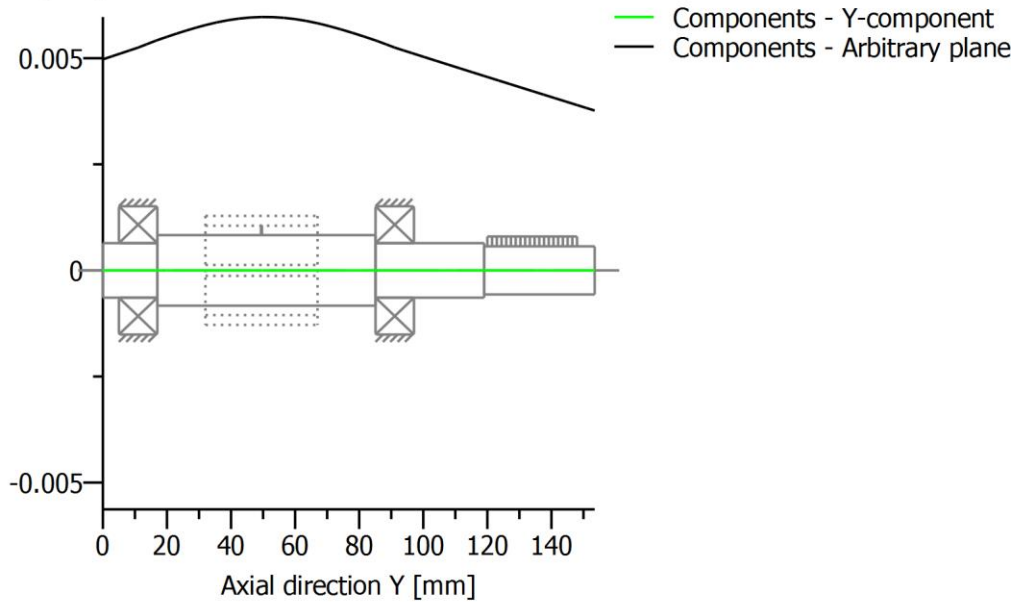
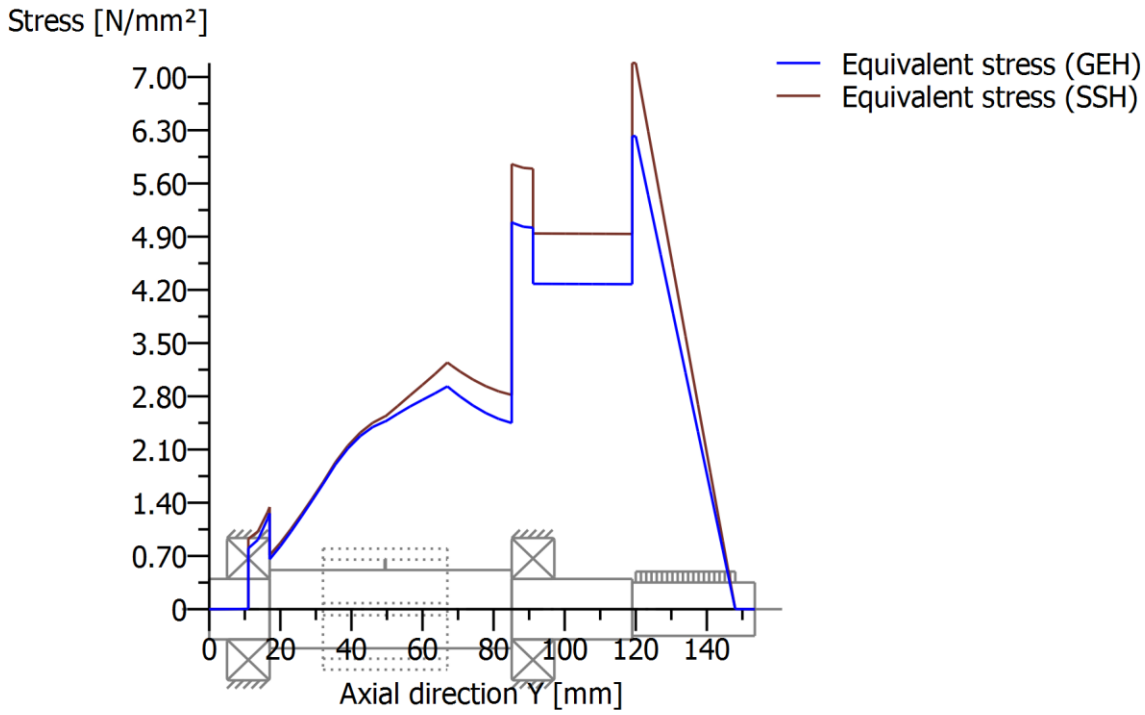


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 250.5661446 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	hridel - prava (hridel_2)
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	640.300
Speed (1/min)	65.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	0.762
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	0.815
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	23.277
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.001
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

---



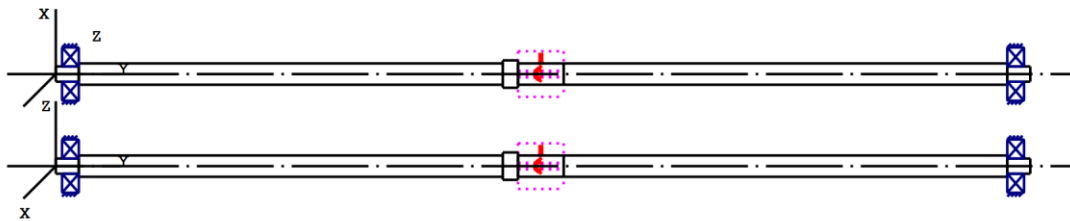


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	15.100mm
Diameter (mm)	[d]	10.0000		
Length (mm)	[l]	15.1000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			15.100mm ...	293.700mm
Diameter (mm)	[d]	14.0000		
Length (mm)	[l]	278.6000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (10)			293.700mm ...	303.700mm
Diameter (mm)	[d]	18.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			303.700mm ...	625.200mm
Diameter (mm)	[d]	14.0000		
Length (mm)	[l]	321.5000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			625.200mm ...	640.300mm
Diameter (mm)	[d]	10.0000		
Length (mm)	[l]	15.1000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

## Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		vodici_remenice
Position on shaft (mm)	[ylocal]	318.7000
Position in global system (mm)	[yglobal]	318.7000
Operating pitch diameter (mm)		30.0000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		30.0000
Power (kW)		0.0050 driven (Input)
Torque (Nm)		0.7412
Axial force (N)		-0.0000
Shearing force X (N)		-17.9850
Shearing force Z (N)		-49.4133
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

Type of force element		<b>Coupling</b>
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[ylocal]	318.7000
Position in global system (mm)	[yglobal]	318.7000
Effective diameter (mm)		30.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		30.0000
Power (kW)		0.0050 driving (Output)
Torque (Nm)		-0.7412
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

## Bearing

Label in the model		6300_2Z_1eve
Bearing type		SKF *6300-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[ylocal]	9.600
Bearing position (mm)	[yglobal]	9.600
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	10.000
External diameter (mm)	[D]	35.000
Width (mm)	[b]	11.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	3.400
Basic dynamic load rating	[C]	8.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	0.143

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		6300_2Z_prave
Bearing type		SKF *6300-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	630.700
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	630.700
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	10.000
External diameter (mm)	[D]	35.000
Width (mm)	[b]	11.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	3.400
Basic dynamic load rating	[C]	8.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	0.143
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

-----

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'vodici\_remenice' (y= 318.7000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 303.7000 (mm)): 388.4626 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 333.7000 (mm)): 388.4626 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 318.7000 (mm)): 0.0531 (kg)  
 Jp: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>)

## Results

### Shaft

Maximum deflection (µm)	639.977
Position of the maximum (mm)	333.700
Mass center of gravity (mm)	319.928
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	0.000

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Oil: ISO-VG 220	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	20.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing '6300\_2Z\_levé'

Position (Y-coordinate)	[y]	9.60	mm
Equivalent load	[P]	0.03	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.03	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h

Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	112.59	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.009	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.029	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.030	kN (72.6°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.001	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.010	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.110	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-3.582	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	3.750	μm (-107.21°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-3.080	mrad (-10.59')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	1.007	mrad (3.46')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	3.241	mrad (11.14')

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing '6300\_2Z\_prave'

Position (Y-coordinate)	[y]	630.70	mm
Equivalent load	[P]	0.03	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.03	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	113.54	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.009	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.029	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.030	kN (72.61°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.001	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.010	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_{bl}=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.104	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-3.584	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	3.750	μm (-107.12°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	3.083	mrad (10.6')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-1.008	mrad (-3.46')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	3.243	mrad (11.15')

Damage (%)			[H] ( 20000.000)
No.	B1	B2	
1	2.00	2.00	
-----			
$\Sigma$	2.00	2.00	

Utilization (%)			[H] ( 20000.000)
B1	B2		
27.14	27.14		

B1: 6300\_2Z\_leve  
B2: 6300\_2Z\_prave

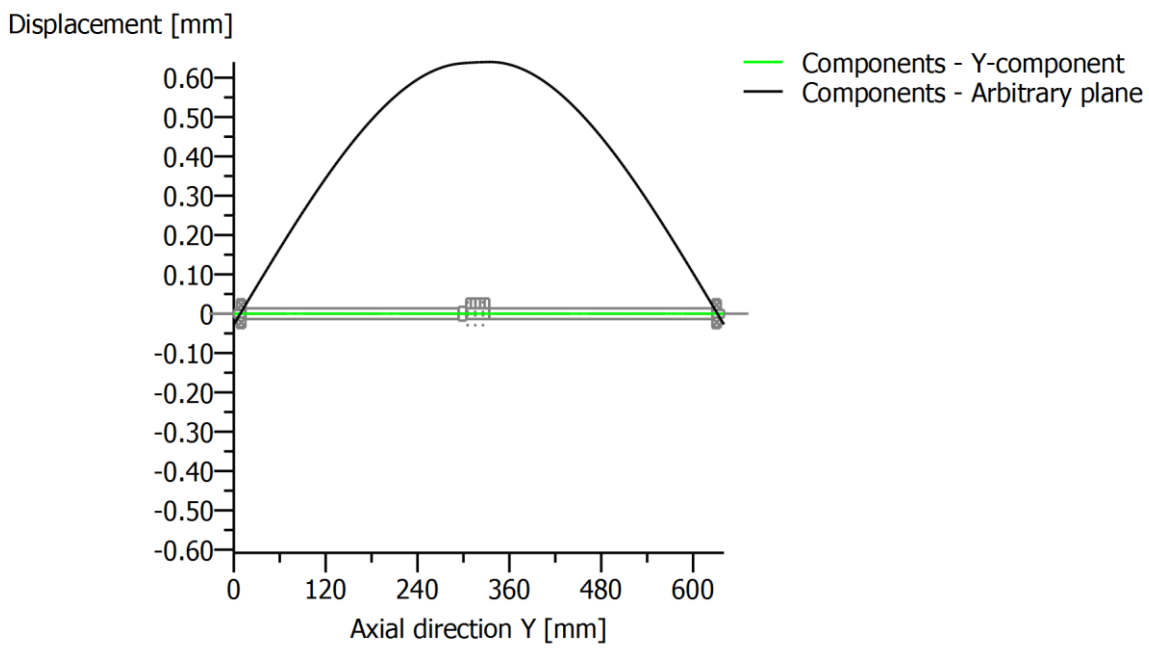
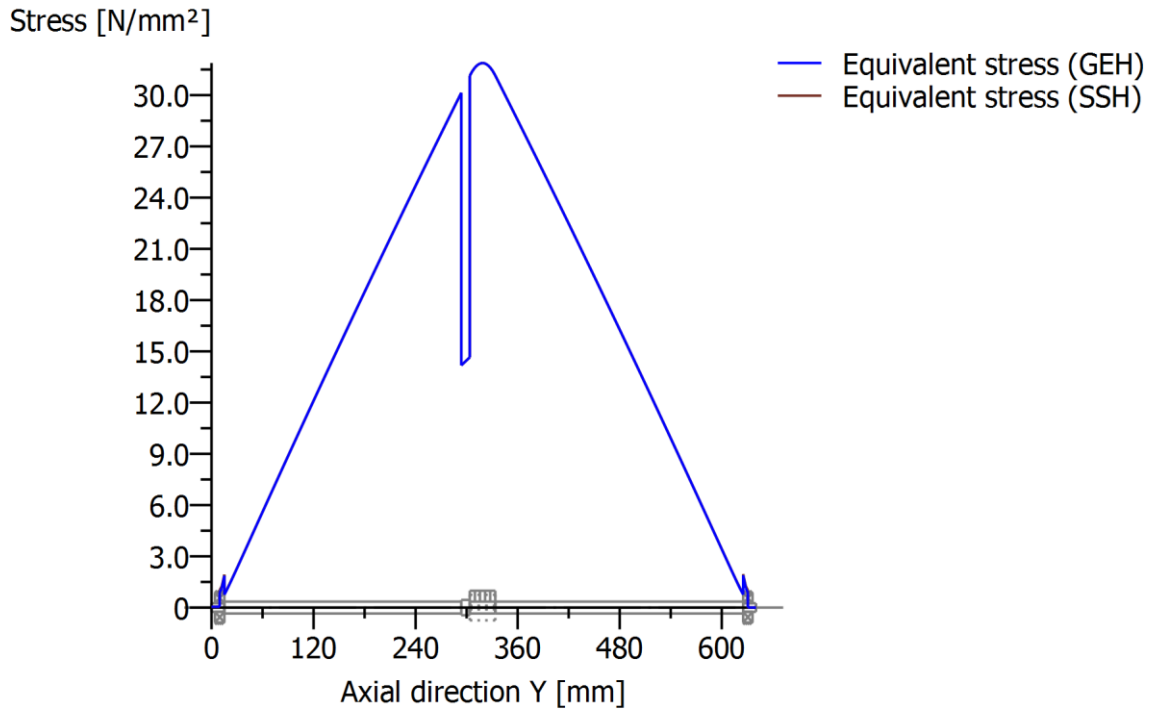


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 251.8147987 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

## Analysis of shafts, axle and beams

### Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Hridel – leva (hridel_3)
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	500.400
Speed (1/min)	65.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 <sup>-6</sup> /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	0.593
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (kg)	0.646
Mass moment of inertia (kg*mm <sup>2</sup> )	19.145
Momentum of mass GD2 (Nm <sup>2</sup> )	0.001
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Reference temperature (°C)	20.000

---

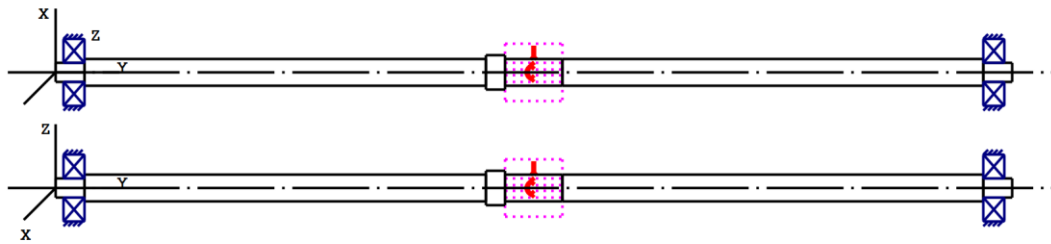


Figure: Load applications

**Shaft definition (Shaft 1)**

**Outer contour**

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	15.100mm
Diameter (mm)	[d]	10.0000		
Length (mm)	[l]	15.1000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			15.100mm ...	225.100mm
Diameter (mm)	[d]	14.0000		
Length (mm)	[l]	210.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (10)			225.100mm ...	235.100mm
Diameter (mm)	[d]	18.0000		
Length (mm)	[l]	10.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			235.100mm ...	485.300mm
Diameter (mm)	[d]	14.0000		
Length (mm)	[l]	250.2000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		
Cylinder (Cylinder)			485.300mm ...	500.400mm
Diameter (mm)	[d]	10.0000		
Length (mm)	[l]	15.1000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		



## Forces

Type of force element		<b>Cylindrical gear</b>
Label in the model		vodici_remenice
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	250.1000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	250.1000
Operating pitch diameter (mm)		30.0000
Spur gear		
Working pressure angle at normal section (°)		20.0000
Position of contact (°)		0.0000
Length of load application (mm)		30.0000
Power (kW)		0.0050 driven (Input)
Torque (Nm)		0.7412
Axial force (N)		-0.0000
Shearing force X (N)		-17.9850
Shearing force Z (N)		-49.4133
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		-0.0000

Type of force element		<b>Coupling</b>
Label in the model		Coupling / Motor
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	250.1000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	250.1000
Effective diameter (mm)		30.0000
Radial force factor (-)		0.0000
Direction of the radial force (°)		0.0000
Axial force factor (-)		0.0000
Length of load application (mm)		30.0000
Power (kW)		0.0050 driving (Output)
Torque (Nm)		-0.7412
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		0.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000
Mass (kg)		0.0000
Mass moment of inertia Jp (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jxx (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Mass moment of inertia Jzz (kg*m <sup>2</sup> )		0.0000
Eccentricity (mm)		0.0000

## Bearing

Label in the model		6300_2Z_leva
Bearing type		SKF *6300-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[Ylocal]	9.600
Bearing position (mm)	[Yglobal]	9.600
Attachment of external ring		Free bearing
Inner diameter (mm)	[d]	10.000
External diameter (mm)	[D]	35.000
Width (mm)	[b]	11.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	3.400
Basic dynamic load rating	[C]	8.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	0.143

Values for approximated geometry:

Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

Label in the model		6300_2Z_prave
Bearing type		SKF *6300-2Z
Bearing type		Deep groove ball bearing (single row)
Bearing position (mm)	[y <sub>lokal</sub> ]	490.800
Bearing position (mm)	[y <sub>global</sub> ]	490.800
Attachment of external ring		Fixed bearing
Inner diameter (mm)	[d]	10.000
External diameter (mm)	[D]	35.000
Width (mm)	[b]	11.000
Corner radius (mm)	[r]	0.600
Basic static load rating	[C <sub>0</sub> ]	3.400
Basic dynamic load rating	[C]	8.500
Fatigue load rating	[C <sub>U</sub> ]	0.143
Values for approximated geometry:		
Basic dynamic load rating (kN)	[C <sub>theo</sub> ]	0.000
Basic static load rating (kN)	[C <sub>0theo</sub> ]	0.000

-----

Shaft 'Shaft 1': Cylindrical gear 'vodici\_remenice' (y= 250.1000 (mm)) is taken into account as component of the shaft.  
 EI (y= 235.1000 (mm)): 388.4626 (Nm<sup>2</sup>), EI (y= 265.1000 (mm)): 388.4626 (Nm<sup>2</sup>), m (yS= 250.1000 (mm)): 0.0531 (kg)  
 Jp: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jxx: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>), Jzz: 0.0000 (kg\*m<sup>2</sup>)

## Results

### Shaft

Maximum deflection (µm)	281.981
Position of the maximum (mm)	265.100
Mass center of gravity (mm)	249.933
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	0.000

### Bearing

Probability of failure	[n]	10.00	%
Axial clearance	[u <sub>A</sub> ]	10.00	µm
Lubricant		Oil: ISO-VG 220	
Lubricant - service temperature	[T <sub>B</sub> ]	20.00	°C

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing '6300\_2Z\_levé'

Position (Y-coordinate)	[y]	9.60	mm
Equivalent load	[P]	0.03	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.03	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h

Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	116.05	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.009	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.028	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.029	kN (72.12°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.001	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.010	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_l=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.140	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	-0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-3.572	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	3.750	μm (-107.7°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	-1.755	mrad (-6.03')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	0.585	mrad (2.01')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	1.850	mrad (6.36')

#### Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing '6300\_2Z\_prave'

Position (Y-coordinate)	[y]	490.80	mm
Equivalent load	[P]	0.03	kN
Equivalent load	[P <sub>0</sub> ]	0.03	kN
Life modification factor for reliability[a <sub>1</sub> ]		1.000	
Nominal bearing service life	[L <sub>nh</sub> ]	> 1000000	h
Operating viscosity	[v]	912.87	mm <sup>2</sup> /s
Static safety factor	[S <sub>0</sub> ]	116.16	
Bearing reaction force	[F <sub>x</sub> ]	0.009	kN
Bearing reaction force	[F <sub>y</sub> ]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F <sub>z</sub> ]	0.028	kN
Bearing reaction force	[F <sub>r</sub> ]	0.029	kN (72.12°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Rolling moment of friction	[M <sub>rr</sub> ]	0.001	Nm
Sliding moment of friction	[M <sub>sl</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction, seals	[M <sub>seal</sub> ]	0.000	Nm
Moment of friction for seals determined according to SKF main catalog 10000/1 EN:2013			
Moment of friction flow losses	[M <sub>drag</sub> ]	0.000	Nm
Torque of friction	[M <sub>loss</sub> ]	0.001	Nm
Power loss	[P <sub>loss</sub> ]	0.010	W

The moment of friction is calculated according to the details in SKF Catalog 2013.

The calculation is always performed with a coefficient for additives in the lubricant  $\mu_l=0.15$ .

Displacement of bearing	[u <sub>x</sub> ]	-1.140	μm
Displacement of bearing	[u <sub>y</sub> ]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u <sub>z</sub> ]	-3.573	μm
Displacement of bearing	[u <sub>r</sub> ]	3.750	μm (-107.7°)
Misalignment of bearing	[r <sub>x</sub> ]	1.763	mrad (6.06')
Misalignment of bearing	[r <sub>y</sub> ]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r <sub>z</sub> ]	-0.588	mrad (-2.02')
Misalignment of bearing	[r <sub>r</sub> ]	1.859	mrad (6.39')

Damage (%)			[H] ( 20000.000)
No.	B1	B2	
1	2.00	2.00	
-----			
$\Sigma$	2.00	2.00	

Utilization (%)			[H] ( 20000.000)
B1	B2		
27.14	27.14		

B1: 6300\_2Z\_leve  
 B2: 6300\_2Z\_prave

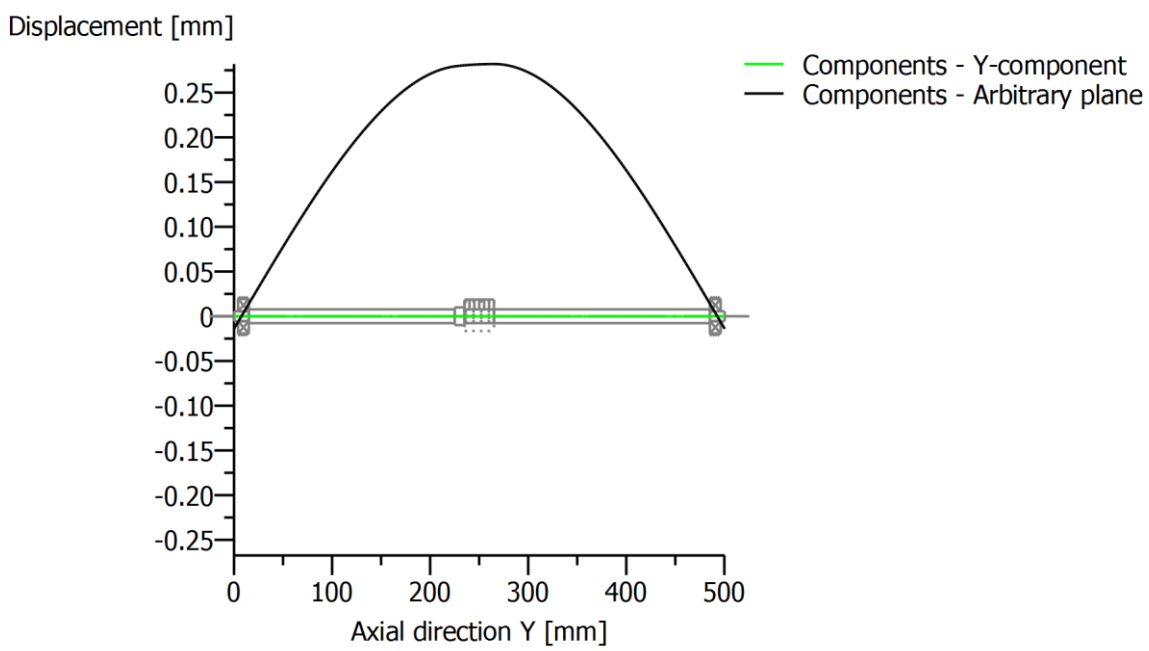
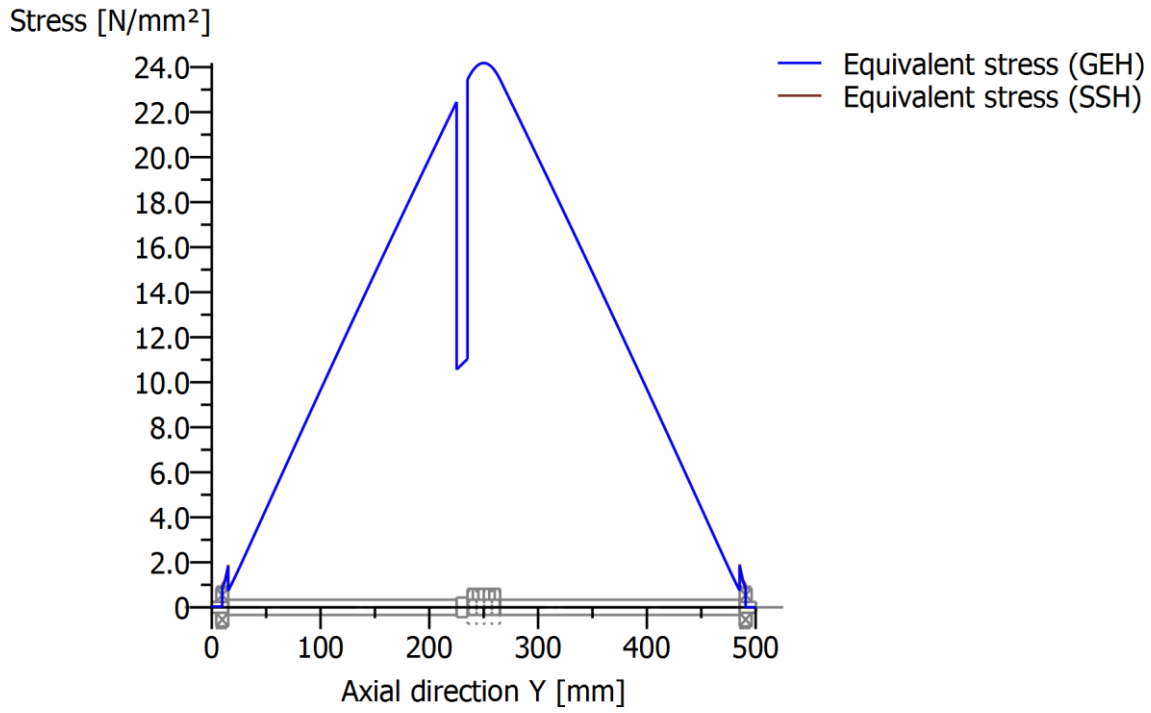


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 251.4918874 120)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

SSH(Tresca):  $\sigma_V = \sqrt{(\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2}$

Figure: Equivalent stress

## RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0  
Gear 2: 0.000.0

Calculation method DIN 3990:1987 Method B (YF Method C)

---- Pinion ----- Rack -

Power (W)	[P]	4.995	
Speed (1/min)	[n]	20.1	
Torque (Nm)	[T]	2.378	
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

### 1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

---- Pinion ----- Rack -

Running centre distance (mm)	[a]	40.200	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Rack height (mm)	[Hz]	25.000	
Normal module (mm)	[mn]	2.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	17	
Facewidth (mm)	[b]	35.00	35.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-DIN3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	17046.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened  
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy J=12mm<HRC28

Gear 2: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened  
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength  $\geq 25\text{HRC}$  Jominy J=12mm<HRC28

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Surface hardness		HRC 59	HRC 59
Fatigue strength. tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm <sup>2</sup> )	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm <sup>2</sup> )	[σB]	1000.00	1000.00
Yield point (N/mm <sup>2</sup> )	[σS]	695.00	695.00
Young's modulus (N/mm <sup>2</sup> )	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A

Dedendum coefficient [hfP\*] 1.250

Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile	2 :	
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type	Oil bath lubrication	
Type of oil	Oil: ISO-VG 220	
Lubricant base	Mineral-oil base	
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu40]	220.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm <sup>2</sup> /s)	[nu100]	17.50
Specific density at 15 °C (kg/dm <sup>3</sup> )	[roOil]	0.895
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

---- Pinion ----- Rack -

Transverse module (mm)	[mt]	2.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alft]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.1000	
Profile shift coefficient	[x]	0.1000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.6436	1.5708
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	34.000	23.000
Base diameter (mm)	[db]	31.950	
Tip diameter (mm)	[da,HZ]	38.400	25.000
(mm)	[da,HZ.e/i]	38.400 / 38.375	25.000 / 25.000
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHZ.e/i]	0.000 / -0.025	0.000 / 0.000

Tip form diameter (mm)	[dFa]	38.400	25.000
(mm)	[dFa.e/i]	38.400 / 38.375	25.000 / 25.000
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	38.400 / 38.375	25.000 / 25.000
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	34.000	23.200
Root diameter (mm)	[df]	29.400	20.500
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.0629 / 0.0423	-0.0371 / -0.0577
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	29.252 / 29.169	20.426 / 20.385
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.500	0.500
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.640 / 0.562	0.628 / 0.562
Active root diameter (mm)	[dNf]	31.968	21.545
(mm)	[dNf.e/i]	31.971 / 31.966	21.565 / 21.532
Root form diameter (mm)	[dFf]	31.969	21.177
(mm)	[dFf.e/i]	31.957 / 31.952	21.103 / 21.061
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.009 / 0.005	0.504 / 0.430
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		2.200 2.000
(mm)	[ha.e/i]	2.200 / 2.188	2.000 / 2.000
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		2.300 2.500
(mm)	[hf.e/i]	2.374 / 2.415	2.574 / 2.615
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	38.202 / 38.121	
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	38.202 / 38.121	
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	2.091 / 1.829	
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	1.202 / 0.770	
Tooth height (mm)	[h]	4.500	4.500
Virtual gear no. of teeth	[zn]	17.000	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.263	1.686
(mm)	[san.e/i]	1.218 / 1.168	1.632 / 1.602
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	1.322
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	1.295 / 1.280
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.010	0.011
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.453	0.906
Specific sliding at the root	[zetaf]	-9.620	-0.829
Sliding factor on tip	[Kga]	0.284	0.309
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.309	-0.284
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		6.283
Base pitch (mm)	[pbt]		5.904
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		5.904
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	10.105 (	10.141/ 10.046)
Length T1-A (mm)	[T1A]	0.546 (	0.510/ 0.583)
Length T1-B (mm)	[T1B]	4.747 (	4.747/ 4.724)
Length T1-C (mm)	[T1C]	5.813 (	5.813/ 5.813)
Length T1-D (mm)	[T1D]	6.451 (	6.414/ 6.487)
Length T1-E (mm)	[T1E]	10.651 (	10.651/ 10.629)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	33.330 (	33.330/ 33.317)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	34.456 (	34.429/ 34.483)
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.711
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.718 /	1.710 / 1.701
Overlap ratio	[eps_b]		0.000
Total contact ratio	[eps_g]		1.711
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.718 /	1.710 / 1.701

## **2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE**

		---- Pinion ----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	139.9
Axial force (N)	[Fa]	0.0
Radial force (N)	[Fr]	50.9



Normal force (N)	[Fnorm]	148.8	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	4.00	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	139.9	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	
Radial force (N)	[Frw]	50.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.04	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.04	
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yp]	0.5	
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yf]	0.4	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[c']	3.538	
Meshing stiffness (N/mm/ $\mu\text{m}$ )	[cg]	5.426	
The formula for c' and cg at $w \cdot KA < 25$ N/mm is imprecise!			
c', cg is calculated with $w \cdot KA = 25$ N/mm.			
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00398	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	20750	
Resonance ratio (-)	[N]	0.001	
Subcritical range			
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[ya]	0.5	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	70.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	7.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	30.910	
Load according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [-]		4	
(0:6.8a, 1:6.8b, 2:6.8c, 3:6.8d, 4:6.8e)			
Coefficient K' according to Figure 6.8, DIN 3990-1:1987 [K']		-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) ( $\mu\text{m}$ )	[Fby]	5.47	
from deformation of shaft ( $\mu\text{m}$ )	[fsh*B1]	0.05	
(fsh ( $\mu\text{m}$ ) = 0.05, B1 = 1.00, fHb5 ( $\mu\text{m}$ ) = 6.50)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances ( $\mu\text{m}$ )	[fma*B2]	9.00	
(B2 = 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical ( $\mu\text{m}$ )	[Fbx]	6.44	
Running-in value ( $\mu\text{m}$ )	[yb]	0.97	
Dynamic factor	[KV]	1.003	
Face load factor - flank	[KHb]	3.443	
- Tooth root	[KFb]	2.935	
- Scuffing	[KBb]	3.443	
Transverse load factor - flank	[KH <sub>a</sub> ]	1.311	
- Tooth root	[KF <sub>a</sub> ]	1.453	
- Scuffing	[KB <sub>a</sub> ]	1.453	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	24.072	5.142
Rack length (mm)	[l]		500.000

### 3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: C

		---- Pinion -----	Rack -
Calculated with profile shift	[X]	0.1000	0.0000
Tooth form factor	[YF]	2.76	1.99
Stress correction factor	[YS]	1.57	1.99
Working angle (°)	[alfFn]	31.81	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	3.86	3.81
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.90	4.80
Tooth root radius (mm)	[roF]	1.09	0.76
(hF* = 1.932/ 1.907 sFn* = 1.949/ 2.398 roF* = 0.545/ 0.380)			
(dsFn (mm) = 30.123/ 0.000 alfsFn(°) = 30.00/ 30.00 qs = 1.789/ 3.156)			
Contact ratio factor	[Yeps]		0.688
Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	35.00	35.00
Nominal stress at tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF0]	5.97	5.44
Tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigF]	31.90	29.09
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	0.993	1.006
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.950	0.962
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Yst*sigFlim (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFP=sigFG/SFmin]	583.50	591.17
Limit strength tooth root (N/mm <sup>2</sup> )	[sigFG]	816.90	827.63
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	25.61	28.45
Transmittable power (W)	[WRating]	91.37	101.50

### 4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		---- Pinion -----	Rack -
Zone factor	[ZH]		2.495
Elasticity factor (√N/mm <sup>2</sup> )	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.873
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		35.00
Nominal contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigH0]		141.66
Contact stress at operating pitch circle (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHw]		336.95
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.11	1.00
Contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHB, sigHD]	372.95	336.95
Lubrication coefficient at NL			
	[ZL]	1.018	1.013
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.942	0.958
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.943	0.959
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.057	1.188
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.956	1.105
Small no. of pittings permissible:	no		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000

Permissible contact stress (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHP=sigHG/SHmin]	1433.38	1657.18
Pitting stress limit (N/mm <sup>2</sup> )	[sigHG]	1433.38	1657.18
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	4.25	4.92
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	3.84	4.92
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	14.77	24.19
Transmittable power (W)	[WRating]	73.78	120.82

#### **4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014**

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

#### **5. SCUFFING LOAD CAPACITY**

Calculation method according to DIN 3990:1987

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s <sup>0.5</sup> /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (μm)	[Ceff]	1.41	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	35.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	25.063	
Angle factor (ε1:0.819, ε2:0.892)	[Xalfbet]	0.977	
Flash temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theMB]	74.50	
theMB = theoil + XS*0.47*theflamax	[theflamax]	9.58	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	408.58	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=-0.906 [Gamma.E]=0.832	[Gamma]	-0.906	
Highest contact temp. (°C)	[theB]	84.08	
Flash factor (°K*N <sup>-0.75</sup> *s <sup>0.5</sup> *m <sup>-0.5</sup> *mm)	[XM]	50.058	
Geometry factor	[XB]	2.020	
Load sharing factor	[XGam]	0.333	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	35.30 ( 70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.332	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	24.022	
Integral temperature-criteria			
Tooth mass temperature (°C)	[theMC ]	70.57	
theMC = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	0.82	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	408.58	
Flash factor (°K*N <sup>-0.75</sup> *s <sup>0.5</sup> *m <sup>-0.5</sup> *mm)	[XM]	50.058	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.261	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.90 ( 70.0 °C)	
Mean coefficient of friction	[mym]	0.151	
Geometry factor	[XBE]	0.490	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.014	

Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	71.80
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	5.691
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	188.051

## 6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		---- Pinion -----	Rack -
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.054 / -0.084
Number of teeth spanned	[k]	3.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	15.374	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	15.323 / 15.295	
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.051 / -0.079	
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	35.428	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	3.571	3.889
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.750	4.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	20.006	26.532
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	19.952 / 19.922	26.458 / 26.416
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	34.534	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	39.858	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	39.750 / 39.690	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	39.858	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	39.750 / 39.690	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	39.750 / 39.690	
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	39.704	-0.000
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	39.597 / 39.537	-0.000 / -0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	3.282	3.142
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	3.228 / 3.198	3.088 / 3.058
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	2.273	2.000
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	3.287	3.142
(mm)	[sn.e/i]	3.233 / 3.203	3.088 / 3.058
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	40.052 / 39.969	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.148 / -0.231	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.343	0.343
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	-0.013 / 0.013	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.009 / -0.009	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.243 / 0.136	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.177 / 0.099	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0012 / 0.0007	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.166 / 0.093	

## 7. GEAR ACCURACY

---- Pinion ----- Rack -

According to DIN 3961:1978

One or several gear data (mn, b or d) lay beyond the limits covered by the standard.

The tolerances are calculated on the basis of the formulae in the standard.

However, their values are outside the official range of validity!

Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation ( $\mu\text{m}$ )	[ff]	6.00	6.00
Profile slope deviation ( $\mu\text{m}$ )	[fHa]	5.00	5.00
Total profile deviation ( $\mu\text{m}$ )	[Ff]	8.00	8.00
Helix form deviation ( $\mu\text{m}$ )	[fbf]	5.50	5.50
Helix slope deviation ( $\mu\text{m}$ )	[fHb]	9.00	9.00
Total helix deviation ( $\mu\text{m}$ )	[Fb]	10.00	10.00
Normal base pitch deviation ( $\mu\text{m}$ )	[fpe]	7.00	7.00
Single pitch deviation ( $\mu\text{m}$ )	[fp]	7.00	7.00
Adjacent pitch difference ( $\mu\text{m}$ )	[fu]	8.00	8.00
Total cumulative pitch deviation ( $\mu\text{m}$ )	[Fp]	19.00	19.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches ( $\mu\text{m}$ )	[Fpz/8]	12.00	12.00
Runout ( $\mu\text{m}$ )	[Fr]	14.00	14.00
Tooth Thickness Variation ( $\mu\text{m}$ )	[Rs]	8.00	8.00
Single flank composite, total ( $\mu\text{m}$ )	[Fi']	22.00	22.00
Single flank composite, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fi']	10.00	10.00
Radial composite, total ( $\mu\text{m}$ )	[Fi'']	17.00	17.00
Radial composite, tooth-to-tooth ( $\mu\text{m}$ )	[fi'']	6.00	6.00

According to DIN 58405:1972 (Feinwerktechnik):

Tooth-to-tooth composite error ( $\mu\text{m}$ )	[fi'']	8.00	8.00
Composite error ( $\mu\text{m}$ )	[Fi'']	22.00	22.00
Axis alignment error ( $\mu\text{m}$ )	[fp]	6.83	6.83
Flank direction error ( $\mu\text{m}$ )	[fbeta]	7.35	7.35
Runout ( $\mu\text{m}$ )	[Trk, Fr]	21.00	21.00

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezahle und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis ( $\mu\text{m}$ )	[fSigbet]	29.00 (Fb=29.00)
Maximum value for inclination error of axes ( $\mu\text{m}$ )	[fSigdel]	58.00

## **8. ADDITIONAL DATA**

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.112
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	1.179
Gear power loss (W)	[PVZ]	0.078
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	98.443)

## **9. DETERMINATION OF TOOTH FORM**

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

## **10. SERVICE LIFE, DAMAGE**

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	> 1000000
-------------------------	--------	-----------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
-----------------------------	---------	--------	--------

Tooth flank service life (h) [HHatt] 1e+006 1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] ( 20000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

**REMARKS:**

- Specifications with [.e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances  
Specifications with [.m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances  
The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
  - cg according to method B
  - KV according to method B
  - KHb, KFb according method C
  - KHa, KFa according to method B

---

End of Report

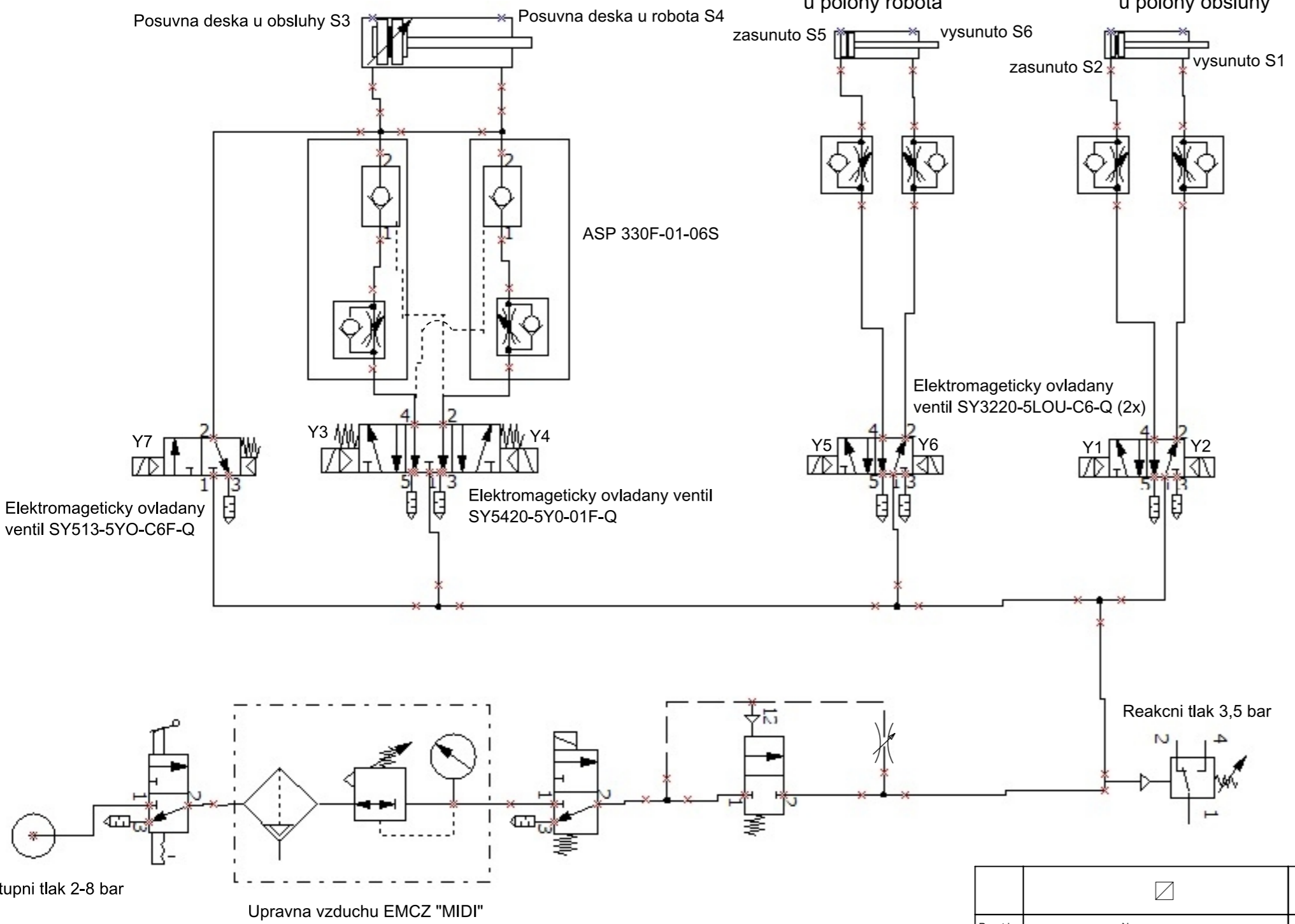
lines: 489

---

Pracovní válec - C96YDB40-500C

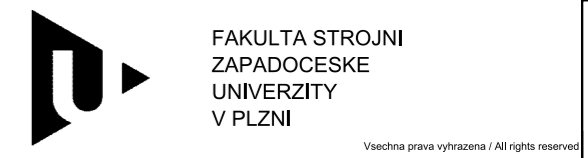
Středící válec ADVU-25-30-P-A  
u polohy robota

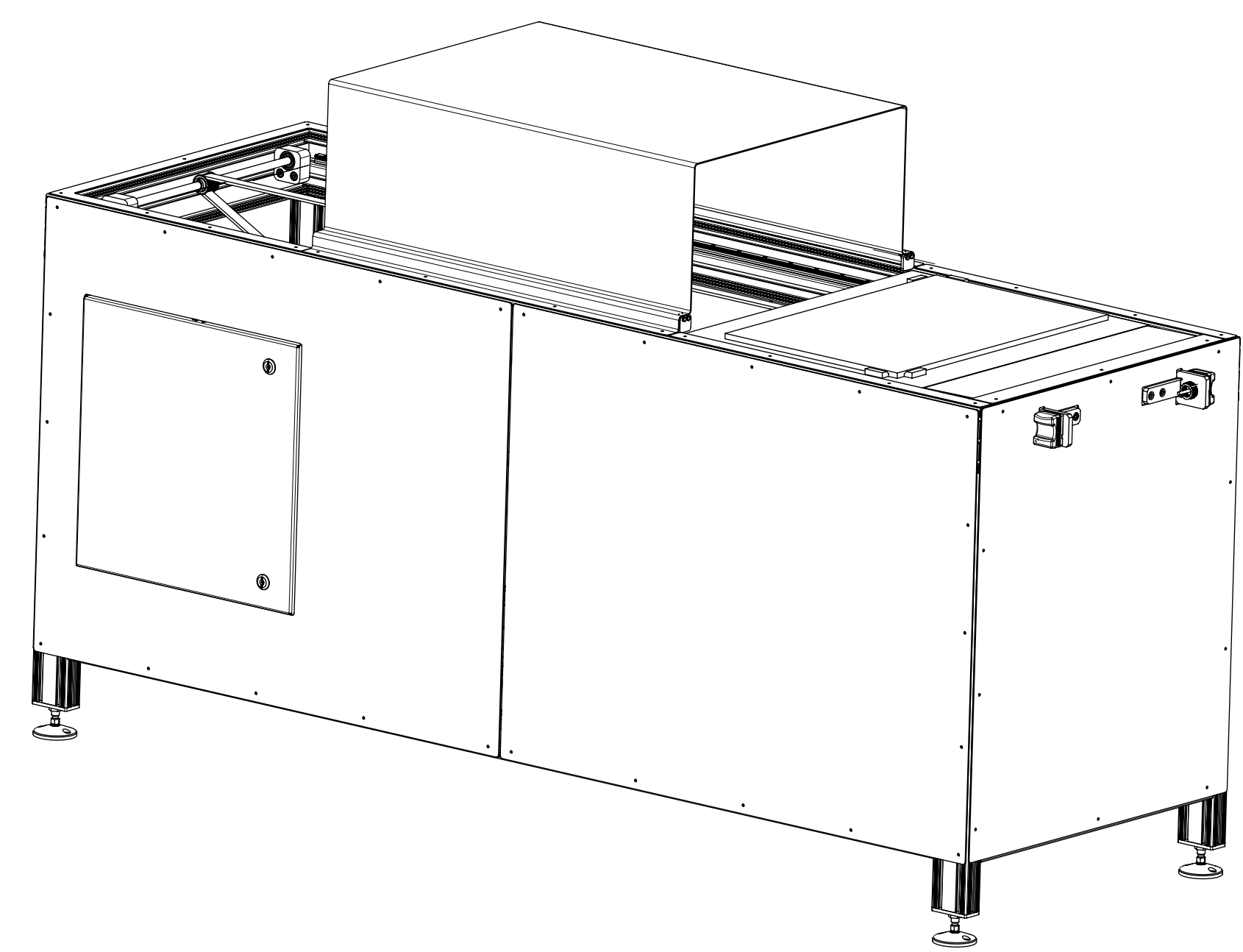
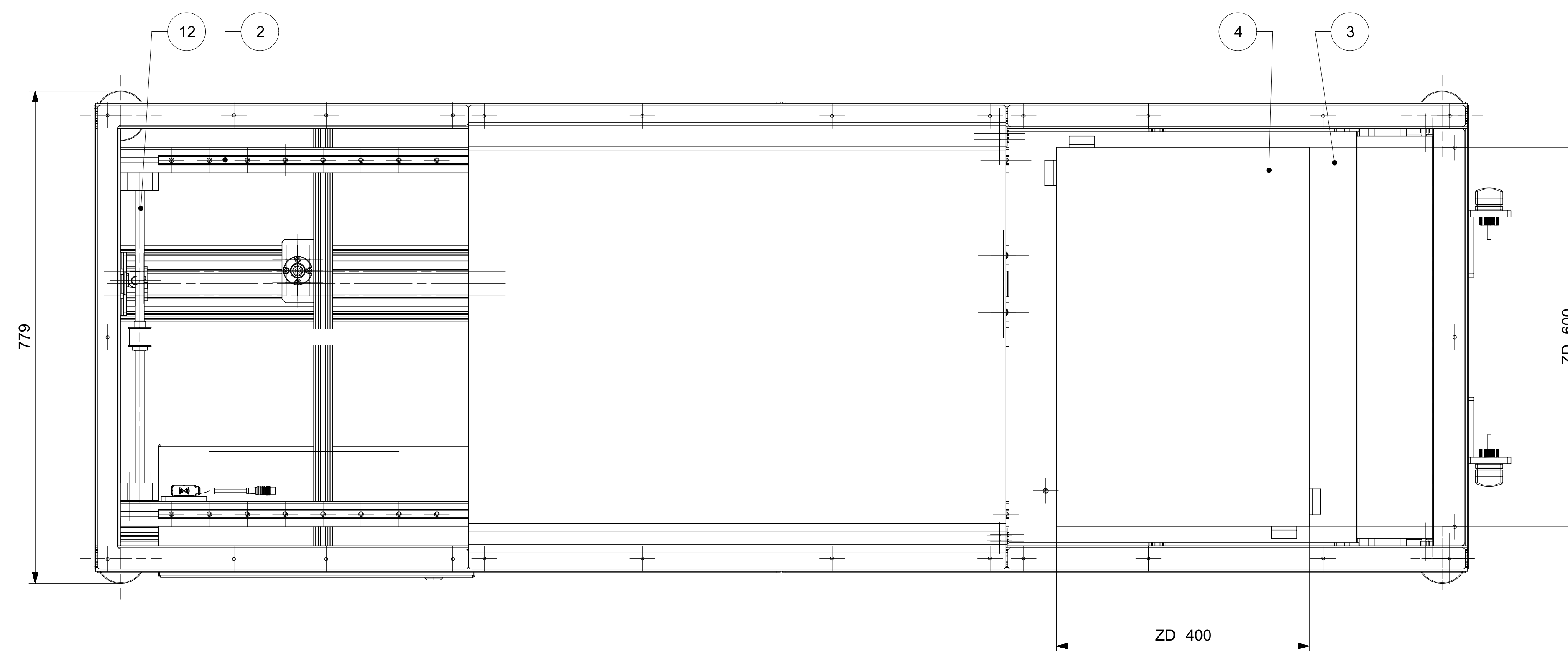
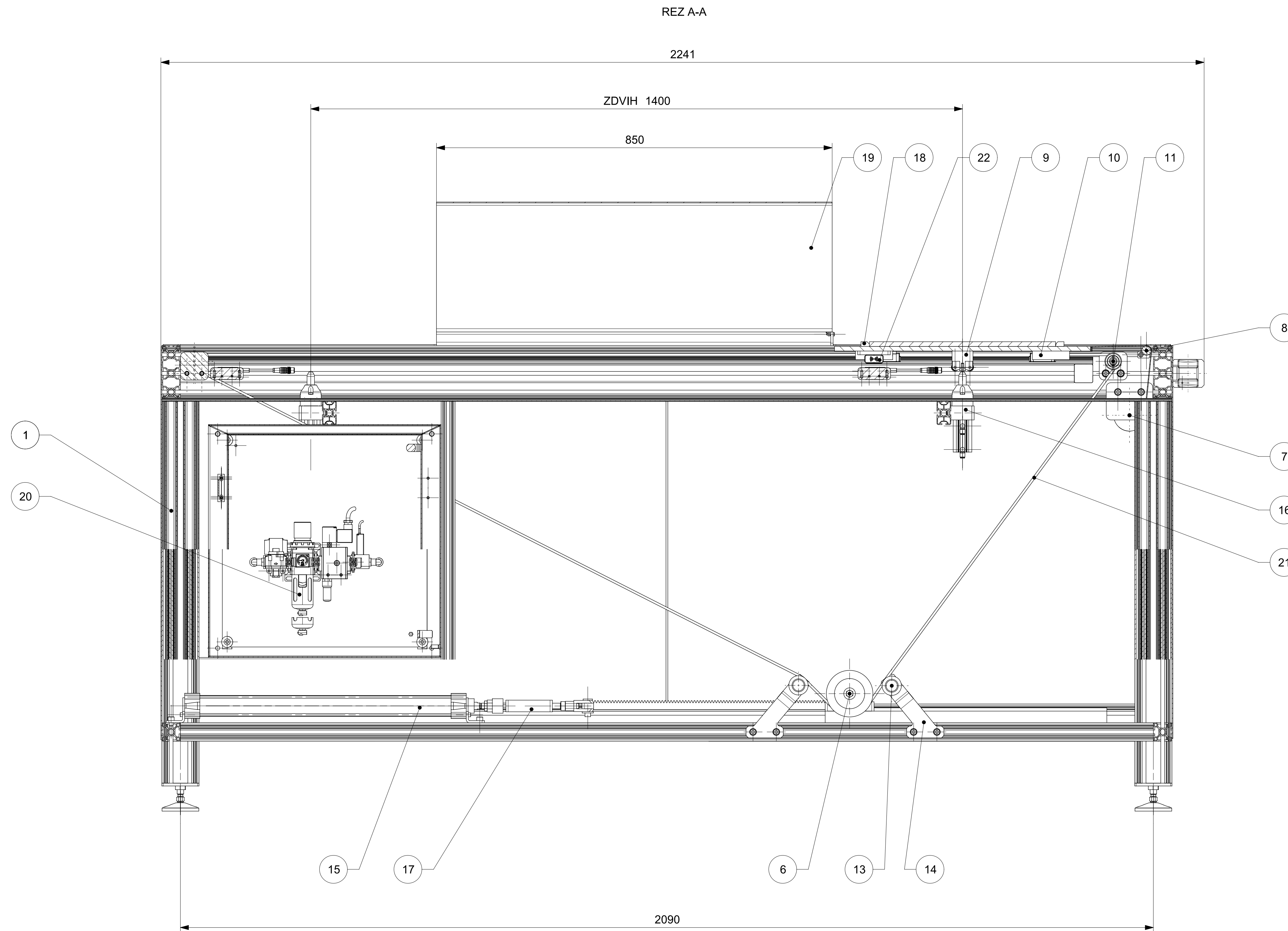
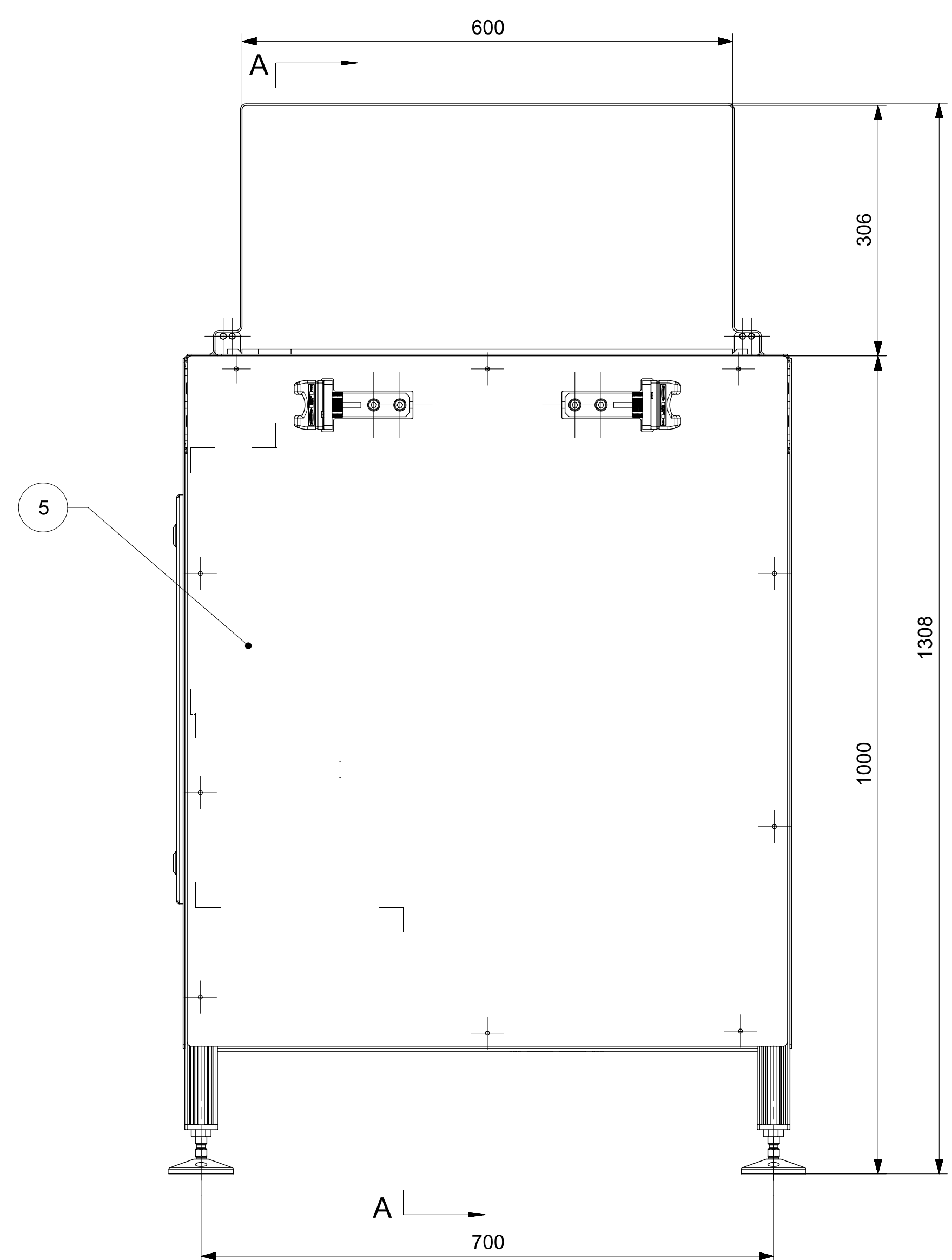
Středící válec ADVU-25-30-P-A  
u polohy obsluhy



Středící válec u obsluhy	S1 - vysunuto	Y2		Y1	
Pracovní válec	S3 - zasunuto	Y3		Y4	
Středící válec u robota	S5 - zasunuto	Y5		Y6	
Dvouruční ovládání	zapsunuto				
	vypnuto				

Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.	
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.	
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name							
Kreslil / Drawn by	26.05.2017	MATOUŠEK PETR							
Prezkoušel / Checked by									
Schválil / Approved by									
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:				
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:		Meritko / Scale		
ISO 128		Pneumaticke_schema			C.sestavy / Assembly No.				
ISO 8015		Soubor-vykres / DRW-file			Cislo vykresu / Drawing No.				
ISO 2768mK		Pneumaticke_schema			Rev.				
Nazev / Title				Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format	
PNEUMATICKÉ SCHÉMA						PS-16/17-ps		A3	
				List / sheet no.		Pocet listu / sheets			
				1		1			





Pos.	Název - name	Titulek - title	Skupina - group	Materiál - material	T.O.	Číslo kresby - drawing No.	Číslo sestavy - assembly No.	Quant
22	KONCOVÝ SPINAC	-	-	-	-	-	-	2+
21	REMEN T5	-	-	-	-	-	-	2
20	UPRAVNA VZDUCHU EMČZ MDJ	-	-	-	-	-	-	1
19	BEZPEČNOSTNÍ TUNEL	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-16	1
18	SEGMENT DESKY	CSN 42 6522.12	11373	-	-	-	DP-2017-PS-15	4
17	REDUKCE	CSN 42 5310	11373	-	-	-	DP-2017-PS-14	1
16	CENTROVACÍ VALEČ ADVU-25-30-P-A	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-13	2
15	PNEUMATICKÝ VALEČ C96YDB40-500C	-	-	-	-	-	-	1
14	UCHYT NĀPINACÍ KLADKY	CSN 42 6522.12	11373	-	-	-	DP-2017-PS-12	2
13	NĀPINACÍ KLADKA B/E2 34/32	-	Al	-	-	-	DP-2017-PS-11	2
12	ULOŽENÍ HRIDELE_3	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-10	1
11	ULOŽENÍ HRIDELE_2	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-09	1
10	UPINACÍ DESKA	-	AlSiMg0,5	-	-	-	-	2
9	CENTROVACÍ POUZDRO	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-08	2
8	ULOŽENÍ OPERNEHO VALCE	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-07	1
7	ULOŽENÍ OCHRANNE ROLETY	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-06	1
6	POHONNE USTROJÍ	-	-	-	9,7	-	DP-2017-PS-05	1
5	OPLĚCHOVÁNÍ	CSN 17 240	-	-	-	-	DP-2017-PS-04	4/2/2/2
4	ZAKAZNICKÁ DESKA 600X400X10	-	-	-	-	-	DP-2017-PS-03	1
3	ZAKLADNÍ DESKA 650X550X10	EN AW-5083	C250	-	10	-	DP-2017-PS-02	1
2	LINEARNÍ VEDENÍ HSV 15R	-	-	-	-	-	-	2
1	RAM STOLU	-	-	-	54,37	-	DP-2017-PS-01	1

Pos.	Název - name	Titulek - title	Skupina - group	Materiál - material	T.O.	Číslo kresby - drawing No.	Číslo sestavy - assembly No.	Quant
Pos.	Název - name	Titulek - title	Skupina - group	Materiál - material	T.O.	Číslo kresby - drawing No.	Číslo sestavy - assembly No.	Quant
Pos.	Název - name	Titulek - title	Skupina - group	Materiál - material	T.O.	Číslo kresby - drawing No.	Číslo sestavy - assembly No.	Quant

Datum / Date: 27.05.2017  
 Posuvný stůl, vyřez, sestava  
 Posuvný stůl, vyřez, sestava  
 Posuvný stůl, vyřez, sestava

Projekt / Project: DP  
 Zakazník / Customer: Západočeská univerzita v Plzni  
 Posuvný stůl, vyřez, sestava  
 DP-2017-PS-00  
 224.2 kg  
 DP-2017-PS-00  
 Bez spojovacích prvků

Měřítko / Scale: 1:5  
 Formát: A0





