
ABSTRAKT

Hlavní náplní této diplomové práce je konstrukční návrh a rozbor stroje na dělení pneumatik. Výsledné řešení vychází z návrhu variant a vybrána je ta varianta, která splňuje v největší míře stanovená výběrová kritéria. Dále se diplomová práce pozastavuje nad volbou technologie dělení materiálu a posuzuje její vhodnost pro aplikaci řezání pneumatik. V další její části je objasněno konstrukční řešení důležitých částí stroje, k čemuž je využito výhod trojrozměrného zobrazení. U vybraných strojních součástí jsou provedeny základní návrhové a kontrolní výpočty.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stroj, řezání pneumatik, degradace, ozón, vodní paprsek, hydroabrazivní dělení, řezné ústrojí, pásové dopravníky, lineární pohon, nosná konstrukce, vystředovač, centrální upínač, elektrický válec, pneumotor, řezací hlava, unityder.

ABSTRACT

The main content of of this thesis is a construction design and analysis of a machine for cutting tires. The resulting solution emerges from the design options and the option that meets the best selection criteria is chosen. Then the thesis stops for a while at the choice of cutting technology and tries to examine its suitability for cutting tires. In its other part there is an attempt to clarify the relevant parts of the machine, where the benefits of three-dimensional views is used. Basic design and check calculations are done in the selected machine parts.

KEY WORDS

Equipment, tire cutting, degradation, ozone, water jet, hydro-abrasive cutting, cutting mechanism, belt conveyors, linear drive, frame, centring mechanism, central fixture, electric cylinder, pneumatic cylinder with piston rod, cutting head, unityder.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOHOUTEK, P. *Konstrukce univerzálního zařízení na dělení pneumatik*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 145 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Prokeš.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně na základě uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 21. 5. 2009

.....
Bc. Petr Kohoutek

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat především vedoucímu diplomové práce Ing. Františku Prokešovi za cenné technické rady, ochotnou spolupráci a metodické vedení při zpracovávání diplomové práce. Moje poděkování patří také pracovníkům firmy Rychlý TOM spol. s r. o., kteří mi umožnili získat praktické poznatky o technologii dělení materiálu vodním paprskem.

OBSAH

Úvod	14
2 Současný stav poznání	17
2.1 Stroje určené pro první fázi (obvodové) dělení pneumatik	17
2.1.1 Hrotová řezačka pneumatik	17
2.1.2 Válcová řezačka pneumatik 502T	18
2.2 Stroje určené pro druhou fázi (příčné) dělení pneumatik	19
2.2.1 Hydraulický stříhač pneumatik TSI TC-50	19
2.4 Závěr - vyhodnocení	19
3 Formulace řešeného problému a jeho technická a vývojová analýza	20
3.1 Grafické znázornění řešeného problému	20
4 Vymezení cílů práce	21
4.1 Grafické znázornění cíle diplomové práce	21
5 Návrh metodického přístupu k řešení	22
5.1 Postup řešení	22
5.2 Volba softwarových prostředků pro tvorbu diplomové práce	22
5.3 Časový harmonogram tvorby diplomové práce	23
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty	24
6.1 Postup při navrhování variant řešení	24
6.1.1 Shromažďování vstupních dat	24
6.1.2 Zobrazení návrhů variant	25
6.2 Varianta č.1	26
6.2.1 Úvodní specifikace varianty č.1	27
6.2.2 Výhody varianty č.1	27
6.2.3 Nevýhody varianty č.1	27
6.2.4 Pracovní operace stroje	28
6.3 Varianta č.2	29
6.3.1 Úvodní specifikace varianty č.2	30
6.3.2 Výhody varianty č.2	30
6.3.3 Nevýhody varianty č.2	30
6.3.4 Pracovní operace stroje	31
6.4 Výběr optimální varianty	32
6.4.1 Společné vlastnosti posuzovaných variant	32
6.4.2 Kritéria výběru optimální varianty	32
6.4.3 Výběr optimální varianty a jeho zdůvodnění	32
7 Konstrukční řešení	33
7.1 Úvod	33
7.1.1 Členění celkové sestavy stroje na podsestavy	34
7.1.2 Pořadí konstruování podsestav stroje	34
7.2 Řezné ústrojí	35
7.2.1 Stručný popis funkce	35
7.2.2 Základní požadavky na konstrukci	35
7.2.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	35
7.2.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	37
7.2.5 Vizualizace výsledné konstrukce	38
7.3 Lineární pohon	39
7.3.1 Stručný popis funkce	39

7.3.2 Základní požadavky na konstrukci	39
7.3.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	39
7.3.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	41
7.3.5 Vizualizace výsledné konstrukce	42
7.3.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje	42
7.4 Pásové dopravníky	43
7.4.1 Stručný popis funkce	43
7.4.2 Základní požadavky na konstrukci	43
7.4.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	43
7.4.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	45
7.4.5 Vizualizace výsledné konstrukce	46
7.4.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje	46
7.4.7 Kontrolní výpočet výkonu pohonu	47
7.5 Nosná konstrukce	48
7.5.1 Stručný popis funkce	48
7.5.2 Základní požadavky na konstrukci	48
7.5.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	48
7.5.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	50
7.5.5 Vizualizace výsledné konstrukce	54
7.5.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje	54
7.6 Stranový upínač	55
7.6.1 Stručný popis funkce	55
7.6.2 Základní požadavky na konstrukci	55
7.6.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	55
7.6.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	56
7.6.5 Vizualizace výsledné konstrukce	58
7.6.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje	58
7.7 Vystředovač	59
7.7.1 Stručný popis funkce	59
7.7.2 Základní požadavky na konstrukci	59
7.7.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	59
7.7.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	61
7.7.5 Vizualizace výsledné konstrukce	63
7.7.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje	63
7.8 Centrální upínač	64
7.8.1 Stručný popis funkce	64
7.8.2 Základní požadavky na konstrukci	64
7.8.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	64
7.8.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	72
7.8.5 Vizualizace výsledné konstrukce	74
7.8.7 Kontrola nebezpečného průřezu pák	75
7.9 Pohon centrálního upínače	79
7.9.1 Stručný popis funkce	79
7.9.2 Základní požadavky na konstrukci	79
7.9.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty	79
7.9.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce	81
7.9.5 Vizualizace výsledné konstrukce	82
8. Závěr (konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení)	83

8.1 Konstrukční rozbor	83
8.2 Technologický rozbor	84
8.3 Ekonomický rozbor	84
Seznam použitých zdrojů	86
Použitá literatura	86
Použité obrázky	87
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	88
Seznam obrázků a grafů	89
Seznam tabulek	91
Seznam příloh	91
Seznam samostatných příloh	105

ÚVOD

Jedním z velkých celosvětových ekologických problémů je hospodaření s odpady, které se v přírodě samovolně nerozkládají. Mezi tyto odpady patří také produkty vyráběné z ropy. Hlavními představiteli jsou umělá vlákna, umělé kaučuky, plastické hmoty, barvy, laky, léčiva, výbušiny atd. Umělý a přírodní kaučuk jsou důležitými surovinami pro výrobu pryže, ze které se, mimo jiné, vyrábí pneumatiky. Odhaduje se, že předpokládané množství nových pneumatik uváděných na český trh v roce 2012 stoupne ze stávajících 44 000 tun/rok na přibližně 52 000 tun/rok. Navíc tyto odhady nezohledňují použité pneumatiky dovezené do ČR ze zahraničí. Uvedená čísla jsou alarmující, avšak na druhé straně jsou jistým motivačním faktorem v oblasti výzkumu a vývoje nových zařízení na recyklaci a likvidaci pneumatik. Téma diplomové práce souvisí s hledáním řešení problematiky účinné likvidace dosloužilých pneumatik. Nejvyužitelnějším produktem likvidace pneumatik v ČR je pryžový granulát který se v současné době získává drcením pneumatik mechanickými drtiči (obr. 1-1 a 1-2). Drcením vznikají další produkty, jako pryžová drť, drcené svazky ocelových lan, ocelového kordu a svazky textilií. Způsob využití pryžového granulátu lze rozdělit do dvou skupin na tzv. „energetické využití“ a „materiálové využití“. **Energetickým využitím** je míněno spalování v cementářských pecích díky poměrně vysoké výhřevnosti granulátu, která je srovnatelná s výhřevností hnědého uhlí. Spalování granulátu je výhodné zejména z důvodů:

- zlepšení kvality cementu díky obsahu oceli a prospěšný je i obsah síry (1 – 2%)
- úspory fosilních paliv

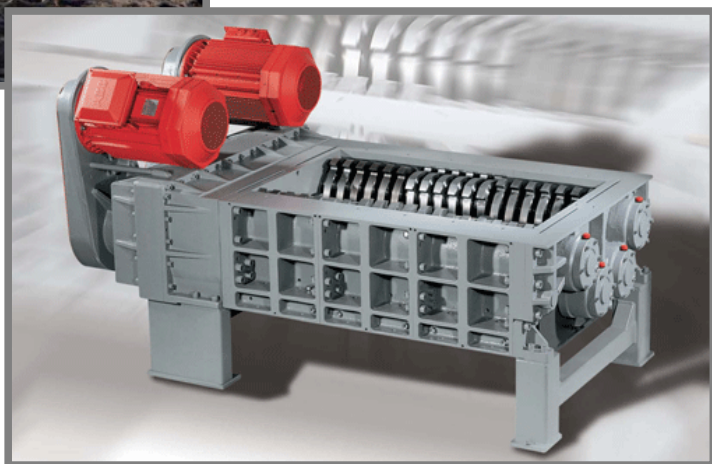
Nevýhodou je velké množství produkovaných emisí. **Materiálové využití** spočívá v přidáváním pryžového granulátu jako složky při výrobě devulkanizované pryže, různých stavebních materiálů (pryžová zámková dlažba, izolační desky) nebo jako modifikant asfaltů (zlepšuje vlastnosti silničních povrchů).



Obr. 1-1 Mobilní mechanický drtič [1].

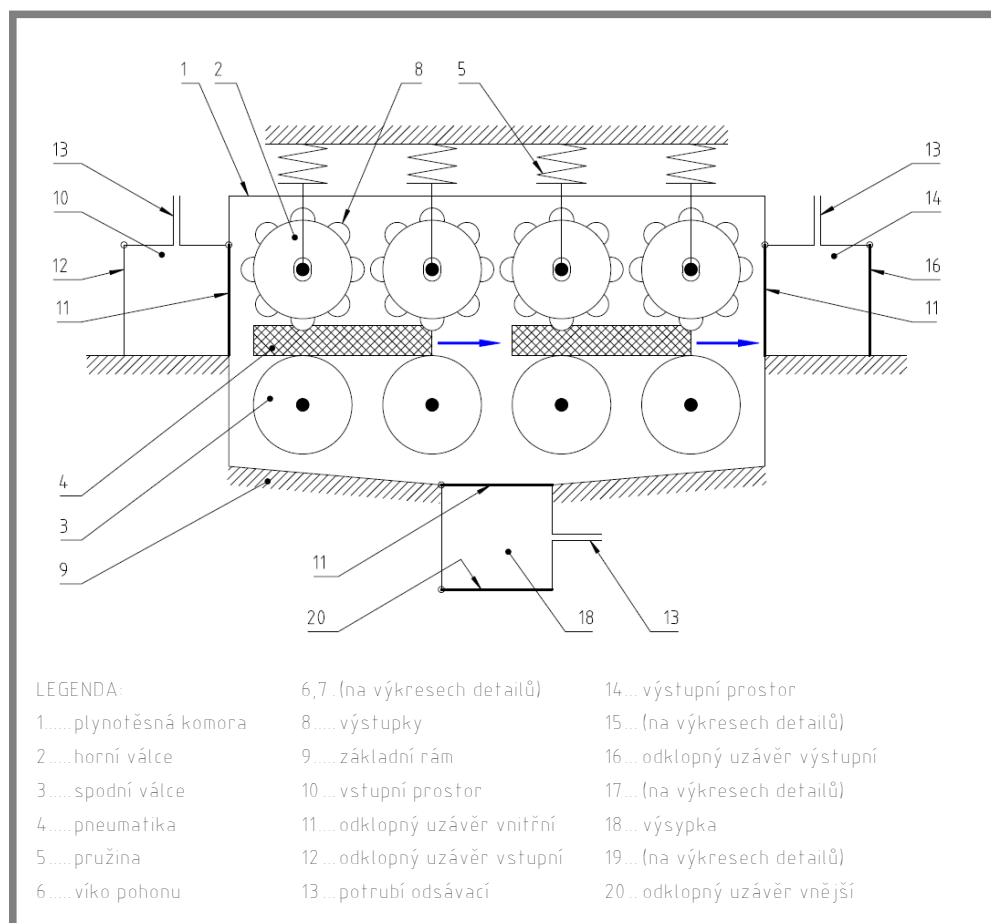
Mechanické drcení pneumatik je velmi energeticky náročné a proto se hledá jiný, výhodnější způsob přeměny nepotřebných pneumatik na pryžový granulát.

V České republice existuje patent zařízení s číslem dokumentu 2257 – 98 a názvem: „Zařízení pro zpracování průmyslového pryžového a plastového



Obr. 1-2 Stacionární mechanický drtič [2].

odpadu“. Jedná se o teoretický návrh stroje zpracovávajícího odpadové hmoty fyzikálně-chemickou cestou. K destrukci odpadů dochází díky současnému mechanickému namáhání a erozivního účinku plynu - ozónu. Princip zařízení vychází ze známého jevu, že materiál pneumatiky vystavený přímému působení povětrnostních podmínek (působení ozónu) začne po určitém čase samovolně degradovat. Úkolem je vymyslet mechanismus, kterým se proces degradace několikanásobně urychlí. Obr. 1-3 představuje schéma navrhovaného zařízení.



Obr. 1-3 Schéma zařízení na degradaci pneumatik ozónem [3].

Stručný popis funkce zařízení (obr. 1-3)

Proces degradace probíhá v uzavřené plynotěsné komoře (poz. 1) obdélníkového průřezu kontinuálně (bez dělení na pracovní cykly) za stálé přítomnosti plynného pracovního média - ozónu. V komoře jsou nad sebou instalovány dvě řady protiběžných válců, tvořící hlavní pracovní ústrojí zařízení. Spodní válce (poz. 3) jsou poháněné a slouží k posouvání pneumatik v komoře. Při posouvání jsou pneumatiky současně deformovány vlivem výstupků na horních válcích (poz. 2). Vstup a výstup pneumatik z komory umožňují vstupní a výstupní prostory (poz. 10 a 14) prostřednictvím odklopných uzávěrů (poz. 11, 12, 16, 20). Z výstupních a vstupních prostorů je potrubím (poz. 13) před otevřením odklopných uzávěrů odsáván ozón, aby neunikal do atmosféry. Výsledný produkt (granulát) je zachycován ve výsypce (poz. 18).

Funkčnost a účinnost vynálezu v praxi

Pro ověření teorie patentu byl sestrojen prototyp (obr. 1-4). Po provedení testů funkčnosti, při kterém se do zařízení vkládaly pneumatiky nerozdělené, byly zjištěny následující poznatky:

- Pneumatiky se rozpadávaly nedostatečně.
- Při průchodu pneumatik skrz soustavu válců docházelo vlivem tlakového působení na pneumatiku k vzájemnému dotyku dvou stěn. Vznikl tak prostor, který byl vystaven minimálním deformacím a nedostatečnému přístupu plynného média – ozónu.
- Nedostatečný rozpad pryžových částí pneumatiky byl zapříčiněn také její složitou konstrukcí a odlišnými vlastnostmi použitých druhů pryží na různých částech pneumatiky.

Tyto poznatky vedly k formulaci opatření, která mají vést ke zlepšení účinnosti zařízení. Nejdůležitějším opatřením je zajištění obvodového dělení pneumatik (první fáze dělení pneumatik viz obr. 1-5) a následně příčného dělení (druhá fáze dělení pneumatik viz obr. 1-6). Dělení se má uskutečňovat na strojích, které budou součástí linky na ozónovou degradaci pneumatik. Předmětem diplomové práce je konstrukční návrh stroje uskutečňujícího první fázi dělení. Bude-li to technicky možné, stroj bude uzpůsoben i pro druhou fázi dělení pneumatik.



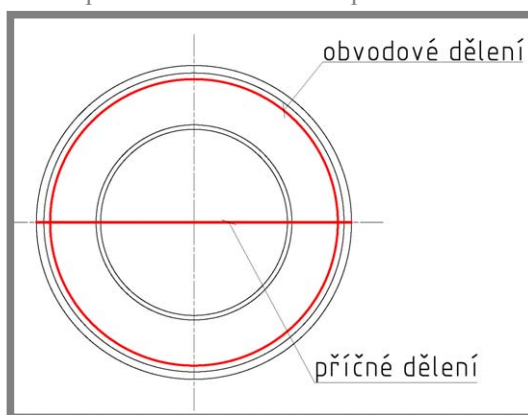
Obr. 1-4 Část testovaného prototypu linky na degradaci pneumatik ozónem [4].



Obr. 1-5 První fáze dělení pneumatik.



Obr. 1-6 Druhá fáze dělení pneumatik.



Obr. 1-7 Fáze dělení pneumatik.

Po odstranění všech technologických a konstrukčních problémů by metoda degradace pneumatik ozónem mohla mít, vzhledem k jednoduchosti procesu rozpadu pneumatik, dobrou budoucnost. Nevýhodou oproti mechanickému drcení je možnost ekologické havárie v důsledku úniku ozónu do atmosféry.

2 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

4

V současnosti se v České republice výrobou strojů na dělení pneumatik nezabývá žádná firma. V kapitole je uveden přehled zástupců světové produkce konstrukčně odlišných strojů určených k dělení pneumatik.

2.1 Stroje určené pro první fázi (obvodové) dělení pneumatik

2.1

2.1.1 Hrotová řezačka pneumatik

2.1.1

Výrobce: Tongyun road, Zhangjiagang,
Jiangsu, Čína



Obr. 2-1 Hrotová řezačka pneumatik [5].

Popis stroje:

Z konstrukčního hlediska patří stroj k nejjednodušším ve své kategorii. Je jednoúčelový a slouží k oddělení bočnice pneumatiky od běhounu.

Výhody:

- jednoduchost konstrukce
- nízké pořizovací náklady
- malá náchylnost k poruchovosti

Nevýhody:

- fyzicky náročná obsluha
- dochází k otupování nástrojů (nutnost častého přebrousování)

2.1.2 Válcová řezačka pneumatik 502T

Výrobce: Worldwide recycling equipment, Riley industrial drive, Moberly, Missouri, USA



Obr. 2-2 Válcová řezačka pneumatik 502T [6].



Obr. 2-3 Detailní pohled na řezací ústrojí [7].

Popis stroje:

Stroj odděluje části pneumatiky řezáním. Řezný nástroj je v podobě otočných protiběžných válců s ostřím (obr. 2-3). Stroj se vyrábí jednak ve variantě pro pneumatiky osobních automobilů a jednak pro pneumatiky nákladních automobilů.

Výhody:

- jednoduchá obsluha
- vyšší produktivita

Nevýhody:

- fyzicky náročná obsluha
- dochází k otupování nástroje
- vyšší cena
- složitější konstrukce
- neumožňuje řezání nákladních i osobních pneumatik na jednom stroji

2.2 Stroje určené pro druhou fázi (příčné) dělení pneumatik

2.2

2.2.1 Hydraulický stříhač pneumatik TSI TC-50

2.2.1

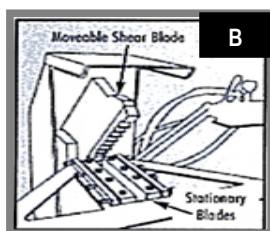
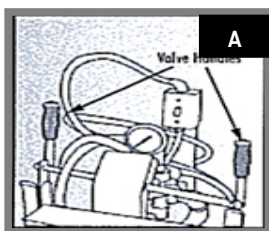
Výrobce: Worldwide recycling equipment, Riley industrial drive, Moberly, Missouri, USA



Obr. 2-4 Stříhač pneumatik TSI TC-50 [8].

Popis konstrukce:

Stroj pracuje na principu střížných nástrojů a k pohonu využívá zdroj tlakového oleje. Hlavní součástí stroje jsou hydraulické komponenty zabudované v ocelové konstrukci tvořící rám. Na tělese rámu je připevněn stůl, v němž je zabudován střížný mechanismus.



Obr. 2-5 Postup stříhání pneumatiky [9].

Výhody:

- jednoduchost konstrukce díky hydraulickým členům
- malá náchylnost k poruchovosti
- zážehový motor - není závislý na el. proudu

Nevýhody:

- fyzicky náročná obsluha
- dochází k otupování nástroje
- nutnost výměny provozních kapalin

2.3 Závěr - vyhodnocení

2.3

Společnými vlastnostmi všech tří typů strojů je malá univerzálnost a plně manuální obsluha, která je fyzicky náročná. Žádný z uvedených strojů nemá předpoklady k tomu, aby byl součástí linky na ozónovou degradaci pneumatik.

3 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

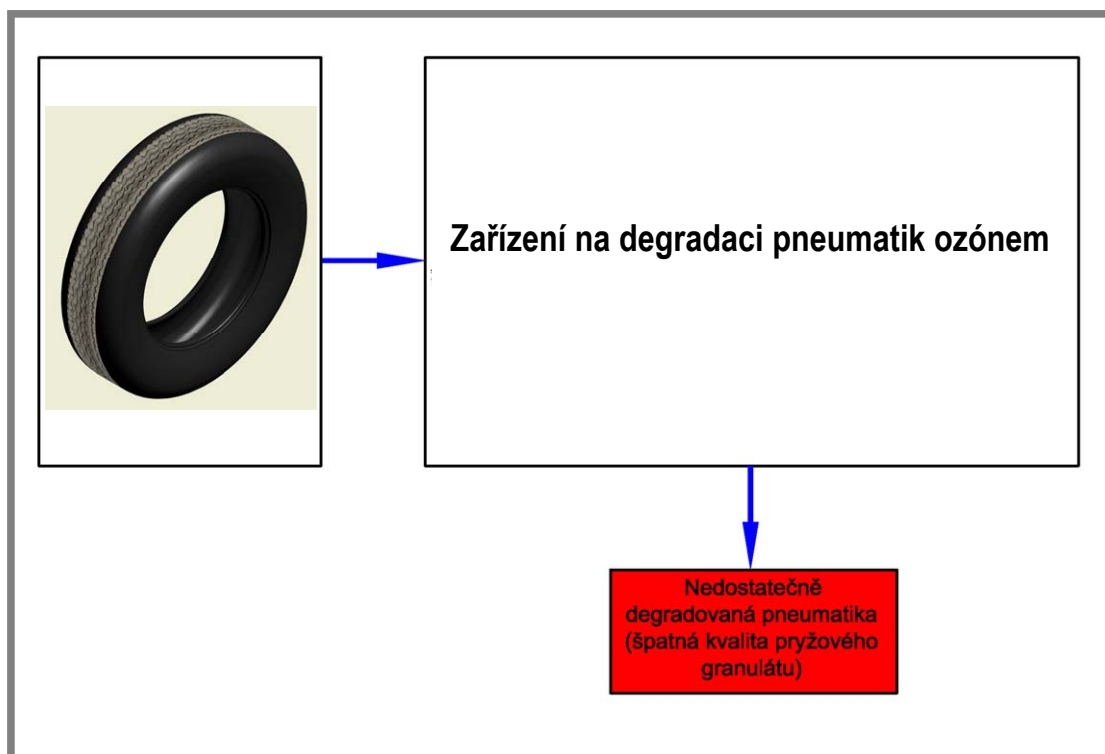
Během zkušebního provozu zařízení na degradaci pneumatik ozónem se ukázalo, že při vkládání celých pneumatik docházelo k jejich nedostatečnému rozpadávání a účinnost zařízení byla nízká. Uvedené skutečnosti jsou důvodem k opatření pro zvýšení účinnosti. Účinnost zařízení je dána velikostí intenzity a způsobem mechanického namáhání. Dalším aspektem ovlivňujícím účinnost zařízení je umožnění maximálního kontaktu plynu s povrchem pneumatiky. Pro lepší působení plynu je nutné rozdělit vkládané pneumatiky na menší části a to jednak po obvodu a jednak příčně. Dělení pneumatik má zajišťovat stroj, který musí být kompatibilní svou konstrukcí a funkcí se zařízením na degradaci pneumatik. Spojením stroje na dělení pneumatik a zařízení na degradaci pneumatik vznikne linka na jejich ozonovou degradaci.

Tato práce se zabývá řešením problémů:

- návrhu konstrukce stroje na dělení pneumatik
- volby vhodné technologie pro dělení pneumatik
- začlenění stroje do kompaktní linky
- automatizace procesu dělení pneumatik v maximální možné míře

Automatizací dělicího procesu bude vyloučena neefektivní fyzicky náročná práce. Fyzická náročnost bude omezena pouze na zakládání pneumatik do stroje.

3.1 Grafické znázornění řešeného problému



Obr. 3-1 Grafické znázornění řešeného problému.

4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

4

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh zařízení, které bude součástí linky na ozonovou degradaci pneumatik. Práce bude zpracována v souladu se zněním v kapitole 3.

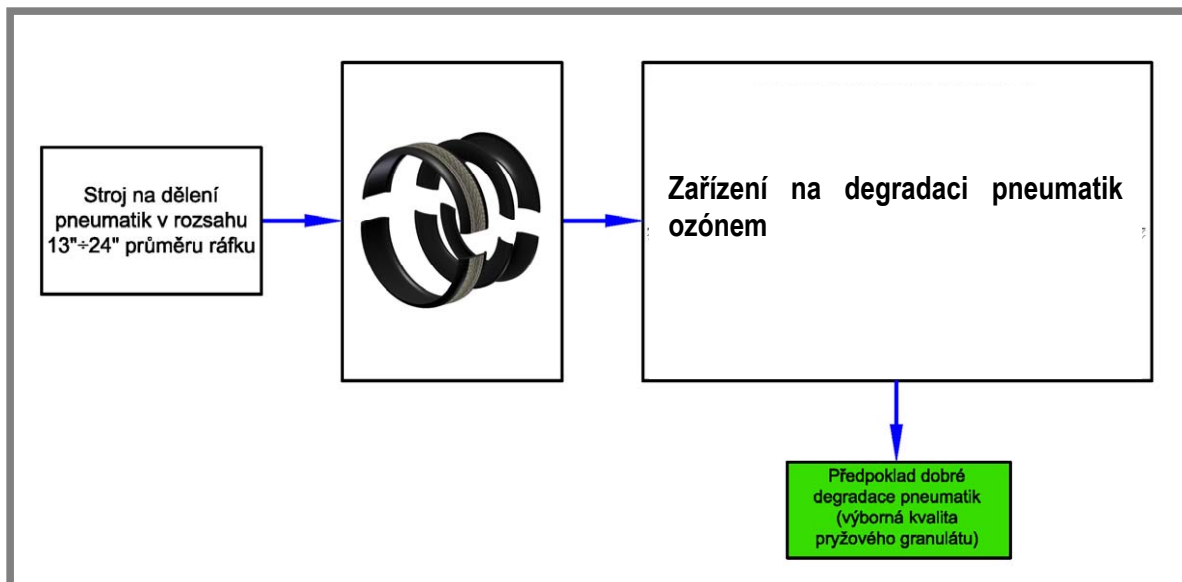
Konkretizace zadání

Zadání nedává jasnou představu o požadavcích na konstrukci stroje, proto bylo s vedoucím diplomové práce upřesněno a konkretizováno.

- Stroj musí být schopen dělit pneumatiky různých velikostí v rozmezí vnitřního průměru od 13“ do 24“. Připouští se i větší rozměr.
- Stroj musí umět zpracovávat pneumatiky osobních i nákladních automobilů.
- Stroj bude sestaven pro obvodové dělení pneumatik. Variantně nelze vyloučit spojení mechanismů pro obvodové a příčné dělení.
- Vybavit stroj prakticky ověřenou technologií dělení.
- Navrhnout stroj funkčně variabilní, bezpečný, výrobitelný dostupnými technologiemi a umožňující snadnou výměnu komponent.

Hlavní náplní diplomové práce je konstrukce stroje na dělení pneumatik. Okrajově jsou uvedeny výpočty vybraných součástí.

4.1 Grafické znázornění cíle diplomové práce



Obr. 4-1 Grafické znázornění cíle diplomové práce.

5 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

5.1 Postup řešení

Postup řešení je chronologicky shrnut v následujícím textu formou odrážek.

- Průzkum současného stavu na trhu.
- Shromažďování potřebných technických informací.
- Návrh a výběr vhodné technologie řezání.
- Konzultace vhodnosti vybrané technologie s odborníky.
- Provedení testu technologie na zkušebním vzorku pneumatiky včetně vyhodnocení.
- Předběžný konstrukční návrh variant řešení.
- Výběr nejvhodnější varianty řešení.
- Předběžné nutné výpočty.
- Výběr ostatních komponent zařízení.
- Tvorba parametrického CAD modelu zařízení.
- Kontrolní výpočty.
- Průběžná konzultace s vedoucím diplomové práce.
- Zhotovení výkresové dokumentace.
- Technický popis zařízení.

5.2 Volba softwarových prostředků pro tvorbu diplomové práce

Diplomová práce je zpracována v digitální formě. Vlastní parametrický CAD model je vytvořen v programu Autodesk® Inventor™ Professional 2009. Z modelu jsou vygenerovány potřebné výkresové pohledy. V programu AutoCAD® Mechanical 2009 je vytvořena výkresová dokumentace v konečné podobě. V práci jsou uvedeny základní návrhové a kontrolní výpočty vybraných komponent stroje. Jedná především o návrhy pohonů a manipulačních zařízení. Výpočty jsou zpracovány elektronicky v programu Mathcad® 14.0. Textová část diplomové práce je zpracována v programu Microsoft® Office Word 2003.

5.3 Časový harmonogram tvorby diplomové práce

Tab. 5-1 Časový harmonogram.

	2007			2008						2008						2009			
	10	11	12	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	01	02	03	04
Úvod	■																		
Současný stav poznání		■	■																
Formulace řeš. problému...			■																
Vymezení cílů práce				■	■														
Návrh metod. přístupu k řeš.							■	■											
Návrh variant řešení...						■	■	■											
Předběžné výpočty						■	■	■	■	■									
Tvorba CAD modelu									■	■	■	■	■	■	■	■	■		
Konstrukční řešení																		■	■
Tvorba textové části	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Tvorba výkres. dokumentace																			■
Závěr																			■

Časový harmonogram (tab. 5-1) ukazuje časový sled tvorby jednotlivých kapitol a dalších součástí diplomové práce.

6. NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

6.1 Postup při navrhování variant řešení

6.1.1 Shromažďování vstupních dat

Podmínkou začátku návrhu stroje je znalost všech vstupních parametrů. Nejdůležitější parametry pro sestavení stroje:

- maximální hmotnost a rozměry obrobku (pneumatiky)
- způsob provedení stroje (mobilní / stacionární stroj)
- energetické vstupy
- jednoduchost konstrukce
- bezpečnost při obsluze stroje
- maximalizace automatizace řezného procesu
- volba technologie dělení pneumatik.

Maximální hmotnost a rozměry obrobku (pneumatiky)

Hlavní rozměry bývají uvedeny přímo na boční straně pneumatiky. Například označení 185/65 R 14 86 T skrývá následující parametry:

185 ...jmenovitou šířku pneumatiky [mm],

65profilové číslo [%] znamená stonásobek poměru výšky profilu pneumatiky H k šířce profilu pneumatiky B,

R..... označení radiální konstrukce pneumatiky,

14jmenovitý průměr ráfku [inch]

86 index nosnosti,

T kategorii rychlosti.

Z tohoto označení se dají určit hlavní rozměry (šířka, vnitřní průměr, vnější průměr).

Druhým a přesnějším způsobem stanovení rozměrů je jejich odečtení z katalogových listů příslušného výrobce. Pneumatika Barum Brillantis 165/70 R 13 je rozměrově nejmenší pro použití na navrhovaném stroji (viz tab. 6-1).

Tab. 6-1 Parametry pneumatiky Barum Brillantis 165/70 R13.

Vnější průměr [mm]	Vnitřní průměr [mm]	Šířka [mm]	Hmotnost [kg]	Další specifikace
572	330	165	5,73	Pro osobní automobily, letní.

Pro rozměrově největší pneumatiku k použití na navrhovaném stroji byl zvolen typ Dunlop SP 160™ 285/75 R 24,5 (viz tab. 6-2).

Tab. 6-2 Parametry pneumatiky Dunlop SP 160.

Vnější průměr [mm]	Vnitřní průměr [mm]	Šířka [mm]	Hmotnost [kg]	Další specifikace
1050	622	285	46	těžká nákladní dálniční pneu. pro řízené a neřazené osy.

Způsob provedení stroje (mobilní / stacionární stroj)

Vzhledem k účelu použití stroje a s přihlédnutím k jeho hmotnosti bude stroj stacionární.

Energetické vstupy

Vzhledem k použití stroje v průmyslových provozech musí mít standardně používané a schválené přípoje pro elektrickou energii, stlačený vzduch a vodu.

Jednoduchost konstrukce

Jednoduchým konstrukčním řešením a použitím vhodných komponent od renomovaných firem se očekává malá poruchovost a dlouhá životnost zařízení.

Bezpečnost při obsluze stroje

Vhodným umístěním ovládacích a bezpečnostních prvků stroje se předejde vzniku případných úrazů. Řídící elektronika bude umístěna co nejbližee obsluze stroje (lepší přehled obsluhy stroje). Část stroje bude chráněna proti rozstříku třísek z obrobku (pneumatiky).

Maximalizace automatizace řezného procesu

Stroj by měl být konstrukčně upořádan a vybaven tak, aby nároky na obsluhu byly po fyzické stránce co nejmenší. Měl by být vhodně začleněn do linky na ozónovou degradaci pneumatik s ohledem na umístění dopravní cesty (pásový dopravník).

Volba technologie dělení pneumatik

Konvenční technologie dělení materiálu jako je např. frézování, řezání, soustružení,..., atd. mají zásadní nevýhodu, kterou je otupování nástrojů. Výměna otupených nástrojů (případné broušení) je časově náročná. Pro řezání pneumatik bude použit vodní paprsek o tlaku 415 MPa. Tato technologie se vyznačuje „studným řezem“ a je vhodná k řezání velkého množství naprosto odlišných materiálů (ocel, sklo, plexisklo, polyuretan...). Ve firmě Rychlý TOM s.r.o. v Hradci



Obr. 6-1 Výsledek testu technologie.



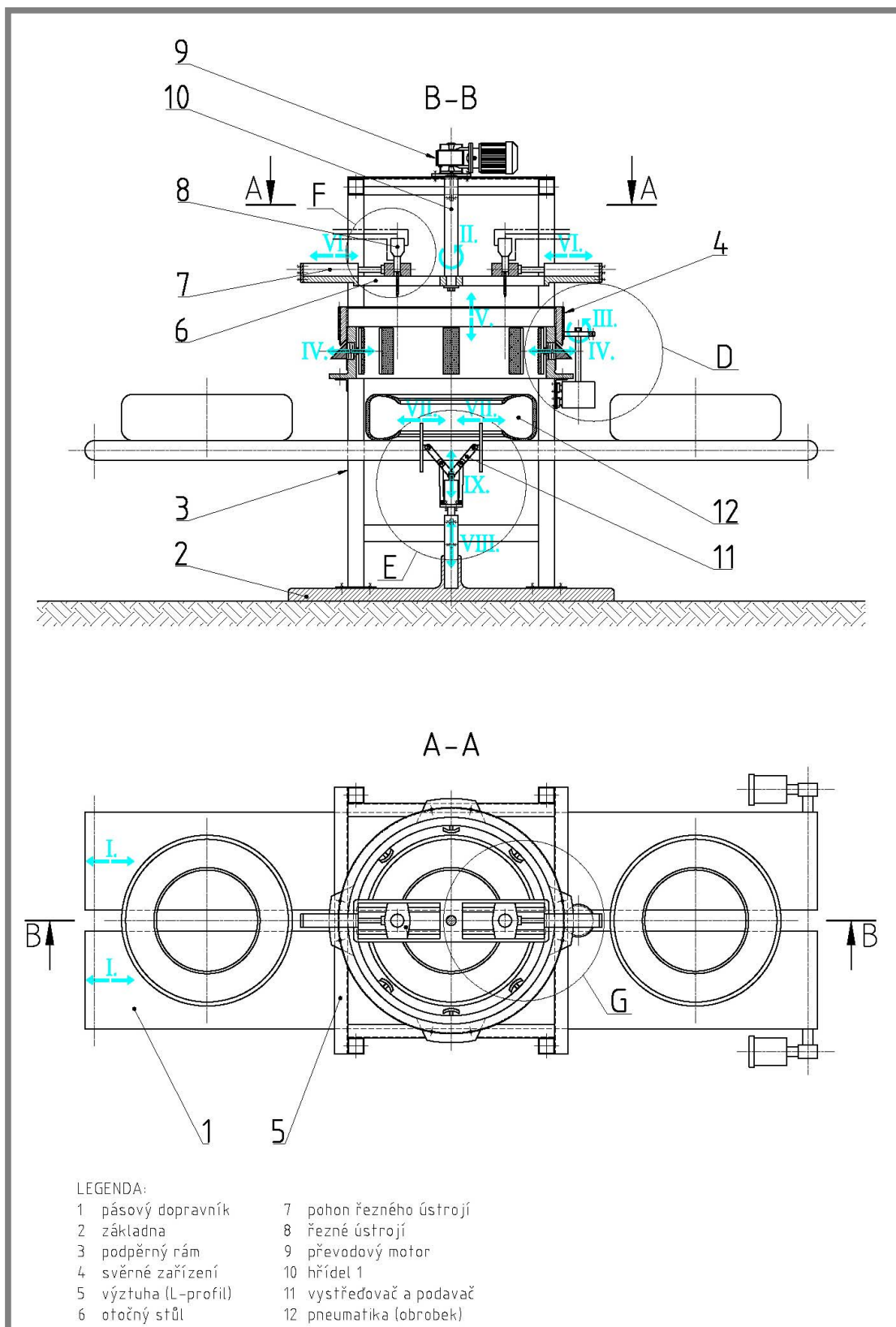
Obr. 6-2 Řezné ústrojí.

Králové byl úspěšně proveden test dělení pneumatiky vodním paprskem o tlaku 415 MPa (viz obr. 6-1 a 6-2). Více informací o technologii řezání vodním paprskem a jejím principu je obsahem *přílohy 1*.

6.1.2 Zobrazení návrhů variant

Návrhy variant jsou prezentovány formou zjednodušených výkresů sestavení. Pro objasnění principu stroje je modře šipkami naznačen pohyb jednotlivých součástí. V sestavě se vyskytuje několik složitějších konstrukčních celků. Název konstrukčních celků je uveden v legendě pod příslušnou pozici vedoucí do oblasti detailu.

6.2 Varianta č.1



Obr. 6-3 Varianta č.1

6.2.1 Úvodní specifikace varianty č.1

6.2.1

Stroj pro zpracování odpadních pneumatik je poloautomatický. Stroj je vybaven technologií pro dělení materiálu vodním paprskem a dvěma řeznými ústrojími. Řezný proces a transport pneumatik jsou automatizovány. Fyzická náročnost obsluhy stroje je minimalizována na zakládání pneumatik do stroje.

Hlavní řezný pohyb koná nástroj, zatímco obrobek (pneumatika) při řezném procesu setrvává v klidu. Stroj umožňuje pouze obvodové dělení (obr. 6-4)



Obr. 6-4 Výsledný produkt stroje.

6.2.2 Výhody varianty č.1

6.2.2

- Poloautomatický provoz.
- Kompaktní konstrukce s relativně malým zástavbovým prostorem.
- Řezným nástrojem je voda → nedochází k otupení řezného nástroje.
- Standardní nároky na energetické vstupy.

6.2.3 Nevýhody varianty č.1

6.2.3

- Konstrukce obsahuje technologicky výrobně složitější součásti (pohyblivá matice, stacionární upínací stůl).
- Složitost procesu ustavení obrobku (pneumatiky).
- Hlavní řezný pohyb koná nástroj (nutnost vyřešit problém ochrany přívodních potrubí řezného ústrojí vůči zauzlení).
- Konstrukce stroje neumožňuje plné zachycení odpadní vody vč. třísek a abraziva → lapač odpadní vody by musel pokrývat celý zástavbový prostor stroje.
- Nižší životnost součástí stroje z důvodu kontaktu proudu tlakové odpadní vody z řezného ústrojí.
- Stroj obsahuje dosud neodzkoušené strojní celky (např. svěrné zařízení).
- Složitá konstrukce strojních celků může způsobit větší poruchovost stroje.

6.2.4 Pracovní operace stroje

Vybrané součásti stroje jsou sdruženy do strojních celků. V tab. 6-3 je uveden jejich přehled.

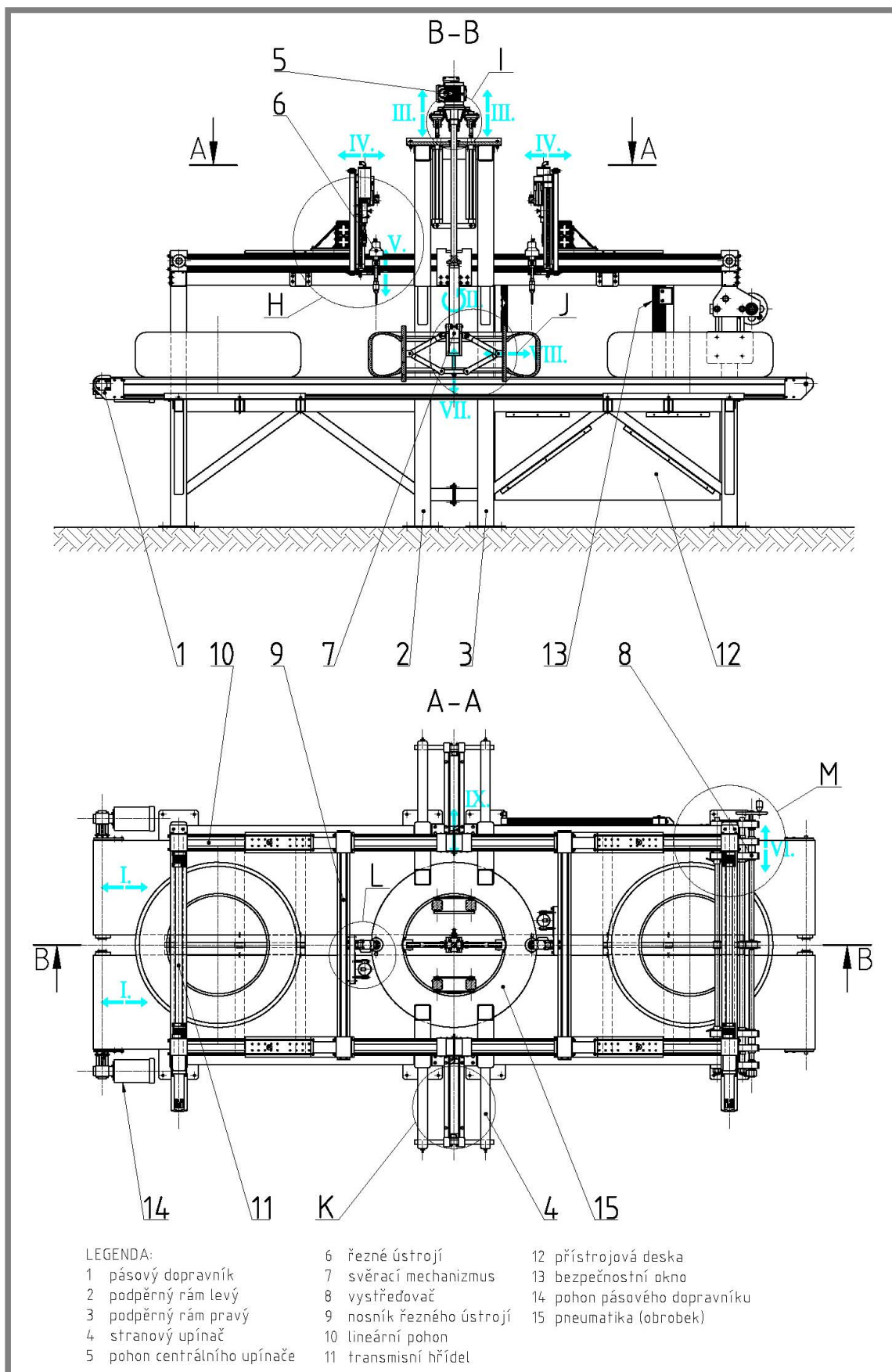
Tab. 6-3 Zařazení do strojních celků.

Detail / pozice		strojní celek
D / 4		svěrné zařízení
E / 11		vystředovač a podavač
F / 8		řezné ústrojí
9; 10		centrální pohon
2; 3		nosná konstrukce

Chronologicky uspořádané pracovní operace stroje a obsluhy (obr. 6-3):

- Založení pneumatiky na přibližný střed dopravní cesty (poz. 1).
- Zadání informace o rozměru vložené pneumatiky do řídicí elektroniky stroje.
- Pásové dopravníky současně uvedené do provozu (I.) přepraví pneumatiku z místa založení do tzv. operačního prostoru, který je situován ve střední části stroje.
- Založení další pneumatiky na dopravní cestu.
- Strojní celek „vystředovač a podavač (Detail E)“ pneumatiku vystředí, upne (VII.) pomocí pákového mechanismu a vertikálně ji přemístí (VIII.) do svěrného zařízení (Detail D).
- Svěrné zařízení upne (IV.) pneumatiku po vnějším obvodu pomocí čelistí.
- Vystředovač a podavač pneumatiku uvolní a přesune se do výchozí polohy.
- Řídicí elektronika zajistí přestavení (VI.) řezného ústrojí (Detail F) pomocí pneumatického pohonu (poz. 7) na aktuální rozměr upnuté pneumatiky.
- Řezné ústrojí (Detail F) se sepne a současně se začne pomocí převodového motoru (poz. 9) otáčet (II.) spolu s otočným stolem (poz. 6) o 180°.
- Po vykonání otočného pohybu o 180° je řezný proces dokončen a pneumatika (poz. 12) je z obou stran rozdělena po obvodu na tři díly. Oddělené díly buď samovolně odpadnou na pásové dopravníky nebo zůstanou zaklíněné ve zbylé části pneumatiky.
- Svěrné zařízení (Detail D) uvolní pneumatiku a její zbylé části spadnou na pásové dopravníky.
- Pomocí pásových dopravníků se fragmenty pneumatiky přemístí na předávací místo.
- Dle řešení začlenění do linky na degradaci ozonem může být rozdělená pneumatika buď automaticky předána na pásový dopravník linky nebo bude obsluhou manuálně odstraněna z pásu.
- Založení další pneumatiky na dopravní cestu.
- Celý proces se znovu opakuje.

6.3 Varianta č.2



Obr. 6-5 Varianta č.2

6.3.1 Úvodní specifikace varianty č.2

Stroj se od předchozí varianty liší svou konstrukcí a funkcemi. Umožňuje obvodové i příčné dělení pneumatik. Hlavní řezný pohyb při obvodovém dělení koná obrobek, zatímco u příčného dělení koná hlavní řezný pohyb nástroj.



Obr. 6-6 Výsledný produkt stroje

6.3.2 Výhody varianty č.2

- Jednoduchost výroby svařované nosné konstrukce.
- Stroj umožňuje obvodové a příčné dělení.
- Poloautomatický provoz.
- Řezným nástrojem je voda → nedochází k otupení řezného nástroje.
- Standardní nároky na energetické vstupy.
- Řezné ústrojí koná pouze translační pohyb (nehrozí zauzlení přívodních potrubí řezného ústrojí).
- Konstrukce stroje je uzpůsobena pro umístění lapače odpadní vody v oblasti pod pásovými dopravníky.
- Nedochází k přímému kontaktu proudu tlakové odpadní vody s částmi stroje.
- Konstrukce stroje umožňuje začlenění bezpečnostních prvků.
- Umístění řídicí elektroniky stroje je v těsné blízkosti stanoviště obsluhy.
- Stroj obsahuje minimum vyráběných dílů → pro výrobu stroje není nutný velký strojní park.

6.3.3 Nevýhody varianty č.2

- Vysoká pořizovací cena technologických zařízení .

6.3.4 Pracovní operace stroje

Vybrané součásti stroje jsou sdruženy do strojních celků. V tab. 6-4 je uveden jejich přehled.

Tab. 6-4 Zařazení do strojních celků.

Detail / pozice		strojní celek
H / 6		řezné ústrojí
I / 5		pohon centrálního upínače
J		centrální upínač
K / 4		stranový upínač
L		řezné ústrojí
M / 8		vystřed'ovač
2; 3		nosná konstrukce

Chronologicky uspořádané pracovní operace stroje a obsluhy (obr. 6-5)

První fáze dělení (obvodové):

- Založení pneumatiky na počátek dopravní cesty a vystředění pomocí vystřed'ovače (Detail M).
- Zadání informace o rozměru vložené pneumatiky do řídicí elektroniky stroje.
- Pásové dopravníky současně uvedené do provozu (I.) přepraví pneumatiku z místa založení do operačního prostoru ve střední části stroje.
- Založení další pneumatiky na dopravní cestu.
- Svislý pohon centrálního upínače (Detail I) nastaví (III.) centrální upínač do polohy vhodné pro upnutí pneumatiky (poz. 15).
- Centrální upínač (Detail J) pneumatiku vystředí, upne (VIII.) pomocí pákového mechanismu a vertikálně ji přemístí (III.) do řezné polohy.
- Řídicí elektronika zajistí přestavení (IV., V.) řezného ústrojí (Detail H) prostřednictvím lineárního pohonu (poz. 10) a elektrického válce (Detail H).
- Po sepnutí řezného ústrojí (Detail H) se začne pomocí pohonu centrálního upínače (Detail I) obrobek otáčet (II.)
- Po vykonání otočného pohybu o 360° je řezný proces dokončen. Oddělené díly buď samovolně odpadnou na pásové dopravníky nebo zůstanou zaklíněné ve zbylé části pneumatiky.
- Centrální upínač (Detail I) uvolní obrobek (pneumatiku) a její zbylé části spadnou na pásové dopravníky (poz. 1)

Druhá fáze dělení (příčné):

- Stranové upínače (Detail K) upnou (IX.) oddělené části pneumatiky.
- Řezné ústrojí se sepne a pomocí lineárních pohonů (poz. 10) je uvedeno do pohybu (IV.).
- Po dokončení řezu stranové upínače pneumatiku uvolní (IX.).
- Prostřednictvím pásových dopravníků se rozdělená pneumatika přemístí na předávací místo.
- Založení další pneumatiky na dopravní cestu.
- Celý proces se znovu opakuje.

6.4 Výběr optimální varianty

6.4.1 Společné vlastnosti posuzovaných variant

- technologie dělení pneumatik
- pásová doprava pneumatik
- poloautomatický provoz
- energetické vstupy
- rotační pohyb zajišťuje převodový motor
- translační pohyb je ve většině případů zajištěn pneumatickými válci
- technologie výroby nosné konstrukce

6.4.2 Kritéria výběru optimální varianty

Kritéria výběru jsou vázána na dodržení požadavků stanovených v kap. 6.1.1 a převaha výhod nad nevýhodami posuzovaných strojů.

6.4.3 Výběr optimální varianty a jeho zdůvodnění

Optimální varianta je ta, která maximálně splňuje citovaná kritéria výběru (viz kap. 6.1.1). Z obou navrhovaných variant je tedy vybrána **varianta č.2**. Nejvýznamnější předností stroje je možnost dvoufázového dělení pneumatik.

7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

7

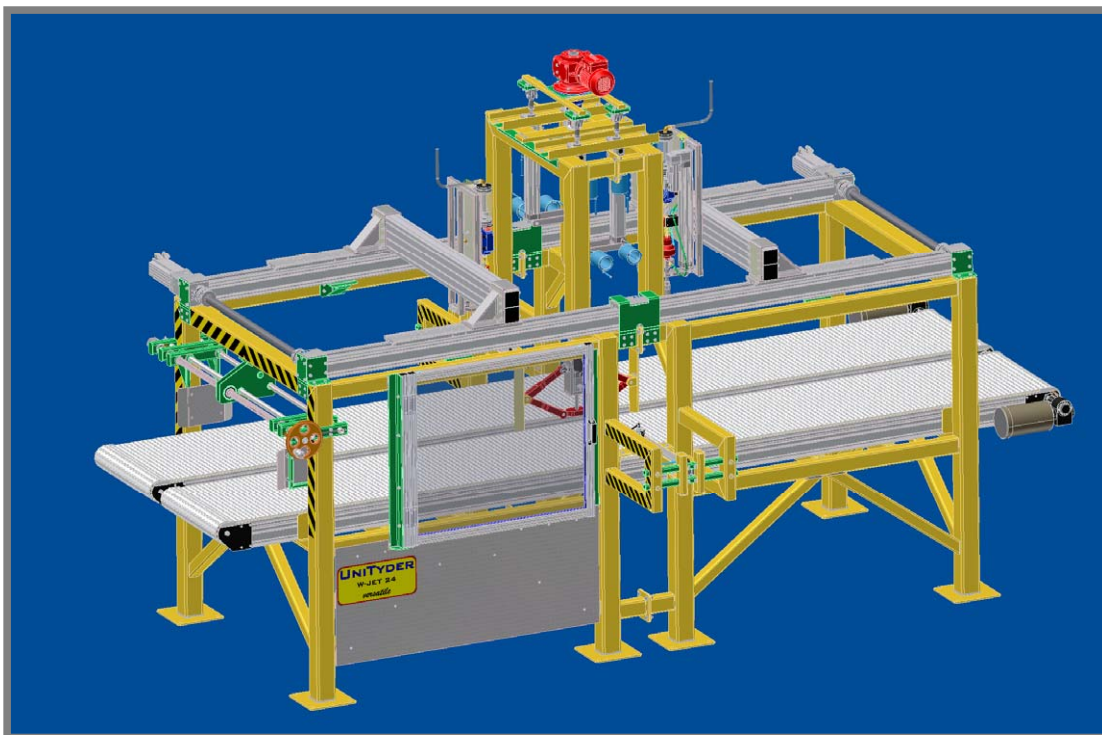
7.1 Úvod

7.1

Kapitola je rozdělena do podkapitol věnovaných strojním celkům neboli podsestavám. Struktura podkapitol je následující:

- Stručný popis funkce.
- Základní požadavky na konstrukci.
- Postup konstruování a rozměrové výpočty.
- Vizualizace detailů a popis konstrukce.
- Vizualizace výsledné konstrukce.
- Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje.
- Pevnostní či kontrolní výpočet.

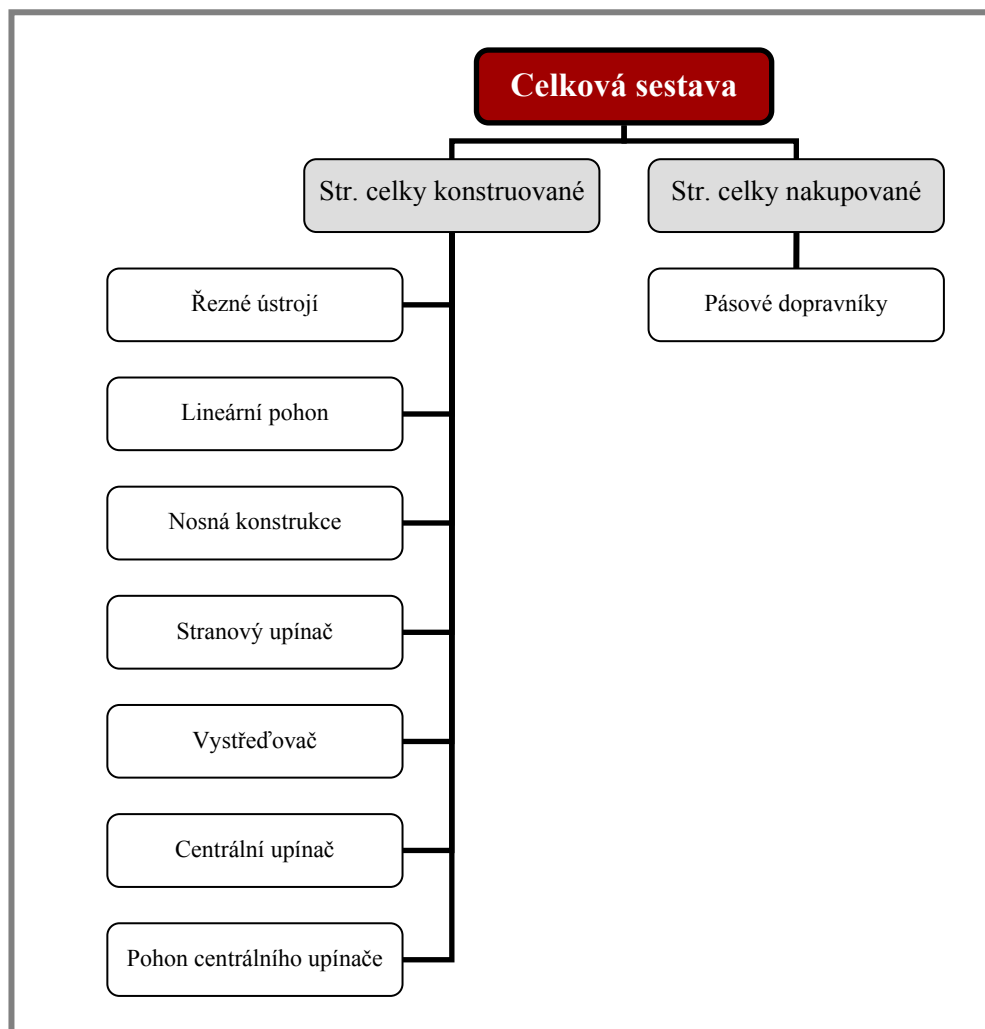
Kapitola obsahuje technický popis konstrukce stroje zvolené varianty č.2.



Obr. 7-1 Vizualizace konstrukce stroje.

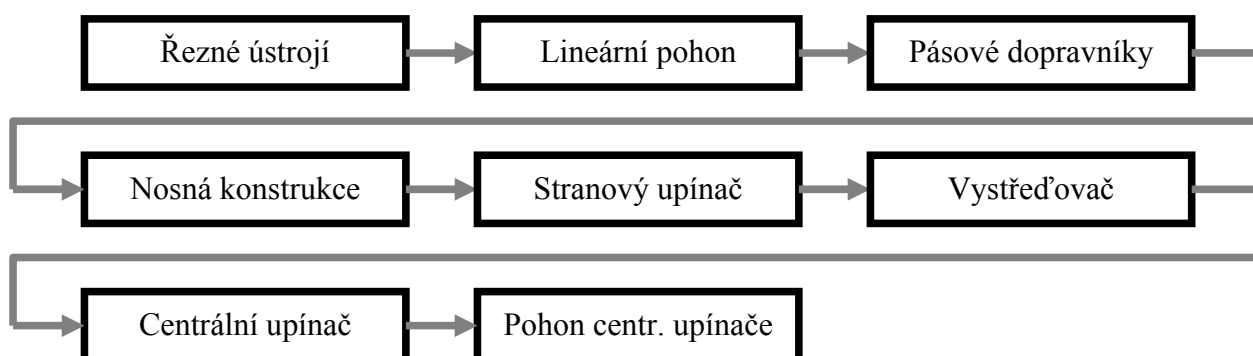
7.1.1 Členění celkové sestavy stroje na podsestavy

Členění je provedeno formou organizačního diagramu na obr. 7-2. Levá větev sdružuje konstruované strojní celky. Pravá větev představuje nakupované strojní celky.



Obr. 7-2 Členění celkové sestavy stroje na podsestavy.

7.1.2 Pořadí konstruování podsestav stroje



7.2 Řezné ústrojí

7.2

7.2.1 Stručný popis funkce

7.2.1

Soubor technologických zařízení zajišťujících řez. Řezné ústrojí bude podporovat jednak hydroabrazivní režim a jednak režim dělení materiálu čistým vodním paprskem.

7.2.2 Základní požadavky na konstrukci

7.2.2

- Vysoká odolnost vůči korozi.
- Jemný vertikální posuv řezací hlavy.
- Vhodné uspořádání technologických zařízení zajišťující jejich výbornou funkci.
- Upevnění technologických zařízení rozebíratelnými spoji (snadná výměna náhradních dílů).

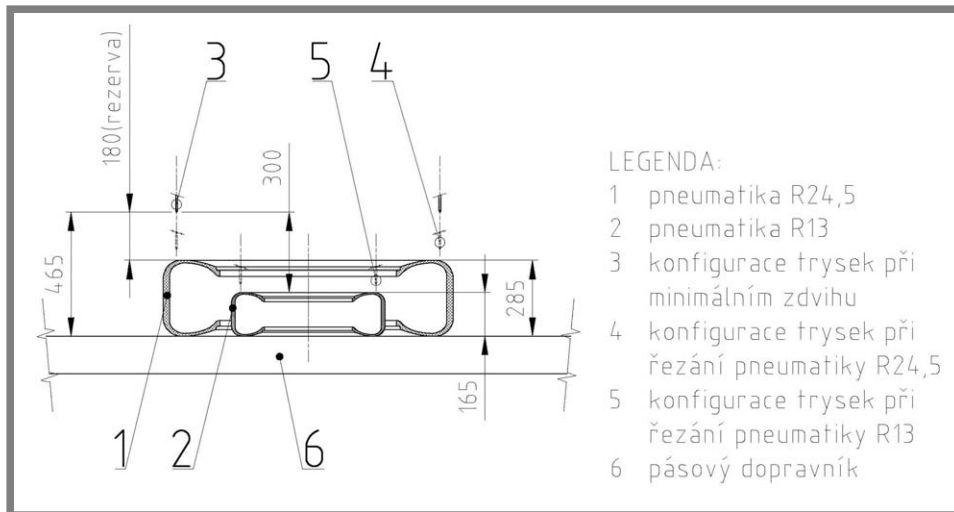
7.2.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

7.2.3

Pohon řezací hlavy:

Pro pohon řezací hlavy je zvolen tzv. elektrický válec DNCE od firmy FESTO neboli elektromechanická přímočará jednotka s pístnicí. Pohon pracuje na principu šroubového mechanismu.

Válec s typovým označením FESTO - DNCE – 40 – 400 – LS 2,5 – Qz byl zvolen na základě požadovaného zdvihu a potřebné posunové síly. Parametry válce jsou uvedeny v tab. 7-1. Zdvih válce je určen pomocí rozměrového náčrtu na obr. 7-3. Nad největší pneumatikou byla ponechána rezerva 180 mm.



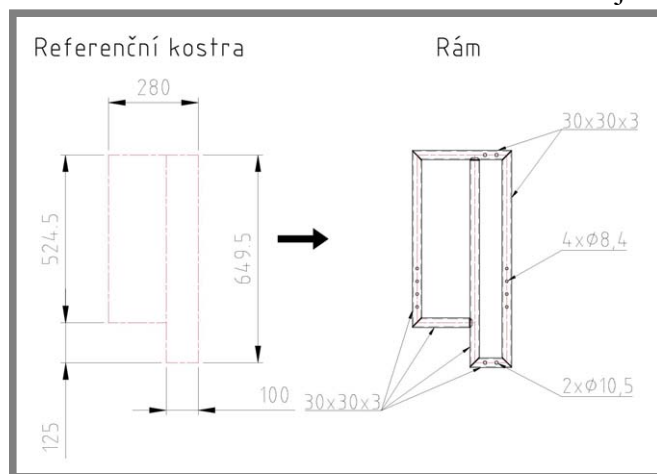
Obr. 7-3 Rozměrový náčrt situace při řezání pneumatik min. a max. rozměru.

Tab. 7-1 Hlavní parametry pohonu DNCE.

Max. zdvih [mm]	400
Průměr vřetena [mm]	12,5
Závít na pístnici	M12 x 1,25
Max. posuvová síla [N]	600
Max. rychlost [m/s]	0,07
Příslušenství	servomotor MTR-AC-55-3S-AA, paralelní konstr. sada

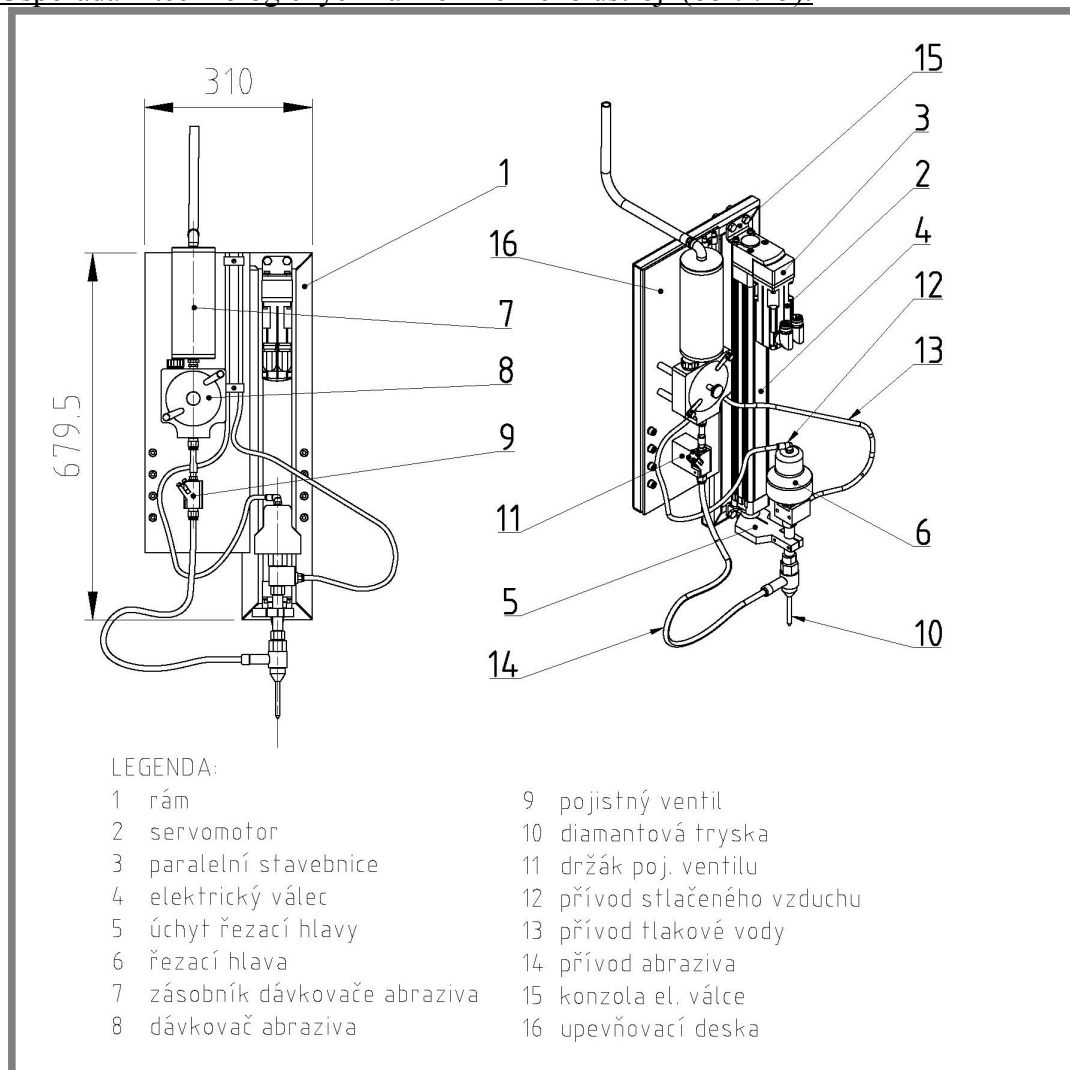
Rám řezného ústrojí:

Technologická zařízení včetně pohonu řezací hlavy jsou upevněna na rámu. Rám je vyroben jako svařenec z trubek čtvercového průřezu. Materiálem rámu je nerezová ocel z důvodu požadavku na korozivzdornost. Konstrukce rámu je na obr. 7-4.



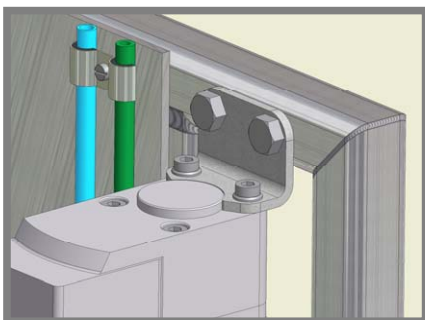
Obr. 7-4 Základní rozměry rámu pro uchycení řezného ústrojí.

Uspořádání technologických zařízení řezného ústrojí (obr. 7-5):



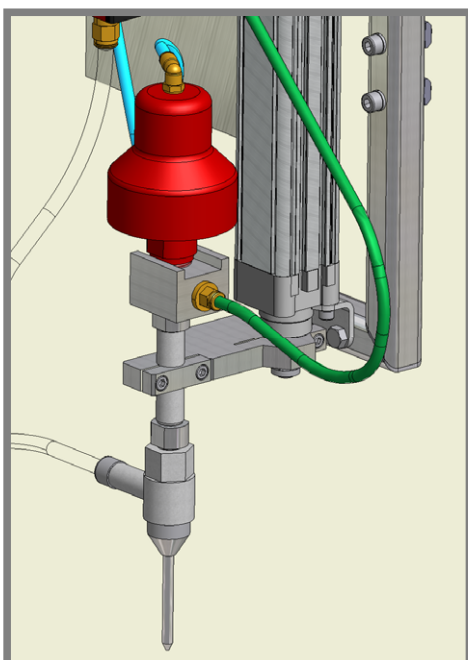
Obr. 7-5 Uspořádání technologických zařízení řezného ústrojí.

7.2.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

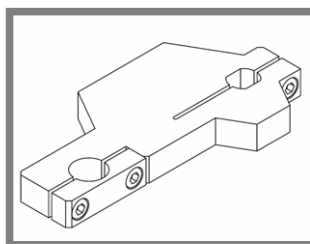
Uchycení pohonu řezací hlavy:

Pohon řezací hlavy je k rámu připevněn patkovým upevněním a čtyřmi šroubovými spoji M 10 (viz obr. 7-6).

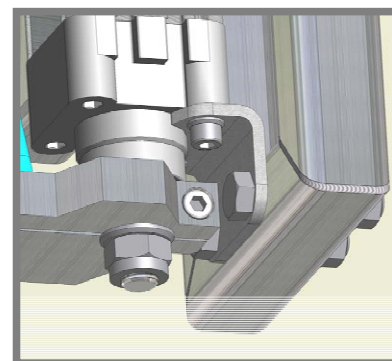
Obr. 7-6 Detail uchycení pohonu řezací hlavy.

Uchycení řezací hlavy:

Řezací hlava je ustavena a připevněna k pohonu pomocí konzoly se svěrnými spoji (obr. 7-7 a 7-8). Axiálně je konzola zajištěna samojistnou maticí na pístnici válce (obr. 7-9).



Obr. 7-8 Konzola se svěrnými spoji.



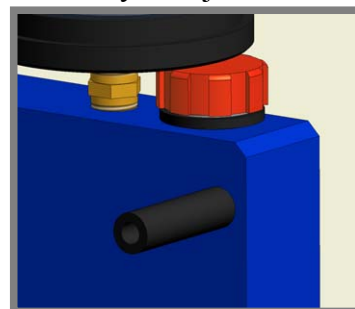
Obr. 7-9 Axiální pojištění konzole.

Obr. 7-7 Uchycení řezací hlavy.

Uchycení dávkovače abraziva:

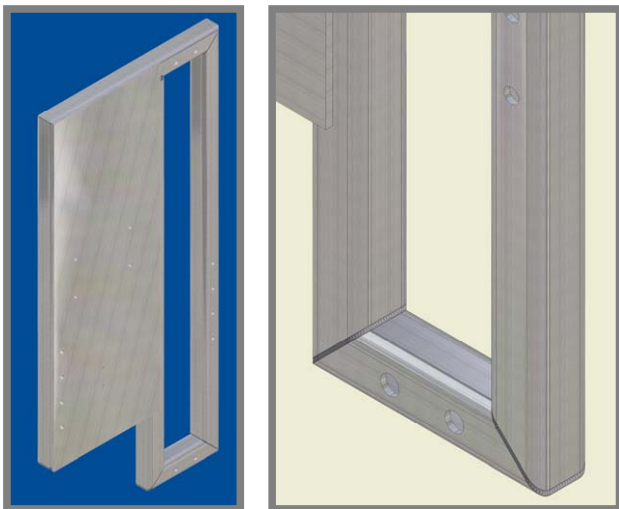
Obr. 7-10 Uchycení dávkovače abraziva.

Část rámu je pokryta plechem, který slouží jako plocha pro upevnění technologických zařízení. Zařízení dávkovač abraziva je k plechu uchycen čtyřmi šrouby M6 jdoucími skrz distanční pouzdra (obr. 7-11).



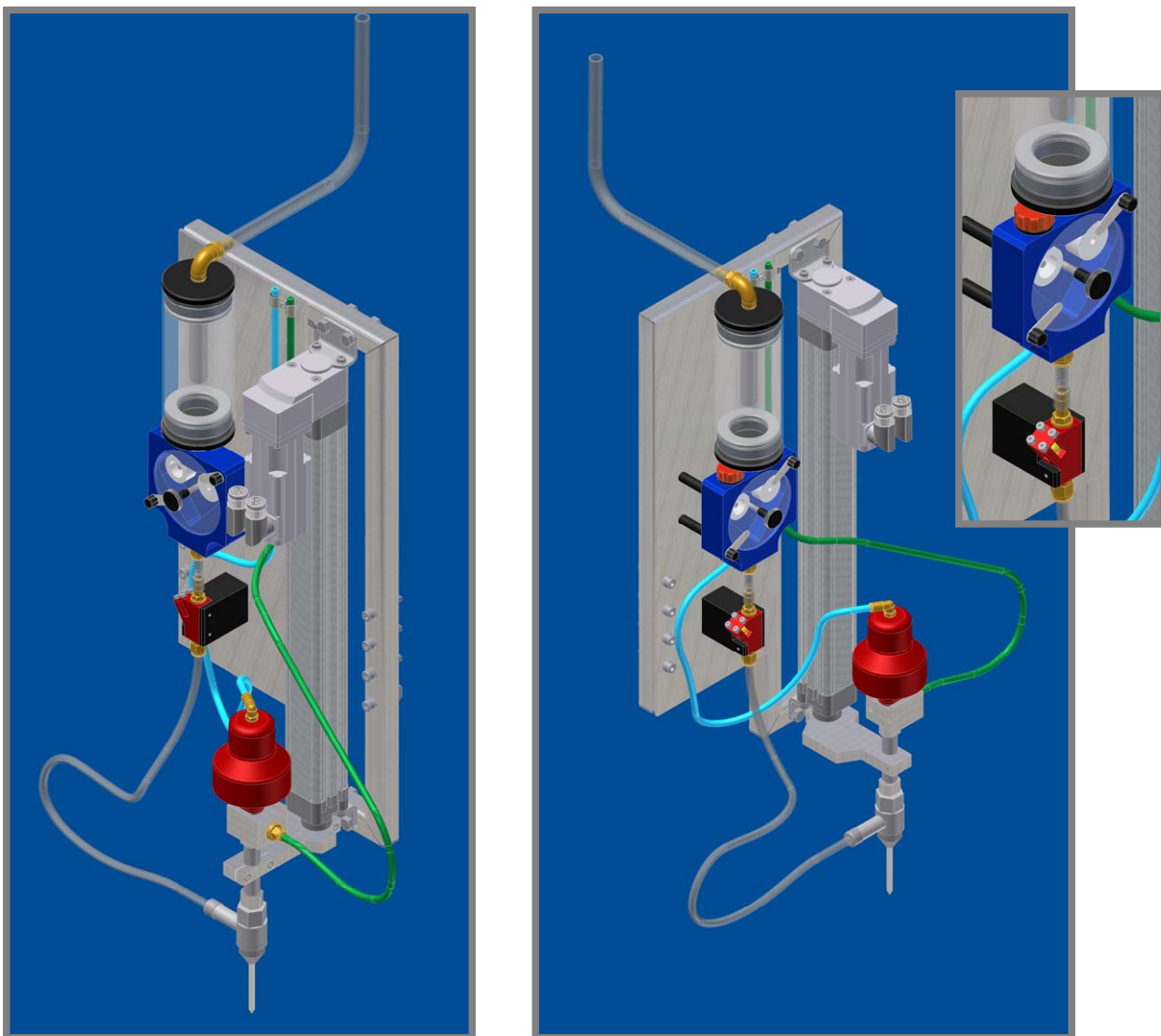
Obr. 7-11 Distanční pouzdra.

Rám řezného ústrojí:



Obr. 7-12 Rám řezného ústrojí.

7.2.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-13 Vizualizace řezného ústrojí.

7.3 Lineární pohon

7.3

7.3.1 Stručný popis funkce

7.3.1

Lineární pohon zprostředkovává translační pohyb řezného ústrojí v jedné ose.

7.3.2 Základní požadavky na konstrukci

7.3.2

- Možnost párování.
- Lineární pohon bude tvořen dvěma lineárními jednotkami spojenými nosníkem.
- Možnost regulace rychlosti posuvu.

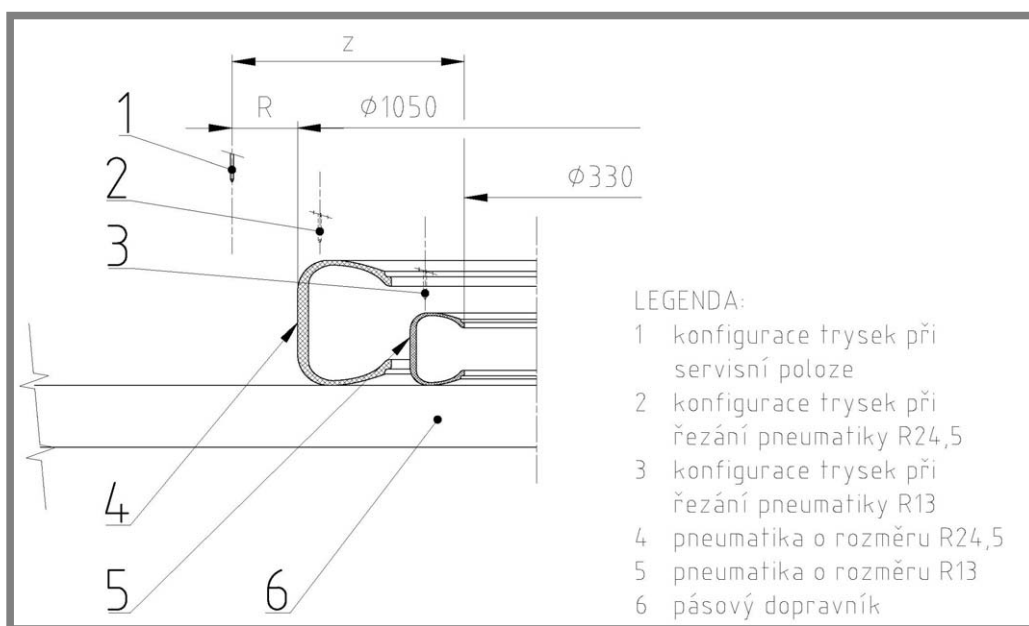
7.3.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

7.3.3

Volba typu lineárního pohonu:

S ohledem na nejpříjemnější technické parametry byly vybrány lineární jednotky typu DGE – ZR – KF od firmy FESTO. Vyznačují se pohonem s ozubeným řemenem a lineárním vedením v kuličkových oběžných pouzdech.

K určení konkrétního typu lineárních jednotek je zapotřebí určit potřebnou velikost zdvihu „z“. Stanovení hodnoty zdvihu (neboli délky trajektorie saní) je provedeno na základě rozměrového náčrtu situace (obr. 7-14). Do výpočtu velikosti zdvihu je zahrnuta rezerva R=150 mm pro technologické a servisní účely.



Obr. 7-14 Rozměrový náčrt k určení zdvihu „z“.

$$R = 150\text{mm}$$

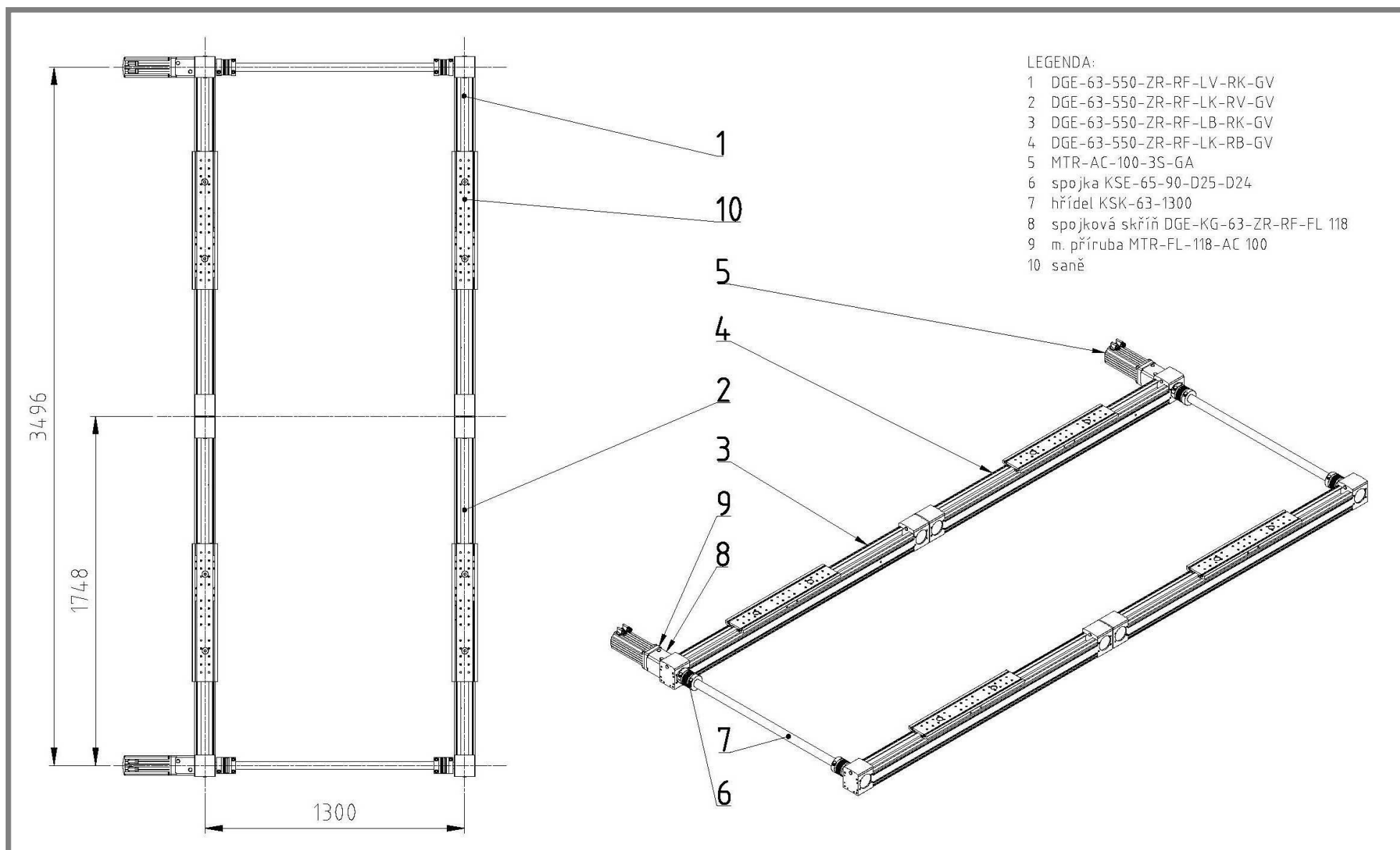
$$z' = \frac{(1050 - 330)}{2} + 150 = 510$$

$$\underline{\underline{z' = 510\text{mm}}} \rightarrow z = 550\text{mm}$$

Podle hodnoty zdvihu jsou zvoleny lineární jednotky s příslušenstvím dle obr. 7-14 s parametry uvedenými v tab. 7-2.

Tab. 7-2 Hlavní parametry pohonu DGE-63-550-ZR-RF.

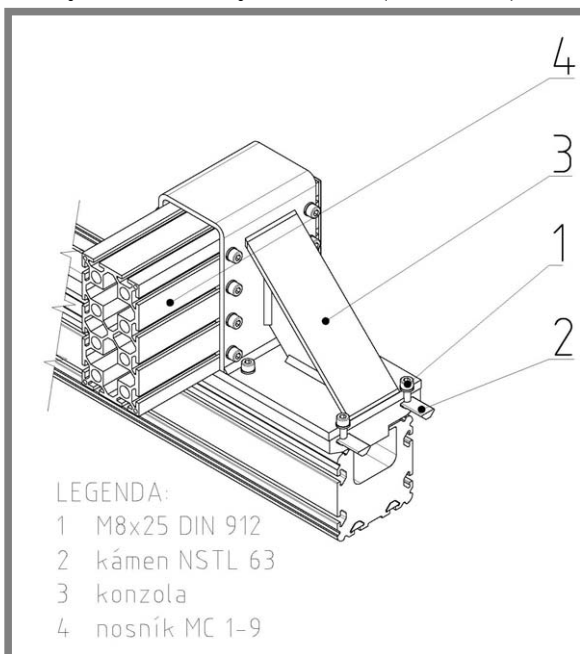
Max. pracovní zdvih [mm]	550
Max. užitečná zátěž [kg]	120
Max. rychlost [m/s]	3
Max. zrychlení [m/s ²]	50
Hmotnost [kg]	55
Závitové díry v saních	M6



Obr. 7-15 Sestava lineárních pohonů.

7.3.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

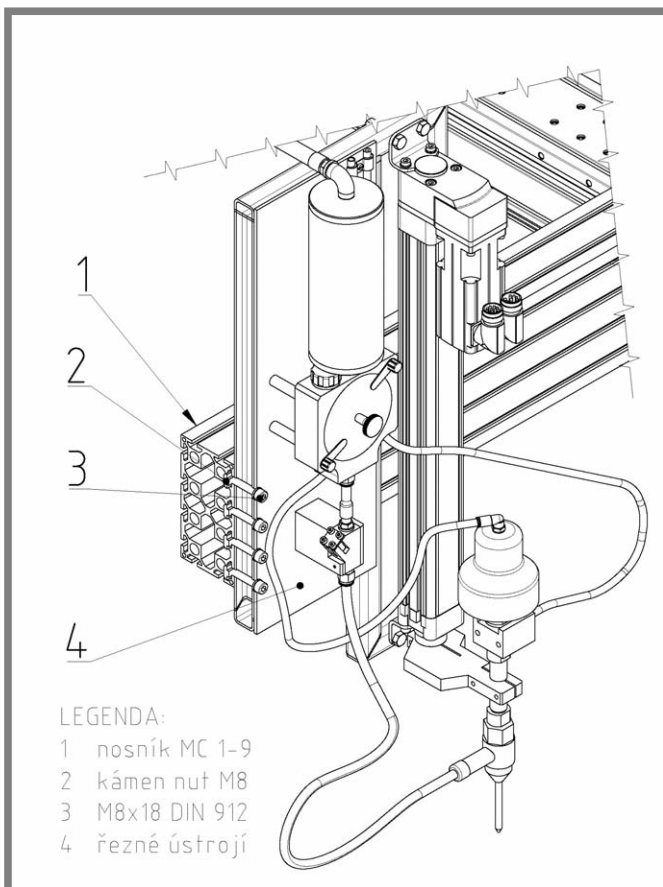
Uchycení konzoly k saním (obr. 7-16):



Lineární jednotky je třeba doplnit nosníkem, na němž bude upevněno řezné ústrojí. Pro tento účel byl použit nosník MC1-9 z hliníkové slitiny od firmy KANYA o průřezu 80x160 mm (poz. 4). Nosník bude k saním lineárních jednotek ukotven konzolami ze svařovaných nerezových plechů (poz. 3). Do drážek nosníku a tělesa lineární jednotky lze zasunout kámen (poz. 2) a vytvořit tak přichytný bod pro montáž příslušenství k nosníku.

Obr. 7-16 Uchycení konzoly k saním.

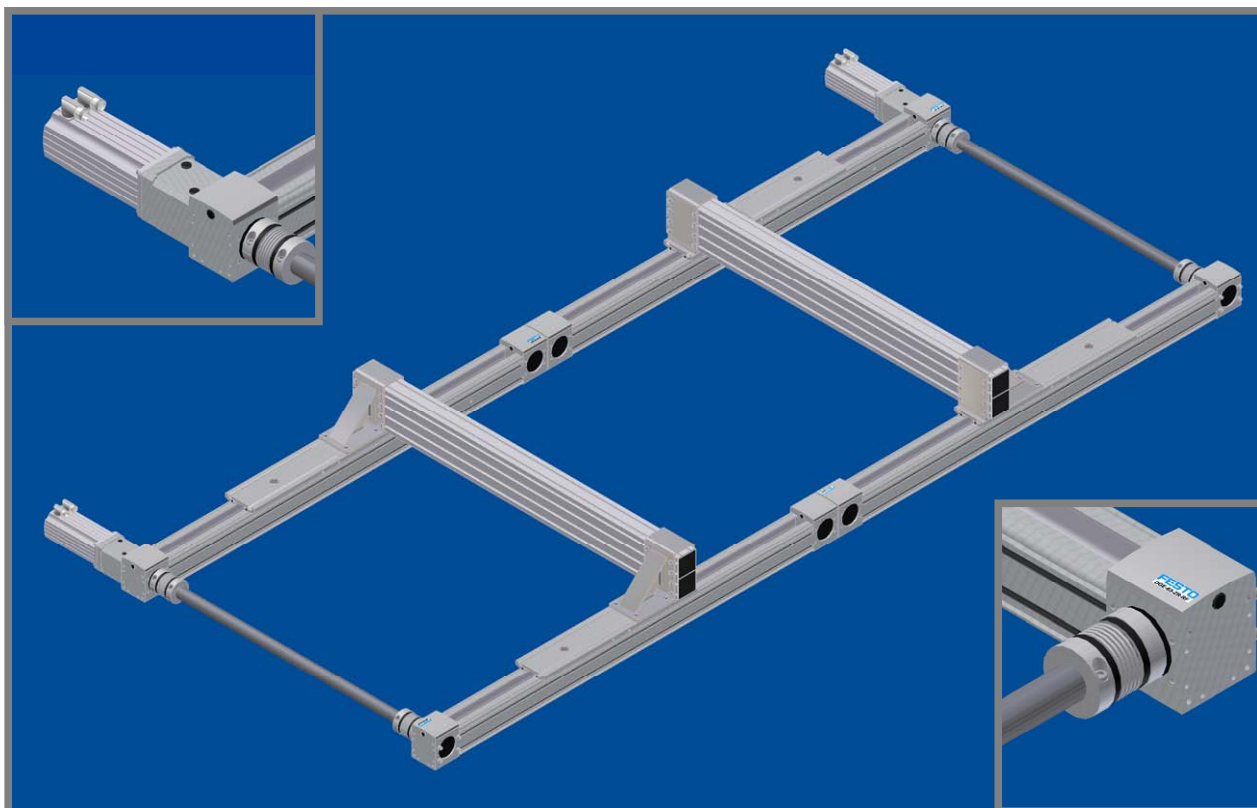
Uchycení řezného ústrojí k nosníku (obr. 7-17):



Řezné ústrojí je uchyceno k nosníku kombinací kamenů a šroubů M8 (viz obr. 7-17).

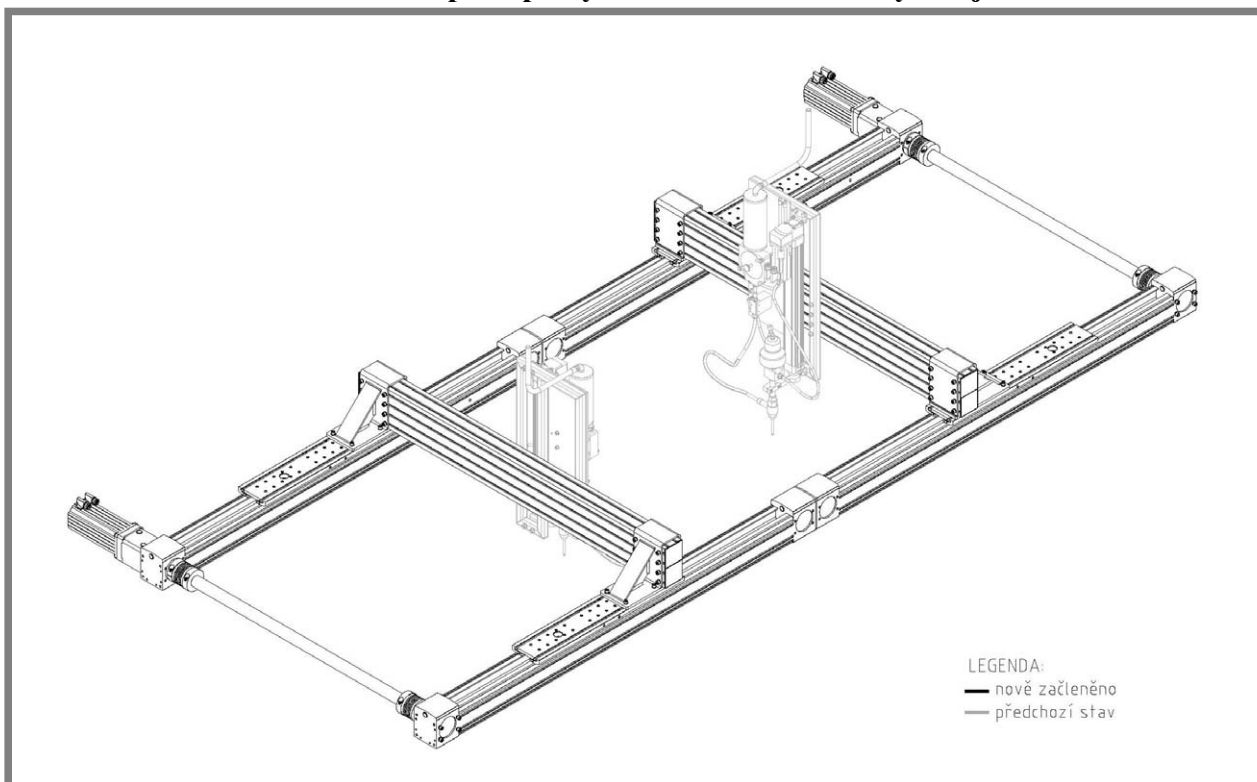
Obr. 7-17 Uchycení řezného ústrojí k nosníku.

7.3.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-18 Vizualizace podstavy „lineární pohon“.

7.3.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-19 Postup vytváření celkové sestavy.

7.4 Pásové dopravníky

7.4

7.4.1 Stručný popis funkce

7.4.1

Funkcí pásových dopravníků je automatická doprava obrobků (pneumatik) do jednotlivých stanovišť. Provoz dopravníků je přerušovaný. Stanoviště jsou nakládací, dělicího procesu a vykládací.

7.4.2 Základní požadavky na konstrukci

7.4.2

- Vysoká odolnost vůči korozi a opotřebení.
- Rychlost pásu způsobená dopravě kusového materiálu.
- Pásové dopravníky musí být uváděny do provozu současně.
- Pás dopravníků musí vyčnívat nad úroveň jeho bočnic.
- Snadná výměna náhradních dílů.

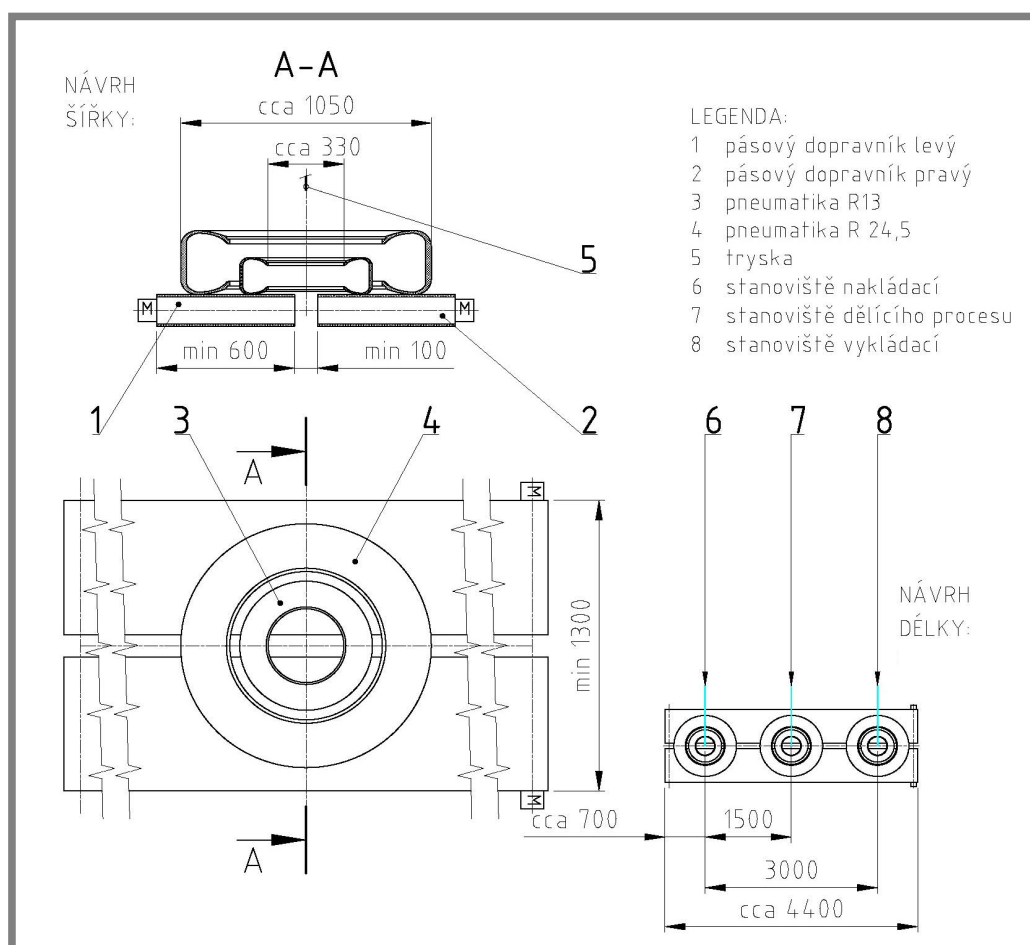
7.4.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

7.4.3

Volba typu pásových dopravníků:

S ohledem na příznivé technické parametry jsou zvoleny pásové dopravníky typu 5200 Series od americké firmy DORNER MFG. CORP. Dopravníky jsou určeny pro těžký provoz a jejich pás je vysoce odolný vůči mechanickému opotřebení.

Ke stanovení konkrétního typu pásového dopravníku je zapotřebí znát požadované rozměry, rychlost pásu a hmotnost přepravovaného materiálu. Rozměry pásových dopravníků jsou určeny pomocí náčrtu na obr. 7-20.



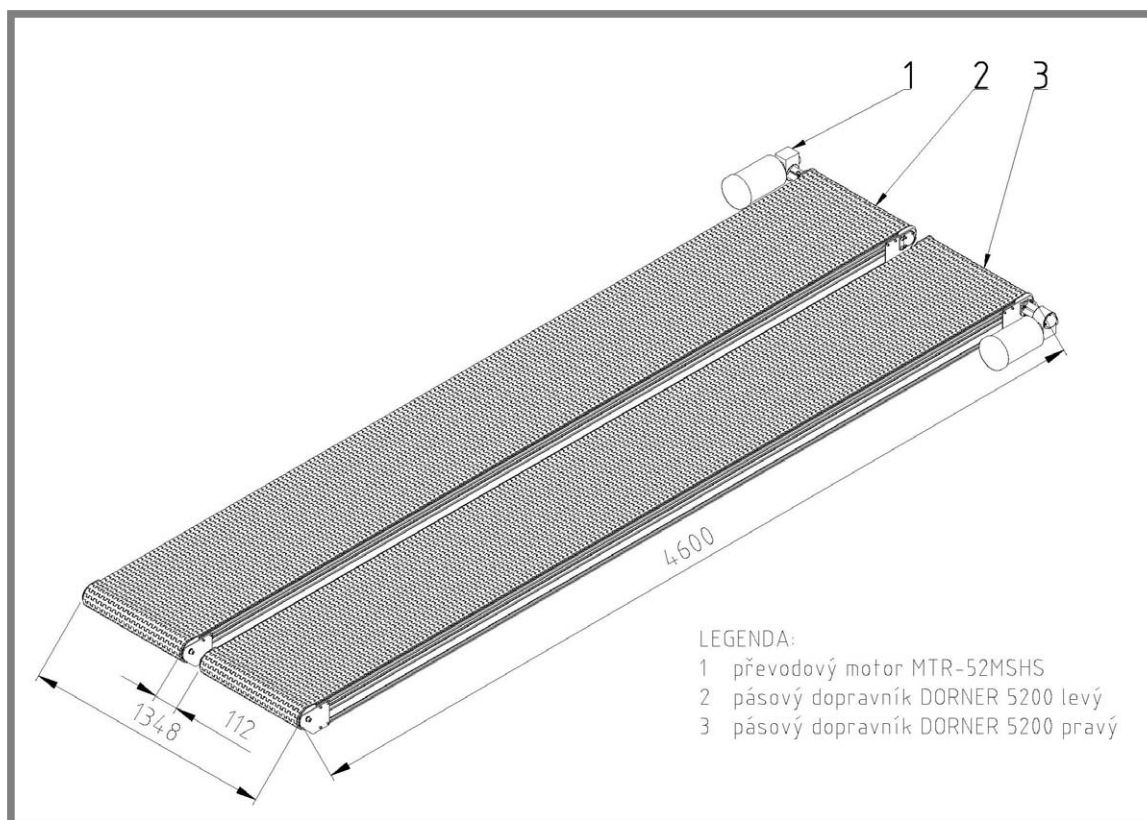
Obr. 7-20 Rozměrový náčrt pásových dopravníků.

Nosnost jednoho pásového dopravníku musí být vyšší než 1,5 násobek hmotnosti pneumatiky R24,5 ($1,5 \cdot 46\text{kg} = 69\text{kg}$), protože v jednom okamžiku mohou být na pásu tři pneumatiky. Rychlost pásu je zvolena 0,2 m/s. V tab. 7-3 je uveden přehled nejdůležitějších parametrů zvolených pásových dopravníků.

Tab. 7-3 Hlavní parametry pásového dopravníku DORNER 5200 Series.

Typ vedení pásu	kluzné
Šířka pásu [mm]	600
Délka pás. dopravníku [mm]	4600
Typ pásu	modulární
Materiál pásu	acetal
Rychlost pásu [m/s]	0,13 ÷ 0,33
Tloušťka pásu [mm]	10
Nosnost pás. dopravníku [kg]	400
Výkon elektrického pohonu [kW]	0,37

Uspořádání podsestavy pásových dopravníků (obr. 7-21):



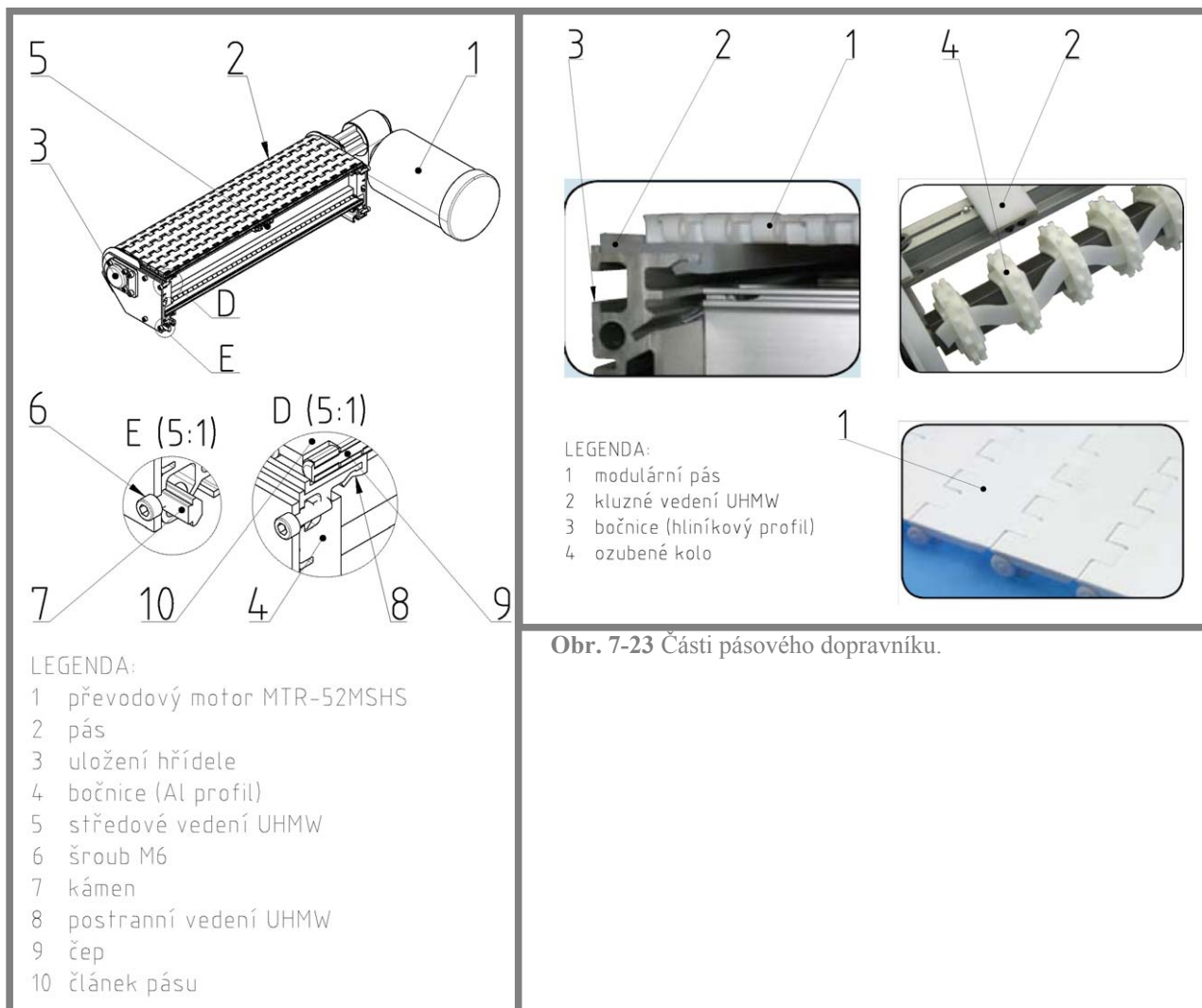
Obr. 7-21 Podsestava pásových dopravníků DORNER 5200 Series.

7.4.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

7.4.4

Konstrukce pásového dopravníku DORNER 5200 Series (obr. 7-22 a 7-23):

Jedná se o pásový dopravník s kluzným vedením (poz. 2 obr. 7-23) z materiálu UHMW. Acetalový pás dopravníku není celistvý, ale modulární (poz. 1 obr. 7-23). Pohonnou jednotkou pásového dopravníku je převodový motor (poz. 1 obr. 7-22), s možností regulace otáček. Přenos kroutícího momentu z hřídele pohonu na pás je zprostředkován pomocí plastového ozubeného kola (poz. 4 obr. 7-23). Rám pásového dopravníku je tvořen hliníkovými profily (poz. 3 obr. 7-23).



Obr. 7-23 Části pásového dopravníku.

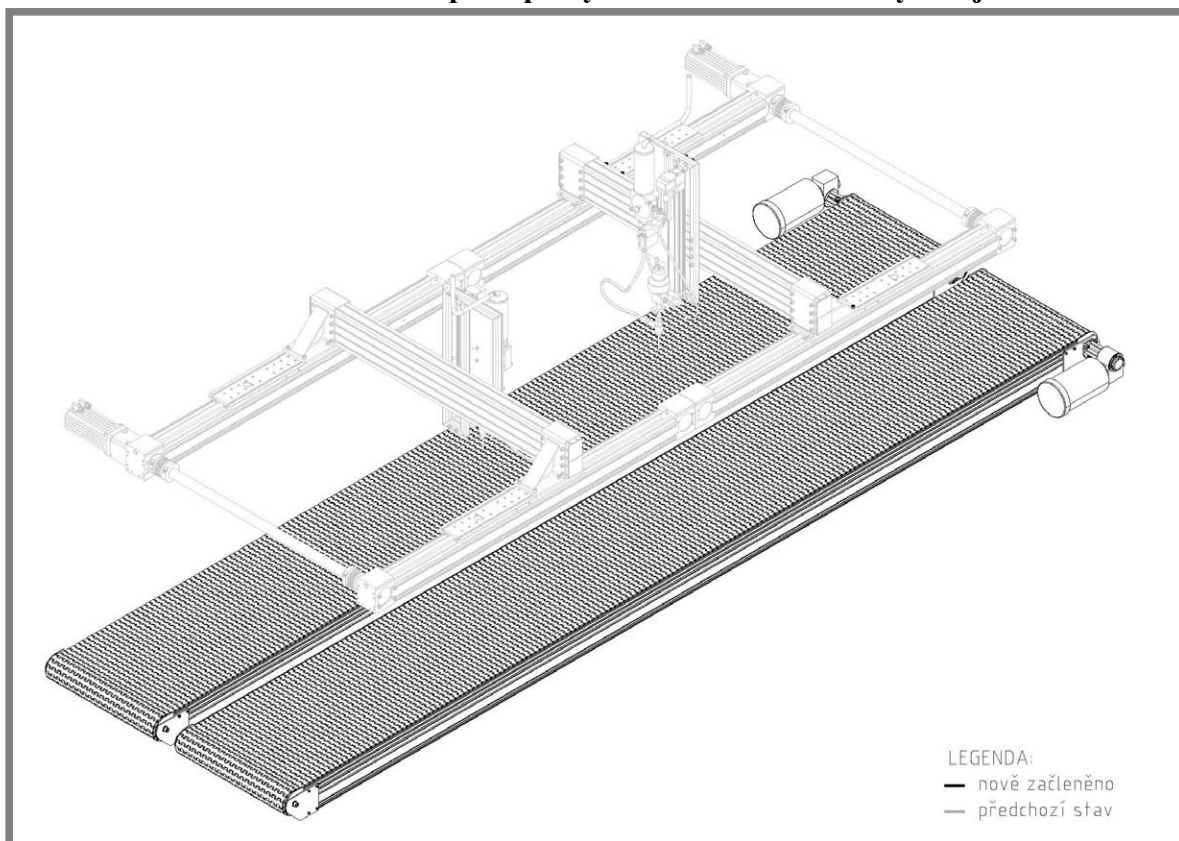
Obr. 7-22 Řez pásovým dopravníkem.

7.4.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-24 Vizualizace pod sestavy „pásové dopravníky“.

7.4.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-25 Postup vytváření celkové sestavy.

7.4.7 Kontrolní výpočet výkonu pohonu

Výpočet vychází ze základních vztahů pro smykové tření

$$f = 0,2 \text{ acetal } x \text{ UHMW}$$

$$k = 1,5$$

$$v_p = 0,2 \text{ m/s}$$

$$F_T = F_N \cdot f$$

$$F_N = \frac{1}{2}(F_{N1} + F_{N2} + F_{N3}) = \frac{1}{2}(500 + 500 + 500) \text{ N} = 750 \text{ N}$$

$$F_T = 750 \text{ N} \cdot 0,2 = 150 \text{ N}$$

$$P = F_T \cdot v_p \cdot k = 150 \text{ N} \cdot 0,2 \text{ m/s} \cdot 1,5 = 30 \text{ W}$$

kde:

f součinitel smykového tření

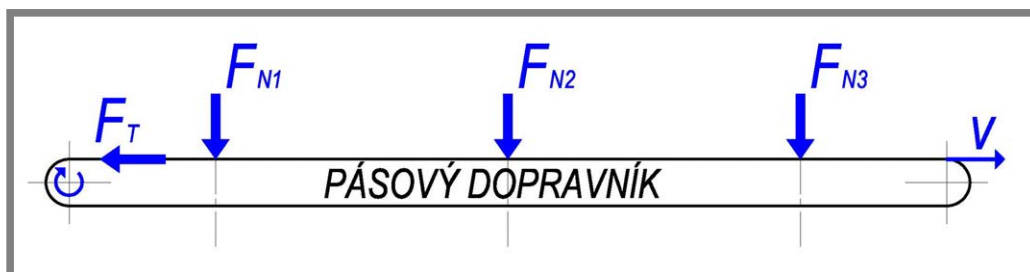
v_p [m/s].....požadovaná rychlost pásu

k bezpečnost zahrnující další ztráty třením

F_T [N].....třecí síla

F_N [N]normálová síla (součet tíhy tří pneumatik při úvaze, že jedna pneumatika váží 50kg)

P [W]potřebný výkon vstupující do pás. dopravníku



Obr. 7-26 Síly působící na pásový dopravník.

Závěr:

Výkon zvoleného pohonu pásového dopravníku je 370W, což je přibližně 12x více než vypočtený minimální potřebný výkon pohonu (30W) → zvolený pohon je *dostačující*.

7.5 Nosná konstrukce

7.5.1 Stručný popis funkce

Nosná konstrukce slouží jako podpora ostatních strojních celků.

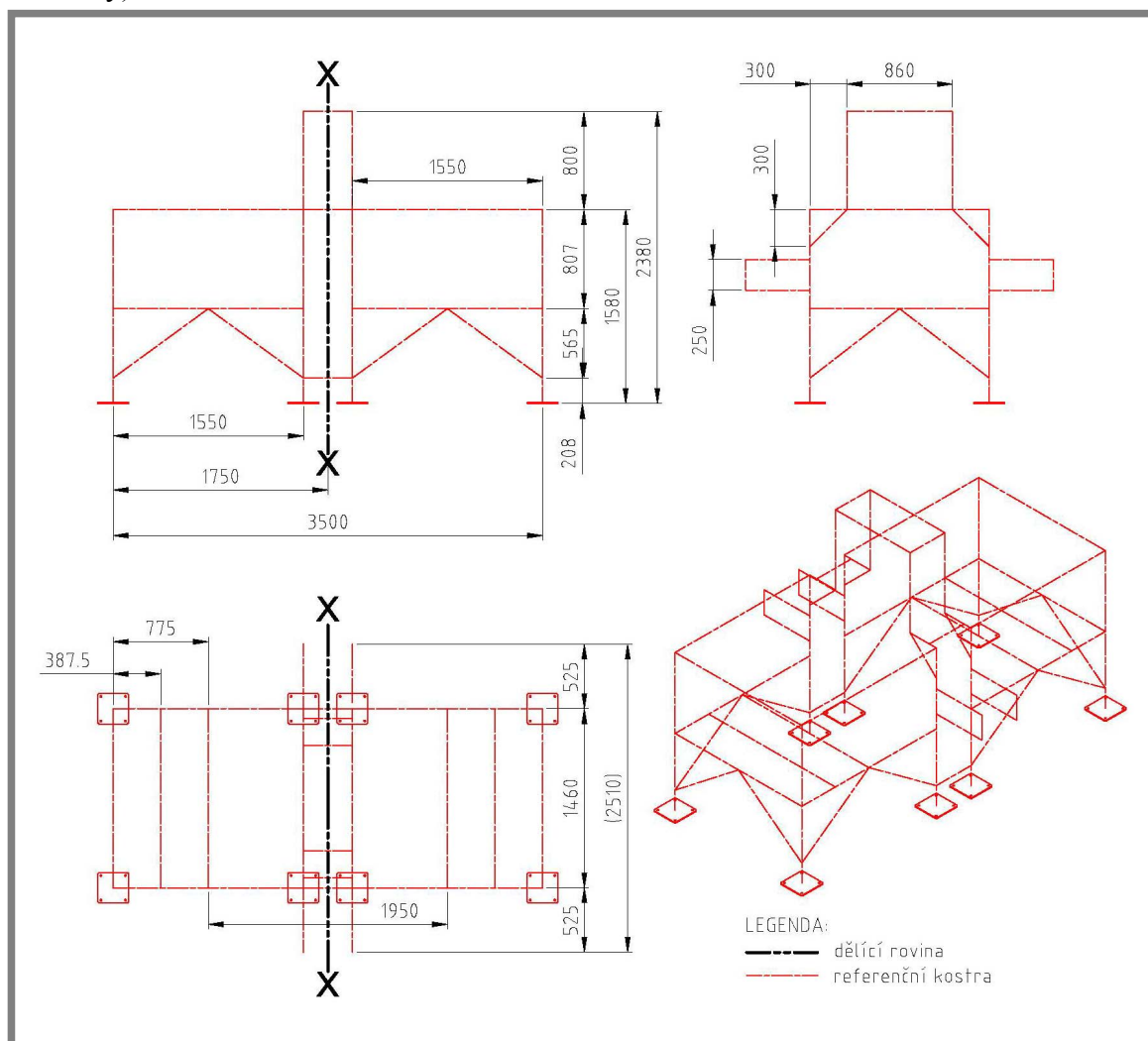
7.5.2 Základní požadavky na konstrukci

- Dobrá odolnost vůči korozi.
- Dostatečná tuhost konstrukce.
- Možnost začlenění bezpečnostních prvků.
- Jednoduchost výroby.
- Uzpůsobení konstrukce pro snadný transport.

7.5.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

Tvar a rozměry nosné konstrukce (obr. 7-27):

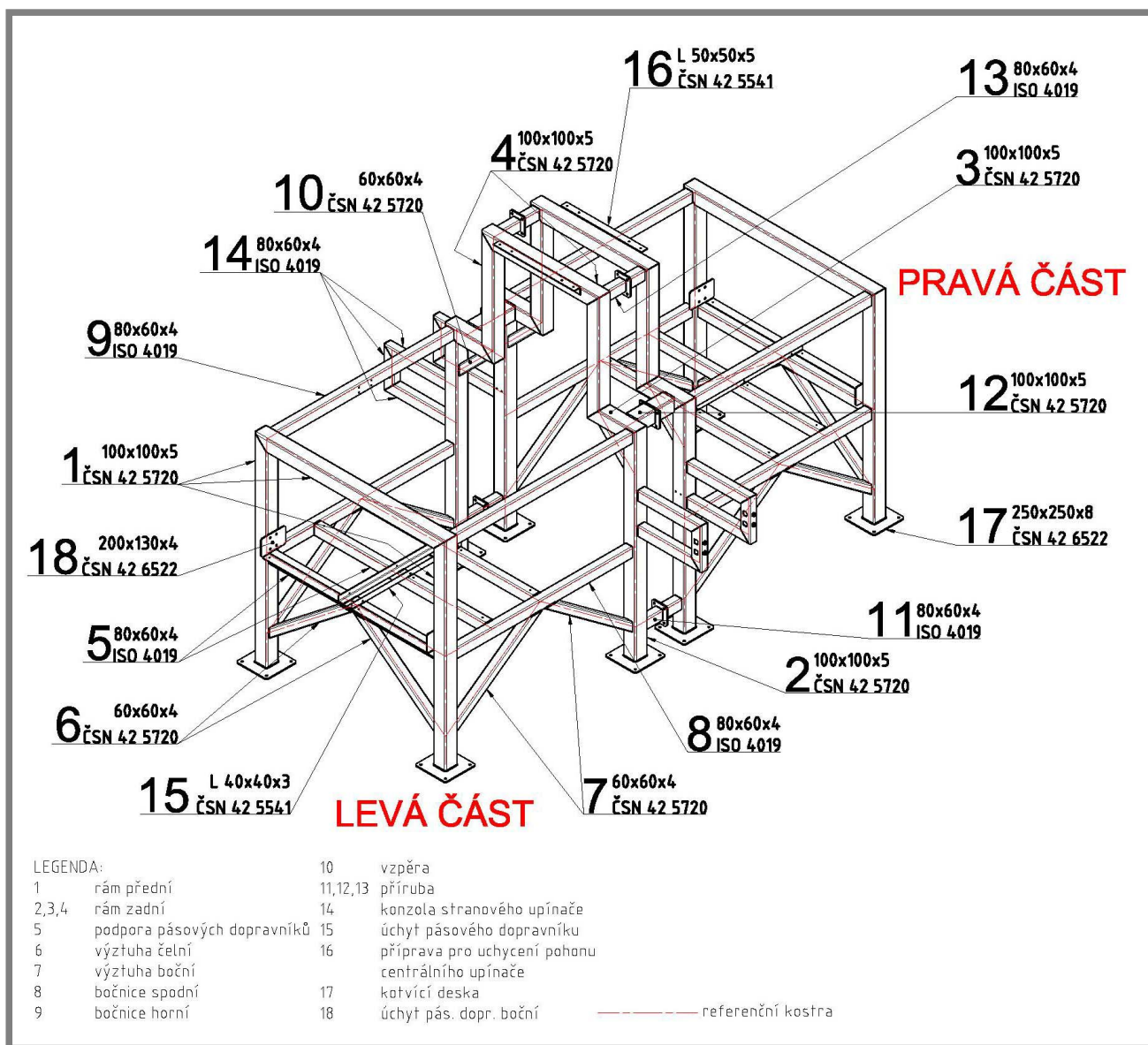
Tvar konstrukce je uzpůsoben doposud zkonstruovaným podsestavám. Je nutné uvažovat s umístěním v budoucnu zkonstruovaných podsestav. Navržený tvar konstrukce pokrývá většinu délky pásových dopravníků. Za účelem snadnějšího transportu a manipulace je nosná konstrukce dvojdílná (dělicí rovina označena křížky).



Obr. 7-27 Tvar a rozměry nosné konstrukce.

Volba typů a dimenze nosníků (obr. 7-28):

Prioritou při volbě nosníků je vytvořit co nejideálnější upínací plochy pro umístění všech strojních celků.

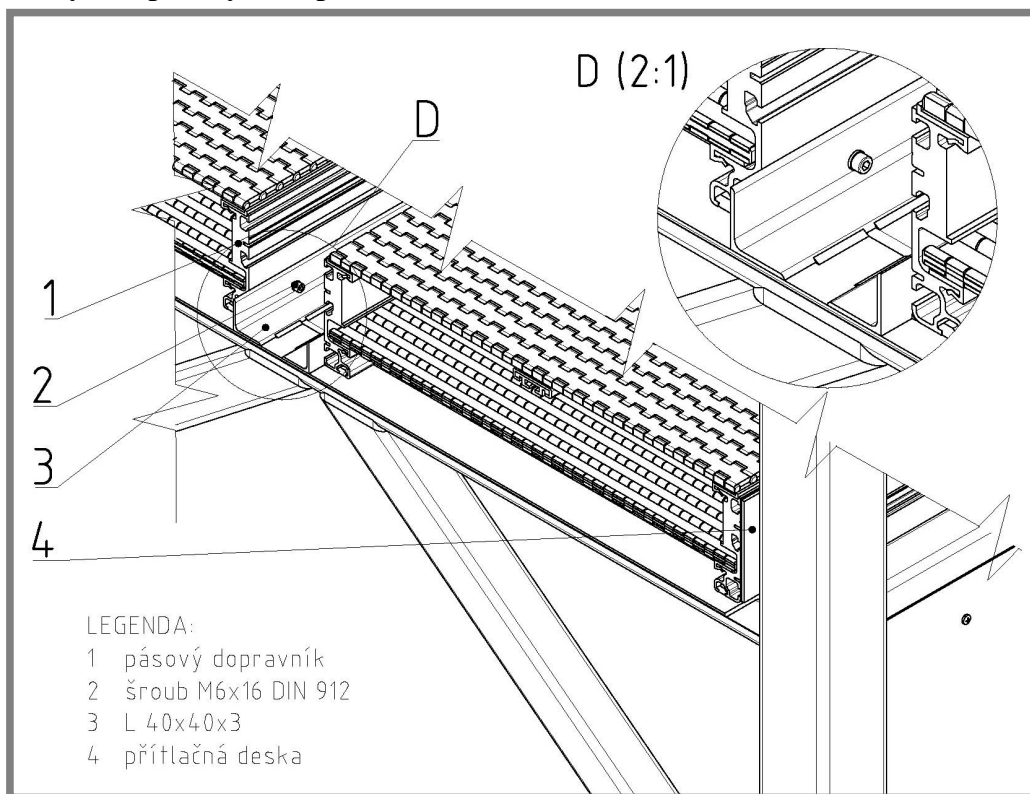


Obr. 7-28 Popis dimenzí a typů nosníků.

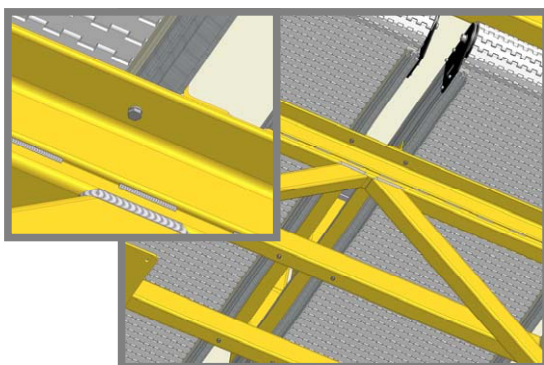
Levá část konstrukce je přírubami spojena s pravou částí šroubovými spoji M 12.

7.5.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

Uchycení pásových dopravníků:



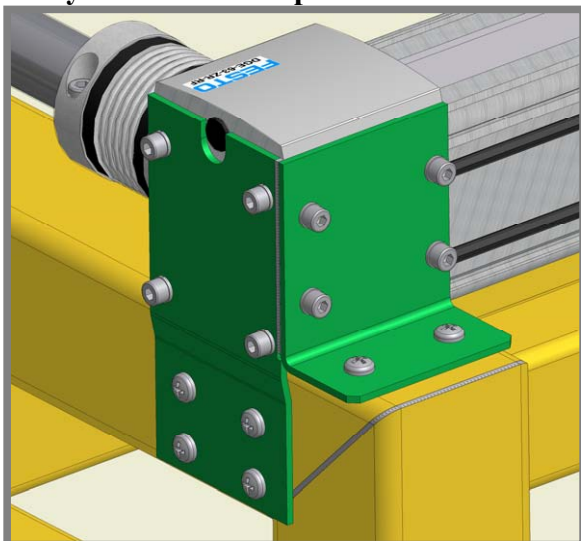
Obr. 7-29 Konstrukční řešení bočního uchycení pásových dopravníků.



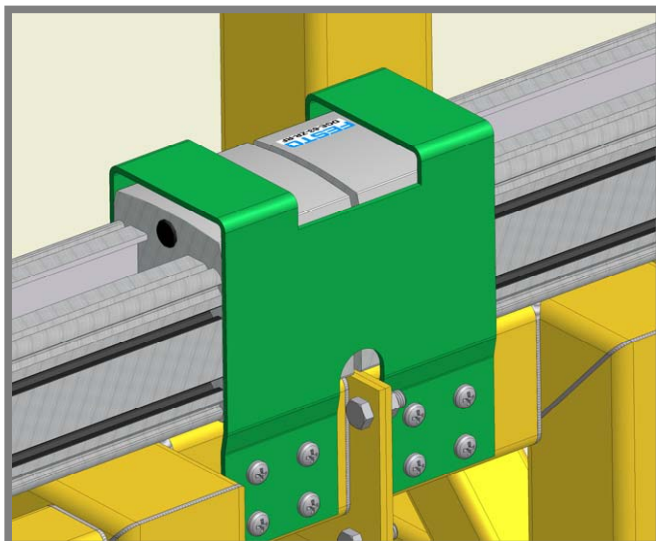
Obr. 7-30 Konstrukční řešení spodního uchycení pásových dopravníků.

Dopravníky jsou uchyceny z boční a spodní strany. Boční uchycení je řešeno z jedné strany pomocí šroubů (poz. 2) a z druhé strany pogumovanou přítlačnou deskou (poz. 4). Spodní uchycení je řešeno obdobně šroubovými spoji (obr. 7-30).

Uchycení lineárního pohonu:



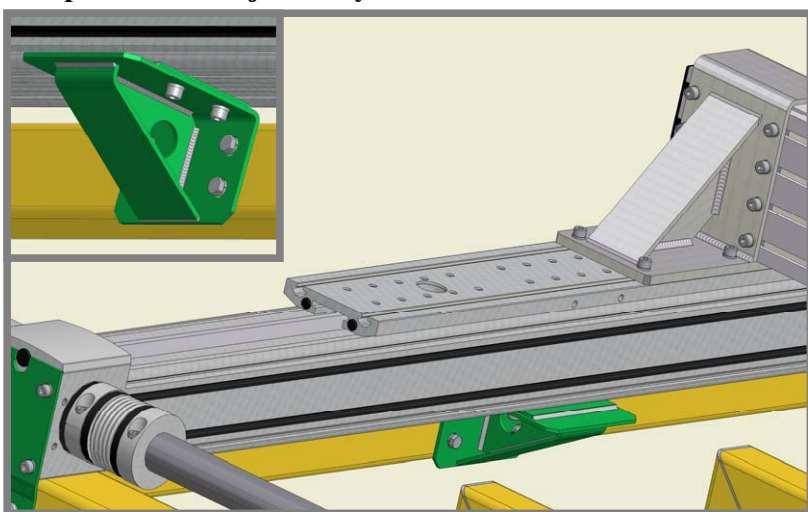
Obr. 7-31 Krajní konzole lineárního pohonu.



Obr. 7-32 Středová konzole lineárního pohonu.

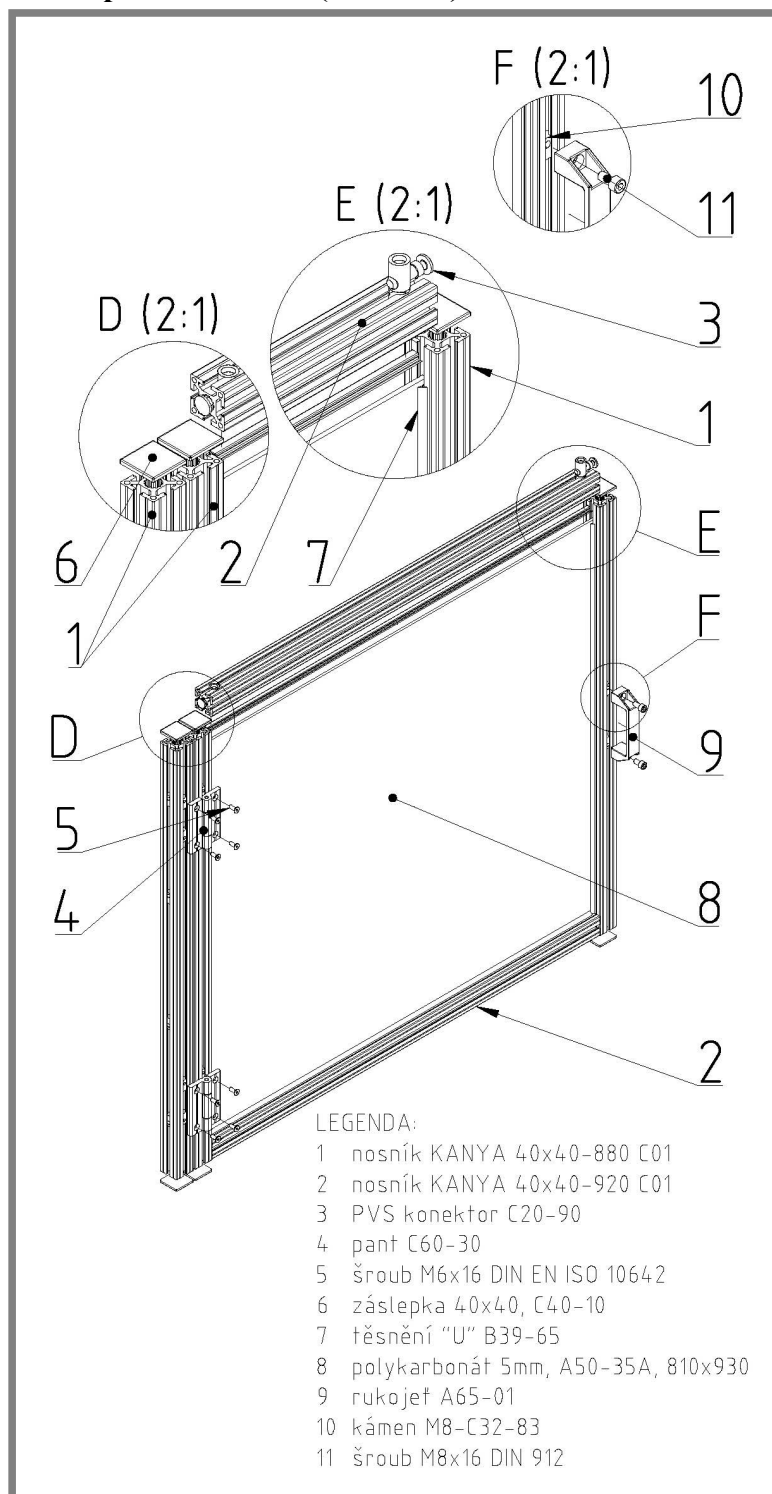
Poloha každé jednotky lineárního pohonu je vymezena dvěma plechovými konzolami. Dvě lineární jednotky mají společnou středovou konzoli (obr. 7-32). Krajní konzole (obr. 7-31) jsou připevněny k tělesu lineární jednotky šroubovými spoji M8.

Podpěra lineární jednotky:

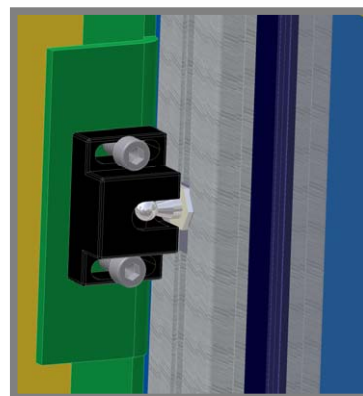


Obr. 7-33 Podpěra lineární jednotky.

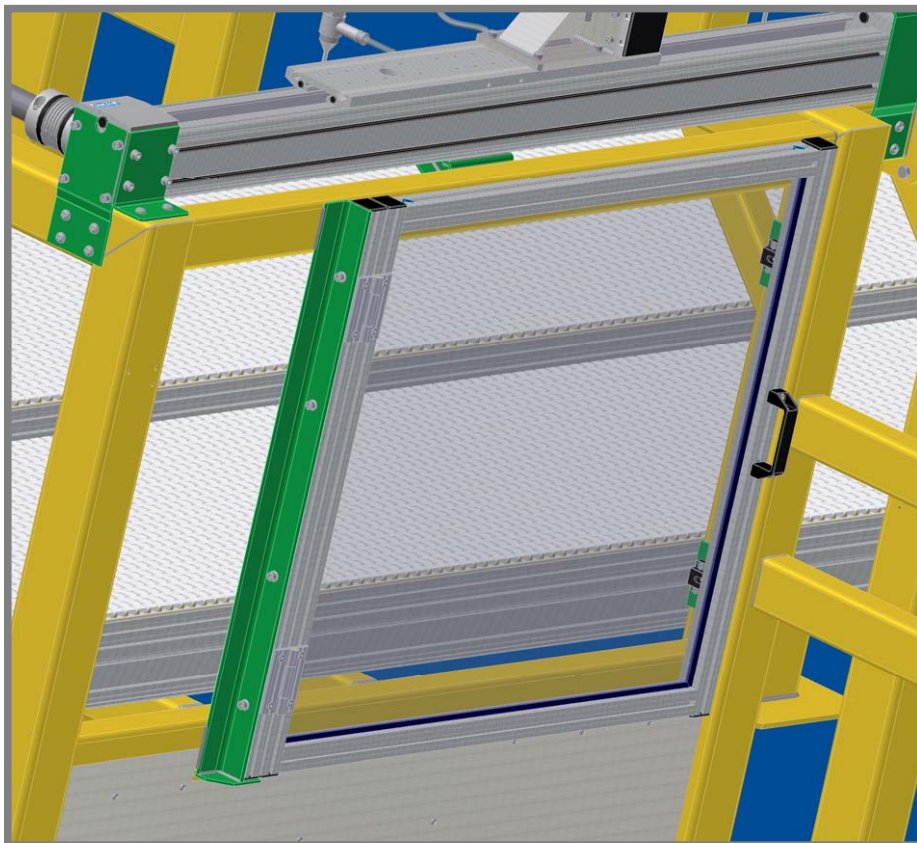
Jednotky lineárního pohonu jsou podepřeny podpěrou svařovanou plechovou podpěrou (obr. 7-33).

Bezpečnostní okno (obr. 7-34):**Obr. 7-34** Bezpečnostní okno (rozpad sestavy).

Okno je sestrojeno ze součástí od firmy KANYA. Rám okna je tvořen hliníkovými profily které jsou spojeny konektory PVS (poz. 3). Polykarbonátová výplň okna (poz. 8) tl. 5 mm je v rámu uchycena pomocí těsnění (poz. 7). Fixace okna je v poloze „uzavřeno“ zajištěna mechanismem „ball catch“ (obr. 7-35).

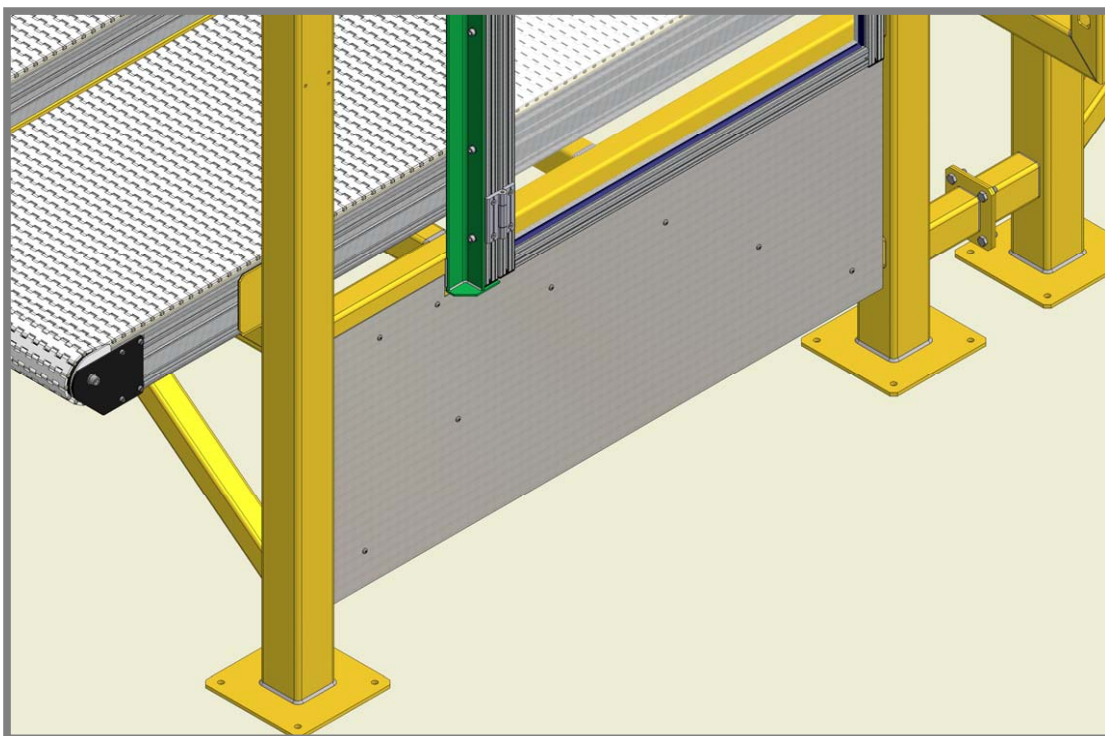
**Obr. 7-35** Mechanismus „ball catch“.**Obr. 7-36** Umístění mechanismu „ball catch“.

Začlenění bezpečnostního okna do nosné konstrukce (obr. 7-37):



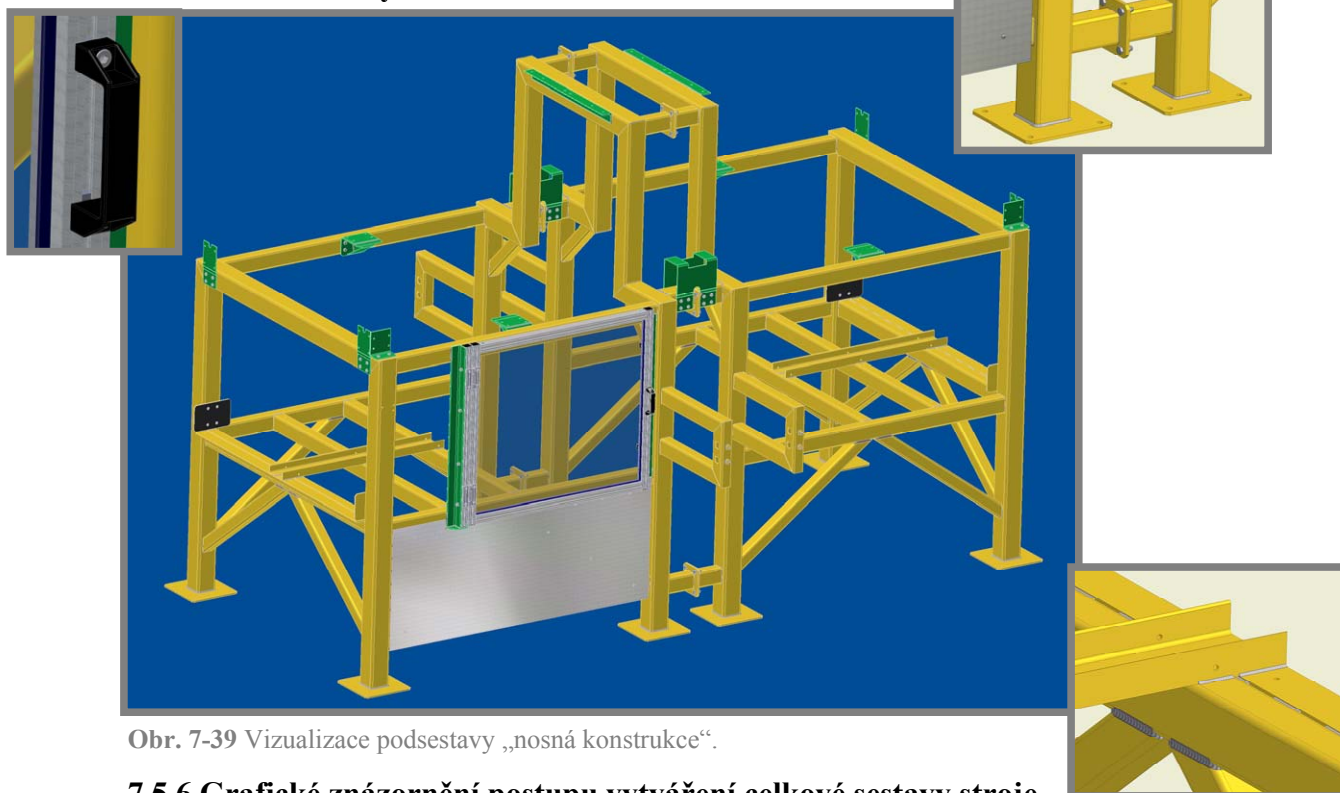
Obr. 7-37 Bezpečnostní okno (vizualizace).

Přístrojová deska (obr. 7-38):



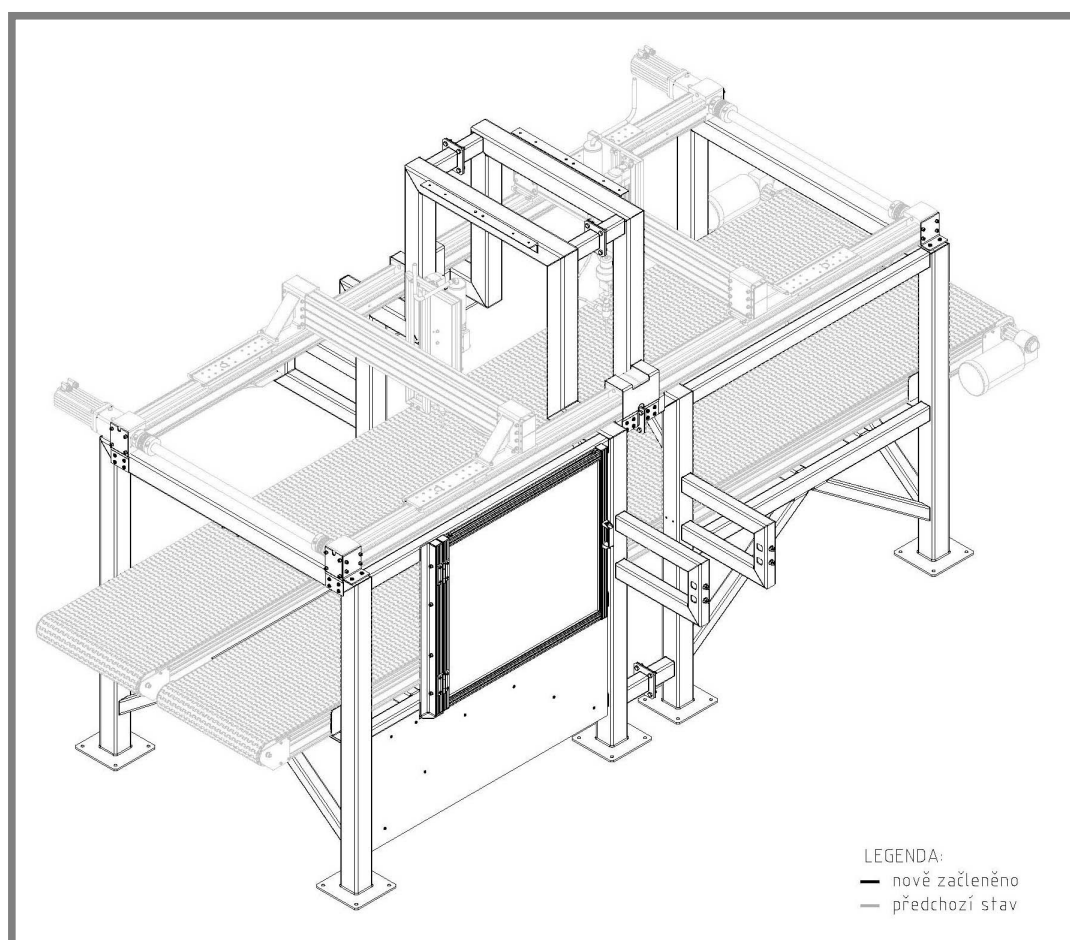
Obr. 7-38 Přístrojová deska.

7.5.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-39 Vizualizace podestavy „nosná konstrukce“.

7.5.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-40 Postup vytváření celkové sestavy.

7.6 Stranový upínač

7.6

7.6.1 Stručný popis funkce

7.6.1

Funkcí stranového upínače je upnutí pneumatiky během řezného procesu v druhé fázi dělení.

7.6.2 Základní požadavky na konstrukci

7.6.2

- Dobrá odolnost vůči korozi.
- Montáž do připravených konzolí v nosné konstrukci.
- Snadná výměna pohonné jednotky stranového upínače.

7.6.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

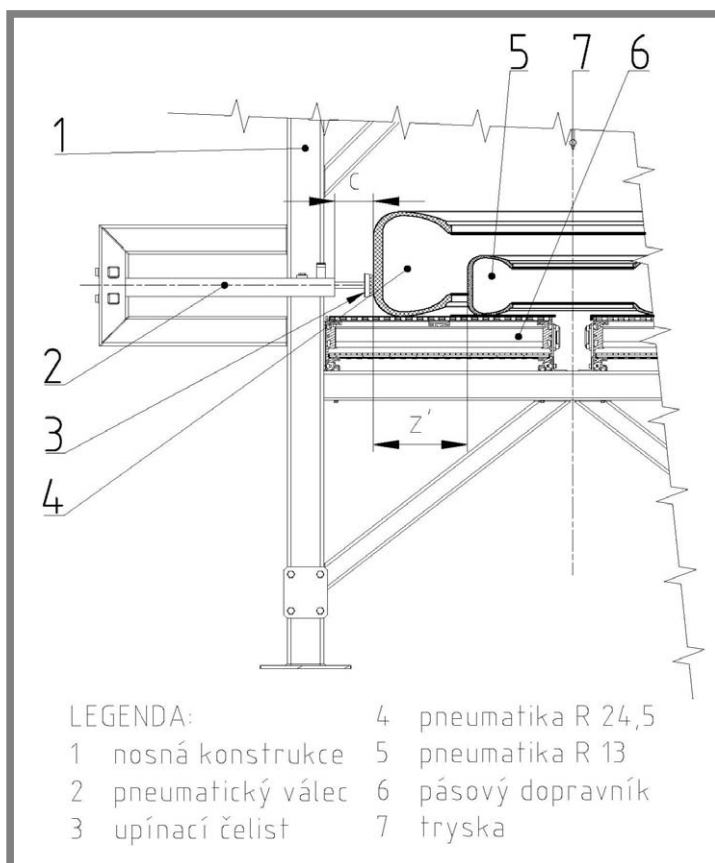
7.6.3

Volba pohonu:

Pohonnou jednotku stranového upínače tvoří pneumatický válec DNC s brzdou od firmy FESTO. Válec je vhodný pro upínací účely.

K určení konkrétního typu válce je nutné znát maximální požadovaný zdvih a sílu při vysouvání pístnice. Minimální velikost požadované síly při vysouvání pístnice je dána požadovanou upínací silou. Zvolená velikost upínací síly je 100 N.

Požadovaný zdvih pístnice je určen z rozměrového náčrtu situace při upínání pneumatiky na obr. 7-41. Čistý zdvih označený „z“ je polovina rozdílu vnějších průměrů pneumatik. Z funkčního hlediska je nutné, aby pozice upínací čelisti ve stavu „uvolněno“ byla posunuta zhruba o rozměr „c“ směrem od kontury pneumatiky.



$$z = c + z'$$

$$z = (135 + 239)mm$$

$$z = 374mm$$

Kde z je hodnota požadovaného zdvihu.

Hlavní parametry zvoleného pneumatického válce DNC-40-400-PPV-A-K3-KP jsou uvedeny v tab. 7-4.

Obr. 7-41 Rozměrový náčrt situace při upínání pneumatiky.

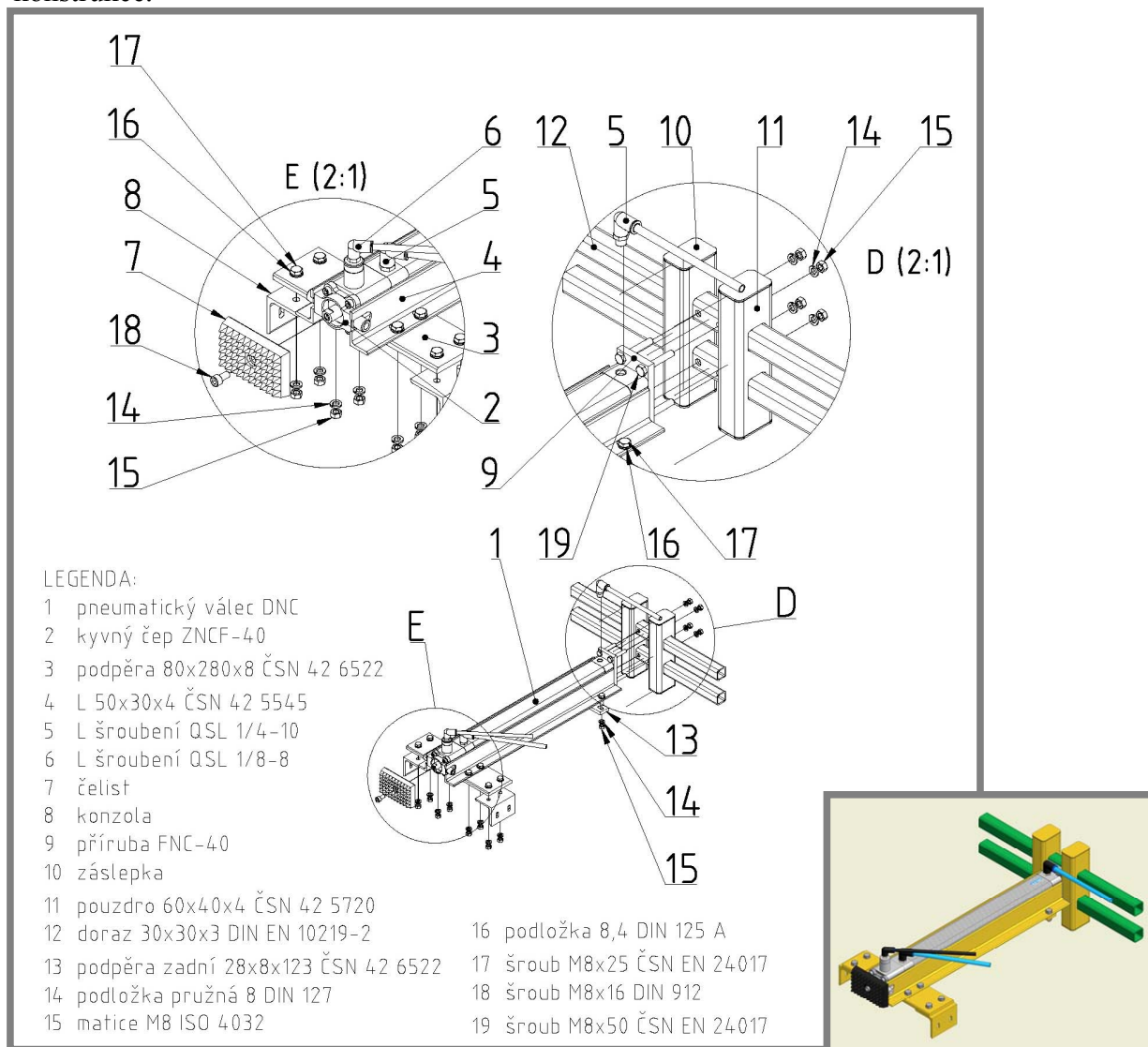
Tab. 7-4 Hlavní parametry pneumatického válce DNC.

Max. zdvih [mm]	400
Průměr pístnice [mm]	16
Připojení vzduchového potrubí [inch]	G1/4
Připojení vzd. potrubí brzdy [inch]	G1/8
Provozní tlak [bar]	1,5-10
Teoretická síla pro pohyb vpřed při 6 barech [N]	633

7.6.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

Konstrukce stranového upínače:

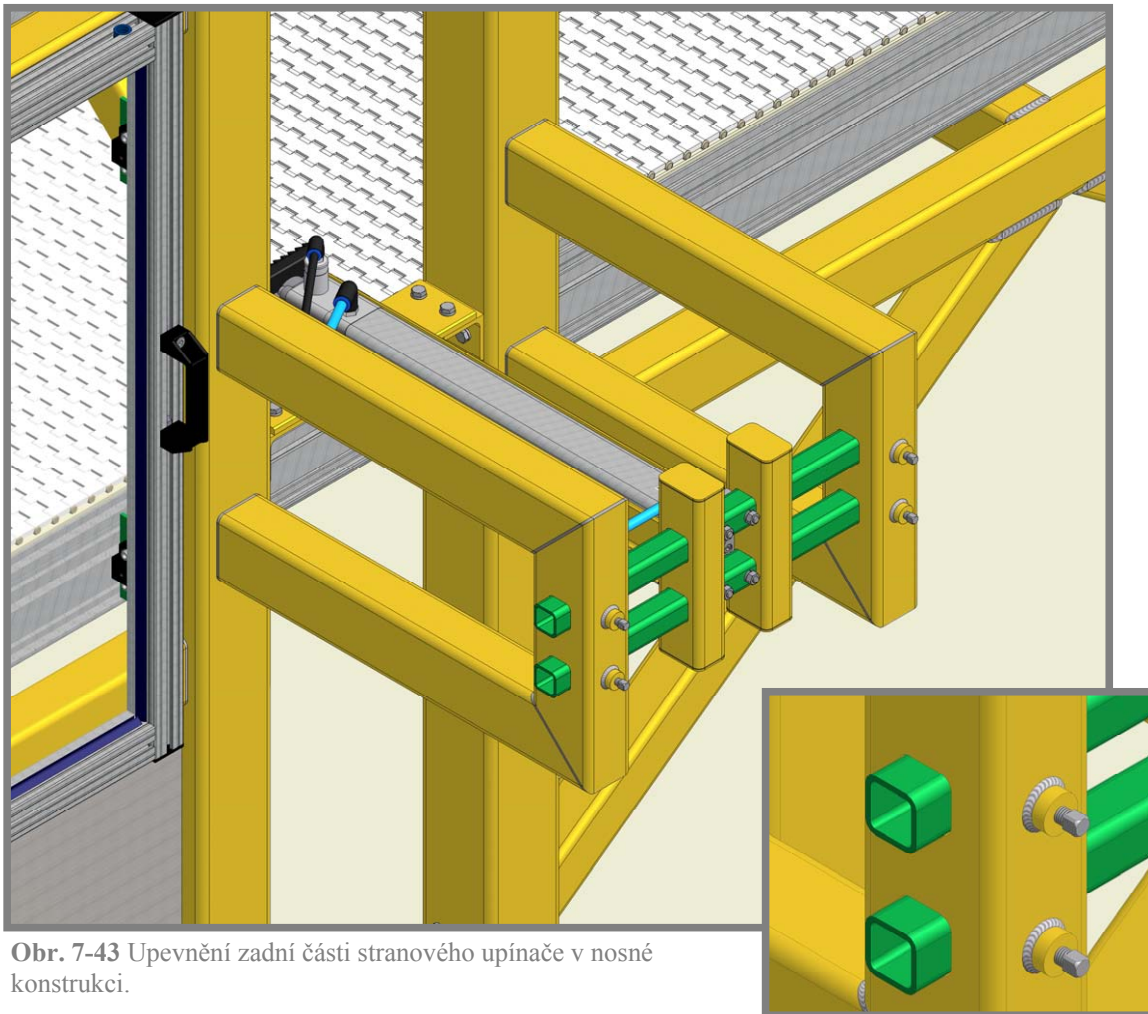
Konstrukce stranového upínače je prezentována na obr. 7-42 formou rozpadu sestavy. Pneumatický válec je pomocí příruby připevněn k dorazům (poz. 12). Na straně druhé je válec uložen na kyvném čepu, který zapadá do drážek v L-profilech (poz. 4). L-profilů jsou podepřeny podpěrami (poz. 3 a 13). Dorazy (poz. 12) jednak zachycují osovou sílu od pístnice a jednak slouží pro začlenění podsestavy do nosné konstrukce.



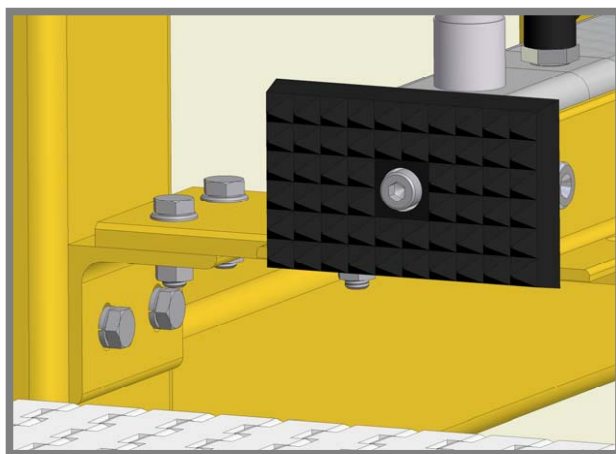
Obr. 7-42 Konstrukce stranového upínače.

Začlenění podsestavy stranového upínače do nosné konstrukce:

Podsestava stranového upínače je zakomponována do připravené konzoly nosné konstrukce pomocí dorazů. Dorazy jsou zafixovány stavěcími šrouby (viz obr. 7-42). Na opačné straně je stranový upínač připevněn k nosné konstrukci čtyřmi šroubovými spoji M 8 (obráz. 7-43).

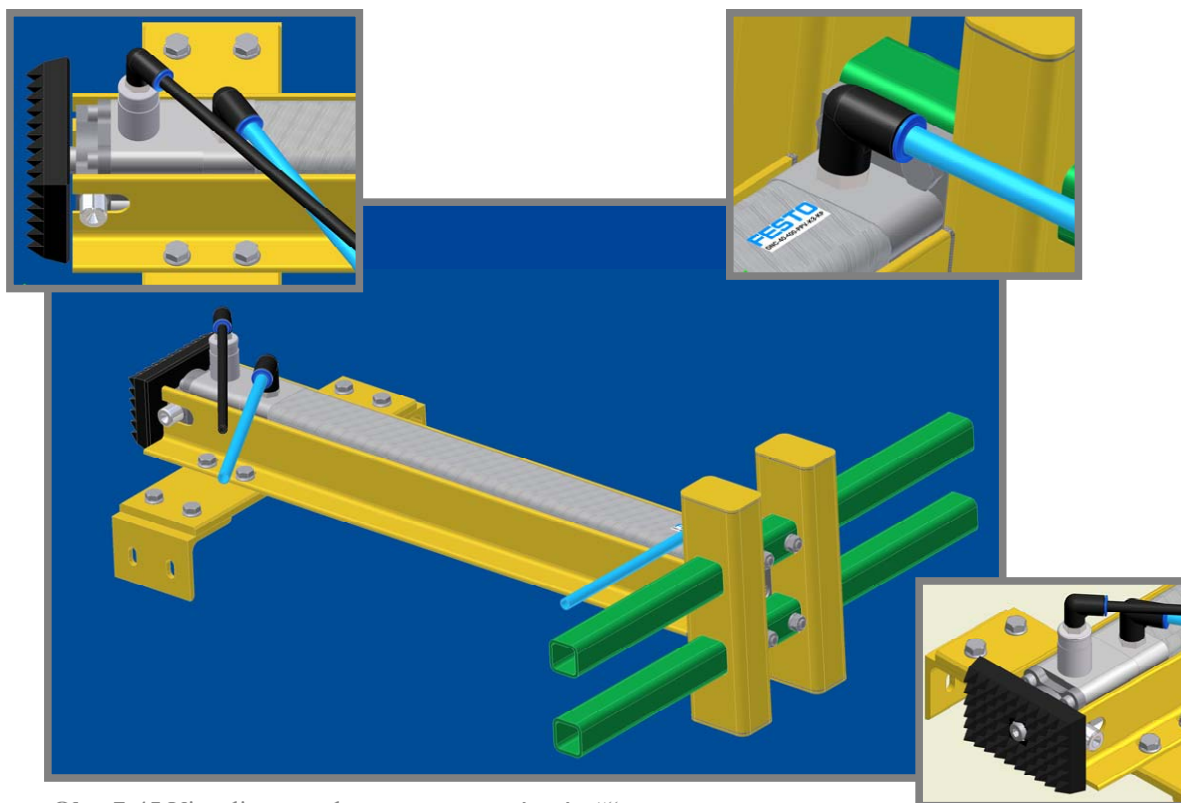


Obr. 7-43 Upevnění zadní části stranového upínače v nosné konstrukci.



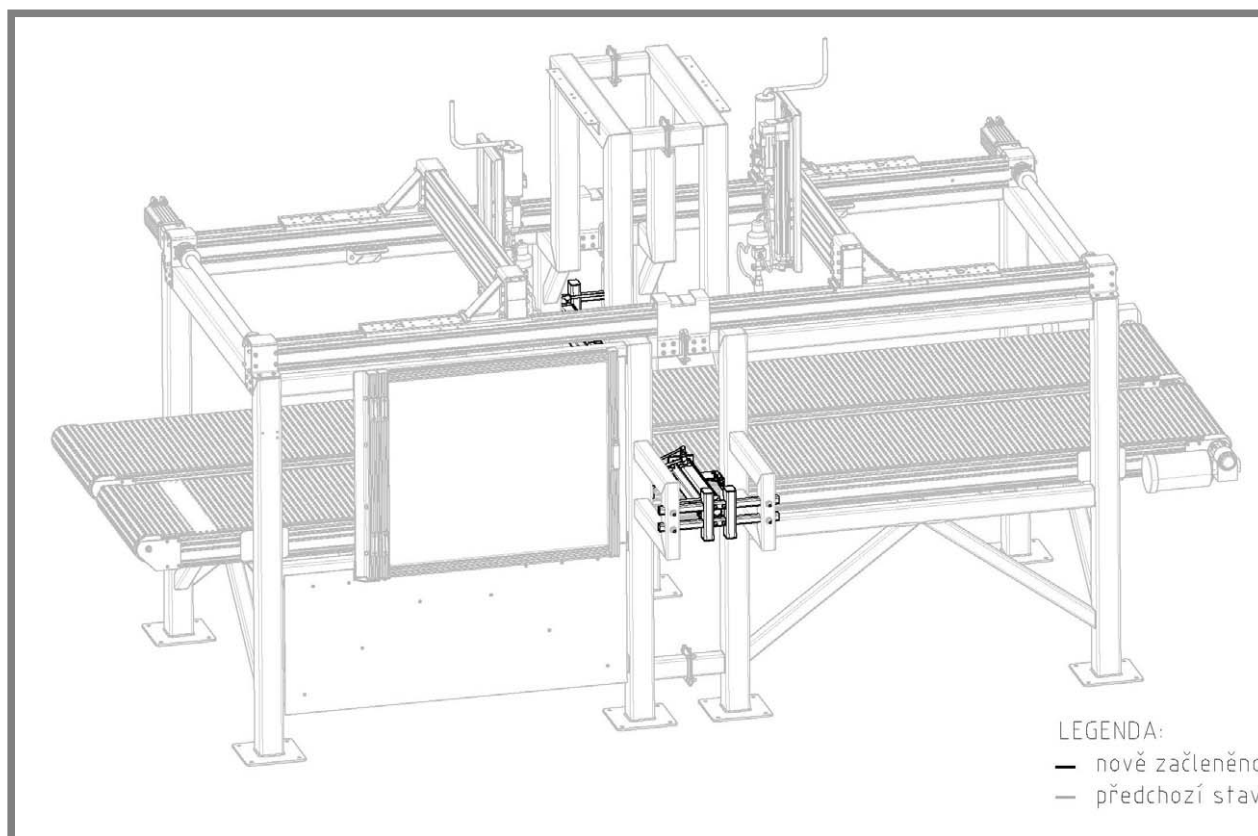
Obr. 7-44 Upevnění přední části stranového upínače v nosné konstrukci.

7.6.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-45 Vizualizace podsestavy „stranový upínač“.

7.6.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-46 Postup vytváření celkové sestavy.

7.7 Vystředovač

7.7

7.7.1 Stručný popis funkce

7.7.1

Funkcí zařízení je navedení pneumatiky do přibližného středu zakládacího místa.

7.7.2 Základní požadavky na konstrukci

7.7.2

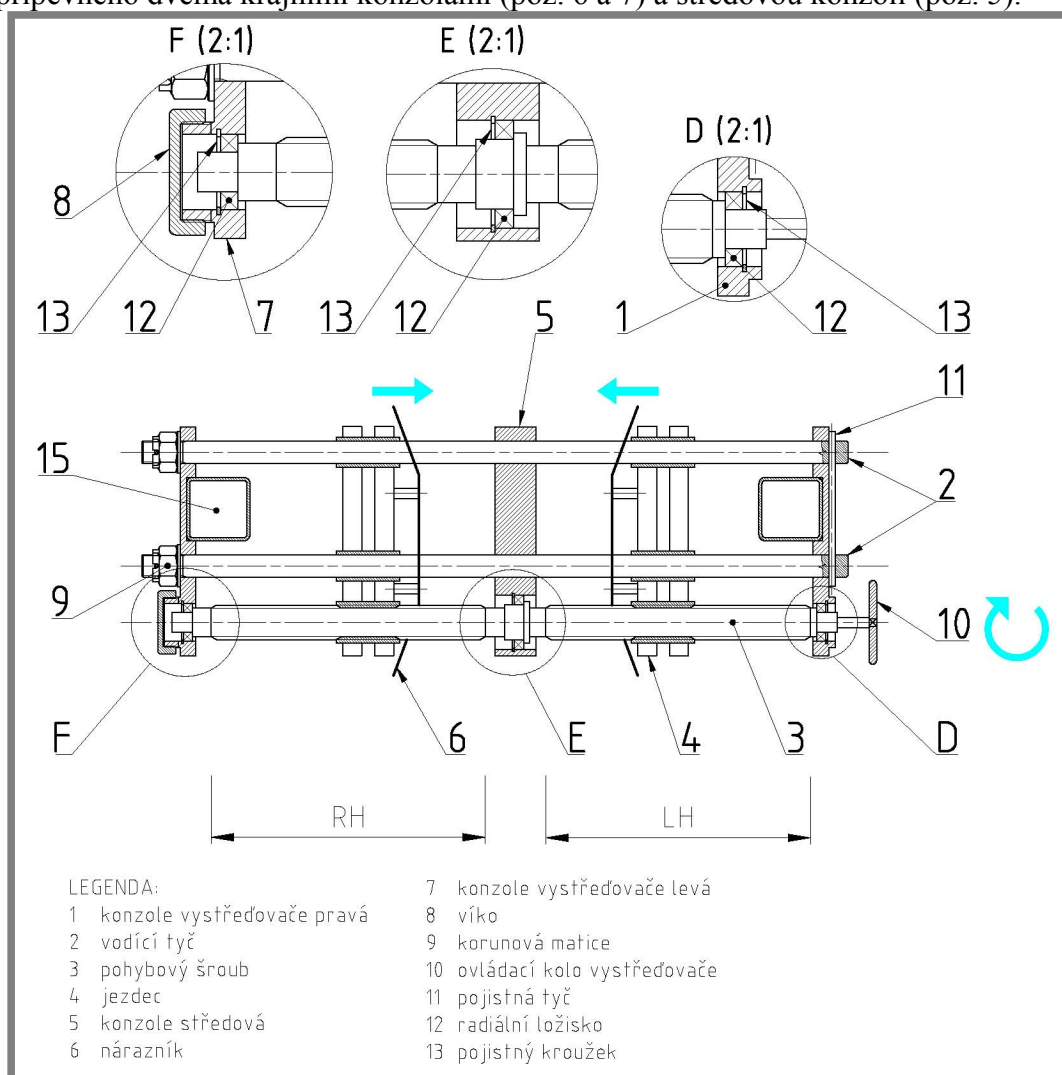
- Ovládání zařízení z jednoho místa.
- Snadná integrace vystředovače do nosné konstrukce.

7.7.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

7.7.3

Popis navržené konstrukce (obr. 7-47):

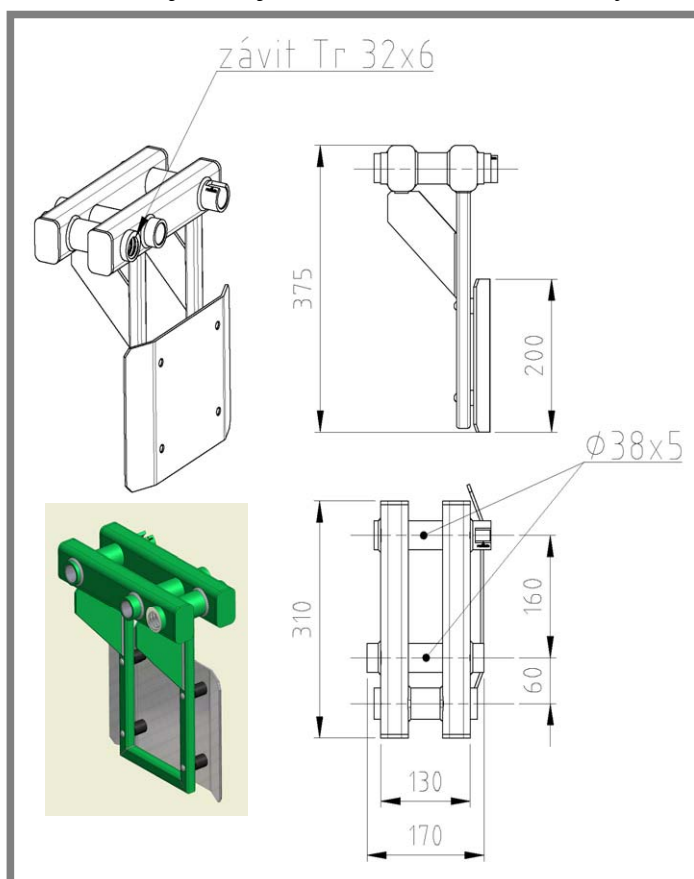
Hlavními funkčními částmi jsou dva jezdcí (poz. 4) uváděné do pohybu prostřednictvím šroubového převodu. Ten sestává z pohybového šroubu (poz. 3) s pravým a levým (LH) lichoběžníkovým rovnoramenným závitem. Díky otáčení pohybového šroubu se oba jezdcí pohybují proti sobě. Stabilita a trajektorie jezdců je zajišťována přímočarým vedením v podobě dvou vodících tyčí (poz. 2). Druhou funkcí vodících tyčí je fixace vystředovače k nosné konstrukci svěrným účinkem vyvozeným korunovými maticemi (poz. 9). Zařízení je k nosné konstrukci připevněno dvěma krajními konzolami (poz. 6 a 7) a středovou konzolí (poz. 5).



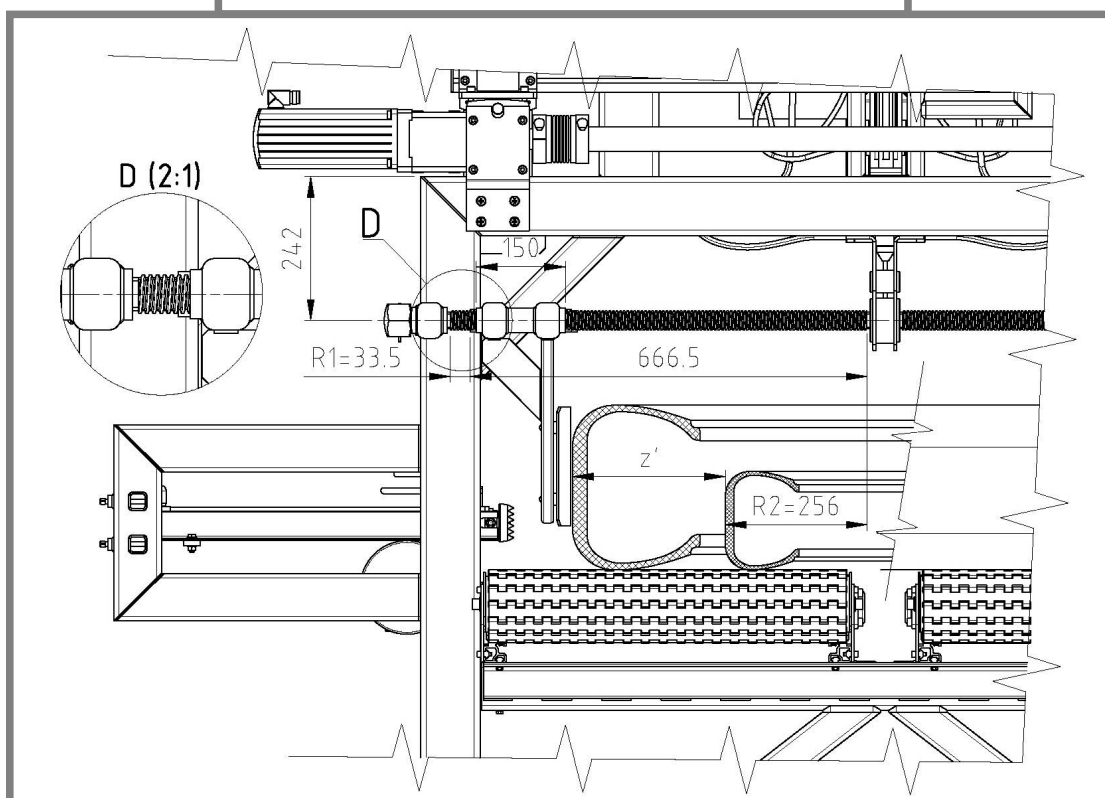
Obr. 7-47 Navržená konstrukce vystředovače.

Volba rozměrů zařízení:

Nejpodstatnější rozměr je požadovaný zdvih obou jezdců, který bude udávat potřebnou délku závitů. Nejdříve je nutné navrhnout rozměry a konstrukci jezdců (obr. 7-48)



Obr. 7-48 Konstrukce a rozměry jezdců.



Obr. 7-49 Rozměrový náčrt situace při vystředění pneumatiky.

Z obr. 7-49 je zřejmé, že zařízení je navrženo s dvěma rozměrovými rezervami (R_1 a R_2) zdvihu jezdce. Důvodem je ponechání možnosti zakládat do stroje i pneumatiky o nepatrně vyšším vnějším průměru. Rezerva R_2 slouží pro servisní účely. Délka závitu je zvolena 700 mm ($666,5 + 33,5$) na každé straně. Pracovní zdvih označen „z“ činí 239 mm.

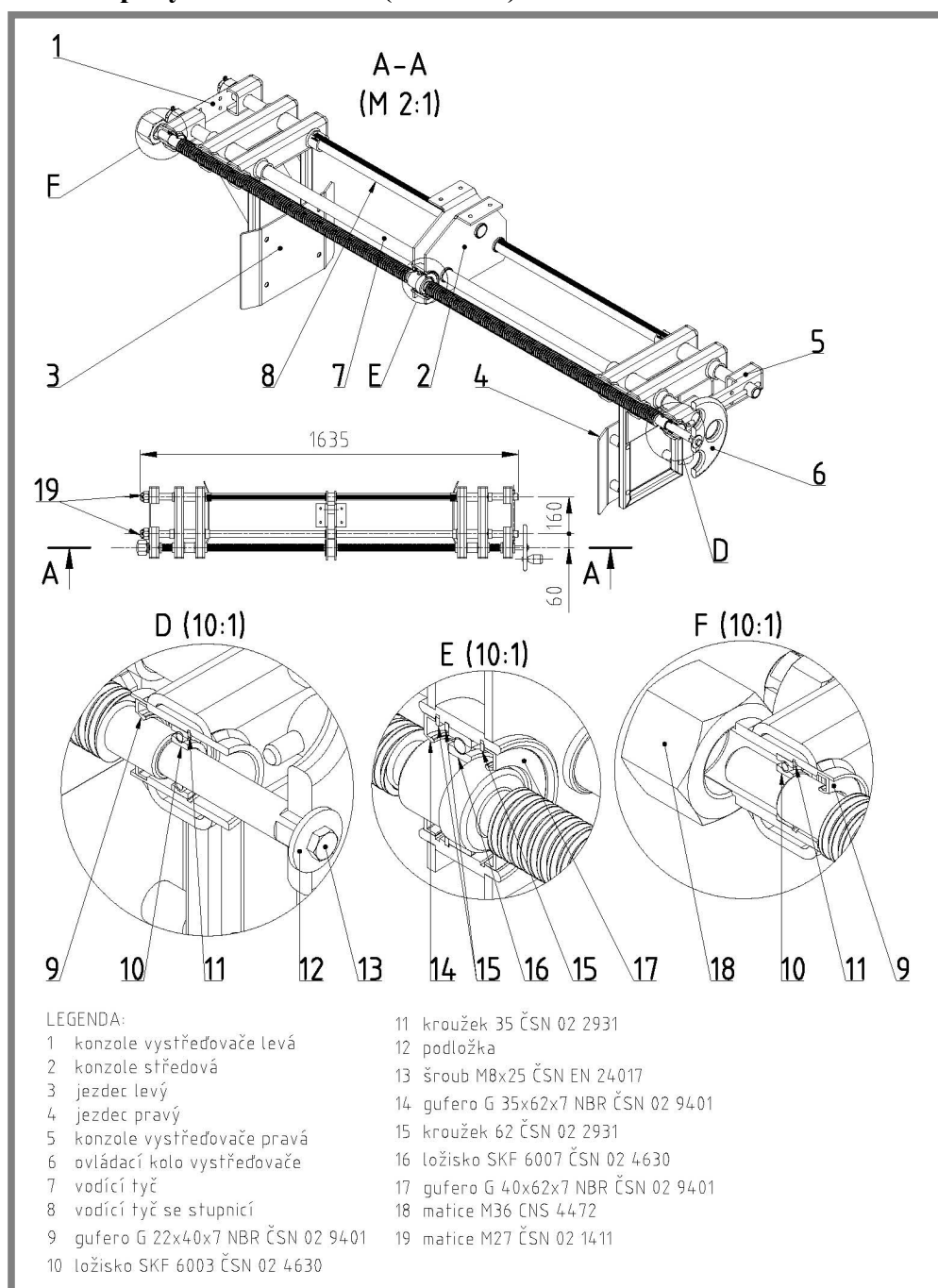
Hodnota celkového zdvihu jezdce na jedné straně:

$$z = (700 - 150) \text{ mm} = \underline{\underline{550 \text{ mm}}}$$

7.7.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

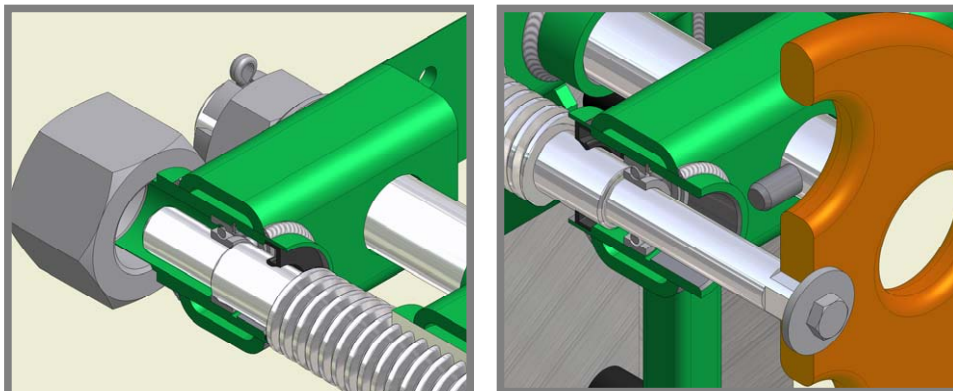
7.7.4

Uložení pohybového šroubu (obr. 7-50):



Obr. 7-50 Výsledná konstrukce vystředovače s detaily uložení pohybového šroubu.

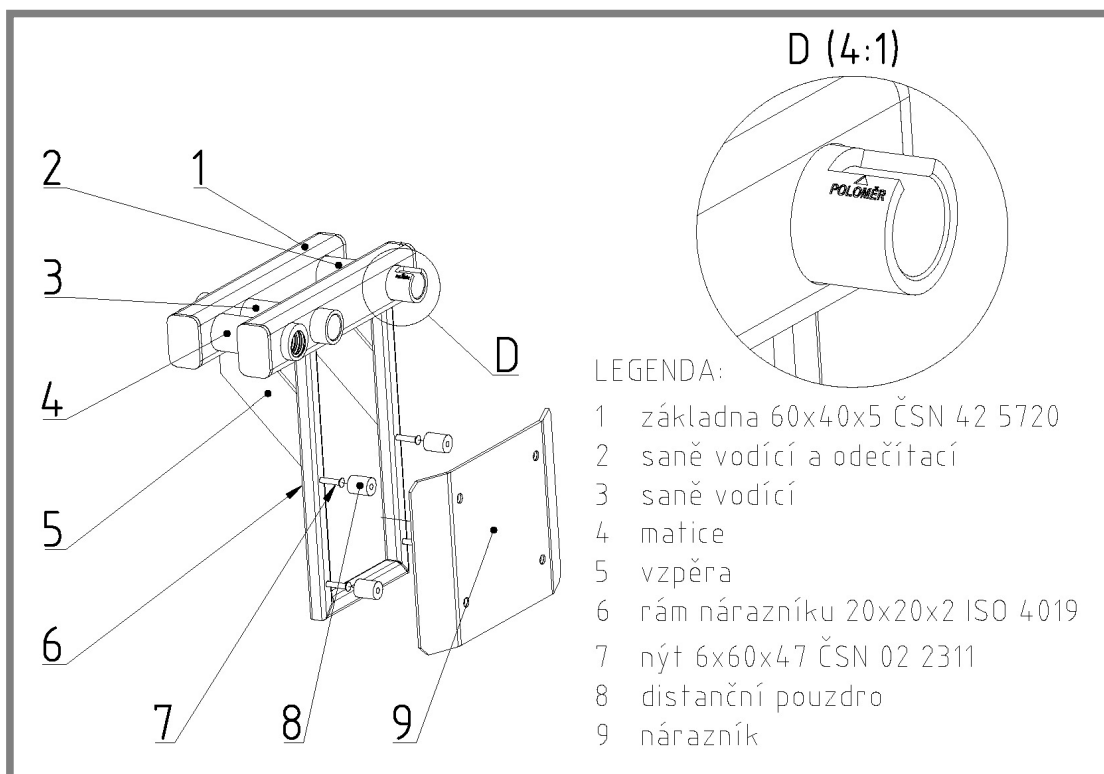
Pohybový šroub je otočně uložen ve třech konzolách (poz. 1, 2, 5) pomocí radiálního ložiska (poz. 10 a 16). Konzoly (poz. 1 a 5) mají montážní výřez odpovídající rozměru profilu nosné konstrukce. V každé konzoli je pouzdro sloužící k uložení pohybového šroubu (viz detaily D, E, F).



Obr. 7-51 Vizualizace detailů uložení pohybového šroubu.

Jezdec:

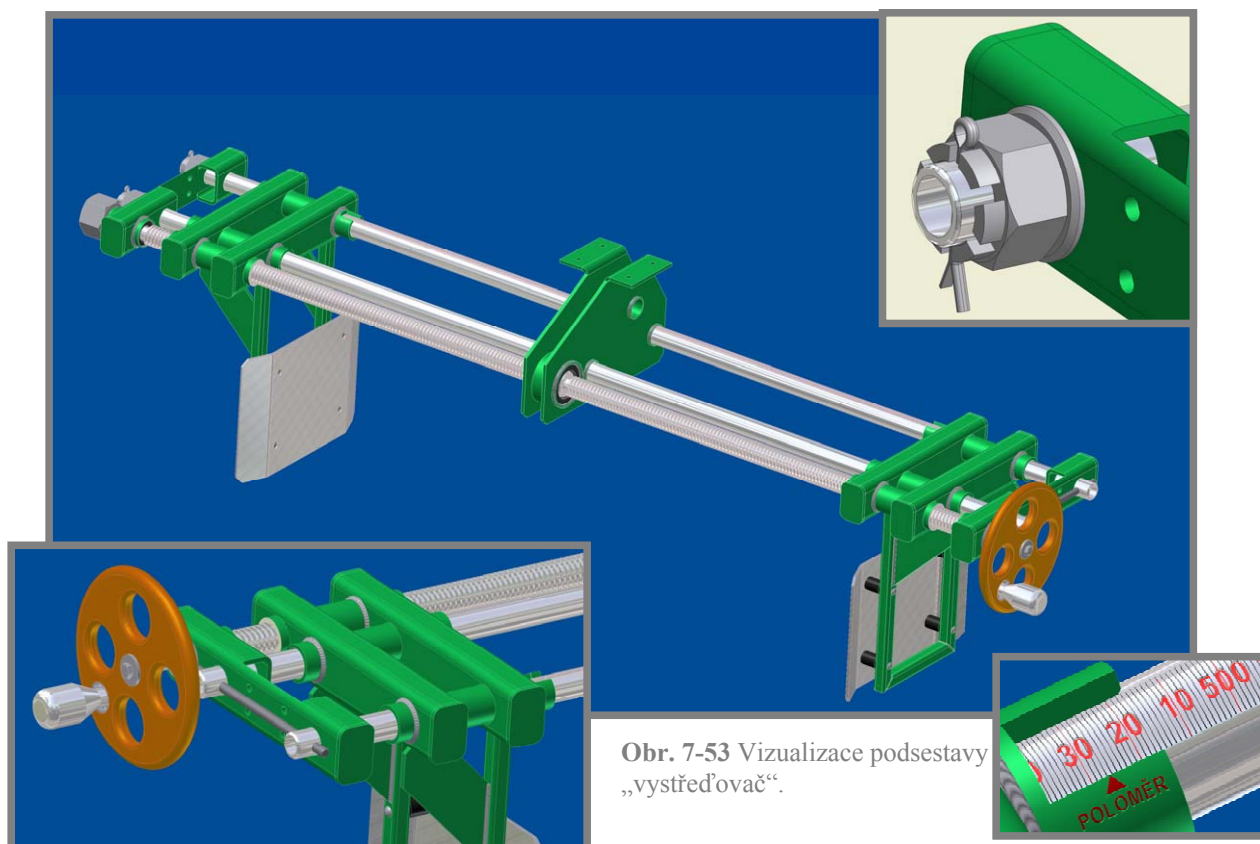
Vodící saně (poz. 2) jsou opatřeny kontrolní ryskou, ze které odečíst poloměr aktuálně vložené pneumatiky [mm].



Obr. 7-52 Výsledná konstrukce jezdec.

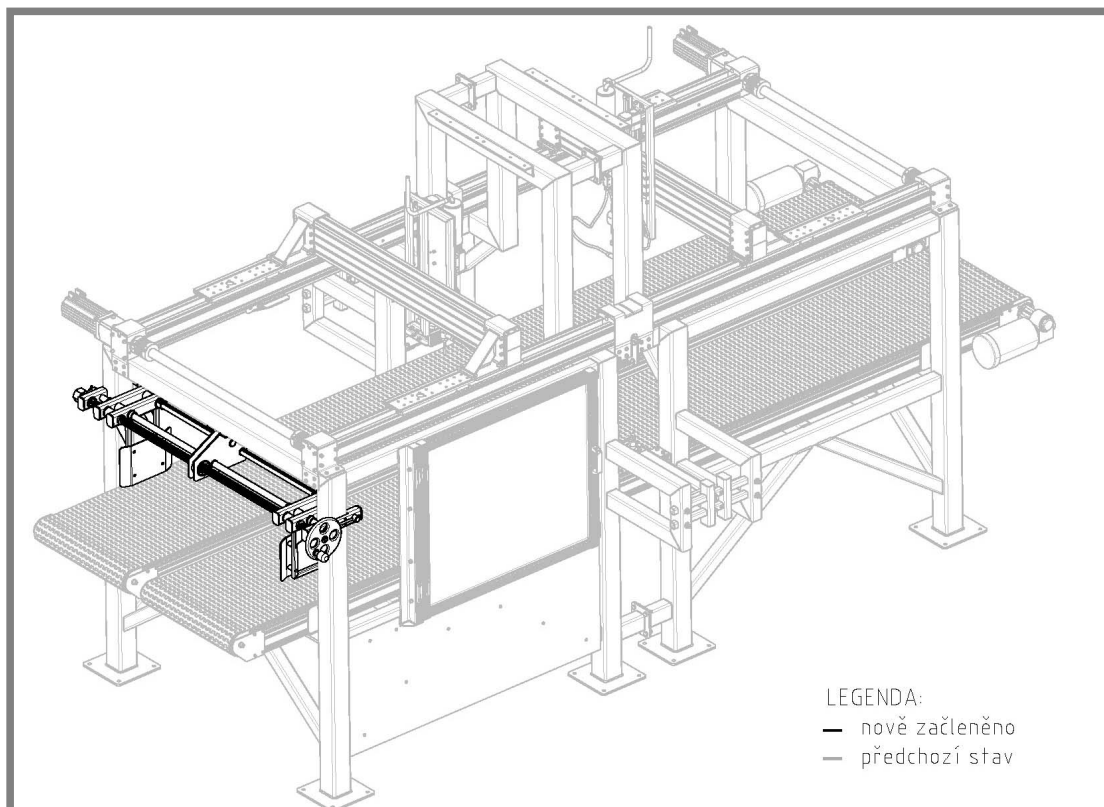
7.7.5 Vizualizace výsledné konstrukce

7.7.5



7.7.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje

7.7.6



Obr. 7-54 Postup vytváření celkové sestavy.

7.8 Centrální upínač

7.8.1 Stručný popis funkce

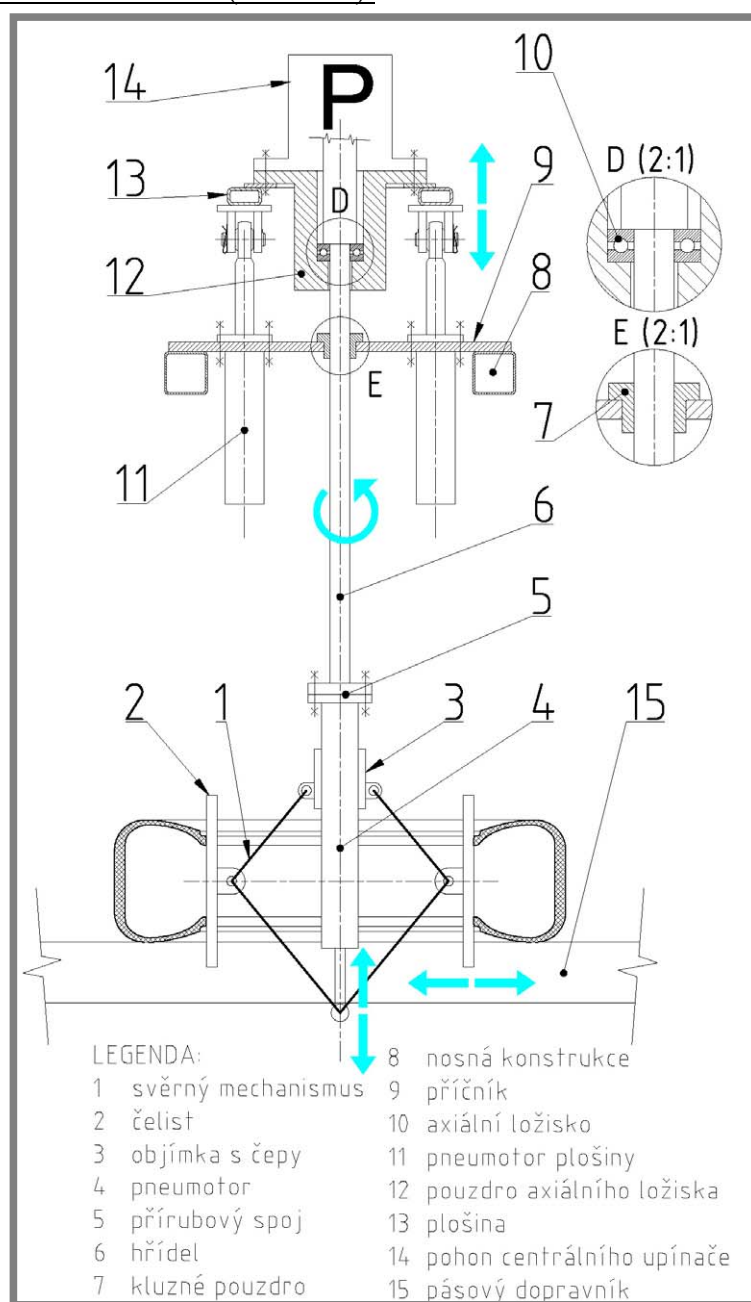
Funkcí centrálního upínače je upnutí, vystředění a zvednutí pneumatiky nad úroveň pásů dopravníků.

7.8.2 Základní požadavky na konstrukci

- Upínání pneumatik v rozmezí vnitřních průměrů 13“ ÷ 24,5“.
- Zabránění přímému kontaktu vodního paprsku s upínacím
- Vysoká odolnost všech součástí vůči korozi.

7.8.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

Navržená konstrukce zařízení (obr. 7-55):



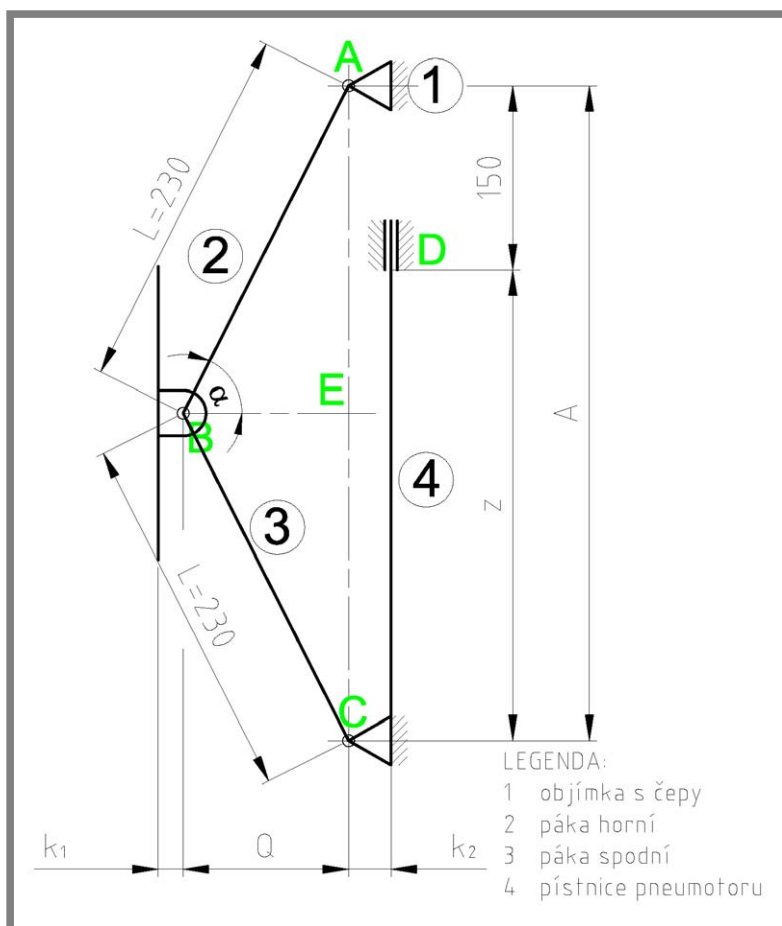
Obr. 7-55 Navržená konstrukce centrálního upínače včetně pohonu centr. upínače.

Pohyb čelistí (poz. 2) je vyvozován svěrným mechanismem (poz. 1), jenž se skládá z celkem čtyř pák. Dvě páky tvoří rameno mechanismu. Páky jsou spojeny otočně pomocí čepů. Svěrný mechanismus je poháněn pneumatickým válcem (poz. 4). Každé rameno mechanismu je na jednom konci uchyceno otočně k pístnici a na druhém konci je otočně uloženo v objímce s čepu (poz. 3). Pneumatický válec (poz. 4) je přírubou spojen s hřídelí (poz. 6). Posuvný pohyb, jímž se mění vertikální poloha plošiny (poz. 13) je zajištěn čtyřmi pneumaty (poz. 11), které jsou ukotveny šroubovými spoji k příčníku (poz. 9). Na plošině je upevněn pohon centrálního upínače (poz. 14), který zajišťuje rotační pohyb hřídele. Axiální síla, vyvozená tíhou upnutého obrobku a vlastní tíhou upínacího zařízení, je zachycována axiálním ložiskem (poz. 10). Nežádoucí vybočení hřídele do strany je kompenzováno kluzným pouzdem (poz. 7)

Konstrukce a rozměry upínacího mechanismu:

„Srdcem“ upínacího zařízení je přímočarý pneumotor. Pro návrh jeho potřebných parametrů je nutné vyřešit geometrii svěrného mechanismu. Úkolem je určit délku pák ramen mechanismu a minimální zdvih pístu.

Výpočet geometrie svěrného mechanismu:



Obr. 7-56 Schéma pro výpočet geometrie mechanismu.

A ... svislá vzdálenost obou konců ramen mechanismu.

Na obr. 7-56 je díky symetrii mechanismu schématicky nakreslena pouze polovina. Význam zakótovaných veličin:

Q ... rozměr pro výpočet hodnoty „ A “

k_1 ... konstrukční rezerva 50 mm pro upevnění čelisti

k_2 ... konstrukční rezerva 81 mm pro upevnění pák (poz. 2, 3).

L ... délka pák mechanismu měřená od středů čepů

K určení rozměru zdvihu „z“ je nutné znát hodnoty rozměru „A“. Rozměr „A“ je vypočten z pravoúhlého trojúhelníku ABE. $z = A - 150\text{ mm}$. Poslední veličinou vystupující ve výpočtu je upínací rezerva „U“, která představuje deformaci pneumatiky způsobenou přitlakem čelistí. Hodnota „U = 20 mm“.

Tab. 7-5 Tabulka výsledků výpočtu geometrie.

Vnitřní průměr pneumatiky PN_{inch} [palce]	Vnitřní poloměr pneumatiky R_{PN} [mm]	Q [mm]	A [mm]	α [°]	z [mm]
13	165,1	54,1	447,09	76,3	297,09
14	177,8	66,8	440,17	73,1	290,17
15	190,5	79,5	431,64	69,7	281,65
16	203,2	92,2	421,42	66,4	271,42
17	215,9	104,9	409,37	62,9	259,37
18	228,6	117,6	395,32	59,3	245,32
19	241,3	130,3	397,06	55,5	229,06
20	254	143	360,283	51,6	210,28
21	266,7	155,7	338,571	47,4	188,57
22	279,4	168,4	313,31	42,9	163,31
23	292,1	181,1	283,56	38,1	133,57
24	304,8	193,8	247,72	32,6	97,72
25	311,15	200,15	226,62	29,5	76,62

Vztahy použité při výpočtu:

$$R_{PN} := \frac{(PN_{\text{inch}} \cdot 25,4)}{2} \quad Q := R_{PN} + U - k_1 - k_2 \quad z := A - 150$$

$$A := 2 \cdot \sqrt{L^2 - Q^2} \quad \alpha := \arccos\left(\frac{Q}{L}\right)$$

Z tab. 7-5 vyplývá, že maximální hodnota „z“ je 297 mm.

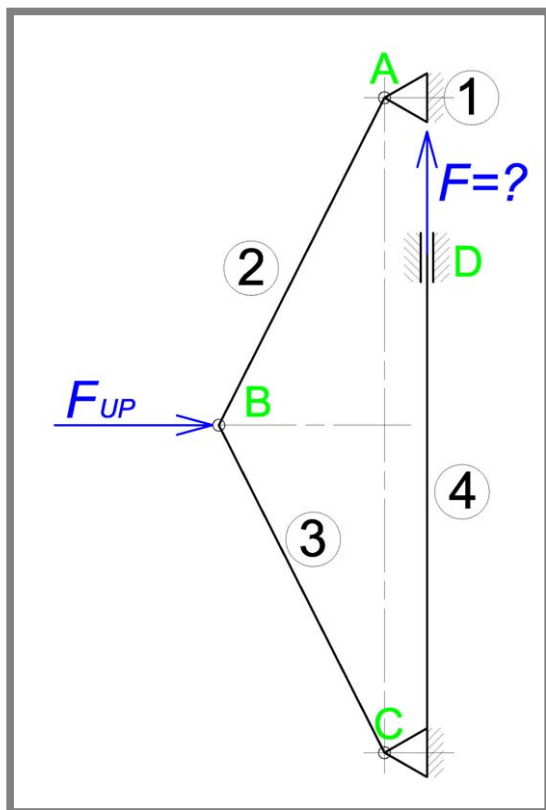
Volba velikosti zdvihu pneumatického válce svěrného mechanismu:

Ke zvolení konkrétního typu pneumatického válce je nutné znát potřebný zdvih pístnice a sílu při vysouvání a zasouvání. S ohledem na hodnotu největšího potřebného zdvihu 297 mm je zvolen pneumatický válec s brzdou o zdvihu 400 mm.

Výpočet potřebné ovládací síly:

Vzhledem k rozsahu výpočtu je uveden pouze náčrtek silového působení (obr. 7-57) a tabulka výsledků (tab 7-6). Při výpočtu je zvolena hodnota upínací síly $F_{UP} = 100\text{ N}$.

Kompletní výpočet je uveden v **příloze 2**.



Obr. 7-57 Silové působení na mechanismus.

Tab. 7-6 Potřebná ovládací síla.

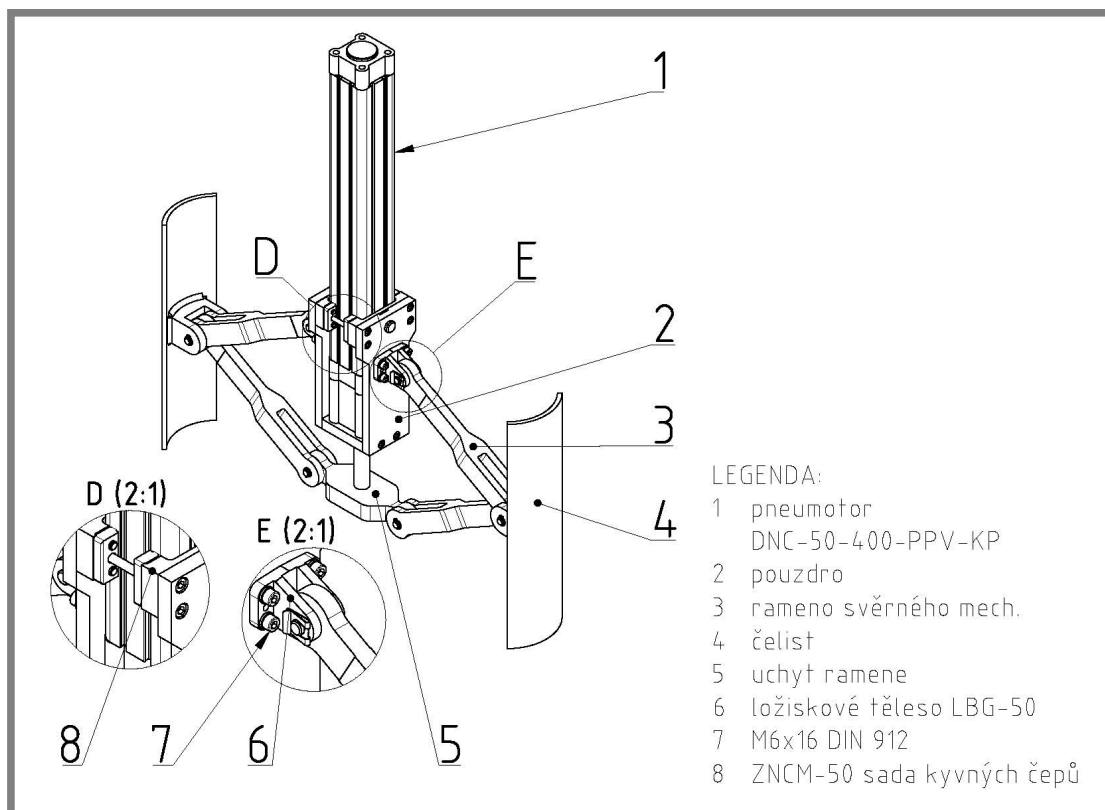
Vnitřní průměr pneumatiky PN _{inch} [palce]	F _{ovl} [N]
13	413,2
14	329,5
15	271,5
16	228,5
17	195,1
18	168,1
19	145,5
20	125,9
21	108,7
22	93,0
23	79,3
24	63,9
24,5	56,6

Dle výsledků početních řešení byl zvolen pneumatický válec typu DNC-50-400-PPV-A-KP. Technické parametry jsou uvedeny v tab. 7-7

Tab. 7-7 Technické parametry pneumatického válce DNC.

Max. zdvih [mm]	400
Připojení vzduchového potrubí [inch]	G1/4
Připojení vzd. potrubí brzdy [inch]	G1/8
Závit na pístnici	M16x1,5
Provozní tlak [bar]	1,5-10
Teoretická síla pro pohyb vpřed při 6 barech [N]	1 178
Teoretická síla pro pohyb vzad při 6 barech [N]	990

Výsledná konstrukce upínacího mechanismu (obr. 7-58):



Obr. 7-58 Konstrukční řešení upínacího mechanismu.

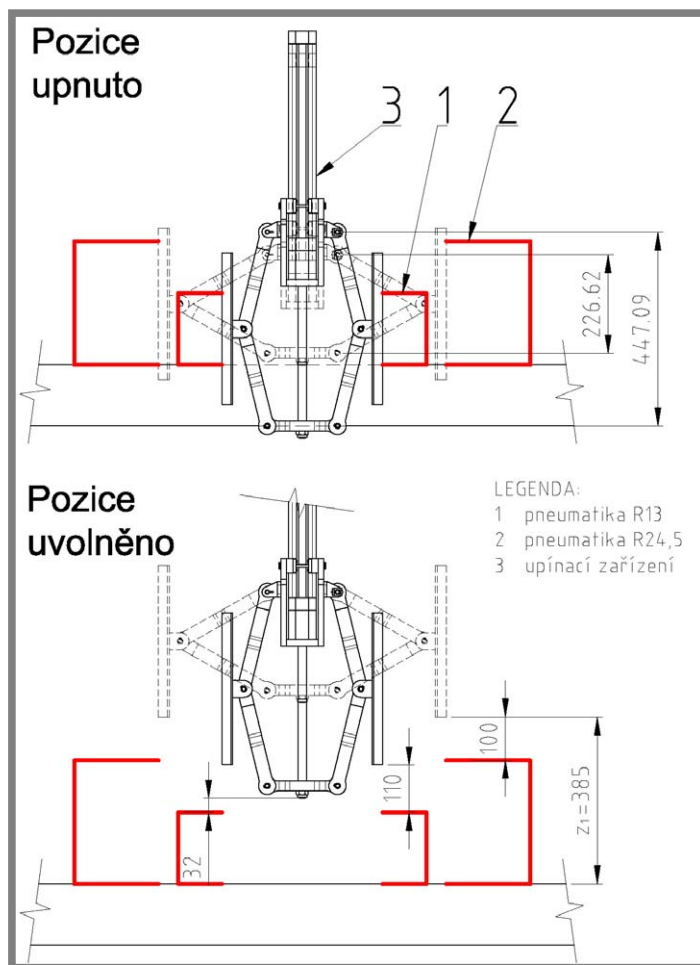
Svislý pohon upínacího mechanismu:

Svislý pohon sestává z plošiny, pneumotorů plošiny, příčnicku a kluzného pouzdra. Plošina je poháněna čtyřmi pneumatickými válci. K výběru jejich typů je nutné znát požadovanou ovládací sílu a maximální zdvih pístnice. Potřebná ovládací síla je dána součtem tíhy:

Pohonu centrálního upínače.....	cca 250 N
Pneumatiky	cca 500 N
Upínacího mechanismu.....	cca 300 N
Plošiny	cca 50N
Celková tíha zvedaných součástí	1 100 N

Potřebná ovládací síla jednoho pneumotoru $F_m = 1100 / 4 = 275 N$

Požadovaný zdvih pístnice pneumatického válce je určen z rozměrového náčrtu situace na obr. 7-59. V horním pohledu je zakreslena poloha upínacího zařízení v pozici „upnuto“ se zakreslovanými rozměry vzdálenosti „A“. Ve spodním pohledu je zakreslena poloha upínacího zařízení v pozici „uvolněno“. Z funkčního hlediska je důležité, aby upínací zařízení v poloze „uvolněno“ nebránilo svými částmi pohybu pneumatik po pásových dopravnících. Z tohoto důvodu je ponechána rezerva 32 mm nad nejmenší pneumatikou a 100 mm nad největší pneumatikou. Minimální hodnota zdvihu pneumatických válců je $z_1 = 385 \text{ mm}$.



Obr. 7-59 Rozměrový náčrt situace při upínání pneumatik.

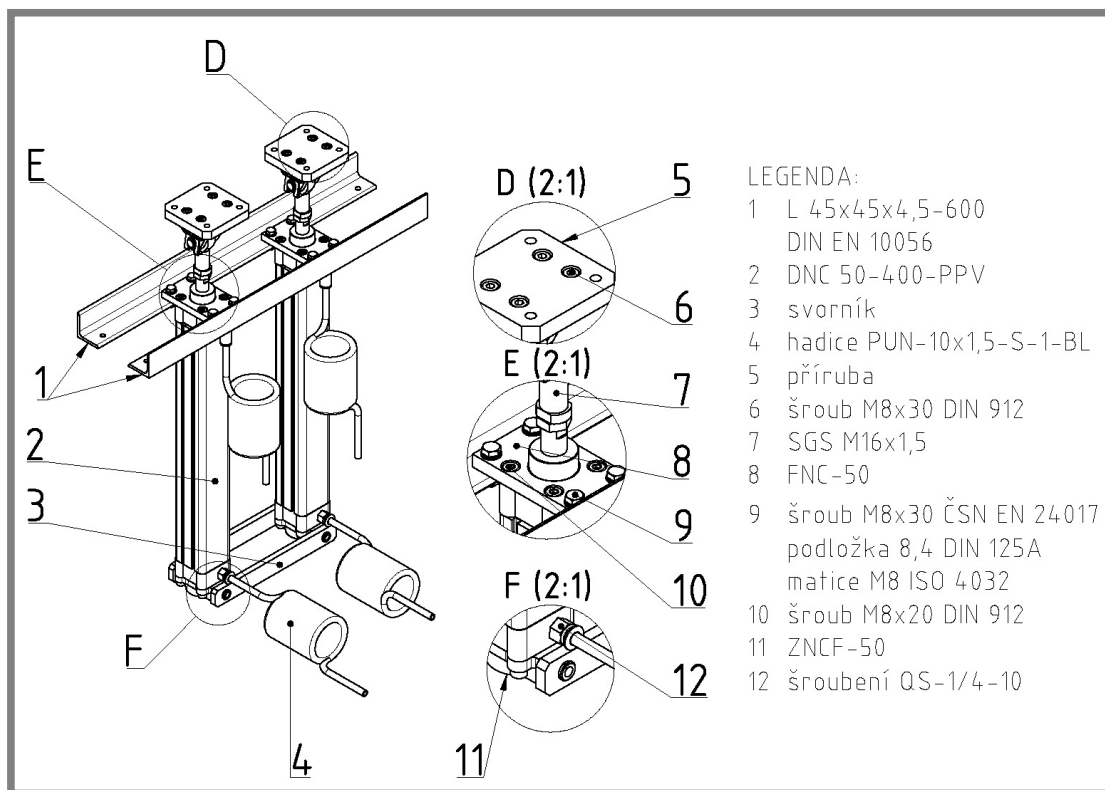
S ohledem na výše určené požadované parametry je zvolen pneumotor typu DNC-50-400-PPV od firmy FESTO. Technické parametry jsou uvedeny v tab. 7-8.

Tab. 7-8 Technické parametry pneumatického válce DNC.

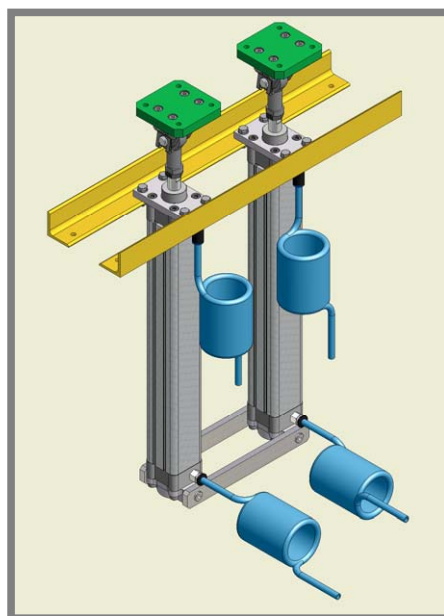
Max. zdvih [mm]	400
Připojení vzduchového potrubí [inch]	G1/4
Závít na pístnici	M16x1,5
Provozní tlak [bar]	0,6-12
Teoretická síla pro pohyb vpřed při 6 barech [N]	1 178
Teoretická síla pro pohyb vzad při 6 barech [N]	990

Výsledná konstrukce poloviny svislého pohonu:

Vzhledem k symetrii je na obr. 7-60 uvedena pouze polovina konstrukce.

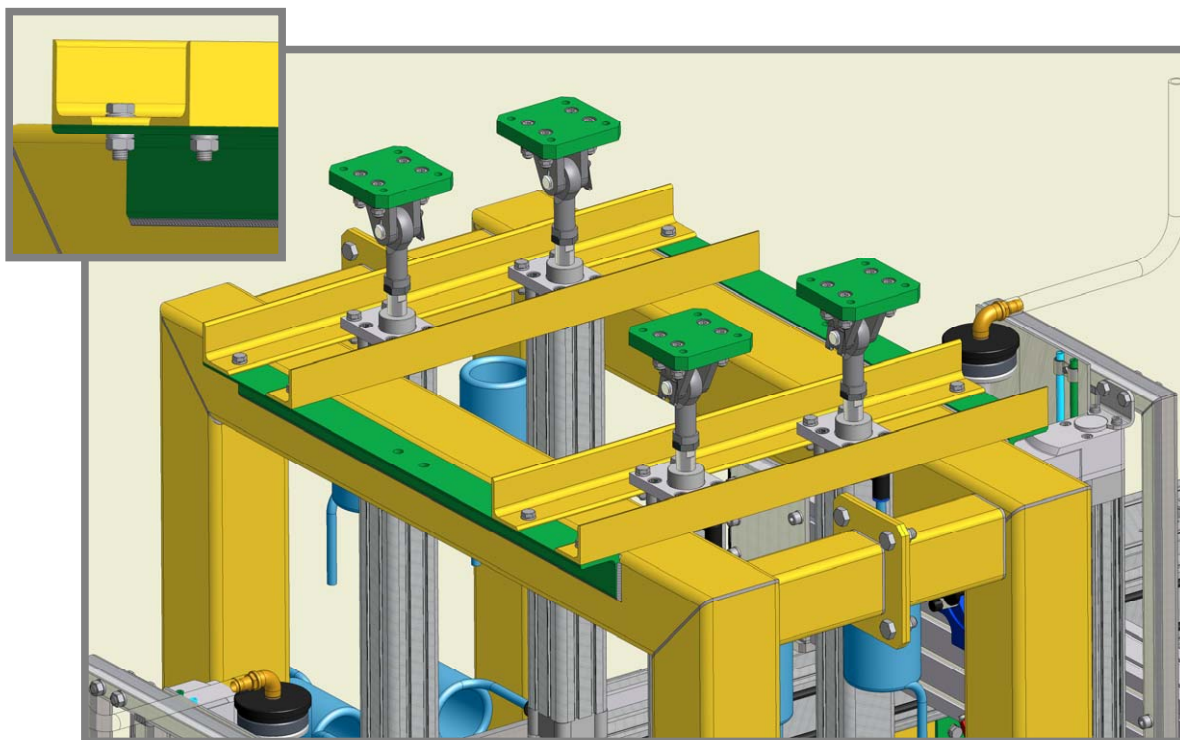


Obr. 7-60 Konstrukční řešení poloviny svislého pohonu.



Obr. 7-61 Vizualizace konstrukce poloviny svislého pohonu.

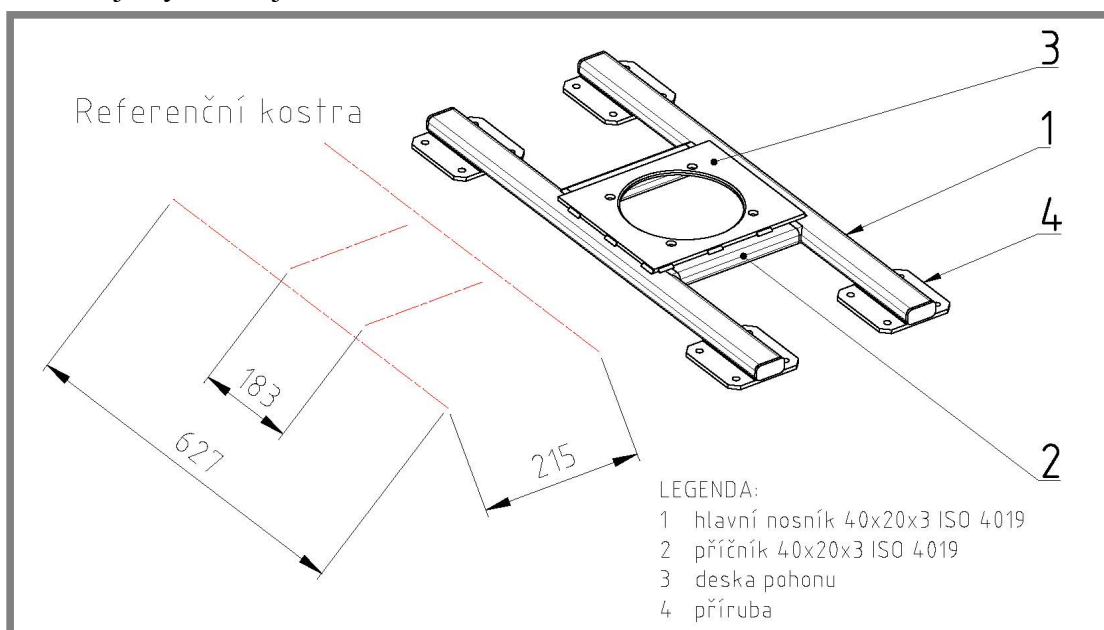
Začlenění svislého pohonu do nosné konstrukce (obr. 7-62)



Obr. 7-62 Vizualizace začlenění svislého pohonu do nosné konstrukce.

Konstrukce plošiny (obr. 7-63):

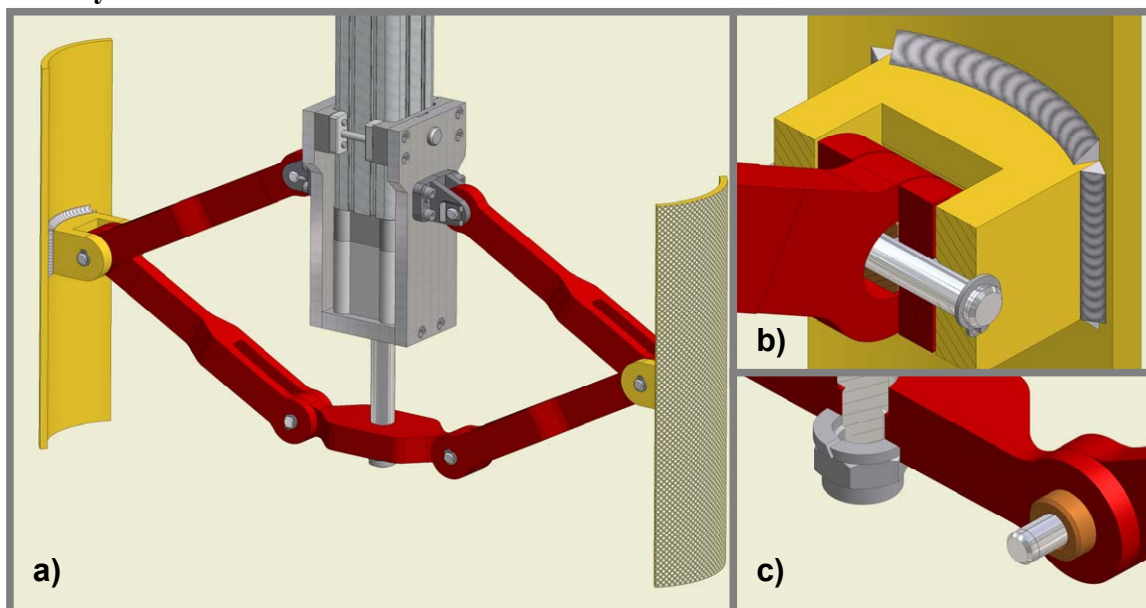
Ve střední části plošiny je umístěna deska (poz. 3) s kruhovým otvorem. Otvorem bude procházet pouzdro axiálního ložiska, které bude na desce upevněno šroubovými spoji. Rám plošiny je opatřen přírubami, na které dosednou příruby svislého pohonu. Plošina je vyrobena jako svařenec.



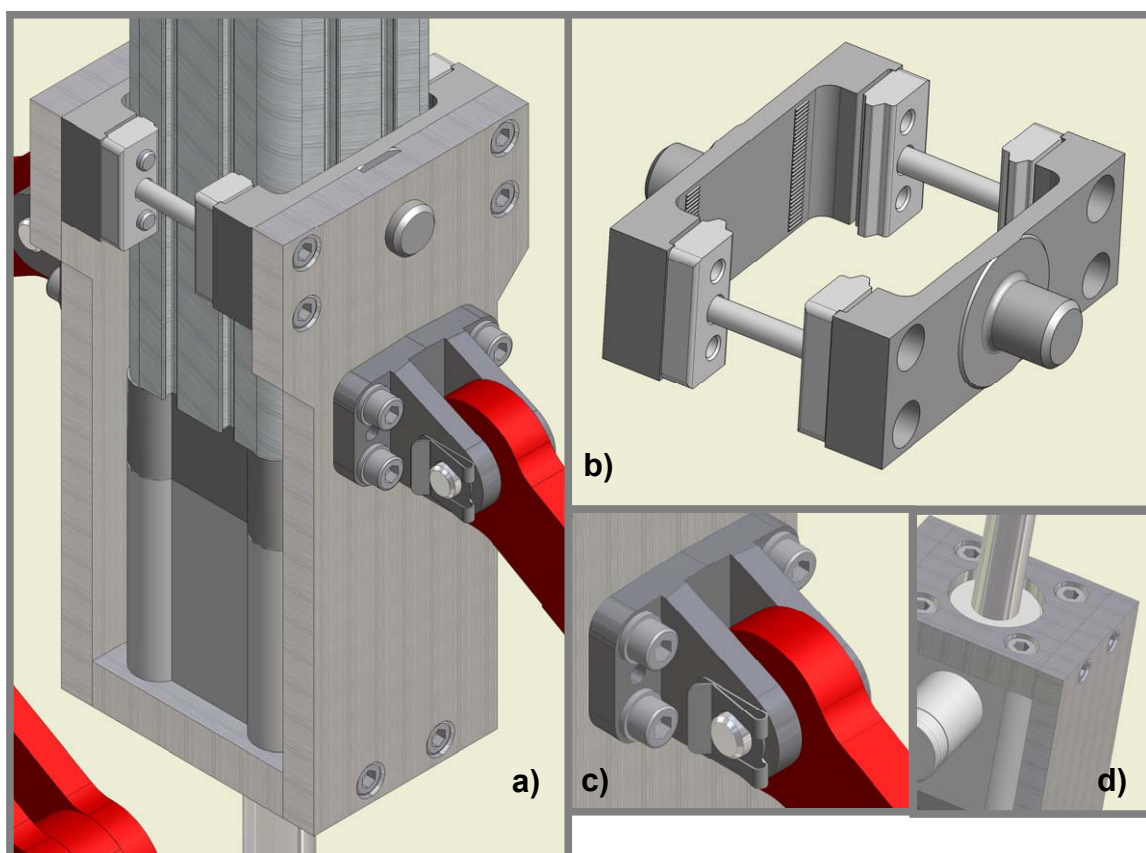
Obr. 7-63 Konstrukce a rozměry plošiny.

7.8.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

Svěrný mechanismus:



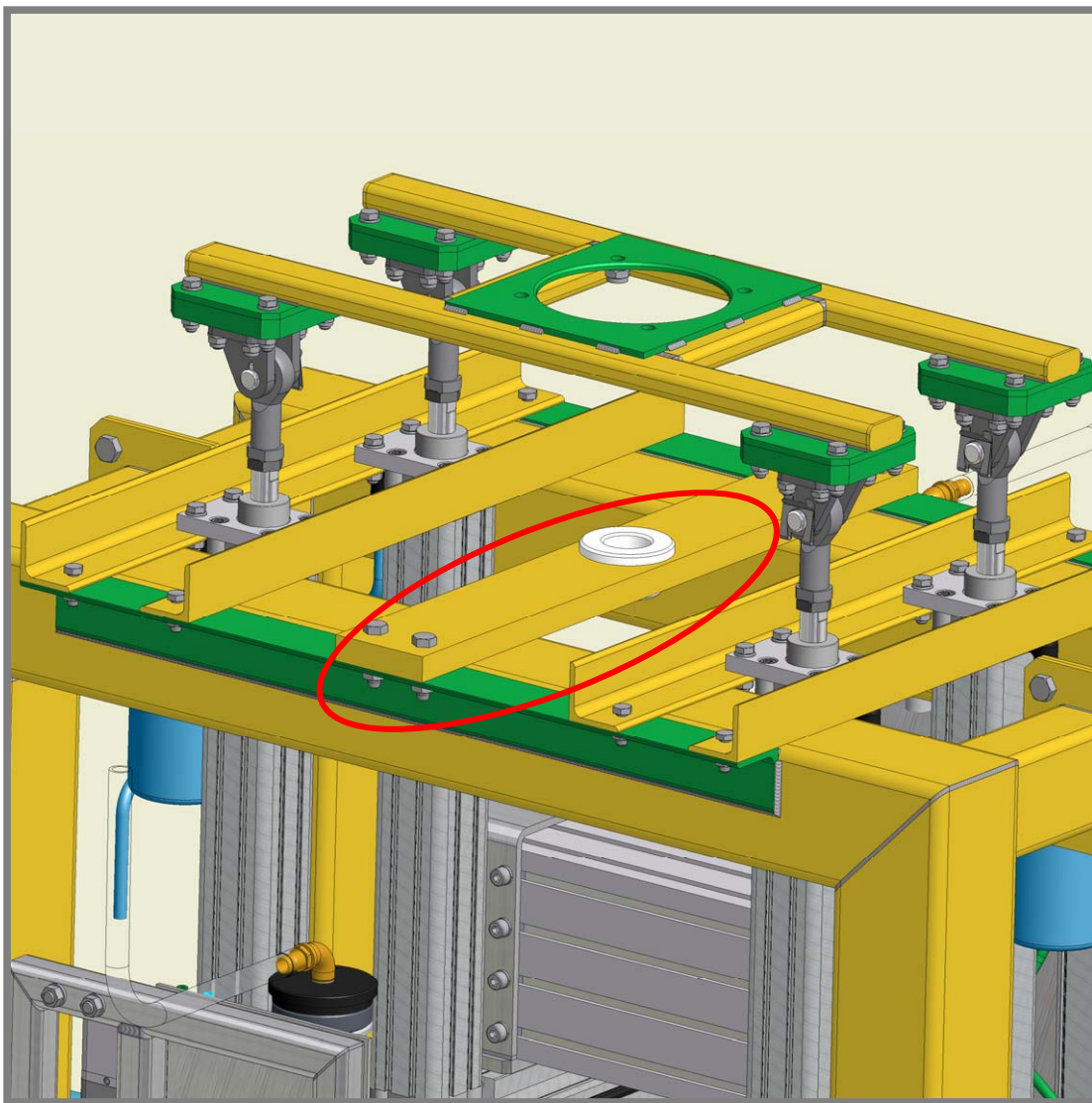
Obr. 7-64 Detail uchycení čelisti a dolního konce ramene.



Obr. 7-65 Konstrukční řešení uchycení horního konce ramene.

Uchycení čelisti a spojení dvou pák (obr. 7-64 b) je realizováno společným čepem zajištěným na obou stranách pojistným kroužkem. Na pístnici pneumatického válce je nasazen úchyt ramene a pojištěn samojistnou maticí M 16 (obr. 7-64 c). Pneumatický válec je opláštěn deskami z nerezové oceli (Obr. 7-65 a). Opláštění je nalisováno na čepech zajištěno čtyřmi šrouby M 6. Horní konec ramene je otočně uložen v ložiskovém tělese (obr. 7-65 c).

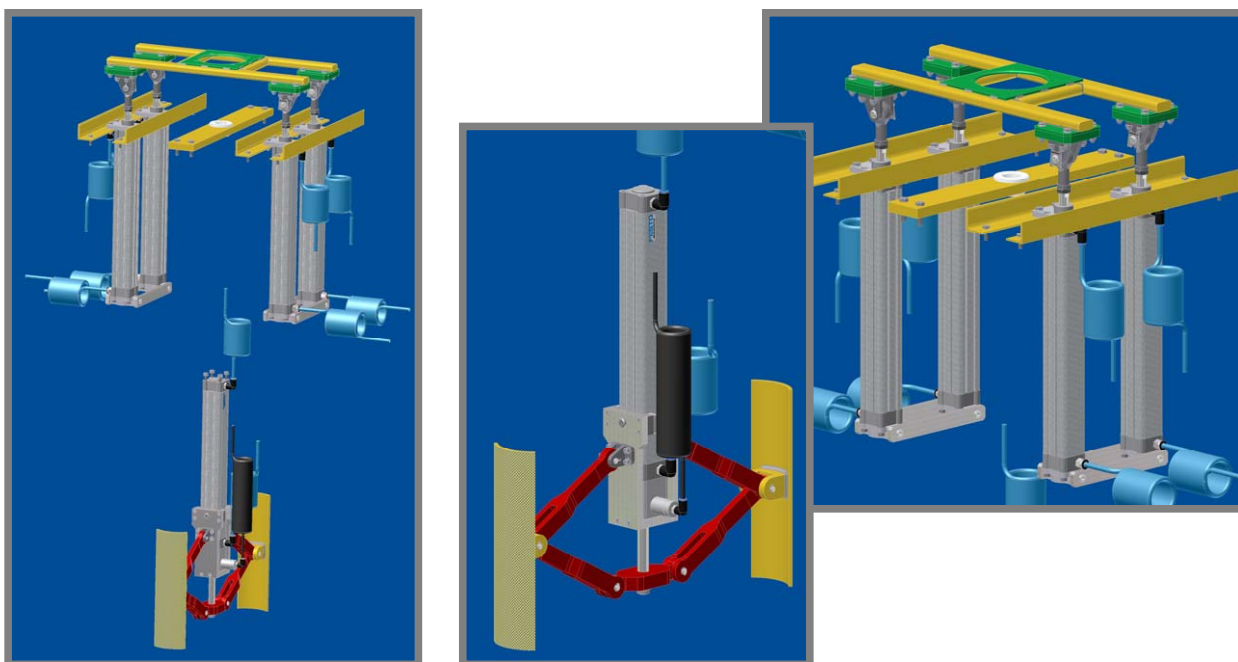
Příčník:



Obr. 7-66 Uchycení příčníku v nosné konstrukci.

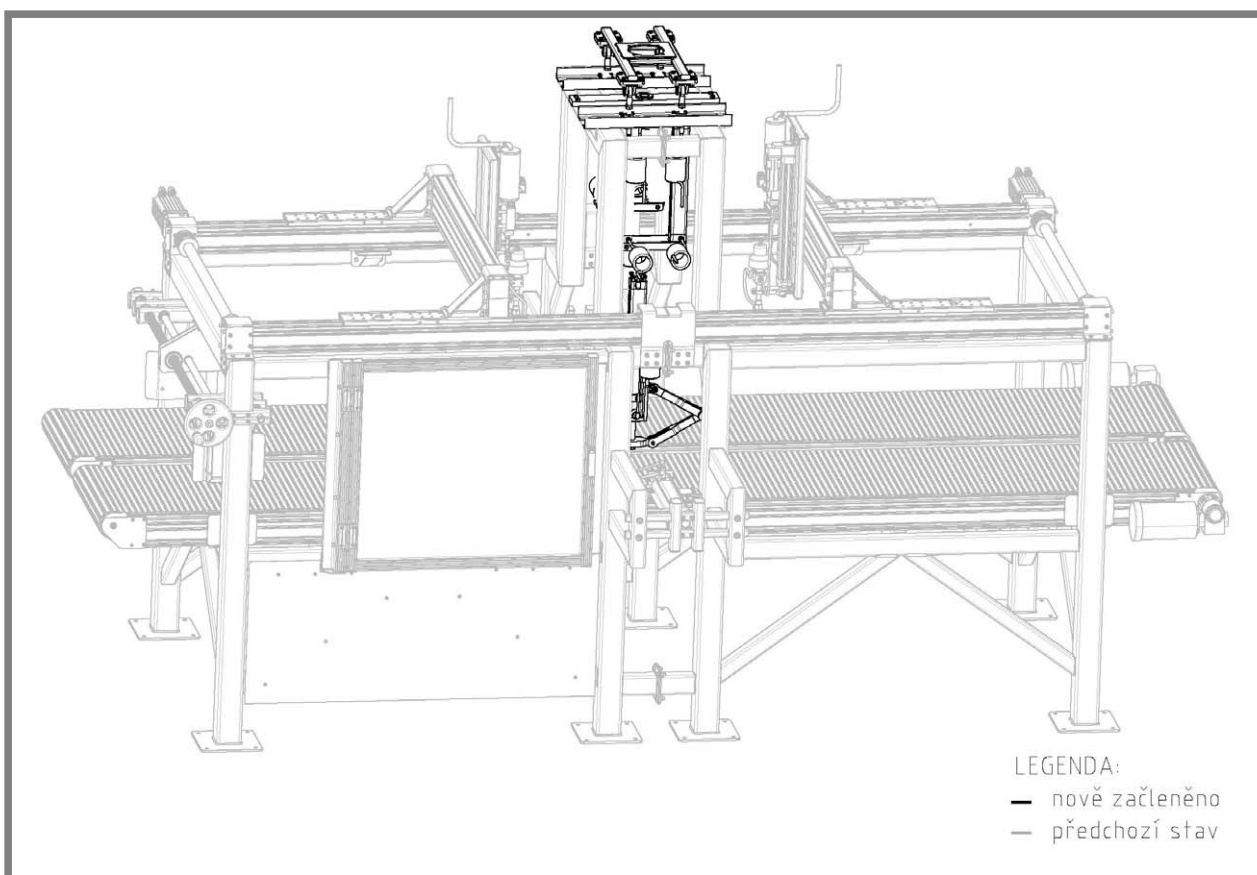
Příčník je nosník obdélníkového průřezu 80x20 mm s dírou s tolerancí H7. V díře je zalisováno kluzné pouzdro jímž bude procházet hřídel pohonu centrálního upínače. Nosník je k nosné konstrukci připevněn čtyřmi lícovanými šrouby M 10. Kluzné pouzdro je vyrobeno z materiálu Iglidur® F o vnitřním průměru 35 mm a vnějším průměru 47 mm. Výrobce pouzdra je firma Hennlich Industrietechnik spol. s r. o. Rozsah tolerance vnitřního průměru je $^{+0,240}_{+0,080} \text{ mm}$.

7.8.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-67 Vizualizace podsestavy „centrální upínač“.

7.8.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-68 Postup vytváření celkové sestavy.

7.8.7 Kontrola nebezpečného průřezu pák

Silové působení na tělesa pák je dáno vypočtenými reakcemi ve vazbách. K určení jejich hodnot je nejprve nutné vytvořit zjednodušený model svěrného mechanismu (obr. 7-56). V modelu jsou specifikovány typy vazeb a k nim odpovídající reakční síly. Poté se mechanismus rozloží na jednotlivá tělesa. Sestaví se rovnice statické rovnováhy a z nich se určí všechny neznámé. V tab. 7-9 jsou uvedeny výsledné hodnoty reakčních sil.

Tab. 7-9 Výsledné hodnoty reakčních sil.

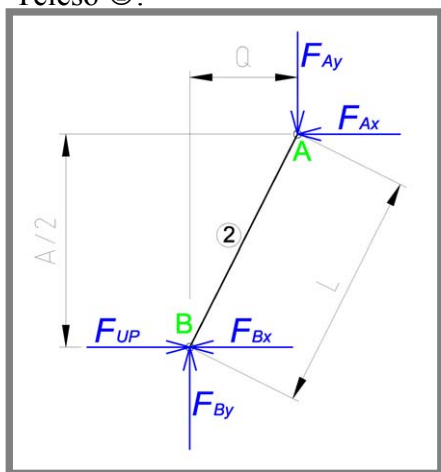
Vnitřní průměr pneumatiky PN _{inch} [palce]	F _{Ax} [N]	F _{Av} [N]	F _{Bx} [N]	F _{Bv} [N]	F _{Cx} [N]	F _{Cv} [N]
13	50	206,6	50	206,6	50	206,6
14		164,7		164,7		164,7
15		135,7		135,7		135,7
16		114,3		114,3		114,3
17		97,6		97,6		97,6
18		84,0		84,0		84,0
19		72,7		72,7		72,7
20		62,9		62,9		62,9
21		54,4		54,4		54,4
22		46,5		46,5		46,5
23		39,1		39,1		39,1
24		31,9		31,9		31,9
25		28,3		28,3		28,3

Pokračování Tab. 7-9.

Vnitřní průměr pneumatiky PN _{inch} [palce]	F _{Dx} [N]	M _D [Nmm]	F [N]
13	50	31590	206,6
14		27850	164,7
15		25080	135,7
16		22830	114,3
17		20870	97,6
18		19070	84,0
19		17340	72,7
20		15620	62,9
21		13830	54,4
22		11930	46,5
23		9849	39,1
24		7475	31,9
25		6124	28,3

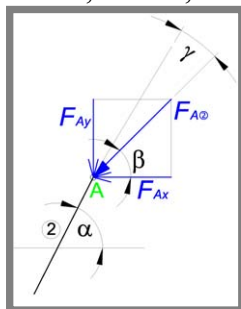
Silová působení na jednotlivá tělesa mechanismu:

Těleso ②:

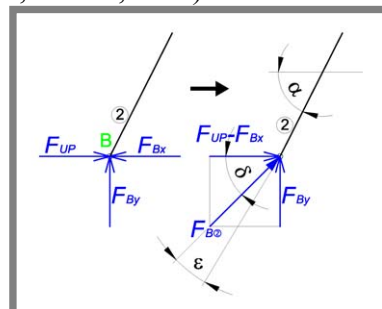


Obr. 7-69 Silové působení na těleso ②.

Pro specifikaci druhu namáhání těles 2 a 3 jsou určeny velikosti a směry silových výslednic působících v jednotlivých vazbách (viz obr. 7-69 a, 7-69 b, 7-70 a, 7-70 b, 7-71).

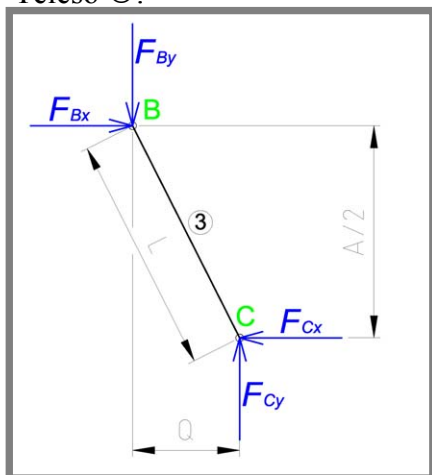


Obr. 7-69a Silové působení ve vazbě A.

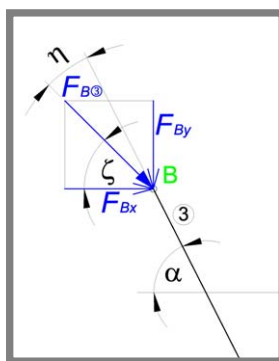


Obr. 7-69b Silové působení ve vazbě B.

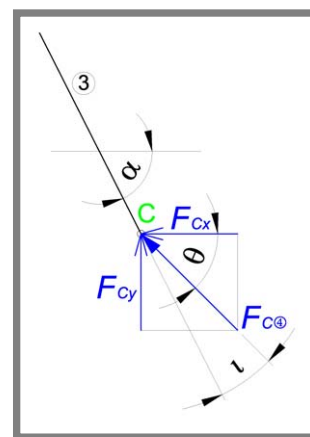
Těleso ③:



Obr. 7-70 Silové působení na těleso ③.

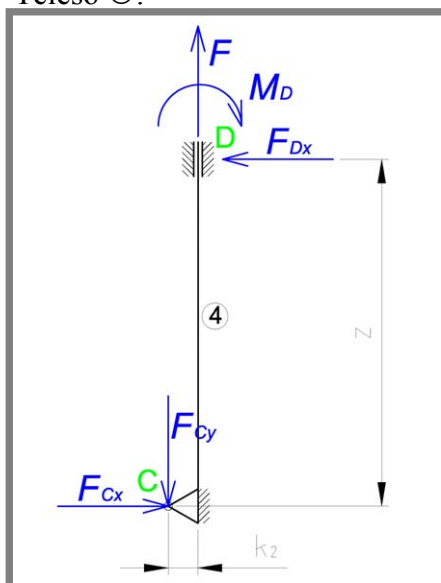


Obr. 7-70a Silové působení ve vazbě B.



Obr. 7-70b Silové působení ve vazbě C.

Těleso ④:



Obr. 7-70 Silové působení na těleso ④.

Tělesa 2 a 3 mohou být namáhány tahem/tlakem a ohybem. Tělesa mohou být namáhány ohybem, bude-li alespoň jeden z úhlů $\gamma; \epsilon; \eta; \iota$ dostatečně velký. Při výpočtu byly použity tyto vztahy:

$$F_{A2} := \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2} \quad \beta := \text{atan} \left(\frac{F_{Ay}}{F_{Ax}} \right)$$

$$F_{B2} := \sqrt{(F_{UP} - F_{Bx})^2 + (F_{By})^2} \quad \zeta := \text{atan} \left(\frac{F_{By}}{F_{Bx}} \right)$$

$$F_{B3} := \sqrt{(F_{By})^2 + (F_{Bx})^2}$$

$$F_{C3} := \sqrt{(F_{Cy})^2 + (F_{Cx})^2} \quad \delta := \text{atan} \left(\frac{F_{By}}{F_{UP} - F_{Bx}} \right)$$

$$\theta := \text{atan} \left(\frac{F_{Cy}}{F_{Cx}} \right)$$

Tabulka výsledků:

Hodnoty sil $F_{A2}; F_{B2}; F_{B3}; F_{C3}$ jsou totožné, proto je zde uvedena pouze síla F_{A2} .

Tab. 7-10 Tabulka hodnot silových a úhlových výslednic.

Vnitřní průměr pneumatiky PN _{inch} [palce]	F _{A2} [N]	ε [°]	γ [°]	η [°]	ι [°]
13	212,6	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴
14	171,2	0	0	0	0
15	144,7	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴
16	124,7	0	0	0	0
17	109,6	0	0	0	0
18	97,8	0	0	0	0
19	88,3	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵
20	80,4	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	0	-6,4 E ⁻¹⁵
21	73,8	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵
22	68,3	0	0	0	0
23	63,5	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	0
24	59,3	-1,2 E ⁻¹⁴	-1,2 E ⁻¹⁴	0	0
25	57,5	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵	-6,4 E ⁻¹⁵

Vztahy použité při výpočtu:

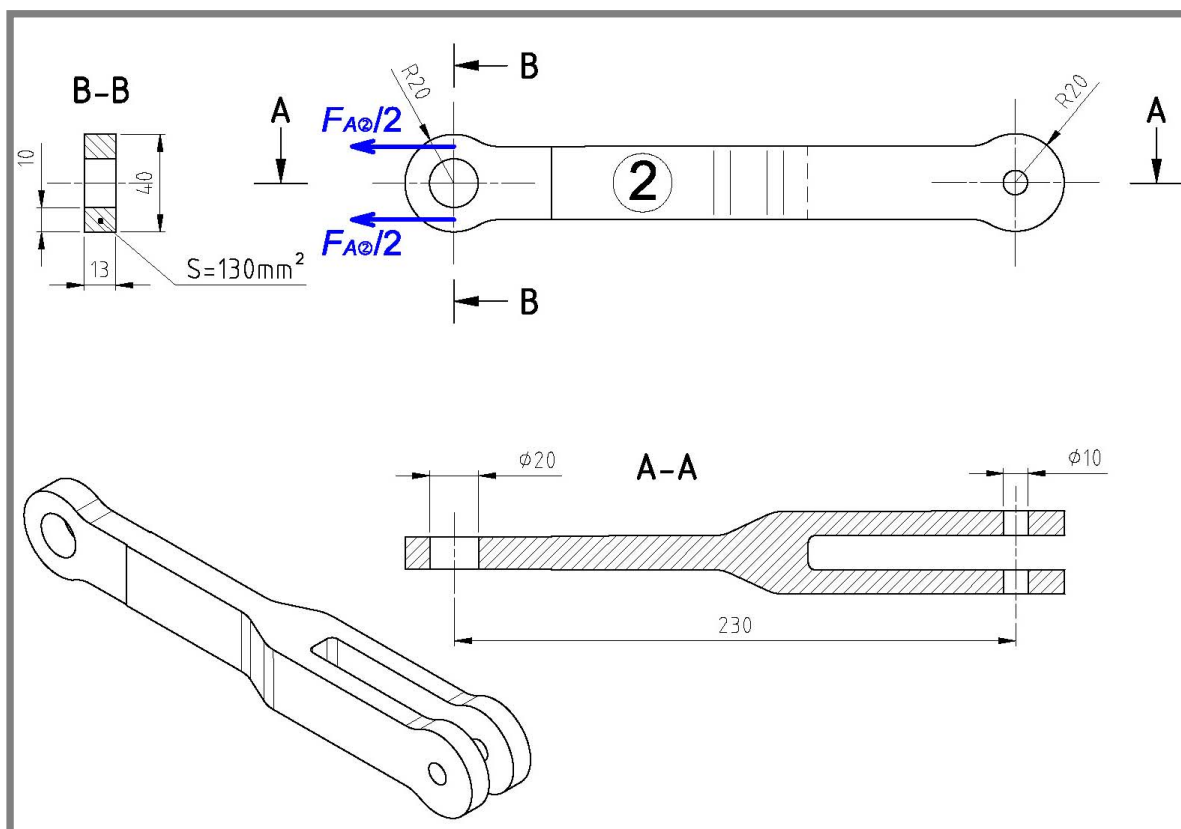
$$\varepsilon := \alpha - \delta \quad \iota := \alpha - \theta$$

$$\gamma := \alpha - \beta \quad \eta := \zeta - \alpha$$

Velikosti úhlů jsou zanedbatelné. Páky mechanismu jsou namáhány pouze tlakem a tahem.

Kontrola nebezpečného průřezu páky:

Obě páky tvořící rameno jsou stejné z hlediska geometrie i zatížení. Na obr. 7-72 je řezem B-B vyznačeno nebezpečné místo zatěžované tahovými silami.



Obr. 7-72 Nebezpečný průřez tělesa ②.

materiál páky..... ocel 11 600
 mez kluzu materiálu..... $R_e = 284 \text{ MPa}$ [4]
 tahová síla $F_{A2} = 212,57 \text{ N}$
 velikost plochy průřezu..... $S = 130 \text{ mm}^2$

Tahové napětí v průřezu:

$$\sigma_t = \frac{F_{A2}}{2S} = \frac{212,57 \text{ N}}{2 \cdot 130 \text{ mm}^2} = 0,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = 0,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_t} = \frac{284 \text{ MPa}}{0,8 \text{ MPa}} = 355$$

Závěr:

Nebezpečný průřez páky vyhovuje.

7.9 Pohon centrálního upínače

7.9

7.9.1 Stručný popis funkce

7.9.1

Úkolem tohoto strojního celku je uvádět do rotačního pohybu strojní celek centrálního upínače. Zajišťovat hlavní řezný pohyb při první fázi dělení pneumatik.

7.9.2 Základní požadavky na konstrukci

7.9.2

- Plynulá regulace otáček.
- Konstrukční přizpůsobitelnost pro montáž na plošinu.

7.9.3 Postup konstruování a rozměrové výpočty

7.9.3

Návrh typu pohonu:

V tab.7-11 jsou uvedeny vypočtené hodnoty požadovaných výstupních otáček pro řeznou rychlost 150mm/min. Touto řeznou rychlostí byl prováděn test za zkušebním vzorku pneumatiky.

Tab. 7-11 Hodnoty výstupních otáček pohonu pro různé velikosti pneumatik.

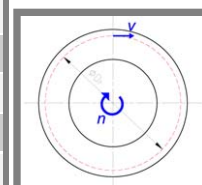
Rozměr pneumatiky	Průměr řezu D_f [m]	Obv. rychlost v [m/min]	Otáčky n [min^{-1}]	Otáčky n [s^{-1}]
165/70 R 13	0,53	0,150	0,09	0,0015
195/70 R 14	0,6		0,079	0,0013
225/60 R 15	0,62		0,077	0,00128
235/60 R 16	0,66		0,072	0,0012
235/45 R 17	0,61		0,078	0,0013
245/45 R 18	0,64		0,074	0,0012
245/45 R 19	0,67		0,071	0,00118
245/40 R 20	0,67		0,071	0,00118
255/30 ZR 21	0,65		0,073	0,0012
255/70 R 22,5	0,92		0,052	0,00086
305/40 ZR 23	0,8		0,06	0,001
285/75 R 24,5	0,98		0,048	0,0008

Tab. 7-12 Technické parametry převodového motoru SEW.

Výstupní otáčky [min^{-1}]	6,4
Krouticí moment [Nm]	159
Výkon [kW]	0,18
Převodové číslo	137,05
Hmotnost [kg]	21
Napájecí napětí elektromotoru [V]	400
Vnější průměr příruby [mm]	200
Připojovací průměr dutého hřídele [mm]	30 H7

Vztah použitý při výpočtu:

$$v = \pi \cdot D_f \cdot n \rightarrow n = \frac{v}{\pi \cdot D_f}$$

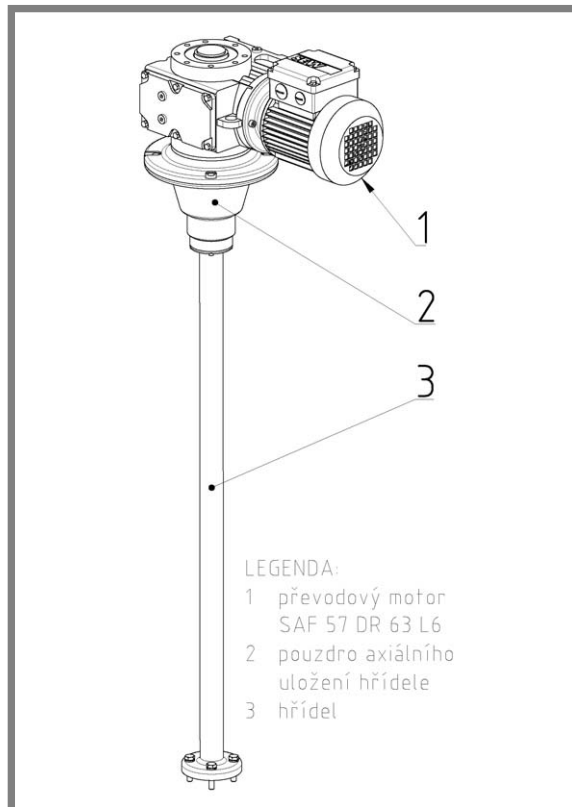


Na základě výsledků uvedených v tab. 7-11 je pro pohon centrálního upínače zvolen šnekový převodový motor s přírubou typu SAF 57 DR 63 L6 od firmy SEW EURODRIVE. Technické parametry pohonu jsou uvedeny v tab. 7-12.

K dosažení požadovaných otáček ($0,048 \div 0,09 \text{ min}^{-1}$) je nutné k převodovému motoru zařadit frekvenční měnič.

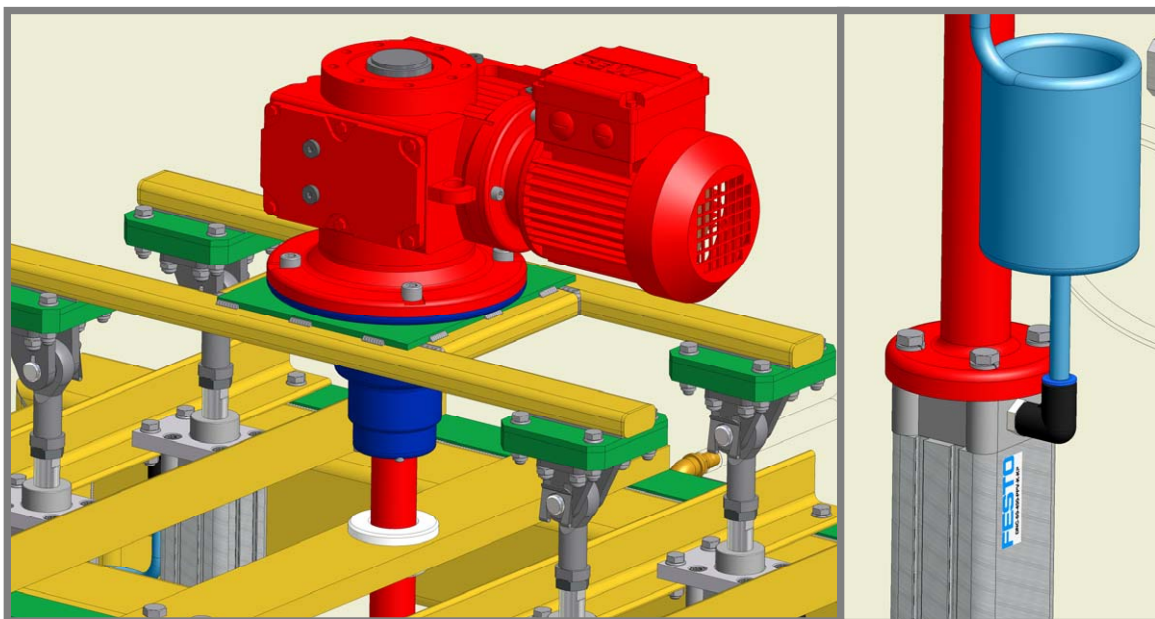
Uspořádání součástí podsestavy pohonu centrálního upínače:

Pohon centrálního upínače sestává z převodového motoru (poz. 1), pouzdra axiálního ložiska (poz. 2), ve kterém je axiálně uložena hřídel (poz. 3). Hřídel je opatřena přírubou, k níž bude připojen upínací mechanismus.



Obr. 7-73 Součásti podsestavy pohonu centr. upínače.

Začlenění podsestavy do celkové sestavy:

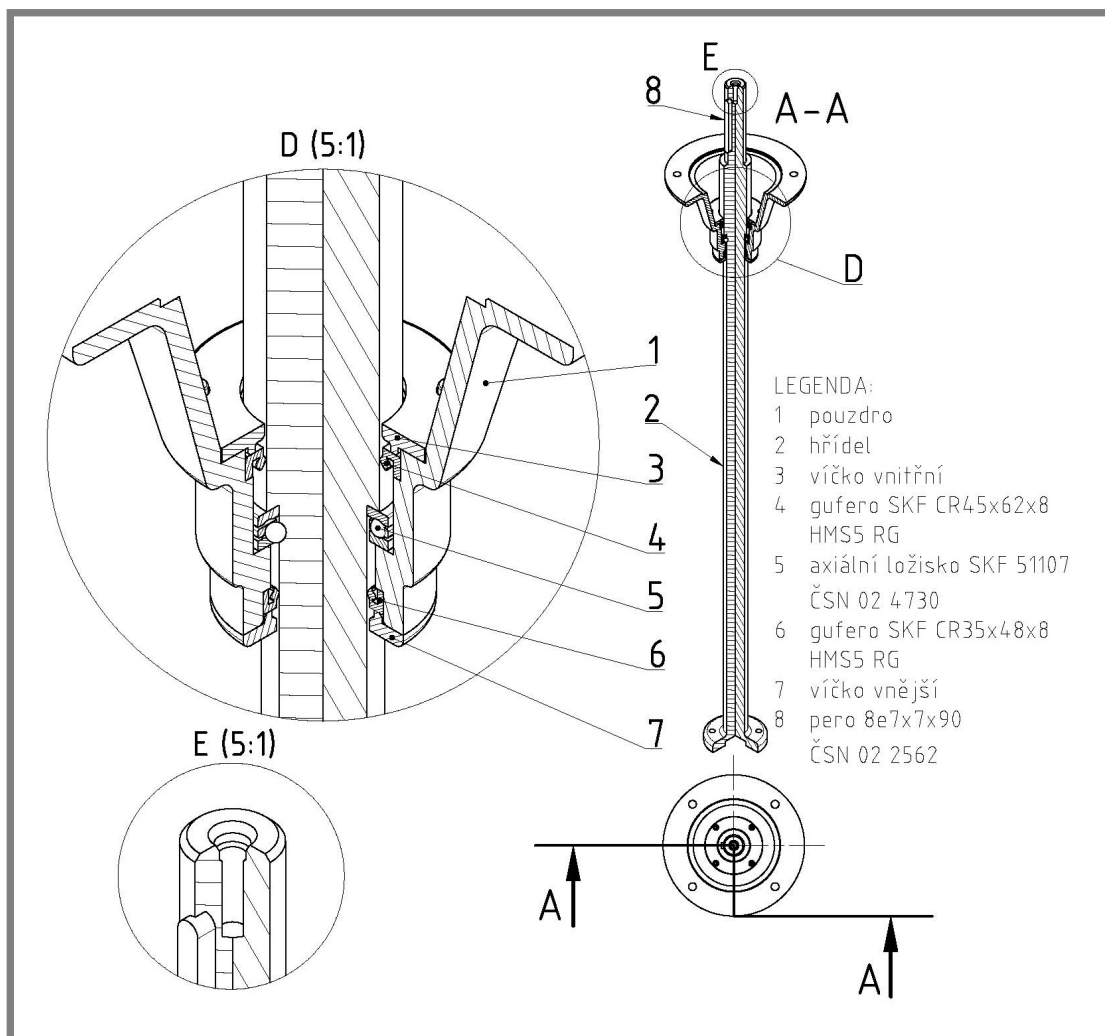


Obr. 7-74 Začlenění podsestavy pohonu centr. upínače do celkové sestavy.

7.9.4 Vizualizace a popis detailů konstrukce

7.9.4

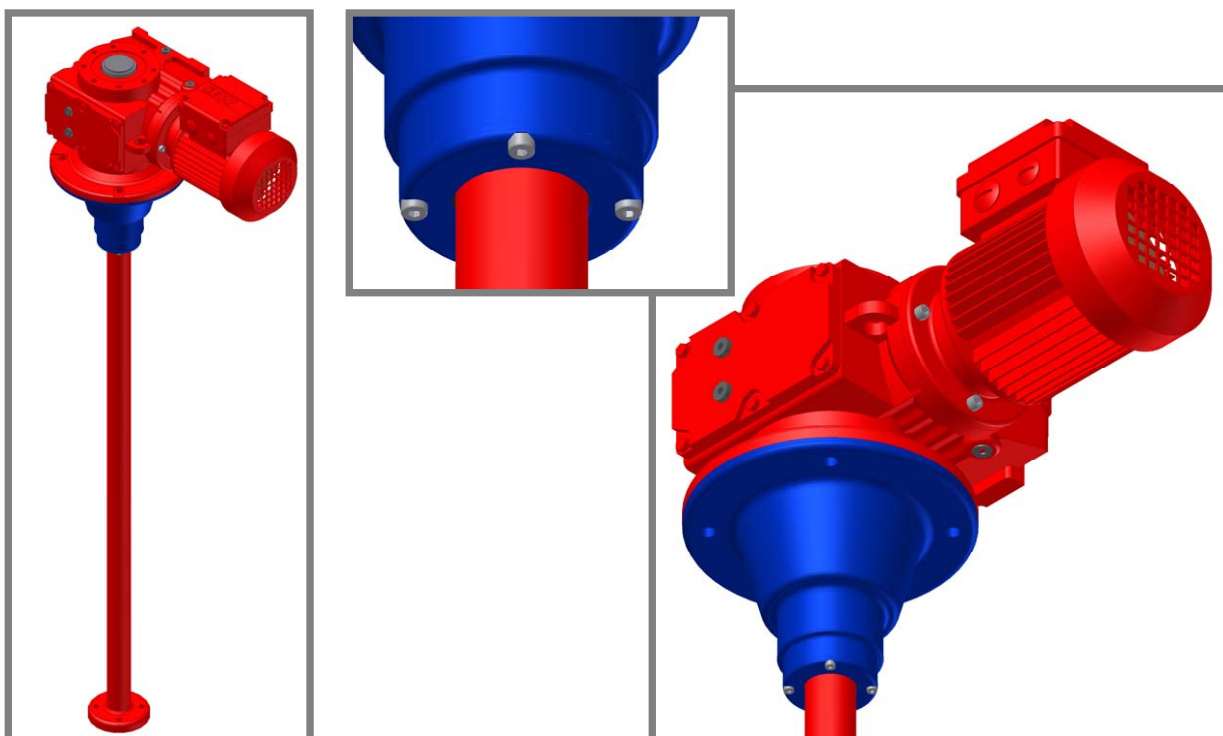
Axiální uložení hřídele:



Obr. 7-75 Čtvrtinový řez uložením hřídele.

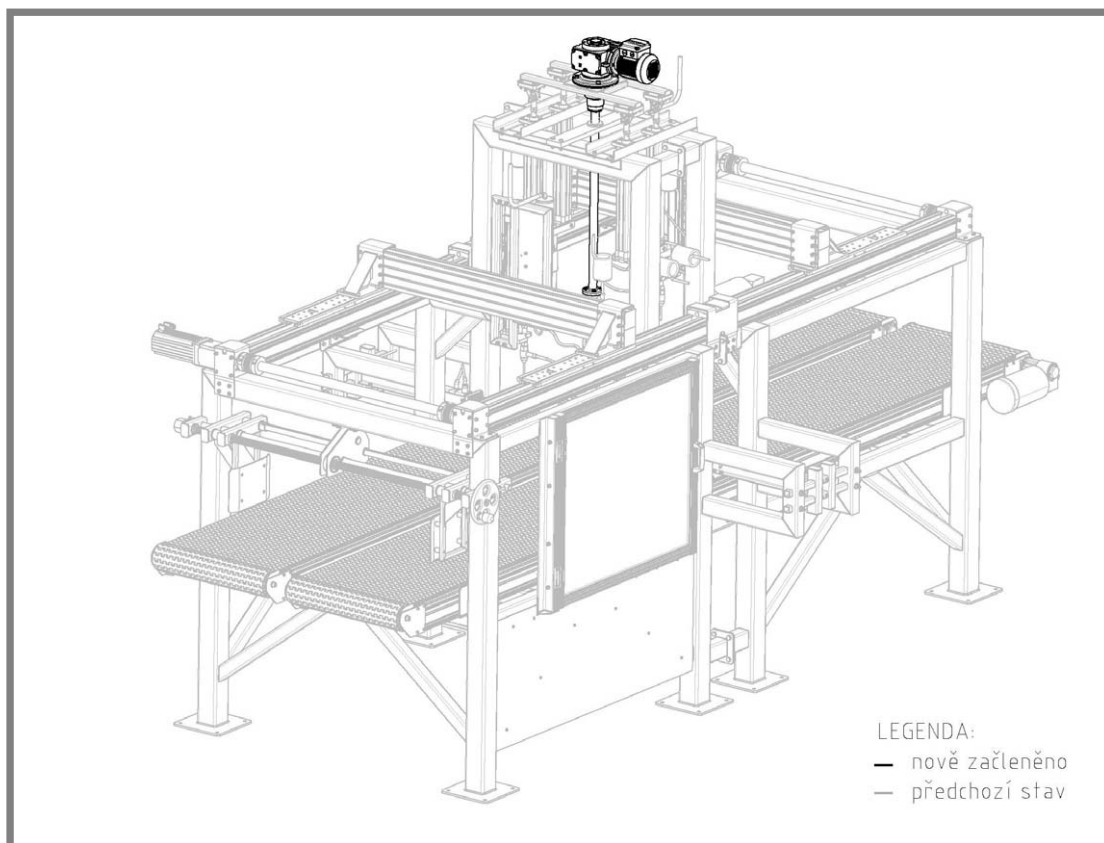
V tělese pouzdra je uloženo axiální ložisko (poz. 5). Ložisko je oboustranně utěsněno hřídelovými těsnícími kroužky tzv. gufery (poz. 4 a 6), které jsou zajištěny víčky (poz. 3 a 7). Víčka jsou přišroubována z čelní strany do tělesa pouzdra. V hřídeli je závitová díra (Detail „E“). Do díry je zašroubován jistící šroub v tělese převodového motoru.

7.9.5 Vizualizace výsledné konstrukce



Obr. 7-76 Vizualizace podsestavy pohonu centrálního upínače.

7.9.6 Grafické znázornění postupu vytváření celkové sestavy stroje



Obr. 7-77 Postup vytváření celkové sestavy.

8. ZÁVĚR (KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ A EKONOMICKÝ ROZBOR ŘEŠENÍ)

8

8.1 Konstrukční rozbor

8.1

Obsahem diplomové práce je principiální a konstrukční řešení univerzálního stroje na řezání pneumatik. Diplomová práce je zpracována formou průvodní zprávy a technické dokumentace. V koncepci navrhovaného stroje je jakási originalita vzhledem k tomu, že se v tomto sestavení (stroj na dělení pneumatik a zařízení na degradaci pneumatik) pravděpodobně nikde nevyrábí. V určitém slova smyslu by bylo zajímavé, zda by tento stroj po realizaci splňoval funkční požadavky při jeho provozování. Pro sestrojení kompaktního stroje pod názvem Unityder W – JET 24 byl zařazen patent vynálezců Eduarda Gutfreunda, Jana Jeníčka, Petra Lukesche, Otakara Rejče, Jiřího Říhy a Jaroslava Šůsy, který se bez úpravy pneumatik v praxi neosvědčil. Otázka je, zda by funkce vyrobeného stroje splňovala všechny požadavky pro úplnou degradaci pneumatik ozónem v plynotěsné komoře.

V úvodu průvodní zprávy se pojednává o využití podobných strojů v USA a Číně (Válcová řezačka pneumatik 502T, Hrotová řezačka pneumatik, Hydraulický stříhač pneumatik TSI TC-50). Zmíněné stroje však nejsou vybaveny technologií řezání vodním paprskem ve spojení se zařízením na degradaci pneumatik ozónem. Diplomová práce se tedy zabývá technickým návrhem univerzálního stroje na dělení pneumatik ve spojení s již dříve patentovaným zařízením na degradaci pneumatik ozónem. V průvodní zprávě jsou stanoveny dvě varianty řešení, ze kterých byla vybrána nejvýhodnější varianta č. 2. Rozdíly mezi variantním řešením č.1 a č.2 jsou popsány v kapitole 6 (návrh variant řešení a výběr optimální varianty). V další kapitole č.7 (konstrukční řešení) jsou podrobněji technicky popsány strojní celky včetně předběžných a kontrolních výpočtů vybraných součástí. Obsahem průvodní zprávy je také přílohová část, která obsahuje:

- Princip technologie řezání vodním paprskem
- Výpočet pákového mechanismu

Obsahem technické dokumentace je výkres sestavení stroje. Je zařazen v samostatné příloze 1. Na výkrese č. P1–2–50/95–00/00 je vyobrazená sestava stroje (nárys, půdorys, řez). Dále jsou na uvedeném výkrese znázorněny detaily způsobu upevnění podsestav k nosné konstrukci. Jsou zde okótovány základní rozměry stroje. Technická dokumentace je zpracována ve stupni tzv. předprojektových prací (studie) a nelze ji v tomto rozsahu použít pro výrobu zařízení. Může sloužit pouze pro vizuální představu stroje, předběžné určení hmotnosti stroje a předurčení přibližných pořizovacích nákladů. Hlavní technické parametry stroje jsou uvedeny v tab. 8-1.

Tab. 8-1 Hlavní technické parametry navrženého stroje.

Velikost likvidovaných pneumatik	13" ÷ 24,5" (osobní + nákladní)
max. vnější průměr pneumatiky	1070 mm
max. hmotnost pneumatiky	50 kg
řezná rychlost	Regulovatelná (0,05 m/min ÷ 19,7 m/min)
žádaný vstupní tlak vzduchu	6 ÷ 10 bar
vstupní tlak vysokotlaké vody	4150 ÷ 6200 bar
rozměry stroje	2400 x 4500 x 2600 (v x š x h)
hmotnost stroje	1385 kg

8.2 Technologický rozbor

Navržený stroj je osazen nekonvenčními technologickými zařízeními, které vytvářejí silný řezný účinek pomocí vysokotlakého vodního paprsku. Stroj je schopen provádět řez buď samotným vodním paprskem nebo s příměsí abraziva (hydroabrazivní způsob), čímž se dosahuje podstatně většího řezného účinku. Technologická zařízení instalovaná ve stroji jsou závislá na přívodu tlakové vody, elektřiny, stlačeného vzduchu a případně abraziva. K provozu navrženého stroje jsou nezbytná externí zařízení, která zásobují stroj uvedenými „provozními látkami“. Výrobce technologických zařízení použitých ve stroji je americká firma KMT Waterjet Systems.

8.3 Ekonomický rozbor

Při stanovení pořizovacích nákladů pro výrobu stroje na dělení pneumatik byly použity směrné ceny hutního materiálu od velkoobchodního prodejce Feron a.s. Další směrné ceny technologického vybavení poskytla firma Rychlý TOM spol. s r. o. se sídlem v Hradci Králové, která je výrobcem strojů na řezání materiálů vodním paprskem. Celková pořizovací cena stroje neobsahuje finanční náklady spojené s jeho výrobou, ani náklady na elektroinstalaci a automatizaci.

Strojní vybavení

Tab. 8-2 Přehledová tabulka cen jednotlivých strojních celků.

Strojní celky	Cena vč. DPH
Řezná ústrojí	82 000
Lineární pohon	51 000
Pásové dopravníky	130 000
Nosná konstrukce	20 500
Stranové upínače	11 500
Vystředovač	5 500
Centrální upínač	13 000
Pohon centrálního upínače	9 500
Spojovací materiál pro montáž podsestav do celkové sestavy	800
Nátěrové hmoty (všech součástí)	5 000
Celková cena [Kč]	328 800

Externí zařízení

Tab. 8.3 Přehledová tabulka cen externích zařízení.

Zařízení	Cena vč. DPH
Vysokotlaké pístové čerpadlo KMT SL - V 30 - 100	1 500 000
Tlaková doprava abraziva	200 000
Lapač řezné kapaliny	150 000
Celková cena [Kč]	1 850 000

CELKEM vč. DPH	2 178 800 Kč
-----------------------	---------------------

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

Použitá literatura

- [1] Stanovení procenta recyklace pneumatik ve vazbě na technické a ekonomické možnosti získaných produktů. Projekt VAV/720/4/03. Praha: ECO trend s.r.o., 2004. 47 s.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav; ŠKOPÁN, Miroslav. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení* VUT Brno: 04/1988, 277s.
- [3] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů* VUT Brno: 09/1993, 146s.
- [4] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky* 3. doplněné vydání, Praha: Scientia, 2000. 985s. ISBN 80-7183-164-6
- [5] GUTFREUND, E. aj. *Přihláška vynálezu: Zařízení pro zpracování průmyslového pryžového a plastového odpadu*. Číslo dokumentu: 2257-98. Plzeň: Úřad průmyslového vlastnictví [databáze online]. Dostupné z URL < <http://isdvapl.upv.cz> >
- [6] Orientační řez pneumatikou. [online] Poslední úpravy 2004. URL < <http://www.michelin.cz> > [citováno 10. ledna 2008]
- [7] Tire recycling equipment. [online], [citováno 20. února 2008] URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> >
- [8] The principle of waterjet cutting. [online] Poslední úpravy 05/2008. URL < <http://www.maximator-jet.de> > [citováno 20. června 2008]
- [9] Použití technologie. [online], Poslední úpravy 03/2008. URL < <http://www.rychlytom.cz> > [citováno 14. dubna 2008]
- [10] Das funktionnsprinzip der druckerzeugung. [online] Poslední úpravy 2009 URL < http://www.kmtgroup.com/opencms/de_DE/waterjet_systems > [citováno 8. února 2009]
- [11] CNC stroje pro dělení materiálů vodním paprskem. [online] Poslední úpravy 9.3.2003. URL < http://technik.ihned.cz/c4-10002530-12434160-800000_d-cnc-stroje-pro-deleni-materialu-vodnim-paprskem > [citováno 3. 3. 2009]
- [12] Festo spol. s r. o. – elektronický katalog výrobků. [online] Poslední úpravy 2009 URL < https://enep.festo.com/irj/servlet/prt/portal/prtroot/festo.guest?NavigationTarget=ROLES://portal_content/com.festo.portal.sap40/v/cr/ssp/rl/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.rl.ssp_pub/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.ws.gnt_ssp_1/sho/cat/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.iv.cat.cat&j_user=ano_ep_customer_cz >
- [13] SEW-EURODRIVE – elektronický katalog. [online] Poslední úpravy 2009 URL < <http://www.sew.cz/produkt/A14.htm> >
- [14] Dorner MFG. CORP. – elektronický katalog. [online] Poslední úpravy 2009 URL < <http://www.dornerconveyors.com/> >
- [15] Feron a.s. – elektronický katalog. [online] Poslední úpravy 2009 URL < <http://www.ferona.cz/cze/index.php> >
- [16] SKF Ložiska a.s. – elektronický katalog. [online] Poslední úpravy 2009 URL < http://www.skf.com/portal/skf_cz/home >

Použité obrázky

- [1] Mobilní mechanický drtič. [online] Poslední úpravy 2008
URL < <http://www.hogzilla.com/tireGrinding.aspx> > [citováno 2.dubna2008]
- [2] Stacionární mechanický drtič. [online] Poslední úpravy 2008
URL < <http://www.grindzilla.com/tirerecycling.html> > [citováno 2.dubna2008]
- [3] Schéma zařízení na degradaci pneumatik ozónem. GUTFREUND, E. aj.
Příhláška vynálezu: Zařízení pro zpracování průmyslového pryžového a plastového odpadu. Číslo dokumentu: 2257-98. Plzeň: Úřad průmyslového vlastnictví [databáze online]. Dostupné z URL < <http://isdvapl.upv.cz> >
- [4] Část testovaného prototypu linky na degradaci pneumatik ozónem. [online] Poslední úpravy 11.09.2006. URL < http://procne.ihned.cz/2-19273920-007000_d-3a > [citováno 10. ledna 2008]
- [5] Hrotová řezačka pneumatik. [online] Poslední úpravy 26.01.2007.
URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> > [citováno 20. února 2008]
- [6] Válcová řezačka pneumatik 502T. [online] Poslední úpravy 26.01.2007.
URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> > [citováno 20. února 2008]
- [7] Detailní pohled na řezací ústrojí. [online] Poslední úpravy 26.01.2007.
URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> > [citováno 20. února 2008]
- [8] Stříhač pneumatik TSI TC-50. [online] Poslední úpravy 26.01.2007.
URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> > [citováno 20. února 2008]
- [9] Postup stříhání pneumatiky. [online] Poslední úpravy 26.01.2007.
URL < <http://www.wwrequip.com/equipment/tirerecycling.htm> > [citováno 20. února 2008]
- [10] Dělení čistým vod. paprskem. [online] Poslední úpravy 2009
URL < http://www.kmtgroup.com/opencms/de_DE/waterjet_systems > [citováno 20. dubna 2009]
- [11] Hydroabrazivní dělení. [online] Poslední úpravy 2009
URL < http://www.kmtgroup.com/opencms/de_DE/waterjet_systems > [citováno 20. dubna 2009]
- [12] Řez duralu tl. 160mm. [online] Poslední úpravy 10/2008
URL < <http://www.mmspektrum.com/clanek/rezani-vodnim-paprskem> > [citováno 20. dubna 2009]
- [13] Informativní přehled řezných podmínek pro různé materiály. [online]
URL < http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/uvod_do_strojirenstvi/VZOR-sem-prace.pdf > [citováno 25. dubna 2009]

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

Symbol	Jednotka	Význam
f	[-]	součinitel smykového tření
v_p	[m/s]	požadovaná rychlost pásu
k	[-]	bezpečnost zahrnující další ztráty třením
F_T	[N]	třecí síla
F_N	[N]	normálová síla
P	[W]	potřebný výkon vstupující do pás. dopravníku
Q	[mm]	rozměr pro výpočet hodnoty „A“
k_1	[mm]	konstrukční rezerva pro upevnění čelisti
k_2	[mm]	konstrukční rezerva pro upevnění pák
L	[mm]	délka pák mechanismu
A	[mm]	svislá vzdálenost obou konců ramen mechanismu
U	[mm]	upínací rezerva
PN_{inch}	[inch]	průměr ráfku pneumatiky
F_{UP}	[N]	požadovaná upínací síla
F_{ovl}	[N]	skutečná ovládací síla
F_m	[N]	potřebná ovládací síla jednoho pneumotoru
$F_A, ..., F_D$	[N]	vazbové síly
M_D	[Nmm]	vazbový moment
α	[°]	úhel popisující rozevření ramene
$\beta... \theta$	[°]	úhly popisující orientaci vazbových sil
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
S	[mm ²]	velikost plochy průřezu
σ_t	[MPa]	tahové napětí v průřezu
v	[m/min]	řezná rychlost
D_f	[m]	průměr řezu
n	[min ⁻¹]	otáčky
F_{um}	[N]	tíha upínacího mechanismu
F_{pnmax}	[N]	maximální tíha pneumatiky
P_a	[N]	dynamické ekvivalentní zatížení pro axiální ložiska
C	[N]	dynamická únosnost
L_{10h}	[h]	základní trvanlivost ložiska

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Mobilní mechanický drtič [1].	14
Obr. 1-2 Stacionární mechanický drtič [2].	14
Obr. 1-3 Schéma zařízení na degradaci pneumatik ozónem [3].	15
Obr. 1-4 Část testovaného prototypu linky na degradaci pneumatik ozónem [4].	16
Obr. 1-5 První fáze dělení pneumatik.	16
Obr. 1-6 Druhá fáze dělení pneumatik.	16
Obr. 1-7 Fáze dělení pneumatik.	16
Obr. 2-1 Hrotová řezačka pneumatik [5].	17
Obr. 2-2 Válcová řezačka pneumatik 502T [6].	18
Obr. 2-3 Detailní pohled na řezací ústrojí [7].	18
Obr. 2-4 Stříhač pneumatik TSI TC-50 [8].	19
Obr. 2-5 Postup stříhání pneumatiky [9].	19
Obr. 3-1 Grafické znázornění řešeného problému.	20
Obr. 4-1 Grafické znázornění cíle diplomové práce.	21
Obr. 6-1 Výsledek testu technologie.	25
Obr. 6-2 Řezné ústrojí.	25
Obr. 6-3 Varianta č.1	26
Obr. 6-4 Výsledný produkt stroje.	27
Obr. 6-5 Varianta č.2	29
Obr. 6-6 Výsledný produkt stroje	30
Obr. 7-1 Vizualizace konstrukce stroje.	33
Obr. 7-2 Členění celkové sestavy stroje na podsestavy.	34
Obr. 7-3 Rozměrový náčrt situace při řezání pneumatik min. a max. rozměru.	35
Obr. 7-4 Základní rozměry rámu pro uchycení řezného ústrojí.	36
Obr. 7-5 Uspořádání technologických zařízení řezného ústrojí.	36
Obr. 7-6 Detail uchycení pohonu řezací hlavy.	37
Obr. 7-8 Konzola se svěrnými spoji.	37
Obr. 7-9 Axiální pojištění konzole.	37
Obr. 7-7 Uchycení řezací hlavy.	37
Obr. 7-10 Uchycení dávkovače abraziva.	37
Obr. 7-11 Distanční pouzdra.	37
Obr. 7-12 Rám řezného ústrojí.	38
Obr. 7-13 Vizualizace řezného ústrojí.	38
Obr. 7-14 Rozměrový náčrt k určení zdvihu „Z“.	39
Obr. 7-15 Sestava lineárních pohonů.	40
Obr. 7-16 Uchycení konzoly k saním.	41
Obr. 7-17 Uchycení řezného ústrojí k nosníku.	41
Obr. 7-18 Vizualizace podsestavy „lineární pohon“.	42
Obr. 7-19 Postup vytváření celkové sestavy.	42
Obr. 7-20 Rozměrový náčrt pásových dopravníků.	43
Obr. 7-21 Podsestava pásových dopravníků DORNER 5200 Series.	44
Obr. 7-23 Části pásového dopravníku.	45
Obr. 7-22 Řez pásovým dopravníkem.	45
Obr. 7-24 Vizualizace podsestavy „pásové dopravníky“.	46
Obr. 7-25 Postup vytváření celkové sestavy.	46
Obr. 7-26 Síly působící na pásový dopravník.	47

Obr. 7-27 Tvar a rozměry nosné konstrukce.	48
Obr. 7-28 Popis dimenzí a typů nosníků.	49
Obr. 7-29 Konstrukční řešení bočního uchycení pásových dopravníků.	50
Obr. 7-30 Konstrukční řešení spodního uchycení pásových dopravníků.	50
Obr. 7-32 Středová konzole lineárního pohonu.	51
Obr. 7-31 Krajní konzole lineárního pohonu.	51
Obr. 7-33 Podpěra lineární jednotky.	51
Obr. 7-35 Mechanismus „ball catch“.	52
Obr. 7-34 Bezpečnostní okno (rozpad sestavy).	52
Obr. 7-36 Umístění mechanismu „ball catch“.	52
Obr. 7-37 Bezpečnostní okno (vizualizace).	53
Obr. 7-38 Přístrojová deska.	53
Obr. 7-39 Vizualizace podsestavy „nosná konstrukce“.	54
Obr. 7-40 Postup vytváření celkové sestavy.	54
Obr. 7-41 Rozměrový náčrt situace při upínání pneumatiky.	55
Obr. 7-42 Konstrukce stranového upínače.	56
Obr. 7-43 Upevnění zadní části stranového upínače v nosné konstrukci.	57
Obr. 7-44 Upevnění přední části stranového upínače v nosné konstrukci.	57
Obr. 7-45 Vizualizace podsestavy „stranový upínač“.	58
Obr. 7-46 Postup vytváření celkové sestavy.	58
Obr. 7-47 Navržená konstrukce vystředovače.	59
Obr. 7-48 Konstrukce a rozměry jezdců.	60
Obr. 7-49 Rozměrový náčrt situace při vystředění pneumatiky.	60
Obr. 7-50 Výsledná konstr. vystředovače s detaily uložení pohybového šroubu.	61
Obr. 7-51 Vizualizace detailů uložení pohybového šroubu.	62
Obr. 7-52 Výsledná konstrukce jezdce.	62
Obr. 7-53 Vizualizace podsestavy „vystředovač“.	63
Obr. 7-54 Postup vytváření celkové sestavy.	63
Obr. 7-55 Navržená konstrukce centrálního upínače včetně pohonu centr. upínače.	64
Obr. 7-56 Schéma pro výpočet geometrie mechanismu.	65
Obr. 7-57 Silové působení na mechanismus.	67
Obr. 7-58 Konstrukční řešení upínacího mechanismu.	68
Obr. 7-59 Rozměrový náčrt situace při upínání pneumatik.	69
Obr. 7-60 Konstrukční řešení poloviny svislého pohonu.	70
Obr. 7-61 Vizualizace konstrukce poloviny svislého pohonu.	70
Obr. 7-62 Vizualizace začlenění svislého pohonu do nosné konstrukce.	71
Obr. 7-63 Konstrukce a rozměry plošiny.	71
Obr. 7-64 Detail uchycení čelisti a dolního konce ramene.	72
Obr. 7-65 Konstrukční řešení uchycení horního konce ramene.	72
Obr. 7-66 Uchycení příčnicku v nosné konstrukci.	73
Obr. 7-67 Vizualizace podsestavy „centrální upínač“.	74
Obr. 7-68 Postup vytváření celkové sestavy.	74
Obr. 7-69 Silové působení na těleso ②.	76
Obr. 7-69a Silové působení ve vazbě A.	76
Obr. 7-69b Silové působení ve vazbě B.	76
Obr. 7-70b Silové působení ve vazbě C.	76
Obr. 7-70a Silové působení ve vazbě B.	76
Obr. 7-70 Silové působení na těleso ③.	76

Obr. 7-70 Silové působení na těleso ④.	76
Obr. 7-72 Nebezpečný průřez tělesa ②.	78
Obr. 7-73 Součásti podsestavy pohonu centr. upínače.	80
Obr. 7-74 Začlenění podsestavy pohonu centr. upínače do celkové sestavy.	80
Obr. 7-75 Čtvrtinový řez uložením hřídele.	81
Obr. 7-76 Vizualizace podsestavy pohonu centrálního upínače.	82
Obr. 7-77 Postup vytváření celkové sestavy.	82

SEZNAM TABULEK

Tab. 5-1 Časový harmonogram.	23
Tab. 6-1 Parametry pneumatiky Barum Brillantis 165/70 R13.	24
Tab. 6-2 Parametry pneumatiky Dunlop SP 160.	24
Tab. 6-3 Zařazení do strojních celků.	28
Tab. 6-4 Zařazení do strojních celků.	31
Tab. 7-1 Hlavní parametry pohonu DNCE.	35
Tab. 7-2 Hlavní parametry pohonu DGE-63-550-ZR-RF.	39
Tab. 7-3 Hlavní parametry pásového dopravníku DORNER 5200 Series.	44
Tab. 7-4 Hlavní parametry pneumatického válce DNC.	56
Tab. 7-5 Tabulka výsledků výpočtu geometrie.	66
Tab. 7-6 Potřebná ovládací síla.	67
Tab. 7-7 Technické parametry pneumatického válce DNC.	67
Tab. 7-8 Technické parametry pneumatického válce DNC.	69
Tab. 7-9 Výsledné hodnoty reakčních sil.	75
Tab. 7-10 Tabulka hodnot silových a úhlových výslednic.	77
Tab. 7-11 Hodnoty výstupních otáček pohonu pro různé velikosti pneumatik.	79
Tab. 7-12 Technické parametry převodového motoru SEW.	79
Tab. 8-1 Hlavní technické parametry navrženého stroje.	84
Tab. 8-2 Přehledová tabulka cen jednotlivých strojních celků.	84
Tab. 8.3 Přehledová tabulka cen externích zařízení.	85

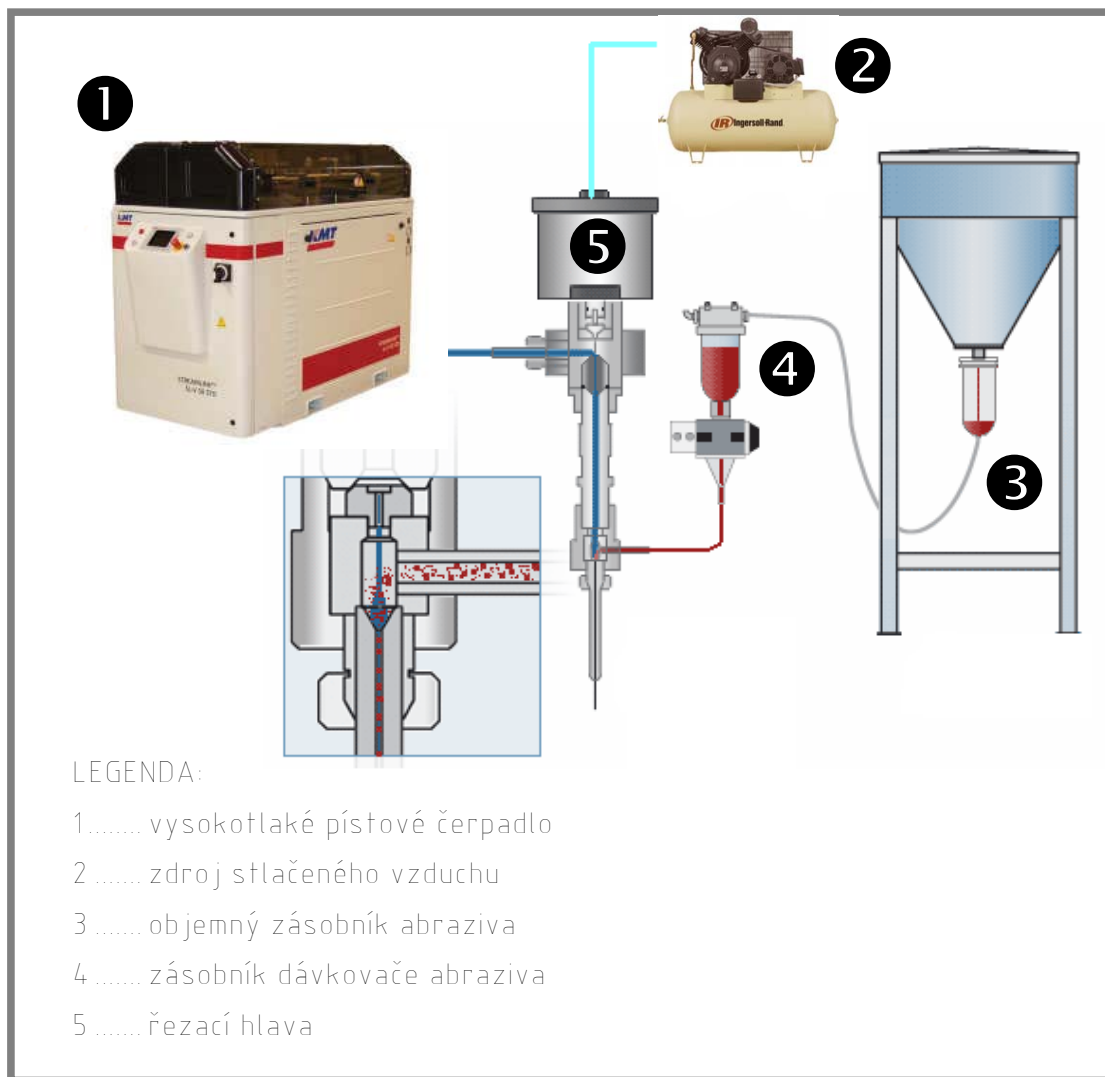
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 (Princip technologie řezání vodním paprskem)	92
Příloha 2 (Výpočet pákového mechanismu)	95

PŘÍLOHY

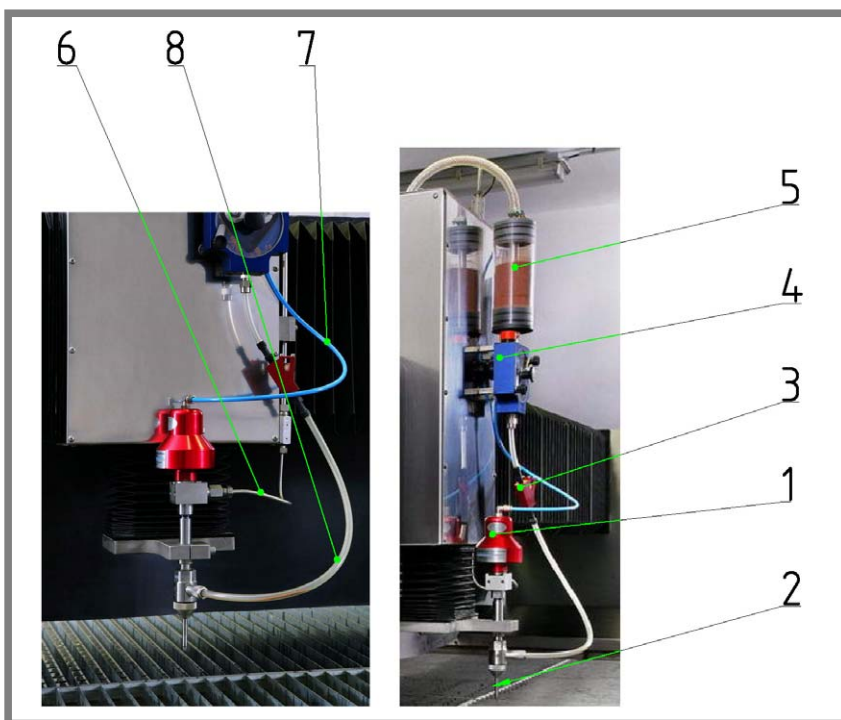
Příloha 1

Princip technologie řezání vodním paprskem



Obr. 1 Schéma uspořádání technolog. zařízení pro dělení vodním paprskem.

Vysokotlaké pístové čerpadlo je schopno dodávat vodní proud o jmenovitém tlaku až 4 15 MPa. Z čerpadla je potrubím vedena tlaková voda do diamantové řezací hlavy (poz. 5), ve které se proud vody usměřňuje v paprsek o průměru cca 0,15 ÷ 2 mm. V řezací hlavě je integrován solenoidový pneumaticky ovládaný ventil. Pro zvýšení řezného účinku se k vysokotlakému vodnímu paprsku přimíchává abrazivo, kterým může být přírodní granát nebo olivín. Abrazivo je tlakově dopravováno z objemného zásobníku (poz. 3) do menšího zásobníku (poz. 4) před řezací hlavou. Odtud je průchodem přes dávkovač přisáváno do mísící komory (viz detail pozice 5). Vzniklá směs vysokotlaké vody a abraziva odchází přes diamantovou trysku do místa řezu.

Popis funkce příslušenství řezací hlavy

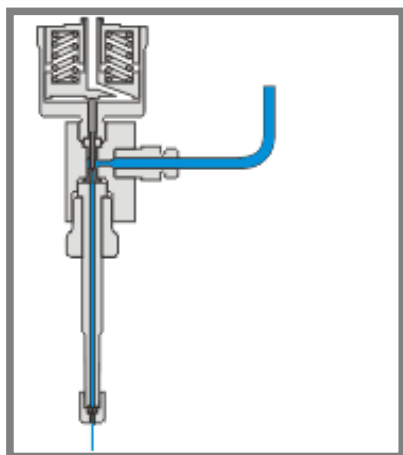
Obr. 2 Příslušenství řezací hlavy.

- 1 Solenoidový ventil – slouží k řízení přívodu tlakové vody do řezné hlavice. Je ovládán pneumaticky, proto musí být připojen ke zdroji stlačeného vzduchu.
- 2 Tryska – její průměr je v rozmezí $(0,08 \div 0,35)$ mm.
- 3 Pojistný ventil – při neočekávaném dotyku trysky s obrobkem dojde k jejímu uzavření, což by mohlo způsobit explozi řezné hlavy. Ventil odvede poruchový tlak mimo řeznou hlavu proražením pojistné kuličky.
- 4 Dávkovač abraziva – dávkuje abrazivo jdoucí do řezné hlavy v nastaveném množství.
- 5 Zásobník dávkovače abraziva
- 6 přívod tlakové vody
- 7 přívod stlačeného vzduchu
- 8 přívod abraziva

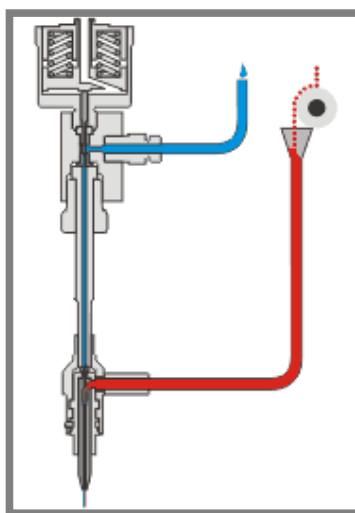
Dva režimy dělení vodním paprskem

Čistým vodním paprskem (obr. 3):

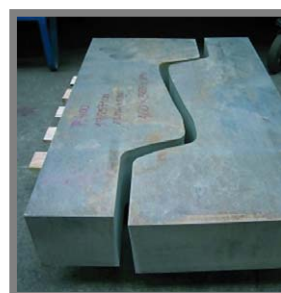
- dělení měkkých materiálů jako jsou textilie, eleastomery, plasty, potraviny, papír, atd.
- Vhodný pracovní tlak paprsku se pohybuje okolo 4000 bar s výslednou výstupní rychlostí $800 \div 1000$ m/s.



Obr. 3 Dělení čistým vod. paprskem [10].



Obr. 4 Hydroabrazivní dělení [11].



Obr. 5 Řez duralu tl. 160mm [12].

Hydroabrazivní dělení (obr. 4):

Ve směšovací komoře se smíchává voda s abrazivem. Vzniká paprsek s vysokou rychlostí a energií. Tento způsob řezání se využívá tehdy, když dělení čistým vodním paprskem již nedostačuje.

- dělení tvrdých materiálů (např. konstrukční oceli, legované oceli, tepelně zpracované oceli, slitiny hliníku / titanu / mědi, kompozity, mramor, žula, pískovec, dlažba, sklo, a mnoho dalších) o velké tloušťce. V tabulce jsou uvedeny řezné podmínky pro tlak vody 4 10 MPa a průtok vody 3,8 l/min.

Tab. 1 Informativní přehled řezných podmínek pro různé materiály [13].

Materiál / Tloušťka	Rychlost řezání [mm/min]							
	5 mm	10 mm	15 mm	20 mm	25 mm	30 mm	50 mm	100 mm
Ušlechtilá ocel	678	370	236	169	128	102	48	18
Nástrojová ocel 1.4301	833	454	290	208	159	125	60	22
Titan	1 083	590	377	270	206	163	78	28
Aluminium	2 250	1 226	782	561	427	339	162	59
Žula	2 974	1 621	1 035	741	565	448	214	78
Vícevrstvý materiál z uhlíkových vláken	3 915	2 135	1 363	975	744	590	281	103
Sklo	4 315	2 352	1 502	1 075	820	650	310	113
Mramor	4 672	2 547	1 626	1 164	888	704	336	123
Plexisklo	4 904	2 674	1 707	1 222	932	739	352	129
Vícevrstvý materiál ze skleněných vláken	5 948	3 243	2 070	1 482	1 131	896	427	156
Kevlar	6 195	3 378	2 156	1 543	1 178	934	445	163
Grafit	8 087	4 409	2 815	2 015	1 538	1 219	581	213
Keramická rouna	8 869	4 835	3 087	2 210	1 686	1 337	637	233

Příloha 2

Výpočet geometrie pákového mechanismu

$$U := 20$$

$$\begin{array}{l} U := 20 \\ k_2 := 81 \quad k_1 := 50 \end{array}$$

$$R_{PN} := \frac{(PN_{\text{inch}} \cdot 25.4)}{2}$$

$$\text{PN}_{\text{inch}} :=$$

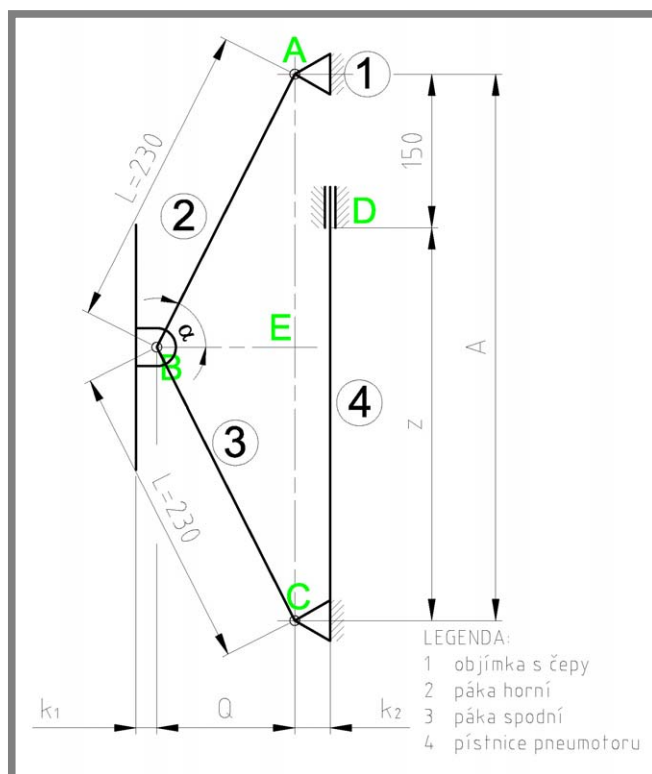
	0
0	13
1	14
2	15
3	16
4	17
5	18
6	19
7	20
8	21
9	22
10	23
11	24
12	24.5

$$R_{pN} = \begin{array}{|c|c|} \hline 5 & 228.6 \\ \hline \end{array} \quad [\text{mm}]$$

	0
0	165.1
1	177.8
2	190.5
3	203.2
4	215.9
5	228.6
6	241.3
7	254
8	266.7
9	279.4
10	292.1
11	304.8
12	311.15

$$Q := R_{pN} + U - k_1 - k_2$$

	0	
	0	54.1
	1	66.8
	2	79.5
	3	92.2
	4	104.9
Q =	5	117.6
	6	130.3
	7	143
	8	155.7
	9	168.4
	10	181.1
	11	193.8
	12	200.15



$$L := 230$$

$$A := 2 \cdot \sqrt{L^2 - Q^2}$$

$$A =$$

	0
0	447.094
1	440.172
2	431.647
3	421.422
4	409.37
5	395.324
6	379.062
7	360.283
8	338.571
9	313.314
10	283.569
11	247.722
12	226.627

$$\alpha := \arccos\left(\frac{Q}{L}\right)$$

$$\alpha =$$

	0
0	76.396
1	73.116
2	69.778
3	66.367
4	62.865
5	59.249
6	55.492
7	51.557
8	47.394
9	42.931
10	38.058
11	32.583
12	29.516

·deg

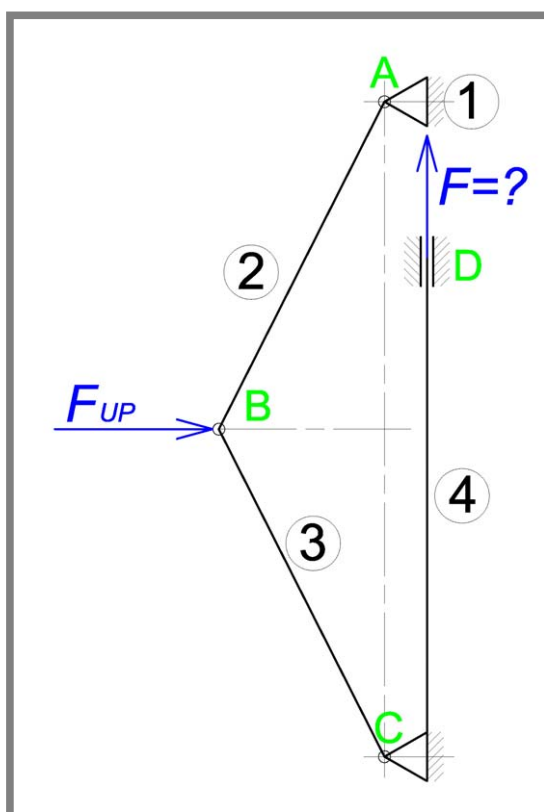
$$z := A - 150$$

$$z =$$

	0
0	297.094
1	290.172
2	281.647
3	271.422
4	259.37
5	245.324
6	229.062
7	210.283
8	188.571
9	163.314
10	133.569
11	97.722
12	76.627

[mm]

Výpočet silových poměrů pákového mechanismu

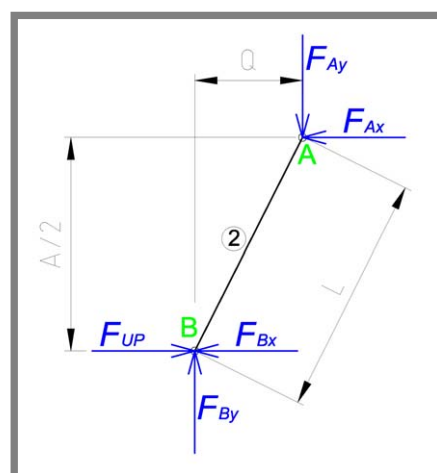


Počet st. volnosti:

$$i = i_v(n-1) - \sum \xi_i$$

$$i = 3(4-1) - 8 = 1$$

Uvolnění těles:



$$\sum F_{ix} = 0$$

$$F_{UP} - F_{Bx} - F_{Ax} = 0$$

$$\text{pro matici: } F_{Bx} + F_{Ax} = F_{UP}$$

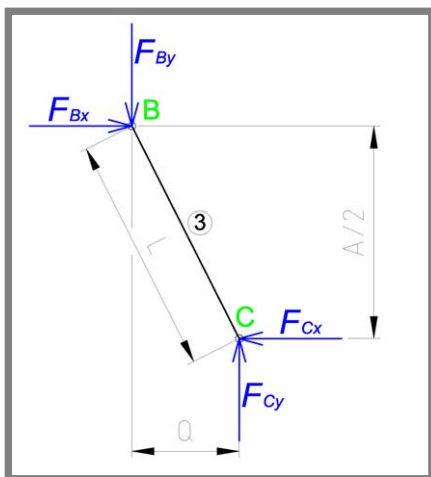
$$\sum F_{iy} = 0$$

$$\text{pro matici: } F_{Ay} - F_{By} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{UP} \cdot \frac{A}{2} - F_{Bx} \cdot \frac{A}{2} - F_{By} \cdot Q = 0$$

$$\text{pro matici: } F_{Bx} + \frac{2F_{By} \cdot Q}{A} = F_{UP}$$



$$\sum F_{ix} = 0$$

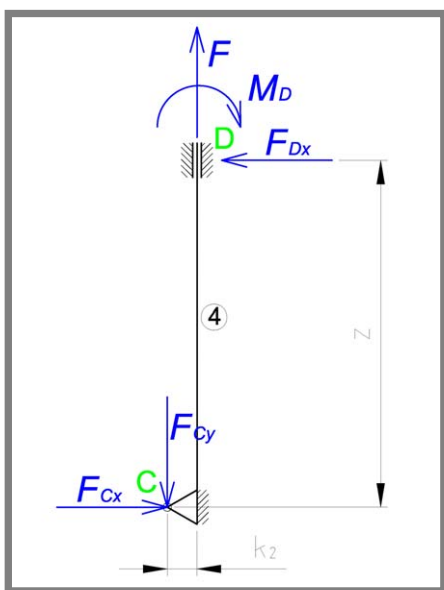
$$\text{pro matici : } F_{Bx} - F_{Cx} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$\text{pro matici : } F_{By} - F_{Cy} = 0$$

$$\sum M_C = 0$$

$$\text{pro matici : } F_{By} \cdot Q - F_{Bx} \cdot \frac{A}{2} = 0$$



$$\sum F_{ix} = 0$$

$$\text{pro matici : } -F_{Dx} + F_{Cx} = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$\text{pro matici : } F_{Cy} - F = 0$$

$$\sum M_D = 0$$

$$\text{pro matici : } F_{Cy} \cdot k_2 + F_{Cx} \cdot z_2 - M_D = 0$$

Maticové řešení rovnic:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b}$$

$$\begin{bmatrix} F_{Ax} & F_{Ay} & F_{Bx} & F_{By} & F_{Cx} & F_{Cy} & F_{Dx} & M_D & F \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{Ax} \\ F_{Ay} \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_{Cx} \\ F_{Cy} \\ F_{Dx} \\ M_D \\ F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \\ \square \\ \square \\ \square \\ \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b}$$

$$F_{UP} := 100$$

$$i := 0..12$$

$$a_i := \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \frac{(2Q)_i}{A_i} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-A_i}{2} & Q_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & z_i & k_2 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \quad x := \begin{pmatrix} F_{Ax} \\ F_{Ay} \\ F_{Bx} \\ F_{By} \\ F_{Cx} \\ F_{Cy} \\ F_{Dx} \\ M_D \\ F \end{pmatrix} \quad b := \begin{pmatrix} F_{UP} \\ 0 \\ F_{UP} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$x_i := (a_i)^{-1} \cdot b$$

$$x_0 = \begin{pmatrix} 50 \\ 206.605 \\ 50 \\ 206.605 \\ 50 \\ 206.605 \\ 50 \\ 3.159 \times 10^4 \\ 206.605 \end{pmatrix} \quad x_1 = \begin{pmatrix} 50 \\ 164.735 \\ 50 \\ 164.735 \\ 50 \\ 164.735 \\ 50 \\ 2.785 \times 10^4 \\ 164.735 \end{pmatrix} \quad x_2 = \begin{pmatrix} 50 \\ 135.738 \\ 50 \\ 135.738 \\ 50 \\ 135.738 \\ 50 \\ 2.508 \times 10^4 \\ 135.738 \end{pmatrix} \quad x_3 = \begin{pmatrix} 50 \\ 114.268 \\ 50 \\ 114.268 \\ 50 \\ 114.268 \\ 50 \\ 2.283 \times 10^4 \\ 114.268 \end{pmatrix} \quad x_4 = \begin{pmatrix} 50 \\ 97.562 \\ 50 \\ 97.562 \\ 50 \\ 97.562 \\ 50 \\ 2.087 \times 10^4 \\ 97.562 \end{pmatrix}$$

$$x_5 = \begin{pmatrix} 50 \\ 84.04 \\ 50 \\ 84.04 \\ 50 \\ 84.04 \\ 50 \\ 1.907 \times 10^4 \\ 84.04 \end{pmatrix} \quad x_6 = \begin{pmatrix} 50 \\ 72.729 \\ 50 \\ 72.729 \\ 50 \\ 72.729 \\ 50 \\ 1.734 \times 10^4 \\ 72.729 \end{pmatrix} \quad x_7 = \begin{pmatrix} 50 \\ 62.987 \\ 50 \\ 62.987 \\ 50 \\ 62.987 \\ 50 \\ 1.562 \times 10^4 \\ 62.987 \end{pmatrix} \quad x_8 = \begin{pmatrix} 50 \\ 54.363 \\ 50 \\ 54.363 \\ 50 \\ 54.363 \\ 50 \\ 1.383 \times 10^4 \\ 54.363 \end{pmatrix} \quad x_9 = \begin{pmatrix} 50 \\ 46.513 \\ 50 \\ 46.513 \\ 50 \\ 46.513 \\ 50 \\ 1.193 \times 10^4 \\ 46.513 \end{pmatrix}$$

$$x_{10} = \begin{pmatrix} 50 \\ 39.145 \\ 50 \\ 39.145 \\ 50 \\ 39.145 \\ 50 \\ 9.849 \times 10^3 \\ 39.145 \end{pmatrix} \quad x_{11} = \begin{pmatrix} 50 \\ 31.956 \\ 50 \\ 31.956 \\ 50 \\ 31.956 \\ 50 \\ 7.475 \times 10^3 \\ 31.956 \end{pmatrix} \quad x_{12} = \begin{pmatrix} 50 \\ 28.307 \\ 50 \\ 28.307 \\ 50 \\ 28.307 \\ 50 \\ 6.124 \times 10^3 \\ 28.307 \end{pmatrix}$$

$$F_{Ax_i} := (x_i)_{0,0} \quad F_{Bx_i} := (x_i)_{2,0} \quad F_{Cx_i} := (x_i)_{4,0} \quad F_{Dx_i} := (x_i)_{6,0} \quad F_i := (x_i)_{8,0}$$

$$F_{Ay_i} := (x_i)_{1,0} \quad F_{By_i} := (x_i)_{3,0} \quad F_{Cy_i} := (x_i)_{5,0} \quad M_{D_i} := (x_i)_{7,0}$$

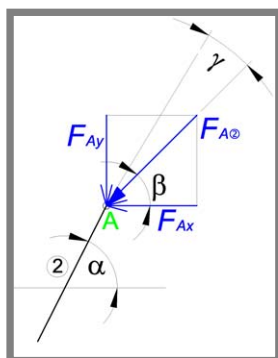
Tabulky výsledků

$F_{Ax_i} =$		$F_{Ay_i} =$		$F_{Bx_i} =$		$F_{By_i} =$		$F_{Cx_i} =$		$F_{Cy_i} =$	
	0		0		0		0		0		0
0	50	0	206.605	0	50	0	206.605	0	50	0	206.605
1	50	1	164.735	1	50	1	164.735	1	50	1	164.735
2	50	2	135.738	2	50	2	135.738	2	50	2	135.738
3	50	3	114.268	3	50	3	114.268	3	50	3	114.268
4	50	4	97.562	4	50	4	97.562	4	50	4	97.562
5	50	5	84.04	5	50	5	84.04	5	50	5	84.04
6	50	6	72.729	6	50	6	72.729	6	50	6	72.729
7	50	7	62.987	7	50	7	62.987	7	50	7	62.987
8	50	8	54.363	8	50	8	54.363	8	50	8	54.363
9	50	9	46.513	9	50	9	46.513	9	50	9	46.513
10	50	10	39.145	10	50	10	39.145	10	50	10	39.145
11	50	11	31.956	11	50	11	31.956	11	50	11	31.956
12	50	12	28.307	12	50	12	28.307	12	50	12	28.307

$F_{Dx_i} =$		$M_{D_i} =$		$F_i =$	
	0		0		0
0	50	0	$3.159 \cdot 10^4$	0	206.605
1	50	1	$2.785 \cdot 10^4$	1	164.735
2	50	2	$2.508 \cdot 10^4$	2	135.738
3	50	3	$2.283 \cdot 10^4$	3	114.268
4	50	4	$2.087 \cdot 10^4$	4	97.562
5	50	5	$1.907 \cdot 10^4$	5	84.04
6	50	6	$1.734 \cdot 10^4$	6	72.729
7	50	7	$1.562 \cdot 10^4$	7	62.987
8	50	8	$1.383 \cdot 10^4$	8	54.363
9	50	9	$1.193 \cdot 10^4$	9	46.513
10	50	10	$9.849 \cdot 10^3$	10	39.145
11	50	11	$7.475 \cdot 10^3$	11	31.956
12	50	12	$6.124 \cdot 10^3$	12	28.307

Výpočet silových výslednic ve vazbách

Těleso 2, vazba A



$$\gamma := \alpha - \beta$$

$$F_{A2} := \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$\beta := \operatorname{atan}\left(\frac{F_{Ay}}{F_{Ax}}\right)$$

	0
0	$-1.272 \cdot 10^{-14}$
1	0
2	$-1.272 \cdot 10^{-14}$
3	0
4	0
5	0
6	$-6.361 \cdot 10^{-15}$
7	$6.361 \cdot 10^{-15}$
8	$-6.361 \cdot 10^{-15}$
9	0
10	$-6.361 \cdot 10^{-15}$
11	$-1.272 \cdot 10^{-14}$
12	$6.361 \cdot 10^{-15}$

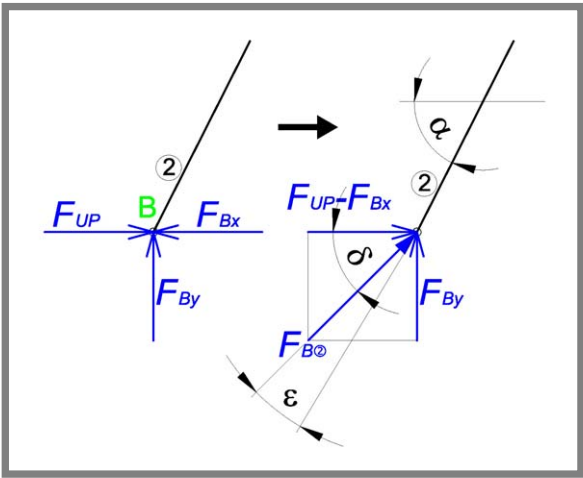
 $\gamma =$
 $\cdot \text{deg}$

	0
0	212.569
1	172.156
2	144.654
3	124.729
4	109.628
5	97.789
6	88.258
7	80.42
8	73.86
9	68.29
10	63.501
11	59.34
12	57.457

 $F_{A2} =$
 $\beta =$
 $\cdot \text{deg}$

	0
0	76.396
1	73.116
2	69.778
3	66.367
4	62.865
5	59.249
6	55.492
7	51.557
8	47.394
9	42.931
10	38.058
11	32.583
12	29.516

Těleso 2, vazba B



$F_{UP} - F_{Bx} =$

	0
0	50
1	50
2	50
3	50
4	50
5	50
6	50
7	50
8	50
9	50
10	50
11	50
12	50

$F_{B2} := \sqrt{(F_{UP} - F_{Bx})^2 + (F_{By})^2}$

$\delta := \text{atan}\left(\frac{F_{By}}{F_{UP} - F_{Bx}}\right)$

$\varepsilon := \alpha - \delta$

$F_{B2} =$

	0
0	212.569
1	172.156
2	144.654
3	124.729
4	109.628
5	97.789
6	88.258
7	80.42
8	73.86
9	68.29
10	63.501
11	59.34
12	57.457

$\delta =$

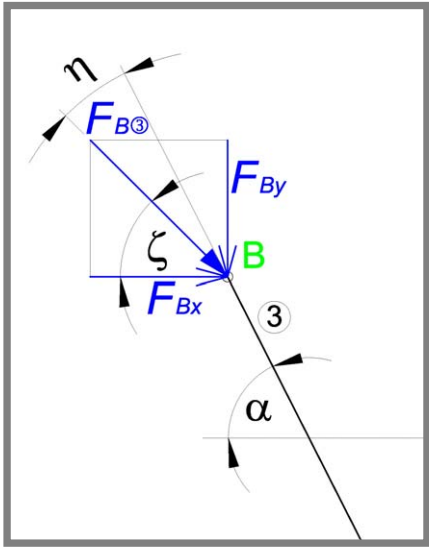
	0
0	76.396
1	73.116
2	69.778
3	66.367
4	62.865
5	59.249
6	55.492
7	51.557
8	47.394
9	42.931
10	38.058
11	32.583
12	29.516

$\varepsilon =$

	0
0	-1.272·10 ⁻¹⁴
1	0
2	-1.272·10 ⁻¹⁴
3	0
4	0
5	0
6	-6.361·10 ⁻¹⁵
7	6.361·10 ⁻¹⁵
8	-6.361·10 ⁻¹⁵
9	0
10	-6.361·10 ⁻¹⁵
11	-1.272·10 ⁻¹⁴
12	6.361·10 ⁻¹⁵

·deg

Těleso 3, vazba B



$$F_{B3} := \sqrt{(F_{By})^2 + (F_{Bx})^2}$$

	0
0	212.569
1	172.156
2	144.654
3	124.729
4	109.628
5	97.789
6	88.258
7	80.42
8	73.86
9	68.29
10	63.501
11	59.34
12	57.457

$$\zeta := \operatorname{atan}\left(\frac{F_{By}}{F_{Bx}}\right)$$

	0
0	76.396
1	73.116
2	69.778
3	66.367
4	62.865
5	59.249
6	55.492
7	51.557
8	47.394
9	42.931
10	38.058
11	32.583
12	29.516

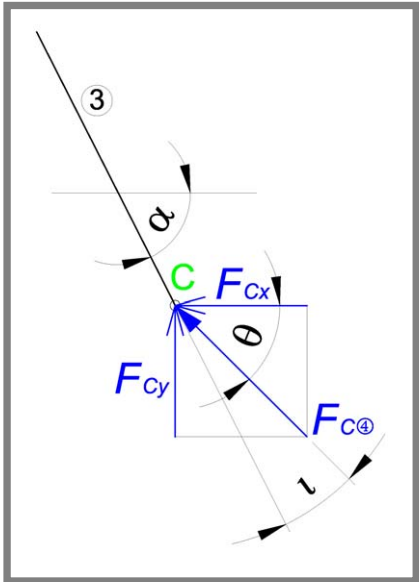
$$\eta := \zeta - \alpha$$

	0
0	$1.272 \cdot 10^{-14}$
1	0
2	$1.272 \cdot 10^{-14}$
3	0
4	0
5	0
6	$6.361 \cdot 10^{-15}$
7	0
8	$6.361 \cdot 10^{-15}$
9	0
10	$6.361 \cdot 10^{-15}$
11	0
12	$6.361 \cdot 10^{-15}$

Těleso 3, vazba C

$$F_{C3} := \sqrt{(F_{Cy})^2 + (F_{Cx})^2}$$

$$\theta := \operatorname{atan}\left(\frac{F_{Cy}}{F_{Cx}}\right)$$



	0
0	212.569
1	172.156
2	144.654
3	124.729
4	109.628
5	97.789
6	88.258
7	80.42
8	73.86
9	68.29
10	63.501
11	59.34
12	57.457

$F_{C3} =$

	0
0	76.396
1	73.116
2	69.778
3	66.367
4	62.865
5	59.249
6	55.492
7	51.557
8	47.394
9	42.931
10	38.058
11	32.583
12	29.516

$\theta =$

$\cdot \text{deg}$

Skutečná ovládací síla

počet ramen: $v := 2$

$F_{ovl} := F \cdot v$

$\tau := \alpha - \theta$

	0
0	-1.272·10 ⁻¹⁴
1	0
2	-1.272·10 ⁻¹⁴
3	0
4	0
5	0
6	-6.361·10 ⁻¹⁵
7	6.361·10 ⁻¹⁵
8	-6.361·10 ⁻¹⁵
9	0
10	0
11	0
12	-6.361·10 ⁻¹⁵

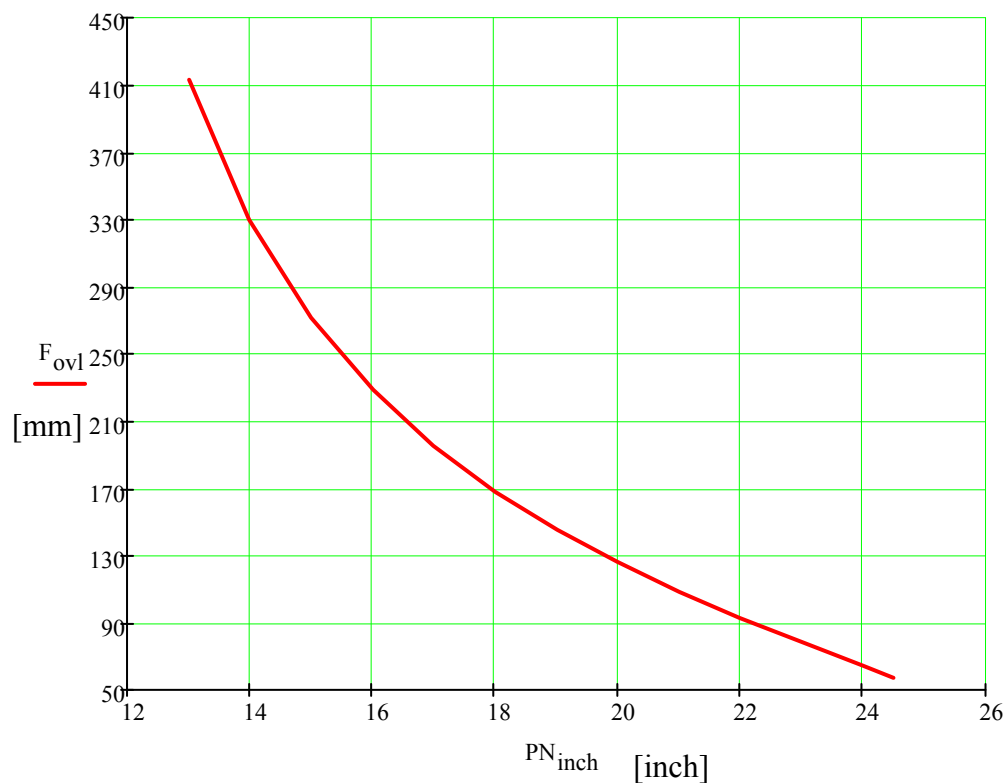
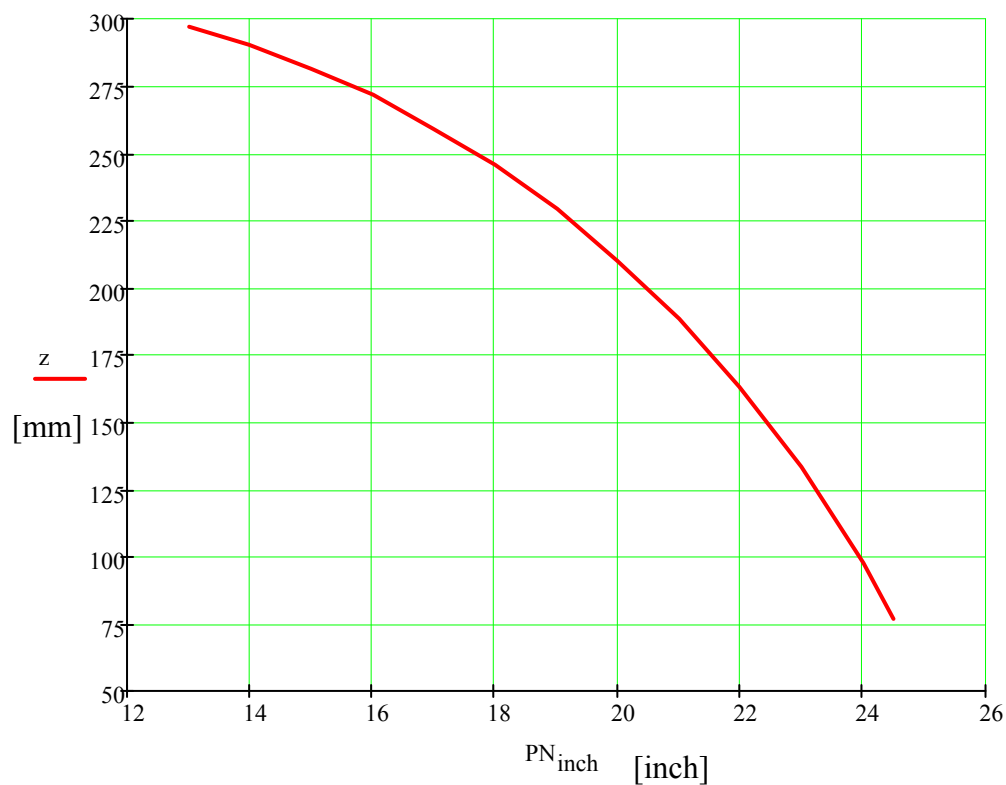
$\tau =$

$\cdot \text{deg}$

	0
0	413.21
1	329.47
2	271.476
3	228.537
4	195.124
5	168.08
6	145.457
7	125.973
8	108.725
9	93.027
10	78.291
11	63.912
12	56.614

$F_{ovl} =$

$[N]$

Závislost ovládací síly na průměru upínané pneumatiky**Závislost zdvihu pístu na průměru upínané pneumatiky**

SEZNAM SAMOSTATNÝCH PŘÍLOH

Název	Označení/č.v.	Formát
UniTyder W-JET 24 Versatile (výkres sestavení)	P1-2-5O/95-00/00	A2
Vizualizace stroje UniTyder	P2	A3