

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: 2302T040 Konstrukce zdravotnické techniky

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Konstrukční návrh recyklační jednotky určené pro obsluhování  
vozičkářem

Autor: **Bc. Vojtěch Koželuh**  
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Vojtěch KOŽELUH**

Osobní číslo: **S16N0055P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Konstrukce zdravotnické techniky**

Název tématu: **Konstrukční návrh recyklační jednotky určené pro  
obsluhování vozíčkářem**

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:

Cílem diplomové práce je vytvořit konstrukční návrh zařízení na recyklování použitých papírových nebo umělohmotných nábojnic určených pro sportovní nebo lovecké účely. Dále provést specifikaci požadavků s ohledem na správnou funkčnost, bezpečnost a technickou jednoduchost navrhovaného zařízení tak, aby toto zařízení mohl obsluhovat vozíčkář. U výsledného navrženého konstrukčního řešení provést komplexní hodnocení bezpečnostních a mechanických vlastností.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
2. Vypracování rozboru technických parametrů.
3. Vypracování variant koncepčních řešení.
4. Zhodnocení a vypracování vybrané konstrukční varianty.

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

**KOLEKTIV AUTORŮ. Pohybový systém a zátěž. Praha: Grada Publishing, 1997**

**Karger, A., Kargerová, M.: Základy robotiky a prostorové kinematiky. ČVUT, Praha, 2008**

**HOSNEDL, S. A KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra. Brno: Computer Press, 1999**

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**


Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Vyšata, Ph.D.**

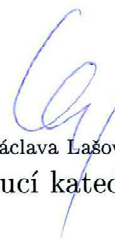
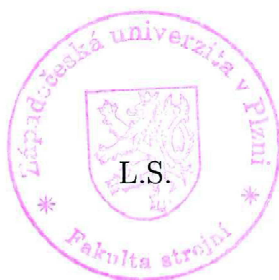
Katedra technologie obrábění

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



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

V Plzni dne 19. září 2017

## **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



## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu své diplomové práce, panu Doc. Ing. Josefu Formánkovi, Ph.D., za cenné rady, odborné poznatky a vstřícný přístup při vedení této práce. Dále děkuji své rodině, která mě podporovala po celou dobu studia.

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Koželuh	Jméno Vojtěch		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	Konstrukce zdravotnické techniky - 2302T040			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Jméno Josef		
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	Nehodící se škrtněte	
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Konstrukční návrh recyklační jednotky určené pro obsluhování vozíčkářem			

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	78	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	68	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Tato práce se zabývá recyklací brokových nábojnic. Hlavní úkolem práce byl návrh zařízení pro recyklaci použitých brokových nábojnic, které bude primárně určeno pro obsluhu osobou na vozíku. Konstrukční návrh byl vypracován v souladu s metodikou znalostně integrovaného konstruování tak, aby splňoval veškeré stanovené požadavky na funkčnost, bezpečnost a ergonomii pro osoby na vozíku. Vypracován je úplný model zařízení včetně části konstrukční dokumentace.</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;">Brokové nábojnice, recyklace nábojnice, obsluha stroje vozíčkářem, recyklační zařízení, konstrukční proces, CAD, MKP analýza</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Koželuh	Name Vojtěch	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2302T040 „Medical Technique Design“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek	Name Josef	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Engineering design of a cartridge recycling unit controlled by disabled person in wheelchair		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

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

<b>TOTALLY</b>	78	<b>TEXT PART</b>	68	<b>GRAPHICAL PART</b>	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This thesis deals with the recycling of shotgun cartridges. The main point of the thesis is the design of a device for recycling used cartridges, which is primarily designed to control by person in wheelchair. The design process was drawing up according to Engineering Design Science and for fulfillment of the special demands of wheelchair users for safety, functionality and ergonomcy.
<b>KEY WORDS</b>	Recycling of shotgun cartridges, machine operation by wheelchair user, design process, CAD, FEM analysis,

## Obsah

Seznam příloh vevázaných.....	10
Seznam příloh volných.....	10
Seznam obrázků .....	11
Seznam tabulek .....	12
Úvod.....	13
1. Nábojnice .....	13
1.1. Důvod recyklace nábojnic .....	13
1.2 Stavba nábojnice .....	15
1.3 Analýza rozměrů nábojnic .....	19
1.4 Analýza demontáže .....	21
2. Obsluha stroje vozíčkářem .....	25
2.1. Stupně pohybového omezení vozíčkářů.....	25
2.1.1. Paraparetik.....	25
2.1.2. Paraplegik.....	25
2.1.3. Hemiparetik / Hemiplegik.....	25
2.1.4. Kvadruparetik.....	25
2.1.5 Kvadruplegik.....	25
2.2. Pohybový rozsah obsluhy na vozíku.....	26
3. Rozpracování zadání konstrukčního úkolu .....	29
3.1. Stanovení základních požadavků navrhovaného TS.....	29

4. Konceptní návrh TS .....	30
4.1. Návrh provozního transformačního procesu .....	30
4.2. Návrh funkční struktury .....	30
4.3. Návrh orgánové struktury.....	32
4.4. Popis zvolených konceptních variant .....	34
4.4.1. Varianta A: Demontáž vytržením pláště pomocí ozubených kol.....	34
4.4.2. Varianta B: Demontáž nábojnice tahem po kružnicové trajektorii s pákovým svíracím mechanismem .....	35
4.4.3. Varianta C: Demontáž nábojnice tahem po kružnicové trajektorii s vačkovým svíracím mechanismem .....	37
4.5. Hodnocení koncepcí a výběr finální varianty. ....	39
5. Konstrukční návrh jednotlivých dílů TS .....	42
5.1. Mechanismus svěráku .....	42
5.1.1. Řešení ustavení polohy nábojnice .....	42
5.1.2. Řešení sevření pláště nábojnice.....	44
5.1.3. Řešení ovládní svěráku.....	46
5.2. Mechanismus kleští .....	56
5.3. Rám zařízení.....	59
5.4. Úplná stavební struktura.....	60
6. MKP analýza konstrukce .....	61
7. Technicko–ekonomické hodnocení navrženého TS.....	65
8. Závěr.....	66
Seznam použité literatury .....	67

## **Seznam příloh vevázaných**

Katalogové listy modulárního kluzného vodícího systému DryLin

Katalogové list ložiskových domečků Igubal

## **Seznam příloh volných**

Výrobní výkres hřídele

Výrobní výkres vačky

Výkres sestavy recyklační jednotky

Seznam položek

## Seznam obrázků

Obr. 1: Broková nábojnice s popisem [4] .....	16
Obr. 2: Nábojnice s jednotnou střelou [4] .....	17
Obr. 3: Broková střela s plstěnou zátkou (číslo 7), .....	18
Obr. 4: Řez použitou brokovou nábojnicí .....	18
Obr. 5: Základní rozměry nábojnice .....	20
Obr. 6: Průběh experimentálního demontážního procesu .....	23
Obr. 7: Znázornění silových poměrů při experimentální demontáži kleštěmi .....	23
Obr. 8: Standardní rozměry mechanického vozíku v cm [7] .....	26
Obr. 9: Výška jednotlivých částí těla člověka na vozíku v cm [7] .....	27
Obr. 10: Dosah paže osoby na vozíku pod různými úhly vůči trupu cm [7] .....	27
Obr. 11: Dopředný dosah paží osoby na vozíku v cm [7] .....	28
Obr. 12: Černá skříňka transformačního procesu .....	30
Obr. 13: Abstraktní zobrazení funkční struktury navrhovaného TS .....	31
Obr. 14: Funkční struktura navrhovaného TS – konkrétní zobrazení .....	31
Obr. 15: Schematický návrh varianty A .....	35
Obr. 16: Schematický návrh varianty B .....	36
Obr. 17: Detailní vyobrazení varianty B .....	37
Obr. 18: Schematický návrh varianty C .....	38
Obr. 19: Detailní vyobrazení varianty C .....	39
Obr. 20: Graf výsledků hodnocení koncepčních variant .....	41
Obr. 21: Variabilita tvaru konce pláště použitých nábojnic .....	42
Obr. 22: Schéma středícího elementu .....	43
Obr. 23: Vyměnitelná čelist svěráku .....	45
Obr. 24: Mechanismus svěráku v poloze maximálního zdvihu .....	46
Obr. 25: Silové poměry vačkového mechanismu .....	47
Obr. 26: Vačka zajišťující sevření svěráku .....	48
Obr. 27: Závislost velikosti zdvihu vačky na relativním natočení hřídel .....	49
Obr. 28: Počáteční poloha vačky (vlevo) a konečná poloha vačky vpravo s odměřenými hodnotami $a, \alpha$ .....	49

Obr. 29: Silové zatížení hřídele při sevření svěráku .....	51
Obr. 30: Schéma zatížení hřídele jako nosníku .....	52
Obr. 31: Kritické místo maximálního ohybového momentu.....	53
Obr. 32: Svěrné spojení částečně dělené [12] .....	55
Obr. 33: Silové poměry v mechanismu kleští při demontáži .....	56
Obr. 34: Zatížení čepu otočného klešťového mechanismu .....	57
Obr. 35: Mechanismus kleští.....	58
Obr. 36: Svařenec rámu z nakupovaných profilů.....	59
Obr. 37: Sestava celého zařízení .....	60
Obr. 38: Definování výpočtové sítě, výpočtových vztahů mezi díly a okrajových podmínek	61
Obr. 39: Napětí v konstrukci .....	62
Obr. 40: Špička napětí v kontaktní přímce vačky s čelistí svěráku.....	63
Obr. 41: Analýza deformace konstrukce.....	64

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Počet ulovených kusů zvěře pomocí brokových nábojů během nedávných tří let. * Do celkového počtu použitých nábojnic zahrnuta pouze polovina kusů. Počet vystřelených nábojů je vynásoben koeficienty nepřesnosti a tréninkových střeleb 2 a 1,15. Hodnoty o počtu ulovené zvěře převzaty z [1]. .....	14
Tabulka 2: základní rozměry nejpoužívanějších nábojnic a jmenovité maximální rozměry ...	20
Tabulka 3: Pevnost v tahu u materiálů nábojnice .....	21
Tabulka 4: Morfologická matice návrhu orgánu pracovních funkcí TS .....	32
Tabulka 5: Návrh orgánových struktur jednotlivých koncepcí metodou morfologické matice .....	33
Tabulka 6: Hodnocení koncepčních variant TS .....	40



## Úvod

Tématem této diplomové práce je konstrukční návrh stroje pro recyklaci použitých nábojnic pro brokovnice využívaných zejména pro lovecké a sportovní účely. Konkrétně se jedná o otázku nábojnic brokových a nábojnic s jednotnou střelou. Konstrukce těchto nábojnic se skládá ze dvou základních typů materiálů, plastu, tvořícího tělo nábojnice a kovu, z něž je vyrobena zátká. Ani jeden z těchto běžně používaných materiálů není biologicky rozložitelný v ekologicky přijatelném časovém horizontu, tudíž ponechat tyto předměty volně se povalovat v přírodě je bezesporu nevhodné. Tak tomu bohužel většinou případů bývá, a proto zabývat se jejich recyklací je přinejmenším chvályhodné, jelikož existující možnost recyklace teoreticky podpořená finančně, např. výkupem prázdných nábojnic či zálohou by mohla být tou správnou motivací pro snížení množství těchto odpadních materiálů v přírodě.

Druhým zásadním aspektem vyplývajícím ze zadání úkolu je umožnění obsluhy navrhovaného stroje primárně tělesně postiženou osobou na vozíčku, což může tělesně postiženému potenciálně zajistit při použití vhodných ekonomických mechanismů pracovní místo, případně alespoň částečný finanční přivýdělek. Ten by mohl být získán možnou dotační podporou této činnosti, částečně i výkupem recyklovaného kovového materiálu. Toto sociálně – ekonomické hledisko není nezanedbatelné, jelikož tělesně hendikepovaní nemají vždy na pracovním trhu stejně možnosti jako zdraví lidé, nehledě na případnou citovou blízkost k myslivecké činnosti a okruhu přátel, se kterými by byla hendikepovaná obsluha stroje tímto v kontaktu. Navíc případnou aktivní činností při obsluze zařízení vozíčkář může procvičit pohybovou soustavu horní poloviny těla, což může mít cenný terapeutický efekt.

Cílem této práce je tedy kompletně navrhnout zařízení funkčně plnicí zadanou činnost, konstrukčně optimalizované, vyhovující z hlediska bezpečnosti, patřičně navržené pro specifickou obsluhu, mající patřičný vzhled a vnější vlastnosti, navržené s ohledem na ekonomičnost výroby a provozu tohoto zařízení.

## 1. Nábojnice

### 1.1. Důvod recyklace nábojnic

Účelem recyklace je obecně opakované použití materiálu pro výrobu téhož či jiného výrobku, čímž je eliminován problém likvidace odpadu se současným ekologickým i potažmo finančním přínosem. U brokových nábojnic by se recyklací oddělily nestejně materiály – kov a plast, příp. ještě papír. Kovová i plastová část budou následně transportovány do sběrných míst těchto surovin, přičemž z výkupu kovu lze získat druhotný finanční výdělek. Druhou možností je teoreticky znovupoužití kovové části a nalisování nové nábojnice do již použitého

kování, které by vykupoval například závod náboje kompletující, což je však jen teorií, neboť tím se dosud velkovýrobci nábojnic nezabývají, avšak realizovat přebíjení v domácích podmínkách není složité, obzvláště u zápalek typu „boxer“, které se používají ve většině loveckých brokových nábojnic, a které lze poměrně ruční silou pomocí vhodného trnovitého přípravku vypíchnout z kování skrz vnitřek nábojnice. Plastové části nábojnic jsou vyrobeny z vysokohustotního polyetyleny (HDPE). Tento materiál se nachází v každé nábojnici, včetně některých druhů loveckých nábojnic, jejichž plášť je vyroben alternativně z papíru, ale stále jsou v patroně obsaženy plastové vnitřní části. Kvalitní separace těchto materiálu nezajistí finance, ale nezanedbatelný ekologický přínos.

Ten demonstruje případná recyklace alespoň zlomku počtu každoročně z brokovnic vystřelených nábojnic, který lze přibližně odhadnout ze statistik lovu zvěře v České republice (Tabulka 1). Zahrnuti jsou všechny druhy zvěře, jež je lovená pomocí brokovnic, ať už brokovými náboji či jednotnou střelou. U černé zvěře a lišek je počet kusů upraven koeficientem 0,5 na polovinu, jelikož jsou k jejich lovu používány i jiné nábojnice. Pro počet vystřelených nábojnic uvažujeme na každé ulovené zvíře 2 výstřely, dále velmi mírný koeficient 1,15 na cvičnou střelbu na střelnicích. Koeficienty byly stanoveny na základě porady s odborníkem – myslivcem. Do objemu případné recyklace lze samozřejmě zahrnout i sportovní brokové nábojnice používané ve sportovní střelbě na asfaltové holuby. Nábojnice pro tuto činnost končí patrně ve směsném odpadu, čímž je opět znehodnocen plast i kov, a zatíženo životní prostředí. Zahrnutím sportovních brokových nábojnic se odhadované vystřelené množství nejméně zdvojnásobí.

Rok	2014	2015	2016
Černá zvěř *	168 174	185 496	160 139
Zajíci	39 591	36 181	32 785
Kachny	262 345	255 195	249 560
Bažanti	478 808	465 284	471 473
Kormoráni	44 66	5 683	6 516
Lišky *	73 678	83 932	76 475
Kuny	12 823	12 354	12 491
Počet použitých nábojnic pro lov	2 113 606	2 091 645	2 049 606

**Tabulka 1:** Počet ulovených kusů zvěře pomocí brokových nábojů během nedávných tří let. \* Do celkového počtu použitých nábojnic zahrnuta pouze polovina kusů. Počet vystřelených nábojů je vynásoben koeficienty nepřesnosti a tréninkových střelb 2 a 1,15. Hodnoty o počtu ulovené zvěře převzaty z [1].

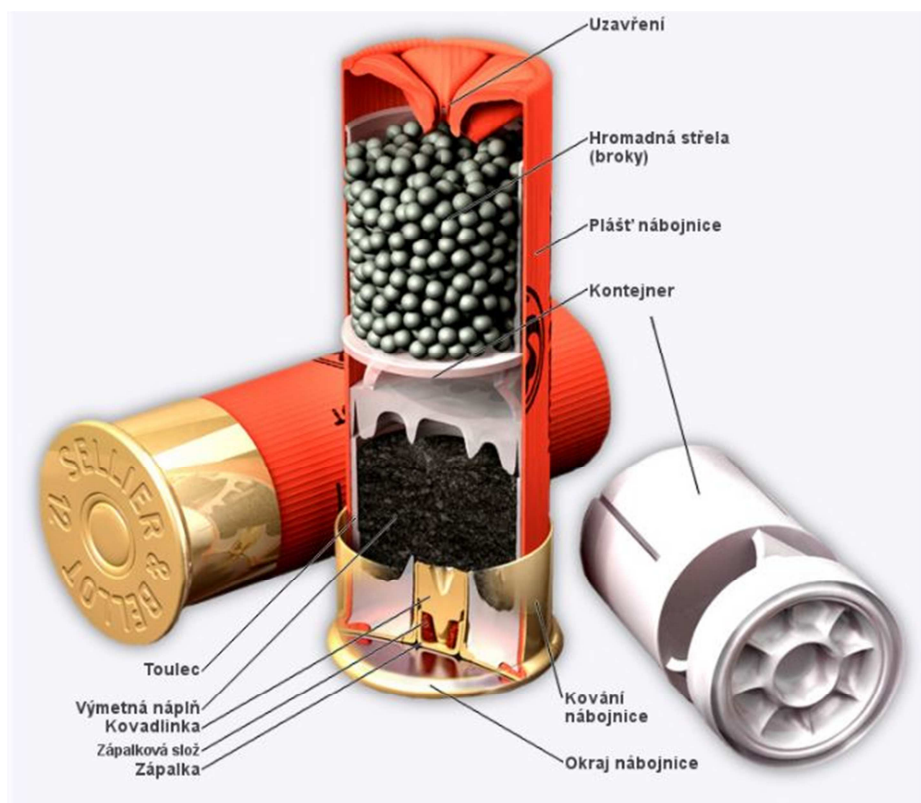
Z Tabulka 1 vyplývá, že počet použitých nábojnic pro brokovnice se v České republice pohybuje každoročně okolo 2 milionů kusů. Kování jedné nábojnice má hmotnost průměrně

3,7 g [2]. To je zaokrouhleně 7,4 tun kovu ročně, což není zanedbatelné množství. S uvažováním nábojnic ze sportovní střelby bude toto číslo minimálně dvojnásobné. Recyklace nábojnic se dá v každém případě považovat za smysluplnou.

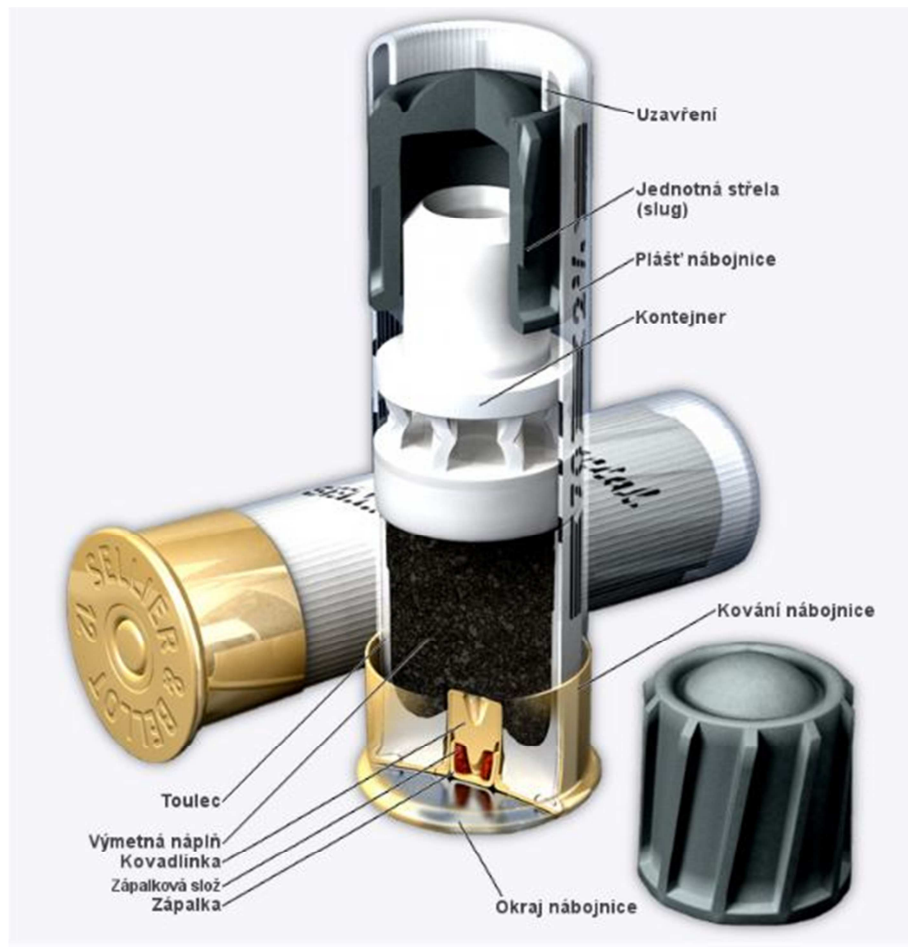
## 1.2 Stavba nábojnice

Jak bylo již zmíněno, pro účel recyklace se použijí pouze nábojnice do brokovnic, jež jsou dvojího typu. Prvním je klasická broková nábojnice (Obr. 1) používaná pro sportovní střelbu a lov opeřenců či drobné zvěře. Druhým typem je nábojnice s jednotnou střelou (Obr. 2), která se využívá například pro lov černé zvěře na kratší vzdálenost. Pro otázku recyklace je zásadní, že oba typy nábojnic jsou tvarově identické a po vystřelení náplně prakticky stejné, tudíž pro samotný proces recyklace nebude důležité, který typ to původně byl.

Nábojnice je složena z plastových a kovových částí. Největší část tvoří plášť samotné nábojnice v podobě válečku o různém průměru a délce dle ráže, v drtivé většině vyrobený z plastu (HDPE), v malém množství jako v minulosti z tvrdého papíru. Povrch plastového pláště je podélně rýhovaný, papírový plášť je relativně hladký. Vnější kovová část je tvořena zátkou - kováním, jež uzavírá nábojnici z jedné strany nalisováním přes vnější povrch pláště. Kování se dříve vyrábělo z mosazi, což je slitina mědi a zinku, dnes se vyrábí převážně z levnější pomosazené hlubokotažné oceli. Vnitřní část nábojnice tvoří plastový válcový toulce, který je nalisován na vnitřní válcové ploše pláště a opřen zevnitř o čelo kováání. V ose kováání a toulce je díra pro dutou kovovou zápalku, která obsahuje zápalkovou slož. Nárazem úderníku zbraně do zápalky je zápalná slož iniciována a dochází k jejímu hoření, které skrz zápalku zapálí výmetnou náplň. Jejím hořením vznikají výstřelové plyny, jež svým vysokým tlakem odpálí hromadnou či jednotnou střelu. Mezi střelou a výmetnou náplní se však nachází ještě plastový kontejner, který těsní výstřelné plyny, nese a zároveň chrání broky proti deformaci [3]. Alternativně se používá místo plastu plstěná zátká, která plní stejnou naprosto funkci jako plastový kontejner.

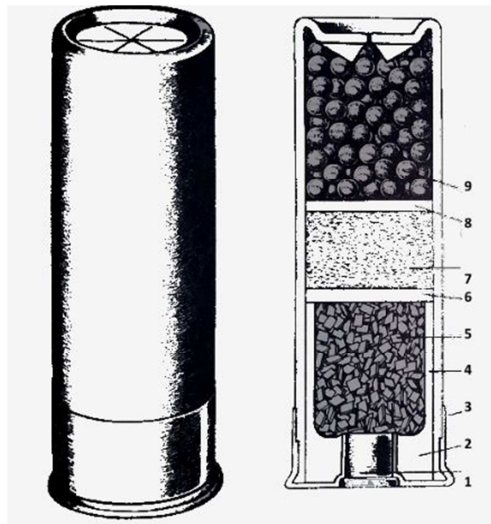


Obr. 1: Broková nábojnice s popisem [4]



Obr. 2: Nábojnice s jednotnou střelou [4]

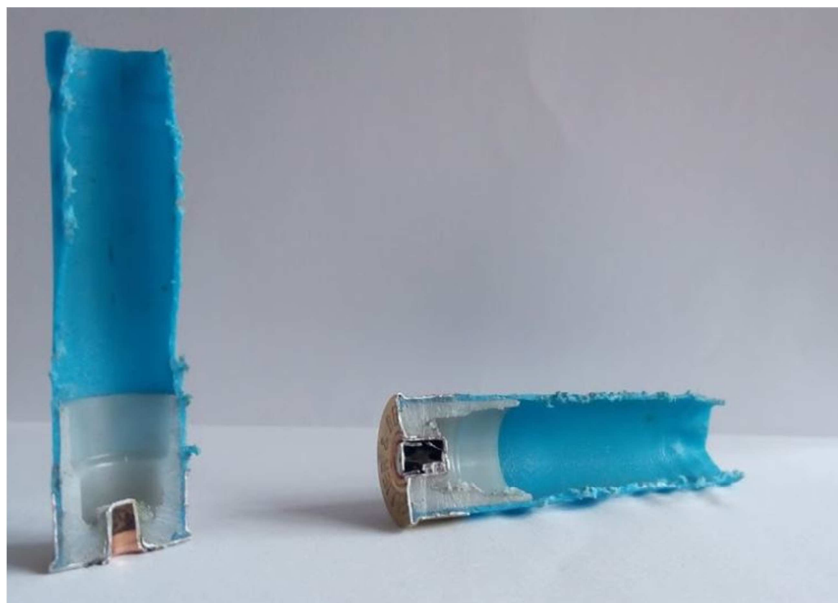
Kontejner potažmo zátka vylétne z hlavně společně se střelou. Výstřelný konec nábojnice je uzavřen buď ohnutím pláště tzv. „do hvězdice“ (Obr. 1), či zakroužením okraje s papírovým kotoučkem na vrchu broků (Obr. 2) [4]. Typ uzavření určuje výslednou délku zavřené nábojnice, kdy uzavření do hvězdice zkrátí nábojnici o přibližně 10 mm, zatímco zakroužení jen o 5 mm. [5]. Odečtením těchto hodnot od zadané délky nábojnice se získá délka nabitého náboje, která je důležitá pro použití správné nábojnice dle délky nábojové komory zbraně.



Obr. 3: Broková střela s plstěnou zátkou (číslo 7),

krytá shora brokovou krytkou (číslo 8) a zespoda prachovou krytkou (číslo 6) [3]

Po výstřelu zůstane z obou druhů nábojnic jen vnější plášť s kováním, prázdnou zápalkou toulcem, jak ukazuje řez použitou nábojnicí (Obr. 4).

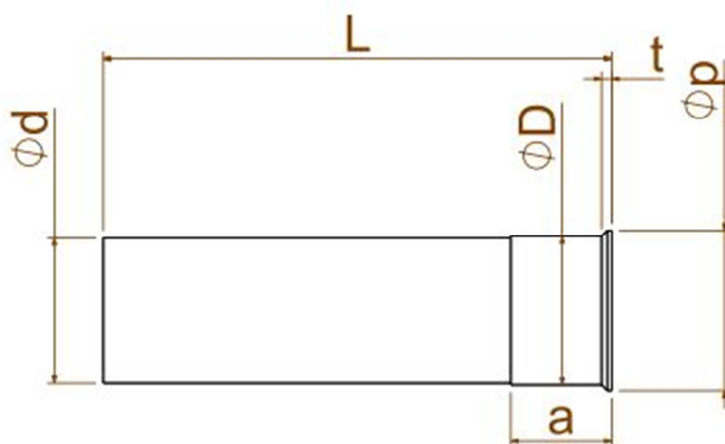


Obr. 4: Řez použitou brokovou nábojnicí

### 1.3 Analýza rozměrů nábojnic

Důležité pro návrh demontážního mechanismu jsou rozměry nábojnic. Ty se vyrábějí v mnoha různých rážích a tím v mnoha velikostních verzích. Číslo ráže označuje počet kulí o stejném průměru, tak aby prošel vrtáním hlavně, odlitého z jedné anglické libry olova (453g). Například ráže 12 představuje 12 kulí o průměru 18,2 mm [7]. Tedy čím větší ráže, tím menší průměr nábojnice. Tento způsob označování je „přežitkem“ z dob zbraní, do kterých se ládovaly kule od ústí hlavně. V současnosti hlavní tuzemský výrobce nábojnic, Selier&Bellot, nabízí tyto ráže (různé průměry nábojnic): 12, 16, 20, 28, 36 (někdy označován též jako ráže 410). Jednotlivé ráže jsou vyráběny v různých délkách pro všechny typy velikostí nábojových komor. Délka nábojnice se udává v milimetrech v rozměru před uzavřením či po výstřelu [5], což je případ stavu nábojnic připravených k recyklaci. Nábojnice jsou vyráběny v těchto odstupňovaných délkách: 63,5; 65; 67,5; 70; 76. Dalším proměnným rozměrem nábojnic je délka kování. Nábojnice jsou standardně dodávány v těchto délkách kování v milimetrech: 8; 10; 11,5; 12,5; 23.

Jelikož touto diferenciací ráží a délek vzniká mnoho variant nábojnic, byly po analýze využití vyselektovány nejvíce používané ráže a rozměry. Jak potvrzuje proměřený mnohokusový testovací soubor použitých nábojnic darovaný mysliveckým spolkem, samotní myslivci a také zdroje [6], [2], nejvíce využívaná je ráže 12, dále ráže 16 a 20. Ostatní ráže se v testovaném vzorku vůbec nevyskytovaly, tudíž nebudou dále brány v potaz. Co se týče délek nábojnic, majoritní zastoupení má rozměr 70 mm, dále se v menší míře využívají rozměry 65, 67,5 či 76 mm. Nutno podotknout, že udaný rozměr nábojnice často nesouhlasí s reálnou délkou použité nábojnice, která ve zhruba polovině vzorků byla o 1 až 2 mm kratší, tudíž bude pro další práci možné tento parametr zobecnit do určitého rozměrového intervalu. Délka kování je nejčastěji 12,5 mm, dále se vyskytují v tomto pořadí množství výskytu délky 10, 11,5 či dokonce 16 mm. Zde se též nabízí otázka důležitosti tohoto parametru, jehož hodnoty se při zanedbání dlouhého šestnáctimilimetrového kování budou pohybovat v intervalu 2,5 mm. Pro proces recyklace bude patrně nutné rozčlenit nábojnice dle nejdůležitějšího rozměru, za který je považován průměr kování, tj. ráže. Zobecněný přehled o nejčastěji používaných rážích a základních výše zmíněných rozměrech nábojnic v milimetrech dává (Tabulka 2). Dalšími rozměry nábojnic jsou průměr dna kování a tloušťka vystouplého okraje kování. Tloušťka stěny pláště se pohybuje u plastového mezi rozměry 0,6 až 0,7 mm, u papírového má hodnotu 0,6 mm. Označení rozměrů v tabulce znázorňuje Obr. 5. Hodnoty v tabulce představují střední rozměry změřené na vzorku použitých nábojnic, pro zajímavost jsou porovnány s maximálními tabelovanými rozměry nábojnic udané zdrojem [5].



Obr. 5: Základní rozměry nábojnice

Ráže / průměr kování $D$ [mm]	12 / 20,5	16 / 18,8	20 / 17,6	
Používané délky nábojnice $L$ [mm]	70; 67,5, 65	70	65,76	
Průměr ústí nábojnice $d$ [mm]	20,1	18,2	17,2	
Nejčastěji používané délky kování $a$ [mm]	12,5; 10; 11,5	10	10	
Tloušťka okraje dna kování $t$ [mm]	1,2 - 1,4	1,1	0,8	
Průměr dna kování $p$ [mm]	22,2	20,4	19	
Tabelované max. rozměry [mm] [7]	$L_{max}$	76	76	76
	$D_{max}$	20,6	18,9	17,6
	$p_{max}$	22,45	20,65	19,2
	$t_{max}$	1,85	1,65	1,55
	$d_{max}$	20,2	18,55	17,35

Tabulka 2: základní rozměry nepoužívanějších nábojnic a jmenovité maximální rozměry



Z údajů v Tabulka 2 lze usoudit, že změřené rozměry nábojnic korespondují s maximálními udanými hodnotami, respektive jejich rozdíly oproti maximálním hodnotám jsou přibližně shodné. Některé rozměry nelze změřit dokonale, například průměr ústí nábojnice může být zkreslen deformací pláště při výstřelu, okraj dna nemá přesně určitelnou tloušťku, poněvadž má z jedné strany rádius. Naopak nejdůležitější rozměr – průměr kování je u většiny nábojnic o 0,1 mm menší než jmenovitá maximální hodnota. Naměřené hodnoty v Tabulka 2 budou v práci považovány za výchozí rozměry nábojnic.

## 1.4 Analýza demontáže

Recyklace spočívá v oddělení kování od plastového či papírového pláště nábojnice a vněm nalisovaného toulce. Pokud chceme dosáhnout optimální recyklace co do podoby odděleného materiálu a rychlosti procesu, ideální konsenzus předpokládá vzájemné oddělení dvou kusů odlišných materiálů bez jakéhokoli dalšího porušení, rozpadu na více částí či ulpění části jednoho materiálu na druhém. Plášť a kontejner drží v kování nalisováním, tedy tvarovým stykem, pro jehož porušení bude nutné překonat třecí sílu mezi plastem a kovem. Oddělení lze provést teoreticky několika způsoby, přičemž ten principiálně nejjednodušší je působení na jednotlivé části opačně orientovanými silami. Při působení směrově opačných sil bude spojení namáháno prostým tahem. Nesmí však dojít k porušení materiálu před oddělením jednotlivých částí, to znamená, že materiály musí vydržet silové namáhání potřebné k separaci obou částí. Z hlediska mechanických vlastností je slabší, a tedy kritickou částí plastový, případně papírový plášť. Podle vzorku nábojnic dodaných myslivci i konzultace problematiky s odborníkem, nábojnice s papírovým pláštěm se používají minoritně, tudíž bude upřednostňováno řešení pro plastové pláště. Mosaz či pomosazená ocel používané na kování mají přibližně stejnou minimální pevnost v tahu. Plastová část má desetkrát nižší hodnotu pevnosti v tahu, která nesmí být při odtrhávání tahovou silou překročena.

materiál	Mosaz, ocel	HDPE
Minimální $\sigma_T$ [MPa]	300	30

Tabulka 3: Pevnost v tahu u materiálů nábojnice

V rámci analýzy tohoto způsobu, tj. separace prostým tahem bylo třeba stanovit sílu potřebnou k oddělení obou materiálů. Tato síla byla stanovena experimentálně v univerzálním trhacím stroji, jak uvádí autor experimentu [2], maximální experimentálně určená síla  $F_E$  vynaložená k separaci byla 900 N, průměrná síla  $F_{avg}$  byla 680 N. Jelikož testovaný soubor v experimentu byl málo početný, volím pomocí součinitele 1,1 vyšší hodnotu maximální potřebné síly, označenou jako hodnotu teoretické maximální demontážní síly  $F_D$ . Tato síla má velikost 1000 N a bude použita jako výchozí pro další výpočty.

$$F_D = F \cdot 1,1 = 900 \cdot 1,1 = 990 \approx 1000 \text{ N}$$

Hodnota tloušťky stěny pro plastový plášť byla zvolena střední tj. 0,65 mm. Hodnoty tahových napětí vzniklých v materiálu pro maximální a průměrnou sílu udávají následující rovnice.

- Pro maximální potřebnou sílu dle experimentu vznikne v plastovém plášti napětí:

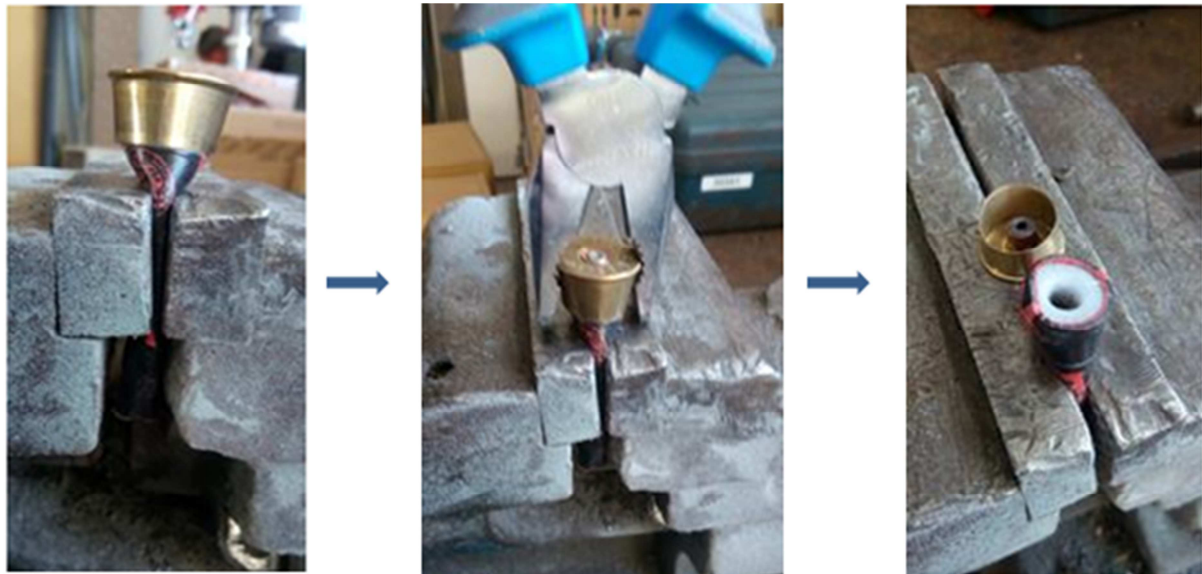
$$\sigma = \frac{F_E}{S} = \frac{4 \cdot F_E}{\pi \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot \text{tloušťka})^2)} = \frac{4 \cdot 900}{\pi \cdot (20,1^2 - (20,1 - 2 \cdot 0,65)^2)} = 22,7 \text{ MPa}$$

- Pro maximální teoreticky potřebnou sílu vznikne v plastovém plášti napětí.

$$\sigma = \frac{F_D}{S} = \frac{4 \cdot F_D}{\pi \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot \text{tloušťka})^2)} = \frac{4 \cdot 1000}{\pi \cdot (20,1^2 - (20,1 - 2 \cdot 0,65)^2)} = 25,2 \text{ MPa}$$

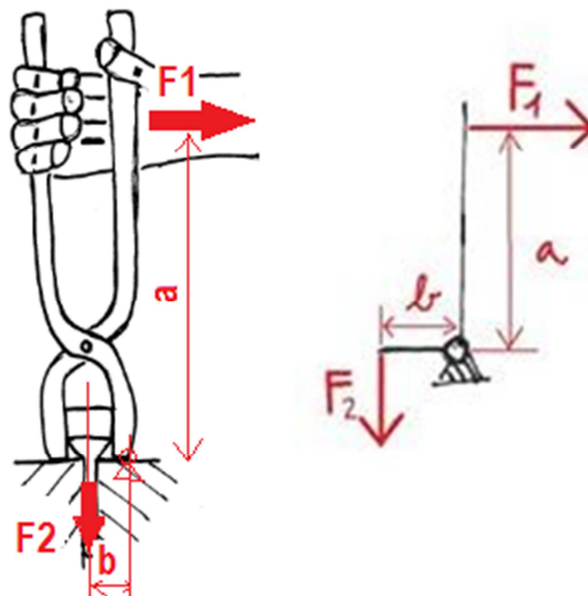
Hodnota napětí vzniklého při demontáži silou  $F_{max}$  tedy nepřekročí pevnost plastového pláště nábojnice, a tudíž dojde k separaci částí nábojnice bez předčasného porušení pláště.

Další možnosti demontáže jednotlivých materiálů nábojnice byly analyzovány experimentálně v prostředí dílny, kdy bylo cílem najít možné způsoby a principy demontáže vhodné k použití v recyklační jednotce za použití pokud možno lidské pracovní síly. Zjištěný, od prvního způsobu lehce odlišný princip vychází z experimentu vytržení kování nábojnice pomocí ručních kombinovaných kleští za současného sevření pláště svěrákem. Prostým tahem směrem kolmo k svěráku nebylo možné demontáž realizovat, pouhým zapřením hrany čelisti kleště o vrchní plochu čelisti svěráku a následným otáčením kleští kolem opěrné hrany byl však vytvořen pákový efekt a provedeno vytržení kování relativně malou silou lidské paže. Průběh demontážního procesu experimentu znázorňuje Obr. 6.



Obr. 6: Průběh experimentálního demontážního procesu

Působící vnější síly při tomto procesu lze modelovat pomocí silových poměrů na dvouramenné úhlové páce, jak znázorňuje skica na Obr. 1.



Obr. 7: Znázornění silových poměrů při experimentální demontáži kleštěmi

Na dvouramenné vyvážené páce platí momentová rovnováha.

$$M_1 = M_2$$

$$F_1 \cdot a = F_2 \cdot b$$

Z experimentu jsou známy velikostí ramen působících sil, které lze odvodit z rozměrů použitých kleští, a na jejich základě lze určit potřebnou sílu. Pro ramena sil byly změřeny hodnoty  $a = 120 \text{ mm}$ ,  $b = 16 \text{ mm}$ . Pokud za  $F_2$  bude dosazena nejvyšší teoreticky potřebná síla k odtržení dle tahové zkoušky ( $F_D = 1000$ ), je minimální síla potřebná pro ohyb kleští následující:

$$F_1 \geq F_D \cdot \frac{b}{a}$$
$$F_1 \geq 1000 \cdot \frac{16}{120} \doteq 134 \text{ N}$$

Poměr velikostí ramen síly ( $b/a$ ) vlastně udává koeficient zmenšení síly potřebné pro demontáž. Tímto způsobem by stačilo paži vyvinout minimálně 7,5 krát menší sílu pro ohyb kleští, než pro prosté vytržení, tj. 134 N. Pokud bude uvažována hodnota průměrné potřebné demontážní síly (680 N), bude minimální požadovaná síla jen 91 N.

$$F_1 \geq F_{avg} \cdot \frac{b}{a}$$
$$F_1 \geq 680 \cdot \frac{16}{120} \doteq 91 \text{ N}$$

Při samotném experimentu nebyla možnost měřit sílu, subjektivním odhadem se potřebná síla k demontáži pohybovala okolo 100 N, což zhruba odpovídá i vypočteným hodnotám. To potvrzuje hodnoty sil naměřených na univerzálním trhacím stroji, které lze tak požadovat za výchozí pro následující částí práce.

Experimentální analýzou demontáže tak byly získány cenné poznatky, které jsou posléze využity jak ve fázi koncepčního návrhu technického systému při sestavování funkční a orgánové struktury, tak posléze i samotném v konstrukčním návrhu.

## 2. Obsluha stroje vozíčkářem

Základním požadavkem je obsluhovatelnost zařízení osobou na vozíku, která plněním pracovních úkolů nutných k obsluze bude pohybově zaměstnávat horní polovinu těla. K využívání invalidního vozíku jsou nuceni lidé se sníženými či omezenými pohybovými schopnostmi, většinou v důsledku nedokonalého fungování pohybového či podpůrného aparátu nebo jiného poškození, které může mít mnoho příčin. Těmi jsou nejčastěji komplikace vrozené, potažmo způsobené úrazem, nemocí, stářím. Samotná nefunkčnost tělesného aparátu vzniká na základě problémů v jakémkoli úseku řetězce mozek – mícha – nervy - svalstvo, kdy dojde k poruše přenosu nervového signálu.

### 2.1. Stupně pohybového omezení vozíčkářů

Rozlišovány jsou dva základní druhy omezení tělesného pohybu - paréza a plegie. Paréza označuje částečné ochrnutí, plegie úplné ochrnutí. Podle míry omezení rozsahu pohybu končetin či částí těla rozlišujeme různé osoby užívající vozík do těchto základních skupin:

#### 2.1.1. Paraparetik

Paraparéza znamená částečné ochrnutí či funkční omezení dolní poloviny těla v horizontálním směru. Paraparetici se dokáží pohybovat i o berlích, obvykle však na delší vzdálenosti používají též vozíku.

#### 2.1.2. Paraplegik

Paraplegie označuje úplné ochrnutí poloviny těla v horizontálním směru, častěji dolních končetin, tudíž jsou paraplegici nuceni používat k pohybu vozík.

#### 2.1.3. Hemiparetik / Hemiplegik

Jedná se o omezení pohyblivosti končetin jedné poloviny těla ve vertikálním směru.

#### 2.1.4. Kvadraparetik

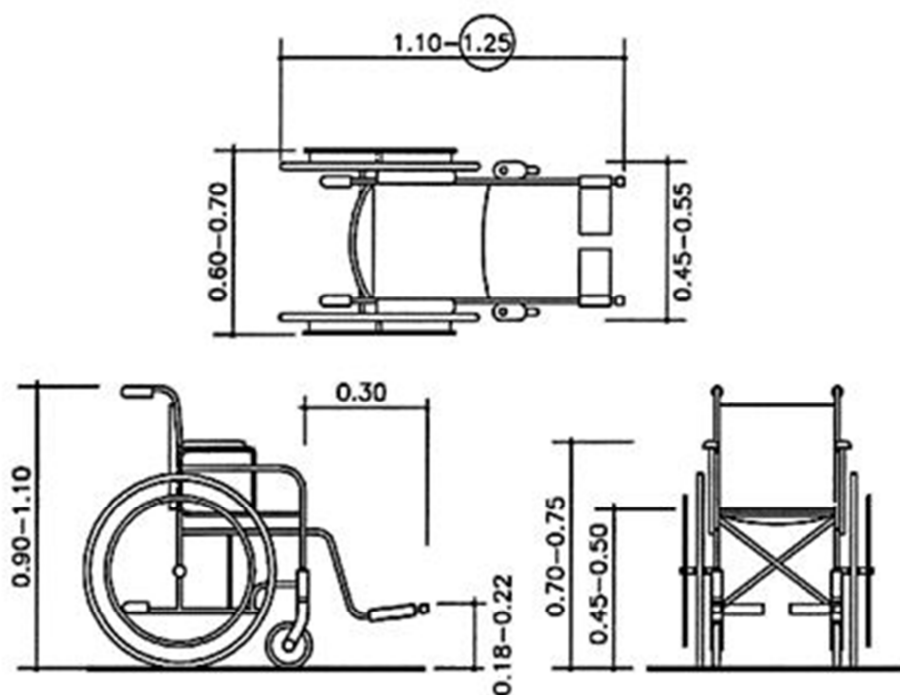
Kvadraparéza představuje částečné funkční omezení dolních i horních končetin. Dle stupně omezení používá člověk různých pomůcek, v lehčích formách kvadraparézy může být schopen i chodit.

#### 2.1.5 Kvadraplegik

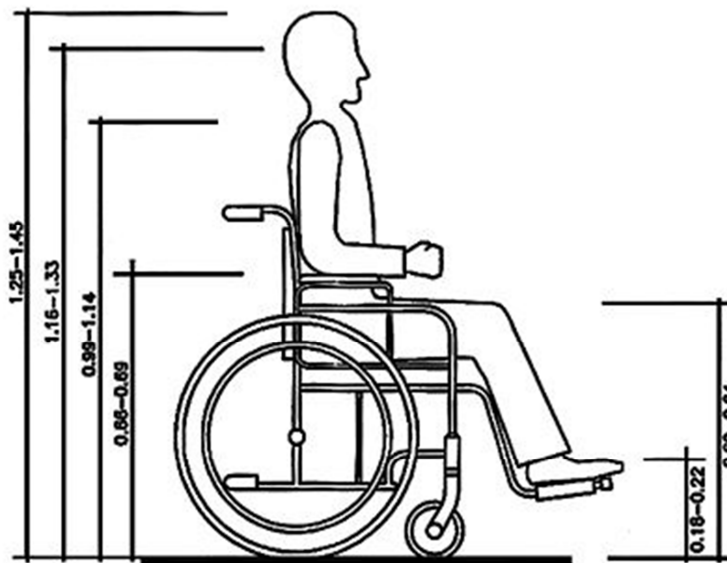
Toto omezení označuje úplné ochrnutí dolních končetin a částečné funkční omezení horních končetin. Takto postižené osoby používají k pohybu nejčastěji elektricky ovládaný vozík.

## 2.2. Pohybový rozsah obsluhy na vozíku

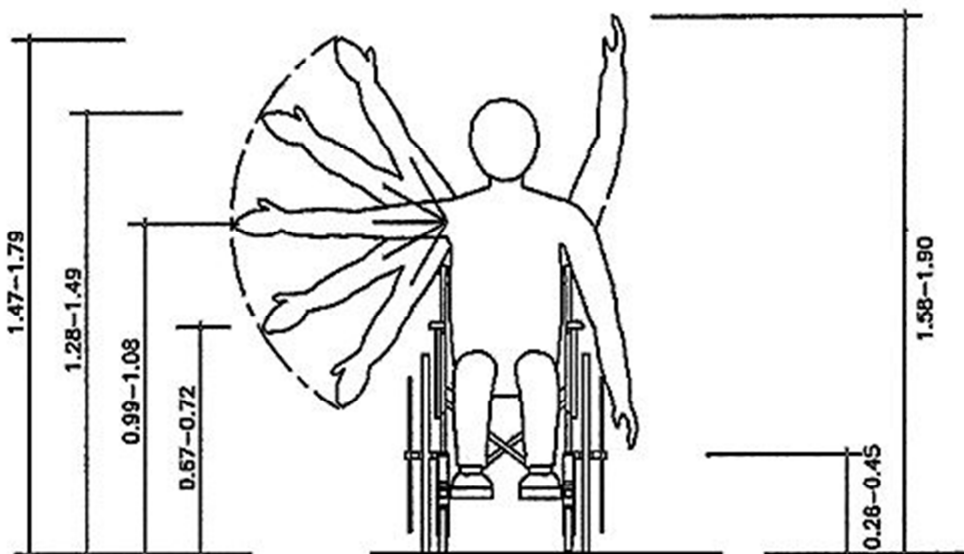
Před samotný návrh požadovaného zařízení je mimo jiné důležité specifikovat si pohybové možnosti osoby na vozíku, jež bude se zařízením pracovat. K předpokládaným činnostem při procesu recyklaci může patřit manipulace s materiálem, ať už k zařízení či do zařízení, manipulace se separovaným materiálem, nastavování pracovních modů zařízení či jeho korekce, oprava či údržba, případně zapojení fyzické síly svalů do samotného procesu demontáže. S ohledem na tyto požadavky bude jako obsluha navrhovaného stroje uvažován nejčastější případ vozíčkáře, a to parapareтик či člověk, jenž je schopen hýbat rukama v plném či téměř plném rozsahu, je schopen vyvinout průměrnou svalovou sílu, a může tak bez problémů ovládat recyklační zařízení. S ohledem na omezení hendikepovaného je při návrhu nutno vycházet z referenčních hodnot pohybového dosahu vozíčkáře, rozměrů standardních vozíků a průměrných rozměrů lidského těla.



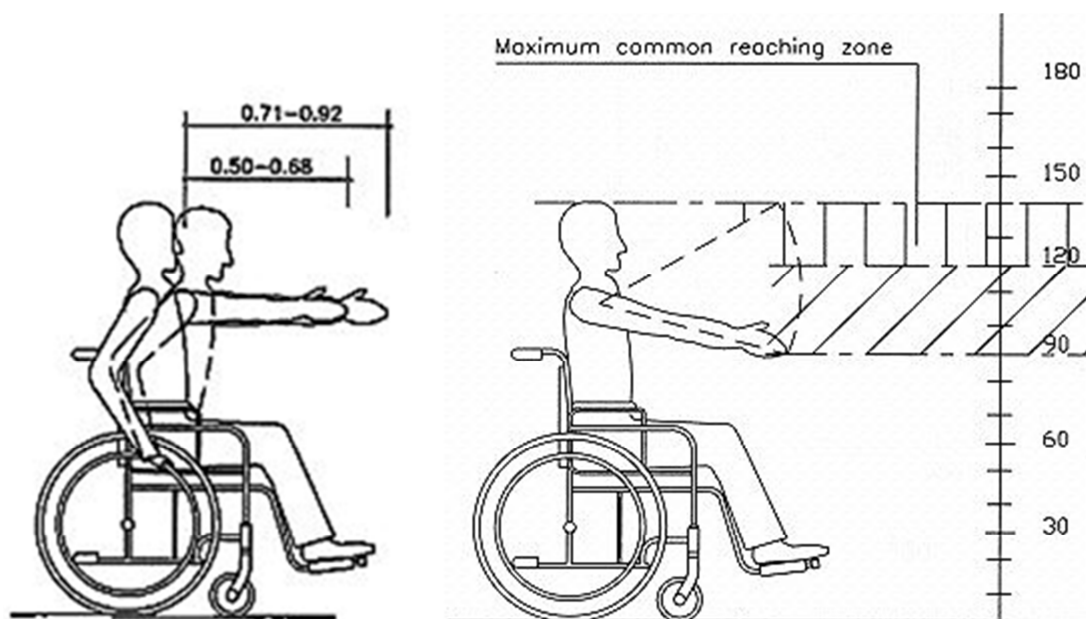
Obr. 8: Standardní rozměry mechanického vozíku v cm [7]



Obr. 9: Výška jednotlivých částí těla člověka na vozíku v cm [7]



Obr. 10: Dosah paže osoby na vozíku pod různými úhly vůči trupu cm [7]



Obr. 11: Dopředný dosah paží osoby na vozíku v cm [7]

Zobrazené rozměry a délky rozsahu (Obr. 8 až Obr. 11) jsou většinou uvedeny v určitých intervalech, čímž demonstrují různou výšku vozíčkáře. V návrhu bude k tomuto přihlíženo, přičemž snaha je pohybovat se v dolních rozměrech intervalů, čímž bude umožněn dosah i nižším osobám, resp. osobám s fyziologicky kratšími končetinami či nižším vozíkem.



### 3. Rozpracování zadání konstrukčního úkolu

Při řešení konstrukčního problému bylo mimo jiné využito metodiky Engineering Design Science (EDS). Podle této metodiky lze kterýkoli technický produkt, stejně jako navrhovanou recyklační jednotku chápat v abstraktnějším smyslu jako technický systém (TS). Každý TS lze dle EDS postupně modelovat v několika charakteristických abstraktních strukturách, vyjadřujících vztahy a vazby mezi vlastnostmi a funkcemi TS [8].

#### 3.1. Stanovení základních požadavků navrhovaného TS

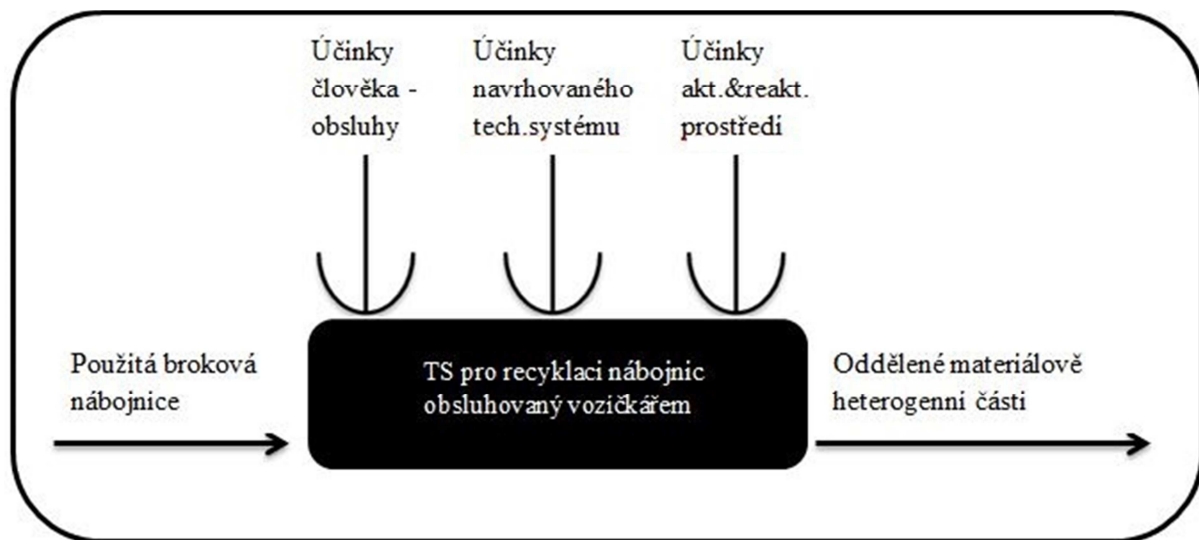
Samotnému hledání řešení konstrukčního problému předchází určení a vyjasnění požadavků na TS a jeho vlastností a funkce. Subjektivním hodnocením jsem určil tyto základní požadavky.

- Požadavky z hlediska funkce TS:
  - Zajistit separaci odlišných materiálů použité nábojnice
  - Funkční univerzálnost pro vybrané nejpoužívanější typy ráží nábojnic
  - Časová a energetická efektivnost procesu demontáže nábojnice
  - Spolehlivost a bezpečnost provozu
  
- Požadavky z hlediska provozu TS:
  - Dlouhá životnost – předpoklad minimálně 10 let
  - Nenáročnost údržby – ideálně mazání vazelínou, rychlá výměna opotřeбенých částí
  - Malé prostorové nároky – předpoklad provozu v prostředí domova či stělnice
  - Umožnit obsluhu nenáročnou manipulaci se zařízením
  - Ekologičnost provozu
  
- Požadavky z hlediska konstrukce TS:
  - Relativní jednoduchost konstrukce zařízení – předpoklad kusové výroby
  - Technologičnost konstrukce – snaha o využití normalizovaných prvků
  - Zajištění jednoduché smontovatelnosti
  - Dostatečná tuhost konstrukce během provozu
  - Odolnost materiálů vůči opotřeбенí a vlivům okolí
  
- Požadavky z hlediska obsluhy = člověka:
  - Konstrukce rozměrů stroje musí umožnit pro obsluhu vozíčkářem
  - Ergonomičnost konstrukce pro obsluhu – vhodná nastavitelnost důležitých rozměrů, vhodné rozmístění ovládacích prvků
  - Ergonomičnost konstrukce pro seřizování a údržbu – ideálně přímo obsluhou
  - Bezpečnost obsluhy
  - Snadná ovladatelnost
  - Minimální hlučnost, zdravotní nezávadnost materiálů a provozu

## 4. Koncepční návrh TS

### 4.1. Návrh provozního transformačního procesu

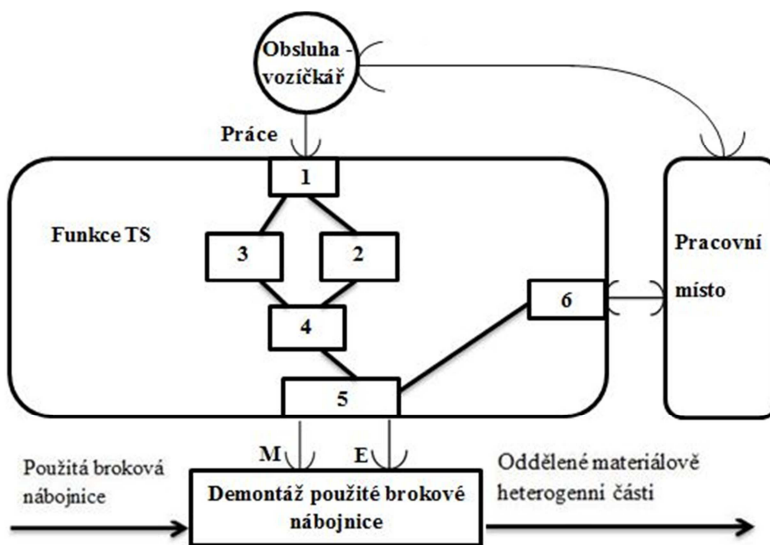
Základní nejabstraktnější analogií TS je tzv. černá skříňka (Black Box), která reprezentuje transformační proces přeměny vstupů (materiál, energie, informace...) na výstupy v navrhovaném TS za přispění účinků operátorů (obsluha člověka, navrhovaný TS, interakce TS s okolím, informační systém aj.). Transformační proces společně se vstupy, operátory a výstupy tvoří transformační systém [9].



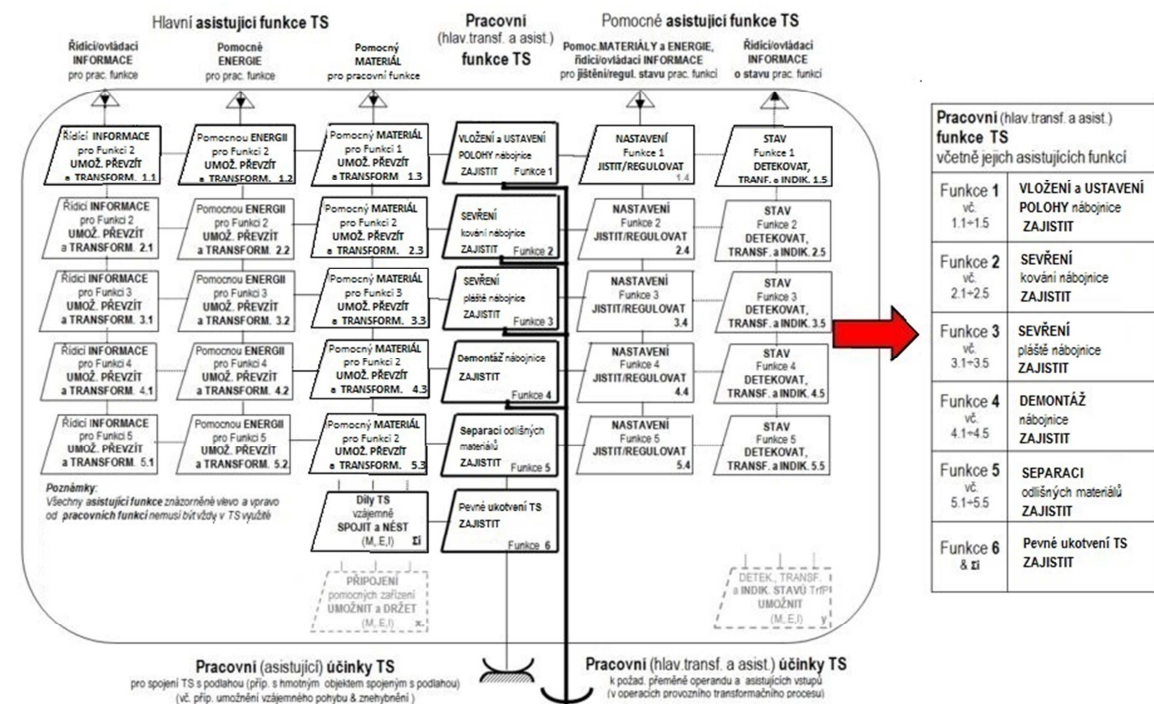
Obr. 12: Černá skříňka transformačního procesu

### 4.2. Návrh funkční struktury

Dalším krokem je sestavení funkční struktury TS, tj. souhrnu požadovaných účinků TS za uskutečněných vstupů a účinků operátorů. Definovány jsou pracovní funkce TS. Prvky struktury představují jednotlivé funkce TS. Znázorněny jsou vztahy mezi funkcemi, tzn. toky materiálu, energií a informací.



Obr. 13: Abstraktní zobrazení funkční struktury navrhovaného TS



Obr. 14: Funkční struktura navrhovaného TS – konkrétní zobrazení

### 4.3. Návrh orgánové struktury

Dalším krokem je navrhnout vhodné orgány, neboli „nositele funkcí“, které mohou zajistit a provádět plánované pracovní funkce TS plynoucí z funkční struktury a předchozí analýzy funkčních a pracovních principů (viz kapitoly 1.3 Analýza rozměrů nábojnic., 1.4 Analýza demontáže.). Potenciální orgány se přiřadí k odpovídajícím funkcím, což bude realizováno pomocí metody morfologické matice.

Pracovní (hlav. tranf. a asist.) Funkce TS včetně jejich asistujících funkcí		Možnosti realizace = navržené orgány TS			
		1	2	3	4
Funkce 1 včetně 1.1 ÷ 1.5	<b>VLOŽENÍ a USTAVENÍ POLOHY nábojnice ZAJISTIT</b>	Rozevřené tvarové čelisti pro kování	Středící element pro nasazení pláště nábojnice	Přesná díra pro uchycení za lem dna kování	
Funkce 2 včetně 2.1 ÷ 2.5	<b>SEVŘENÍ kování nábojnice ZAJISTIT</b>	Válcová plocha přesné díry	Tvarové půlválcové čelisti svěráku	Tvarové čelisti kleští	Ploché čelisti kleští
Funkce 3 včetně 3.1 ÷ 3.5	<b>SEVŘENÍ pláště nábojnice ZAJISTIT</b>	Mechanismus svěráku s pohybovým šroubem	Mechanismus svěráku s vačkou	Pákový svírací mechanismus	Záběr dvojice ozubených kol
Funkce 4 včetně 4.1 ÷ 4.5	<b>DEMONTÁŽ nábojnice ZAJISTIT</b>	Prostý tah čelistí	Tah po kružnicové trajektorii	Vytržení silou v záběru ozubených kol	Vypíchnutí kování trnem
Funkce 5 včetně 5.1 ÷ 5.5	<b>SEPARACI odlišných materiálů ZAJISTIT</b>	Strhávání plastu z ozubení + vyhození kování pružinou	Gravitací s příp. ruční korekcí	Ručním vytříděním	Magnetické držení kování + gravitací
Funkce 6 včetně 6.1 ÷ 6.5	<b>Pevné ukotvení TS k okolí ZAJISTIT</b>	Stojná konstrukce robustní	Stojná konstrukce + kolečka s brzdami	Stojná konstrukce s dírami pro šrouby či upínáním na stůl	

Tabulka 4: Morfologická matice návrhu orgánu pracovních funkcí TS

Na základě předchozích analýz demontáže a s využitím znázornění funkční struktury navrhovaného TS byly navrženy 3 různé koncepční alternativy plnící funkční požadavky na TS. Požadované funkce jsou zajišťovány orgány TS, kde každá z navržených alternativ orgánových struktur je odlišná a demonstruje tak jinou „strategickou cestu“. Využitím metody morfologické matice lze vytvořit orgánové struktury a konstrukční návrhy, které nejsou zřejmé „na první pohled“, což může být někdy i klíčovou výhodou, zejména v rozsáhlých TS.

Pracovní (hlav. tranf. a asist.) Funkce TS včetně jejich asistujících funkcí		Možnosti realizace = navržené orgány TS			
		1	2	3	4
Funkce 1 včetně 1.1 ÷ 1.5	<b>VLOŽENÍ a USTAVENÍ POLOHY nábojnice ZAJISTIT</b>	Rozevřené tvarové čelisti pro kování	Středící element pro nasazení pláště nábojnice	Přesná díra pro uchycení za lem dna kování	
Funkce 2 včetně 2.1 ÷ 2.5	<b>SEVŘENÍ kování nábojnice ZAJISTIT</b>	Válcová plocha přesné díry	Tvarové půlválcové čelisti svěráku	Tvarové čelisti kleští	Ploché čelisti kleští
Funkce 3 včetně 3.1 ÷ 3.5	<b>SEVŘENÍ pláště nábojnice ZAJISTIT</b>	Mechanismus svěráku s pohybovým šroubem	Mechanismus svěráku s vačkou	Pákový svírací mechanismus	Záběr dvojice ozubených kol
Funkce 4 včetně 4.1 ÷ 4.5	<b>DEMONTÁŽ nábojnice ZAJISTIT</b>	Prostý tah čelistí	Tah po kružnicové trajektorii	Vytržení silou v záběru ozubených kol	Vypíchnutí kování trnem
Funkce 5 včetně 5.1 ÷ 5.5	<b>SEPARACI odlišných materiálů ZAJISTIT</b>	Strhávání plastu z ozubení + vyhození kování pružinou	Gravitací s příp. ruční korekcí	Ručním vytříděním	Magnetické držení kování + gravitací
Funkce 6 včetně 6.1 ÷ 6.5	<b>Pevné ukotvení TS k okolí ZAJISTIT</b>	Stojná konstrukce robustní	Stojná konstrukce + kolečka s brzdami	Stojná konstrukce s dírami pro šrouby či upínáním na stůl	

Legenda: — Varianta A — Varianta B — Varianta C

Tabulka 5: Návrh orgánových struktur jednotlivých koncepcí metodou morfologické matice

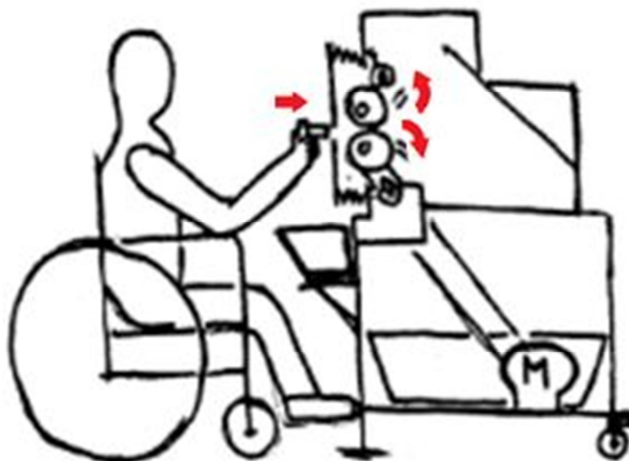
#### 4.4. Popis zvolených koncepčních variant

Následuje popis třech koncepčních alternativ a jejich orgánových struktur vyznačených v morfologické matici (Tabulka 5). Každou alternativu doplňuje schéma vyobrazení orgánové struktury.

##### 4.4.1. Varianta A: Demontáž vytržením pláště pomocí ozubených kol

Tento koncept vychází z principu vytržení toulce z kování mechanicky podobným způsobem jako na univerzálním trhacím stroji. Koncová strana nábojnice s kovááním bude vložena do přesné díry v kovové desce s dosednutím za mezikruhovou plošku lemu kování. Zbytek nábojnice představující plastový plášť bude vtažen do záběru otáčející se dvojice ozubených kol, jejichž záběrem dojde k smáčknutí a sevření pláště do ozubení a tečnou složkou síly působící v ozubení bude plášť i s toulcem z kování vytržen, zatímco kování zůstane v díře desky, která bude odpružená, a po vytržení nekovové části nábojnice se reakčním pohybem zpět automaticky vyhodí/vysune kování z díry. Pohon soukolí lze realizovat řemenovým převodem z elektromotoru. Dále bude nutné korigovat osovou vzdálenost soukolí pro dosažení optimální vůle umožňující dostatečné smáčknutí a vytržení plastového pláště, zároveň však bránící zaseknutí mechanismu či ulpění materiálu na ozubení, což lze vyřešit pomocnými čistícími prvky.

Úkol obsluhy spočívá pouze ve vkládání nábojnic do přesné díry v desce. V rámci optimalizace a ergonomie procesu vkládání lze v do desky vytvořit díry pro dvě, případně vyšší sudý počet nábojnic pro vyšší výkonnost procesu. Obsluha bude brát nábojnice ze zásobního prostoru a vkládat je oběma rukama do děr, popř. několika cyklech. Počtu děr bude samozřejmě odpovídat i šíře, případně vyšší počet na jedné hřídeli paralelně umístěných ozubených soukolí. Stroj si sám chytne a vtáhne nábojnice do záběru ozubení. Po vytržení pláště z ozubení vypadne pod stroj, v případě ulpění na zubech by byl materiál z ozubení strháván mechanicky pomocí čistícího prvku. Kovová část nábojnice vypadne automaticky z díry vratným pohybem, případně se jen vysune a bude muset být vyňata obsluhou. Schematicky znázorněnou orgánovou strukturu této koncepce včetně červenými šipkami znázorněných pracovních pohybů představuje Obr. 15.



Obr. 15: Schematický návrh varianty A

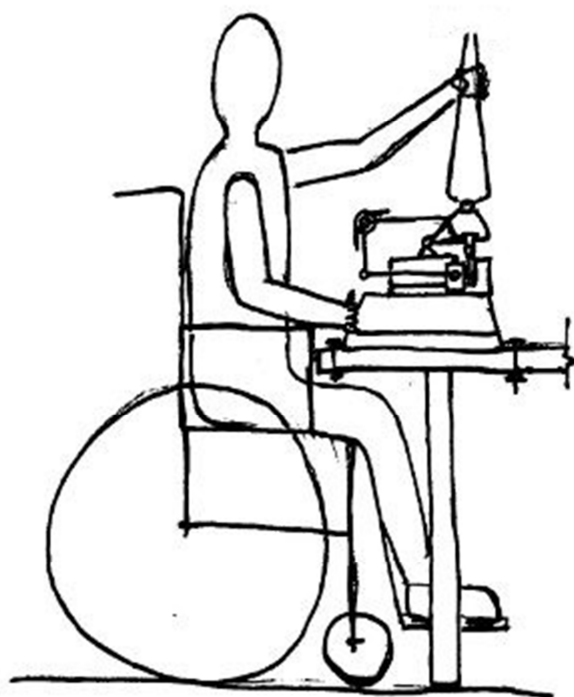
#### 4.4.2. Varianta B: Demontáž nábojnice tahem po kružnicové trajektorii s pákovým svíracím mechanismem

Tento princip vychází z experimentu vytržení kování nábojnice pomocí ručních kombinovaných kleští za současného sevření pláště svěrákem. Prostým tahem směrem kolmo k svěráku nebylo možné demontáž realizovat, pouhým zapřením hrany čelisti kleště o vrchní plochu čelisti svěráku a následným otáčením kleští kolem opěrné hrany bylo provedeno vytržení kování relativně malou silou lidské paže.

V konkrétním provedení varianty budou kombinované kleště nahrazeny kleštěmi se speciálními čelistmi s rádiusovým vybráním pro kování nábojnice, v rámci zefektivnění procesu zhotovené pro současné sevření dvou nábojnic za stranu s kovááním. Pro sevření druhé strany nábojnice, tj. pláště bude použit svěrák s jednou pevnou čelistí a druhou pohyblivou řízenou sevřením kleští a také dalším natočením sevřených kleští. Mechanismus kleští bude spojen rotační vazbou s čepem pevně spojeným s rámem stroje a kolem tohoto čepu bude konán rotační pohyb již sevřených kleští. Rám bude obsahovat upínací prvky pro připevnění ke stolu či jiné tuhé pracovní podložce. Veškerá demontáž bude probíhat za účasti mechanismů poháněných pouze lidskou silou končetin obsluhy.

Plánovaná metodika obsluhování stroje je následující. Obsluha vezme ze zásobního prostoru předem připravené prázdné nábojnice, vloží současně každou rukou jednu nábojnici do rozevřených čelistí svěráku a ustaví dutinu pláště do středícího prvku na svěráku. Od této chvíle může obsluha pracovat jen jednou rukou. Klešťový mechanismus je rozevřený a obě rukojeti zaujímají odvrácenou polohu od svislice. Následně přitažením vzdálenější rukojeti, dojde k sevření obou rukojetí, a tím sevřou čelisti kleští kování nábojnice. Zároveň probíhá natočení rukojetí kleští směrem do svislé polohy, tj. směrem k obsluze, čímž se zajistí sevření pláště nábojnice pohyblivou čelistí svěráku, jež je spřažená s pohybem obsluze bližší rukojetí

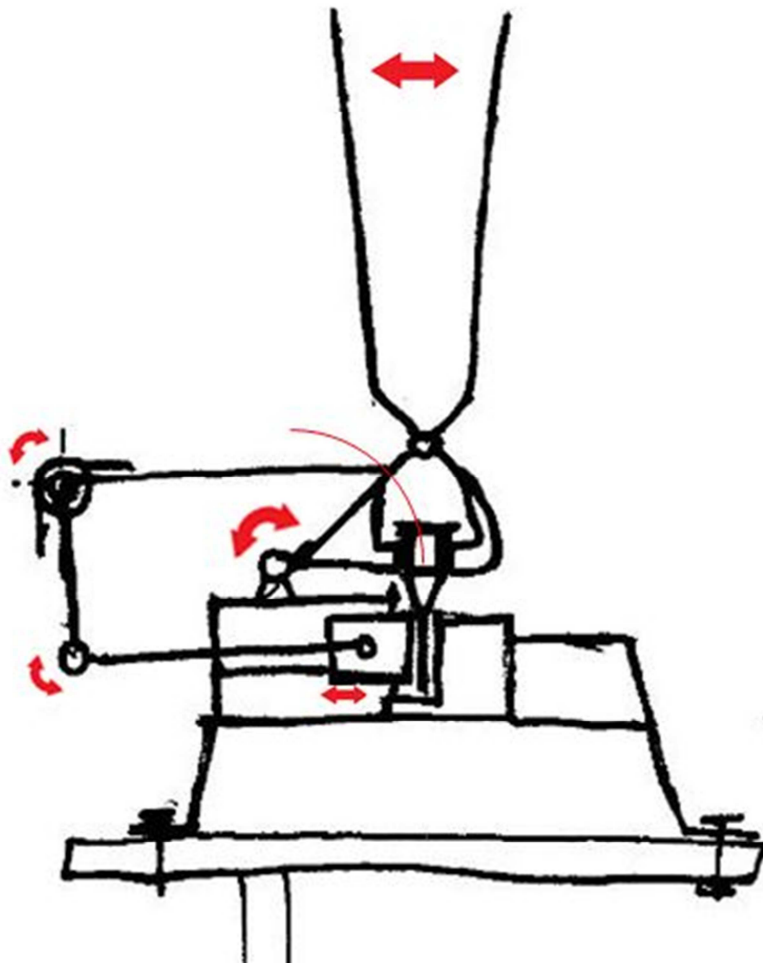
přes pákový mechanismus se zkrutnou pružinou. Síla sevření je úměrná úhlu natočení rukojetí od svislice tak, že čím větší úhel (a tím i trhací síla na kování, tím silněji se svírá plášť. Následuje přitažení sevřených kleští směrem k obsluze, což je rotační pohyb kolem s čepu spojeného s rámem stroje, kdy čelisti kleští konají pohyb po kružnici. Tímto pohybem je zvyšována síla pohyblivé čelisti svěráku a zároveň dochází k vytržení kování z nábojnice. Separální část zahrnuje rozevření svěráku a klešťového mechanismu a vytřídění separovaných částí nábojnice do připravených sběrných jednotek.



Obr. 16: Schematický návrh varianty B

Pozici obsluhy vůči stroji ve schématickém znázornění ukazuje Obr. 16. Funkci mechanismů stroje a pracovní pohyby jednotlivých pracovních funkcí plnicích orgánů demonstruje Obr. 17. V detailním vyobrazení jsou pohyby částí mechanismu stroje znázorněny červenými šipkami, kružnicová trajektorie pohybu během procesu vytržení kování je vyobrazena tenkou červenou čarou.



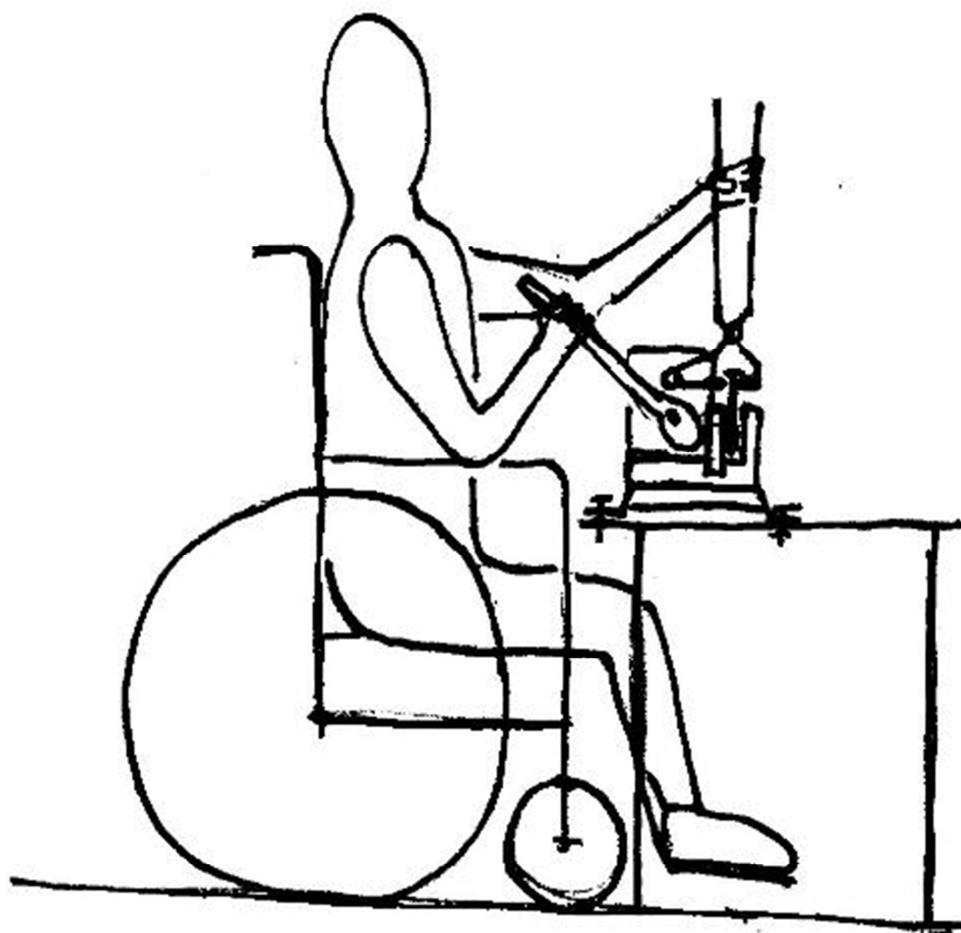


Obr. 17: Detailní vyobrazení varianty B

#### 4.4.3. Varianta C: Demontáž nábojnice tahem po kružnicové trajektorii s vačkovým svíracím mechanismem

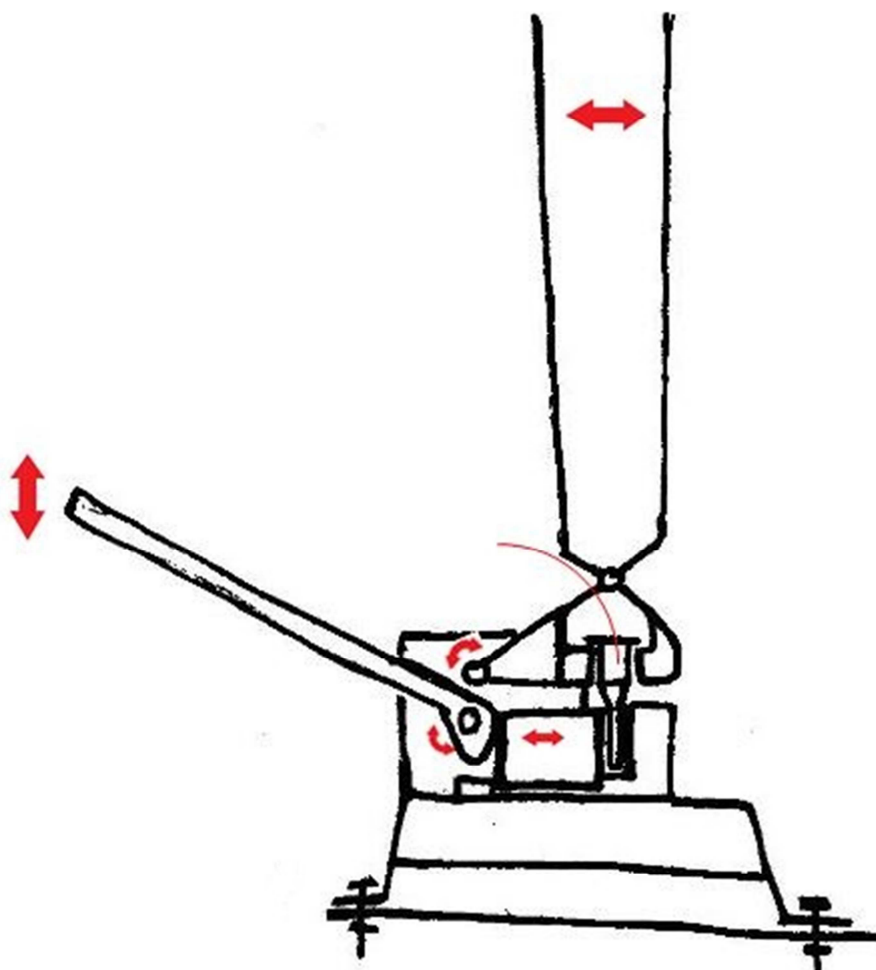
Tato varianta je z části založena na principu předchozí varianty B. Identickým prvkem jsou otočné kleště s tvarovými čelistmi. Diametrálně odlišný je ale princip funkce svěráku. Oproti variantě B, kde je sevření pohyblivé čelisti svěráku úměrné velikosti úhlu natočení klešťového mechanismu, zde bude posun pohyblivé čelisti řízen nezávisle na poloze kleští, a to pouze velikostí zdvihu vačky. Největší rozdíl je tedy v regulaci sevření svěráku a natočení kleští, kde u této varianty lze obě veličiny řídit nezávisle na sobě pouze citlivostí a silou paží obsluhy. Obsluha tedy při práci musí zapojit obě horní končetiny, což je však výhodnější z hlediska bezpečnosti, kdy je tímto eliminována hrozba zásahů volnou rukou do svíracích systémů. Z ergonomického hlediska se jeví zapojení obou paží při plánovaných pohybech jako vhodnější, než zapojení pouze jedné horní končetiny.

Pracovní cyklus obsluhy bude začínat převzetím prázdných nábojnic ze zásobního prostoru za otevřených čelistí kleští i svěráku, poté každou rukou vložení jedné nábojnice za otevřený konec pláště na středící element do svěráku. Poté jedna ruka uchopí rukojeti kleští, které sevře, druhá ruka uchopí rukojeť svěráku a jejím otočením sevře čelisti a tím i plášť nábojnice. Tyto dvě činnosti dle odhadů mohou probíhat paralelně v časovém překryvu, kdy není rozhodující, která začne či skončí dříve. Následně proběhne demontáž pomocí rotačního pohybu klešťového mechanismu, zatímco druhá ruka drží sevřený svěrák. Po demontáži nábojnice proběhne rozevření obou mechanismů, kdy kování vypadne z kleští dolů do připravené nádoby, zatímco smáčknutím deformované plastové části budou muset být ručně vyjmuty ze svěráku a vhozeny do připravené odpadní jednotky.



Obr. 18: Schematický návrh varianty C

Pozice obsluhy vůči recyklační jednotce je ve schématickém znázornění zobrazena na Obr. 18. Funkci mechanismů stroje a pracovní pohyby jednotlivých pracovních funkcí plnicích orgánů demonstruje Obr. 19. V detailním vyobrazení znázorňují pohyby částí mechanismu stroje červené šipky, kružnicovou trajektorii pohybu během procesu vytržení kování z nábojnice vyobrazuje tenká červená čára.



Obr. 19: Detailní vyobrazení varianty C

#### 4.5. Hodnocení koncepcí a výběr finální varianty.

Hodnocené variant je posledním krokem koncepčního návrhu. Cílem je ohodnotit kvalitu jednotlivých variant řešení a na základě tohoto určit suboptimální variantu pro další konstrukční zpracování [9].

První fází hodnocení je stanovené hodnotících kritérií, což představuje takových klíčových vlastností TS, které jsou již ve fázi koncepčního návrhu alespoň zčásti predikovatelné. Kritéria se dle EDS zobecňují na kritéria pro kvalitu (Q), kritéria pro vynaložené náklady (C)

a kritéria pro vynaloženou dobu (T). Kritéria pro časové hledisko, jako jsou dodací termíny, doba montáže, doba distribuce aj. jsou hodnotově podobná, navíc podle povahy zadání konstrukčního úkolu nejsou považována v této práci za relevantní, a proto tato kritéria nebudou v hodnocení uplatňována.

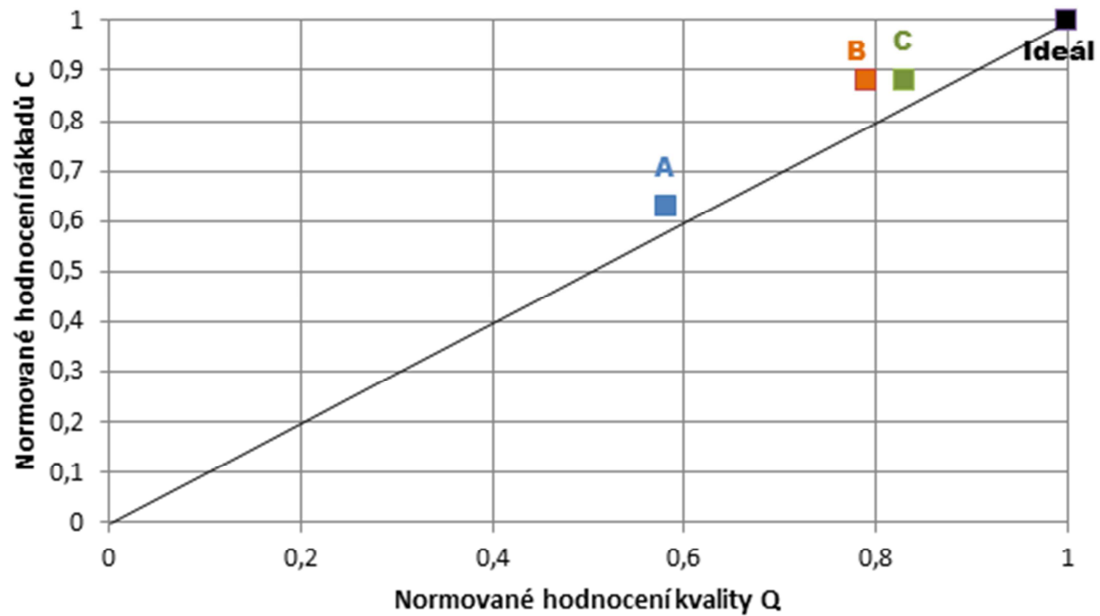
Druhým bodem je stanovení měřítek hodnocení kritérií, případně měřítek důležitosti kritérií, což představuje váhu hodnoceného kritéria. Pro hodnocení byla zvolena prostá čtyřbodová metoda:

- vyhovuje velmi dobře – Ideál = 4 body
- vyhovuje dobře = 3 body
- vyhovuje uspokojivě = 2 body
- vyhovuje postačujícím způsobem = 1 bod
- vyhovuje nepostačujícím způsobem = 0 bodů

Žádné z hodnocených kritérií nebylo považováno za nadřazené, a tudíž všechna kritéria obdržela v hodnocení stejnou váhu (1).

Hodnocení koncepčních alternativ TS		A	B	C	Ideál	
Symbol	Hodnocená kritéria	Bodové hodnocení (0 ÷ 4)				
Q	z hlediska kvality	Bezpečnost provozu a konstrukce	2	3	4	4
		Komplikovanost konstrukce	2	3	3	4
		Zástavbový prostor zařízení	2	4	4	4
		Ergonomičnost konstrukce	3	3	3	4
		Pracovní výkonnost zařízení	2	2	2	4
		Opravitelnost zařízení	3	4	4	4
		<b>Součet hodnocení Q (<math>\Sigma Q</math>)</b>	<b>14</b>	<b>19</b>	<b>20</b>	<b>24</b>
		<b>normované hodnocení Q (<math>\Sigma Q / (\Sigma Q_{\text{ideál}})</math>)</b>	<b>0,58</b>	<b>0,79</b>	<b>0,83</b>	<b>1</b>
C	z hlediska nákladů	Náklady na provoz zařízení	3	4	4	4
		Náklady na výrobu zařízení	2	3	3	4
		Náklady na údržbu zařízení	3	4	4	4
		Náklady na likvidaci zařízení	2	3	3	4
		<b>Součet hodnocení C (<math>\Sigma C</math>)</b>	<b>10</b>	<b>14</b>	<b>14</b>	<b>16</b>
		<b>normované hodnocení C (<math>\Sigma C / (\Sigma C_{\text{ideál}})</math>)</b>	<b>0,63</b>	<b>0,88</b>	<b>0,88</b>	<b>1</b>

Tabulka 6: Hodnocení koncepčních variant TS



Obr. 20: Graf výsledků hodnocení koncepčních variant

Z výsledků hodnocení (Obr. 20) je zřejmé, že nejbližší ideální představě o navrhovaném TS z hlediska posuzovaných kritérií Q a C je varianta C. Tato varianta je za těchto kritérií považována za variantu suboptimální a bude dále zpracovávána v konstrukčním procesu.

## 5. Konstrukční návrh jednotlivých dílů TS

Cílem této, dá se říci finální části celého konstrukčního problému, je navržení stavební struktury TS pro vybrané koncepční schéma. Nezbytnou součástí tohoto procesu jsou průběžné výpočty, hodnocení a rozhodování k jednotlivým dílům, jejichž podkladem jsou experimenty, modelování, či kvalifikované odhady. Při návrhu jednotlivých dílů je stále nezbytné konstruovat s ohledem na jednotlivé pracovní funkce tak, aby se realizací jedné neinhibovala realizace jiné. Jelikož jsou však některé funkce zajišťovány pomocí více orgánů (komponent), je tato kapitola rozdělena pro lepší přehled dle jednotlivých funkčních skupin dílů – podsestav. U každé jsou na začátku definovány hlavní pracovní funkce. Dále jsou u některých dílů uvedeny nezbytné podpůrné návrhové výpočty a pevnostní výpočty. Navrhovaný TS byl pro tuto kapitolu rozdělen do tří subsystémů – mechanismus svěráku, mechanismus kleští, rám stroje.

### 5.1. Mechanismus svěráku

Jako výchozí část celého TS byl zvolen mechanismus svěráku a to proto, že na základě analýzy demontáže (1.4 Analýza demontáže) jsou k dispozici vstupní data o zatížení, resp. požadovaných silových účincích této komponenty. Tento díl má na základě požadavků funkční struktury (4.2. Návrh funkční struktury) plnit dvě hlavní pracovní funkce: zajištění sevření pláště nábojnice; zajištění vložení a ustavení polohy nábojnice.

#### 5.1.1. Řešení ustavení polohy nábojnice

Podle předpokladů zvolené varianty je prvním úkonem obsluhy vložit do zařízení každou rukou jednu nábojnici. Nábojnice by se měly ustavit do přesné polohy pro optimální uskutečnění dalších pracovních funkcí. K tomu bude využito dutého válcového tvaru nábojnice. Jak uvádí návrh v orgánové struktuře, nábojnice budou ustaveny do polohy pomocí středícího elementu. Hlavní problém spočívá nejen v rozdílnosti délek a průměrů nábojnic (Tabulka 2), ale také v různém tvaru jejich konce pláště po výstřelu, jak ukazuje Obr. 21.

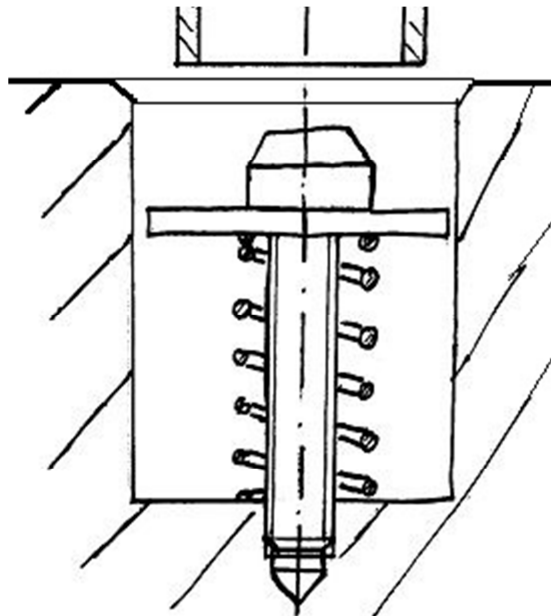


Obr. 21: Variabilita tvaru konce pláště použitých nábojnic

Některé konce pláště mají tvar dokonale kulatý, jiné naopak hvězdicovitý. Dále se liší samozřejmě vnitřní průměry dle ráže. Hlavním požadavkem na středící element je jednoznačně univerzálnost, což znamená umožnit plnění funkce ustavení nábojnice pro každý kus bez ohledu na ráži, délku a tvar zakončení.

Navržené řešení proto využívá dvě možnosti středění, a to jak za vnitřní, tak i za vnější válcovou plochu pláště. Středící element je integrován v nepohyblivé části svěráku. Představuje jej díra o průměru 21 mm s kuželovým zahloubením pro lepší vložení nábojnice. Jelikož vnější průměr největšího kalibru 12 je 20,1 mm, středění tohoto kalibru je realizováno válcovou plochou díry. Ustavení polohy menších ráží 16 a 20 bude realizováno za vnitřní válcovou plochu pláště nábojnice. Při další analýze konců nábojnic byla zjištěna minimální velikost vnitřního průměru konce nábojnice bez ohledu na tvar, která nepřesahuje 16 mm.

Tato hodnota je výchozí pro průměr elementu pro vnitřní vystředění. Ten představuje šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10 (ŠROUB M10x18 ISO 4762 - 12.9), jehož válcová hlava má požadovaný průměr 16 mm. Případně lze na šroubu provést úpravu zkosením horní hrany hlavy šroubu pro snazší nasazení nábojnice. Pokud by nastal případ nábojnice se sevřeným koncem nedosahujícím vnitřního průměru 16 mm, vystředění se docílí natlačením nábojnice na element či dodatečným roztažením konce nábojnice, což obsluha bez problémů realizuje prstem. Poslední proměnnou hodnotou je délka nábojnice. Hodnotový rozptyl délek se vyrovná při sevření kování a pohybu klešťového mechanismu. Pod hlavu šroubu bude instalována podložka (PODLOŽKA 13 ČSN 02 1703), která tvoří falešné dno díry. Mezi její dolní plochou a dnem díry bude umístěna tlačná pružina, která tak podložku tlačí vzhůru a drží tak podložku těsně pod hlavou šroubu, čímž zabezpečuje oporu pro konec pláště vložené nábojnice. Schéma středícího elementu vyobrazuje Obr. 22.



Obr. 22: Schéma středícího elementu

### 5.1.2. Řešení sevření pláště nábojnice

Za vstupní hodnotu bude považována síla potřebná k demontáži nábojnice ( $F_D$ ), která činí (dle 1.4 Analýza demontáže) 1000 N. Tuto sílu musí svěrák udržet minimálně stejně velkou třecí silou, jež vyvodí pomocí síly svého sevření  $F_S$ . Velikost této síly je podílem síly minimální hodnoty třecí síly o velikosti  $F_D$  a součinitele smykového tření  $f$ . Stanovení tohoto součinitele je obecně v konstrukční praxi „alchymie“, neboť udávané hodnoty se v různých zdrojích často liší. Udávaná hodnota statického součinitele smykového tření mezi ocelí a polyethylenem je  $f_{PE} = 0,2$  [10]. Tato hodnota je stanovena pro hladké plochy, pro snazší udržení předmětu ve svěráku bývá pracovní svěrná plocha čelistí svěráku obvykle rýhovaná, pro zvětšení hodnoty součinitele. Nejinak tomu i u navrhovaného mechanismu, jehož čelisti budou upraveny rýhováním ve směru kolmém na směr síly  $F_D$ , v důsledku čehož se rýhování „zakousne“ do relativně měkčího materiálu pláště, a tak materiál pláště zdeformuje dle tvaru rýhování. Tím se relativně sníží potřebná svírací síla oproti vytrhávací síle. Jelikož při sevření rýhovanými čelistmi dojde k tvarovému styku, není již odborně přesné hovořit o statickém součiniteli smykového tření mezi materiály. Přesto jsou udávány ekvivalentní hodnoty koeficientu smykového tření i u nehladkých ploch, u kterých dochází ke zmiňovanému tvarovému styku. Tyto hodnoty stanovují například výrobci upínacích čelistí obráběcích strojů, kdy hodnota velikosti součinitele tření stanovena závisle na drsnosti povrchu obrobku a úpravě upínací plochy čelistí. Pro neobrobený ocelový povrch a ocelové příčně rýhované čelisti je udáván koeficient smykového tření  $f_{\check{c}} = 0,3$ . Pro plášť nábojnice z HDPE je ekvivalentní koeficient stanoven subjektivním odhadem dle následující rovnice

$$f = \frac{f_{PE}}{f_0} \cdot f_{\check{c}} \cdot k_m = \frac{0,2}{0,1} \cdot 0,3 \cdot 1,5 = 0,9$$

kde  $f$  je stanovovaný koeficient smykového tření,  $f_{PE}$  je součinitel tření mezi ocelí a HDPE na hladké ploše,  $f_0$  je součinitel tření oceli na oceli při hladkých površích,  $f_{\check{c}}$  je součinitel tření povrchově hrubého ocelového obrobku v ocelových rýhovaných příčně čelistech,  $k_m$  je součinitel velikosti tvarového styku při „zakousnutí“ ocelových čelistí do plastového materiálu.

V takovém případě je hodnota potřebné svírací síly pro dvě styčné plochy čelistí při koeficientu bezpečnosti  $k = 2$  :

$$F_S = \frac{F_D \cdot k_m}{2 \cdot f} = \frac{1000 \cdot 2}{2 \cdot 0,9} = 1111 \text{ N}$$

Dalším důležitým návrhovým parametrem jsou rozměry svěráku. Zařízení je konstruováno pro demontáž dvou nábojnice v jeden okamžik. Při sevření nábojnice svěrákem se poddajný materiál pláště deformuje z válcového tvaru na obdélníkový. Při tloušťce pláště 0,65 mm a zanedbání zúžení stěny díky deformaci tlakem má materiál nábojnice mezi čelistmi svěráku tvar obdélníka o výšce ( $h$ ) dvojnásobku tloušťky pláště, tj. přibližně 1,3 mm. Obsah původního mezikruhového průřezu u největší nábojnice, čili ráže 12 je:



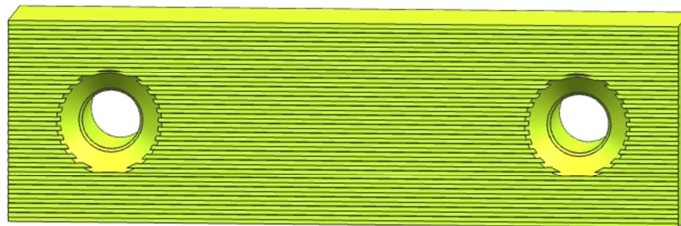
$$S = \frac{\pi \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot \text{tloušťka})^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (20,1^2 - (20,1 - 2 \cdot 0,65)^2)}{4} = 39,72 \text{ mm}$$

Stejný průřez ve tvaru obdélníka má šířku ( $s$ )

$$s = \frac{S}{h} = \frac{39,72}{1,3} = 30,55 \text{ mm} \doteq 31 \text{ mm}$$

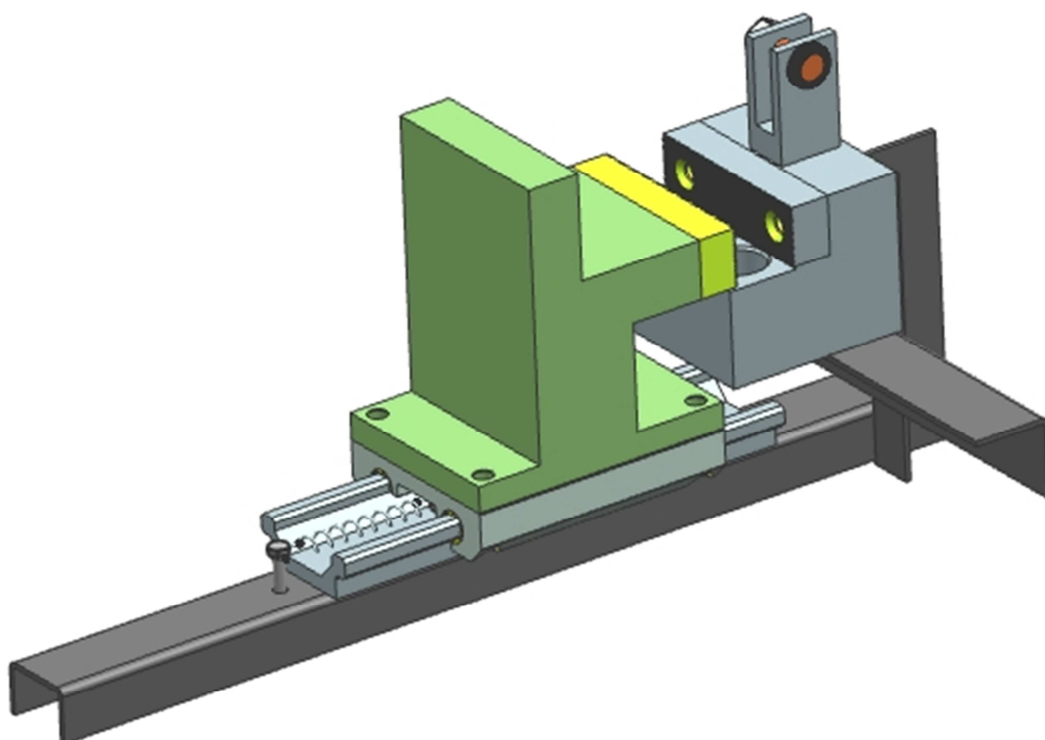
Tomu odpovídají i změřené hodnoty na demontovaných nábojnicích, které byly stlačeny ve svěráku. Svěrné čelisti tudíž musí být dostatečně široké, aby se deformující se pláště nábojnic nepřekrývaly a jejich sevření tak bylo dokonalé. Proto musí mít čelist svěráku nejméně dvojnásobnou šířku oproti šířce deformované nábojnice  $s$ .

Co se týče výšky čelistí svěráku, je hodnota tohoto rozměru relativně benevolentní. V experimentu byly použity čelisti s výškou 18 mm. Navrhované čelisti mají výšku 22 mm. Na jejich povrchu je vytvořeno zmiňované rýhování pro lepší silový přenos a tím zvýšení únosnosti.



**Obr. 23: Vyměnitelná čelist svěráku**

Samotný svěrák bude fungovat na klasickém principu, kdy jedna čelist je pohyblivá a druhá statická. Jelikož svěrák bude sloužit pouze k jednomu účelu sevření pláště nábojnice, není nutné, aby jeho parametry vykazovaly přílišnou univerzálnost. Hlavním parametrem u svěráku je pracovní zdvih. Jelikož rozměrově největší nábojnice kalibru 12 má průměr pláště 20,1 mm a zároveň je požadována rychlost procesu sevření a kompaktnost rozměrů zařízení, není vysoká hodnota pracovního zdvihu žádoucí. Jako jmenovitý pracovní zdvih je uvažována hodnota 22,5 mm a podle ní jsou navrhovány další rozměry zařízení. Vedení pohyblivé čelisti svěráku je realizováno pomocí lineárního kluzného vedení DryLin, které na český trh dodává firma Hennlich. Vedení se skládá z vozíku s vodícími vložkami ze speciálního triboplastu a odpovídající vodící kolejnici z eloxovaného hliníku. Dle požadované únosnosti a vlastností byl vybrán vozík WWC-10-40-10 a odpovídající kolejnice WSQ-10-40, kterou lze objednat v požadované délce, viz příloha. Zpětný pohyb posuvné čelisti svěráku je realizován pomocí tažné pružiny, která je sevřením napínána. Pohyblivou i pevnou část svěráku s vyměnitelnými čelistmi a kluzným vedením ukazuje rozevřené ve vzdálenosti pracovního zdvihu Obr. 24.



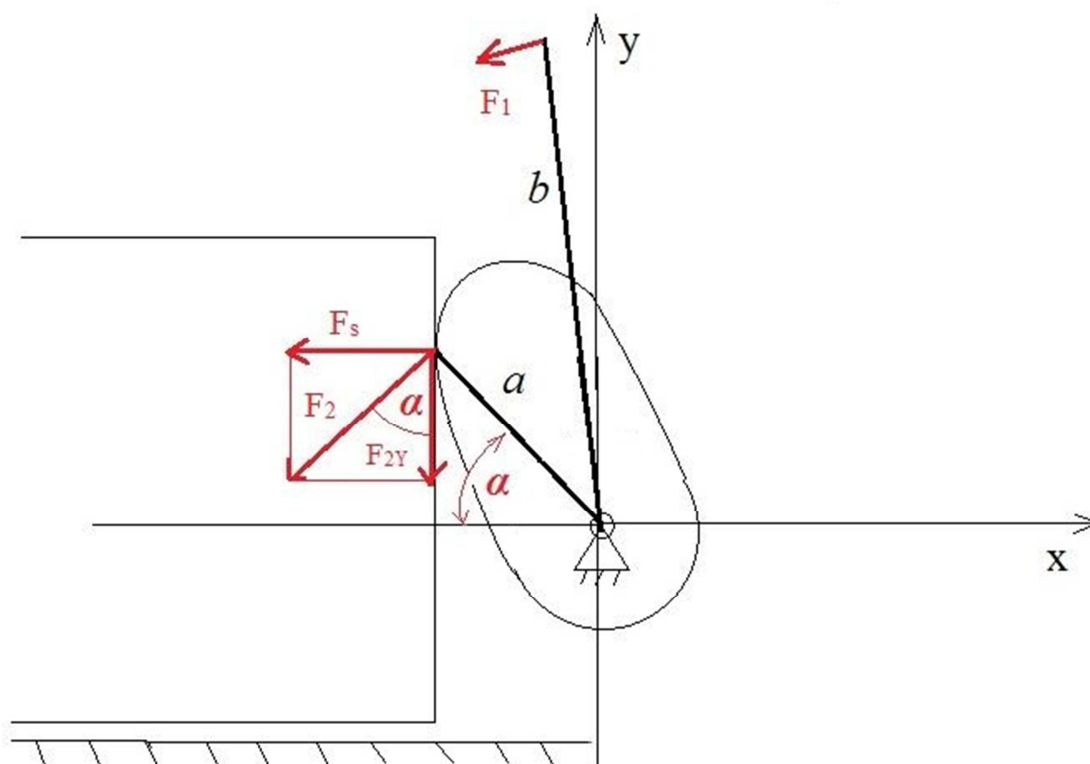
Obr. 24: Mechanismus svěráku v poloze maximálního zdvihu

### 5.1.3. Řešení ovládní svěráku

U klasického svěráku bývá ovládní zajištěno vodícím šroubem. V tomto zařízení dle vybrané varianty orgánové struktury zajišťuje ovládní svěráku vačkový mechanismus s pákou. Základem tohoto mechanismu je vačka, jejíž zdvih přímo řídí pracovní zdvih svěráku. Vačka je přes pero spojena s hřídelem, který na ní přenáší kroutící moment. Ten vzniká tahem paže obsluhy za ovládací páku, jež je také spojena s hřídelem. Vahadlo vačky tvoří přímo posuvná čelist svěráku, vačka tak svou rotací vyvolat potřebnou svírací sílu v čelisti. V průběhu samotného zdvihu je síla potřebná pro pohyb čelisti velmi malá, neboť součinitel tření v kluzném vedení čelisti stejně jako její nízká hmotnost vytváří velmi malou třecí sílu. Při odhadované hmotnosti posuvné části svěráku 2 kg a součiniteli tření ve vedení 0,1 by byla pasivní třecí síla 2 N, což je hodnota zanedbatelná.

Pro návrh ovládní svěráku je tedy výchozím stavem svěrák ve fázi sevření nábojnice, kdy působí požadovaná svěrná síla  $F_S$ . Tuto sílu je potřeba ve chvíli probíhající demontáže zajistit pomocí vnějších ovládacích prvků vačkového mechanismu. Vačka musí nejen přenést sílu, ale také zajistit požadovaný zdvih, jehož velikost musí být realizovatelná vhodným úhlem otočení ovládací páky, kdy je třeba zohlednit ergonomické parametry pro obsluhu vozíčkářem.

Důležitou roli v návrhu vačkového mechanismu hraje poloha vačky v pozici sevření svěráku, kdy dochází k přenosu požadované síly  $F_S$  na pohyblivou čelist svěráku (Obr. 25). Síla  $F_S$  je vodorovnou složkou síly  $F_2$ , přenášenou kroutícím momentem na rameni  $a$ . Úhel  $\alpha$  tedy ovlivňuje velikost potřebné síly  $F_2$  a tím velikost potřebného kroutícího momentu.



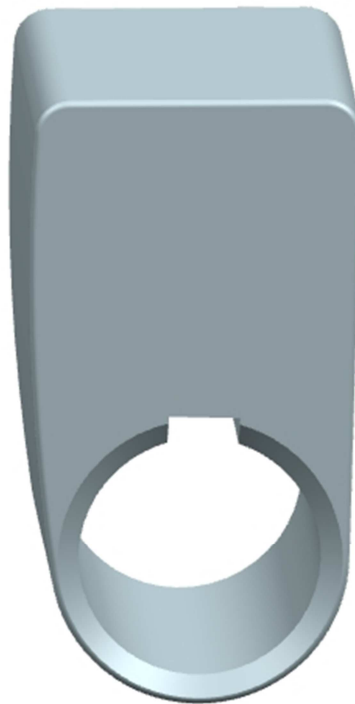
Obr. 25: Silové poměry vačkového mechanismu

Potřebná síla  $F_2$  vyvinutá vačkou je určena vztahem:

$$F_2 = \frac{F_S}{\sin \alpha}$$

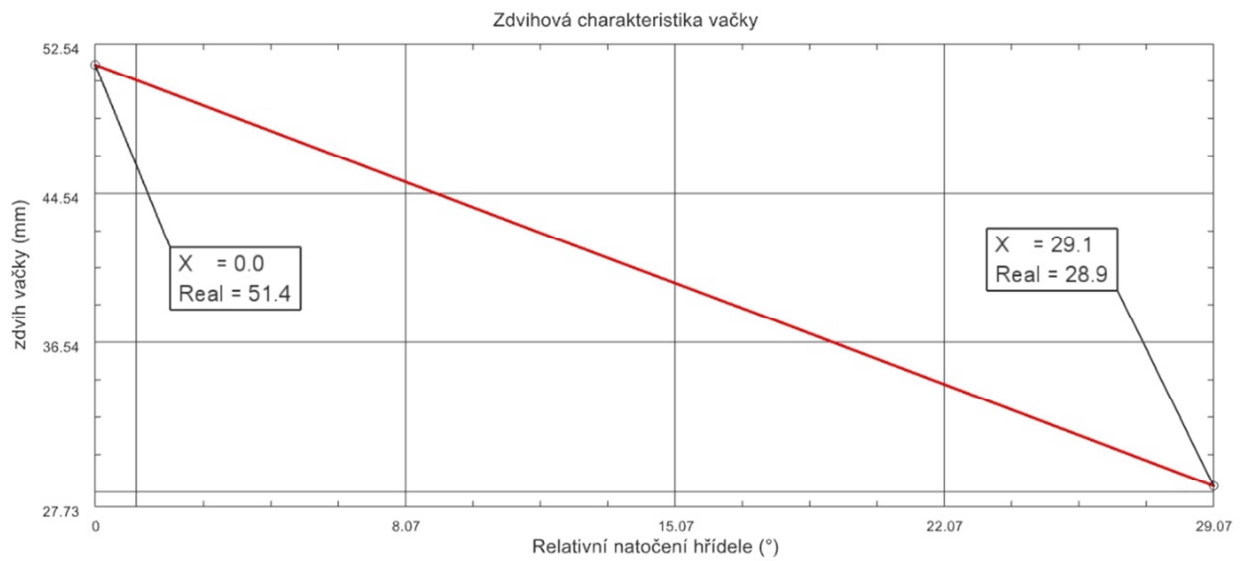
což v podstatě znamená, že vodorovná síla  $F_S$  by se rovnala síle  $F_2$ , pokud by bylo rameno páky svislé. Snahou při návrhu bylo dosáhnout co nejmenší síly  $F_2$  na co nejkratším rameni  $a$ , aby kroutící moment hřídele byla co nejmenší, to vše za dosažení požadovaného zdvihu vačky.

Jelikož stěna pohyblivé části svěráku představující vahadlo je plochá, navržená vačka má konkávní tvar skládající se ze tří oblouků. Potřebný zdvih je relativně malý a bude ho zajišťovat jen jedna stěna vačky (konkávní). Proto protilehlá stěna vačky může být z důvodu úspor při výrobě plochá.

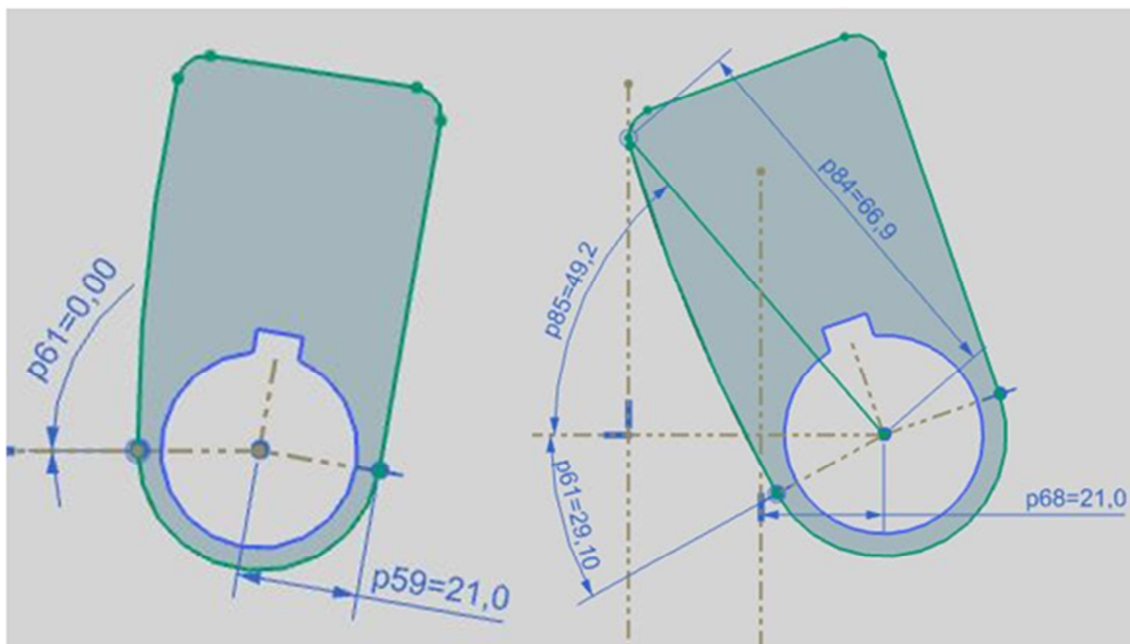


**Obr. 26: Vačka zajišťující sevření svěráku**

Pro určení sil působících při sevření svěráku byla provedena simulace zdvihu vačky při pracovní hodnotě 22,5 mm. Z grafu této simulace bylo na vodorovné ose odečteno relativní natočení hřídele potřebné k dosažení finální polohy. Rozdíl hodnot na vertikální ose pro počáteční a konečnou polohu vačky představuje požadovaný zdvih. Hodnota natočení hřídele v konečné poloze dává informaci, o kolik stupňů se musí natočit hřídel a tím i vačka pro dosažení maximálního zdvihu, tzn. pro dosažení úplného sevření svěráku. Velikost potřebného natočení  $\varphi = 29,1^\circ$ . Natočením o úhel  $\varphi$  se vačka dostane do konečné polohy pracovního zdvihu. V této poloze lze odečíst velikost úhlu  $\alpha$  a ramena síly  $a$ . Obě veličiny byly odečteny z modelu vačky na Obr. 28: Počáteční poloha vačky (vlevo) a konečná poloha vačky vpravo s odměřenými hodnotami  $a, \alpha$ . Rameno síly má velikost  $a = 66,9 \text{ mm}$  a úhel  $\alpha = 49,2^\circ$ .



Obr. 27: Závislost velikosti zdvihu vačky na relativním natočení hřídel



Obr. 28: Počáteční poloha vačky (vlevo) a konečná poloha vačky vpravo s odměřenými hodnotami  $\alpha$

Na základě znalosti požadovaných hodnot lze určit velikost síly  $F_2$ :

$$F_2 = \frac{F_S}{\sin \alpha} = \frac{1111}{\sin 49,2} = 1468 \text{ N}$$

Dále lze určit vertikální složku síly  $F_{2Y}$ :

$$F_{2Y} = \frac{F_S}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1111}{\operatorname{tg} 49,2} = 959 \text{ N}$$

Síla  $F_2$  na rameni  $a$  vytváří točivý moment:

$$M = F_2 \cdot a = 1468 \cdot 66,9 = 98209 \text{ Nmm}$$

Tento moment přenáší na vačku hřídel, na kterém je moment vytvořen pomocí ovládací páky za působení síly obsluhy. Velikost síly, kterou musí působit obsluha na páku v okamžiku plného zdvihu vačky je tím menší, čím větší je délka páky  $b$ . Navržená délka páky je 480 mm

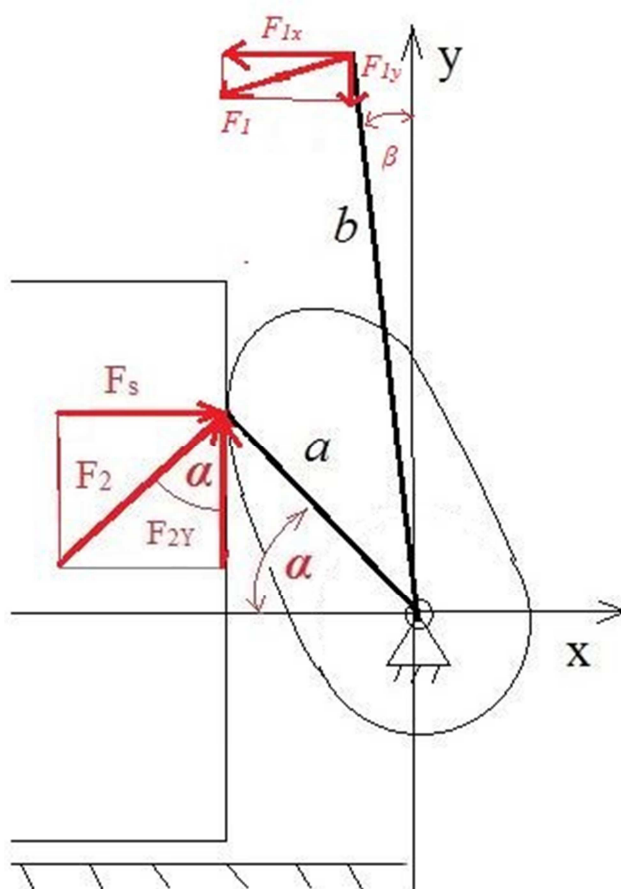
$$F_1 = \frac{M}{b} = \frac{98209}{480} = 205 \text{ N}$$

Tuto sílu musí vyvinout obsluha v momentě plného zdvihu. Je třeba připomenout, že výpočet je stanoven pro teoretickou nejvyšší sílu potřebnou k demontáži. Pokud budeme uvažovat hodnotu pro průměrnou demontážní sílu  $F_{avg} = 680 \text{ N}$ , bude hodnota potřebné síly  $F_{1avg}$ :

$$F_{1avg} = \frac{F_{avg} \cdot k}{f \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{a}{b} = \frac{680 \cdot 2}{0,9 \cdot \sin 49,2} \cdot \frac{66,9}{480} = 139 \text{ N}$$

Tato hodnota potřebné průměrně vynakládané síly je důležitá, uvažuje-li se opakovanost tohoto výkonu ze strany obsluhy. Aby byl tento pracovní úkon pro obsluhu co nejméně náročný, je třeba zvolit ergonomicky optimální polohu páky, pro kterou obsluha vyvine pracovní sílu nejsnáze. Dále je důležité navrhnout optimální směr pohybu páky, podle požadavku na provádění úkonu obsluhou tahem či tlakem horní končetiny. Dle výzkumu „*Isometric Pull-Push Strengths in Workspace: 1. Strength Profiles*” [16], vyvine sedící osoba pomocí paže větší sílu v tahu. Síla se měnila dle úhlu paže vůči horizontále, největší sílu vyvolá při tažení vertikálním směrem dolů. Tato poloha páky je u navrhovaného zařízení těžko realizovatelná, za optimální je s ohledem na výsledky výzkumu [16] považován optimální úhel paže  $45^\circ$  jak v sagitální, tak v transverzální rovině těla. Při těchto úhlech byla průměrná síla vyvolaná sedícím mužem 244,8 N, což odpovídá maximální požadované síle. U sedící ženy je udávána průměrná síla 157 N. Z tohoto rezultuje požadavek na vhodnou polohu páky při práci. Vhodnější k vyvození kroutící momentu pákou je tahová síla, tudíž páka bude obsluhou tažena směrem k sobě a dolů. Jelikož úhel otočení hřídele během celého zdvihu svěráku je pouhých  $29,1^\circ$ , bude páka ve výchozí poloze navržena jako odkloněná od vertikály směrem od obsluhy. V konečné poloze bude páka v ergonomicky optimální poloze nakloněna o úhel  $\beta = 5^\circ$  od vertikály směrem k obsluze. Spojení páky s hřídelem bude realizováno svěrným spojem, takže si obsluha může případně úhel páky upravit.

Navrhovaný hřídel bude zatěžován jak silou  $F_{1x}$  od silového působení obsluhy, tak reakční silou od svěráku, která je co velikostí totožná s akční silou, tj. silou  $F_2$ . Pohled na příčné zatížení hřídele ukazuje Obr. 29.



Obr. 29: Silové zatížení hřídele při sevření svěráku

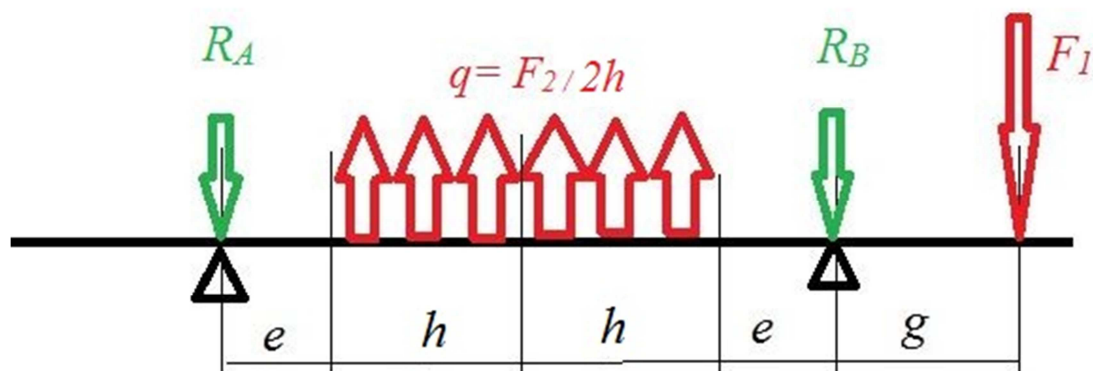
Pro pevnostní kontrolu hřídele bude ohybové namáhání řešeno ve dvou na sebe kolmých rovinách  $xz$  a  $yz$ , kde  $z$  je směr podélné osy hřídele. Podle Obr. 29 byly určeny vztahy pro velikosti složek zátěžné síly  $F_1$ , složky síly  $F_2$  jsou známé z předchozích výpočtů.

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin \beta = 205 \cdot \sin 5 = 18 \text{ N}$$

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos \beta = 205 \cdot \cos 5 = 204 \text{ N}$$

Dále je zřejmé, že zátěžné síly v obou rovinách působí proti sobě vzhledem ke směru osy  $x$ , potažmo osy  $y$ , tudíž je zřejmé, že reakční účinky v podporách budou v obou rovinách mít shodný směr vůči vertikální ose –  $x$  nebo  $y$ .

Výpočtové schéma hřídele jako nosníku je tedy v obou řešených rovinách stejné, co se týče rozměrů, směrů zátěžných sil i směrů předpokládaných reakcí.



Obr. 30: Schéma zatížení hřídele jako nosníku

Hodnoty spojitého zatížení v jednotlivých rovinách jsou:

$$q_x = \frac{F_s}{2 \cdot h} = \frac{1111}{2 \cdot 30} = 18,5 \text{ N/mm}$$

$$q_y = \frac{F_{2y}}{2 \cdot h} = \frac{959}{2 \cdot 30} = 16,0 \text{ N/mm}$$

Podmínky rovnováhy jsou pro obě roviny totožné, tudíž i výpočtové vztahy jsou totožné, pouze se za síly a reakce dosadí příslušné směrové složky. Navržený hřídel má rozměry  $e = 18,5 \text{ mm}$ ,  $h = 30 \text{ mm}$ ,  $g = 39,5 \text{ mm}$ .

$$\sum F_y = 0: F_1 + R_B + R_A - F_2 = 0$$

$$\sum M_A = 0: F_1 \cdot (g + 2 \cdot h + 2 \cdot e) + R_B \cdot (2 \cdot e + 2 \cdot h) - q \cdot 2 \cdot h \cdot (h + e) = 0$$

Z momentové podmínky lze vypočítat reakci  $R_B$ :

$$R_B = \frac{q \cdot 2 \cdot h \cdot (h + e) - F_1 \cdot (g + 2 \cdot h + 2 \cdot e)}{(2 \cdot e + 2 \cdot h)}$$

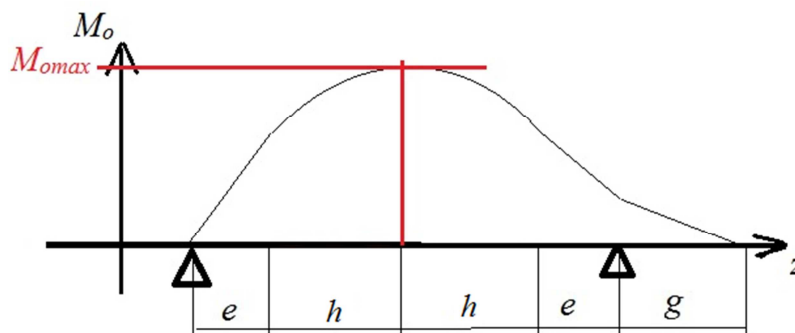
Z podmínky pro sílu lze určit reakci  $R_A$ :

$$R_A = F_2 - F_1 - R_B$$



Kritické místo z pohledu namáhání ohybem je vprostřed vačky v působišti síly  $F_2$ , čili centru spojitěho zatížení na Obr. 31. Hodnota ohybového momentu v tomto místě je určena vztahem:

$$M_{OMax} = R_A \cdot (e + h) - q \cdot \frac{h^2}{8}$$



Obr. 31: Kritické místo maximálního ohybového momentu

V rovině  $xz$  mají reakce v ložiskách následující hodnoty:

$$R_{Bx} = \frac{q_x \cdot 2 \cdot h \cdot (h + e) - F_{1x} \cdot (g + 2 \cdot h + 2 \cdot e)}{(2 \cdot e + 2 \cdot h)} =$$

$$\frac{18,5 \cdot 2 \cdot 30 \cdot (30 + 18,5) - 204 \cdot (39,5 + 2 \cdot 30 + 2 \cdot 18,5)}{(2 \cdot 18,5 + 2 \cdot 30)} = 268 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F_s - F_{1x} - R_{Bx} = 1111 - 204 - 268 = 639 \text{ N}$$

Hodnota největšího ohybového momentu je:

$$M_{OMax X} = R_{Ax} \cdot (e + h) - q_x \cdot \frac{h^2}{8} = 639 \cdot (18,5 + 30) - 18,5 \cdot \frac{30^2}{8} = 28910 \text{ Nmm}$$

V rovině  $yz$  mají reakce v ložiskách následující hodnoty:

$$R_{By} = \frac{q_y \cdot 2 \cdot h \cdot (h + e) - F_{1y} \cdot (g + 2 \cdot h + 2 \cdot e)}{(2 \cdot e + 2 \cdot h)} =$$

$$\frac{16 \cdot 2 \cdot 30 \cdot (30 + 18,5) - 18 \cdot (39,5 + 2 \cdot 30 + 2 \cdot 18,5)}{(2 \cdot 18,5 + 2 \cdot 30)} = 455 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{2y} - F_{1y} - R_{By} = 959 - 18 - 455 = 486 \text{ N}$$

Hodnota největšího ohybového momentu je:

$$M_{OMaxY} = R_{Ay} \cdot (e + h) - q_y \cdot \frac{h^2}{8} = 486 \cdot (18,5 + 30) - 16 \cdot \frac{30^2}{8} = 21771 \text{ Nmm}$$

Ekvivalentní průměr hřídele je průměr hřídele snížený o hloubku drážky pro pero, potom jeho hodnota  $d_e = d - t = 34 - 4,7 = 29,3 \text{ mm}$ .

Potom průřezový modul v ohybu má hodnotu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_e^3}{32} = \frac{\pi \cdot 29,3^3}{32} = 2469 \text{ mm}^3$$

Maximální ohybový moment je vektorovým součtem maximálních ohybových momentů v obou na sebe kolmých rovinách ( $xy$ ,  $yz$ ). Platí pro něj vztah:

$$M_{OMax} = \sqrt{M_{OMaxX}^2 + M_{OMaxY}^2} = \sqrt{28910^2 + 2771^2} = 36190 \text{ Nmm}$$

Normálové napětí v kritickém místě hřídele má hodnotu

$$\sigma_o = \frac{M_{OMax}}{W_o} = \frac{36190}{2469} = 14,7 \text{ MPa}$$

Potom průřezový modul v krutu má hodnotu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_e^3}{16} = \frac{\pi \cdot 29,3^3}{16} = 4938 \text{ mm}^3$$

Smykové napětí  $\tau_k$  v hřídeli způsobené krutícím momentem má hodnotu

$$\tau_k = \frac{M}{W_k} = \frac{98209}{4938} = 19,9 \text{ MPa}$$

Kombinovaný vliv obou druhů namáhání vyjadřuje redukované napětí, pro kontrolní pevnostní výpočet byl zvolen vztah dle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{14,7^2 + 4 \cdot 19,9^2} = 42,4 \text{ MPa}$$

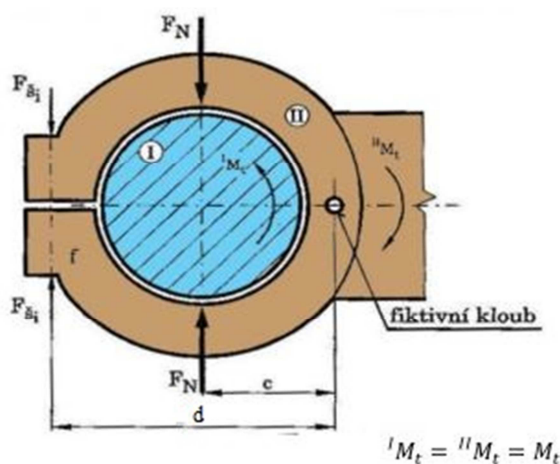
Tato hodnota napětí z pevnostního hlediska vyhovuje pro ocel třídy 11, která je předepsána jako konstrukční materiál tohoto hřídele.

Přenos kroutícího momentu z hřídele na vačku je zajištěn pomocí spojením perem, normalizované pero má rozměry  $b \times h \times L = 10 \times 8 \times 30$ . Výpočet minimální délky pera je odvozen z kroutícího momentu a dovoleného tlaku na materiál pera 120 MPa.

$$L_{min} = \frac{M \cdot 4}{p_d \cdot d \cdot h} + b = \frac{98209 \cdot 4}{120 \cdot 34 \cdot 8} + 10 = 22 \text{ mm}$$

Axiální zajištění vačky proti posuvu je realizováno osazením hřídele na jedné straně a pojistným kroužkem na straně druhé. Hřídel je uložen ve dvou kluzných ložiskách, konkrétně bylo navrženo použití kluzných ložiskových domečků od firmy Hennlich, které se vyznačují jednoduchou montáží a suchým provozem bez nutnosti maziva. Konkrétní zvolený model má označení ESTM-GT-20-30, jeho dlouhodobá radiální zatížitelnost je 2500 N. Konkrétní parametry jsou uvedeny v příloze.

Přenos kroutícího momentu z páky svěráku na hřídel zajišťuje třecí svěrné spojení částečně dělenou vnější částí, viz Obr. 32.



Obr. 32: Svěrné spojení částečně dělené [12]

Pro přenos požadovaného momentu je spoj sevřen dvěma šrouby, každý z nich je utažen tak, aby společně vyvodily požadovanou třecí sílu ve spoji. Ve šroubu pak působí tahová síla  $F_s$ , která generuje v jádře šroubu normálové tahové napětí  $\sigma_T$ . Hodnoty lze určit dle následujících vztahů, kde  $f = 0,15$  je součinitel tření,  $i$  představuje počet šroubů,  $d$  je průměr hřídele,  $k_{ram} = 0.5$  je součinitel vzdálenosti k fiktivnímu kloubu,  $k_f$  vyjadřuje bezpečnostní koeficient.

$$F_s = \frac{M \cdot 2 \cdot k_f}{f \cdot i \cdot d} \cdot k_{ram} = \frac{98209 \cdot 2 \cdot 2}{0,15 \cdot 2 \cdot 34} \cdot 0,5 = 19257 \text{ N}$$

Při spojení šrouby M16, vznikne v každém ze šroubů tahové napětí

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 19527}{\pi \cdot 13,546^2} = 135 \text{ MPa}$$

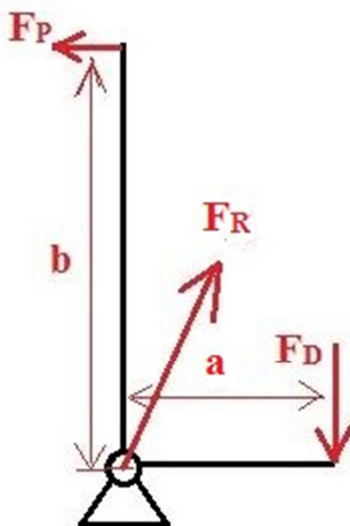
Proto budou použity šrouby s materiálovým označením 8.8, které snesou toto napětí s koeficientem bezpečnosti 2. Z konstrukčních důvodů jsou zde použity šrouby s malou šestihrannou hlavou dle ČSN 21201.

Kontrolní výpočet na měrný tlak v otlacení ve svěrném spoji shledává spoj vyhovujícím, kdy dovolená hodnota tlaku pro ocel 11500 je stanovena na 30 MPa. Rozměr  $l$  představuje délku svěrného spoje,  $l = 54$  mm.

$$p = \frac{8 \cdot M}{\pi \cdot l \cdot d^2 \cdot f} = \frac{8 \cdot 98209}{\pi \cdot 54 \cdot 34^2 \cdot 0,15} = 26,7 \text{ MPa}$$

## 5.2. Mechanismus kleští

Druhá samostatně pohyblivá část zařízení je mechanismus kleští. Má za úkol plnit hlavní pracovní funkce sevření kování nábojnice a spolu s dalšími funkčními orgány zařízení zajistit demontáž nábojnice. Mechanismus plní funkci klasických kleští, avšak jedna čelist je otočně spojena se svěrákem čepovým spojením, kolem kterého se po sevření kování sevřené kleště otáčí, čímž dojde k separaci. Silové poměry v mechanismu jsou schematicky znázorněny na Obr. 33, který ukazuje silové zatížení v okamžiku, kdy kování stále drží pohromadě s pláštěm, ačkoliv je mechanismus otáčen silou paže  $F_P$ . V tu chvíli, ještě než se spojení materiálů uvolní a dojde k separaci, platí silová rovnováha dle obrázku níže.



Obr. 33: Silové poměry v mechanismu kleští při demontáži

Čep, který zajišťuje rotaci kleští je tak namáhán reakční silou  $F_R$ . Díky uložení čepu v pevné čelisti svěráku tak dochází k namáhání čepu smykem. Reakční síla bude mít maximální

hodnotu při maximální síle potřebné k separaci  $F_D$  vznikající tahem čelistí kleští na rameni páky  $b$ . Rozměry kleští určují délky ramen páky  $a = 38 \text{ mm}$ ,  $b = 380 \text{ mm}$ .

Velikost reakční síly je určena z podmínek rovnováhy

$$\sum M_R = 0: F_D \cdot a - F_P \cdot b = 0, \text{ odtud}$$

$$F_P = \frac{F_D \cdot a}{b} = \frac{1000 \cdot 38}{380} = 100 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: F_{Rx} = F_P = 100 \text{ N}$$

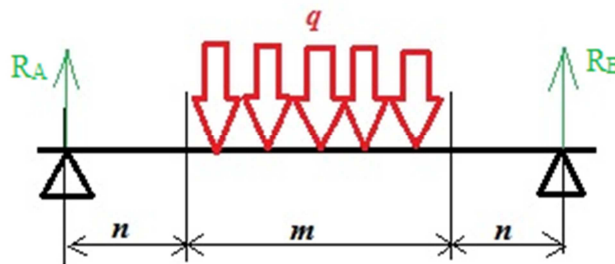
$$\sum F_y = 0: F_{Ry} = F_D = 1000 \text{ N}$$

Velikost síly  $F_R$  je tedy

$$F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} = \sqrt{100^2 + 1000^2} = 1005 \text{ N}$$

Síla je po délce čepu rozložena spojitě na délce  $m = 8 \text{ mm}$ , vzdálenost ke středu uložení čepu je  $n = 3 \text{ mm}$  na každou stranu. Spojité zatížení má velikost

$$q = \frac{F_R}{m} = \frac{1005}{8} = 125,6 \text{ Nmm}$$



Obr. 34: Zatížení čepu otočného klešťového mechanismu

$$R_A = R_B = \frac{F_R}{2} = 503 \text{ N}$$

Největší ohybový moment je uprostřed spojitěho zatížení

$$M_{Max} = R_A \cdot \left(n + \frac{m}{2}\right) - q \cdot \frac{m^2}{8} = 503 \cdot \left(3 + \frac{8}{2}\right) - 125,6 \cdot \frac{8^2}{8} = 2516 \text{ Nmm}$$

V čepu průměru  $8 \text{ mm}$  tak vzniká normálové napětí

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_{Max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2516}{\pi \cdot 8^3} = 50 \text{ MPa}$$

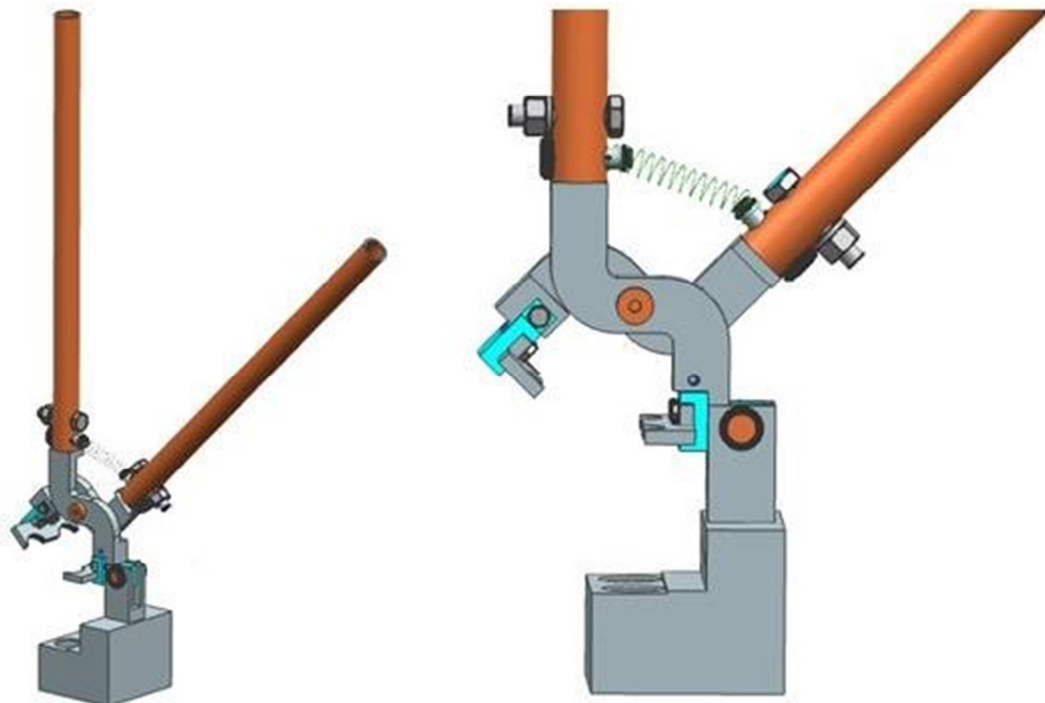
Minimální dovolené napětí pro ocel 11 373 nabývá při koeficientu míjivého zatížení 0,85 stanovené hodnoty  $\sigma_D = 95 \text{ MPa}$ , čep z tohoto hlediska vyhovuje. Z hlediska měrného tlaku ve styku čepu se spojovanými součástmi je hodnota dovolený tlaku  $p_D = 19 \text{ MPa}$ . Tloušťka spoje čepu svěráku  $t = 4 \text{ mm}$ . Měrné tlaky ve spojení mají hodnoty:

$$p_I = \frac{F_R}{d_\zeta \cdot m} = \frac{1005}{8 \cdot 8} = 15,7 \text{ MPa}; p_{II} = \frac{F_R}{2 \cdot d_\zeta \cdot t} = \frac{1005}{2 \cdot 8 \cdot 4} = 15,7 \text{ MPa}$$

Z hlediska měrných tlaků spojení vyhovuje. Dovolené namáhání čepu na střih má hodnotu  $\tau_D = 0,6 \cdot \sigma_D = 57 \text{ MPa}$ . I z tohoto hlediska spoj vyhovuje.

$$\tau = \frac{4 \cdot F_R}{2 \cdot \pi \cdot d_\zeta^2} = \frac{4 \cdot 1005}{2 \cdot \pi \cdot 8^2} = 10 \text{ MPa}$$

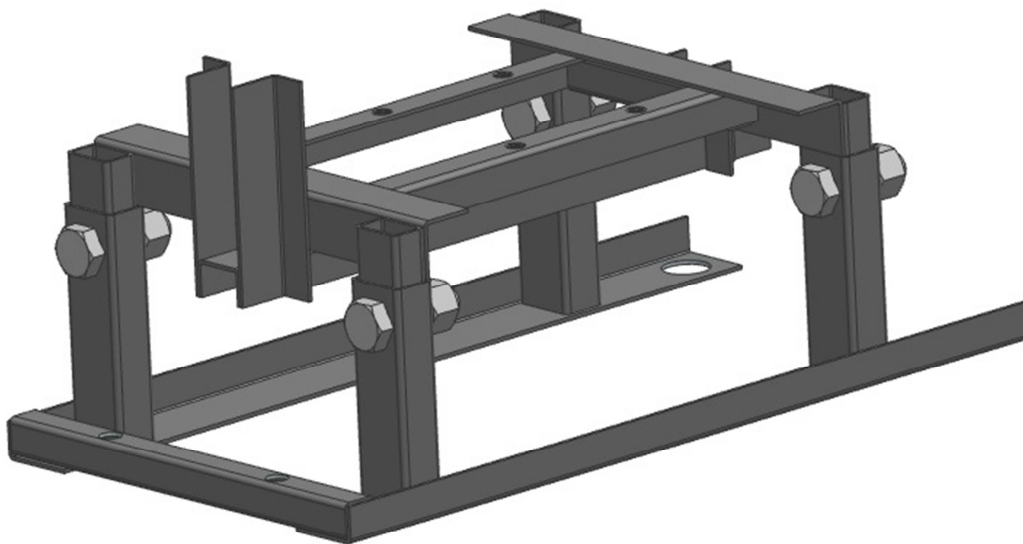
Klasické kleště se vyrábějí v hromadné výrobě kováním a následným spojením nýtem. V této práci je uvažována kusová výroba, proto se klešťový mechanismus sestává z několika částí spojených šrouby. Předpokládaná výroba jednotlivých dílů je třískovým obráběním, díky rozdělení do dílů bude ušetřen materiál. Každá čelist je tvořena třemi díly spojenými šrouby a tvarovým stykem, rukojeti tvoří normalizované trubky, které velmi dobře splňují ergonomičnost úchopu. Jako kloub kleští slouží lícovaný šroub, který je závitově spojen s jednou čelistí a v ní pojištěn kontramaticí. Lícovaný dřík šroubu přenáší smykové namáhání od druhé čelisti. Automatické rozevření kleští zajišťuje tlačná pružina. Klešťový mechanismus je zobrazen níže na Obr. 35.



Obr. 35: Mechanismus kleští

### 5.3. Rám zařízení

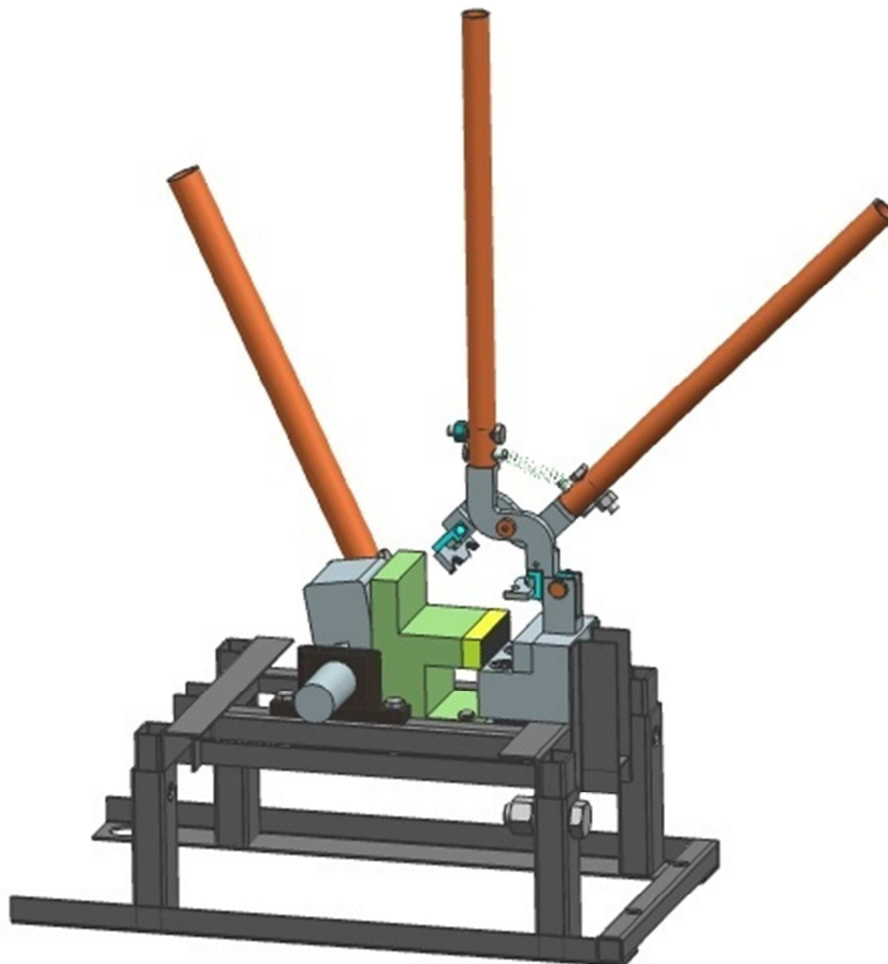
Rám zařízení plní funkci pevného ukotvení TS k okolí. Rám je navržen jako svařenec výhradně z nakupovaných profilů průřezů L a U, dále uzavřených obdélníkových a čtvercových profilů (jäklů). Spojení dalších částí zařízení s rámem je realizováno svary, např. pevná část svěráku, nebo šrouby, např. ložiskové domečky. Rám je složen ze dvou dílců, přičemž horní dílec nese ostatní části zařízení, zatímco dolní dílec realizuje spojení s podložkou. Dílce jsou spojeny nasunutím jäklů nohou horního dílce do vnitřku jäklů spodního dílce a spojením šrouby. Nohy horního dílce mají dvě díry pro nastavení volitelné výšky celého zařízení nad podložkou. Na spodním dílci jsou vyvrtány čtyři díry pro ukotvení k podložce. To může být realizováno šrouby, vruty, případně upínacími systémy, jako jsou například šroubové upínky, čímž je dosaženo požadované přenosnosti zařízení.



Obr. 36: Svařenec rámu z nakupovaných profilů

#### 5.4. Úplná stavební struktura

Sestavení navržených dílčích částí do sestavy představuje návrh úplné stavební struktury TS.



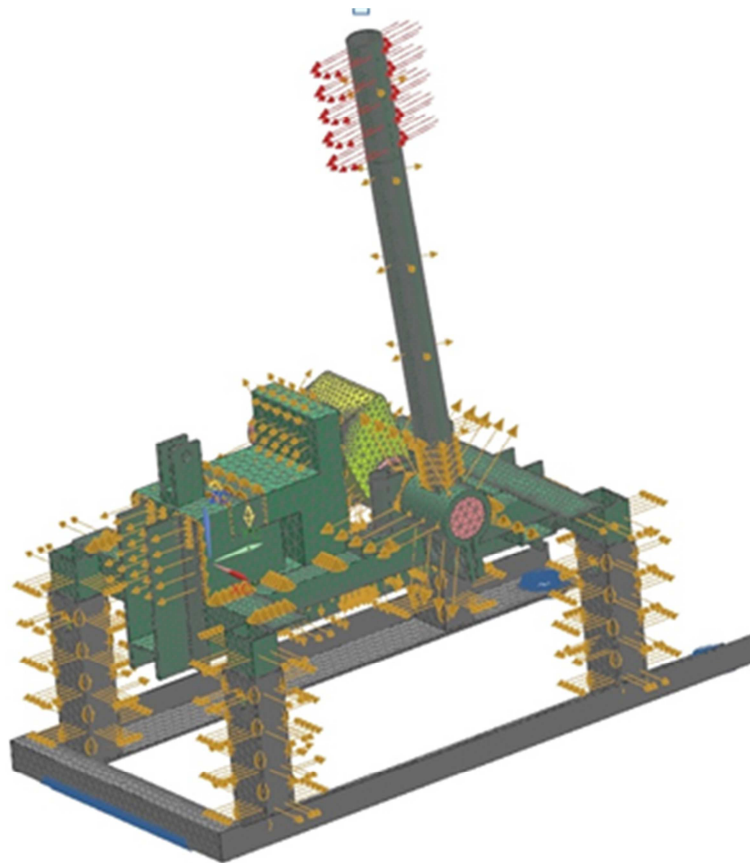
Obr. 37: Sestava celého zařízení



## 6. MKP analýza konstrukce

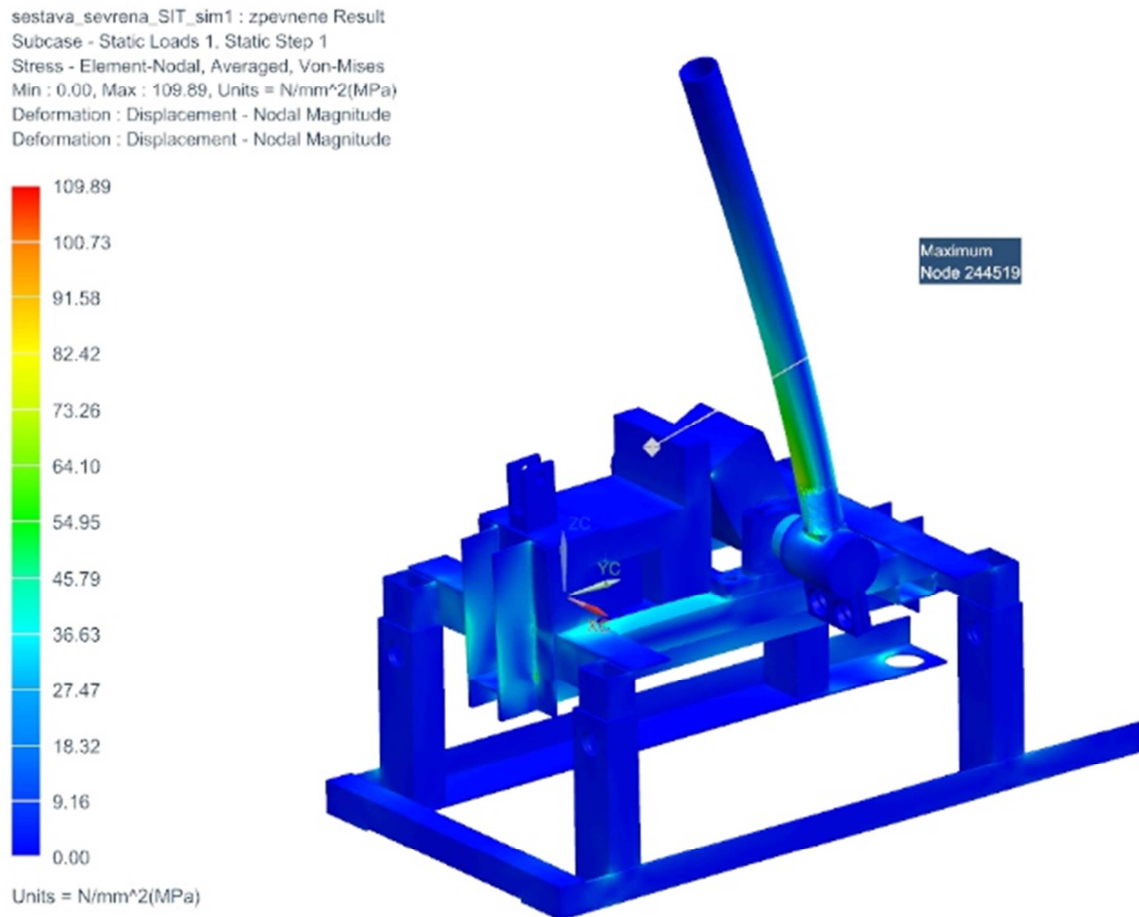
Pevnostní kontrola a deformační konstrukce byla provedena v programu Siemens NX 10 pomocí numerického výpočtu metodou konečných prvků (MKP). Analyzována byla situace simulující úplné sevření svěráku při vyvozené teoreticky maximální potřebné svírací síle  $F_D$ , kterou vyvodí mechanismus při působení síly  $F_2 = 205$  N na páku vačkového mechanismu. Simulace byla zjednodušena nezahrnutím analyticky zkontrolovaných spojů, např. spojení vačky a hřídele přes pero a svěrného spoje. Hlavním cílem analýzy byla kontrola napětí v rámu a dalších částech zařízení.

Definování okrajových podmínek ukazuje Obr. 38. Silově zatížena je páka svěráku, Rám je vetknut k podložce a mezi některými díly jsou použity funkčně odpovídající kontaktní výpočtové vazby.



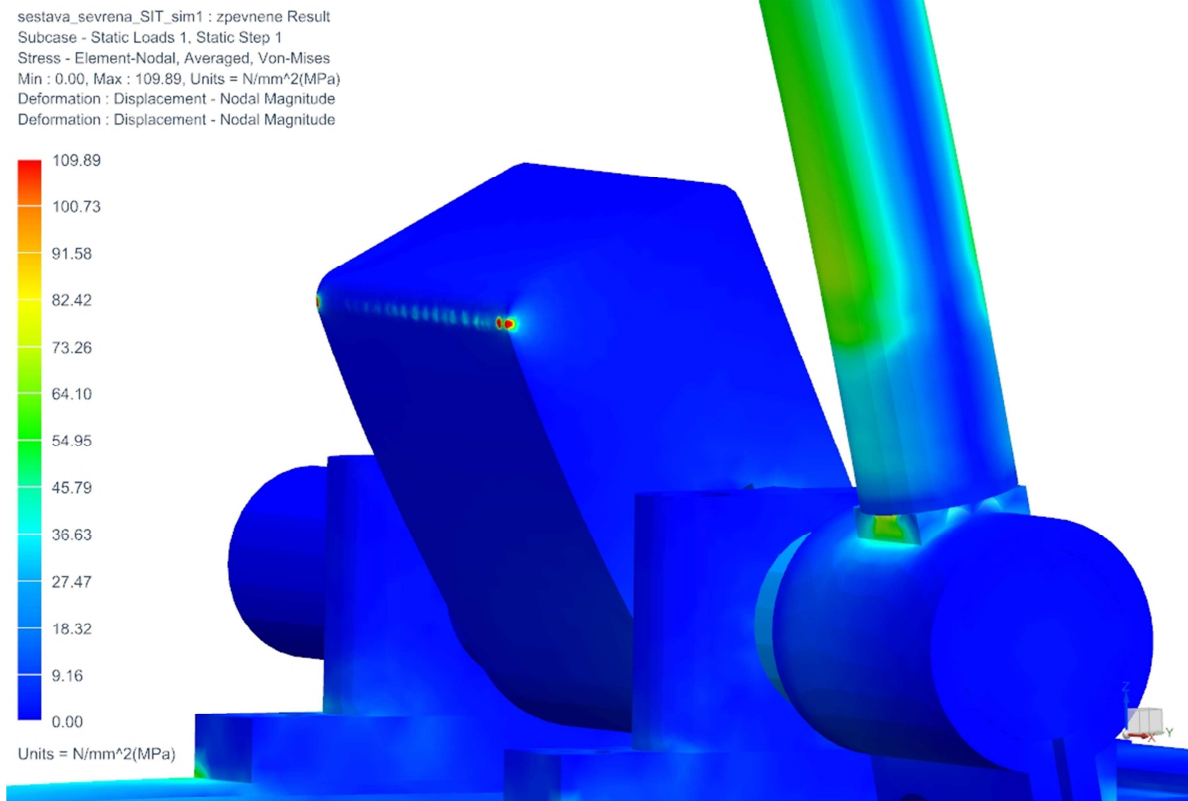
Obr. 38: Definování výpočtové sítě, výpočtových vztahů mezi díly a okrajových podmínek

Výsledky pevnostní analýzy z hlediska napětí ukazuje Obr. 39. Napětí v rámu nepřesahuje 50 MPa, zvýšené napětí je očekávaně ve vetknutí páky svěráku.



Obr. 39: Napětí v konstrukci

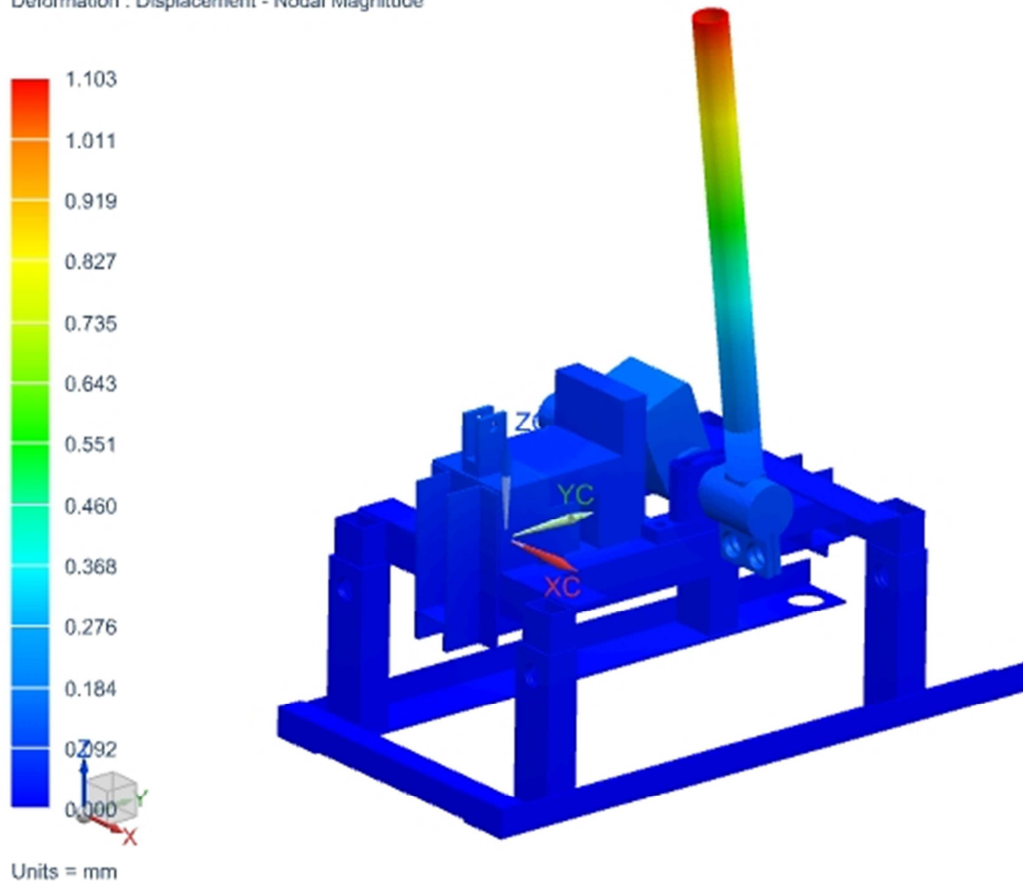
Nejvyšší napětí je v kontaktní přímce mezi vačkou a čelistí svěráku. Napětí zde má špičkovou hodnotu 109,89 MPa, reálná hodnota však bude nižší, neboť výsledek je zkruslen hranou sítě a velikostí sítě, byť v tomto kritickém místě zjemněné.



Obr. 40: Špička napětí v kontaktní přímce vačky s čelistí svěráku

Z hlediska deformací rám vykazuje dostatečnou tuhost. Největší posunutí nastane na konci páky svěřáku. Hodnota průhybu v tomto místě přibližně odpovídá analytickému řešení, což dokazuje relativní korektnost výpočtového modelu.

sestava\_sevrena\_sit\_sim1-zpevnene\_s : sestava\_sevrena\_sit\_sim1-zpevn Result  
SUBCASE - STATIC LOADS 1, Static Step 1  
Displacement - Nodal, Magnitude  
Min : 0.000, Max : 1.103, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 41: Analýza deformace konstrukce

## 7. Technicko–ekonomické hodnocení navrženého TS

V této práci bylo navrhnut nové zařízení pro recyklaci brokových nábojnic obsluhované vozíčkářem. Jelikož zařízení s podobnou funkcí na trhu nefiguruje, jedná se o prototyp, který ovšem nelze nákladově porovnávat, kvůli zmíněné absenci existence odpovídajícího srovnávacího zařízení. Samozřejmě snahou konstrukčního návrhu bylo navrzení nákladově co nejpříjemnějšího řešení, za předpokladu kusové výroby tohoto zařízení. V konstrukci byly využity dobře dostupné normalizované profily a jákly a trubky, které se jeví jako nejlevnější řešení, byť jejich použití může subjektivně ubírat na vzhledových aspektech zařízení. Dalšími nakupovanými součástmi je kluzné vedení a radiální kluzné ložiskové jednotky od firmy Hennlich. Ostatní díly byly navrženy pro výrobu obráběním, přičemž důvodem návrhu několika rozměrově menších dílů v klešťovém mechanismu určených k vzájemnému spojení byla úspora materiálu. Ta je oproti teoretickému obrábění analogického velkého a tvarově složitějšího dílu zřejmá. Druhou technologickou operací při výrobě bude svařování rámu z normalizovaných dílů. Pro stanovení přesných výrobních nákladů by bylo nutné stanovit výběrové řízení na zhotovitele. Cena by se od krom ceny za materiál odvíjela od konkrétního technologického postupu, jenž závisí mimo jiné na strojním vybavení potenciálního zhotovitele. Dalším faktorem ovlivňujícím náklady by byla použitá technologie svařování rámu. Ta se společně s technologickým postupem obráběných dílů může lišit v závislosti na počtu vyráběných kusů. Díky bezúdržbovým nakupovaným dílům od firmy Hennlich jsou provozní náklady zařízení v podstatě nulové, neboť celé zařízení funguje mechanicky a vstupní energií je práce svalů obsluhy.

Z technického hlediska jsou splněny všechny požadavky stanovené v kapitole 3. Vyjma zmíněné bezúdržbovosti jsou velkou devizou malé zástavbové rozměry, viz výkres sestavy v příloze. Ty zajišťují přenositelnost zařízení, čímž téměř odpadají omezení z hlediska umístění zařízení pro práci. Zařízení by mělo být použitelné primárně při umístění na stole, pod kterým bude mít obsluha na vozíčku dolní končetiny s předními kolečky vozíku. Důležité funkční části byly dimenzovány s koeficientem bezpečnosti 2, což by mělo zajistit relativně dlouhou životnost celého zařízení. Použité spojovací prvky jsou z drtivé většiny normalizované, tudíž v případě poškození není problémem zajištění nového dílu. Jednoduchost konstrukce a funkčnost zařízení za pohonu „síly lidských svalů“ by měly zajistit bezpečnost provozu, jelikož při neúčasti obsluhy na pracovním procesu je zařízení vlastně mimo provoz bez pohybu jakýchkoli částí. Je třeba zmínit i ekologičnost provozu, kdy není použita žádná další vstupní energie, vyjma práce obsluhy. Pro navržený princip recyklace by měl být provoz zařízení relativně efektivní. Cílem práce nebylo navrhnout robota na elektrický či jiný pohon, jenž by recykloval nábojnice automaticky, čímž by odpadl terapeutický účinek, kdy obsluhující vozíčkář fyzickou prací posiluje celou horní polovinu těla.

## 8. Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout recyklační zařízení brokových nábojnic obsluhované vozíčkářem. Obsluhováním zařízení bude vykonávat práci pohybová soustava horní poloviny těla vozíčkáře, což přináší mimo jiné terapeutický účinek podporující zdraví člověka.

Nejprve byla posouzena samotná otázka recyklace brokových nábojnic s ohledem na jejich konstrukci a parametry. Na ní navazovala analýza možností a vhodných principů demontáže, dále byly zjištěné principy podrobněji analyzovány.

Otázka obsluhy vozíčkářem byla v práci řešena zhodnocením pohybových možností obsluhy a stanovením pohybových rozsahů osoby na vozíčku, zejména jejích horních končetin.

V procesu konstrukčního návrhu bylo mimo jiné snahou postupovat v souladu s metodikou znalostně integrovaného konstruování (Engineering Design Science). Dle zadání byla provedena specifikace požadavků na funkčnost, bezpečnost a technickou jednoduchost, s vazbou na nutnou ergonomičnost pro obsluhu vozíčkářem. Dále byl problém rozpracován v úrovni funkční a orgánové struktury, z čehož rezultovaly tři koncepční varianty, jež byly podrobeny hodnocení, které určilo nejvhodnější variantu k dalšímu rozpracování.

Samotný konstrukční návrh byl vypracováván s ohledem na plnění stanovených požadavků zadání a plnění funkcí stanovených funkční strukturou. Návrh klíčových součástí zařízení byl podpořen analytickými pevnostními výpočty, které pomohly při návrhu a dimenzování součástí. Mechanické vlastnosti konstrukce byly posouzeny také pomocí počítačové analýzy metodou konečných prvků. Na závěr práce bylo provedeno technicko-ekonomické zhodnocení.

Výstupem z práce je konstrukční dokumentace sestavy a některých součástí, která je umístěna v příloze.

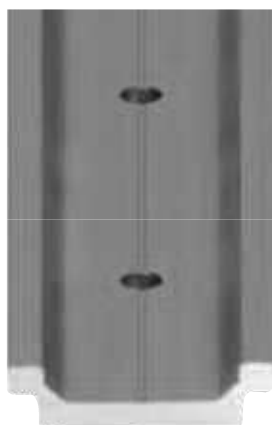
## Seznam použité literatury


- [1] č. s. úřad, „Údaje o honitbách, stavu a lovu zvěře,“ [Online]. Available: <https://www.czso.cz/csu/czso/zakladni-udaje-o-honitbach-stavu-a-lovu-zvere-od-1-4-2016-do-31-3-2017>. [Přístup získán 10 Leden 2018].
- [2] D. Vitali, Návrh technologie demontáže nábojnic pro účel recyklace. Bakalářská práce, ZČU Plzeň, 2016.
- [3] Prelovca.sk, „O polovníctve/polovnícke strelectvo,“ [Online]. Available: <http://www.prelovca.sk/o-polovnictve/polovnicke-strelectvo-0/>. [Přístup získán 20 leden 2018].
- [4] „Zbraně kvalitně,“ [Online]. Available: <https://zbrankvalitne.cz/zbrojni-prukaz/nauka-o-strelivu>. [Přístup získán 14 Prosinec 2017].
- [5] kdelovit.cz, „Náboje do brokovnic ČR,“ [Online]. Available: <http://www.kdelovit.cz/cz/clanky/myslivecke-strelectvi/naboje-do-brokovnic-cssr-a-cr>. [Přístup získán 20 Leden 2018].
- [6] „Broková střelba,“ [Online]. Available: <http://www.oms-kh.cz/broky/brokovnice.htm>. [Přístup získán 27 Leden 2018].
- [7] „Accessibility for the Disabled - A design manual for a barrier free environment,“ [Online]. Available: <http://www.un.org/esa/socdev/enable/designm/AD5-02.htm>. [Přístup získán 31 Leden 2018].
- [8] V. Vaněk, Základy konstruování - skripta.
- [9] S. Hosnedl, Studijní podklady k předmětu ZKM, Plzeň, 2017.
- [10] E-Konstrukter.cz, „Vlastnosti materiálů a látek,“ [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/plasty-mechanicke-vlastnosti>. [Přístup získán 4 Únor 2018].
- [11] Y. W. Biman Das, “ Isometric Pull-Push Strengths in Workspace: 1. Strength Profiles, ” *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*, 2004.
- [12] K. J. Hosnedl Stanislav, Příručka strojího inženýra, Brno: Computer Press, 1999.

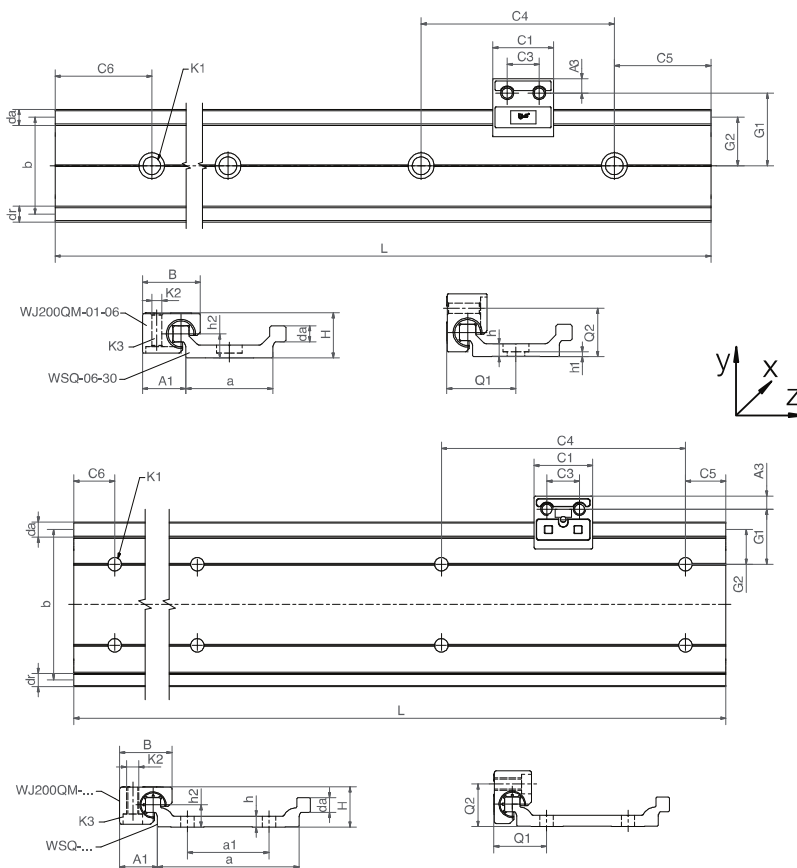
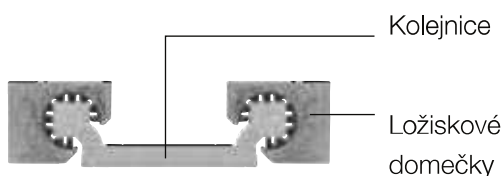
- [13] Selier&Bellot, „Brokové náboje - sortiment firmy Selier&Bellot,“ [Online]. Available: <http://www.sellier-bellot.cz/produkty/brokove-naboje/seznam-produktu/>. [Přístup získán 18 Prosinec 2017].
- [14] č. myslivost, „časopis myslivost,“ [Online]. Available: <http://www.myslivost.cz/Casopis-Myslivost/Myslivost/2005/Rijen---2005/Vyroba-brokovych-nabozu>. [Přístup získán 20 Prosinec 2017].
- [15] „práce osob se zdravotním postižením,“ [Online]. Available: <https://www.praceozp.cz/content/t-lesn-posti-en>. [Přístup získán 30 Leden 2018].
- [16] „Lineární kluzná vedení,“ [Online]. Available: <https://lin-tech.hennlich.cz/produkty/linearni-kluzna-vedeni-drylin-w-631.html>. [Přístup získán 30 duben 2018].
- [17] „Hainnbuch spanende Technik,“ [Online]. Available: [http://www.hainnbuch.com/fileadmin/Mediendatenbank\\_EN/Download/Standard-operating-instructions/Jaw-module.PDF](http://www.hainnbuch.com/fileadmin/Mediendatenbank_EN/Download/Standard-operating-instructions/Jaw-module.PDF). [Přístup získán 10 duben 2018].
- [18] J. Leinveber a P. Vávra, Strojnické tabulky, Úvaly: Albra - pedagogické nakladatelství, 2008.
- [19] J. a. k. Mikulčák, Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro SŠ, Prometheus, 1988.



## Dvouřadá čtvercová kolejnice



 Tvrděložený povrch  
▶ strana 892



## drylin® W Dvouřadá čtvercová kolejnice – rozměry [mm]


Číslo dílu	Hmotnost [kg/m]	H*	da	dr	L	a	A1	b	h	h1	h2	G1	G2	a1**	Q1	Q2
		±0,07	-0,1	max.												
WSQ-06-30	0,45	14	5	5	3,000	27-0,4	13,5	30	4	4***	7,5	22,5	15	-	21,5	15
WSQ-10-40	0,92	20	7,5	6,7	4,000	36-0,5	18,5	40	5,5	5,5***	11	30	20	-	29	21
WSQ-10-80	1,41	20	7,5	6,7	4,000	70-0,7	25,0	74	5,5	5,5***	11	27	17	40	26	21
WSQ-10-120	2,02	20	7,5	6,7	4,000	116-0,7	18,5	120	5,5	5,5***	11	30	20	80	29	21
WSQ-16-60	1,84	27	11,5	10,7	4,000	54-0,5	30,0	58	7,5	3,5	14	43	29	-	42	28
WSQ-20-80	3,30	36	15	14,1	4,000	74-0,7	30	82	9,5	4,5	20	38	21	40	37	37


Číslo dílu	C4		C5		C6		K1 pro Šroub DIN 912	ly [mm <sup>4</sup> ]	lz [mm <sup>4</sup> ]	Wby [mm <sup>3</sup> ]	Wbz [mm <sup>3</sup> ]
	min.	max.	min.	max.	min.	max.					
WSQ-06-30	60	20	49,5	20	49,5	M5***	19,000	1,250	1,100	200	
WSQ-10-40	120	20	79,5	20	79,5	M6***	71,600	5,580	3,000	610	
WSQ-10-80	120	20	79,5	20	79,5	M6***	335,000	7,070	8,300	700	
WSQ-10-120	120	20	79,5	20	79,5	M6***	1,175,000	8,000	18,400	760	
WSQ-16-60	120	20	79,5	20	79,5	M8	324,700	20,500	9,400	1,700	
WSQ-20-80	120	20	79,5	20	79,5	M8	1,145,000	75,300	23,600	4,500	

\* Výška bez vůlí v systému

\*\* WSQ-06-30/10-40/16-60 jsou vrtané v ose kolejnice, WSQ-10-80/-10-120/-20-80 je vrtaná ve dvou řadách

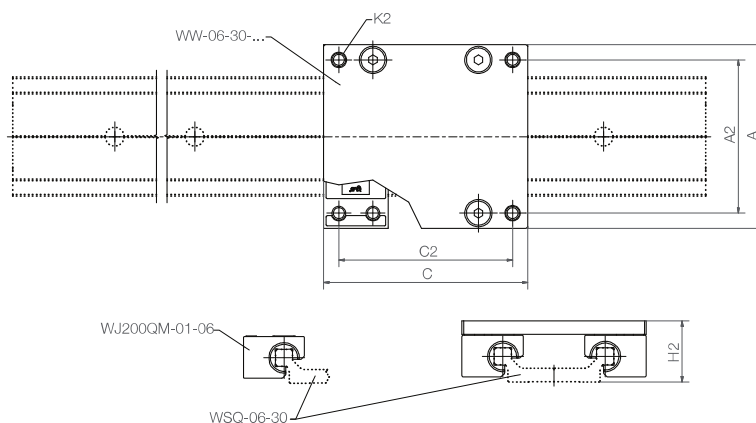
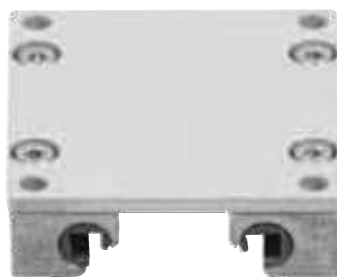
\*\*\* Bez zahloubení

 **dodací termín** ze skladu ve výrobním závodě

 **Objednací klíč** ▶ strana 972

## drylin® W Modulární vodící systém | Produktová řada


## Montovaný čtvercový vozík



## drylin® W Montovaný čtvercový vozík – zatížení a rozměry [mm]

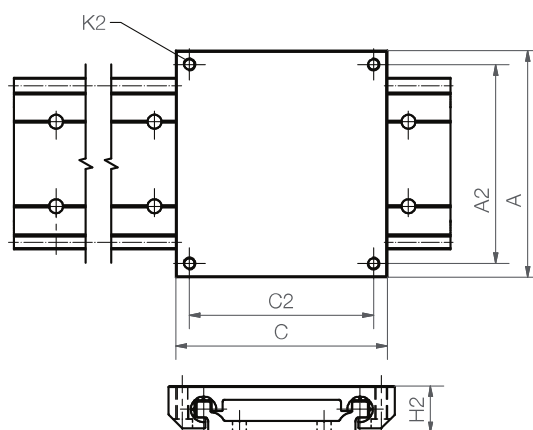
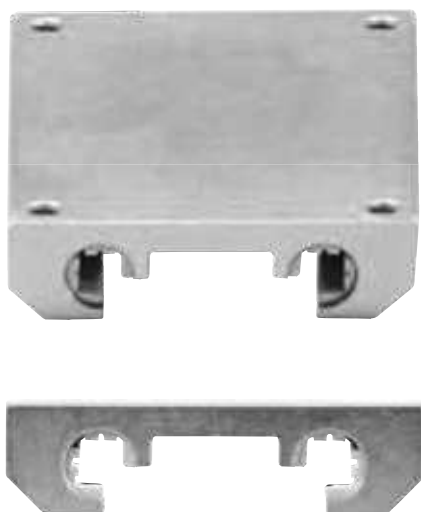
Číslo dílu	Číslo dílu Vhodné pro kolejnici	Hmotnost [kg]	A	C	A2	C2	K2	H2	Statické zatížení				
			Šířka	Délka				±0,17	Coy [N]	Coz [N]	Mox [Nm]	Moy [Nm]	Moz [Nm]
WW-06-30-06	WSQ-06-30	0,10	54	60	45	51	M4	18	1,680	840	25	34	34
WW-06-30-08	WSQ-06-30	0,11	54	80	45	71	M4	18	1,680	840	25	51	51
WW-06-30-10	WSQ-06-30	0,12	54	100	45	91	M4	18	1,680	840	25	68	68

Vhodné pro dvouřadou čtvercovou kolejnici  strana 958

 **dodací  
termín** ze skladu ve  
výrobním závodě

 **Objednací klíč**  
▶ strana 972

## drylin® W Montovaný čtvercový vozík-mono



## Zatížení a rozměry [mm]

Číslo dílu	Hmotnost [kg]	A Šířka	C Délka	A2	C2	K2	H2 ±0,17	Statické zatížení				
								Coy [N]	Coz [N]	Mox [Nm]	Moy [Nm]	Moz [Nm]
WWC-06-30-06	0,07	54	60	45	51	M4	16	1,680	840	25	34	34
WWC-06-30-08	0,09	54	80	45	71	M4	16	1,680	840	25	51	51
WWC-06-30-10	0,12	54	100	45	91	M4	16	1,680	840	25	68	68
WWC-10-40-10	0,21	73	100	60	87	M6	22	4,800	2,400	96	170	170
WWC-10-40-15	0,32	73	150	60	137	M6	22	4,800	2,400	96	290	290
WWC-10-40-20	0,42	73	200	60	187	M6	22	4,800	2,400	96	410	410
WWC-10-80-10	0,28	107	100	94	87	M6	22	4,800	2,400	178	170	170
WWC-10-80-15	0,42	107	150	94	137	M6	22	4,800	2,400	178	290	290
WWC-10-80-20	0,56	107	200	94	187	M6	22	4,800	2,400	178	410	410
WWC-10-120-10	0,36	153	100	140	87	M6	22	4,800	2,400	288	170	170
WWC-10-120-15	0,54	153	150	140	137	M6	22	4,800	2,400	288	290	290
WWC-10-120-20	0,72	153	200	140	187	M6	22	4,800	2,400	288	410	410
WWC-16-60-10	0,41	104	100	86	82	M8	30	8,400	4,200	240	270	270
WWC-16-60-15	0,61	104	150	86	132	M8	30	8,400	4,200	240	480	480
WWC-16-60-20	0,80	104	200	86	182	M8	30	8,400	4,200	240	690	690
WWC-20-80-15	0,99	134	150	116	132	M8	40	12,800	6,400	525	670	670
WWC-20-80-20	1,33	134	200	116	182	M8	40	12,800	6,400	525	990	990
WWC-20-80-25	1,66	134	250	116	232	M8	40	12,800	6,400	525	1,250	1,250

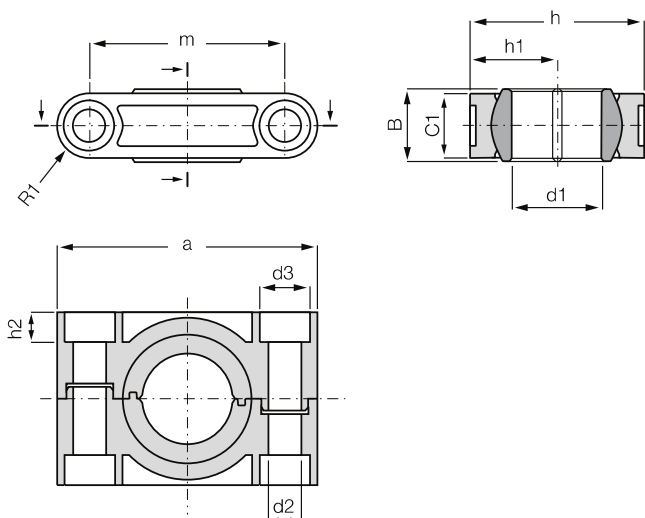
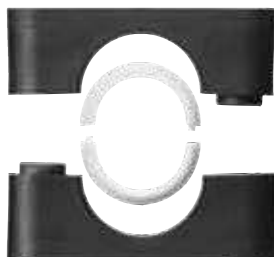
Vhodné pro dvouřadou čtvercovou kolejnici ► strana 958

dodací  
termínze skladu ve  
výrobním závodě

Objednací klíč

► strana 972

Ložiskový domeček s děleným domečkem a dělenou kalotou: ESTM-GT...-GT



Objednací klíč

## ESTM-GT16-GT



**Materiál:**

Tělo: **RN33** ▶ strana 1268

Kalota: **iglidur® J** ▶ strana 823


- Šetří čas v průběhu montáže
- Malé zástavbové rozměry a nízká hmotnost
- Vysoká pevnost
- Kalota z materiálu iglidur® J pro nízkou nasákavost
- Ideální pro venkovní aplikace
- Rozměry řady E podle normy DIN ISO 12240
- Adaptér ▶ strana 776

### Technická data

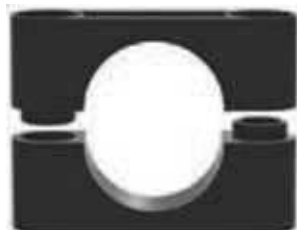
Číslo dílu	max. statické radiální zatížení		max. statické radiální tlakové zatížení		Hmotnost [g]
	Krátkodobě [N]	Dlouhodobě [N]	Krátkodobě [N]	Dlouhodobě [N]	
ESTM-GT16-GT	2.500	1.250	8.500	4.250	18,0
ESTM-GT20-GT	5.000	2.500	11.000	5.750	28,0
ESTM-GT25-GT	5.000	2.500	18.500	9.250	52,0
ESTM-GT30-GT	5.000	2.500	16.500	8.250	84,0

### Rozměry [mm]

Číslo dílu	d1	d2	d3	h	h1	h2	a	m	C1	B	R1	Max. úhel výkyvu
ESTM-GT16-GT	16,0 E10	6,6	10,6	34,0	17,0	6,4	50,0	37,0	13,0	13,0	6,5	22°
ESTM-GT20-GT	20,0	9,0	14,0	40,0	20,0	8,6	62,0	46,0	16,0	16,0	8,0	22°
ESTM-GT25-GT	25,0	9,0	14,0	48,0	24,0	8,6	72,0	54,0	18,0	20,0	9,0	22°
ESTM-GT30-GT	30,0	11,0	17,0	56,0	28,0	10,6	86,0	64,0	22,0	22,0	11,0	22°

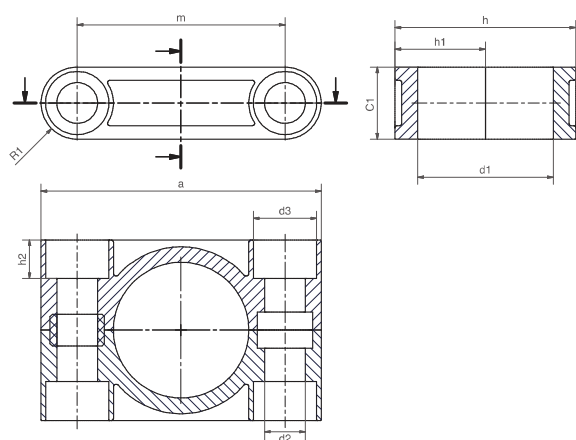
 **Dodací termín** ze skladu ve výrobním závodě

## Dělený domeček s válcovou dírou: ESTM-GT



### Objednací klíč

## ESTM-GT16-25




### Materiál:

 igumid G ► strana 1267

- Jednoduchá montáž a demontáž
- Ideální pro venkovní aplikace
- Vysoká zatížení
- Rozměry řady E podle normy DIN ISO 12240

### Rozměry [mm]

Číslo dílu	d1	d2	d3	h	h1	h2	a	m	C1	R1	Hmotnost [g]
	E10										
ESTM-GT16-25	25,0	6,6	10,6	34,0	14,0	6,4	50,0	37,0	13,0	6,5	12,6
ESTM-GT20-30	30,0	9,0	14,0	40,0	20,0	8,6	62,0	46,0	16,0	8,0	21,1
ESTM-GT25-35	35,0	9,0	14,0	48,0	24,0	8,6	72,0	54,0	20,0	9,0	39,9
ESTM-GT30-40	40,0	11,0	17,0	56,0	28,0	10,6	86,0	64,0	22,0	11,0	66,5

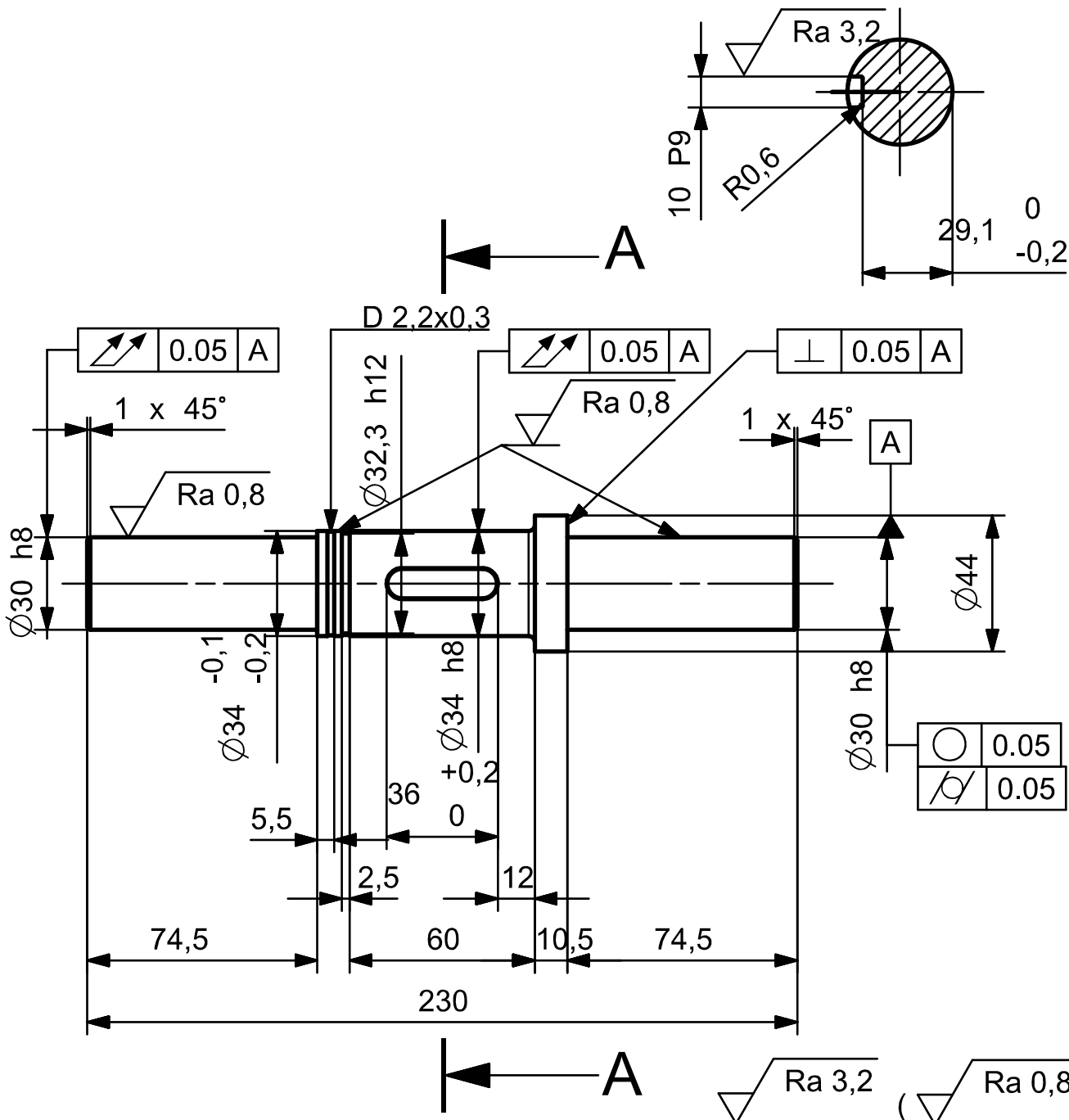
 **Dodací termín** ze skladu ve výrobním závodě

4

3


2

1



			/		1,432		DP-S-01-01	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name			 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCEŠKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by	20.5.2018	Vojtěch Koželuh			
Prezkoušel / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:

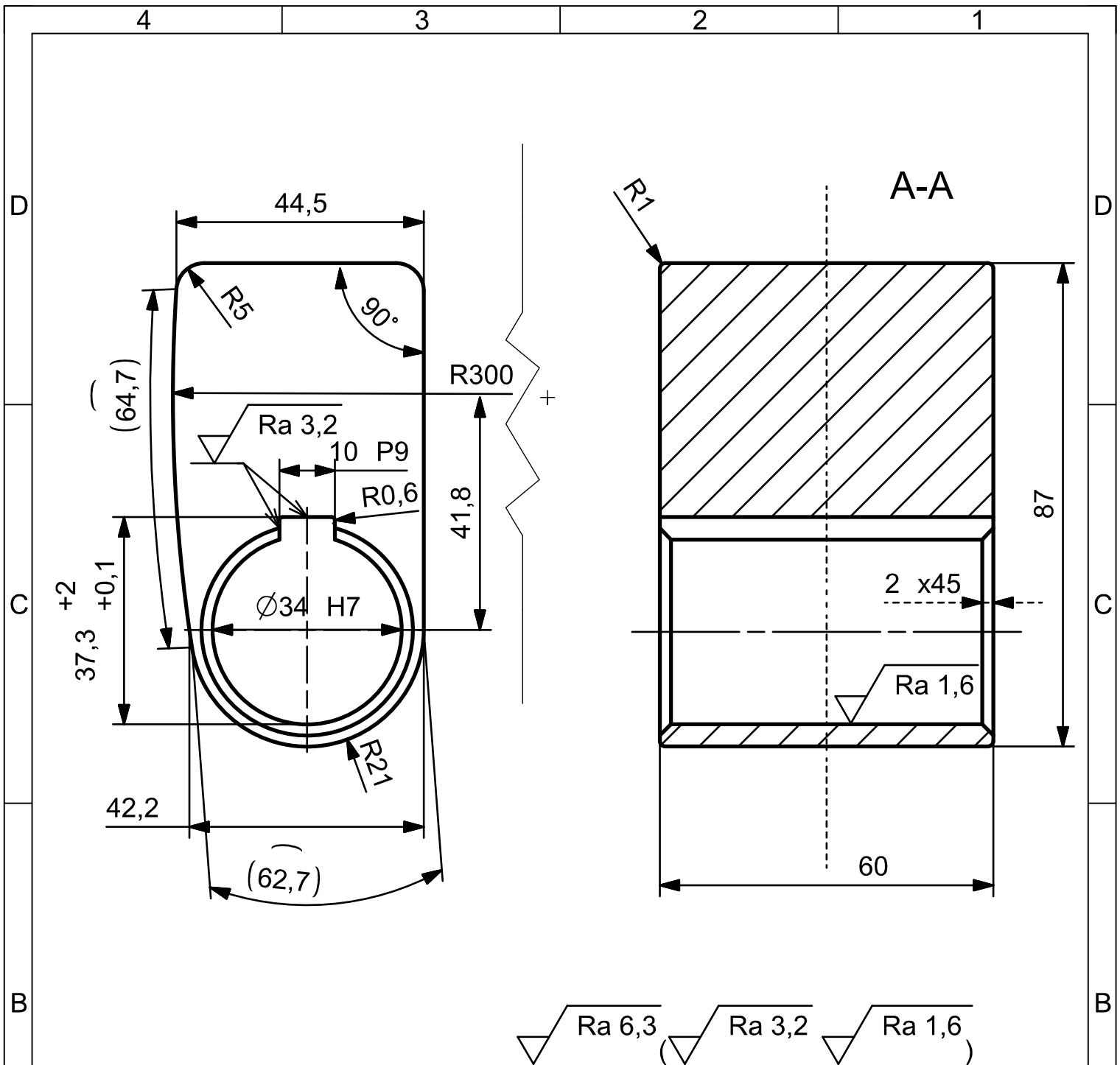
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file	hřidel	Projekt / Project:	Recyklační jednotka	Meritko / Scale <b>1:2</b>
	Soubor-vykres / DRW-file	hřidel	C.sestavy / Assembly No.	DP-S-01-01	
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	Format
<b>hřidel</b>				<b>DP - VV - 01</b>	<b>A4</b>
			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
					1

4

3

2

1



			/		1,243		DP-S-01-01	1
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		
Kreslil / Drawn by	20.5.2018	Vojtěch Koželuh		
Prezkoušel / Checked by				
Schválil / Approved by				
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

FAKULTA STROJNI  
 ZAPADOČESKE  
 UNIVERZITY  
 V PLZNI  
Všechna práva vyhrazena / All rights reserved

	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file	Projekt / Project:	Recyklační jednotka	Meritko / Scale
	ISO 8015 ISO 2768mK	vacka	C.sestavy / Assembly No.	DP-S-01-01	
Nazev / Title <h1>Vačka</h1>		Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.	DP - VV - 02	Format
			List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets
				1	1


4

3

2

1

Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	C.hmot.	Cislo sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	Weight	Assembly No.	Quant.
1	Vačka	PLO - 100x60 -100- ČSN 42 5524	11600	1,249		1
2	Pevná čelist svěráku	4HR 110-100 ČSN 42 5520	11523	1,709		1
3	Posuv. čelist svěráku	4HR 120-100 ČSN 42 5520	11523	2,782		1
4	Hřídél	KR 50-250 ČSN 42 5510.11	11500	1,432		1
5	Náboj pro páku	4HR 60-120 ČSN 42 5520	11500	0,417		1
6	Ložisková jednotka	ESTM GT 25-30			DP-S-02-01	2
7	Páka svěráku	TR 25x2-340 ČSN EN 10219	11373	0,381		1
8	Kolejnice vedení	WSQ-10-40- 200				1
9	Vozík vedení	WWC-10-40-10				1
10	Spodní část rámu	svařenec	11373	1,856	DP-S-02-02	1
11	Horní část rámu	svařenec	11373	2,067	DP-S-02-03	1
12	Výměnná čelist svěráku	OBD 30x20-100 ČSN 42 5522.01	11500	0,177		2
13	Čep	KR 12- 50 ČSN 4255.11	11500	0,010		1
14	Tlačná pružina	D-154 DIN 2098		0,002		1
15	Lícovaný šroub	ŠROUB LÍCOVANÝ ISO 7379 M6 8X8-12.9				1
16	Čep 8x28 A	ČSN EN 22341	11 500			2
17	Úchyt čelisti volné	4HR 40-40 ČSN 42 5520	11500	0,030		1
18	Úchyt čelisti otočné	4HR 40-40 ČSN 42 5520	11500	0,049		1
19	Výměnná čelist kleští	4HR 30-70 ČSN 42 5520	11500	0,04		2
20	Rukojeť kleští	TR 20x2-250 - ČSN EN 10219	11375	0,297		2
21	Tělo pevné čelisti kleští	PLO 70x25-120 ČSN 42 5524	11500	0,183		1
22	Tělo volné čelisti kleští	PLO 70x25-120 ČSN 42 5524	11500	0,183		1

CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name			 <p>FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI</p> <p><small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small></p>
Kreslil / Drawn by	20.5.2018		Vojtěch Koželuh			
Prezkoušel / Checked by						
Schválil / Approved by						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:	
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project: <b>Recyklační jednotka</b>			Meritko / Scale
	Kusovník		C.sestavy / Assembly No. <b>DP - S - 01 -01</b>			
	Soubor-vykres / DRW-file		C.hmot.sestavy			
Kusovník				Cislo vykresu / Drawing No.		Format
<b>Recyklační jednotka - seznam položek</b>				<b>DP - SP - 01</b>		
				List / sheet no. 1	Pocet listu / sheets 2	A4

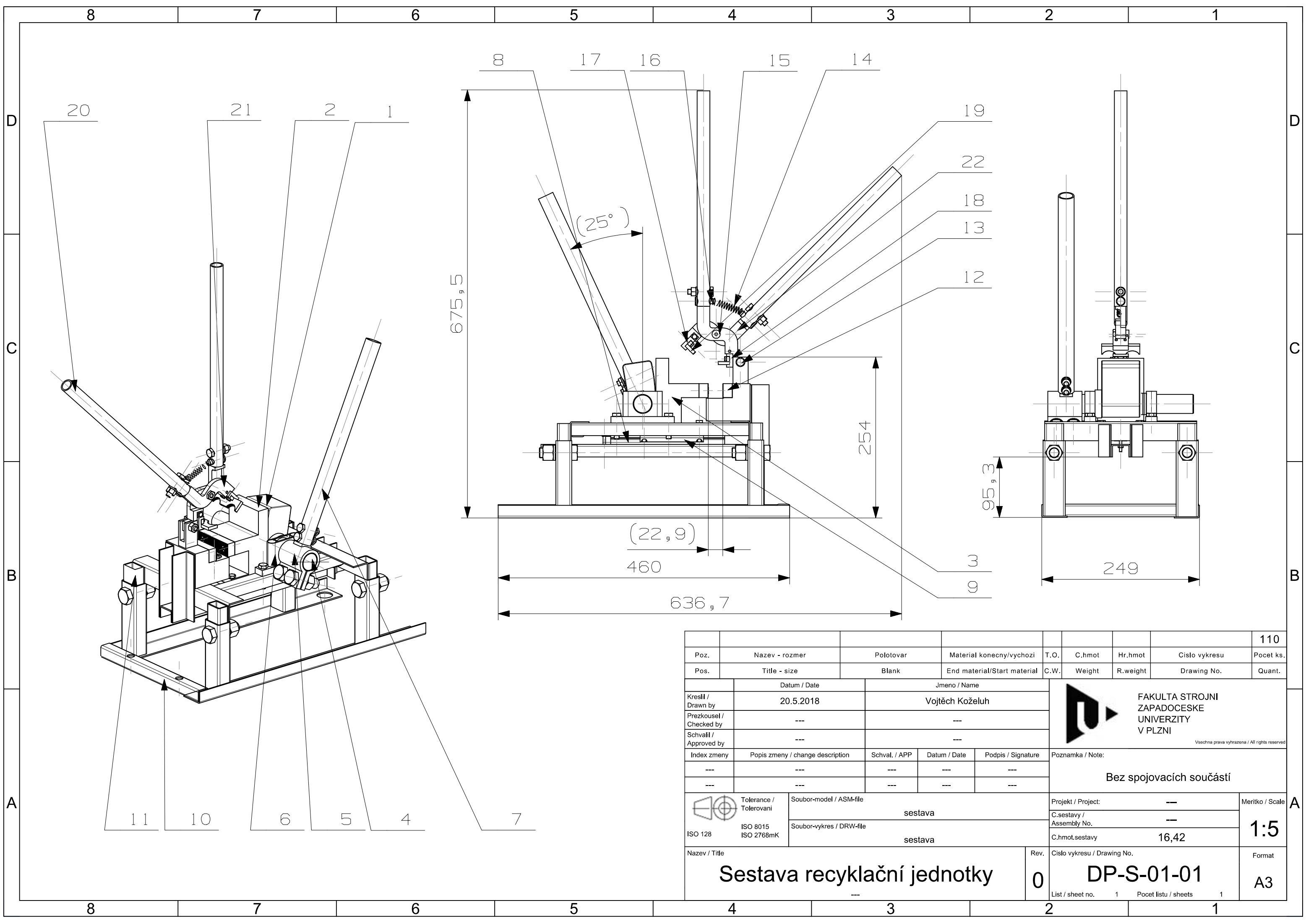
4

3

2

1





Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot	Hr.hmot	Cislo vykresu	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weight	Drawing No.	Quant.
								110
Datum / Date		Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by		Vojtěch Koželuh						
Prezkoušel / Checked by		---						
Schválil / Approved by		---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	Bez spojovacích součástí			
---	---	---	---	---				
Tolerance / Tolerovani		Soubor-model / ASM-file			Projekt / Project:		Meritko / Scale	
ISO 128		sestava			C.sestavy / Assembly No.		1:5	
ISO 8015 ISO 2768mK		Soubor-vykres / DRW-file			C.hmot.sestavy		16,42	
Sestava recyklační jednotky				Rev.		Cislo vykresu / Drawing No.		Format
				0		DP-S-01-01		A3
					List / sheet no.		Pocet listu / sheets	
					1		1	

