



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MANIPULÁTOR V LENCE NA OHŘEV VÝŘEZŮ DŘEVA

MANIPULATOR IN THE LINE FOR HEATING LOGS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Vítek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jan Vítek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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

Manipulátor v lince na ohřev výřezů dřeva

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh manipulátoru pro přesouvání dřevěných výřezů. Manipulátor je součástí linky pro předeřev výřezů při výrobě potravinářských dřívěk.

Základní technické parametry:

Průměr výřezu 250 – 650 mm.

Délka výřezu 500 – 750 mm.

Cíle diplomové práce:

Návrh konstrukčního řešení manipulátoru.

Funkční výpočty manipulátoru.

Výkres sestavy.

Částečná výkresová dokumentace.

Seznam doporučené literatury:

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

HLAVENKA, Bohumil. Manipulace s materiálem: systémy a prostředky manipulace s materiálem. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008. ISBN 978-80-214-3607-7.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem manipulátoru. Manipulátor je určen na transport bukových výřezů a je součástí linky na napaření těchto výřezů pro další zpracování. Tato práce prezentuje vlastní návrh řešení. Věnuje se detailnímu popisu úlohy konstrukce a jednotlivých funkčních celků. Popisuje také způsob řízení stroje a druhy použitých senzorů. Důležitou částí je výpočet sil a reakcí v mechanismu na základě zjednodušeného výpočtového modelu zatížení. Na výsledky silového rozboru navazuje návrh klíčových komponent mechanismu. Práce je doplněna o fotografie z realizace tohoto manipulátoru a o vybranou výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

manipulátor, paralelogram, manipulační koš, zjednodušený výpočtový model zatížení, napaření dřevních výřezů

ABSTRACT

This thesis concerns with construction design of manipulator. The purpose of the manipulator is to transport beech logs. It is a part of the production line for heating and steaming veneering of the logs before their subsequent processing. This thesis presents a new design solution. It offers detailed descriptions of the purpose of the construction and of individual functional assemblies. It also describes the means for operating the machine and the types of sensors used. Calculation of forces and reactions in the mechanism, based on a simplified load calculation model, constitutes an important part of the work. Design of key components of the machine is then based on the results of the analysis of the forces involved. The supplements of the thesis include photographs of the manipulator realization and selected technical design.

KEYWORDS

Manipulator, parallelogram, handling basket, simplified computational model of machine, heating and steaming logs.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VÍTEK, Jan. *Manipulátor v lince na ohřev výřezů dřeva*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121761>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2020

.....

Jan Vitek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslovi Pokornému, Ph.D., za cenné rady, připomínky a trpělivost. Děkuji také za příležitost, podporu a důvěru jednateři ROmiLL spol. s.r.o. Ing. Romanu Vopálkovi a kolegům Petrovi Vaníčkovi, Ing. Jaroslavu Polcerovi a dalším taktéž za cenné rady a zkušenosti. Děkuji své rodině za výjimečnou podporu, mým přátelům za povzbuzování a děkuji Bohu, jemuž tato práce patří.

OBSAH

Úvod	11
1 Technologie mikrovlnného napařování	12
2 Analýza problému.....	13
2.1 Interpretace požadavků	14
3 Vlastní návrh řešení	16
4 Popis konstrukce.....	20
4.1 Koš	24
4.2 Ramena R1.....	29
4.3 Centrální hřídel	30
4.4 Rameno R2	31
4.5 Rameno R3	32
4.6 Ložiskové domky.....	33
4.7 Dopravníky	35
4.8 Hlavní pohon.....	36
4.9 Komora	37
4.10 Havarijní zajištění	41
4.11 Materiál součástí	42
5 Řízení toku materiálu a druhy použitých čidel	44
5.1 Průběh přesunu materiálu	44
5.2 Optická čidla	45
5.3 Mechanické čidlo	45
5.4 Magnetická čidla.....	46
6 Silový rozbor	48
6.1 Vstupní zatížení	49
6.2 Grafické řešení	53
6.3 Shrnutí výsledků silového rozboru	60
6.4 Zhodnocení silového rozboru	60
7 Návrh hlavních komponent	61
7.1 Centrální hřídel	61
7.1.1 Průřez číslo 1	61
7.1.2 Průřez číslo 2	65
7.1.3 Kontrola zubů drážkování na otlačení	67
7.2 Horní hřídel koše	67
7.2.1 Průřez číslo 1	68
7.2.2 Průřez číslo 2	71

7.2.3 Návrh velikosti svěrného pouzdra.....	72
7.3 Rameno R2.....	73
Závěr	77
Použité informační zdroje	78
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	80
Seznam příloh	86

ÚVOD

Při výrobě potravinářských dřívěk do nanuků a pochutin je nutné vstupní surovinu – bukové dřevo – různými procesy (řezání, napařování, loupání, ...) upravit tak, aby mělo vhodné vlastnosti (řezání, napařování, loupání). Mezi jednotlivými procesy je materiál dopravován a přemísťován systémem dopravníků a manipulátorů. Dopravníky a manipulátory jsou v tomto odvětví většinou speciálně navrženy na danou aplikaci dle možností a požadavků zákazníka. [1, s. 40-138]

Výhradně bukového dřeva se v potravinářských aplikacích používá z následujících důvodů [2]:

- žádná vůně,
- žádná chuť a pachut',
- nízká prašnost,
- tvrdost,
- nepraská.

Aby při loupání vznikala dýha potřebných kvalit (zejména aby byla celistvá a bez trhlin), musí se vstupní surovina tzv. plastifikovat. Působením vysoké teploty a vlhkosti dochází k přechodnému snížení mechanických vlastností. Tím je usnadněno beztržkové dělení. Konvenční způsoby plastifikace jsou založeny na umístění suroviny do pařící komory, nebo vany s horkou vodou [3 s. 21–40]. Předání energie výřezu¹ probíhá vedením tepla z vnějších vrstev průřezu k vnitřním. Díky těmto způsobům je však tato operace jedna z nejnákladnějších v celém procesu. Nákladná je nejen z hlediska výroby, transportu a předání energie páry spolu s údržbou celého zařízení, ale také z hlediska obtížně řešitelného kontinuálního toku materiálu, ale také nutností přemísťovat výřezy z místa plastifikace k dalšímu zpracování lidmi.

Společnost ROmiLL, spol. s r. o., nabízí řešení napařování (plastifikace²) dřeva využitím mikrovlnného ohřevu. Hlavní výhodou je, že napařování probíhá v celém objemu najednou. Dále zmiňovaný způsob umožňuje celý proces provádět pouze elektricky a s přímou návazností na dopravní cesty. Dochází tedy k výrazné finanční úspoře.[4, s. 2–8]

V rámci zakázky společnost ROmiLL, spol. s r. o., upravila mikrovlnnou napařovací linku dle možností a požadavků zákazníka. Tato úprava si vyžádala návrh nového manipulačního zařízení, které je předmětem této diplomové práce.

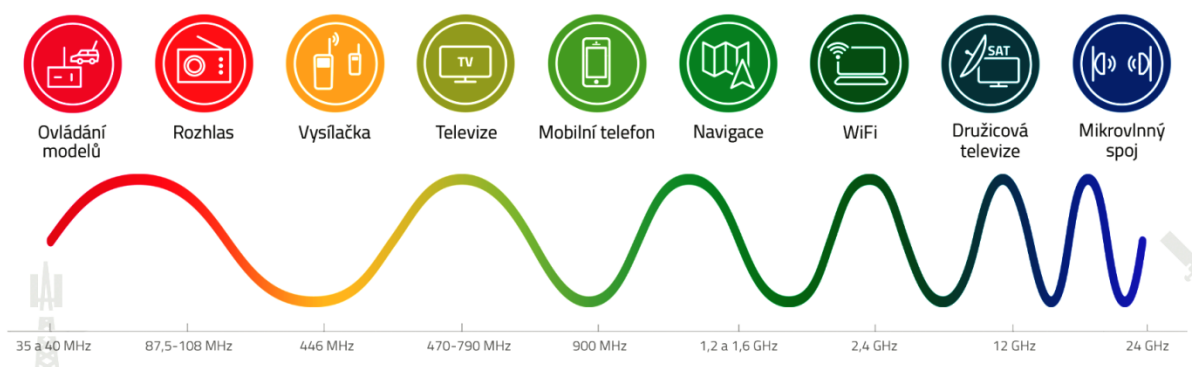
¹ Užitá terminologie je v souladu s ČSN EN 844-2 [5, s. 7]

² Plastifikace je z pohledu mikrovlnné technologie odlišný proces [4, s. 6]

1 TECHNOLOGIE MIKROVLNNÉHO NAPAŘOVÁNÍ

První zmínky o možnosti použití mikrovlnného záření pro ohřev se objevily v patentech v roce 1937. Skutečné využití mikrovlnného záření pro ohřev odstartoval v roce 1945 náhodným objevem ohřevu při procházení vedle vysílající antény. Na základě tohoto byl zahájen výzkum a v roce 1947 byla na trh uvedena firmou Raytheon první komerční mikrovlnná trouba pracující na frekvenci 2,45 GHz. Tentýž rok představila také společnost General Electric (GE) mikrovlnnou troubu pracující na frekvenci 915 MHz. [6, s. 9]

Zařazení výše zmíněných frekvencí do celého rádiového spektra je znázorněno graficky níže (Obr. 1).



Obr. 1 Využití rádiového spektra pro různé aplikace [7]

Linka společnosti ROmiLL, spol. s r. o., vzhledem k charakteru ohřívaného materiálu pracuje na frekvenci 915 MHz. Tím spadá do frekvencí 880–942 MHz, jež jsou využívány pro služby mobilní elektronické komunikace (GSM-R a GSM/IMT). [8, s. 96, 97, 223, 224] [9, s. 33] Proto je potřeba zamezit úniku mikrovln pomocí vhodné konstrukce a Faradayovy klece, aby nedošlo k rušení mobilní komunikace.

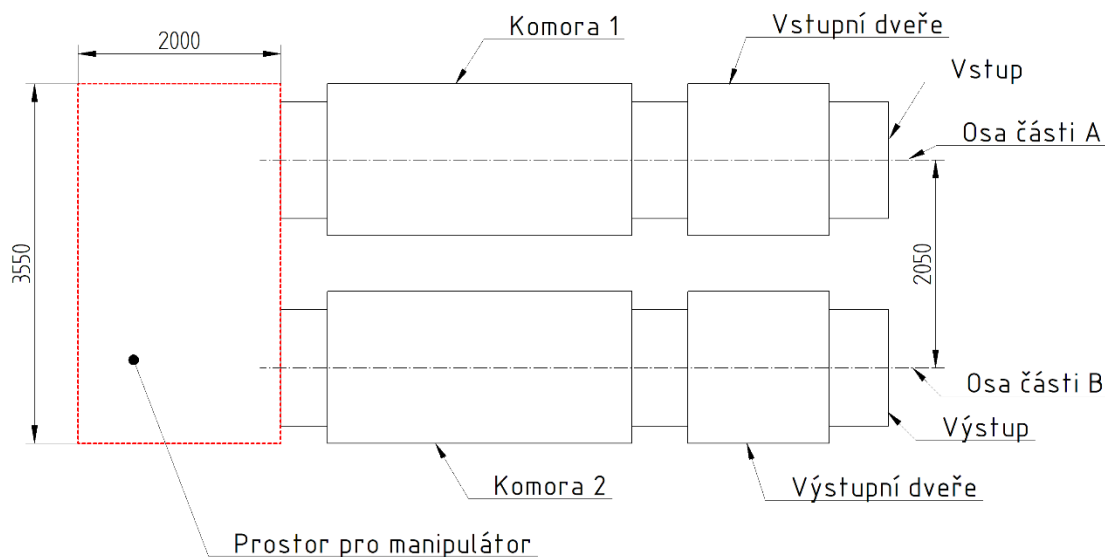
Mikrovlnná technologie ohřevu se skládá ze tří základních prvků: vlastní generace mikrovlnné energie, přenosové soustavy (vlnovody) a aplikačního prostoru – v našem případě uzavřenou komorou. [6, s. 14] Předáním mikrovlnné energie objektu, v našem případě dřevěného výřezu, dochází k požadovanému zvýšení teploty. K přeměně na tepelnou formu energie dochází přímo rozkmitáním molekul nebo nepřímo Joulova tepla.

Přeměna energie na tepelnou probíhá u absorpčních materiálů v celém objemu tělesa v závislosti na transparentnosti materiálu pro konkrétní frekvenci elektromagnetického záření. Volba frekvence tedy závisí na velikosti a druhu ohřívaného materiálu. [6, s. 1]

V případě dřeva je nejvíce mikrovlnně absorpční složkou voda přítomná v čerstvě vytěžené surovině. Přirozená absolutní vlhkost dosahuje hodnot 40–250 %, hodnota závisí na druhu dřeva a místě růstu. [10, s. 303]

2 ANALÝZA PROBLÉMU

Cílem práce bylo nalezení vhodného konstrukčního provedení přepravy dřevěných výřezů z části linky A do části linky B (Obr. 2).



Obr. 2 Koncepční schéma linky

Ve standartním provedení je tato linka přímá. Důvodem pro rozdělení na dvě části je nedostatek prostoru ve výrobní hale zákazníka.

1. Specifikace přepravovaného materiálu

- průměr výřezu 250–650 mm,
- délka výřezu 500–750 mm,
- povrch upraven hrubým odkorněním.

2. Prostředí

- elektromagnetické pole odpovídající Poyntingově vektoru cca 2 kWm^{-2} ,
- frekvence 915 MHz, vlnová délka 0,3 m,
- lehké organické zásady a kyseliny uvolňující se z napařovaného dřeva,
- kondenzující vodní pára,
- smoly,
- prach, piliny a jiný dřevní odpad,
- provozní teplota okolo 80°C ,
- dle normy [11, s. 13–56] AB6, AD2, AE5, AF4, AG2, BE3N1, BE4, AM-1-3, AM-2-3, AM-8-2, AM-9-3, AM-21, AM-25-3, BA4.

3. Konstrukční požadavky

- propustnost 70 t/den,
- vhodnost použití v daném rozměrově omezeném prostoru,
- spolehlivost a jistota přepravy materiálu,
- kompatibilita s dalšími dopravními cestami MW linky,
- třisměnný nepřetržitý provoz,
- snadno dostupný servis a čištění.

2.1 INTERPRETACE POŽADAVKŮ

Důsledky výše uvedených bodů jsou následující.

Manipulátor musí být schopen přepravit tělesa až násobně rozdílných rozměrů přibližně válcovitého tvaru. Typ odkornovacího zařízení u zákazníka umožňuje pouze základní očištění kulatiny od kůry a nečistot. Nedisponuje však pokročilejší úpravou tvaru ani povrchu kulatiny. To znamená, že přepravované výřezy mohou mít rostlé výčnělky, vystouplé suky, kuželovitý tvar, oválný tvar apod.

Elektromagnetické pole je při velkých intenzitách pro lidský organismus škodlivé, jeho únik tedy podléhá směrnici Evropského parlamentu a rady a Česká republika tuto směrnici doplňuje nařízením vlády a ministerstva zdravotnictví. Nejvyšší přípustná hodnota pro celotělovou expozici je dána časově střední hodnotou měrného absorbovaného výkonu (SAR) pro zaměstnance $0,4 \text{ Wkg}^{-1}$. [12, s. 16], [13, s. 3695] Frekvence 915 MHz navíc patří do pásma pro přenos mobilního signálu i komunikaci některých vojenských zařízení. [8, s. 96, 97, 223, 224], [9, s. 33] Z tohoto důvodu jsou stanoveny limity možného úniku tak, aby nedošlo k narušení telekomunikačních zařízení. Dle tab. 17 [14, s. 29] je mezní hodnota rušivého elektromagnetického vyzařování pro zařízení třídy A, skupiny 2 při měření v místě instalace pro elektrické pole 40 dB ($\mu\text{V/m}$). Z toho vyplývá, že samotný manipulátor musí být umístěn v mikrovlně těsné komoře a chráněn navíc Faradayovou klecí.

V rámci bezpečnosti provozu při práci s mikrovlnami může být zařízení provozováno pouze za předpokladu, že jsou všechny přístupové dveře, jak na lince samotné, tak i ve Faradayově kleci, uzavřeny. Pokud některé z bezpečnostních čidel zaznamená otevření jakýchkoliv dveří, celé zařízení se automaticky vypne.

Přítomnost elektromagnetického pole vyžaduje u kovových součástí absenci magnetických vlastností, v opačném případě dochází k zahřívání materiálu a ztrátě výkonu zařízení. U nekovových součástí je kladen nárok na odolnost proti vysokým teplotám a odolnost proti elektromagnetickému záření. Dále je potřeba věnovat pozornost poloze dvou kovových součástí blízko sebe, ty buď musí být vodivě spojeny, nebo mezi nimi zachována bezpečnostní mezera, jež zabrání přeskočení výboje a nadměrnému ohřátí, či roztavení součástí. Z tohoto důvodu jsou rizikové soustavy, kde dochází k valení kovu po kovu v nečistém prostředí. Na takovém místě dochází k úbytku materiálu vlivem jiskření, také hrozí riziko vzniku svaru, který celou soustavu učiní nepohyblivou. Kritické jsou také kovové výčnělky do prostoru o velikostech blízkých násobkům vlnové délky $\lambda/4$. Tyto výčnělky se pak chovají jako antény a také jsou velice teplotně namáhány tokem vysokofrekvenčních povrchových proudů. Přítomnost elektromagnetického pole také výrazně omezuje umístění jakéhokoliv elektrického zařízení (pohony, kamery apod.) uvnitř komory kvůli elektromagnetické kompatibilitě [15, s. 21].

Smoly a piliny tvoří kašovitou lepkavou hmotu, která se nabaluje na strojní součásti. Hrubší kusy dřeviny se usazují na dně komory. Přítomnost organických kyselin (mravenčí, octová a levulová) a zásad (aromatické alkoholy, metylalkohol, terpeny) [3, s. 8, 33] uvolněných z dřevní hmoty (Obr. 3) tvoří agresivní prostředí pro chemickou korozi a vyplavování, degradaci maziv ložisek a kluzných ploch. Spolu s vodní párou vedou k nutnosti umístit manipulátor do komory, která zamezí jejich úniku. Zároveň musí být prostor možné vyčistit od usazenin.

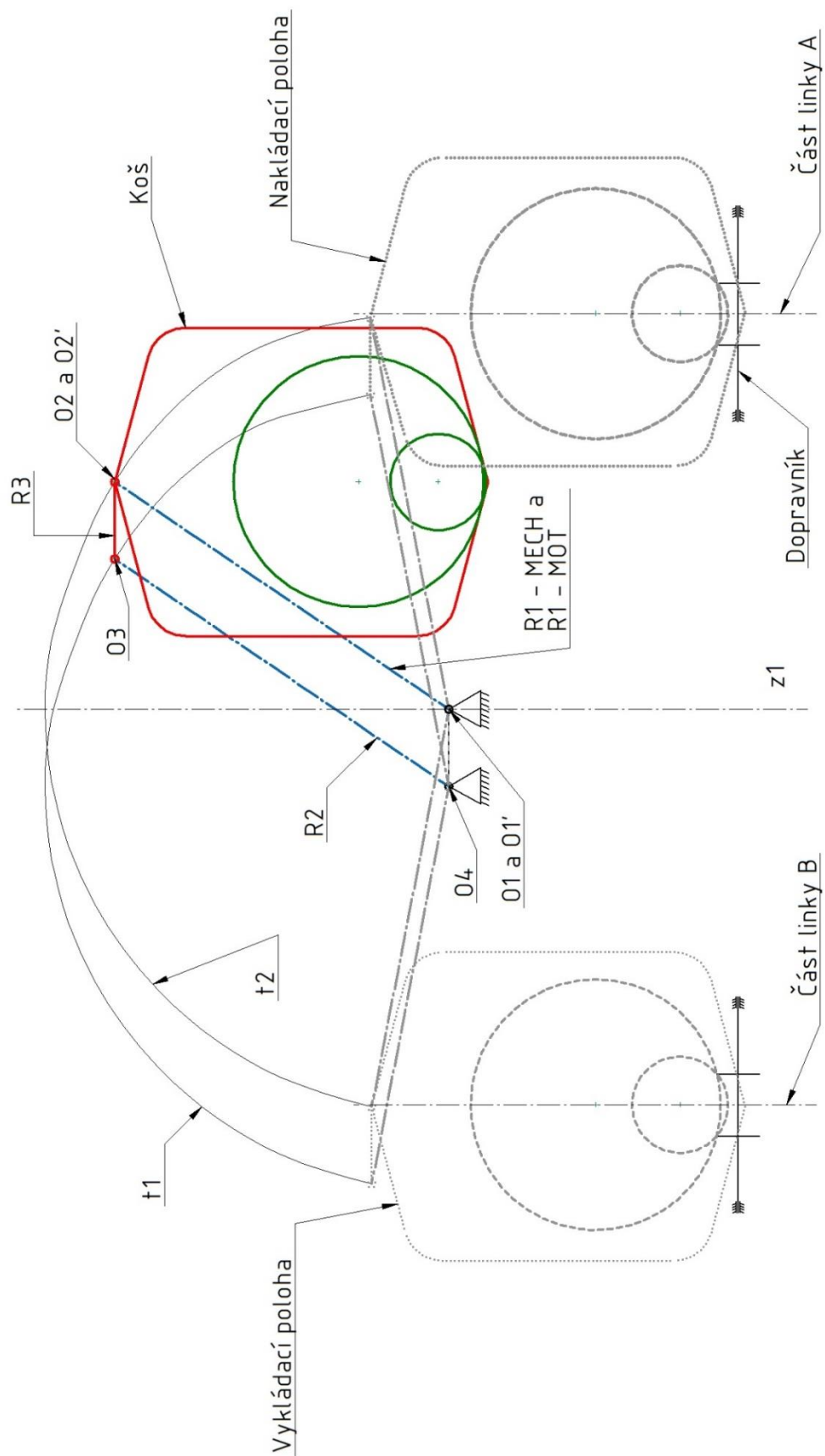
Z výše uvedeného vyplývá, že přítomnost uzavřené komory pro zařízení je nezbytná. Není tedy možná vizuální kontrola funkčnosti mechanických částí a ani není možné do tohoto prostoru zasahovat při práci zařízení. Při případném problému s dopravními cestami je nutné nejen vypnutí celého zařízení, ale také vyčkání na alespoň částečné odvětrání páry a snížení teploty uvnitř. Z toho důvodu se od manipulátoru očekává spolehlivost a jistota přepravení materiálu pro eliminaci těchto zásahů.

V současné chvíli je ROmiLL, spol. s r. o., jedinou společností na světě, která dodala dvě funkční mikrovlnné zařízení pro napařování bukových výřezů. Tato zařízení ovšem nedisponují žádným manipulátorem. K dispozici jsou tedy pouze zkušenosti s těmito dvěma zařízeními a dále běžně dostupné informace o manipulátorech v dřevozpracujícím průmyslu. Jedná se tedy o vývoj úplně nového zařízení, a proto je manipulátor svou konstrukcí v kombinaci s provozními podmínkami od počátku jedinečný. [16, s. 1–59]

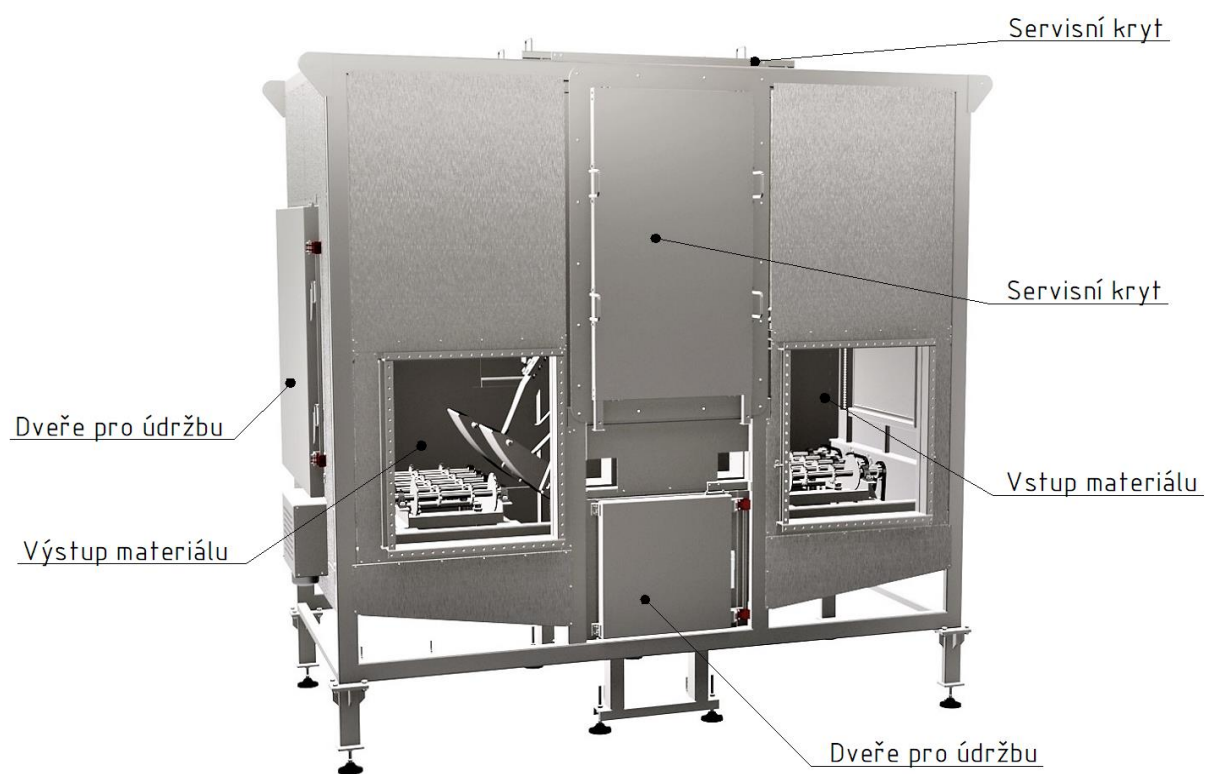
V další kapitole následuje popis principu funkce manipulátoru.



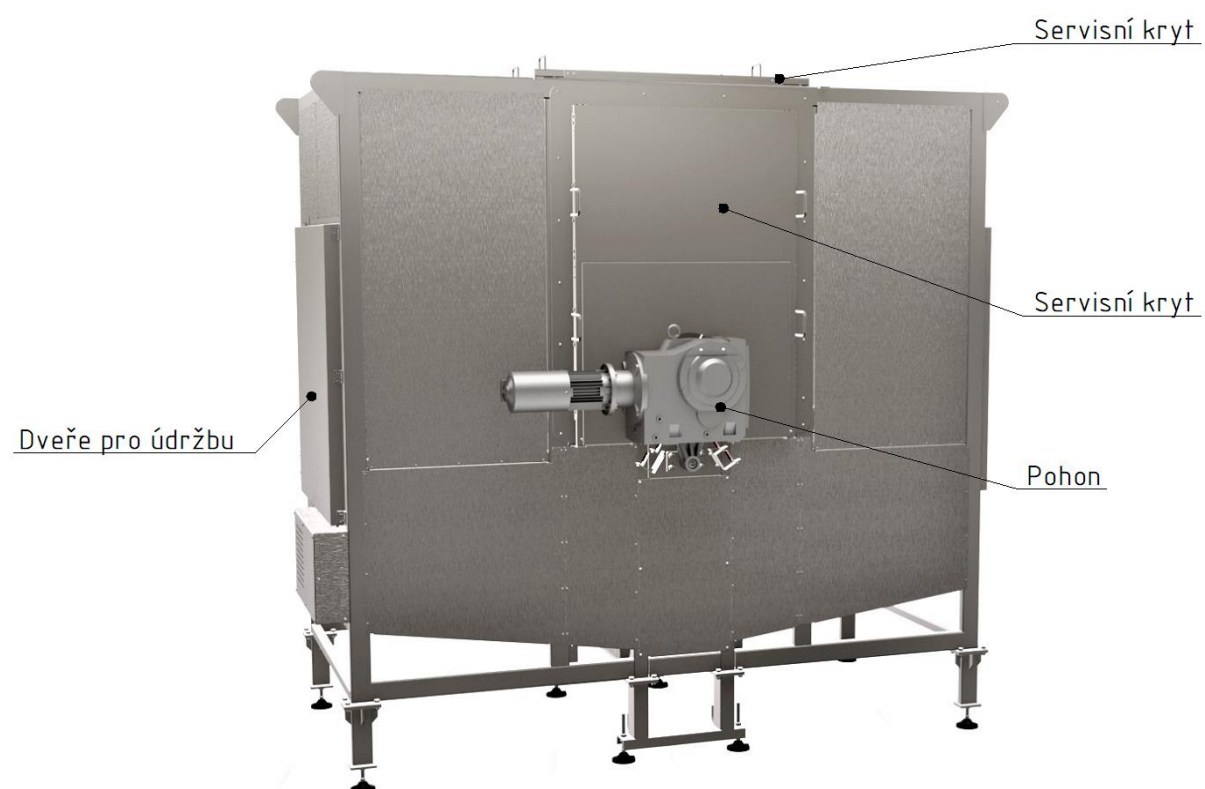
Obr. 3 Napařené výřezy na kladičkovém dopravníku



Obr. 5 Schéma vlastního návrhu zředu



Obr. 6 Pohled na celé zařízení zepředu



Obr. 7 Pohled na celé zařízení ze zadní strany

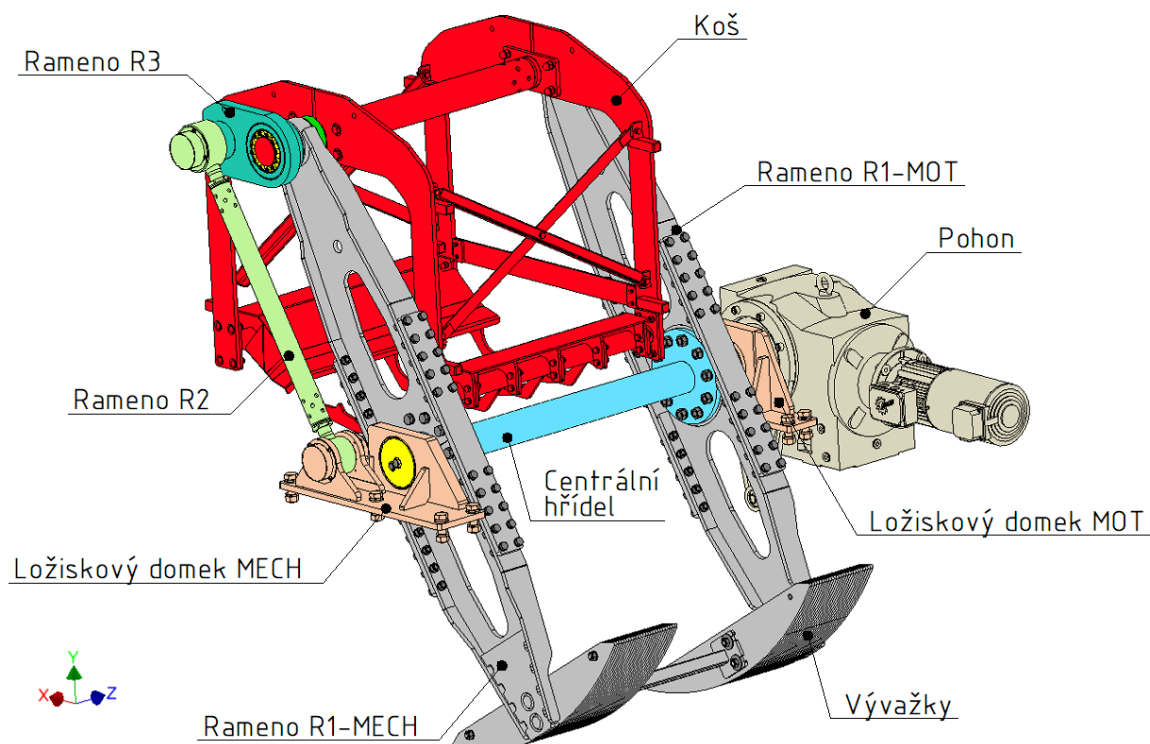


Obr. 8 Řez konstrukcí pro zobrazení vzhledu a umístění samotného manipulátoru (žluto-hnědá barva)

Na obrázcích výše je vidět hotové zařízení s popisem základních skupin (Obr. 6, Obr. 7 a Obr. 8). Detailnímu popisu konstrukčních skupin se věnují následující dvě kapitoly. Celé zařízení bylo vymodelováno programem *Autodesk Inventor*.

4 POPIS KONSTRUKCE

Samotný manipulátor je tvořen díly popsány níže (Obr. 9).



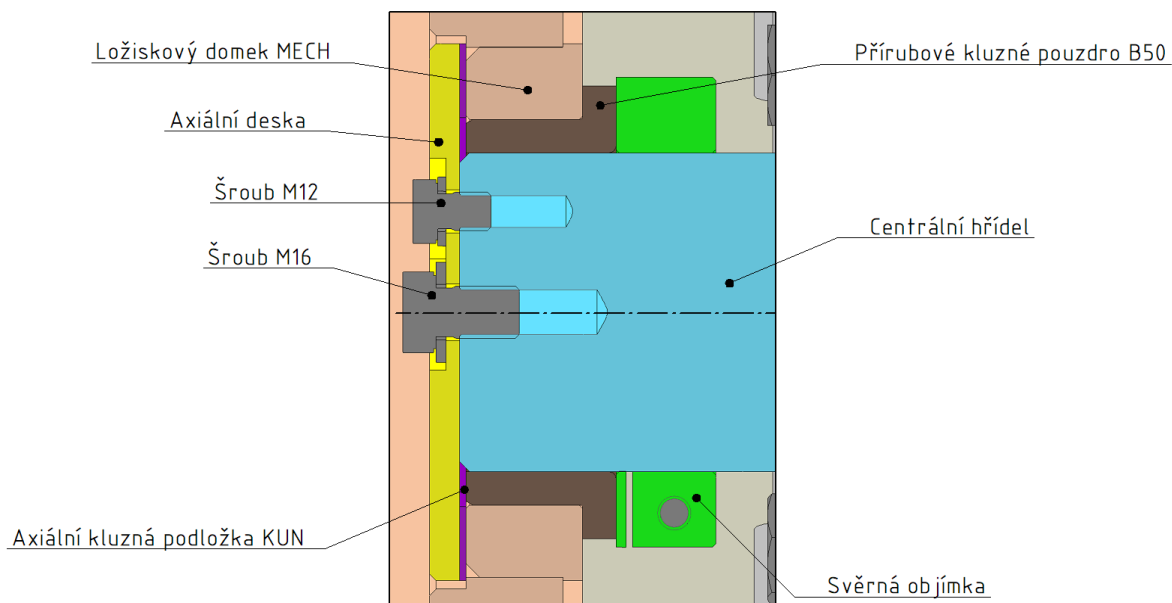
Obr. 9 Popis základních částí mechanismu

Všechna radiální a radiálně axiální spojení v mechanismu jsou realizována pomocí samomazných, kluzných, bronzových pouzder B50 (CuAl10Fe4Ni4) [Příloha 26] s grafitovými hnízdy (Obr. 10). Zvolena byla kluzná pouzdra na místo valivých, protože disponují větší kontaktní plochou pro vedení naindukovaných proudů, dobře odolávají nečistotám a lehce koroznímu prostředí, jsou bezúdržbová a mají malé zástavbové rozměry. Pouze axiální kroužek KUN je vyroben z nerezů s vrstvou PTFE.

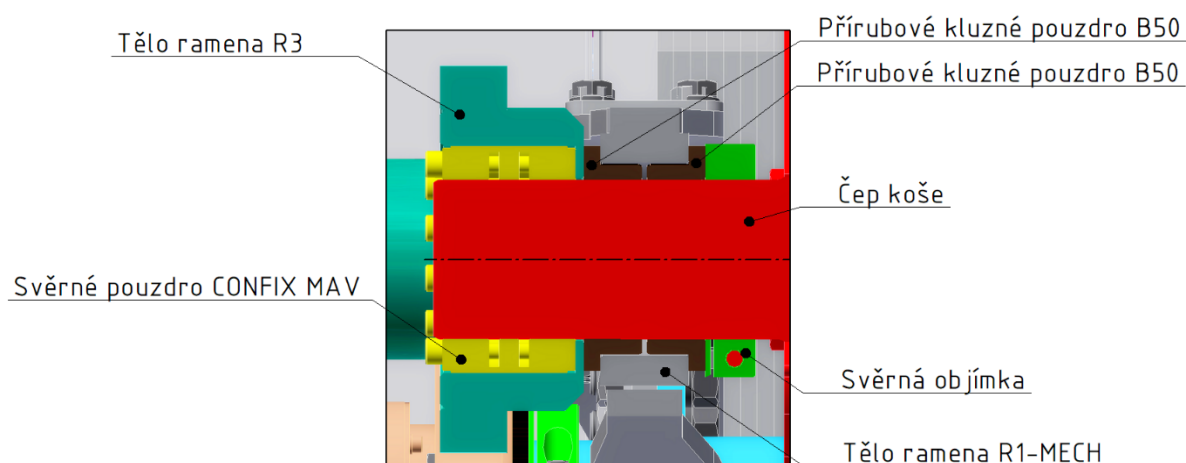


Obr. 10 Samomazné přírubové ložisko B50

Zachycení axiálních sil se nachází na straně paralelogramu tak, aby při axiálním namáhání v ose z nedocházelo ke změně geometrie navrženého mechanismu (např. křížení v ose z). Axiální zajištění je nutné mezi hlavní hřídelí a ložiskovým domkem MECH (Obr. 11) a mezi košem a ramenem R1-MECH (Obr. 12).



Obr. 11 Řez axiálním zajištěním centrální hřídele vůči konstrukci



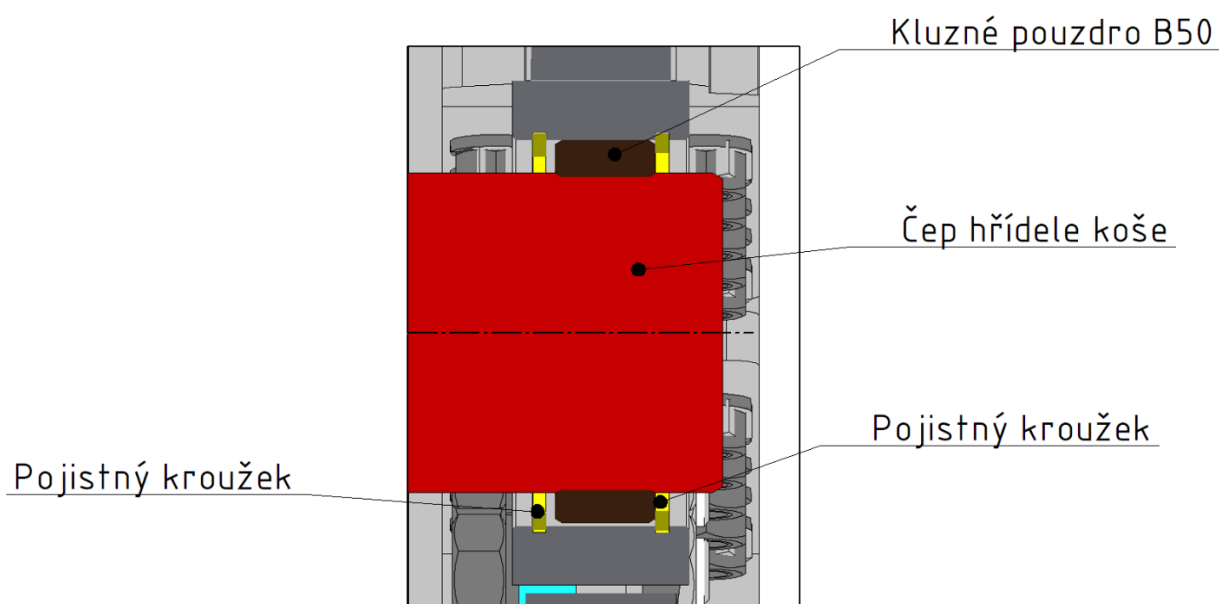
Obr. 12 Řez axiálním zajištěním hřídele koše vůči ramenu R1 MECH

Axiální deska je připevněna šroubem M16 v ose hřídele a M12 mimo osu tak, aby se zabránilo pootáčení desky. Hlavy šroubů jsou spojeny drátem, aby nedocházelo k pootáčení šroubu (Obr. 11).

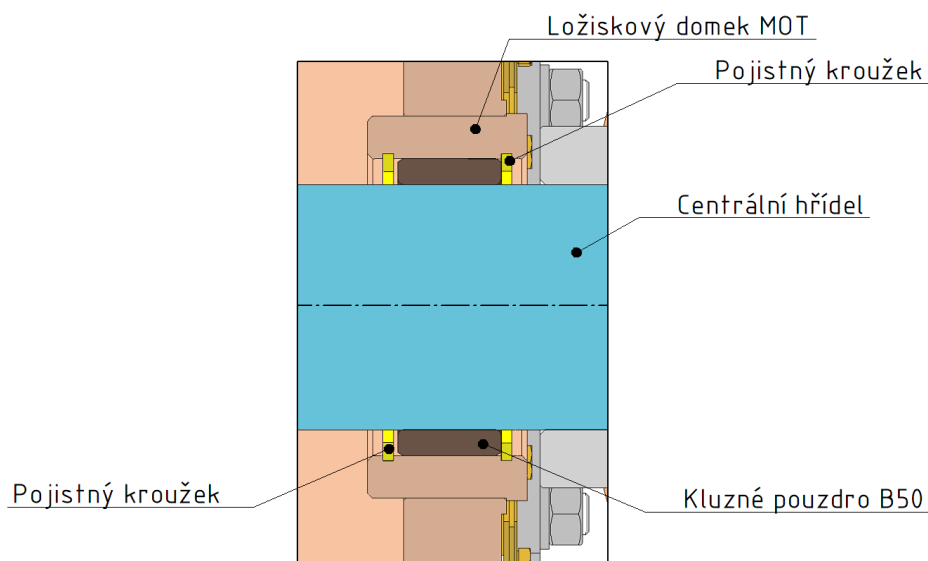
Pro zachycení axiálních sil z druhé strany ložiskového domku se využívá svěrné objímky. Na trhu neexistuje objímka této velikosti, proto byla vyrobena z obrobeného výpalku. Je stažena k hřídeli šroubem M10 s imbusovou hlavou. Svěrná objímka se při montáži přisadí k přírubě pouzdra B50 a utáhne.

Rameno R3 musí být oddělitelné od koše, aby bylo možné nasadit rameno R1 na čep koše (Obr. 12).

Uložení koše s ramenem R1-MOT (Obr. 13) a hlavní hřídele s ložiskem MOT (Obr. 14) jsou axiálně volná. Kluzné pouzdro B50 je pouze zajištěno z obou stran pojistným kroužkem.

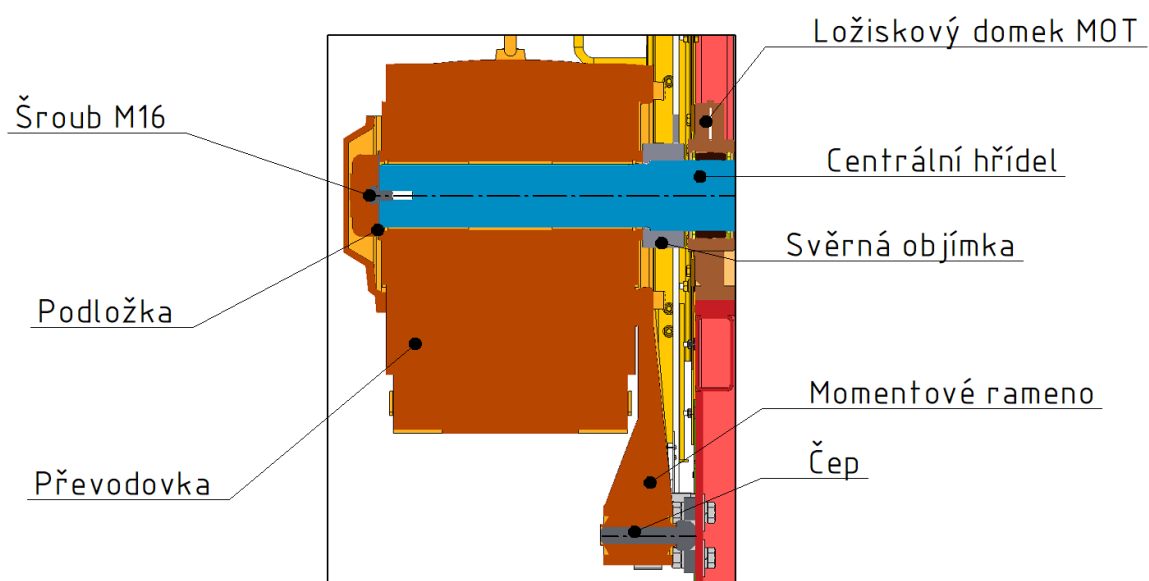


Obr. 13 Řez uložením hřídele koše vůči ramenu R1 MOT

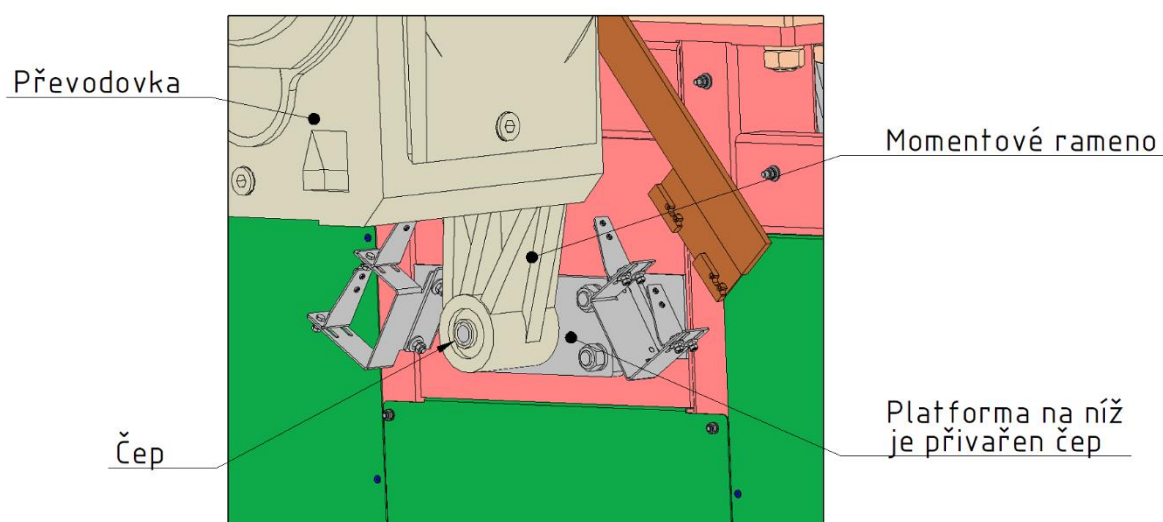


Obr. 14 Řez uložením centrální hřídele vůči konstrukci

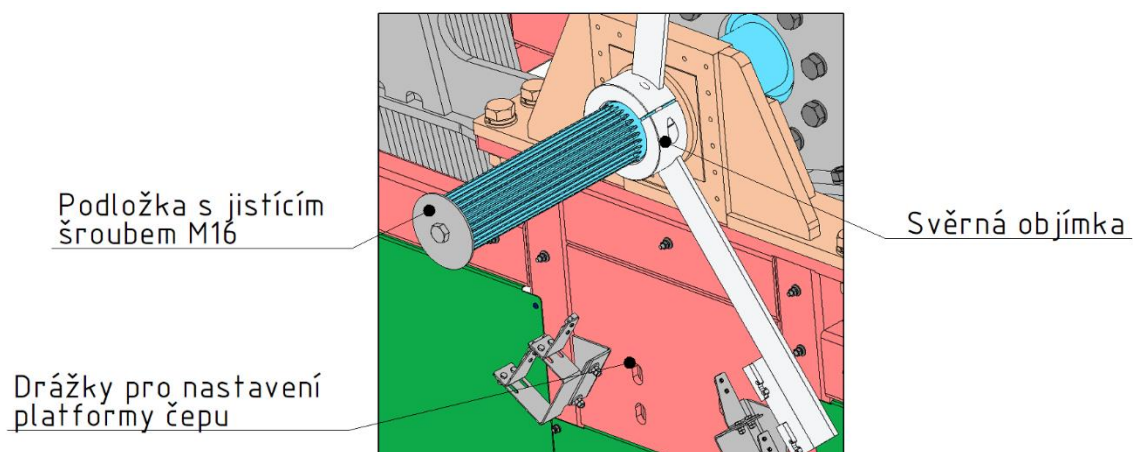
Pohon je nasazen na centrální hřídeli (Obr. 15) a s nosnou konstrukcí spojen čepem přes momentové rameno dodávané výrobcem (Obr. 16). Čep je připevněn ke konstrukci pomocí čtyř šroubů M16. Tyto šrouby mají v konstrukci drážku umožňující přesné usazení až při montáži. Na čepu je pohon uložen posuvně ve směru osy z pro případné teplotní dilatace centrální hřídele. Zajištění pohonu je realizováno na straně ložiskového domku MOT svěrnou objímkou s distančním osazením a na vnější straně podložkou a šroubem M16 (Obr. 17). Toto uložení pohonu je výhodné cenově i rozměrově, neboť není potřeba použít spojku. Také ušetří případné nastavování pozice pohonu proti hřídeli při montáži u zákazníka.



Obr. 15 Řez uložením motoru na centrální hřídeli

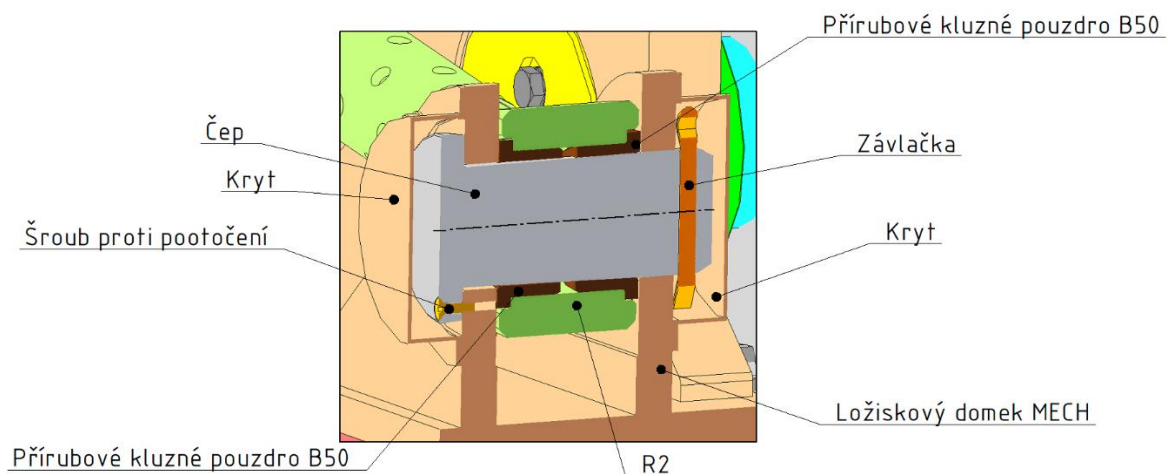


Obr. 16 Detail čepu momentového ramene pohonu



Obr. 17 Detail svěrné objímky

Uchycení ramena R2 ke konstrukci je realizováno pomocí čepu přes ložiskový domek MECH (Obr. 18).

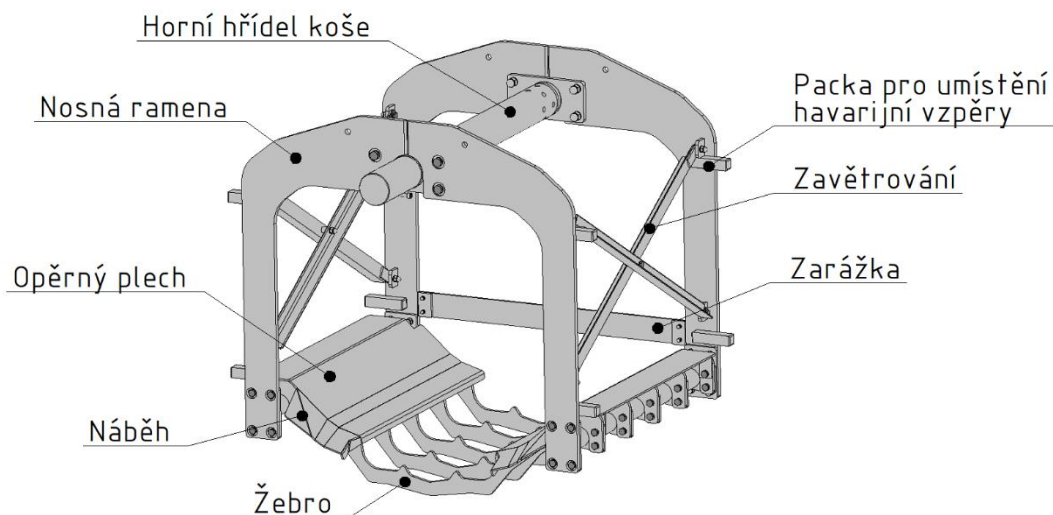


Obr. 18 Řez uchycením ramena R2

V následujících podkapitolách je uveden popis základních komponent manipulátoru a jejich funkce.

4.1 Koš

Koš je základní částí manipulátoru. Skládá se z horního hřídele koše zakončeného čepem na obou dvou stranách, dvěma nosnými rameny tl. 15 mm, pěti žebry ve spodní části, opěrného systému, zavětrování a přípravků pro zajištění. (Obr. 19)



Obr. 19 Popis částí koše

Horní hřídel koše je tvořena ve své střední části trubkou, do které jsou z obou stran vevařeny čepy s přírubami a následně byla celá tato soustava obrobena na ploše čepu a čelní venkovní ploše příruby.

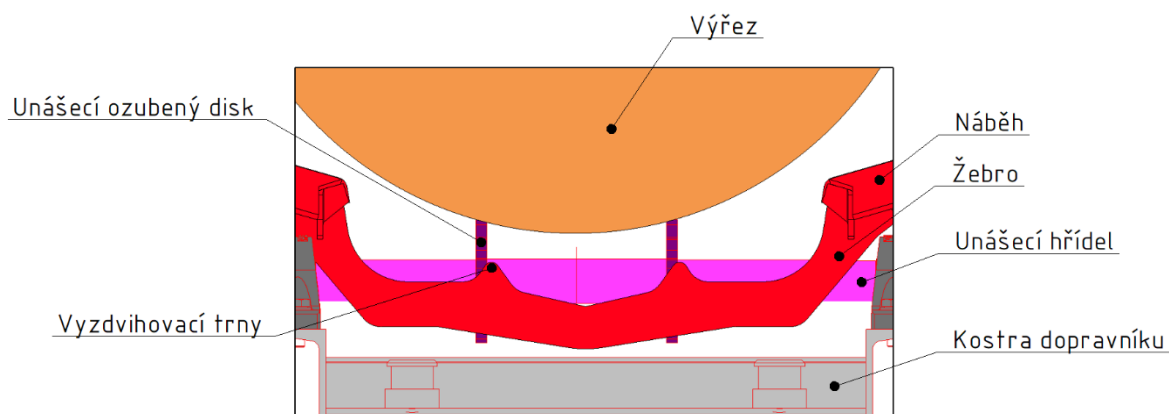
Nosná ramena jsou složena ze dvou svařených kusu plechu. Důvodem bylo uspořádání místa na tabuli plechu a minimalizování zbytkového materiálu, který zákazník palírny také platí. Důvodem užití plechu místo profilů bylo uspořádání místa a jednoduchost.

Koš plní následující funkce.

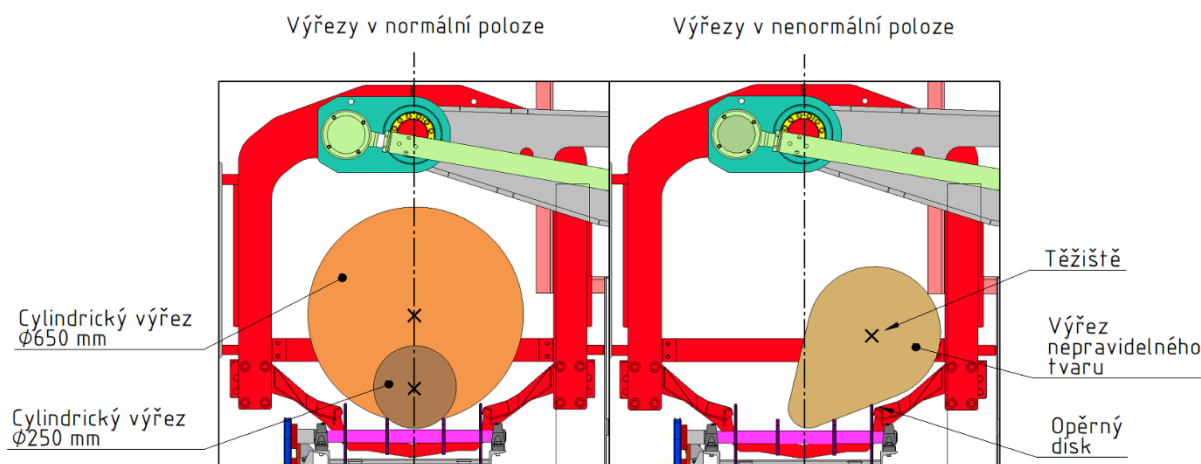
1. Umožňuje naložení a vyložení výřezu bez kladení překážek.

Níže je zobrazena nakládací poloha koše vzhledem k dopravníku (Obr. 20). Pokud se tedy výřezy nacházejí v normální poloze, tak koš neklade žádnou svojí částí překážku při pohybu výřezu. Normální poloha znamená, že těžiště výřezu se nachází v ose dopravníku mezi unášecími disky, a je tedy schopen přepravy bez nutnosti použití opěrných disků (Obr. 21).

Na základě zkušeností z předešlých realizací vyplývá, že se transport podaří i kusům, které mají výrazné výčnělky nebo významně odlišný tvar od válcového. To například znamená, že výřezy se při svém transportu opírají i o hřídel mezi unášecími disky. Proto jsou vyzdvihovací trny, které jsou popsány v následujícím bodě, umístěny téměř v zákrytu s unášecími disky.



Obr. 20 Nakládací poloha

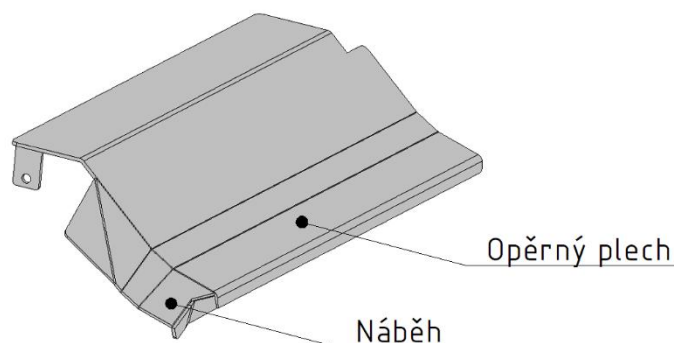


Obr. 21 Obrázek výřezu v normální a nenormální poloze

2. Poskytuje oporu v případě, že výřez je v labilní nenormální poloze.

V místě koše z prostorových důvodů nemohly být umístěny opěrné disky, proto tuto roli převzal koš. Je opatřen opěrným plechem na obou dvou stranách (Obr. 22). Je navržen tak, že přibližně kopíruje tvar cylindru, aby co nejméně kladl odpor při nakládání. Na opěrný plech navazuje

náběh, který pomůže s navedením případného výčnělku a zabrání tak případnému koliznímu stavu. Výřez, který se opíral v přechozích sekcích o opěrný disk, se nyní bude s třením posunovat po opěrném plechu. Předpokládá se, že při předchozí přepravě výřez ležel alespoň na jedné řadě hnacích kladek, ty jej nyní pomohou vsunout do koše.

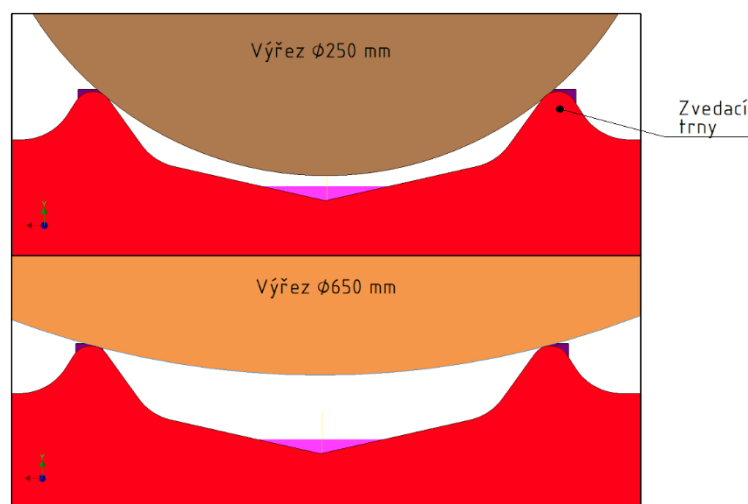


Obr. 22 Opěrný plech

Tím, že se nahradí opěrné disky opěrným plechem, se pro tyto případy porušil předpoklad z úvodu 5. kapitoly. Neočekává se ale, že by tyto stavy byly běžné, a to na základě zkušeností a faktu, že před vstupem výřezu do linky se koná korekce a vyhodnocení polohy materiálu na kladičkovém dopravníku. Bohužel však nebylo možné celou situaci podrobit statistickému vyhodnocení.

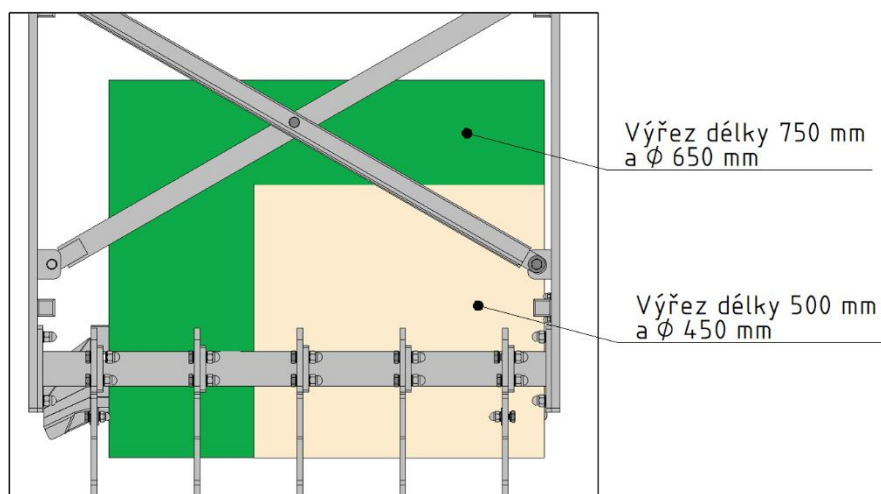
3. Vyzdvihuje výřez z kladičkového dopravníku a ukládá jej na kladičkový dopravník druhé části linky.

Celkový tvar dna koše je ve tvaru prismy (Obr. 23). Zabraňuje se tím nechtěnému posouvání, kutálení nebo vypadnutí výřezu mimo koš během přepravy. Z důvodů uvedených v úvodu kapitoly 6 není vyzdvižení výřezu z kladek svisle vzhůru, ale pod tečným úhlem k trajektorii pohybu těžiště. Aby došlo k symetrickému vyzdvihnutí výřezu z obou kladek najednou, byly přidány zvedací trny. Oba se dotknou výřezu přibližně ve stejný okamžik. Použití hladké prismy nebylo možné, protože geometrie nabírání je spojena s geometrií koše a nebyl mezi hnacími disky v nakládací poloze dostatečný prostor.



Obr. 23 Okamžik nabírání výřez průměru 250, resp. 650 mm

Vzdálenost jednotlivých žeber byla zvolena 177 mm. To umožňuje, aby nejkratší kusy délky 500 mm byly vždy bezpečně podepřeny třemi žebry. (Obr. 24)



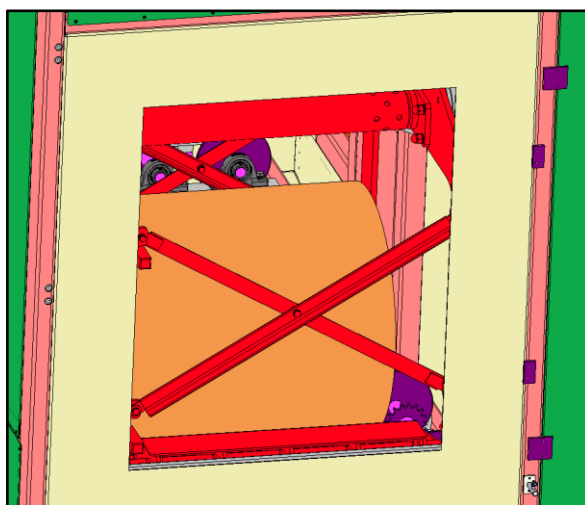
Obr. 24 Porovnání délek výřezů vůči počtu podpírajících žeber

Pro případ, že by selhalo mechanické čidlo (kapitola 7.3), je koš vybaven zárážkou, která neumožní špalku pohybovat se dál.

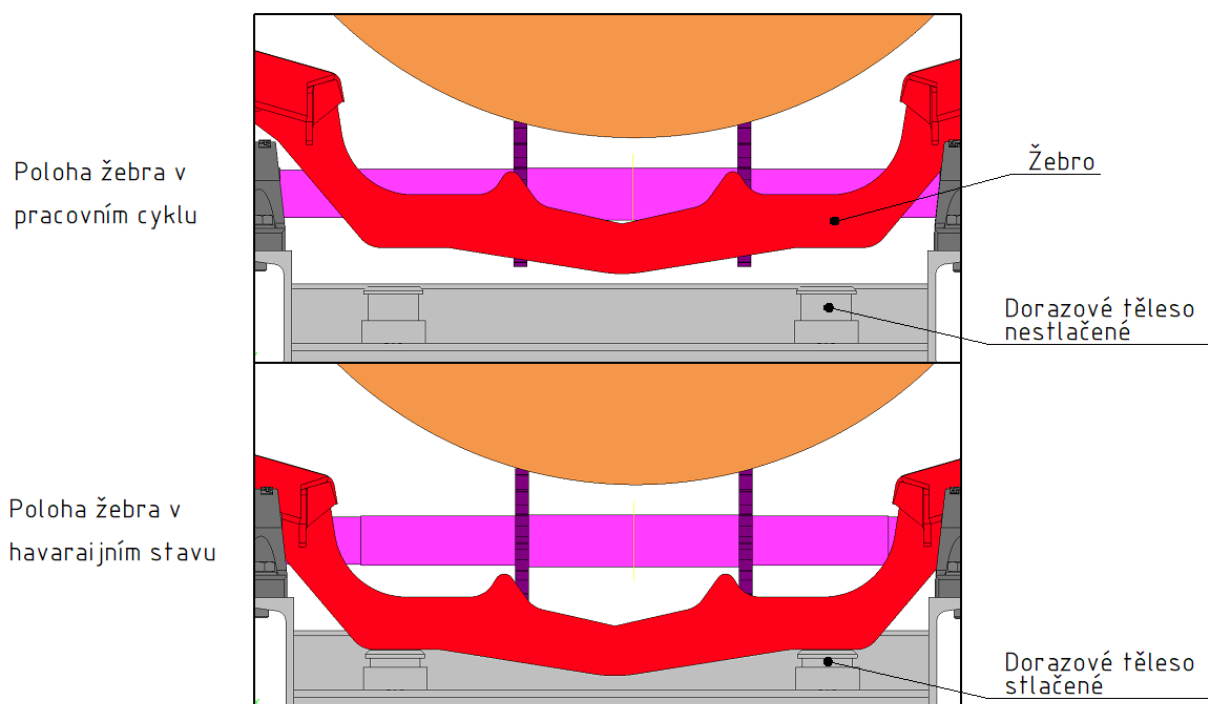
4. V případě záseku či havárie poskytuje manipulační prostor pro odstranění závady skrze údržbové otvory v komoře.

Boční zavětrování umožňuje přístup pro nástroje v případě záseku nebo lze zavětrování zcela demontovat (Obr. 25).

V případě potřeby umožňuje mechanismus posunutí koše pod nakládací polohu o 40 mm (natočení o 2,3°). Tím se sníží všechny výčnělky, které mohly být zdrojem záseku (Obr. 26). O koncovou havarijní polohu se starají dorazová tělesa (kapitola 6.8) a čidlo (kapitola 7.4). Koš je tedy navrhnout tak, aby i v havarijní poloze nedošlo ke kolizi.



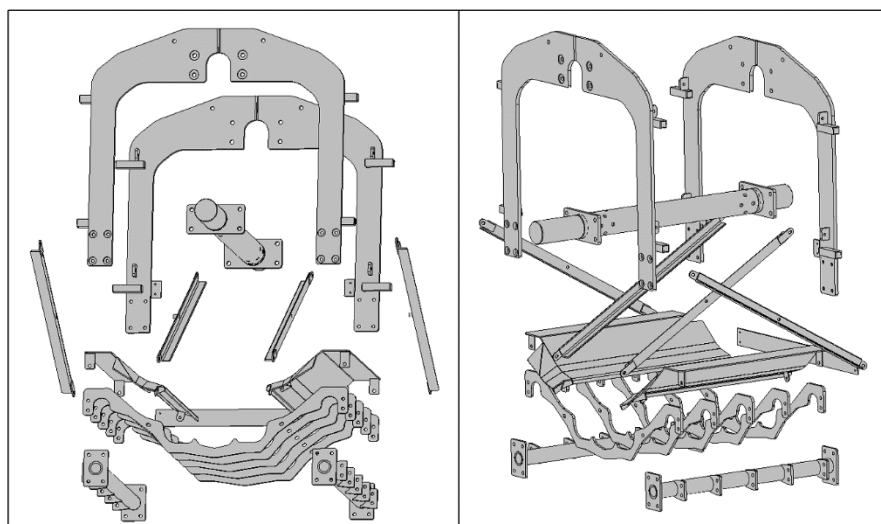
Obr. 25 Pohled údržbovým tvorem



Obr. 26 Poloha žebra v havarijním stavu

5. Je demontovatelný pro případ poruchy nebo částečné repase mechanismu.

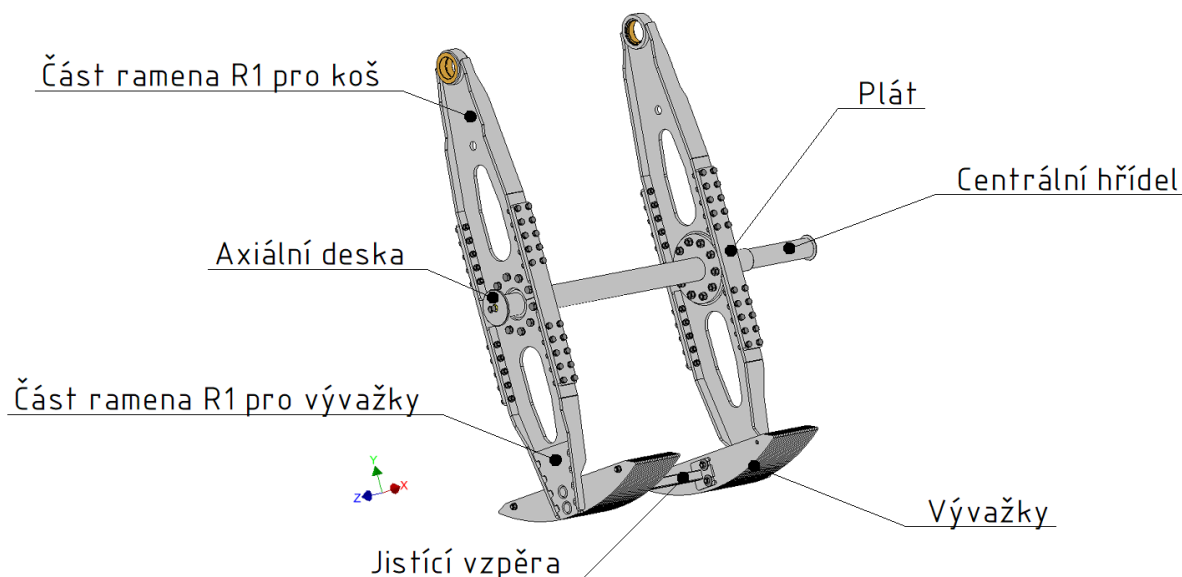
Vzhledem k malým prostorům u zákazníka je podmínkou možnost demontáže mechanismu (tedy i koše) přímo v komoře. (Obr. 27)



Obr. 27 Rozložení koše

4.2 RAMENA R1

Ramena R1 zajišťují spojení koše s centrální hřídelí a vývažky.

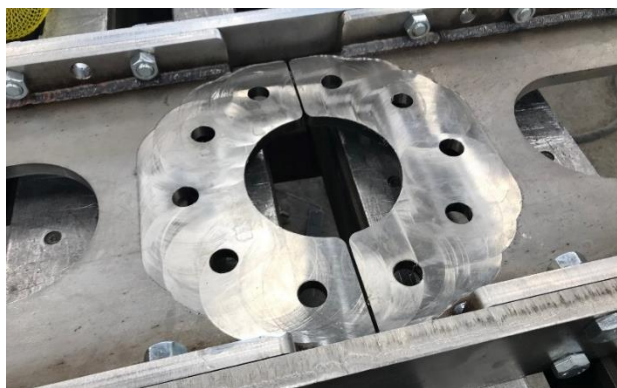


Obr. 28 Popis Ramen R1

Sestava ramena R1 se skládá z části ramene pro koš a části pro vývažky, které jsou spolu spojeny pomocí plátu a šroubů M16 (Obr. 28) tak, aby rameno R1 bylo celistvé a aby se tím pádem všechny šrouby na přírubě centrální hřídele podílely na přenosu všech sil vstupujících na rameno R1.

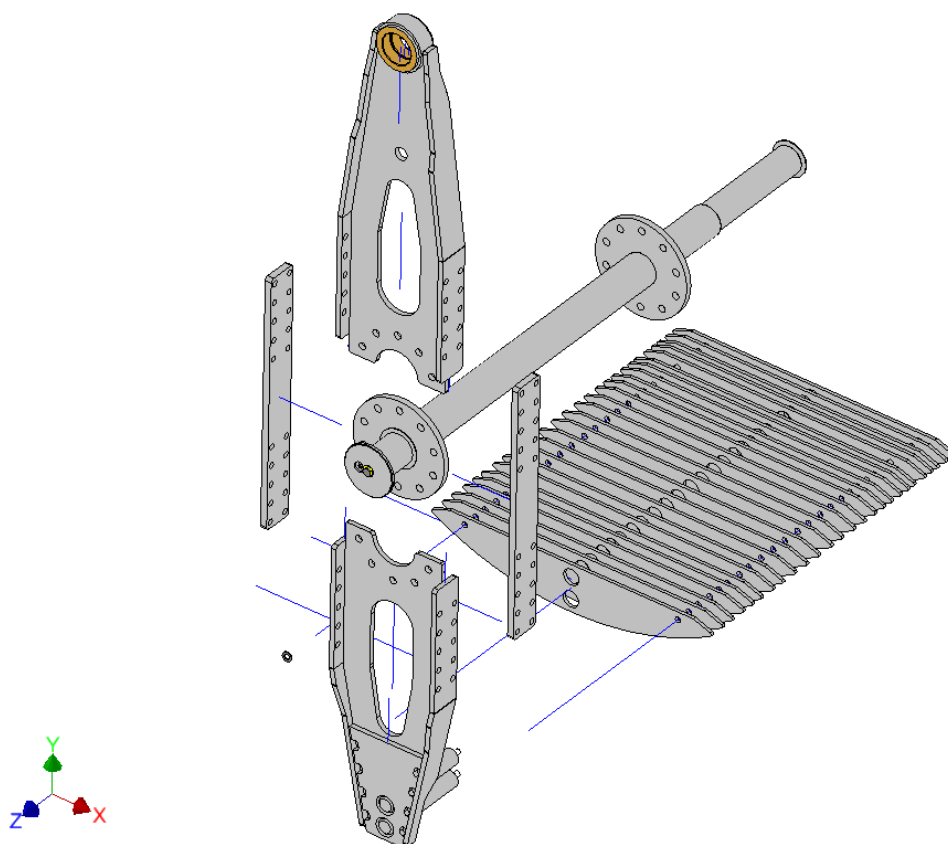
Vývažky jsou složeny z plechových výpalků nasazených na nosných trnech a zajištěny proti uvolnění jistící vzpěrou a dvěma závitovými tyčemi. Celková hmotnost vývažků je taková, aby byla vyvážena hmotnost koše s výřezem o hmotnosti 57 kg (kapitola 6). Před-vývaha výřezu o hmotnosti 57 kg umožní snížit maximální krouticí moment na centrální hřídeli při přepravě nejtěžšího výřezu. Zároveň způsobí, že stabilní poloha mechanismu je v horní úvratí.

K hlavní hřídeli jsou ramena připevněna pomocí šroubů M20 na přírubě. Každé rameno bylo ve smontovaném stavu svařeno a obrobeno. Obrobená byla na jedno upnutí plocha dosedající na přírubu (Obr. 29) a pouzdro pro ložiska. Tímto bylo dosaženo geometrických přesností celku.



Obr. 29 Obrobená plocha pro přírubu

Ramena jsou demontovatelná v komoře (Obr. 30). Díly váží do 50 kg (mimo centrální hřídel).

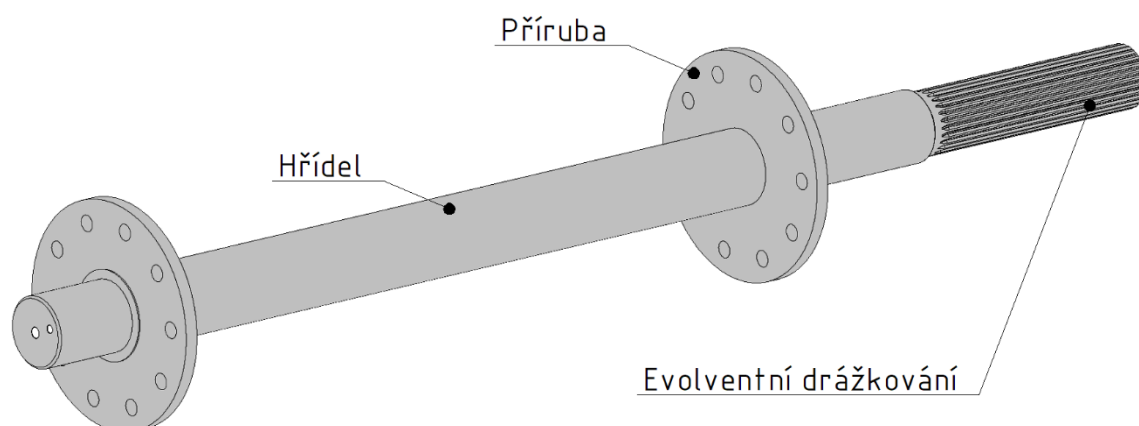


Obr. 30 Demontáž ramene R1

4.3 CENTRÁLNÍ HŘÍDEL

Centrální hřídel (Obr. 31) je hlavním nosným prvkem mechanismu. Je uložena ve dvou ložiskových domkách. Část, na kterou se nasazuje pohon, je vyvedena ven z komory. Vůle mezi hřídelí a kluzným pouzdrem se považuje za mikrovlnně těsnou.

Spojení mezi pohonem a hřídelí je realizováno pomocí evolventního drážkování DIN 5480 N85x3x27x9H. Tento druh spoje byl zvolen vzhledem k vratnému pohybu stroje v rámci cyklu. Spojení pomocí pera nebylo možné zejména kvůli materiálu hřídele – došlo by k rychlému vymačkání drážky. Zároveň výrobce převodovek standardně dodává ke svým převodovkám drážkování pouze evolventní. Příruby byly po svaření obrobny z čela, které přiléhá k rameni R1.

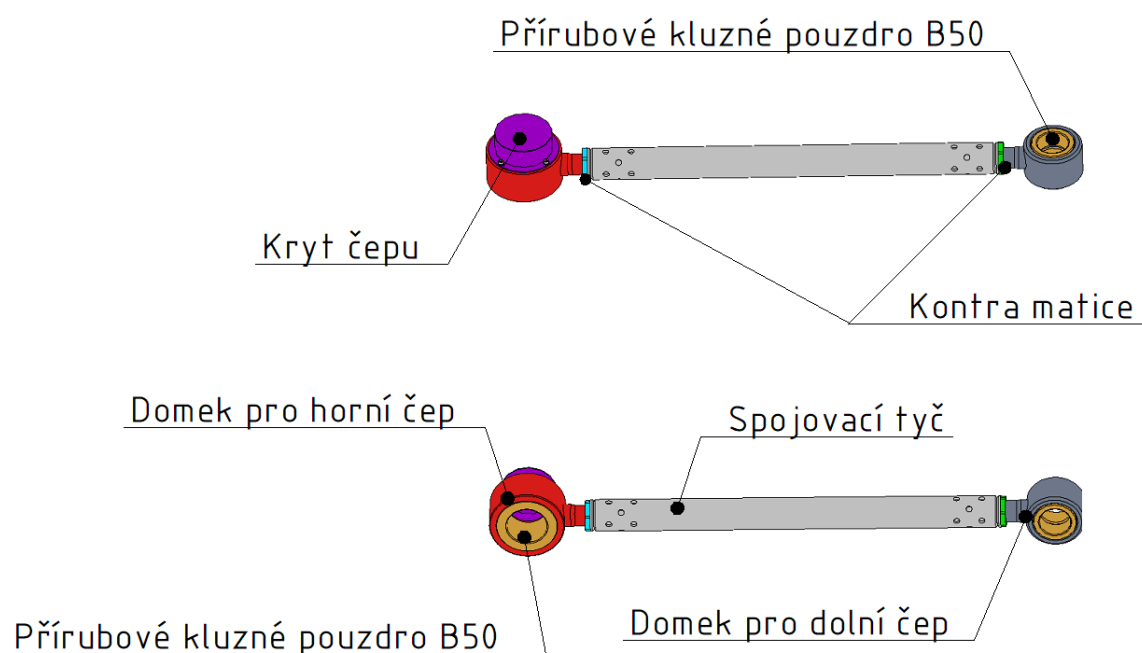


Obr. 31 Centrální hřídel

Při poptávce po výrobě evolventního drážkování bylo obtížné najít firmu, která by byla schopna upnout hřídel dlouhou 1817 mm.

4.4 RAMENO R2

Rameno R2 (Obr. 32) slouží k zachycení sil, které by vychýlily koš z vodorovné polohy. Skládá se ze dvou domků pro kluzná pouzdra a spojovací tyče. Domek má u horního čepu pravý závit a u dolního levý. Oba závity mají velikost M42x2 s jemným stoupáním. Spojovací tyč má vevařené závitové vložky. Po montáži to umožňuje seřízení délky táhla, a tím i svislé polohy koše. Oba závity jsou pak jištěny kontramatkami. Horní čep je většího průměru, protože přenáší i ohybový moment. Kryt čepu chrání čep před elektromagnetickým zářením a vodní párou.

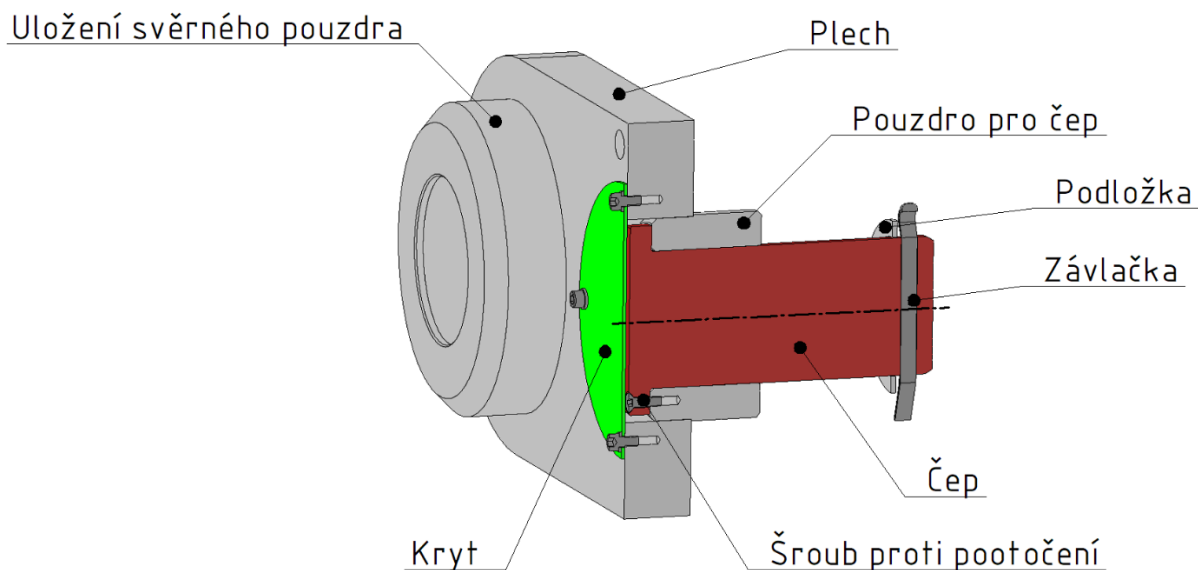


Obr. 32 Popis ramena R2

Montáž celého ramena R2 do stroje je provedena nasazením na horní čep ramena R3 s vychýlením ramena oproti svislé poloze a dosunutí ramena R2 na doraz čepu ramena R3. Následně navrácením do svislé polohy mezi plechy lůžka ložiskového domku MECH a zajištění čepem.

4.5 RAMENO R3

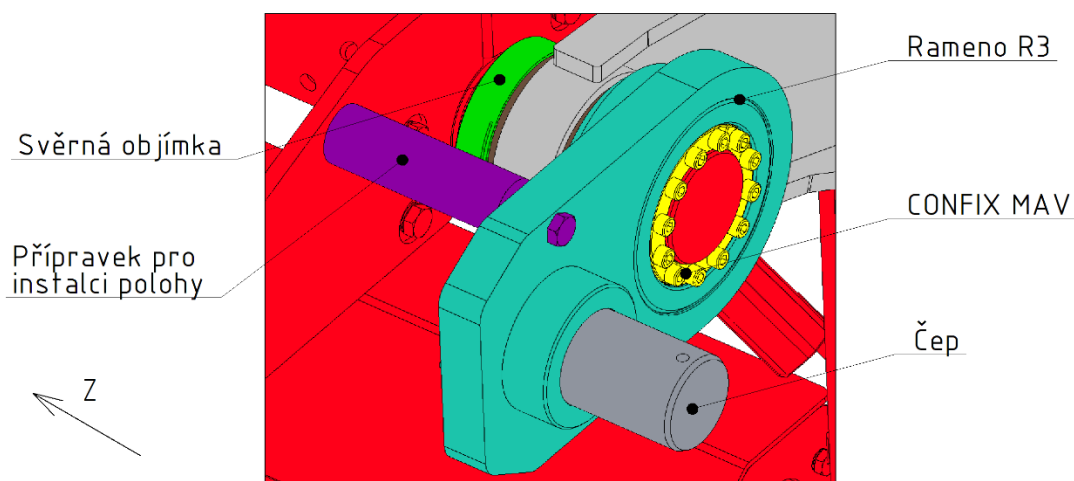
Rameno R3 (Obr. 33) je pevně spojeno s košem a slouží k přenosu sil vychylujících koš do ramena R2. Z montážních důvodů muselo být demontovatelné z čepu koše. Rameno R3 tvoří výpalek z plechu o tloušťce 40 mm a vevařená pouzdra pro čep a svěrné pouzdro.



Obr. 33 Popis ramene R3

Spojení mezi ramenem R3 a čepem koše je pomocí svěrného pouzdra CONFIX MAV 4061 95x135 SS AISI 316L [Příloha 27]. Spojení pomocí svěrného pouzdra je výhodné zejména pro nenarušení povrchu čepu např. drážkou pro pero nebo drážkováním, neprojevuje se zde vymačkávání vlivem cyklického namáhání. Také nemá vůli, což umožňuje lepší chod paralelogramu zejména v krajních polohách. A nakonec je cenově výhodné a jeho montáž a demontáž je jednoduchá.

Při montáži bylo rameno R3 doraženo na přírubu ložiska B50 v rameni R1 a utaženo svěrné pouzdro. Svěrné pouzdro tohoto typu není samo fixováno ve směru osy z při dotahování, proto při montáži bylo užito přípravku, který nejen fixoval polohu R3 v ose z, ale také stanovil požadovaný úhel mezi ramenem R3 a košem (Obr. 34).

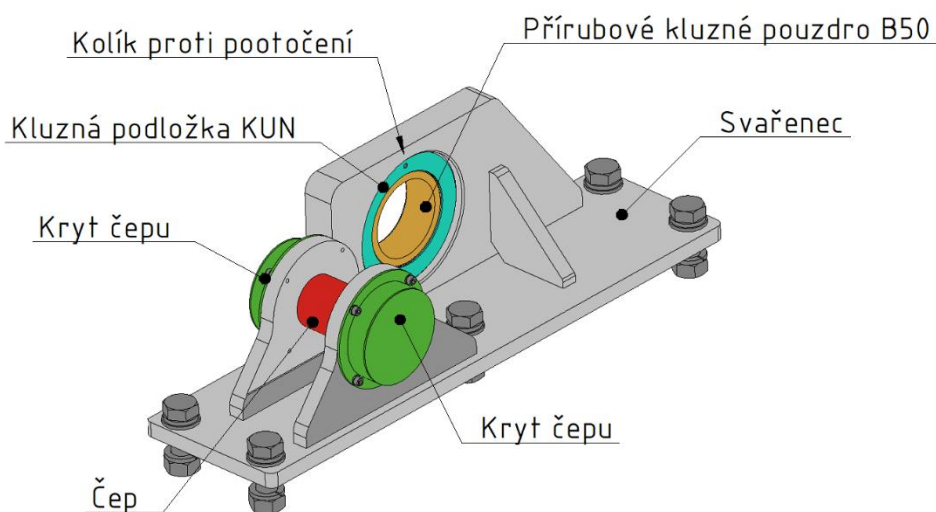


Obr. 34 Montáž ramena R3

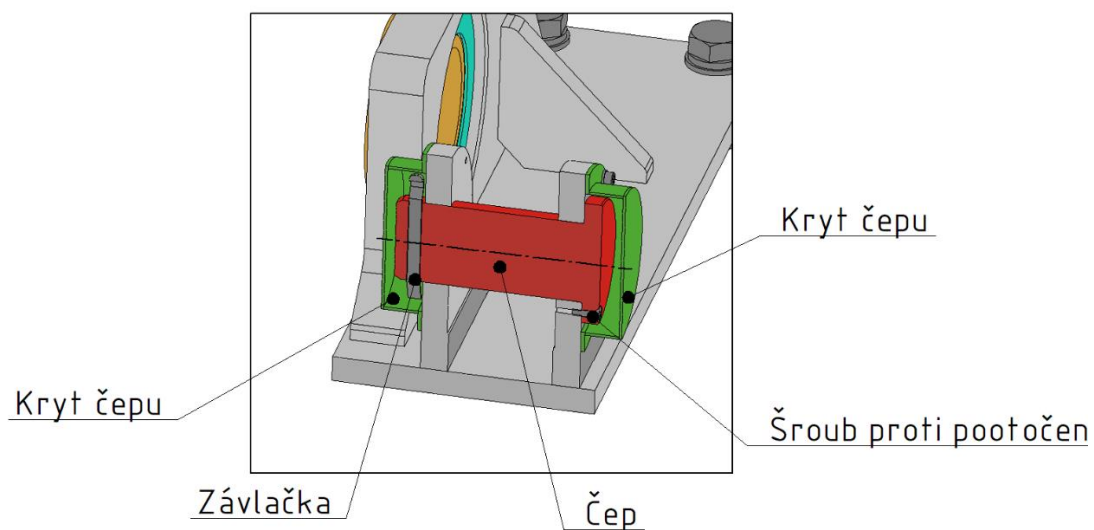
Čep, na který je nasazeno rameno R2, je cementován a broušen a do pouzdra v rameně R3 zalisován s uložením H8/n7 [17, s. 41], aby se předešlo vymačkání vlivem přenosu ohybu i smyku. Proti pootočení je čep zajištěn šroubem. Hlava i tělo čepu je zakryto proti působení mikrovln. Z druhé strany je rameno R1 zajištěno opět svěrnou objímkou. Obě díry byly obrobeny na přesnou hodnotu až po svaření.

4.6 LOŽISKOVÉ DOMKY

Ložiskový domek MECH slouží pro uložení kluzného přírubového pouzdra, axiálního třecího kroužku a uchycení dolního čepu ramena R2. Tento čep je taktéž cementován a broušen. Tento domek zachycuje axiální síly vzniklé na centrální hřídeli. Hlavní komponentou je nosný svařenec z plechů tloušťky 20–40 mm. (Obr. 35 a Obr. 36)

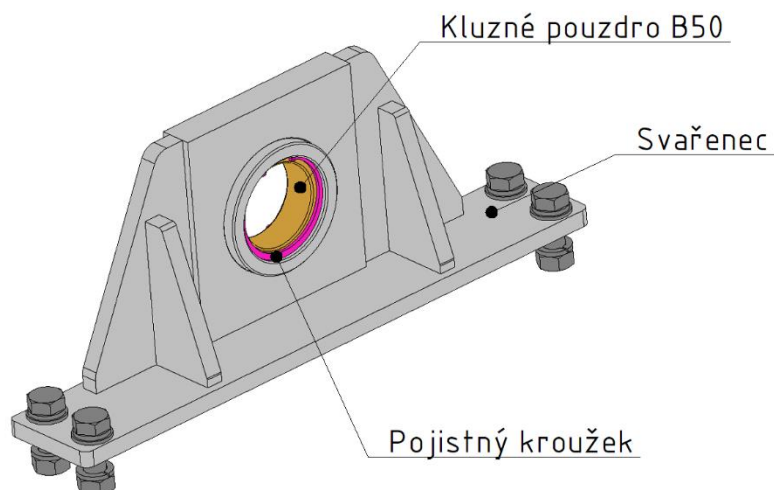


Obr. 35 Popis ložiskového domku MECH



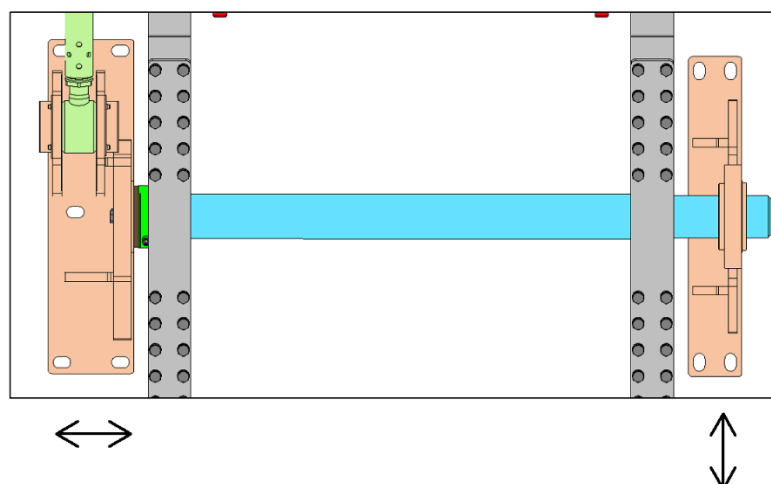
Obr. 36 Řez ložiskovým domkem MECH

Ložiskový domek MOT slouží k uložení radiálního pouzdra. Opět se jedná o svařenec z plechů tloušťky 20–40 mm. (Obr. 37)



Obr. 37 Popis ložiskového domku MOT

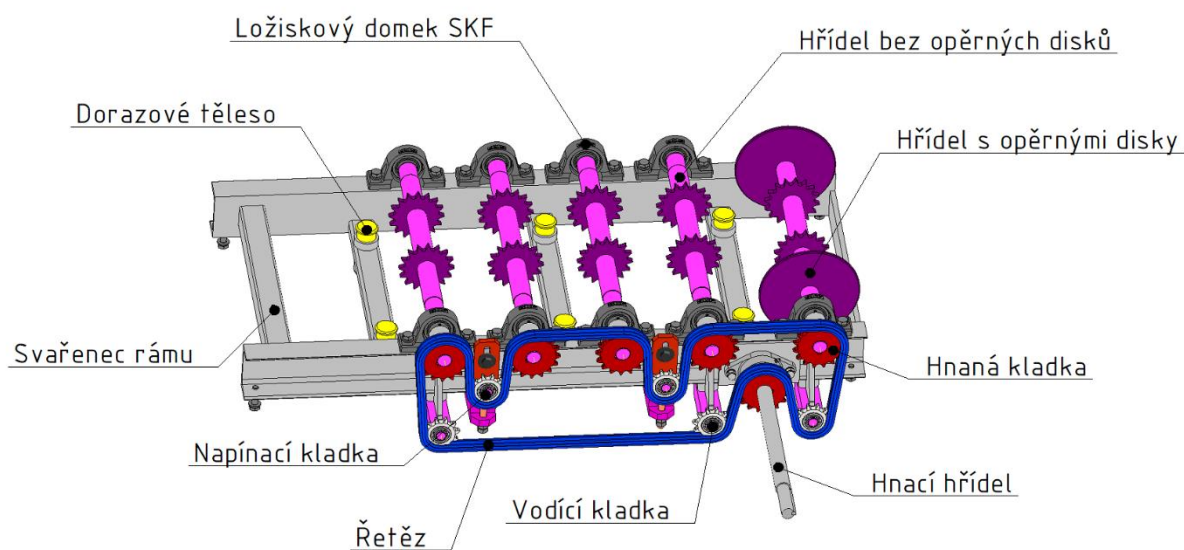
Veškeré přesné rozměry byly u obou domků obrobena po svaření. V ložiskových domkách jsou v místě šroubů drážky, které byly využity pro seřízení mechanismu. (Obr. 38)



Obr. 38 Směry seřízení ložiskových domků

4.7 DOPRAVNÍKY

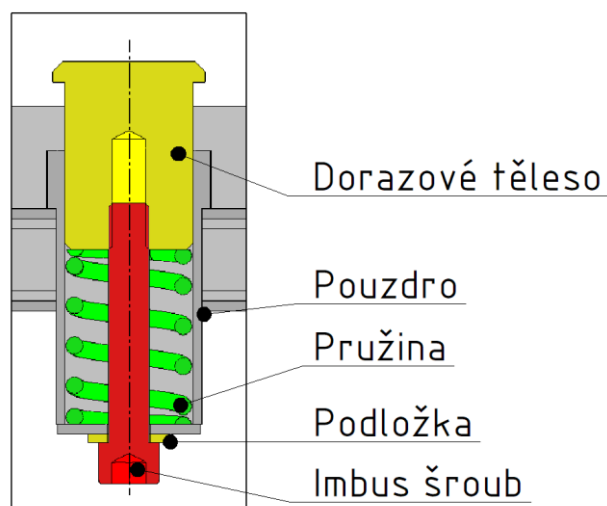
Dopravník (Obr. 39) transportuje výřez do prostoru zdvihacího koše a z něho. Koncept dopravníku je stejný jako u předchozích dopravních cest linky, kde byla pouze upravena rozteč, a to dle rozteče spodních žebry koše. Unášecí kladky jsou poháněny řetězem přes soustavu napínacích kladek. Hnací kladka je vyvedena mimo prostor komory a přes pero spojena s pohonem se šnekovou převodovkou.



Obr. 39 Popis dopravníku

Dopravník také nese havarijní dorazy, na které koš svými žebry narazí v případě havárie. Jejich úkolem je snížit nárazové síly a prodloužit dobu jejich nárůstu. Bohužel pro dané prostředí nebyl nalezen vhodný konvenční tlumič rázu, proto byl pro tyto účely navržen pružinový doraz (Obr. 40).

Skládá se z nerezové (1.4310) tlačné pružiny (5,00x38x51x5) vložené do pouzdra a kryté hliníkovým dorazovým špalíkem. Špalík je chycen imbus šroubem M12.



Obr. 40 Popis havarijního dorazu

4.8 HLAVNÍ POHON

Hlavní pohon (Obr. 41) slouží k pohybu s manipulátorem. V tab. 1 jsou uvedeny základní charakteristiky pohonu.

Motor	Siemens
Frekvence	50 Hz
Jmenovité otáčky	1440 min ⁻¹
Jmenovitý výkon	2,2 kW
Převodovka	Nord – kuželočelní
Převodový poměr	245,76
Výstupní moment	3585 Nm
Výstupní otáčky	5,9 min ⁻¹ při 50 Hz

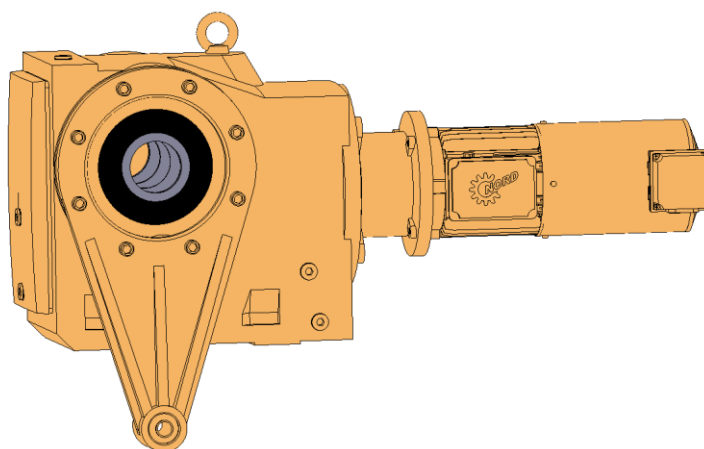
Tab. 1 Charakteristiky hlavního pohonu

Motor spolu s brzdou je řízen frekvenčním měničem. Výběr motoru a převodovky proběhl na základě výpočtového zatížení v 6. kapitole dle přílohy 28 a 29.

Hlavní pohon je nasazen na centrální hřídeli a přes momentové rameno připevněn ke konstrukci. Krouticí moment je přenášen přes evolventní drážkování.

Motor je vybaven cizím chlazením, protože většinu pracovního cyklu pouze zrychluje a brzdí. Zároveň bude provozován max. na 30 Hz pro dosažení požadované výstupní rychlosti. Tím bylo dosaženo nižší ceny převodovky, která nemusí mít redukční převodový předstupeň. Motor je také vybaven mechanickou brzdou. Ta plní několik funkcí.

- 1) Během pracovního cyklu zajišťuje aretaci mechanismu při nakládací a vykládací poloze. Brzda je ovládána frekvenčním měničem, který aktivuje brzdu v okamžiku, kdy vyhodnotí u motoru nulové otáčky.
- 2) Při výpadku proud zabrzdí mechanismus v poloze, ve které se nachází a zamezí dalšímu pohybu. To umožňuje fakt, že mechanická brzda je uvolněna průchodem proudu.
- 3) Pokud je během servisu potřeba aretovat jakákoliv jiná poloha než horní úvrat' nebo při nechtěném odpojení napájení, nedojde k navrácení mechanismu do stabilní polohy a případnému zranění.
- 4) Pokud dojde k nečekanému záseku výřezu, mechanismus zůstane ve své poloze i při odpojení napájení.



Obr. 41 Hlavní pohon

4.9 KOMORA

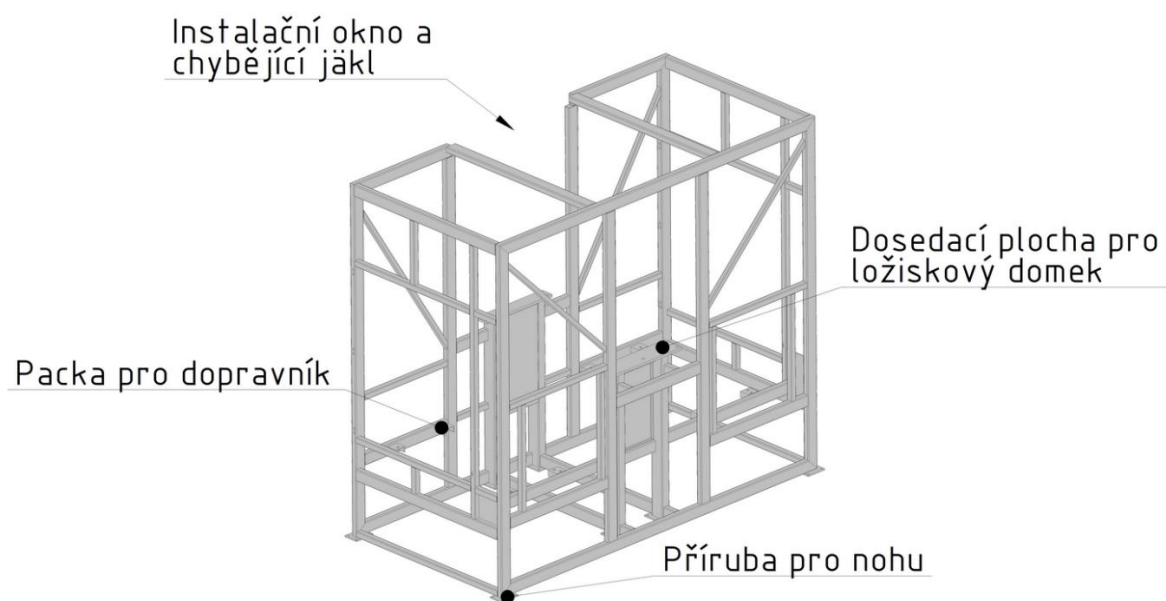
Komora slouží jako nosný prvek veškerých zařízení. Rozměry byly dány velikostí vnitřního mechanismu a přepravními limity. Přeprava limitovala zejména výšku komory – běžná přepravní výška dopravců je 3000 mm. Výšku komory se podařilo snížit na 2990 mm odnímatelnými nohami.

První kompletace celého mechanismu uvnitř komory by byla zbytečně náročná při uvážení prostorových možnostech výrobní haly. Proto první kompletace mechanismu (koše, vývažků, ramen a ložiskových domků) probíhala vně komory a celá sestava manipulátoru byla vložena do konstrukce instalačním oknem, které se skládá z propojeného zadního a horního servisního otvoru. Po vložení mechanismu byl dovařen jákl v horní části konstrukce. Tento způsob – „zavaření“ mechanismu do konstrukce – byl zvolen z důvodu spolehlivosti proti únikům elektromagnetického záření. I přesto, že lze celý mechanismus rozebrat v komoře, je možno jej v budoucnu vyjmout stejnou cestou, stačí pouze odříznout zmíněný jákl.

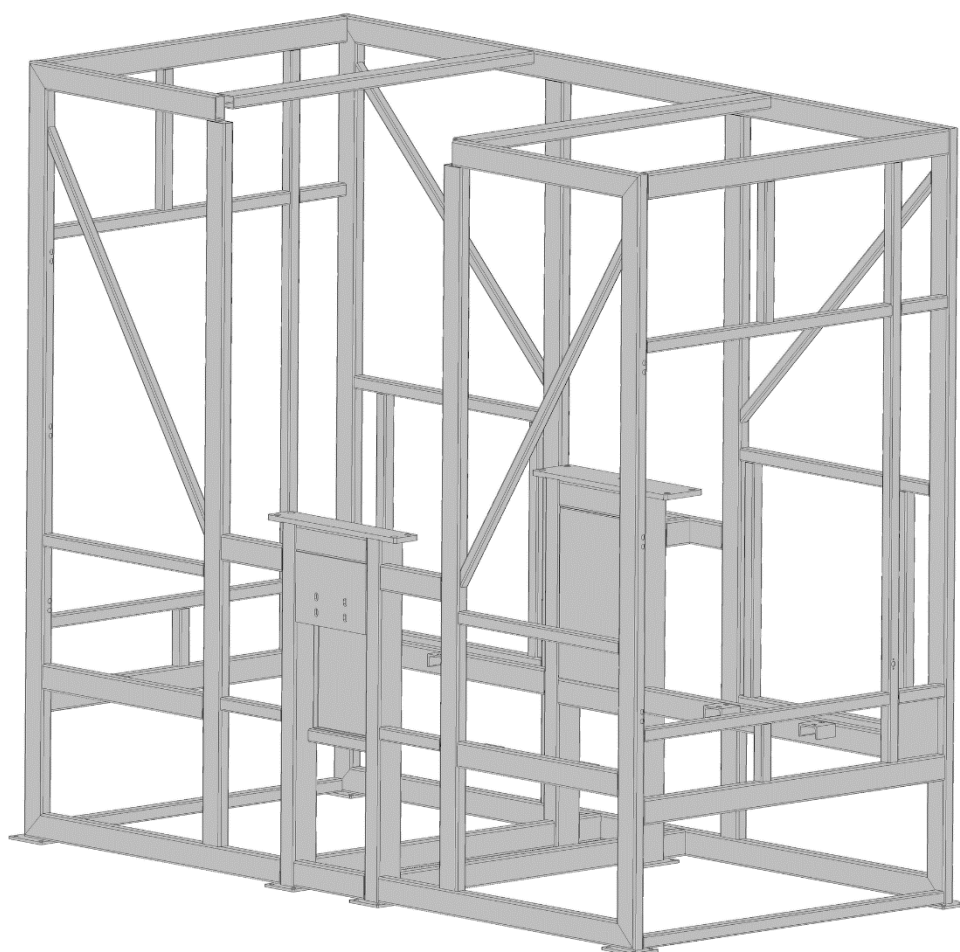
Části, ze kterých se skládá, jsou:

- a) svařovaná nosná konstrukce,

Základní skelet je tvořen z profilů 100x50x4 a 50x50x3. Pod ložiskovými domky mechanismu se nachází nosné profily 120x80x4. (Obr. 42 a Obr. 43)



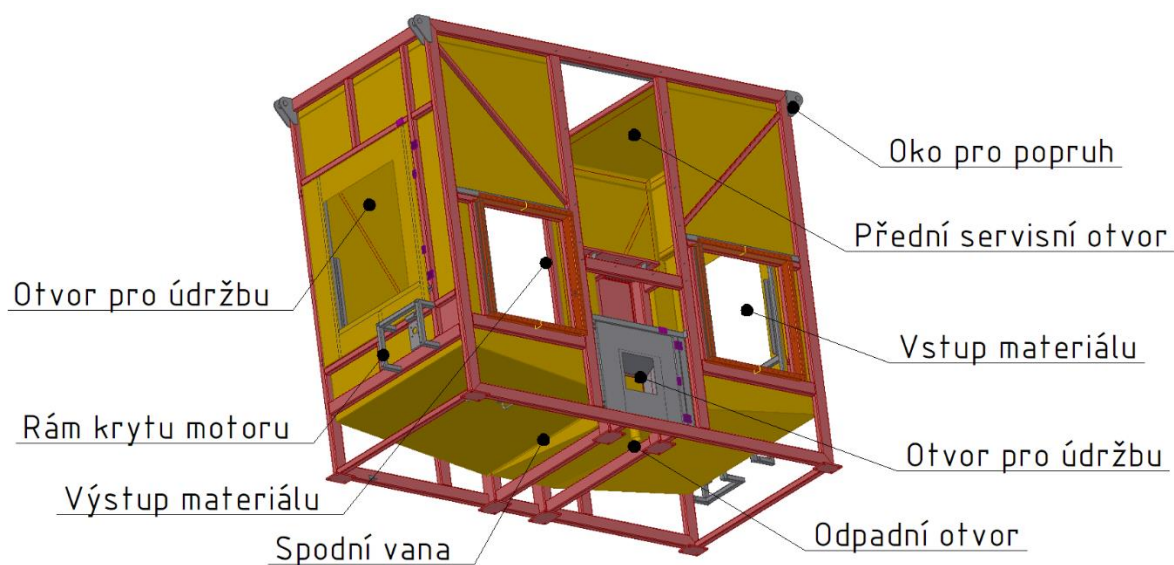
Obr. 42 Skelet – pohled zepředu



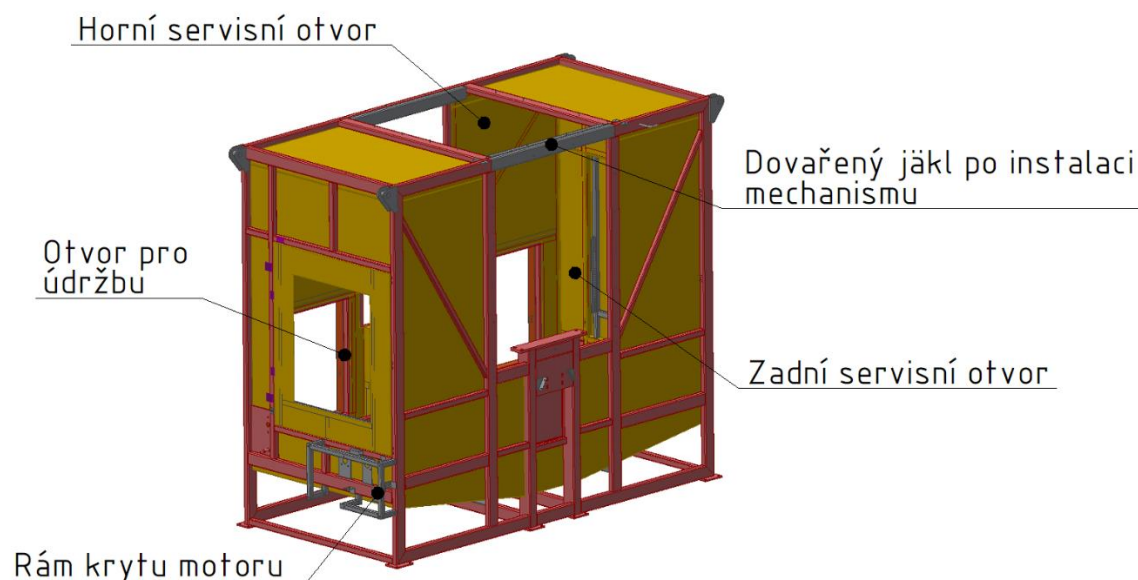
Obr. 43 Skelet – pohled ze zadní strany

b) vnitřní opláštění,

Vnitřní opláštění (Obr. 44 a Obr. 45) je tvořeno vypálenými a ohraněnými plechy tloušťky 2 mm. Plechy jsou vevařeny do konstrukce tak, aby spoje byly parotěsné. Ve spodní části se nachází odpadní vana, kde je opláštění spádováno do středu. Zde je svažované koryto do odpadní trubky. Během provozu se očekává velké usazování nečistot a vlhkosti. Počítá se tedy s pravidelným čištěním spodní vany skrze všechny tři údržbové otvory. Při dlouhodobém zanedbání odstraňování nečistot hrozí prosušení a vznícení či doutnání dřevěného odpadu.



Obr. 44 Popis vnitřního opláštění – pohled zepředu

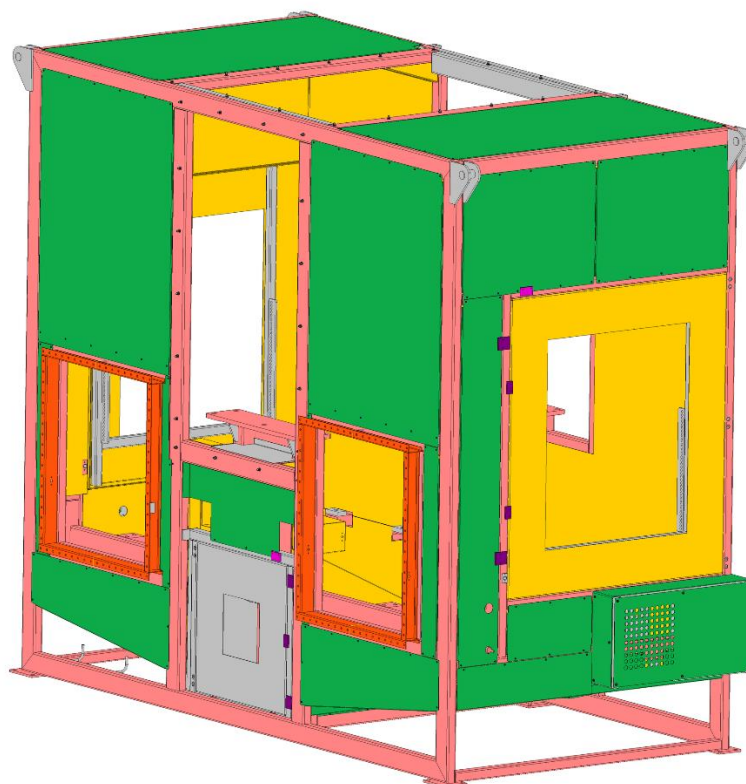


Obr. 45 Vnitřní opláštění – pohled ze zadní strany

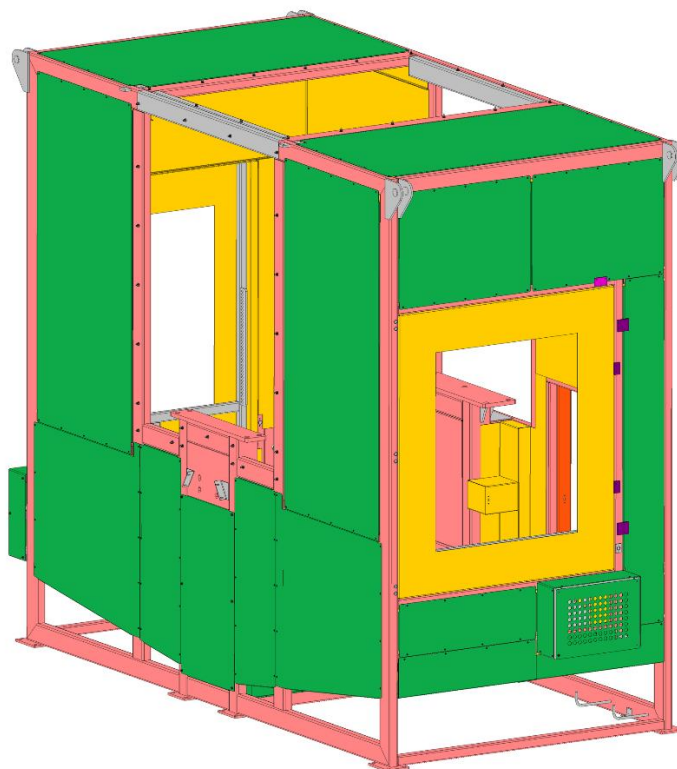
c) vnější opláštění,

Vnější opláštění (Obr. 46 a Obr. 47) je tvořeno broušenými, vypálenými a ohraněnými plechy přinýťovanými na konstrukci. Tloušťka plechů je 1,5 mm.

Prostory mezi vnitřním a vnějším opláštěním jsou izolovány minerální vatou o tloušťce 50–80 mm.



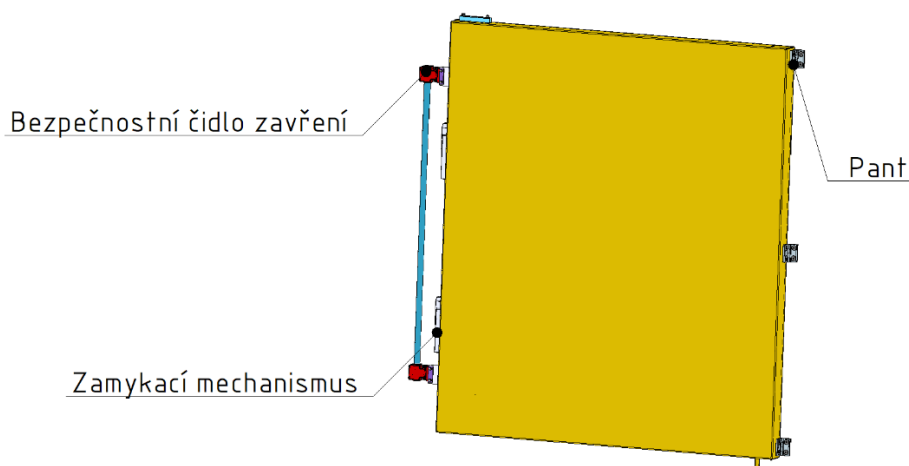
Obr. 46 Vnější opláštění (zelená barva) – pohled z předu



Obr. 47 Vnější opláštění (zelená barva) – pohled ze zadní strany

d) dveře pro údržbu stroje.

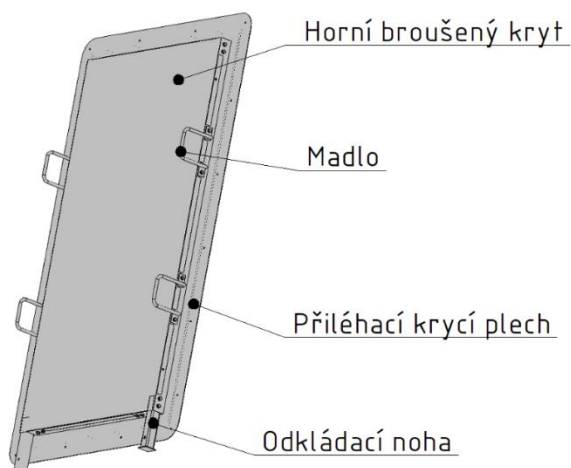
Dvoje velké dveře na bocích (1010x830 mm – Obr. 48) umožňují přístup do komory při údržbě a servisu. Jedny malé dveře z čela (270x270 mm) slouží pro čištění odtokové vany.



Obr. 48 Dveře pro údržbu

e) servisní kryty.

Na komoře jsou tři servisní kryty, které slouží ke zpřístupnění důležitých míst pro servis mechanismu (např. výměna ložiska) (Obr. 49). Jsou šroubované, aby se plocha plechu nezvlnila případným svářením. Prostor mezi broušeným krytem a přiléhajícím plechem je opět vyplněn minerální izolační vatou.

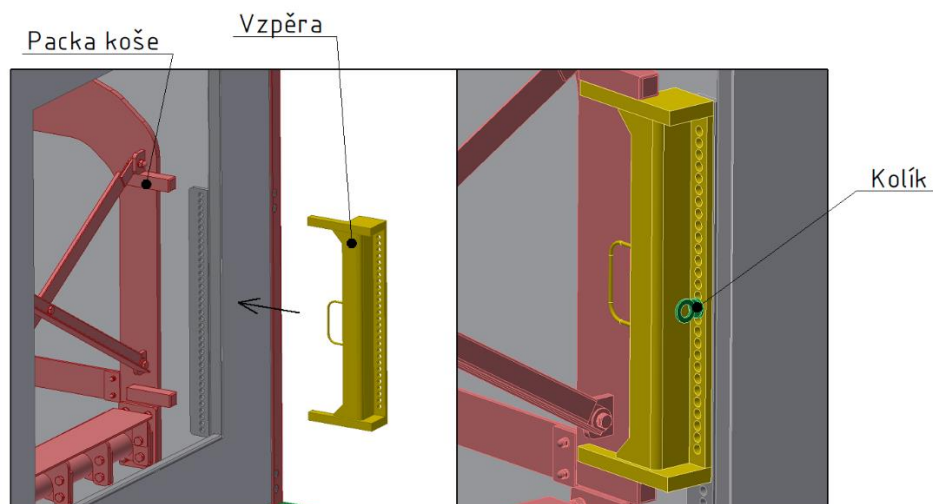


Obr. 49 Servisní kryt přední

4.10 HAVARIJNÍ ZAJIŠTĚNÍ

Havarijní zajištění slouží k zajištění koše při záseku výřezu v nakládací a vykládací poloze. Koš se zajišťuje, aby nedošlo ke zranění v případě selhání brzdy a také aby nedošlo k poškození paralelogramu nesprávným zásahem nástroje. Tvoří jej pás vyvrtaných děr o rozteči 15,6 mm přivařených na konstrukci a havarijní vzpěra s pásem vyvrtaných děr o rozteči 15 mm. Vzpěra se vloží mezi packy na koši a zajistí se kolíkem. Kolík přijde strčit do díry ve vzpěře, která se

nejvíce shoduje s pozicí díry na kusu přivařeném na konstrukci (Obr. 50). Díky jiné rozteči a dostatečném počtu děr je možno takto zajistit koš v jakékoliv pozici v rozmezí děrového pásu.



Obr. 50 Postup umístění vzpěry

4.11 MATERIÁL SOUČÁSTÍ

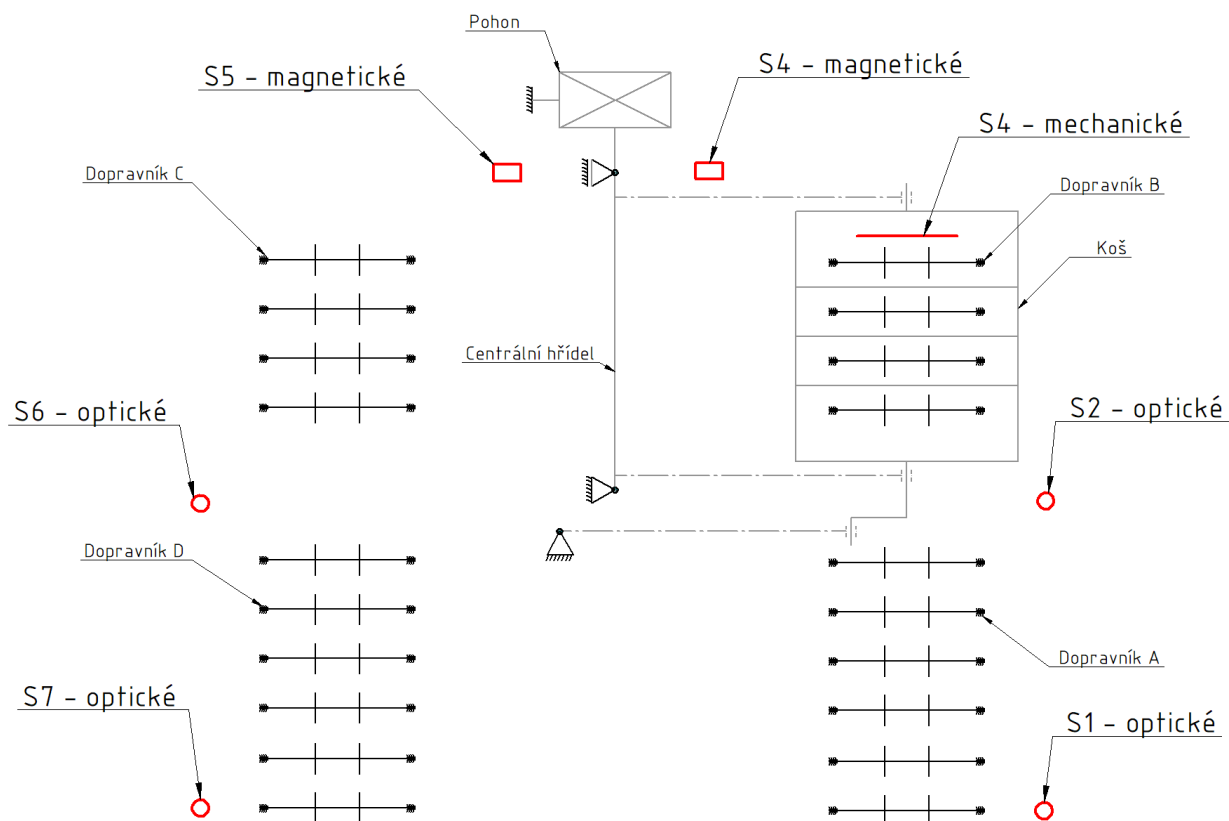
Není-li uvedeno jinak, veškeré vyráběné díly jsou zhotoveny z materiálů: 1.4301, 1.4404, 1.4401. Spojovací materiál, který je uvnitř komory, je nerezový a materiál vně komory, pokud to aplikace umožnila, byl použit pozinkovaný. U nakupovaných dílů je buď uveden materiál, nebo se jedná o běžnou ocel. Svařované komponenty jsou zhotoveny metodou TIG.

5 ŘÍZENÍ TOKU MATERIÁLU A DRUHY POUŽITÝCH ČIDEL

Tok materiálu je v celé lince hlídán čidly. Ty dávají zpětnou vazbu řídicímu programu o opozici jednotlivých výřezů na dopravní trase. Na základě této zpětné vazby pak řídicí program iniciuje chod akčních členů (v případě dopravních cest zejména příslušných pohonů).

5.1 PRŮBĚH PŘESUNU MATERIÁLU

Na obrázku níže je znázorněno rozmístění jednotlivých čidel (Obr. 51).



Obr. 51 Schéma rozmístění čidel

	Fáze 1	Fáze 2	Fáze 3	Fáze 4	Fáze 5	Fáze 6	Fáze 7	Fáze 8
S1	0	0	0	x	x	x	x	x
S2	0	1	0	0	0	1	0	0
S3	0	0	1	0	0	0	0	0
S4	0	1	1	0	0	0	0	0
S5	x	0	0	0	1	1	1	0
S6	0	0	0	0	0	1	0	0
S7	x	x	x	x	x	0	0	x

Tab. 2 Přehled stavů čidel v jednotlivých fázích práce – 0 = čidlo je v klidu, 1 = čidlo zaznamenalo změnu, x = stav čidla není v této fázi důležitý

Řízení toku materiálu v oblasti manipulátoru se dle tab. 2 skládá z následujících fází.

Fáze 1: Materiál čeká na dopravníku A na návrat koše do nakládkové polohy.

Fáze 2: Koš je nachystán v nakládkové poloze ($S4 = 1$), mechanická brzda motoru je zablokována a jednotka dává příkaz k přesunu materiálu z dopravníku A na dopravník B.

Fáze 3: Zastavení pohybu ($S3 = 1$) a kontrola, že je výřez bezpečně uložen v pozici pro přesun ($S2 = 0$).

Fáze 4: Dochází k odblokování brzdy motoru a následuje přesun výřezu.

Fáze 5: Zastavení koše ve vykládací poloze ($S5 = 1$) a zablokování brzdy motoru.

Fáze 6: Kontrola volné cesty ($S6 = 0$) a přesun výřezu z dopravníku C na D.

Fáze 7: Zastavení materiálu ($S6 = 0$).

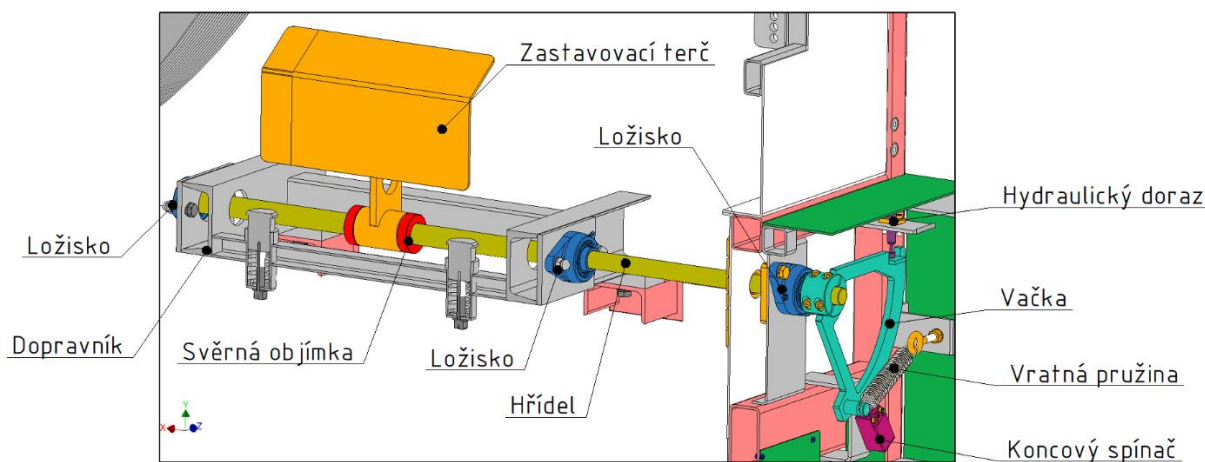
Fáze 8: Návrat koše do nakládací polohy.

5.2 OPTICKÁ ČIDLA

V celém zařízení jsou pro sledování toku materiálu použita optická čidla. Čidla jsou umístěna v kovovém pouzdře a pravidelně profukována proudem vzduchu proti usazování nečistot.

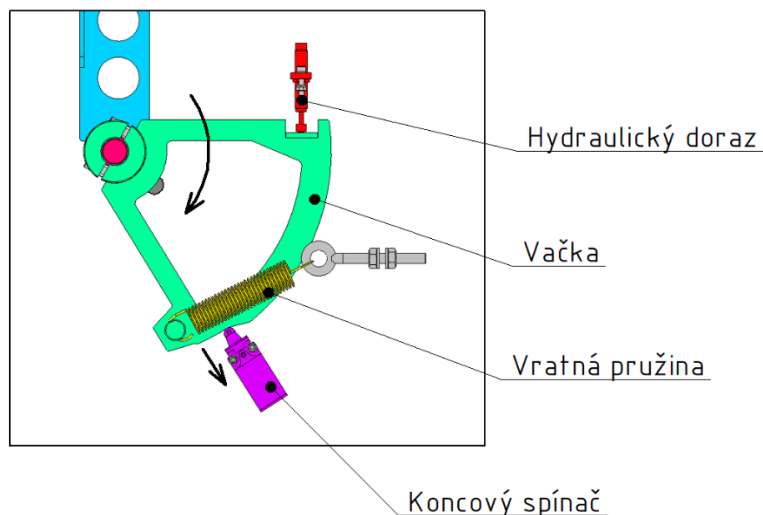
5.3 MECHANICKÉ ČIDLO

Mechanické čidlo slouží k signalizaci, že se výřez přemístil do požadované polohy koši.



Obr. 52 Popis mechanického čidla

Jedná se o vychylovací páku, která je při vychýlení uváděna tažnou pružinou zpět do nulové polohy.



Obr. 53 Detail vačky

Základem tohoto čidla je nárazecí terč spojený s hřídelí pomocí pera a zajištěn dvěma svěrnými objímkami. Hřídel je uložena ve třech ložiscích (Obr. 52). Na konci hřídele, jdoucí mimo komoru, je svěrným pouzdrem upevněna vačka. Její funkcí je aktivace koncového spínače, uchycení tažné pružiny (1,80x27x108x33) a dosedací plochy pro klidovou polohu (Obr. 53). Klidová poloha je opatřena hydraulickým tlumičem rázu WEB-M0,2AS [příloha 32], aby byl snížen nárazový moment na svěrné pouzdro při velmi častém cyklickém namáhání.

Jako koncový spínač byl zvolen mechanický zdvihový spínač s rolnou xckn2102p20. Důvodem upřednostnění tohoto řešení před jinými je především bezúdržbový a spolehlivý provoz. V daném provozu je velká prašnost, a proto použití optických čidel vyžaduje pravidelné čištění. Zároveň ze zkušeností vycházejících z předchozích návrhů podobných zařízení se použití indukčních čidel jeví jako problematické.

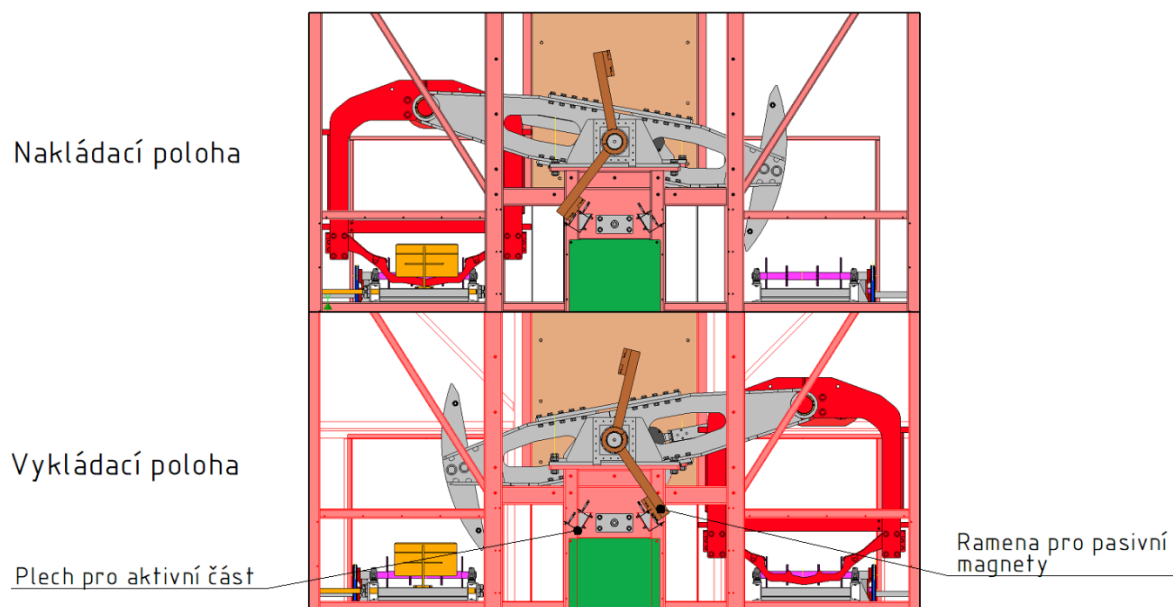
U vačky pro koncový spínač byly dodrženy požadavky na geometrii a obvodové rychlosti na stykové ploše dle doporučení výrobce [příloha 30]. K sepnutí koncového spínače bezpečně dojde po natočení páky o 5,6°. Zároveň velikost terče je taková, aby pokryla nejen rozptýl průměrů, ale i maximální možné vychýlení výřezu z normální polohy.

5.4 MAGNETICKÁ ČIDLA

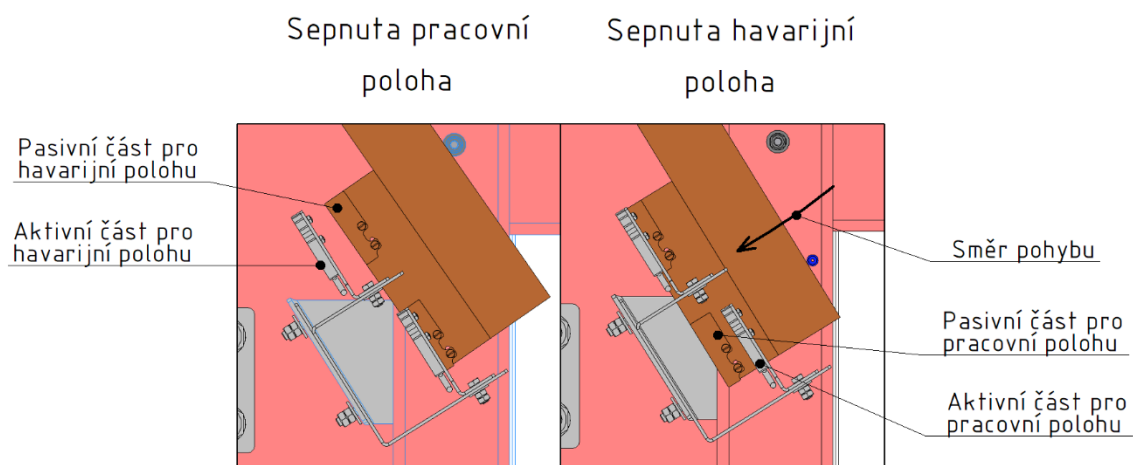
Magnetických čidel je užito pro rozeznání nakládacích, vykládacích a havarijních poloh koše. Důvodem pro volbu tohoto typu senzoru je bezúdržbovost, spolehlivost a dobré zkušenosti z předchozích aplikací. Každá strana je opatřena dvojicí magnetických čidel. Aktivní část pro pracovní polohu vymezuje nakládací, resp. vykládací polohu koše. Aktivní část pro havarijní polohu slouží pro určení maximální polohy, které může koš dosáhnout bez poškození stroje, např. při řešení záseku materiálu nebo při servisu. Druhou funkcí čidla pro havarijní polohu je záloha v případě, že by čidlo pracovní polohy selhalo. (Obr. 54 a Obr. 55)

Pasivní části jsou umístěny na ramenech upevněných k centrální hřídeli svěrnou objímkou se šroubem M10. Plechy pro uchycení pasivních i aktivních částí mají na sobě drážky umožňující seřízení na přesně požadovanou polohu. Dvojice čidel je od sebe umístěna ve vzdálenosti doporučené výrobcem, aby nedošlo k vzájemnému ovlivnění [příloha 31].

Skládají se z pohyblivého pasivního členu tvořeného permanentním magnetem a aktivního snímače, který snímá přítomnost magnetického pole (Obr. 55).



Obr. 54 Nakládací a vykládací poloha mechanismu



Obr. 55 Pracovní a havarijní poloha

6 SILOVÝ ROZBOR

Pro ideální dodržení předpokladu z úvodu 5. kapitoly by bylo potřeba, aby vyzdvižení z kladek bylo v přímočarém směru vzhůru. To při kruhové dráze odpovídá stavu, kdy čepy O1, O2, O3, O4 a ramena R1, R2, R3 jsou v jedné rovině – tedy v labilní poloze paralelogramu. V takovém případě, nejen že síly v čepích dosahují vysokých hodnot, ale také hrozí změny dráhy vodičích ramena a převrácení koše. Proto byl stanoven provozní mezní úhel mezi rovinou země a osou ramena R1 10° .

Jedná se o 3D úlohu nicméně pro potřeby výpočtu byl model zjednodušen na 2D v rovině paralelogramu, který může být snadno sestrojen graficky. Důvodem je, že vlivem výrobních nepřesností může v reálné konstrukci docházet k různým deformacím a nepředpokládaným zdrojům napětí, a proto není možné stanovit přesně poměr zatížení na ramena R1-MECH a R1-MOT. Případný odhad poměru a složitost výpočtu 3D konstrukce tedy postrádá smysl.

Zjednodušení na 2D mechanismus bylo provedeno za následujících předpokladů a podmínek:

1. Vznikající síly na straně ramena R1-MOT nebudou větší než na straně ramena R1-MECH.
2. Při výpočtu bude započítána celá hmotnost koše, materiálu i obou ramen (tzn. jako by bylo k dispozici ve stroji pouze jedno nosné rameno (R1-MECH)).
3. Na takto vzniklé síly se budou komponenty dimenzovat.
4. Rameno R1-MOT bude konstrukčně totožné.

Zatížení materiálem v normální poloze v ose dopravníku bude 100 % tíhové síly od hmotnosti největšího výřezu. Výřezy mají proměnlivou hustotu v závislosti na vlhkosti. Pro potřeby výpočtu je hustota dřeva stanovena na 950 kg/m^3 dle zkušenosti společnosti ROmiLL, spol. s r. o.

V provozu hrozí i případ výřezu, který má své těžiště výrazně mimo osu dopravníku, tzv. nenormální poloha, viz kapitola 4.1. Výřezy mají také velmi často problematicky definovatelný tvar, to vytváří dodatečné zatížení, které může vyvíjet zatížení s tendencí vychylovat koš z rovnovážné polohy. Nejen při přepravní poloze, ale zejména při nakládání, kdy opěrné disky nahradí opěrný plech koše, o který se bude výřez třít, případně narážet. Proto, aby mohla být tato skutečnost vhodně zahrnuta do výpočtu, bylo stanoveno následující zjednodušení.

- Zatížením pro výřez v nenormální poloze mimo osu dopravníku bude 85 % tíhové síly od hmotnosti nejtěžšího výřezu v místě maximálního možného vybočení těžiště materiálu od osy dopravníku, tzn. nad opěrnými disky.
- V reálném provozu se očekává hraniční průchodná hmotnost při maximálním vybočení cca 70 % výpočtové hodnoty.
- Četnost takto těžkých výřezů v takovéto poloze se očekává velmi řídká až nulová.

Síly vznikající z faktu, že všechna ramena paralelogramu nejsou v jedné rovině, jsou považovány za nepodstatné pro silový rozbor. Uvažovány bude dále v kapitole 9.4 při posuzování ramena R2 na vzpěr.

Axiální zatížení v ose z nastane při:

1. tření výřezu v nenormální poloze o opěrný plech nebo náběh,
2. kolize výřezu s košem.

V případě uvažování tření je pro nejhorší možný stav počítán koeficient tření s hodnotou 1.

$m_v = 236 \text{ kg}$ hmotnost výřezu

$f = 1$ koeficient tření

$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ tíhové zrychlení

$$F_t = m \cdot f \cdot g = 236 \cdot 1 \cdot 9,81 = 2315 \text{ N} \quad (6.1)$$

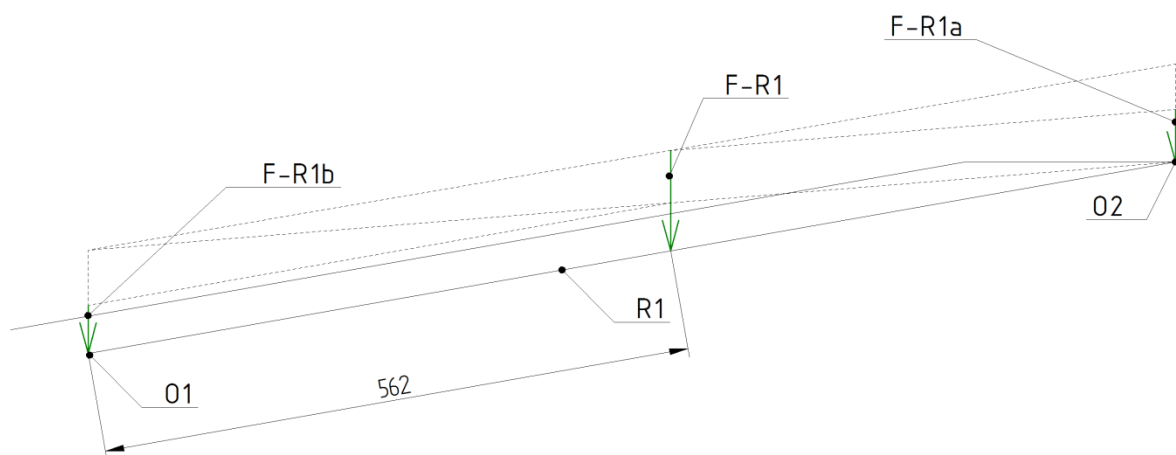
V případě kolize se obtížně stanovuje vzniklá síla vzhledem k neznalosti přesných tuhostí, doby nárůstu síly, její průběh, charakteristika materiálu a jeho povrchu. Z tohoto důvodu bylo užito výchozího bodu třecí síly.

$$F_{\text{axiální}} = 2500 \text{ N}$$

6.1 VSTUPNÍ ZATÍŽENÍ

Největšími vstupními zatíženími jsou tíhové síly od hmotností výřezu, koše a ramen. Tíhová síla koše a výřezu byla počítána dohromady se společným těžištěm. Poloha těžiště byla odečtena z modelu. (Obr. 57)

V případě ramen bylo zatížení rozděleno do dvou krajních čepů poměrem na dvě složky grafickou metodou (Obr. 56).



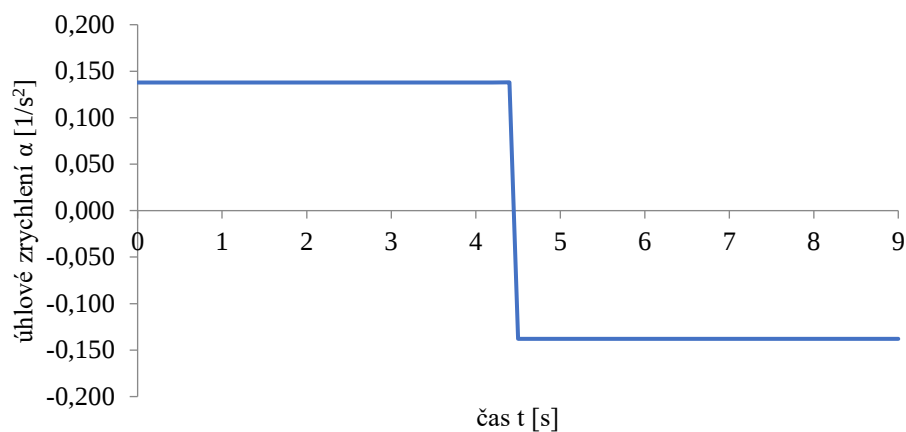
Obr. 56 Rozložení tíhové síly ramene do krajních kloubů

Dalšími zatíženími jsou setrvačné síly a odstředivé síly (jedná se totiž o pohyb po kružnici se zrychlením (Obr. 57)).

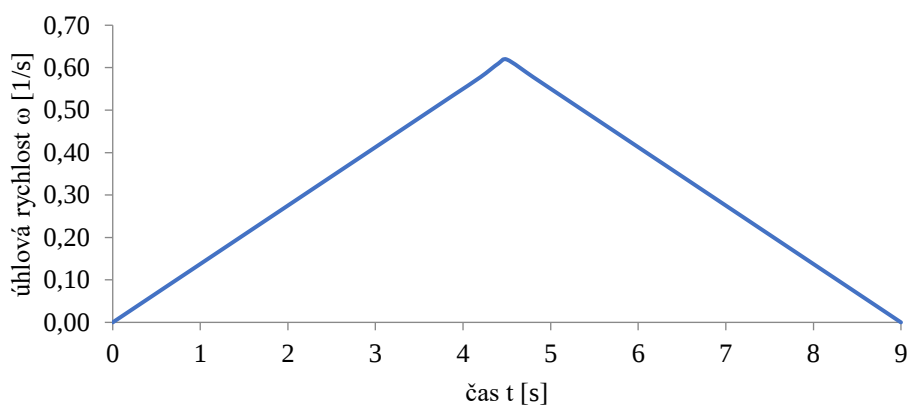
Z požadované propustnosti linky byl odvozen časový úsek (9 s), za který musí mechanismus stihnout přepravit výřez z nakládacího dopravníku na vykládací. Abychom získali co nejmenší

setrvačné síly během rozjezdu mechanismu, byla zvolena doba zrychlení, resp. brždění jako polovina vyhrazeného času.

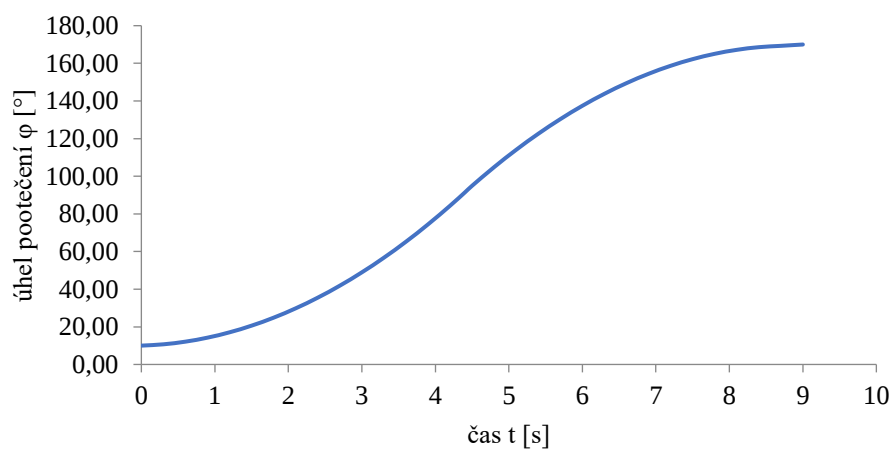
Hodnoty uvedené v grafech 1–3 a další podpůrné výpočty jsou obsaženy v příloze *vypocty.xlsx*.



Graf 1 Průběh zrychlení



Graf 2 Průběh rychlosti



Graf 3 Průběh otočení v čase

Výpočet setrvačné síly:

$m_k = 266 \text{ kg}$ hmotnost koše

$m_v = 236 \text{ kg}$ hmotnost výřezu

$m_{v\,0,85} = 200,6 \text{ kg}$ hmotnost výřezu pro výpočet sil v poloze těžiště výřezu mimo osu dopravníku (85 % celé hmotnosti)

$L = 1049 \text{ mm}$ délka ramena R1, resp. R2

$\alpha = 0,138 \text{ s}^{-2}$ úhlové zrychlení soustavy

Setrvačná síla od koše a výřezu:

$$F_{\text{setrvačná}} = \alpha \cdot L \cdot (m_{\text{koš}} + m_v) = 0,138 \cdot 1,049 \cdot (266 + 236) = 72,7 \text{ N} \quad (6.2)$$

$$F_{\text{setrvačná } 0,85} = \alpha \cdot L \cdot (m_{\text{koš}} + m_{v\,0,85}) = 0,138 \cdot 1,049 \cdot (266 + 200,6) = 67,6 \text{ N} \quad (6.3)$$

Setrvačná síla od ramen nebyla uvažována. Nositelka setrvačné síly je tečnou ke kružnici dráhy těžiště, tato kružnice má střed posunutý od čepu O1 o stejnou vzdálenost, jako je posunutě těžiště od čepu O2 (Obr. 57). Po přejetí horní úvratě se směr setrvačné síly otočí (dle změny směru zrychlení), to způsobuje skoky v silových grafech 4, 5 a 6. Setrvačná síla $F_{\text{setrvačná } 0,85}$ se použije pro výpočet sil v poloze těžiště výřezu mimo osu dopravníku (zatěžovací stav 1 a 3).

Výpočet odstředivé síly pro její maximální hodnotu v horní úvratě:

$$\omega = 0,621 \text{ s}^{-1}$$

$$F_{\text{odstředivá}} = \omega^2 \cdot L \cdot (m_{\text{koš}} + m_v) = 0,621^2 \cdot 1,049 \cdot (266 + 236) = 203 \text{ N} \quad (6.4)$$

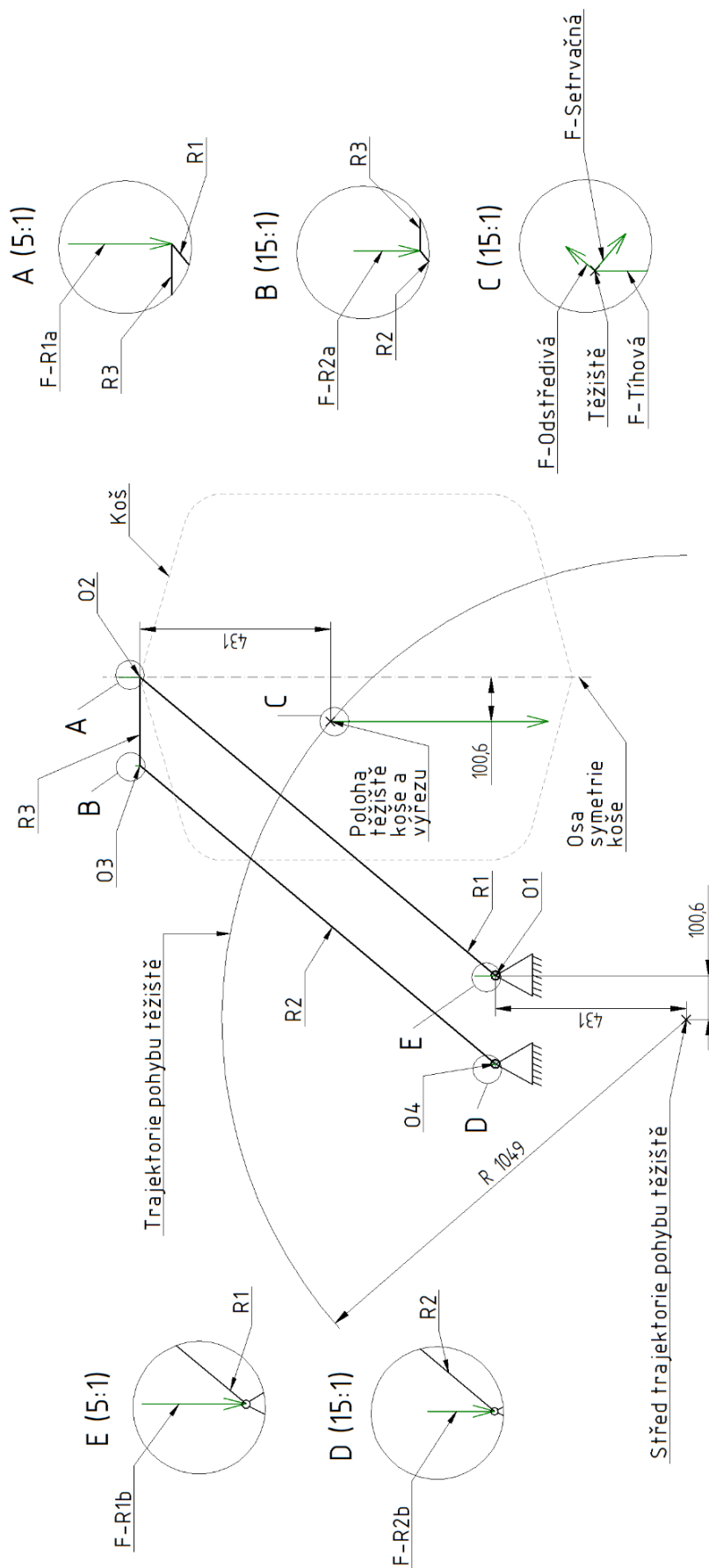
$$F_{\text{odstředivá } 0,85} = \omega^2 \cdot L \cdot (m_{\text{koš}} + m_{v\,0,85}) = 0,621^2 \cdot 1,049 \cdot (266 + 236) = 188 \text{ N} \quad (6.5)$$

Hodnoty odstředivé síly jiné, než maximální jsou uvedeny v příloze *vypocty.xlsx*. Nositelka odstředivé síly je normálou k nositelce setrvačné síly. Odstředivá síla $F_{\text{odstředivá } 0,85}$ se použije pro výpočet sil v poloze těžiště výřezu mimo osu dopravníku (zatěžovací stav 1 a 3).

Zatížení mechanismu bylo počítáno ve třech zatěžovacích stavech:

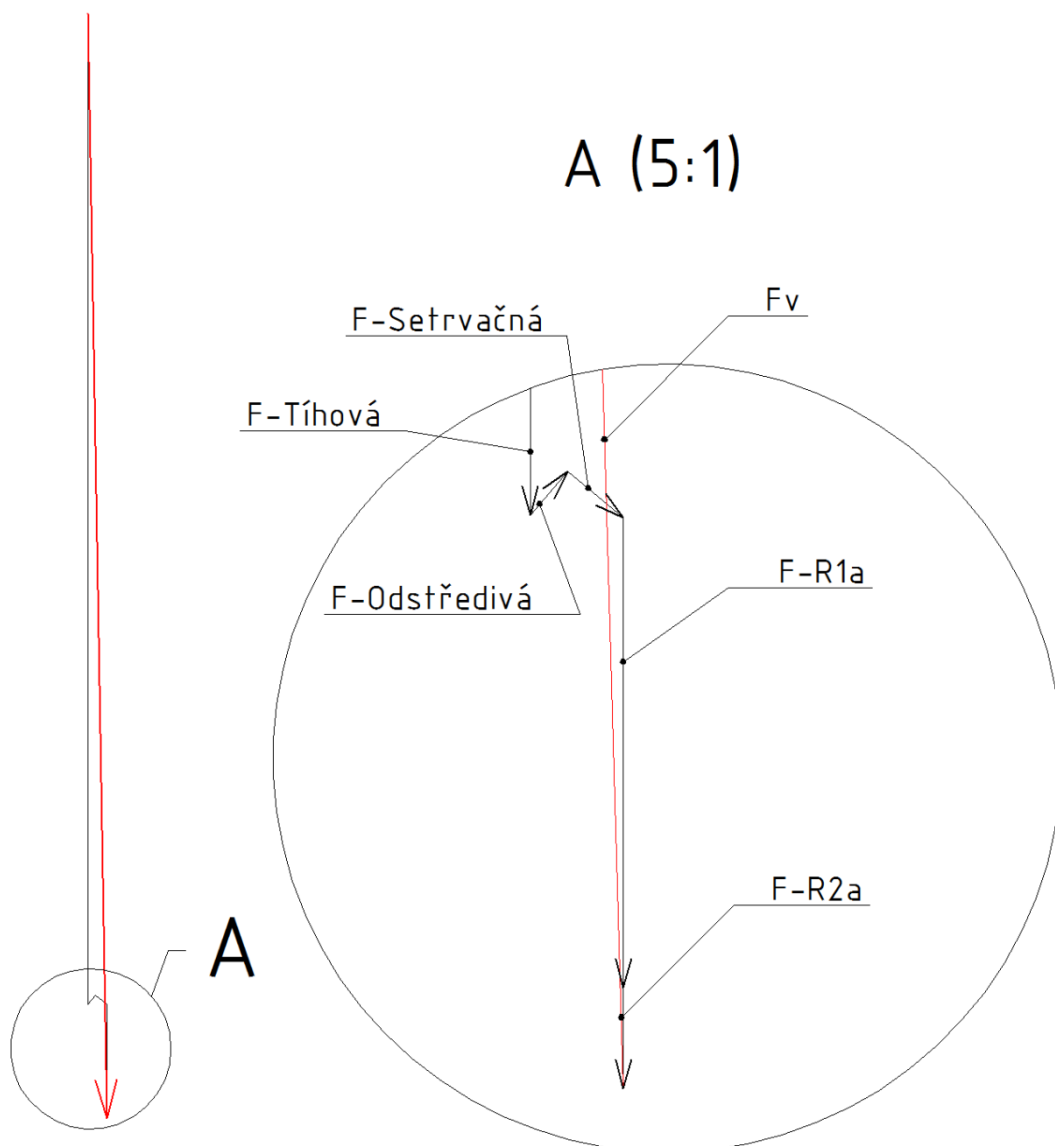
1. Těžiště výřezu je v maximálním vybočení vlevo.
2. Těžiště výřezu je v ose dopravníku.
3. Těžiště výřezu je v maximálním vybočení vpravo.

Pro každý zatěžovací stav bylo vypracováno grafické řešení, z něhož byl vyhodnocen pohyb a velikost reakčních sil, a jednotlivé případy byly porovnány. Grafické řešení bylo sestrojeno v programu *Autodesk Inventor* a je parametricky řízeno úhlem otočení mechanismu. Velikosti a reakčních sil v příloze *vypocty.xlsx* byly odečteny z grafického řešení.



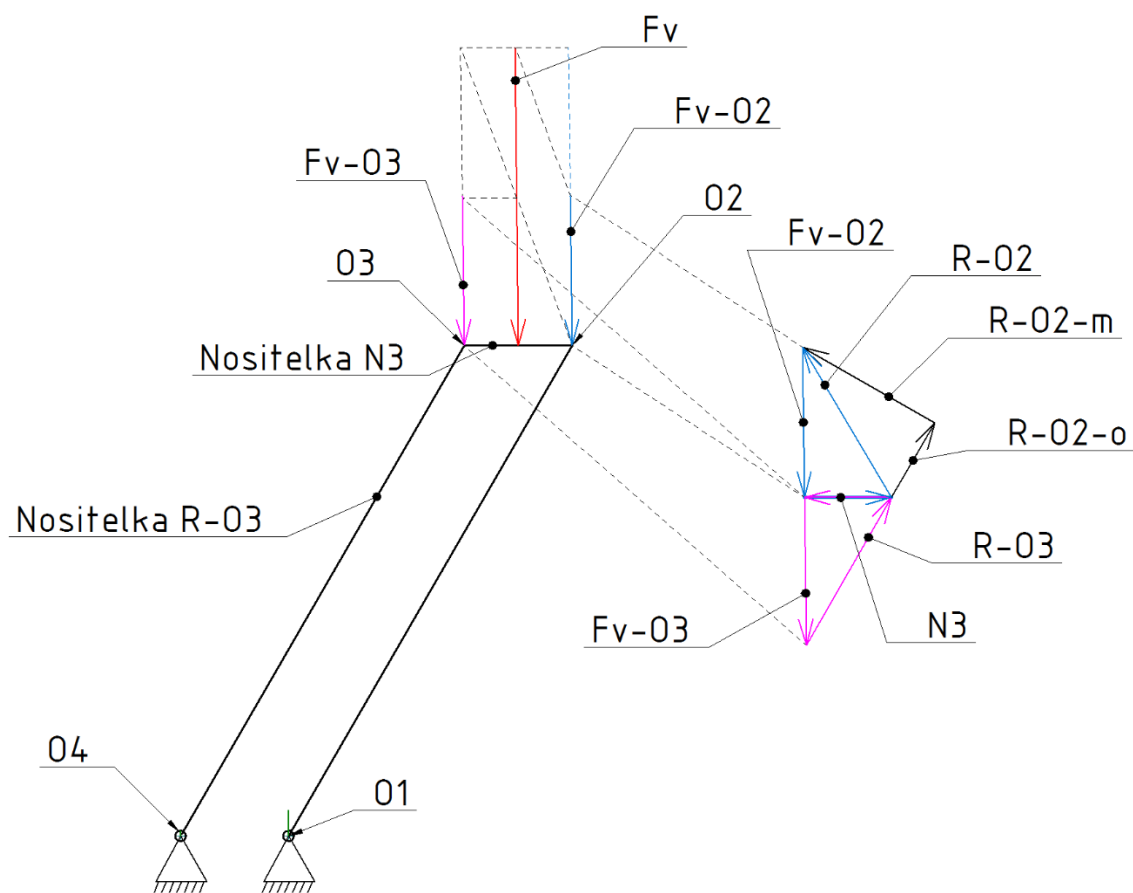
Obr. 57 Popis zatížení při vybočení výřezu vlevo

6.2 GRAFICKÉ ŘEŠENÍ



Obr. 58 Součet sil

Výsledná síla F_v je vektorovým součtem sil, které působí na klouby O_2 a O_3 (Obr. 58). Mezi ně nepatří $F-R1b$ a $F-R2b$, do výpočtu byly zahrnuty později. Poloha nositelky F_v byla stanovena pomocí pólu sil. Příloha 34 a 35.

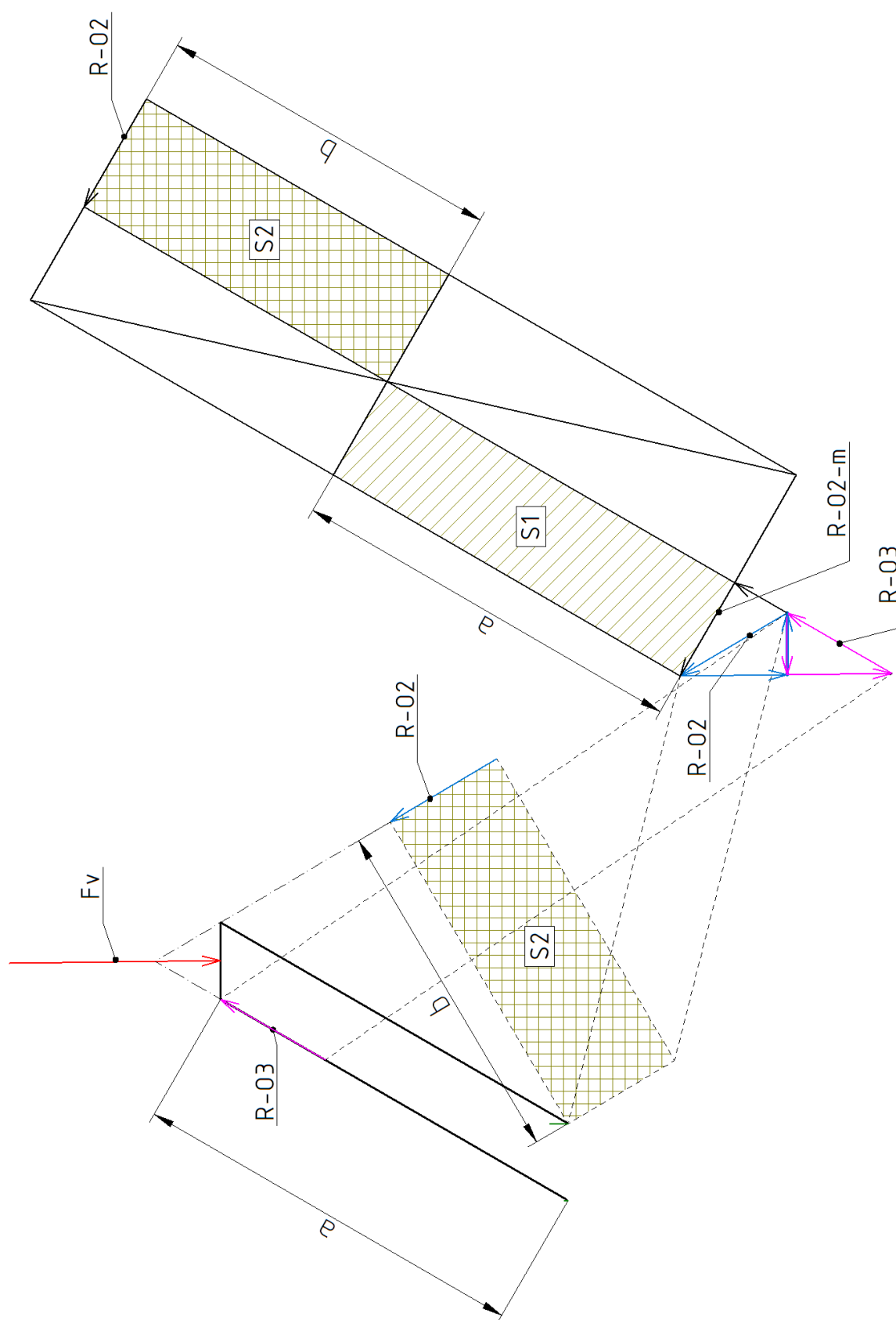


Obr. 59 Vznik reakcí R-O3 a R-O2

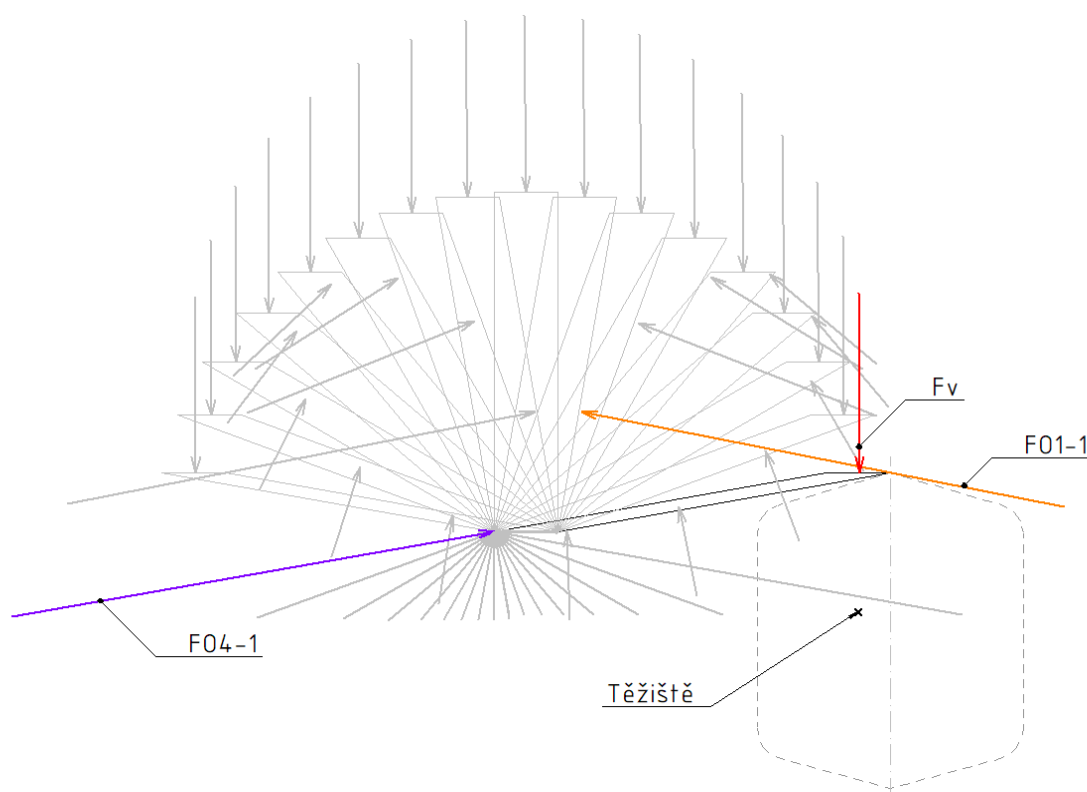
Výslednice F_v působí na klouby O2 a O3, proto tedy leží na jejich spojnici. Graficky byla rozložena do kloubů O2 a O3 na F_{v-02} a F_{v-03} . Ze známé nositelky R-O3, N3 a velikosti F_{v-03} byla stanovena velikost reakce v kloubu O3, R-O3 a síla v rameni R3 – N3. Dále ze známých velikostí F_{v-02} a N3 byla stanovena velikost i směr reakce v kloubu O2, R-O2. (Obr. 59)

Dále bylo potřeba zjistit zatížení od sil v O2 a O3 na kloubech O1 a O4, abychom je mohli sečíst s F-R1b a F-R2b a zjistit tak celkové zatížení kloubu O1 a O4. V případě reakce R-O3 lze její působíště posunout po její nositelce (ose ramene R2) do kloubu O4, protože přenáší pouze osové síly. Rameno R1 ale přenáší nejen osové, ale také momentové síly. Samotná velikost a směr reakce R-O2 v kloubu O2 je stejná také v kloubu O1, její nositelka je však posunutá o rameno (b), se kterým tvoří moment (vzniklá plocha S2). R-O2 se dá rozložit na momentovou a osovou složku (R-O2-m a R-O2-o). Velikost momentu v kloubu O1 je rovna součinu velikosti R-O2-m a délky ramene R1 (a) – takto vznikne plocha obdélníku S1 (Obr. 60). Plocha S1 a S2 musí být stejná. Platí, že $b \leq a$. Velikost b se získá z proporčního obdélníku. Zároveň kontrolou správnosti konstrukce je fakt, že nositelky (v obrázku čerchované) R-O3 a R-O2 se protínají v jednom bodě na nositelce výslednice F_v . (Obr. 60)

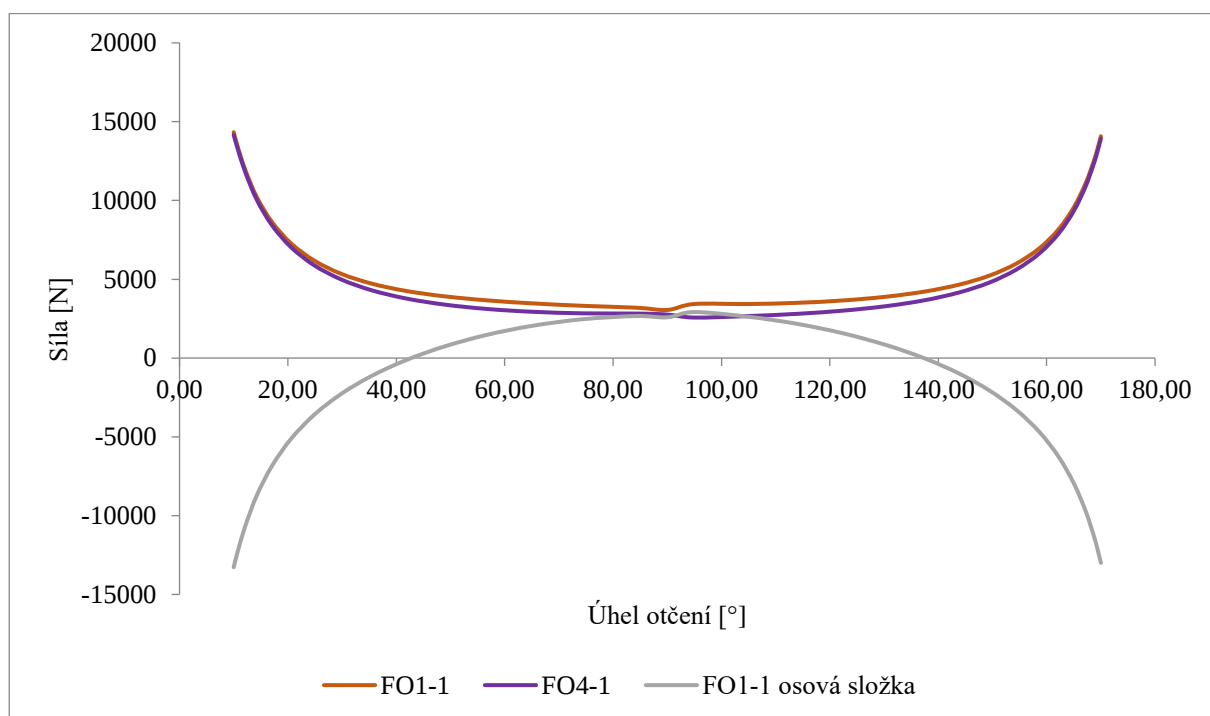
Výsledná reakce FO1 v kloubu O1 je vektorovým součtem R-O2 a F-R1b. Obdobně u FO4 kloubu O4 je velikost reakce součtem R-O3 a F-R2b. (Příloha 36). FO1 a FO4 pokračují dále pomlčkou a číslem zatěžovacího stavu – např. FO1-2 je reakce FO1 s hodnotou ze zatěžovacího stavu 2.



Obr. 60 Vznik působíště $R-O2$ na kloub $O1$

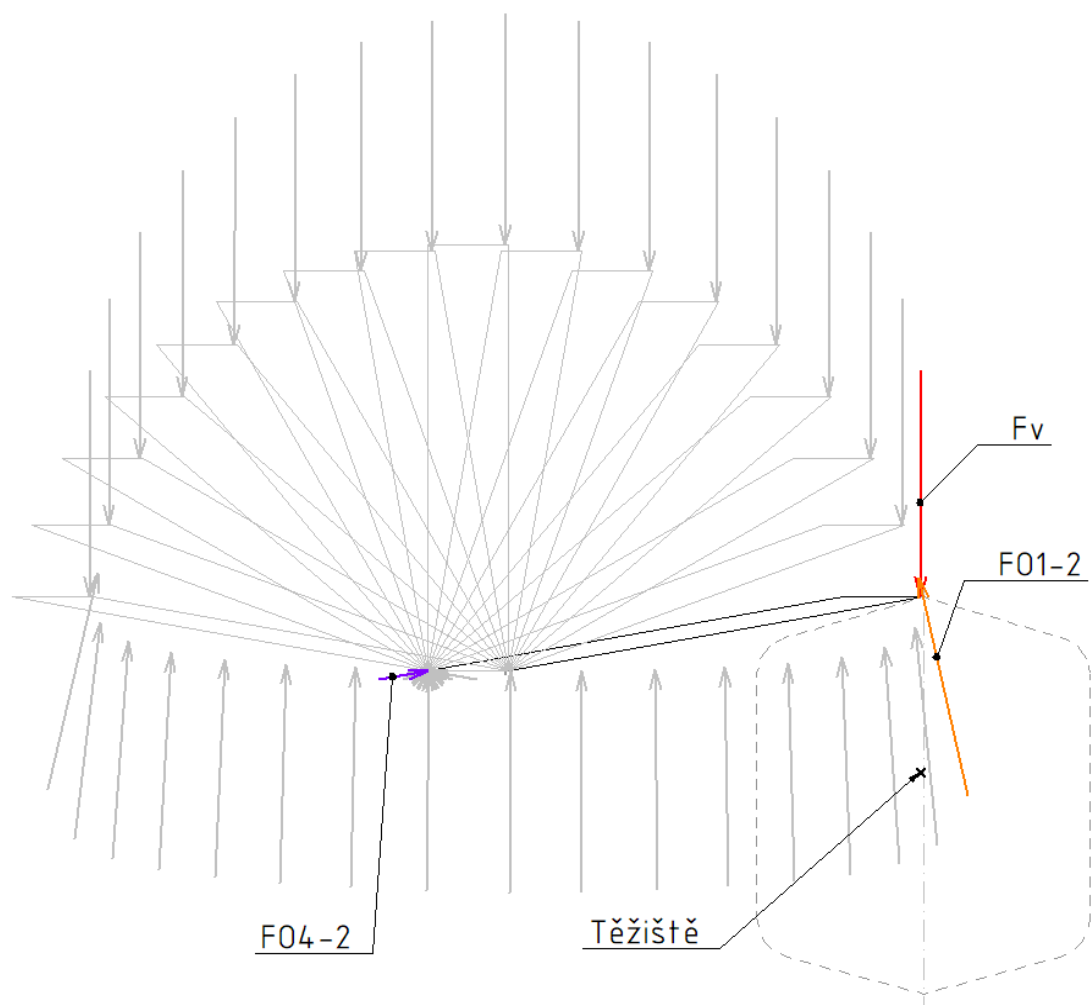


Obr. 61 Vývoj velikostí a směrů reakcí po 10° otočení mechanismu pro případ výřezu vybočeného vlevo – zatěžovací stav I



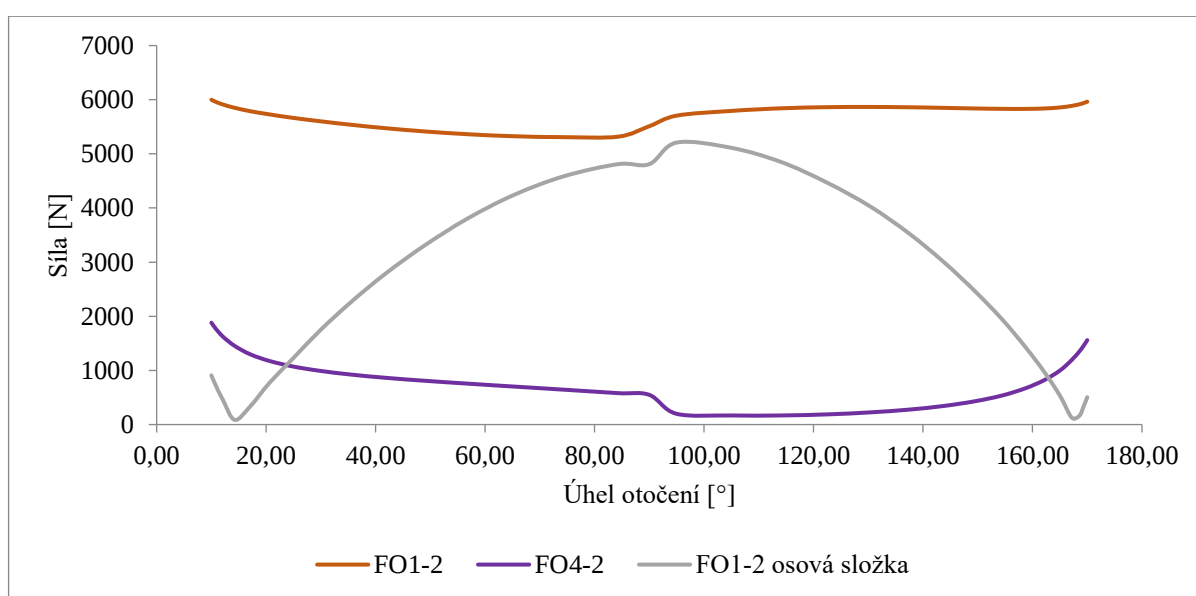
Graf 4 Průběh velikostí reakcí pro případ vybočení výřezu vlevo

Z grafu 4 lze vidět, že osová síla v rameni R1 se během pohybu změní z tahu na tlak a opět na tah. Viditelné „skoky“ sil v horní úvrati jsou spojené s otočením směru setrvačné síly. Obrázek (Obr. 61) pak znázorňuje změnu velikosti a směru FO1-1 a FO4-1 v jednotlivých fázích pohybu.

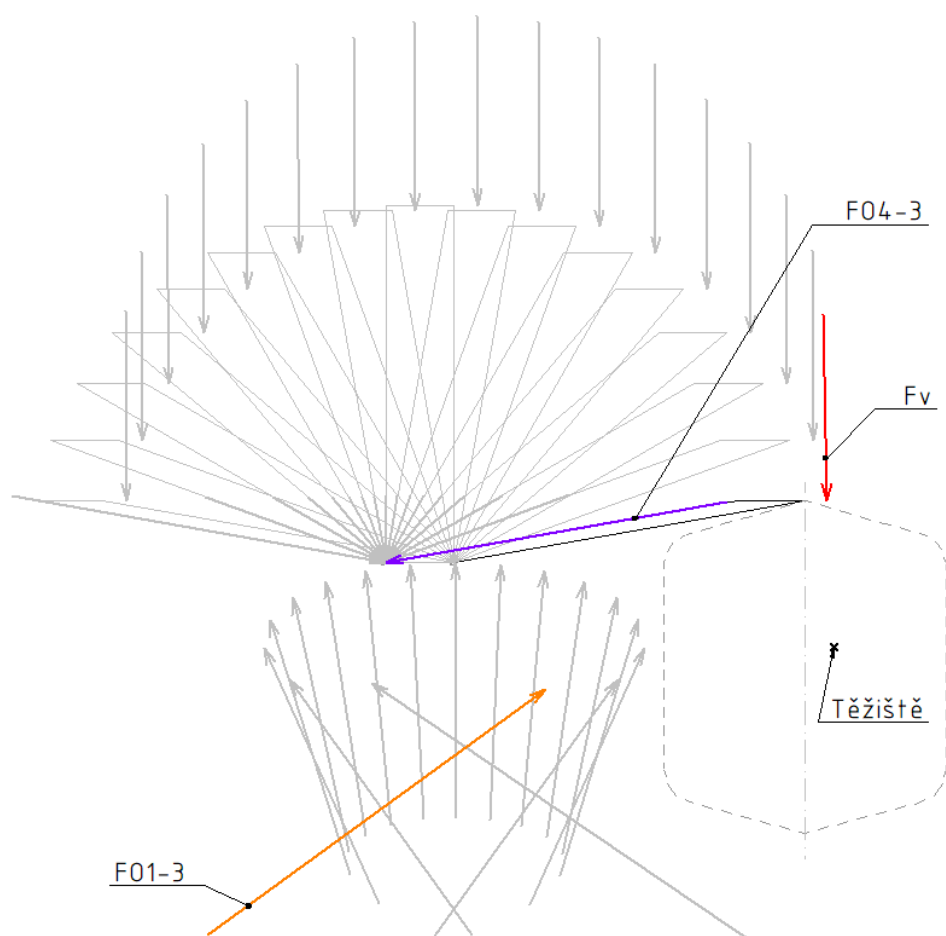


Obr. 62 Vývoj velikostí a směrů reakcí po 10° otočení mechanismu pro případ výřezu v normální poloze – zatěžovací stav 2

Obrázek (Obr. 61) znázorňuje změnu velikosti a směru $FO1-2$ a $FO4-2$ v jednotlivých fázích pohybu.

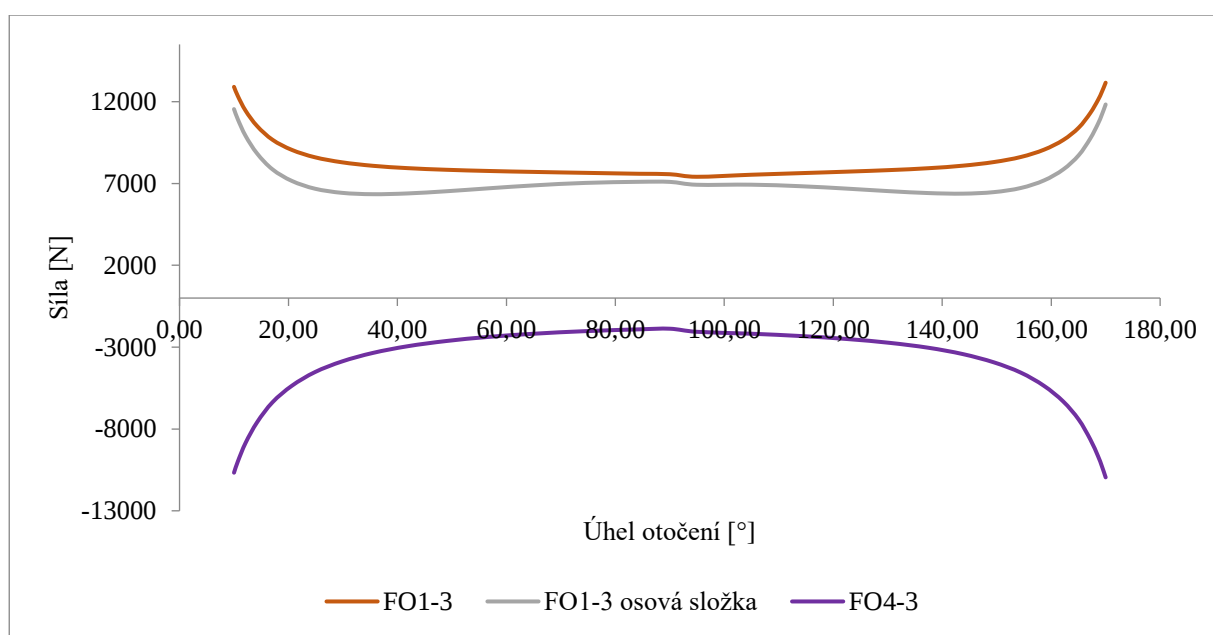


Graf 5 Průběh velikostí reakcí pro případ výřezu v normální poloze



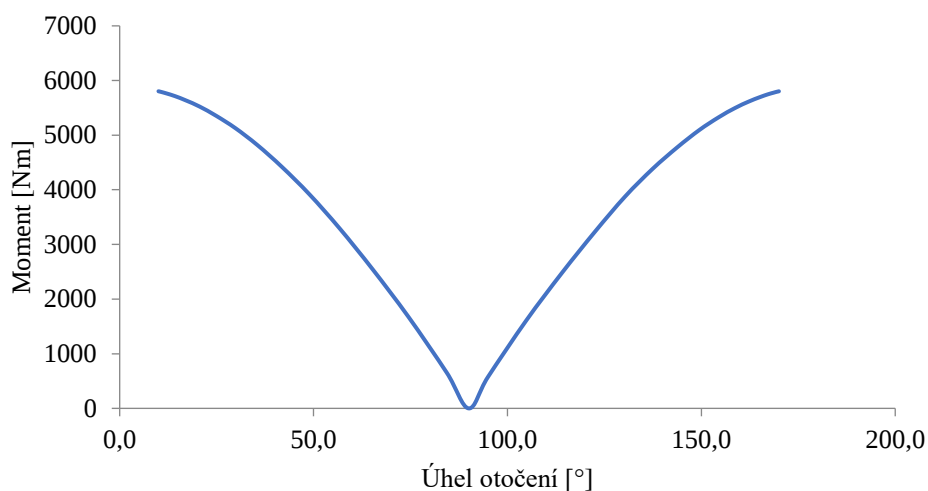
Obr. 63 Vývoj velikostí a směrů reakcí po 10° otočení mechanismu pro případ výřezu vybočeného vpravo – zatěžovací stav 3

Obrázek (Obr. 63) znázorňuje změnu velikosti a směru FO1-2 a FO4-2 v jednotlivých fázích pohybu.



Graf 6 Průběh velikostí reakcí pro případ vybočení výřezu vpravo

Maximální hodnota krouticího momentu výřezu v normální poloze je 5749 Nm, jeho průběh je na grafu 7.



Graf 7 Průběh momentu

Umístění vývažků umožní výrazně snížit krouticí moment na centrální hřídel, a tudíž i na pohon. Pomocí vývažků se vyváží celá hmotnost koše a výřez o hmotnosti 57 kg. Hmotnost vývažků je 514,8 kg a těžiště je na rameni 0,7892 m od centrální hřídele. Moment od vývažků je 3925 Nm.

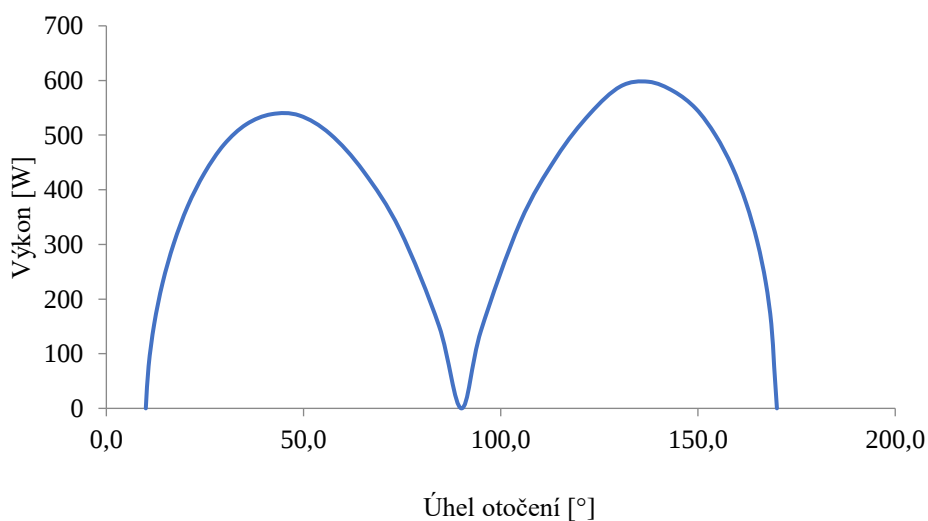
Rozjezdový moment od momentů setrvačnosti je:

$$I = 387,85 \text{ kgm}^2 \quad \text{moment setrvačnosti vývažku (odečteno z Inventoru)}$$

$$M_{\text{vývažky}} = I \cdot \alpha = 387,85 \cdot 0,138 = 53,5 \text{ N.m} \quad (6.6)$$

Výsledný maximální moment na centrální hřídel a převodovku je 1858 Nm.

Potřebný výkon je 597 W, jeho průběh je na grafu 8.



Graf 8 Průběh potřebného výkonu

6.3 SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ SILOVÉHO ROZBORU

V následující tabulce 3 jsou uvedeny největší hodnoty pro daný zatěžovací stav ze souboru *vypocty.xlsx*.

Zatěžovací stav 1		Zatěžovací stav 2		Zatěžovací stav 3	
Výřez vybočen vlevo		Výřez v ose dopravníku		Výřez vybočen vpravo	
F_{O1-1}	14331 N	F_{O1-2}	5999 N	F_{O1-3}	12906 N
F_{O4-1}	14153 N	F_{O4-2}	1882 N	F_{O4-3}	-10670 N
M_{k1}	1519 Nm ⁻¹	M_{k2}	1858 Nm⁻¹	M_{k3}	1519 Nm ⁻¹

Tab. 3 Shrnutí maximálních hodnot pro jednotlivé zatěžovací stavy viz příloha *vypocty.xlsx*

Červeně zvýrazněné hodnoty v tabulce jsou maxima ze zkoumané veličiny napříč zatěžovacími stavy.

6.4 ZHODNOCENÍ SILOVÉHO ROZBORU

Dle výše uvedeného je z hlediska silového působení nejnebezpečnějším stavem případ, kdy výřez je vybočen těžištěm vlevo – zatěžovací stav 1. Zde reakční síly v kloubech O1 a O2 dosahují maximálních hodnot 14331 N v nakládací poloze. V ramenech R1 a R2 může působit jak tahová, tak tlaková síla přibližně stejných velikostí. Velikost maximálního krouticího momentu na centrální hřídel je 1858 Nm v zatěžovacím stavu 2.

Výsledky těchto závěrů byly použity jako vstupní hodnoty pro návrh komponent zařízení, kterému se věnuje následující kapitola.

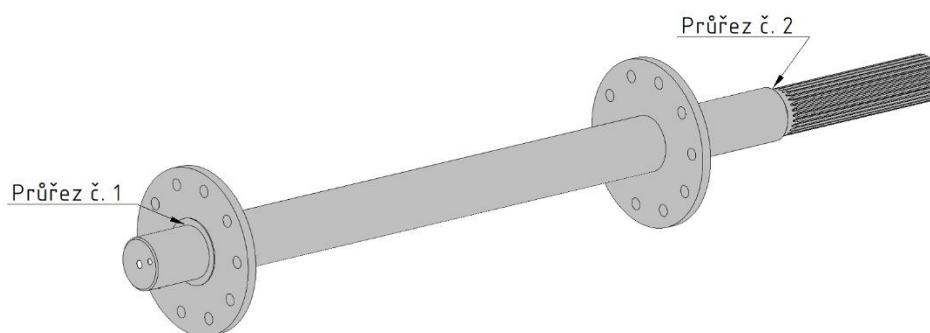
7 NÁVRH HLAVNÍCH KOMPONENT

Při návrhu manipulátoru bylo nezbytné dimenzovat součásti na provozní podmínky. V této kapitole jsou uvedeny postupy výpočtu vybraných komponent.

7.1 CENTRÁLNÍ HŘÍDEL

Centrální hřídel je nosným prvkem celého mechanismu. Hřídel byla zkontrolována ve dvou průřezích, v každém pro jiný zatěžovací stav. Průřez 1 je v místě maximální síly $F_{O1} - F_{O1-1}$ s hodnotou prvního zatěžovacího stavu. Průřez 2 je v místě začátku evolventního drážkování zatěžovaný stavem 2 s maximálním kroutícím momentem $M_k - M_{k2}$. (Obr. 64)

Stanovení nebezpečných průřezů:

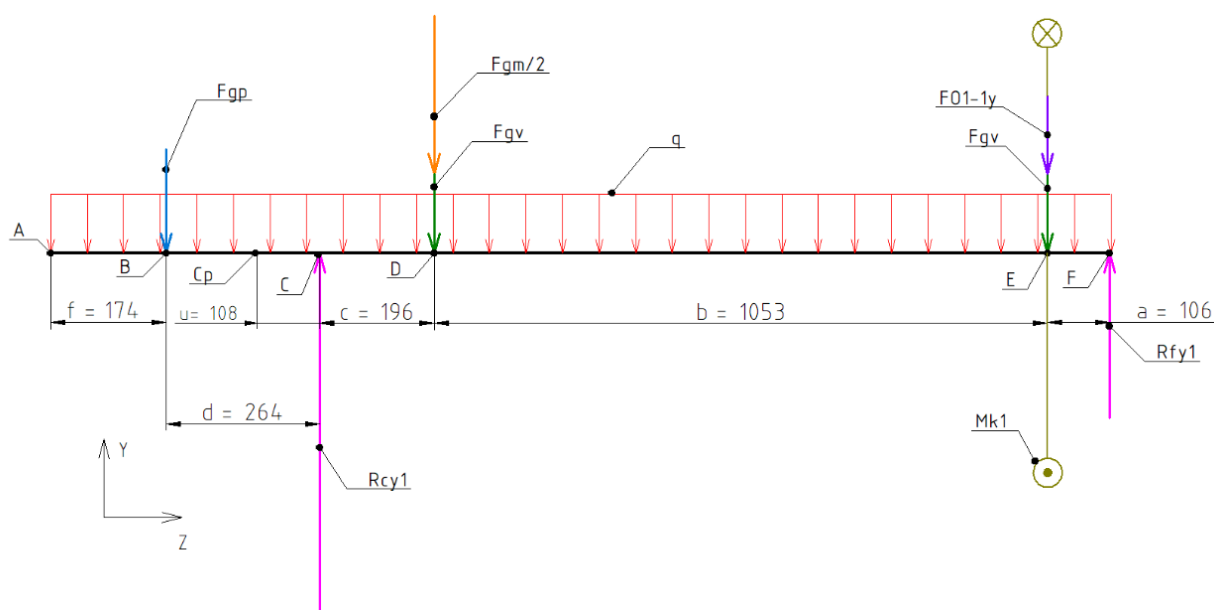


Obr. 64 Nebezpečné průřezy centrální hřídele

7.1.1 PRŮŘEZ ČÍSLO 1

Průřez číslo 1 je v místě maximálního ohybového momentu – na schématu níže bod E (Obr. 65). Pro tento průřez bude vstupní zatížení bráno ze zatěžovacího stavu 1.

Rovina Y-Z



Obr. 65 Schéma zatížení uvolněné centrální hřídele v rovině Y-Z

$\varphi = 10^\circ$	mezní úhel chodu mechanismu
$F_{O1-1y} = 2488 \text{ N}$	maximální síla působící v E (Obr. 65)
$M_{k1} = 1519 \text{ Nm}$	krouticí moment na centrální hřídeli zatěžovacího stavu 1
$F_{gm} = 5884 \text{ N}$	tíhová síla od celkové hmotnosti: největšího výřezu, koše, obou ramen R1

Na základě předpokladů z úvodu kapitoly 6 je výpočet jednodušší, a počítá s celkovou hmotností koše a 85 % největšího výřezu v místě E. Ve skutečnosti je ale hmotnost koše s výřezem rozdělena mezi body D a E (Obr. 65). Vzhledem k faktu, že neznáme poměr rozložení sil mezi body D a E, bylo do bodu D vložena polovina zatížení od celé hmotnosti koše a 85 % největšího výřezu (Obr. 65). Toto zatížení bylo vloženo jen pro potřeby výpočtu ohybového momentu hřídel a nemá vliv na výsledky krouticího momentu.

$F_{gv} = 2525 \text{ N}$	tíhová síla od hmotnosti poloviny vývažků
$F_{gp} = 3551 \text{ N}$	tíhová síla od hmotnosti pohonu
$q = 642 \text{ N/m}$	liniové zatížení od vlastní hmotnosti hřídele
$\varphi = 10^\circ$	mezní úhel chodu mechanismu

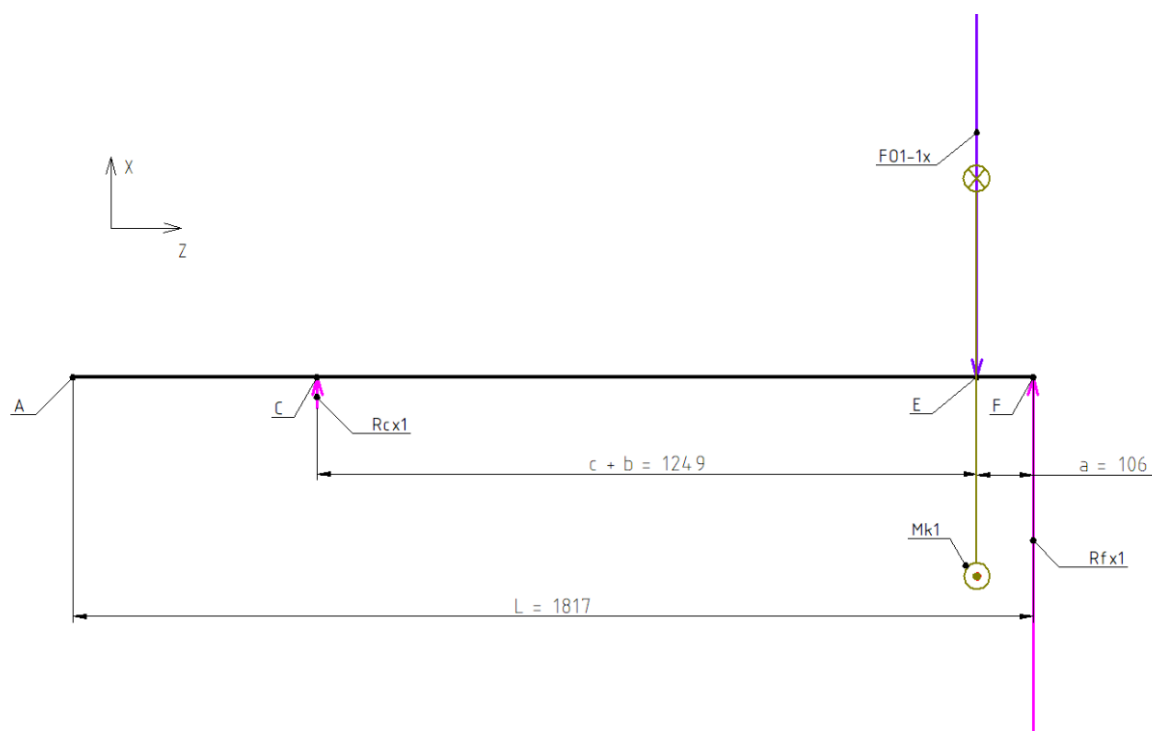
V případě krouticího momentu opět neznáme poměr rozložení do jednotlivých ramen R1 (body D a E (Obr. 65)), proto byl uvažován nejnebezpečnější stav ten, kdy se celý krouticí moment přenesl na hřídel již bodě E.

Ze statické rovnováhy vyplývá následující:

$R_{cy1} = 11902 \text{ N}$	reakce v místě ložiskového domku MOT (C) v rovině Y-Z
$R_{fy1} = 5403 \text{ N}$	reakce v místě ložiskového domku MECH (F) v rovině Y-Z

Rovina X-Z

$F_{O1-1x} = 14113 \text{ N}$	maximální síla působící v E
-------------------------------	-----------------------------



Obr. 66 Schéma zatížení uvolněné centrální hřídele v rovině X-Z

Ze statické rovnováhy vyplývá následující (Obr. 66).

$R_{cx1} = 1104 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MOT (C) v rovině X-Z

$R_{fx1} = 13008 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MECH (F) v rovině X-Z

Dále bylo postupováno dle *Strojírenské příručky* [18, s. 200–214].

materiál: nerezová ocel 1.4404

$R_m = 500 \text{ MPa}$ mez pevnosti [19, s. 13, tab. 2.1]

$R_e = 200 \text{ MPa}$ mez kluzu [19, s. 13 tab. 2.1]

$E = 2,00E5 \text{ MPa}$ modul pružnosti [19, s. 12]

únavová pevnost v ohybu [18, s. 207]

$$\sigma_{Co} = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 500 = 210 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

únavová pevnost v krutu [18, s. 207]

$$\tau_{Ck} = 0,25 \cdot R_m = 0,25 \cdot 500 = 125 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

$\alpha_0 = 1$ opravný součinitel pro střídavý ohyb a krut [18, s. 205]

místo maximálního ohybového momentu.

$$d_1 = 95 \text{ mm}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 95^3}{32} = 84172 \text{ mm}^3 \quad (7.3)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 95^3}{16} = 168345 \text{ mm}^3 \quad (7.4)$$

$$M_{oE} = 1491 \text{ Nm} \quad \text{viz příloha vypocty.xlsx}$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oE}}{W_{o1}} = \frac{1491000}{84172} = 17,72 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{1519000}{168345} = 9,03 \text{ MPa} \quad (7.6)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{k1})^2} = \sqrt{17,72^2 + 3 \cdot (1 \cdot 9,03)^2} = 23,63 \text{ MPa} \quad (7.7)$$

Kontrola dynamické bezpečnosti:

$$\beta_{\sigma1} = 1,85 \quad \text{vrubový součinitel pro ohyb [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\beta_{\tau1} = 1,6 \quad \text{vrubový součinitel pro krut [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\nu_{\sigma1} = 0,66 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro ohyb [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\nu_{\tau1} = 0,73 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro krut [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\varepsilon_p = 0,91 \quad \text{součinitel vlivu jakosti povrchu [18, s. 210, obr. 4.13]}$$

dynamická bezpečnost v ohybu [18, s. 207]

$$k_{\sigma1} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma1}}{\nu_{\sigma1} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{o1}} = \frac{215}{\frac{2}{0,66 \cdot 0,91} \cdot 17,72} = 3,96 \quad (7.8)$$

dynamická bezpečnost v krutu [18, s. 207]

$$k_{\tau1} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau1}}{\nu_{\tau1} \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_{k1}} = \frac{125}{\frac{1,6}{0,73 \cdot 0,91} \cdot 9,03} = 5,73 \quad (7.9)$$

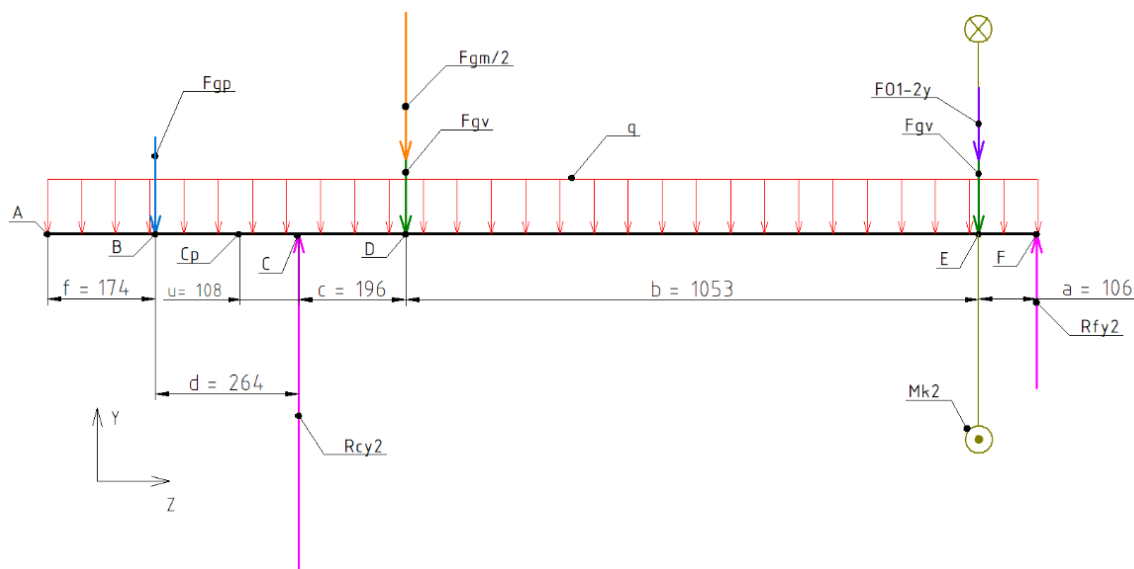
celková dynamická bezpečnost [18, s. 210]

$$k_{dyn1} = \frac{k_{\sigma1} \cdot k_{\tau1}}{\sqrt{k_{\sigma1}^2 + k_{\tau1}^2}} = \frac{3,96 \cdot 5,73}{\sqrt{3,96^2 + 5,73^2}} = 3,26 \quad (7.10)$$

7.1.2 PRŮŘEZ ČÍSLO 2

Průřez číslo 2 je v místě maximálního krouticího momentu – na schématu níže bod Cp (Obr. 67 a Obr. 68 Obr. 65). Pro tento průřez bude vstupní zatížení bráno ze zatěžovacího stavu 2.

Rovina Y-Z



Obr. 67 Schéma zatížení uvolněné centrální hřídele v rovině Y-Z

$F_{01-2y} = 1041 \text{ N}$ maximální síla působící v E

$M_{k2} = 1858 \text{ Nm}$ krouticí moment na centrální hřídeli zatěžovacího stavu 2

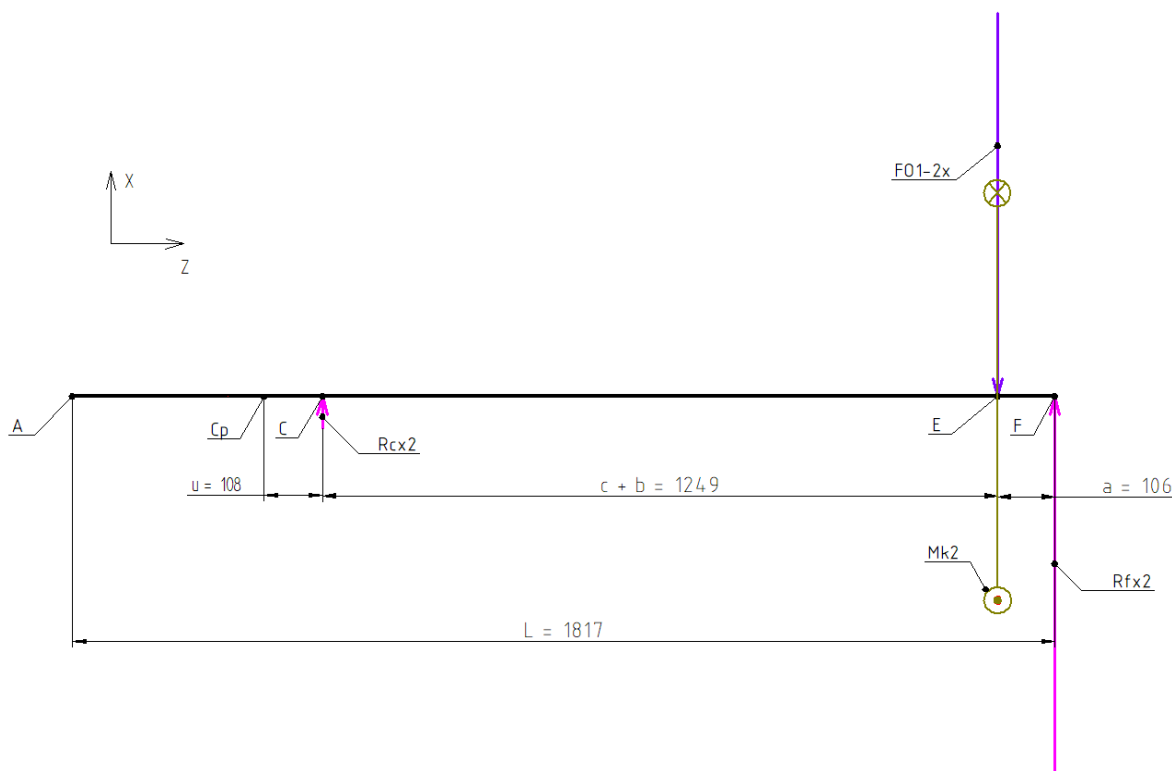
Ze statické rovnováhy vyplývá následující:

$R_{cy2} = 11789 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MOT (C) v rovině Y-Z

$R_{fy2} = 4070 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MECH (F) v rovině Y-Z

Rovina X-Z

$F_{01-2x} = 5907 \text{ N}$ maximální síla působící v E



Obr. 68 Schéma zatížení uvolněné centrální hřídele v rovině X-Z

Ze statické rovnováhy vyplývá následující:

$R_{cx2} = 462 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MOT (C) v rovině X-Z

$R_{fx2} = 5445 \text{ N}$ reakce v místě ložiskového domku MECH (F) v rovině X-Z

průměr v místě drážkování

$$d_2 = 84,4 \text{ mm}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$W_{o2} = 51638 \text{ mm}^3$$

$$W_{k2} = 103277 \text{ mm}^3$$

$$M_{o\ cp} = 594,5 \text{ Nm} \quad \text{viz příloha vypocty.xlsx}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o\ cp}}{W_{o2}} = \frac{594000}{48242} = 11,51 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{1858000}{108215} = 17,99 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{k2})^2} = \sqrt{11,51^2 + 3 \cdot (1 \cdot 17,99)^2} = 33,21 \text{ MPa} \quad (7.13)$$

Kontrola dynamické bezpečnosti:

$\beta_{\sigma 2} = 1,45$ vrubový součinitel pro ohyb [18, s. 208, tab. 4.5]

$\beta_{\tau 2} = 1,43$ vrubový součinitel pro krut [18, s. 208, tab. 4.5]

$\nu_{\sigma 2} = 0,66$ součinitel vlivu velikosti pro ohyb [18, s. 210, tab. 4.10]

$\nu_{\tau 2} = 0,73$ součinitel vlivu velikosti pro krut [18, s. 210, tab. 4.10]

$\varepsilon_p = 0,91$ součinitel vlivu jakosti povrchu [18, s. 210, obr. 4.13]

dynamická bezpečnost v ohybu [18, s. 207]

$$k_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma 2}}{\nu_{\sigma 2} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{o2}} = \frac{215}{\frac{1,45}{0,66 \cdot 0,91} \cdot 11,51} = 7,77 \quad (7.14)$$

dynamická bezpečnost v krutu [18, s. 207]

$$k_{\tau 2} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau 2}}{\nu_{\tau 2} \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_{k2}} = \frac{125}{\frac{1,43}{0,73 \cdot 0,91} \cdot 17,99} = 3,21 \quad (7.15)$$

celková dynamická bezpečnost [18, s. 210]

$$k_{dyn2} = \frac{k_{\sigma 2} \cdot k_{\tau 2}}{\sqrt{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} = \frac{7,77 \cdot 3,21}{\sqrt{7,77^2 + 3,21^2}} = 2,97 \quad (7.16)$$

7.1.3 KONTROLA ZUBŮ DRÁŽKOVÁNÍ NA OTLAČENÍ

$l = 0,2 \text{ m}$ délka drážkování v náboji převodovky

$\psi = 1$ součinitel závislý na modulu pro $m > 1,5$ dle 1 [18, s. 223]

tlak na zubech drážkování [18, s. 223]

$$p = \frac{4 \cdot M_{k2}}{\psi \cdot l \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 1858}{1 \cdot 0,2 \cdot 0,085^2} = 5,14 \text{ MPa} \quad (7.17)$$

$p_D = 40 - 70 \text{ MPa}$ Dovolený tlak na bocích zubu pro náboj nepohyblivě uložený na hřídeli s rázy [18, s. 220, tab. 4.18].

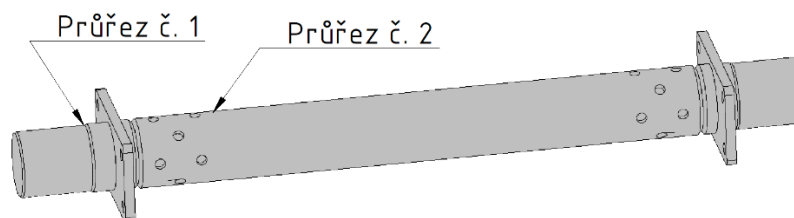
7.2 HORNÍ HŘÍDEL KOŠE

Volba průměru čepu horní hřídele koše závisela na:

- 1) pevnostním výpočtu,
- 2) možností kluzných ložisek (vyrobeny na zakázku),
- 3) daných velikostí svěrných pouzder *Confix MAV*,
- 4) prostorových možnostech.

Na základě kombinací těchto kritérií byl zvolen průměr 95 mm.

Na hřídeli koše byly kontrolovány dva průřezy, oba se zatěžovacím stavem 1 (Obr. 69).



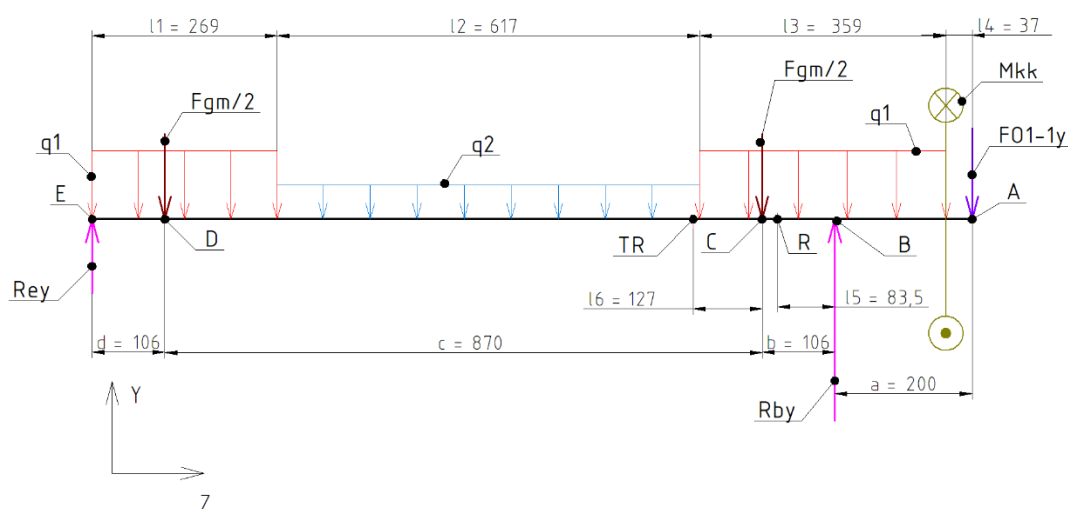
Obr. 69 Nebezpečné průřezy hřídele koše

7.2.1 PRŮŘEZ ČÍSLO 1

První průřez je v místě radiusu na plném čepu – bod R (Obr. 70 a Obr. 71).

Rovina Y-Z

$\varphi = 10^\circ$	úhel nejzatíženějšího bodu mechanismu
$F_{01-1y} = 2488 \text{ N}$	maximální síla v bodě A
$M_{kk} = 491 \text{ Nm}$	maximální krouticí moment na hřídeli koše
$F_{kv} = 4929 \text{ N}$	síla od celkové hmotnosti: největšího výřezu a koše bez horní hřídele
$q_1 = 533 \text{ N/m}$	liniové zatížení v místě plného čepu
$q_2 = 179 \text{ N/m}$	liniové zatížení v místě plného čepu



Obr. 70 Schéma zatížení uvolněné hřídele koše v rovině Y-Z

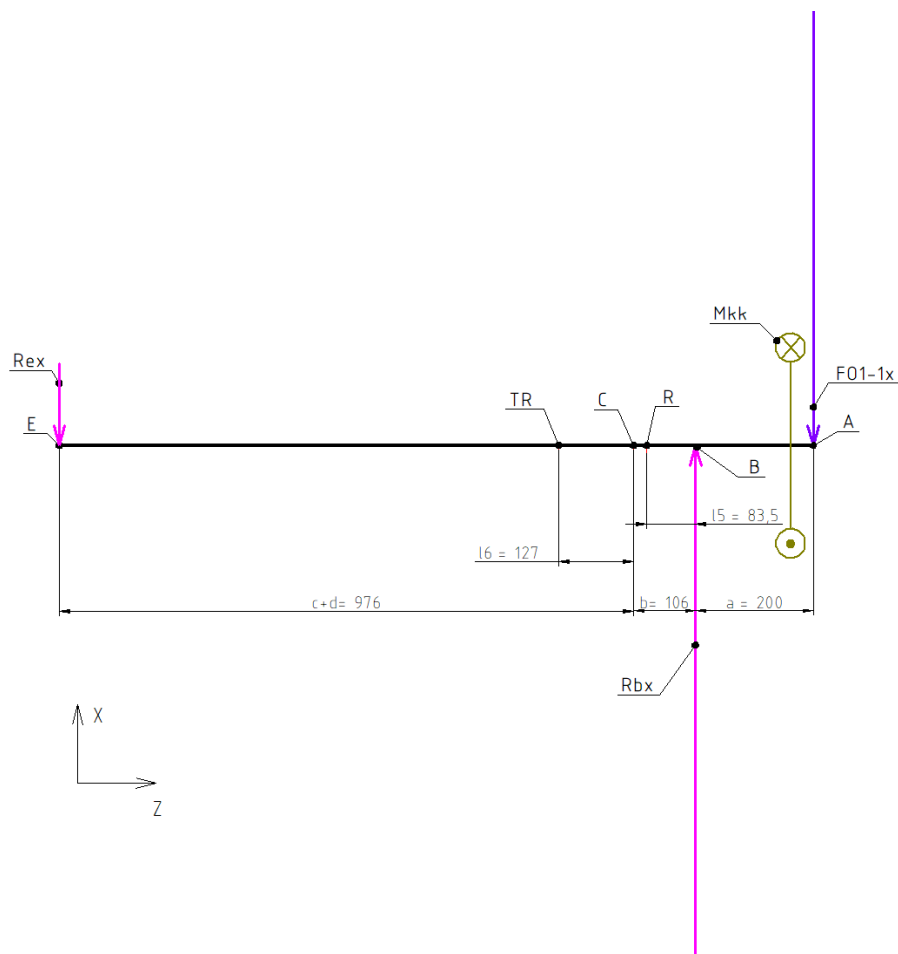
Ze statické rovnováhy vyplývá následující:

$$R_{by} = 5504 \text{ N} \quad \text{reakce v místě B}$$

$$R_{ey} = 2010 \text{ N} \quad \text{reakce v místě E}$$

Rovina X-Z

$$F_{01-1x} = 14113 \text{ N} \quad \text{maximální síla v bodě A}$$



Obr. 71 Schéma zatížení uvolněné hřídele koše v rovině X-Z

Ze statické rovnováhy (Obr. 71) vyplývá následující:

$$R_{ex} = -16722 \text{ N} \quad \text{reakce v místě B}$$

$$R_{bx} = 2608 \text{ N} \quad \text{reakce v místě E}$$

Dále bylo postupováno dle *Strojírenské příručky* [18, s. 200–214].

Materiál je nerezová ocel 1.4404

$$d_1 = 95 \text{ mm}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$W_{o1} = 84172 \text{ mm}$$

$$W_{k1} = 168345 \text{ mm}$$

$$M_{oR} = 2860 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{oR}}{W_{o1}} = \frac{2860000}{84172} = 33,97 \text{ MPa} \quad (7.18)$$

$$\tau_{k3} = \frac{M_{kk}}{W_{k1}} = \frac{491000}{168345} = 2,19 \text{ MPa} \quad (7.19)$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{k3})^2} = \sqrt{33,97^2 + 3 \cdot (1 \cdot 2,19)^2} = 34,35 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

Kontrola dynamické bezpečnosti:

$$\beta_{\sigma3} = 1,48 \quad \text{vrubový součinitel pro ohyb [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\beta_{\tau3} = 1,15 \quad \text{vrubový součinitel pro krut [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\nu_{\sigma3} = 0,66 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro ohyb [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\nu_{\tau3} = 0,73 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro krut [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\varepsilon_p = 0,91 \quad \text{součinitel vlivu jakosti povrchu [18, s. 210, obr. 4.13]}$$

dynamická bezpečnost v ohybu [18, s. 207]

$$k_{\sigma3} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma3}}{\nu_{\sigma3} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_{o3}} = \frac{215}{\frac{1,48}{0,66 \cdot 0,91} \cdot 33,97} = 2,54 \quad (7.21)$$

dynamická bezpečnost v krutu [18, s. 207]

$$k_{\tau3} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau3}}{\nu_{\tau3} \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_{k3}} = \frac{125}{\frac{1,15}{0,73 \cdot 0,91} \cdot 2,19} = 24,12 \quad (7.22)$$

celková dynamická bezpečnost [18, s. 210]

$$k_{dyn3} = \frac{k_{\sigma3} \cdot k_{\tau3}}{\sqrt{k_{\sigma3}^2 + k_{\tau3}^2}} = \frac{2,54 \cdot 24,12}{\sqrt{2,54^2 + 24,12^2}} = 2,53 \quad (7.23)$$

7.2.2 PRŮŘEZ ČÍSLO 2

Druhy průřez je v průřezu trubky – bod R (Obr. 70 a Obr. 71).

$$D_3 = 100 \text{ mm}$$

$$d_3 = 80 \text{ mm}$$

Výpočet redukovaného napětí:

$$W_{o3} = 57962 \text{ mm}^3$$

$$W_{k3} = 115925 \text{ mm}^3$$

$$M_{oTR} = 2232 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{oTR}}{W_{o3}} = \frac{2232000}{57962} = 38,52 \text{ MPa} \quad (7.24)$$

$$\tau_{k4} = \frac{M_{kk}}{W_{k3}} = \frac{491000}{115925} = 4,24 \text{ MPa} \quad (7.25)$$

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{o4}^2 + 3 \cdot (\alpha_0 \cdot \tau_{k4})^2} = \sqrt{38,52^2 + 3 \cdot (1 \cdot 4,24)^2} = 42,04 \text{ MPa} \quad (7.26)$$

Kontrola dynamické bezpečnosti:

$$\beta_{\sigma4} = 1 \quad \text{vrubový součinitel pro ohyb [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\beta_{\tau4} = 1 \quad \text{vrubový součinitel pro krut [18, s. 208, tab. 4.6]}$$

$$\nu_{\sigma4} = 0,66 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro ohyb [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\nu_{\tau4} = 0,73 \quad \text{součinitel vlivu velikosti pro krut [18, s. 210, tab. 4.10]}$$

$$\varepsilon_p = 0,91 \quad \text{součinitel vlivu jakosti povrchu [18, s. 210, obr. 4.13]}$$

dynamická bezpečnost v ohybu [18, s. 207]

$$k_{\sigma4} = \frac{\sigma_{Co}}{\frac{\beta_{\sigma4}}{\nu_{\sigma4} \cdot \varepsilon_p} \cdot \sigma_o} = \frac{215}{\frac{1}{0,66 \cdot 0,91} \cdot 38,52} = 3,31 \quad (7.27)$$

dynamická bezpečnost v krutu [18, s. 207]

$$k_{\tau4} = \frac{\tau_{Ck}}{\frac{\beta_{\tau4}}{\nu_{\tau4} \cdot \varepsilon_p} \cdot \tau_{k4}} = \frac{125}{\frac{1}{0,73 \cdot 0,91} \cdot 4,24} = 19,10 \quad (7.28)$$

celková dynamická bezpečnost [18, s. 210]

$$k_{dyn4} = \frac{k_{\sigma4} \cdot k_{\tau4}}{\sqrt{k_{\sigma4}^2 + k_{\tau4}^2}} = \frac{3,31 \cdot 19,10}{\sqrt{3,31^2 + 19,10^2}} = 3,27 \quad (7.29)$$

7.2.3 NÁVRH VELIKOSTI SVĚRNÉHO POUZDRA

Kontrolní výpočet svěrného pouzdra – přenášený moment je proveden dle přílohy 27.

$$F_{axialni} = 2500 \text{ N} \quad \text{síla nárazu}$$

$$a_1 = 125 \text{ mm} \quad \text{rameno ohybu maximální síly}$$

výsledný redukovaný moment:

$$M_{tc} = \sqrt{M_{kk}^2 + (F_{axialni} \cdot \frac{d_1}{2})^2 + (2 \cdot F_{O1-1} \cdot a_1)^2} = 3618 \text{ N.m} \quad (7.30)$$

Standartní utahovací moment je dle katalogu 58 Nm [příloha 27]. Vzhledem k instalaci v prostředí cyklicky teplotně namáhaném, byl utahovací moment na doporučení výrobce snížen na 50 Nm (o 16 %). Se snížením utahovacího momentu lineárně klesá i únosnost pouzdra. Výsledná únosnost pouzdra je tedy 8568 Nm.

$$k_{pouzdro} = \frac{M_{dov}}{M_{tc}} = \frac{8568}{3664} = 2,34 \quad (7.31)$$

Kontrolní výpočet svěrného pouzdra – tlak na hřídel a vnější pouzdro proveden dle přílohy 27.

$$P_h = 36 \text{ MPa} \quad \text{dovolené napětí v objímce svěrného pouzdra}$$

$$P_s = 51 \text{ MPa} \quad \text{dovolené napětí v hřídeli v svěrném pouzdru}$$

tlak na čep:

$$P_s < R_e \quad (7.32)$$

$$51 \text{ MPa} < 210 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

tlak na pouzdro dle přílohy 27:

Podle vzorce se vypočítá minimální venkovní průměr uložení svěrného pouzdra.

$$C = 1 \quad \text{korekční součinitel zatížení}$$

$$D_2 = 135 \text{ mm} \quad \text{vnější průměr svěrného pouzdra}$$

$$D_{em} = D_2 \sqrt{\frac{R_e + P_h \cdot C}{R_e - P_h \cdot C}} = 135 \sqrt{\frac{210 + 36 \cdot 1}{210 - 36 \cdot 1}} = 160 \text{ mm} \quad (7.33)$$

Skutečný vnější průměr objímky je 180 mm.

Pouzdro této velikosti tedy ve všech bodech vyhovuje.

7.3 RAMENO R2

Rameno R2 je namáháno pouze na tah nebo tlak. V případě tlaku je potřeba posoudit vzpěrnou stabilitu ramene. Vzpěr byl posouzen dle normy ČSN EN 1993 [19, s. 9–38].

$E = 200 \cdot 10^5 \text{ MPa}$	modul pružnosti [19, s. 12]
$\gamma_{M1} = 1,1$	únosnost průřezů při posuzování stability prutů [19, s. 16]
$D_3 = 63 \text{ mm}$	vnější průměr trubky
$t_3 = 6,5 \text{ mm}$	tloušťka stěny
$\varepsilon = 1,01$	pro ocel 1.4401 [19, s. 20]
Stanovení třídy průřezu	
$\frac{d}{t} \leq 50\varepsilon^2$	vzorec pro posouzení třídy 1 [19, s. 20]
$9,69 \leq 51,01$	vyhovuje, proto průřez je třídy 1 [19, s. 20]
$L_{cry} = 1,049 \text{ m}$	vzpěrná délka v uvažované rovině vybočení [20, s. 126]
$L_{crz} = 0,7343 \text{ m}$	vzpěrná délka v uvažované rovině vybočení [20, s. 126]
$J = 4,6624 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$	kvadratický moment průřezu
$A = 1,15375 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$	plocha průřezu
$R_e = 200 \text{ MPa}$	mez kluzu [19, s. 13, tab. 2.1]

$$\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{200000}{200}} = 99 \quad (7.34)$$

poloměr setrvačnosti plného průřezu k příslušné ose

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}} = \sqrt{\frac{4,665 \cdot 10^{-7}}{1,153 \cdot 10^{-3}}} = 0,020 \text{ mm} \quad (7.35)$$

$\bar{\lambda}_0 = 0,2$ hraniční štíhlost [19, s. 23, tab. 5.3]

poměrná štíhlost pro vybočení v ose y

$$\overline{\lambda}_y = \frac{L_{cry}}{i \cdot \lambda_1} = \frac{0,7343}{0,020 \cdot 99} = 0,368 \quad (7.36)$$

podmínka posuzování pouze prostého tlaku

$$\overline{\lambda}_y \leq \overline{\lambda}_0 \quad (7.37)$$

Podmínka není splněna, musí se tedy prut posuzovat na vzpěrnou stabilitu.

poměrná štíhlost pro vybočení v ose z

$$\overline{\lambda}_z = \frac{L_{crz}}{i \cdot \lambda_1} = \frac{1,049}{0,020 \cdot 99} = 0,525 \quad (7.38)$$

podmínka posuzování pouze prostého tlaku

$$\overline{\lambda}_z \leq \overline{\lambda}_0 \quad (7.39)$$

Podmínka není splněna, musí se tedy prut posuzovat na vzpěrnou stabilitu.

$\alpha_1 = 0,34$ součinitel imperfekce [19, s. 23, tab. 5.3]

hodnota pro výpočet součinitele vzpěrnosti [19, s. 22, rov. 5.7]

$$\begin{aligned} \phi_z &= 0,5 \cdot \left[1 + \alpha_1 \cdot (\overline{\lambda}_y - \overline{\lambda}_0) + \overline{\lambda}_y^2 \right] \\ &= 0,5 \cdot [1 + 0,34 \cdot (0,525 - 0,2) + 0,525^2] = 0,693 \end{aligned} \quad (7.40)$$

hodnota pro výpočet součinitele vzpěrnosti [19, s. 22, rov. 5.7]

$$\begin{aligned} \phi_y &= 0,5 \cdot \left[1 + \alpha_1 \cdot (\overline{\lambda}_z - \overline{\lambda}_0) + \overline{\lambda}_z^2 \right] \\ &= 0,5 \cdot [1 + 0,34 \cdot (0,368 - 0,2) + 0,368^2] = 0,596 \end{aligned} \quad (7.41)$$

součinitel vzpěrnosti [19, s. 22, rov. 5.6]

$$\chi_z = \frac{1}{\phi_z + [\phi_z^2 - \overline{\lambda}_z^2]^{0,5}} = \frac{1}{0,693 + [0,693^2 - 0,525^2]^{0,5}} = 0,873 \quad (7.42)$$

$$\chi_z \leq 1 \quad (7.43)$$

Podmínka je splněna.

součinitel vzpěrnosti [19 s. 22, rov. 5.6]

$$\chi_y = \frac{1}{\phi_y + [\phi_y^2 - \overline{\lambda}_y^2]^{0,5}} = \frac{1}{0,596 + [0,596^2 - 0,368^2]^{0,5}} = 0,939 \quad (7.44)$$

$$\chi_y \leq 1 \quad (7.45)$$

Podmínka je splněna.

$$N_{Ed} = F_{04-1} = 14153 \text{ N} \quad \text{návrhová hodnota osového zatížení}$$

návrhová vzpěrná únosnost tlačného prutu [21, s. 55, rov. 6.47]

$$N_{b,Rdz} = \frac{\chi_z \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{0,873 \cdot 1,153 \cdot 10^{-3} \cdot 2,0 \cdot 10^8}{1,1} = 1,83 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (7.46)$$

návrhová vzpěrná únosnost tlačného prutu [21, s. 55, rov. 6.47]

$$N_{b,Rdy} = \frac{\chi_y \cdot A \cdot f_y}{\gamma_{M1}} = \frac{0,939 \cdot 1,153 \cdot 10^{-3} \cdot 2,0 \cdot 10^8}{1,1} = 1,97 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (7.47)$$

$$(N_{b,Rd})_{min} = 1,83 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (7.48)$$

$$c = 0,2 \text{ m} \quad \text{rameno ohýbající síly}$$

$$M_{y,Ed} = 0 \text{ Nm} \quad \text{návrhová hodnota největšího momentu v ose y-y}$$

návrhová hodnota největšího momentu v ose z-z

$$M_{z,Ed} = N_{Ed} \cdot c = 14153 \cdot 0,2 = 2830 \text{ Nm} \quad (7.49)$$

$$e_{Ny} = e_{Nz} = 0 \quad \text{posuny těžišťové osy rovnoměrně tlačného prutu}$$

$$\beta_{W,y} = \beta_{W,z} = 1 \quad \text{hodnota pro průřez třídy 1 [19, s. 24]}$$

plastický modul průřezu

$$W_{pl} = \frac{D^3 - d^3}{6} = \frac{0,063^3 - 0,050^3}{6} = 2,084 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (7.50)$$

součinitelé interakce [19, s. 24]

$$k_y = 1,0 + 2 \cdot (\bar{\lambda}_y - 0,5) \cdot \frac{N_{Ed}}{N_{b,Rdz}} = 1,0 + 2 \cdot (0,368 - 0,5) \cdot \frac{14153}{1,83 \cdot 10^5} = 0,98 \quad (7.51)$$

Zároveň ale musí platit:

$$1,2 \leq k_y \leq 1,2 + 2 \cdot \frac{N_{Ed}}{N_{b,Rdy}} \quad (7.52)$$

Proto bylo zvoleno $k_y = 1,2$.

$$k_z = 1,0 + 2 \cdot (\bar{\lambda}_z - 0,5) \cdot \frac{N_{Ed}}{(N_{b,Rd})_{min}} = 1,0 + 2 \cdot (0,525 - 0,5) \cdot \frac{14153}{1,83 \cdot 10^5} = 1,00 \quad (7.53)$$

Zároveň ale musí platit

$$1,2 \leq k_z \leq 1,2 + 2 \cdot \frac{N_{Ed}}{(N_{b,Rd})_{min}} \quad (7.54)$$

Proto bylo zvoleno $k_z = 1,2$.

$$k_{LT} = 1,0$$

Pruty namáhané kombinací ohybu a osového tlaku mají splňovat následující podmínky.

zabránit vybočení okolo hlavní osy s větší tuhostí [19, s. 23, rov. 5.13]

$$\frac{N_{Ed}}{(N_{b,Rd})_{min}} + k_y \cdot \left(\frac{M_{y,Ed} + N_{Ed} \cdot e_{Ny}}{\frac{\beta_{W,y} \cdot W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M1}}} \right) \leq 1 \quad (7.55)$$

$$\frac{14331}{1,83 \cdot 10^5} + 1,2 \cdot \left(\frac{2830 + 14153 \cdot 0}{\frac{1 \cdot 2,084 \cdot 10^{-5} \cdot 2,0 \cdot 10^8}{1,1}} \right) \leq 1 \quad (7.56)$$

$$0,97 \leq 1 \quad (7.57)$$

zabránit vybočení okolo hlavní osy s menší tuhostí [19, s. 24, rov. 5.15]

$$\frac{N_{Ed}}{(N_{b,Rd})_{min}} + k_z \cdot \left(\frac{M_{z,Ed} + N_{Ed} \cdot e_{Nz}}{\frac{\beta_{W,z} \cdot W_{pl} \cdot f_y}{\gamma_{M1}}} \right) \leq 1 \quad (7.58)$$

$$\frac{15247}{1,83 \cdot 10^5} + 1,2 \cdot \left(\frac{0 + 14153 \cdot 0}{\frac{1 \cdot 2,084 \cdot 10^{-5} \cdot 2,0 \cdot 10^8}{1,1}} \right) \leq 1 \quad (7.59)$$

$$0,077 \leq 1 \quad (7.60)$$

Rovnice 7.57 a 7.60 jsou splněny, to znamená, že ke ztrátě vzpěrné stability nedojde.

ZÁVĚR

Byl navržen a sestaven manipulátor schopný transportovat bukové výřezy o průměrech 250 až 650 mm a délkách 500 až 750 mm, v čase 9 s, v korozním prostředí a elektromagnetickém poli. Manipulátor splnil všechny požadavky a kritéria zadání.

Manipulátor se vypořádává s násobným rozdílem velikosti a tvaru přepravované kulatiny nehybným uložením v koši během přepravy. Nechtěnému pohybu během přepravy je zamezeno tvarem koše. Opěrné plechy umožňují bezpečné navedení výřezu do prostoru koše. Naložení a vyložení koše je prostým vyzdvihnutím a položením výřezu na dopravník.

Při návrhu vlastního řešení byla věnována velká pozornost vhodnosti použití v elektromagnetickém poli. Proto jsou všechny komponenty vyrobeny z austenitické nerezové oceli kvůli nízké permeabilitě. V žádné části manipulátoru nedochází k rizikovému valení kovu po kovu. Veškerá potenciálně nebezpečná místa (malé spáry, výčnělky apod.), ale i celková koncepce byla konzultována s odborníkem na mikrovlnnou techniku, aby zařízení nebylo zdrojem problémů. Veškerá elektrická zařízení (čidla a pohonné jednotky) jsou umístěna vně komory v běžném prostředí. Při volbě čidel bylo postupováno dle zkušeností a rad kolegů.

Veškeré komponenty jsou demontovatelné uvnitř pracovního prostoru.

Byl sestaven grafický model silového zatížení celého zařízení pro jakoukoliv polohu mechanismu ve třech případech (výřez je vybočen vlevo, vpravo a není vybočen). Z nich byl vybrán nejhorší možný stav a na něj byly dimenzovány veškeré komponenty. Zároveň byl také zkontrolován průběh velikostí a směrů sil při pohybu. Výsledné silové zatížení podléhá zjednodušením, která jsou uvedena v kapitole 6. Vybrané hlavní komponenty byly analytickou metodou pevnostně zkontrolovány v této práci. Kontrola byla provedena na základě strojírenských příruček a norem.

Vzhledem k tomu, že v současné době jsou pouze dvě funkční mikrovlnná zařízení pro napařování bukových výřezů, která žádným manipulátorem nedisponují, byl celý projekt od počátku vývojem úplně nového zařízení. Manipulátor je tak svou konstrukcí v kombinaci s provozními podmínkami světovým unikátem.

Celé zařízení bylo instalováno u zákazníka na přelomu měsíce srpna a září 2019. Ke dni 9. 4. 2020 proběhlo od instalace 35 000 pracovních cyklů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KRÁL, Pavel a Jaroslav HRÁZSKÝ. *Výroba dřív a překližovaných materiálů I*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 1999, s. 40–138. ISBN 80-715-7358-2.
- [2] Qualité. *Smart wood* [online]. Saint-Sauveur: Smart wood, 2018 [cit. 2019-10-24]. Dostupné z: <https://www.smartwood.world/qualite-batonnets-glaces/?lang=fr>
- [3] DEJMAL, Aleš. *Sušení a modifikace dřeva* [online]. Brno, 2017, s. 8, 21–40, [cit. 2019-10-22]. Dostupné z: https://fraxinus.mendelu.cz/vyuka/soubory/TMZD_NMS/Povinne_predmety/Modifikace_dreva/HUD%20MOD%20text%202017.pdf
- [4] ČSN EN 844-2. *Kulatina a řezivo - Terminologie - Část 2: Obecné termíny pro kulatinu*. 1. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1998, s. 7. Třídící znak 490016
- [5] ROMILL MICROWAVE S.R.O. *Mikrovlnný ohřev dřeva: Napařování, sušení, lepení, plastifikace, modifikace, sanace*. Brno: ROmiLL Microwave, 2019, s. 2–8. Propagační materiál.
- [6] CHAN, Tse V. Chow Ting a Howard C. READER. *Understanding microwave heating cavities*. 1. Boston: Artech House, 2000, s. 1–14. ISBN 15-805-3094-X.
- [7] Využití rádiového spektra. *Český telekomunikační úřad* [online]. Praha: Český telekomunikační úřad, 2018 [cit. 2019-10-23]. Dostupné z: <http://spektrum.ctu.cz/>
- [8] *The European table of frequency allocations and applications in the frequency range 8.3 kHz to 3000 GHz (Eca table)*. In: Kodaň: EUROPEAN COMMUNICATIONS OFFICE, 2019, s. 96–97, 224–224, číslo 25. Dostupné také z: <https://www.ero-docdb.dk/download/2ca5fcbd-4090/ERCREP025.pdf>
- [9] *Vyhláška, kterou se mění vyhláška č. 105/2010 Sb., o plánu přidělení kmitočtových pásem (národní kmitočtová tabulka)*. In: Praha: Ministerstvo vnitra, 2017, s. 33, číslo 150. Dostupné také z: <https://aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/ViewFile.aspx?type=z&id=62577>
- [10] WILLERT-PORADA, Monika. *Advances in microwave and radio frequency processing: report from the 8th International Conference on Microwave and High-Frequency Heating held in Bayreuth, Germany, September 3-7, 2001*. 1. New York: Springer, 2006, s. 303. ISBN 35-404-3252-3.
- [11] ČSN 33 2000-5-51. *Elektrické instalace nízkého napětí – Část 5-51: Výběr a stavba elektrických zařízení: Všeobecné předpisy*. Ed. 3. Olomouc: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010, s. 13–56. Třídící znak 332000.
- [12] *Směrnice Evropské parlamentu a rady 2013/35/EU: o minimálních požadavcích na bezpečnost a ochranu zdraví před expozicí zaměstnanců rizikům spojeným s fyzikálními činiteli (elektromagnetickými poli) (dvacátá samostatná směrnice ve smyslu čl. 16 odst. 1 směrnice 89/391/EHS) a o zrušení směrnice 2004/40/ES*. In: Brusel: Evropský parlament a rada, 2013, s. 16, L179/1. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=celex:32013L0035>
- [13] *Nařízení vlády 291: o ochraně zdraví před neionizujícím zářením*. In: Praha: Ministerstvo vnitra, 2015, s. 3695, číslo 120. Dostupné také z: <https://aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/ViewFile.aspx?type=z&id=35252>
- [14] ČSN EN 55011. *Průmyslová, vědecká a zdravotnická zařízení – Charakteristiky vysokofrekvenčního rušení – Meze a metody řešení*. 4. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017, s. 29. Třídící znak 334225

- [15] DŘÍNOVSKÝ, Jiří. *Elektromagnetická kompatibilita: přednášky*. V Brně: Vysoké učení technické, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Ústav radioelektroniky, 2010, s. 21. ISBN 978-80-214-4202-3.
- [16] ŠTIPL, Michal. Rešerše na stav techniky – Linka pro mikrovlnný ohřev dřeva. Brno, 2020, s. 1–59.
- [17] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex, 1999, s. 41. ISBN 80-857-8095-X.
- [18] KRÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích; svazek 5*. Praha: Scientia, 1994, s. 200–214. ISBN 80-858-2759-X
- [19] ČSN EN 1993-1-4. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-4: Obecná pravidla - Doplnující pravidla pro korozivzdorné oceli*. Frýdek-Místek: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008, s. 9–38. Třídící znak 731401
- [20] KRÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích; svazek 3*. Praha: Scientia, 1993, s. 126. ISBN 80-858-2723-9.
- [21] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. Frýdek-Místek: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2006, s. 55. Třídící znak 731401

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

λ	[nm]	vlnová délka
$O1, O2, O3, O4$	[1]	označení kloubů paralelogramu
$O1', O2'$	[1]	označení kloubů na straně motoru
$R1$	[1]	obecné označení nosných ramen koše
$R1 - MOT$	[1]	označení ramena R1 na straně blíže k motoru
$R1 - MECH$	[1]	označení ramena R1 na straně blíže k paralelogramu
$R2$	[1]	označení ramena přenášejícího pouze osovou sílu
$R3$	[1]	označení ramena, které spojuje ramena R1-MECH a R2
$t1$	[1]	trajektorie kloubu O3
$t2$	[1]	trajektorie kloubu O2
<i>Lož. domek MOT</i>	[1]	ložiskový domek na straně motoru
<i>Lož. domek MECH</i>	[1]	ložiskový domek na straně paralelogramu
$S1, S2, S3, S4, S5$	[1]	čidla
$S6, S7$	[1]	čidla
m_v	[kg]	hmotnost výřezu
$m_{v\ 0,85}$	[kg]	hmotnost výřezu pro výpočet sil v poloze mimo osu dopravníku
f	[1]	maximální koeficient tření mezi výřezem a košem
g	[kg·m ⁻²]	tíhové zrychlení
F_t	[N]	třecí síla
$F - R1$	[N]	tíhová síla od hmotnosti ramene R1
$F - R1a$	[N]	část tíhové síly od hmotnosti ramene R1 do kloubu O2
$F - R1b$	[N]	část tíhové síly od hmotnosti ramene R1 do kloubu O1
$F - R12$	[N]	tíhová síla od hmotnosti ramene R2
$F - R2a$	[N]	část tíhové síly od hmotnosti ramene R2 do kloubu O3
$F - R2b$	[N]	část tíhové síly od hmotnosti ramene R1 do kloubu O4

α	[s ⁻²]	úhlové zrychlení mechanismu
t	[s]	doba pohybu
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost mechanismu
φ	[1]	úhlové otočení mechanismu
m_k	[kg]	hmotnost koše
L	[mm]	délka ramene R1, resp. R2
$F_{setrvačná}$	[N]	síla od setrvačných účinků
$F_{odstředivá}$	[N]	síla od odstředivých účinků
$F_{setrvačná\ 0,85}$	[N]	síla od setrvačných účinků výřezu mimo osu dopravníku
$F_{odstředivá\ 0,85}$	[N]	síla od odstředivých účinků výřezu mimo osu dopravníku
$F_{tíhová}$	[N]	tíhová síla od hmotnosti výřezu a koše dohromady
R	[mm]	rádus trajektorie těžiště
F_v	[N]	výsledná síla součtu sil působících na klouby O2 a O3
$n1, n2, n3, n4, n5$	[1]	označení nositelek
$n - \text{výslednice}$	[1]	označení nositelky
$x1\ x2, x3, x4, x5, x6$	[1]	označení nositelek
$R - O2$	[N]	reakce na výslednici F_v v kloubu O2
$R - O2 - m$	[N]	momentová složka reakce R-O2 na rameno R1
$R - O2 - o$	[N]	osová složka reakce R-O2 na rameno R1
$R - O3$	[N]	reakce na výslednici F_v v kloubu O3
$N3$	[N]	osová síla v rameni R3
$F_v - O2$	[N]	složka výslednice F_v rozložená do kloubu O2
$F_v - O3$	[N]	složka výslednice F_v rozložená do kloubu O3
$S1, S2$	[m ²]	momentové plochy
F_{O1}	[N]	výsledná reakce v kloubu O1
F_{O4}	[N]	výsledná reakce v kloubu O4

I	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vývažků
$M_{vývažky}$	[Nm]	momentové zatížení centrální hřídele od momentu setrvačnosti vývažků
$F_{O1-1}, F_{O1-2}, F_{O1-3}$	[N]	maximální síla v kloubu O1 v daném zatěžovacím stavu
$F_{O1-1y}, F_{O1-2y}, F_{O1-3y}$	[N]	složka maximální v daném zatěžovacím stavu síly v rovině Y-Z
$F_{O1-1x}, F_{O1-2x}, F_{O1-3x}$	[N]	složka maximální v daném zatěžovacím stavu síly v rovině X-Z
M_{k1}, M_{k2}, M_{k3}	[Nm]	maximální krouticí moment na centrální hřídeli v daném zatěžovacím stavu
F_{gm}	[N]	tíhová síla od celkové hmotnosti: výřezu, koše, obou ramen R1
F_{gv}	[N]	tíhová síla od poloviny hmotnosti vývažků
F_{gp}	[N]	tíhová síla od hmotnosti převodovky a motoru
q	[N·m ⁻¹]	liniové zatížení od hmotnosti centrální hřídele
R_{cy1}, R_{cy2}	[N]	reakce v místě ložiskového domku MOT v rovině Y-Z
R_{fy1}, R_{fy2}	[N]	reakce v místě ložiskového domku MECH v rovině Y-Z
R_{cx1}, R_{cx2}	[N]	reakce v místě ložiskového domku MOT v rovině X-Z
R_{fx2}, R_{fx2}	[N]	reakce v místě ložiskového domku MECH v rovině X-Z
d_1, d_2	[mm]	průměry centrální hřídele vyšetřovaných průřezů
R_m	[MPa]	mez pevnosti válcované nerezí
R_e	[MPa]	mez kluzu válcované nerezí
E	[MPa]	modul pružnosti v ohybu
σ_{Co}	[MPa]	únavová pevnost v ohybu
τ_{Ck}	[MPa]	únavová pevnost v krutu
α_0	[1]	opravný součinitel pro střídavý ohyb a krut
W_{o1}, W_{o2}, W_{o3}	[mm ³]	moduly průřezu v ohybu
W_{k1}, W_{k2}, W_{k3}	[mm ³]	moduly průřezu v krutu

$M_{oE}, M_{o Cp}$	[Nm]	maximální ohybové momenty vyšetřovaného průřezu
M_{or}, M_{otr}	[Nm]	maximální ohybové momenty vyšetřovaného průřezu
$\sigma_{o1}, \sigma_{o2}, \sigma_{o3}, \sigma_{o4}$	[MPa]	ohybové napětí v místech vyšetřovaných průřezů
$\tau_{k1}, \tau_{k2}, \tau_{k3}, \tau_{k4}$	[MPa]	napětí v krutu v místech vyšetřovaných průřezů
$\sigma_{red1}, \sigma_{red2}, \sigma_{red3}, \sigma_{red4}$	[MPa]	redukováná napětí vyšetřovaných průřezů
k_1, k_2, k_3, k_4	[1]	koeficienty bezpečnosti statické únosnosti
$\beta_{\sigma1}, \beta_{\sigma2}, \beta_{\sigma3}, \beta_{\sigma4}$	[1]	vrubové součinitele pro ohyb
$\beta_{\tau1}, \beta_{\tau2}, \beta_{\tau3}, \beta_{\tau4},$	[1]	vrubové součinitele pro krut
$\nu_{\sigma1}, \nu_{\sigma2}, \nu_{\sigma3}, \nu_{\sigma4}$	[1]	součinitelé vlivu velikosti součásti pro ohyb
$\nu_{\tau1}, \nu_{\tau2}, \nu_{\tau3}, \nu_{\tau4}$	[1]	součinitelé vlivu velikosti součásti pro krut
ε_p	[1]	součinitel vlivu povrchu
$k_{\sigma1}, k_{\sigma2}, k_{\sigma3}, k_{\sigma4}$	[1]	koeficienty dynamických bezpečností v ohybu
$k_{\tau1}, k_{\tau2}, k_{\tau3}, k_{\tau4}$	[1]	koeficienty dynamických bezpečností v krutu
k_{dyn1}, k_{dyn2}	[1]	koeficienty celkových dynamických bezpečností
k_{dyn3}, k_{dyn4}	[1]	koeficienty celkových dynamických bezpečností
l	[mm]	délka drážkování v náboji
ψ	[1]	součinitel závislý na modulu drážkování
p	[MPa]	tlak v zubu drážkování
p_D	[MPa]	dovolený tlak v zubu drážkování
k_{svar}	[1]	součinitel bezpečnosti svaru přírub
M_{kk}	[Nm]	maximální krouticí moment na hřídeli koše
q_1	[N·m ⁻¹]	liniové zatížení od hmotnosti čepu hřídele koše
q_2	[N·m ⁻¹]	liniové zatížení od hmotnosti trubky hřídele koše
R_{by}	[N]	reakce v místě ramena R1-MECH v rovině Y-Z
R_{ey}	[N]	reakce v místě ramena R1-MOT v rovině Y-Z
R_{bx}	[N]	reakce v místě ramena R1-MECH v rovině X-Z

R_{ex}	[N]	reakce v místě ramena R1-MOT v rovině X-Z
D_3, d_3	[mm]	vnější a vnitřní průměr trubky hřídele koše
$F_{axialni}$	[N]	síla v ose z na mechanismus od nárazu nebo tření výřezu o koš
a_1	[mm]	vzdálenost pro moment k svěrnému pouzdra
M_{tc}	[Nm]	výsledný redukovaný moment svěrného pouzdra
$k_{pouzdro}$	[1]	součinitel bezpečnosti
M_{dov}	[Nm]	dovolené momentové zatížení svěrného pouzdra
P_h	[MPa]	dovolené napětí ve futru svěrného pouzdra
P_s	[MPa]	dovolené napětí v hřídeli v svěrném pouzdra
C	[1]	korekční součinitel zatížení svěrného pouzdra
D_2	[mm]	vnější průměr svěrného pouzdra
D_{em}	[mm]	doporučený minimální průměr futra svěrného pouzdra
γ_{M1}	[1]	únosnost průřezu při posuzování vzpěrné stability
D_3	[mm]	průměr trubky ramena R2
t_3	[mm]	tloušťka stěny trubky
ε	[1]	poměrné délkové přetvoření
L_{cry}, L_{crz}	[mm]	vzpěrná délka v uvažované rovině vybočení
J	[mm ⁴]	kvadratický moment průřezu
A	[mm ²]	plocha průřezu namáhaného na vzpěr
λ_1	[1]	hodnota štíhlosti pro výpočet poměrné štíhlosti
i	[mm]	poloměr setrvačnosti plného průřezu k příslušné ose
$\overline{\lambda}_0$	[1]	hraniční poměrná štíhlost
$\overline{\lambda}_y, \overline{\lambda}_z$	[1]	poměrná štíhlost pro příslušné osy
α_1	[1]	součinitel imperfekce
ϕ_z, ϕ_y	[1]	hodnoty pro výpočet součinitele vzpěrnosti

χ_z, χ_y	[1]	součinitelé vzpěrnosti
N_{Ed}	[N]	návrhová hodnota osového zatížení ramene R2
$N_{b,Rdz}, N_{b,Rdy}$	[N]	návrhová vzpěrná únosnost tlačенého prutu
$(N_{b,Rd})_{min}$	[N]	nejmenší hodnota návrhové vzpěrné únosnosti
c	[m]	rameno ohýbající síly prutu R2
$M_{y,Ed}, M_{z,Ed}$	[Nm]	návrhová hodnota největšího momentu pro danou osu
e_{Ny}, e_{Nz}	[mm]	posuny těžišťové osy rovnoměrně tlačенého prutu
$\beta_{w,y}, \beta_{w,z}$	[1]	koeficienty pro průřez třídy 1
W_{pl}	[mm ³]	kvadratický modul průřezu
k_y, k_z, k_{LT}	[1]	součinitelé interakce

SEZNAM PŘÍLOH

FOTOGRAFIE A PŘÍLOŽENÉ KATALOGY

- Příloha 1 Fotografie – Koš
- Příloha 2 Fotografie – Opěrný plech a náběh
- Příloha 3 Fotografie – Náběh
- Příloha 4 Fotografie – Obrobený ložiskový domek MECH
- Příloha 5 Fotografie – Skelet s vnitřním opláštěním
- Příloha 6 Fotografie – Skelet s vnitřním opláštěním
- Příloha 7 Fotografie – Instalace mechanismu do konstrukce
- Příloha 8 Fotografie – Havarijní doraz
- Příloha 9 Fotografie – Rameno R3
- Příloha 10 Fotografie – Centrální hřídel
- Příloha 11 Fotografie – Kluzná pouzdra v rameni R1-MECH
- Příloha 12 Fotografie – Ložiskový domek MOT
- Příloha 13 Fotografie – Dopravník
- Příloha 14 Fotografie – Kloub O2, rameno R3, svěrné pouzdro
- Příloha 15 Fotografie – Sestava mechanismu
- Příloha 16 Fotografie – Detail kloubu O4 a O1, axiální deska, ložiskový domek MECH
- Příloha 17 Fotografie – Vývažky
- Příloha 18 Fotografie – Detail kloubu O1
- Příloha 19 Fotografie – Mechanické čidlo – zastavovací páka
- Příloha 20 Fotografie – Mechanické čidlo, vačka
- Příloha 21 Fotografie – Pohon
- Příloha 22 Fotografie – Výřez je připraven k transportu
- Příloha 23 Fotografie – Výřez při přepravě
- Příloha 24 Fotografie – Koš je ve vykládací poloze
- Příloha 25 Fotografie – Celkový pohled na mechanismus
- Příloha 26 Rozměry a vlastnosti kluzných pouzder B50
- Příloha 27 Rozměry a vlastnosti svěrných pouzder
- Příloha 28 Vlastnosti kombinací motorů a převodovek
- Příloha 29 Rozměry převodovky
- Příloha 30 Rozměry a vlastnosti mechanického spínače xc kn 2102P20
- Příloha 31 Rozměry a vlastnosti mechanického spínače xc s dmc 7902
- Příloha 32 Rozměry a vlastnosti tlumiče rázů
- Příloha 33 Popis zatížení při vybočení výřezu vpravo
- Příloha 34 Stanovení polohy nositelky výslednice Fv
- Příloha 35 Detail získání polohy nositelky síly Fv
- Příloha 36 Vznik reakcí FO1 a FO4

SOUBORY EXCEL

vypocty.xlsx

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

vykresova_dokumentace.pdf



Příloha 1 Fotografie – Koš



Příloha 2 Fotografie – Opěrný plech a náběh



Příloha 3 Fotografie – Náběh



Příloha 4 Fotografie – Obrobený ložiskový domek MECH



Příloha 5 Fotografie – Skelet s vnitřním opláštěním



Příloha 6 Fotografie – Skelet s vnitřním opláštěním



Příloha 7 Fotografie – Instalace mechanismu do konstrukce



Příloha 8 Fotografie – Havarijní doraz



Příloha 9 Fotografie – Rameno R3



Příloha 10 Fotografie – Centrální hřídel



Příloha 11 Fotografie – Kluzná pouzdra v rameni R1-MECH



Příloha 12 Fotografie – Ložiskový domek MOT



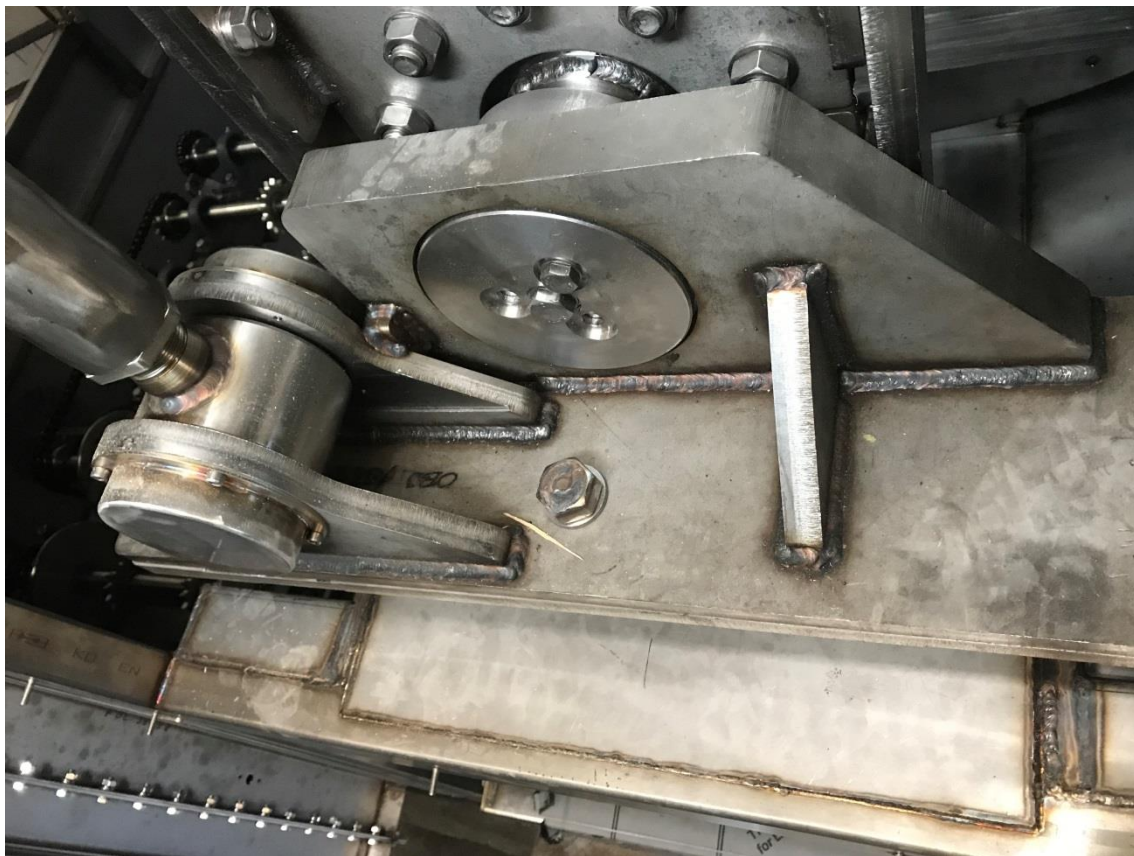
Příloha 13 Fotografie – Dopravník



Příloha 14 Fotografie – Kloub O2, rameno R3, svěrné pouzdro



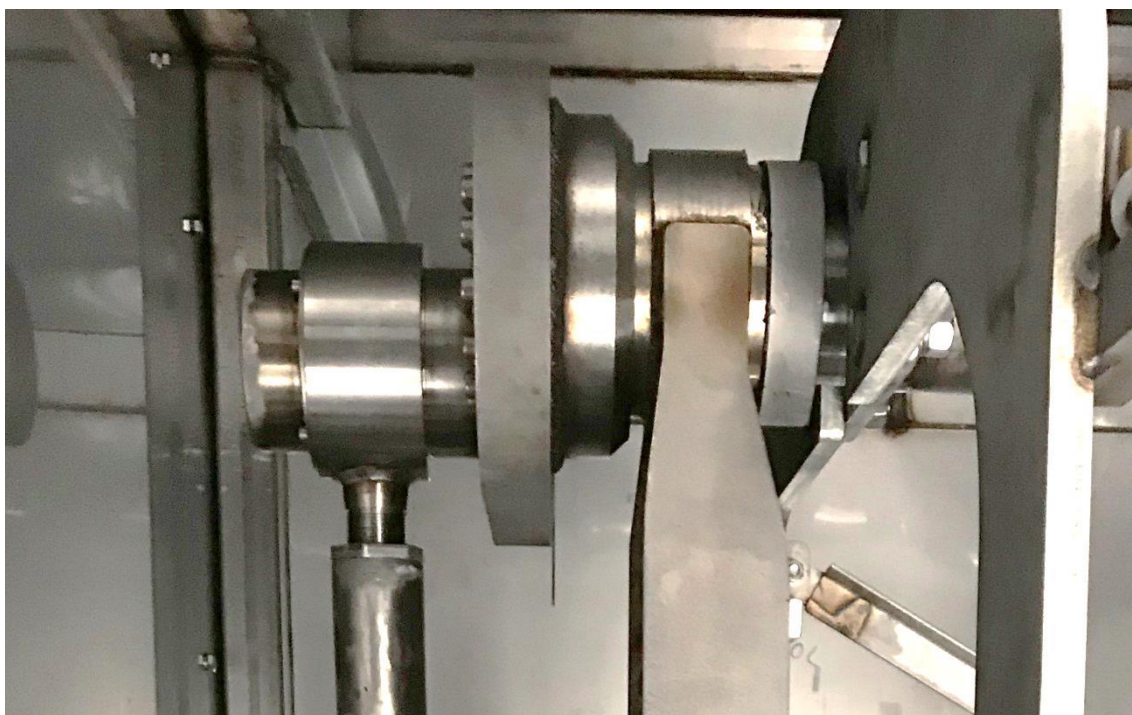
Příloha 15 Fotografie – Sestava mechanismu



Příloha 16 Fotografie – Detail kloubu O4 a O1, axiální deska, ložiskový domek MECH



Příloha 17 Fotografie – Vývažky



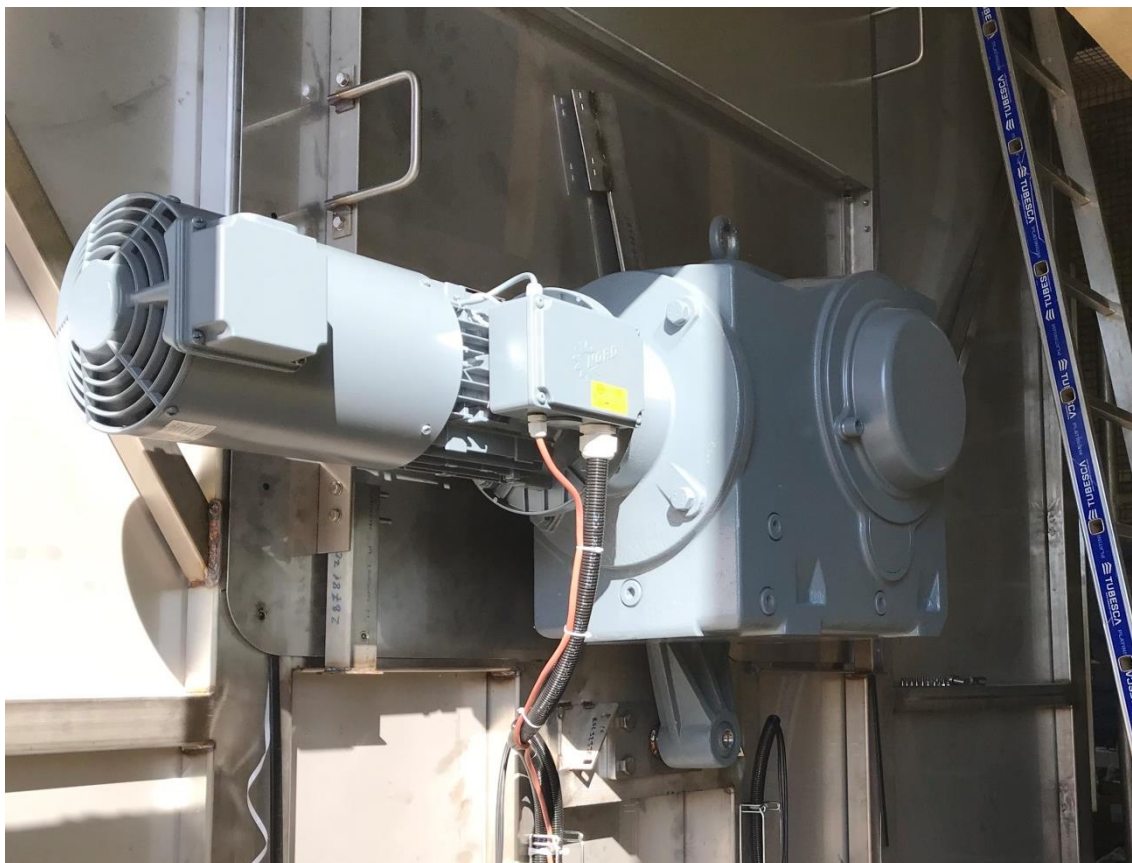
Příloha 18 Fotografie – Detail kloubu O1



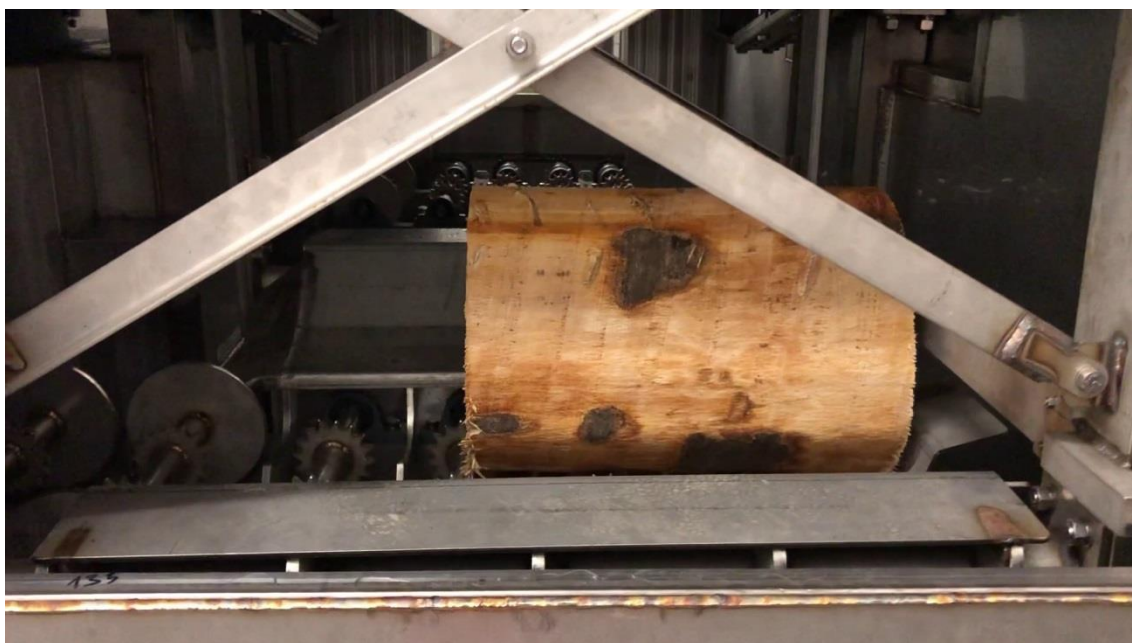
Příloha 19 Fotografie – Mechanické čidlo – zastavovací páka



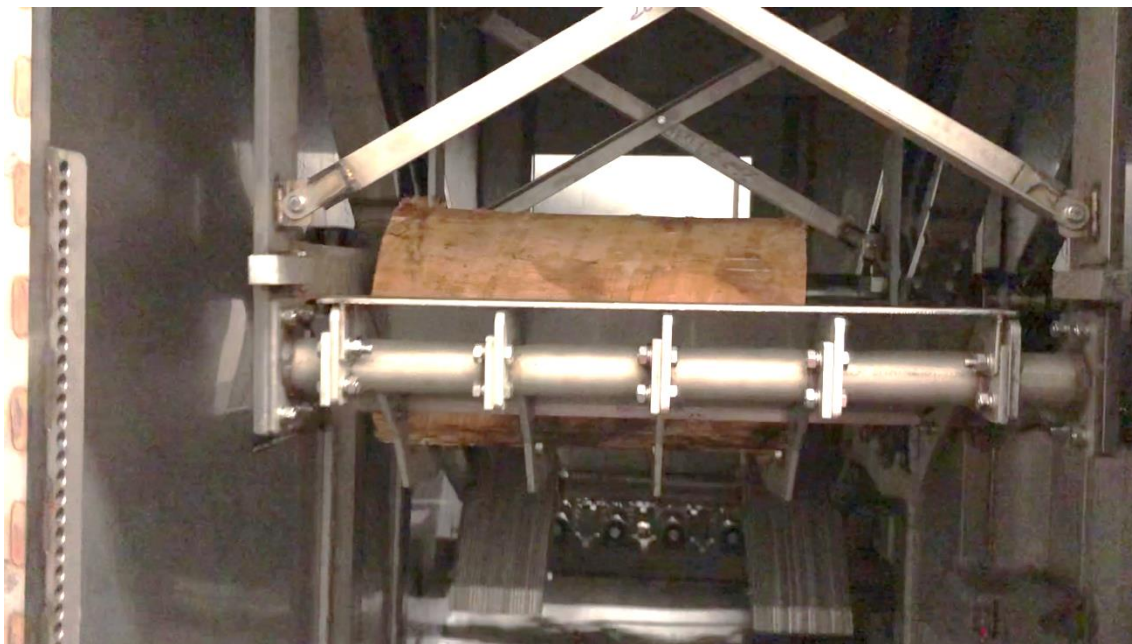
Příloha 20 Fotografie – Mechanické čidlo, vačka



Příloha 21 Fotografie – Pohon



Příloha 22 Fotografie – Výřez je připraven k transportu



Příloha 23 Fotografie – Výřez při přepravě



Příloha 24 Fotografie – Koš je ve vykládací poloze



Příloha 25 Fotografie – Celkový pohled na mechanismus



B50

PUZDRA Z LIATEHO BRONZU S GRAFITOVÝMI HNIEZDAMI



Ložiská B50 spracované alebo bez prírubby sú vyrábané z liateho bronzového materiálu so vsadeným špeciálnym tuhým mazivom. Základný kov je vhodný pre vysoko - záťažové aplikácie a tuhé mazivo umožňuje použiť ložisko B50 bez dodatočného mazania. Ložiská B50 ponúkajú výborný výkon, a to bez mazania a za podmienok ako je nízka rýchlosť a extrémne vysoké či nízke teploty. Mazacie zásobníky sú rozptýlené špeciálnym spôsobom po povrchu ložiska, preto je celá plocha ložiska mazaná počas pohybu. Tieto zásobníky maziva pokrývajú okolo 20 - 30% povrchu ložiska. Ako základný materiál, tak aj tuhé mazivo sa môžu prispôsobiť špeciálnym potrebám na dosiahnutie najviac výhodného riešenia pre aplikáciu ložiska.

špeciálne:

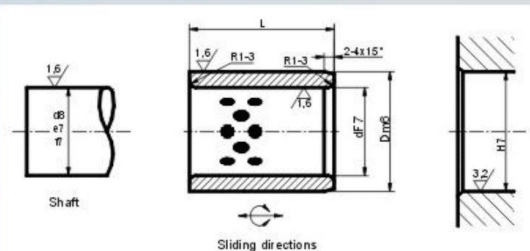
- axiálne podložky, tabule, pásy
- výkresové detaily
- niekoľko alternatív mazacích materiálu
- niekoľko alternatív základného materiálu

použitie:

- odlievacie stroje
- oceľové valce
- hutnícky priemysel
- lode
- turbíny
- lodné ženavy

výhody:

- extrémna vysoko záťažová nosnosť
- možnosť použitia bez maziva
- výborne pre konštrukcie s nízkou rýchlosťou a vysokým zaťažením
- vhodné pre recipročný, oscilujúci alebo striedavý pohyb
- široké teplotné rozpätie
- dobrá chemická odolnosť
- výborná odolnosť proti korózii



Sliding directions

rozmery: mm

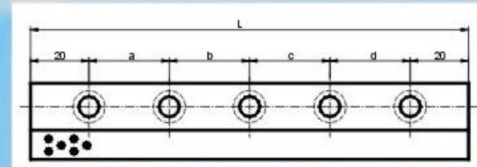
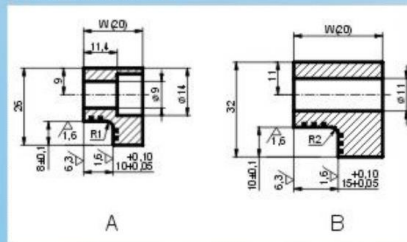
d	D	IDF7	ODm6	L	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	100	120
8	12	8	12	10	*	*											
10	14	10	14	10	*	*	*										
12	18	12	18	10	*	*	*	*	*								
13	19	13	19	10	*	*	*	*	*	*							
14	20	14	20	10	*	*	*	*	*	*	*						
15	21	15	21	10	*	*	*	*	*	*	*	*					
16	22	16	22	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*				
18	24	18	24	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*			
20	28	20	28	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*		
22	32	22	32	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	
25	33	25	33	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
30	38	30	38	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
35	45	35	45	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
40	50	40	50	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
45	55	45	55	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50	60	50	60	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50	62	50	62	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
50	65	50	65	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
55	70	55	70	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
60	74	60	74	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
60	75	60	75	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
63	75	63	75	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
65	80	65	80	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
70	85	70	85	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
70	90	70	90	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
75	90	75	90	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
75	95	75	95	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
80	96	80	96	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
80	100	80	100	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
90	110	90	110	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
100	120	100	120	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
110	130	110	130	10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

120	140	120		140								*	*
125	145	125		145								*	*
130	150	130		150	NOBO							*	*
140	160	140	NOBO	160	NOBO							*	*
150	170	150		170								*	*
160	180	160		180								*	*

Označovanie: B50 - 50 x 30 B50 - 5030

materiál — dĺžka l
priemer d_i

KLZNÁ LIŠTA - L



rozměr: mm

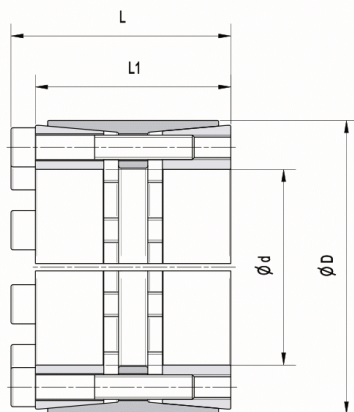
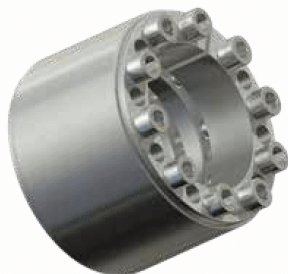
označenie	W	L	rozmery						typ
			a	b	c	d		Qty	
L50-20x100		100	60	-	-	-	M8	2	A
L50-20x150		150	55	55	-	-		3	
L50-20x200		200	55	50	55	-		4	
L50-30x100		100	60	-	-	-	M10	2	B
L50-30x150		150	55	55	-	-		3	
L50-30x200		200	55	50	55	-		4	
L50-30x250		250	70	70	70	-		4	C
L50-45x200		200	55	50	55	-		4	
L50-45x250		250	70	70	70	-		4	
L50-45x300		300	65	65	65	65		5	
L50-45x350		350	80	75	75	80		5	

materiál: liaty bronz CuZn25Al6

Standard	50 M1	50M2	50M3	50M4	50M6
Cu%	65	85	80	88	65
Sn%		5		12	
Pb%		5			
Zn%	25	5			25
Ni%			5		
Al%	6		10		6
Fe%			5		
Mn%	4				4
Density	8.0	8.8	7.6	8.8	8.0
Trvdosť HB	>210	>70	>150	>80	>250
Pevnosť v tahu N/mm ²	>750	>200	>500	>360	>800
Ťažnosť %	>12	15	>10	>8	>4
Koeficient tepelnej rozťažnosti	1.9*10 ⁻⁵ /°C	1.8*10 ⁻⁵ /°C	1.6*10 ⁻⁵ /°C	1.8*10 ⁻⁵ /°C	1.9*10 ⁻⁵ /°C
Koeficient trnania	0.03-0.20	0.03-0.18	0.03-0.20	0.03-0.18	0.03-0.20
Teplná vodivosť	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)
Teplotné medze	300°C	400°C	400°C	400°C	300°C
Max. zaťaženie N/mm ²	100	60	50	70	150
Max. rýchlosť m/min	15	10	20	10	10
Max. zaťaženie bez mazania N/mm ² /m/min	200	200	200	200	200

Stainless steel

MAV 4061



DIMENSIONS			SCREWS		PERFORMANCES				WEIGHT
d x D	L1	L	size	Ma	Mt	Fax	Ps	Ph	
mm	mm	mm		Nm	Nm	kN	MPa	MPa	kg
24 x 55	40	46	M6	11,8	420	35,4	78	34	0,4
25 x 55	40	46	M6	11,8	440	35,4	75	34	0,4
28 x 55	40	46	M6	11,8	490	35,4	67	34	0,4
30 x 55	40	46	M6	11,8	530	35,4	63	34	0,4
32 x 60	54	60	M6	11,8	660	41,3	48	26	0,6
35 x 60	54	60	M6	11,8	720	41,3	44	26	0,6
38 x 75	54	62	M8	28,7	1.450	76,7	76	38	1,0
40 x 75	54	62	M8	28,7	1.530	76,7	72	38	1,0
42 x 75	54	62	M8	28,7	1.610	76,7	68	38	1,0
45 x 75	54	62	M8	28,7	1.720	76,7	64	38	0,9
48 x 80	66	74	M8	28,7	2.100	87,7	53	32	1,3
50 x 80	66	74	M8	28,7	2.190	87,7	51	32	1,2
55 x 85	66	74	M8	28,7	2.710	98,7	52	34	1,3
60 x 90	66	74	M8	28,7	3.290	109,0	53	35	1,4
65 x 95	66	74	M8	28,7	3.560	109,0	49	33	1,5
70 x 110	80	90	M10	58,0	6.270	179,0	58	37	2,8
75 x 115	80	90	M10	58,0	6.710	179,0	54	35	3,0
80 x 120	80	90	M10	58,0	7.880	197,0	56	37	3,1
85 x 125	80	90	M10	58,0	8.370	197,0	53	36	3,3
90 x 130	80	90	M10	58,0	9.000	215,0	54	36	3,5
95 x 135	80	90	M10	58,0	10.200	215,0	51	36	3,6
100 x 145	102	114	M12	100,0	14.400	289,0	53	38	5,8
110 x 155	102	114	M12	100,0	17.300	316,0	52	37	6,1
120 x 165	102	114	M12	100,0	22.100	368,0	56	41	6,5

Code

- Ma: screws tightening torque
- Mt: transmissible torque, with Fax=0 kN
- Fax: transmissible axial load, with Mt=0 Nm
- Ps: contact pressure on shaft
- Ph: contact pressure in hub bore

Features

- Transmissible torque from 420 to 22.100 Nm
- Self-centering, self-locking
- Two thrust rings with single taper design
- Lubrication: food grade oil FDA approved class H-1
- Tolerances: shaft h8; hub bore H8
- Shaft and hub bore surface finish $0.8 \leq Ra \leq 3.2 \mu m$

Composition

- Slotted front thrust ring, with integrated push-off tapped and clearance holes
- Slotted rear thrust ring
- Slotted outer ring, with integrated push-off tapped holes
- Set of socket head cap screws, grade A4-80

Listed performances are valid as long as shaft and hub are made of stainless steel. Should these parts be made of different materials, listed values might not apply. Please consult MAV Technical Dept. for advise.

Information subject to change without prior notification, © MAV S.p.A.

Selection

MAV Locking Assemblies are internal locking devices, which provide a rigid, zero-backlash, frictional keyless connection between a shaft and hubs such as gears, pulleys, cams, levers, rotors and many others.

MAV Shrink Discs are external locking devices, which provide a rigid, zero-backlash, frictional keyless connection between an outer hollow shaft (hub) and an inner shaft (application example: gearboxes with hollow output shaft). Shrink Discs are installed onto outer diameter of the outer hollow shaft, which is mounted onto inner shaft.

MAV Locking Assemblies and Shrink Discs are well suited for transmitting torque, thrust loads, bending moments and radial loads, separately or in combination. They act as interference fits, but the difficulties of installation and removal of press or shrink fits are eliminated.

Performances listed in this catalogue are based on the following conditions.

- Connected parts made of stainless steel⁽¹⁾.
- Lubrication according to MAV specifications⁽¹⁾.
- Solid shaft in Locking Assembly connections⁽²⁾.
- Inner solid shaft in Shrink Disc connections⁽²⁾.
- Stress in connected parts within material yield strength (elastic behavior).

⁽¹⁾ Performances of locking devices may be considerably reduced, as long as connected parts are not made of stainless steel, as well as lubrication does not comply with MAV specifications.

⁽²⁾ Performances of locking devices may be considerably reduced, as long as shaft (in Locking Assembly connections) or inner shaft (in Shrink Disc connections) are bored. Stress in connected parts may achieve very high values as well.

Performances of LOCKING ASSEMBLIES listed in this catalogue do not depend on grade of stainless steel they are made of.

Performances of SHRINK DISCS listed in this catalogue are reduced, as long as they are made of AISI 300 austenitic stainless steel.

Performances listed in this catalogue are rated without safety factor. The user shall take into account the specific safety factor, which depends on each application.

Selection of the suitable locking device shall be based on the following criteria, as well as other specific application requirements such as dimensional restrictions, precision of the connection, no

axial displacement of hub during tightening and others (see main characteristics at pages 6 and 7).

Torque

Given the peak application torque **T**, selected unit shall meet the following requirement:

Mt > **T**, where **Mt** = transmissible torque.

Transmissible torque of Shrink Disc series MAV 2008 HALF HC and HT is reduced to 50% of listed values.

In case of Shrink Disc connection:

- reduction of transmissible torque applies as long as inner shaft is bored;
- change of transmissible torque applies as long as clearance between hollow shaft bore and inner shaft is different from listed values.

Combined loads

Given the following application loads:

T = peak torque

B = peak bending moment

F = peak thrust load

Resulting combined torque **Mtc** shall be calculated according to the following formula:

$$Mtc = \sqrt{T^2 + \left(F \cdot \frac{d}{2}\right)^2 + (2 \cdot B)^2}$$

where **d** = shaft diameter

Selected unit shall meet both of the following requirements:

Mt > **Mtc**

Mb > **B**, where **Mb** = transmissible bending moment

Mb depends on each application. Consult our Technical Dept. for specific information.

Transmissible loads of Shrink Disc series MAV 2008 HALF HC and HT are reduced to 50% of listed values.

In case of Shrink Disc connection:

- reduction of transmissible loads applies as long as inner shaft is bored;
- change of transmissible loads applies as long as clearance between hollow shaft bore and inner shaft is different from listed values.

Radial load

Radial loads are usually related to pin or axle connections. They apply perpendicular to centerline of shaft.

The radial load generates a contact pressure **Prad**, according to the following formula:

$$Prad = \frac{Frad}{d \cdot Ls}$$

where

d = shaft diameter

Ls = shaft – Locking Assembly contact length

Prad is added and subtracted to contact pressure **Ps** provided by Locking Assembly on the shaft.

The following requirements shall be fulfilled:

Ps + Prad < Rp_{0.2}, where **Rp_{0.2}** = yield strength of shaft material

Ps - Prad > 0

Multiple units connections

In applications where two or more units are installed in series, total torque capacity **Mt_{tot}** is not a linear function of the number of units **n**. It is calculated as follows:

$$Mt_{tot} = n \cdot Mt \cdot f_{RS}$$

where **f_{RS}** = reduction factor, according to table 1.

Table 1

MAV series	No. of units (n)		
	2	3	4
2005 - 1062 - 6901	0.80	0.75	0.70
4061	0.85	-	-

Verification of connected parts

The following information are intended as reference only and may be of help for the structural verification of connected parts. MAV S.p.A. disclaims any and all liability for any consequences that may result from their use.

MAV S.p.A. will not take on responsibility of design, dimensions and selection of material of connected parts.

LOCKING ASSEMBLIES

Locking assemblies exert high contact pressures on shaft (**Ps**) and in hub bore (**Ph**). Size and material of shaft and hub shall be suitable for withstanding the stress generated by the Locking Assembly, as well as by applied loads.

The following inputs take into account only the contact pressures exerted by the Locking Assembly.

Verification of connected parts is based on thick walled cylinder theory.

- Solid shaft. Material's yield strength shall be greater than contact pressure **Ps**.
- Bored shaft. The part shall be considered as a thick walled cylinder subject to external pressure = **Ps**. Material's yield strength shall be greater than resulting stress.
- Verification of hub is based on the criterion of maximum tangential stress, applied in hub bore. Minimum hub outer diameter **Dem** is calculated as follows:

$$Dem = D \cdot \sqrt{\frac{Rp_{0.2} + Ph \cdot C}{Rp_{0.2} \cdot Ph \cdot C}}$$

where

D = Locking Assembly outer diameter (hub bore diameter)

Rp_{0.2} = hub material's yield strength

C = stress reduction factor (see fig. 1)

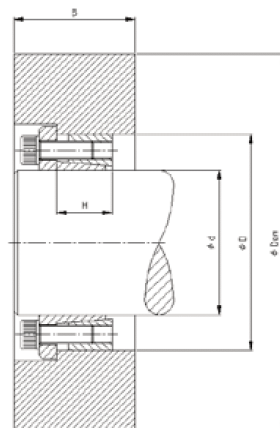
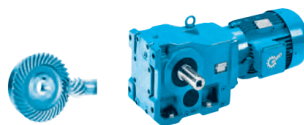


Fig. 1

Should the hub feature a different design, consider the most similar design or the worst condition. Our Technical Dept. is at your disposal for technical assistance.

Stress reduction factor C valid for all series		
B < 1.5xH	1.5xH < B < 2xH	B > 2xH
1	0.8	0.6

1,50 kW
2,20 kW



P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]		kg	mm
1,50	128	112	3,0	11,02	6,0	12,0	-	-	SK 92672 - 90 LH/4	49	D64-65
	145	99	3,2	9,78	6,1	11,8	-	-			
	162	88	3,6	8,71	6,1	11,2	-	-			
	52	277	0,8	27,41	2,3	9,0	-	-	SK 92372 - 90 LH/4	33	D62-63
	58	246	0,9	24,33	3,0	9,0	-	-			
	64	222	0,9	21,95	3,4	9,0	-	-			
	74	194	1,2	19,21	3,8	9,0	-	-			
	83	173	1,3	17,06	4,0	9,0	-	-			
	97	148	1,3	14,65	4,2	9,0	-	-			
	109	132	1,5	13,01	4,3	9,0	-	-			
	124	115	1,7	11,39	4,4	9,0	-	-			
	131	110	1,6	10,84	4,4	9,0	-	-			
	149	96	1,8	9,47	4,5	8,9	-	-			
	171	84	2,1	8,29	4,6	8,6	-	-			
	193	74	2,2	7,32	4,6	8,2	-	-			
	218	66	2,4	6,49	4,6	7,8	-	-			
	237	60	2,6	5,97	4,7	7,6	-	-			
	267	54	2,7	5,30	4,7	7,3	-	-			
	136	105	1,0	10,37	2,8	5,6	-	-	SK 92172 - 90 LH/4	27	D60-61
	156	92	1,1	9,07	2,9	5,4	-	-			
	177	81	1,2	8,01	3,0	5,2	-	-			
	201	71	1,3	7,04	3,1	5,0	-	-			
	234	61	1,5	6,04	3,2	4,8	-	-			
	265	54	1,6	5,33	3,2	4,6	-	-			
	297	48	1,7	4,77	3,2	4,4	-	-			
	345	42	1,8	4,10	3,1	4,2	-	-			
2,20	1,1	19685	2,5	1353,86	220,0	100,0	-	-	SK 9096.1/62 - 100 LH/4	1891	D100-101 D103
	1,2	16942	3,0	1165,22	220,0	100,0	-	-			
	1,0	20716	1,5	1424,80	138,0	70,0	160,0	70,0	SK 9092.1/52 - 100 LH/4	1501	D98-99 D102
	1,3	16285	2,0	1120,00	143,9	70,0	160,0	70,0			
	1,7	12306	2,6	846,40	147,9	70,0	160,0	70,0			
	2,0	10271	3,1	706,40	149,5	70,0	160,0	70,0			
	1,0	21278	0,9	1463,40	92,6	65,0	120,0	65,0	SK 9086.1/52 - 100 LH/4	931	D96-97 D102
	1,2	17479	1,1	1202,18	103,4	65,0	120,0	65,0			
	1,6	13200	1,5	907,88	112,2	65,0	120,0	65,0			
	2,0	10384	1,9	714,15	116,4	65,0	120,0	65,0			
	2,3	9061	2,2	623,16	118,0	65,0	120,0	65,0			
	1,4	14798	0,9	1017,77	78,9	60,0	95,0	60,0	SK 9082.1/42 - 100 LH/4	656	D94-95 D102
	1,7	12292	1,1	845,38	84,8	60,0	95,0	60,0			
	2,1	10243	1,3	704,48	88,7	60,0	95,0	60,0			
	2,4	8773	1,5	603,37	90,9	60,0	95,0	60,0			
	3,3	6447	2,0	443,41	93,7	60,0	95,0	60,0			
	3,8	5519	2,4	379,59	94,5	60,0	95,0	60,0			
	5,1	4145	3,1	285,05	95,0	60,0	95,0	60,0			
	5,4	3917	2,2	269,39	63,1	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1/42 - 100 LH/4	396	D92-93 D102
	1,9	11160	0,8	767,55	38,5	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1/32 - 100 LH/4	379	D92-93 D102
	2,4	8699	1,0	598,27	51,0	50,0	66,0	50,0			
	3,1	6881	1,2	473,22	57,0	50,0	66,0	50,0			
	3,7	5611	1,5	385,88	60,1	50,0	66,0	50,0			
	4,6	4523	1,9	311,10	62,2	50,0	66,0	50,0			
	5,9	3573	2,4	245,76	63,6	50,0	66,0	50,0	SK 9072.1 - 100 LH/4	345	D92-93
	4,1	5073	0,9	348,91	14,7	45,0	33,1	45,0	SK 9053.1 - 100 LH/4	223	D90-91
	5,5	3855	1,2	265,11	22,9	45,0	37,4	45,0			
	6,3	3331	1,4	229,07	25,1	45,0	38,0	45,0			
	8,8	2399	2,0	164,99	27,9	45,0	38,0	45,0			
	5,0	4211	1,1	289,61	21,0	45,0	36,3	45,0	SK 9052.1 - 100 LH/4	205	D88-89
	5,8	3592	1,3	247,06	24,0	45,0	38,0	45,0			
	7,3	2884	1,7	198,38	26,6	45,0	38,0	45,0			
	8,5	2461	2,0	169,24	27,8	45,0	38,0	45,0			

D18

G1000 IE2

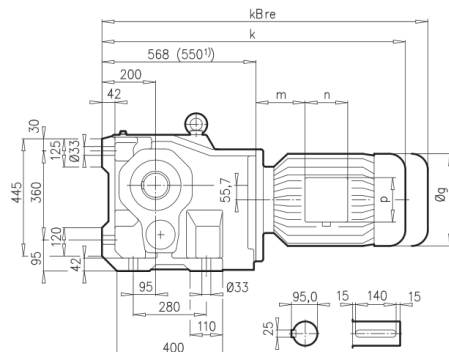
www.nord.com

308

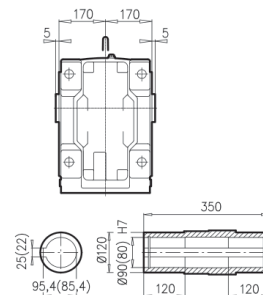
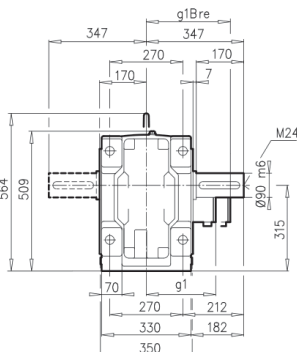
SK 9072.1



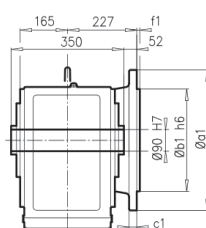
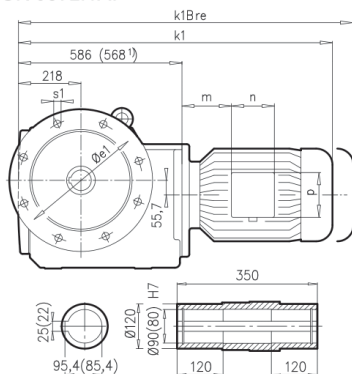
SK 9072.1



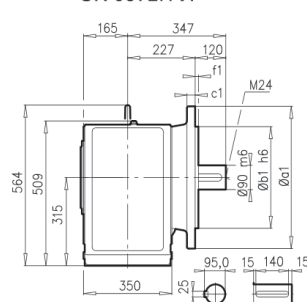
SK 9072.1AX



SK 9072.1AF



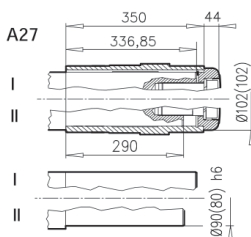
SK 9072.1VF



a1	b1	c1	e1	f1	s1
450	350	22	400	5	8x18
550	450	28	500	5	8x18

SK 9072.1AFB(AXB)

⇒ A27



± ⇒ A53	100 LH/AH	112 MH	132 SH/MH/LH	160 SH/MH ¹⁾	160 LH ¹⁾	180 MH/LH ¹⁾	200 LH ¹⁾	225 SH ¹⁾	225 MH ¹⁾	
g	201	228	266	320	320	358	402	442	442	
g1 / g1Bre	169 / 172	179 / 182	204 / 201	242 / 242	242 / 242	259 / 259	305 / 305	325 / 325	325 / 325	
k1 / k1Bre	892 / 983	937 / 1030	1021 / 1128	1060 / 1195	1104 / 1239	1182 / 1309	1256 / 1422	1253 / 1433	1313 / 1493	
k / kBre	874 / 965	919 / 1012	1003 / 1110	1042 / 1177	1086 / 1221	1164 / 1291	1238 / 1404	1235 / 1415	1295 / 1475	
m / mBre	32 / 36	45 / 49	71 / 64	52 / 52	52 / 52	54 / 54	110 / 110	145 / 145	145 / 145	
n / nBre	114 / 153	114 / 153	122 / 185	186 / 186	186 / 186	186 / 186	192 / 192	192 / 192	192 / 192	
p / pBre	114 / 108	114 / 108	122 / 139	186 / 186	186 / 186	186 / 186	260 / 260	260 / 260	260 / 260	



⇒ D108





Polohové spínače

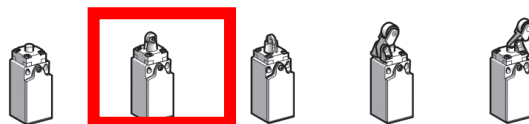
Osiswitch® Optimum

Kompaktní plastový typ **XCK N** podle normy EN 50047

Kompletní spínače s jedním kabelovým vstupem

ISO M20 x 1,5

Typ ovládací hlavice	Čep (upevnění za tělo)
----------------------	------------------------



Typ ovládače	Kovový čep	Čep s plastovou kladkou	Čep s plastovou kladkou – příčnou	Čep a páka s plastovou kladkou, 1 najížděcí směr, horizontálně	Čep a páka s plastovou kladkou, 1 najížděcí směr, vertikálně
--------------	------------	-------------------------	-----------------------------------	--	--

Typová označení (1)

Spínací jednotka dvoupólová Z + V s mžikovou funkcí	XCK N2110P20	XCK N2102P20	XCK N2103P20	XCK N2121P20	XCK N2127P20

Hmotnost (kg)	0,135	0,145	0,145	0,145	0,145
---------------	-------	-------	-------	-------	-------

Činnost kontaktů	■ kontakt sepnut (A) (B) = bod zvratu □ kontakt vypnut (P) = bod nuceného rozpojení			⊖ Vypínací kontakt s nuceným rozpojením	
------------------	--	--	--	---	--

Technické údaje

Spínání	Na doraz	Vačka s úhlem 30°
---------	----------	-------------------

Typ ovládání				
--------------	--	--	--	--

Maximální najížděcí rychlost	0,5 m/s	0,3 m/s	1 m/s	
------------------------------	---------	---------	-------	--

Mechanická životnost	10 milionů operačních cyklů			
----------------------	-----------------------------	--	--	--

Minimální ovládací síla	Sepnutí 15 N Nuceného rozpojení 30 N	12 N 20 N	6 N 10 N	
-------------------------	---	--------------	-------------	--

Kabelová průchodka (1)
1 závitový vstup pro průchodku ISO M20 x 1,5 mm, průměr kabelu 7 až 13 mm

(1) Pro kabelovou průchodku Pg 11 nahraďte symbol P20 v typovém označení symbolem G11. Příklad: XCK N2110P20 se změní na XCK N2110G11.

Rozměry

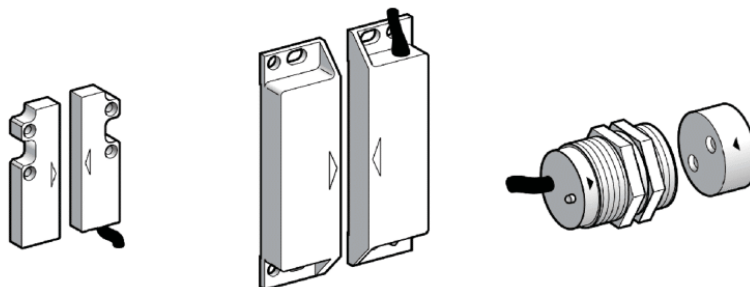
XCK N2110P20	XCK N2102P20	XCK N2103P20
XCK N2121P20	XCK N2127P20	

(1) Kabelová průchodka ISO M20 x 1,5 nebo Pg 11.
(2) Ø: 2 oválné otvory Ø 4,3 x 6,3, osová vzdálenost 22 mm, 2 otvory Ø 4,3, osová vzdálenost 20 mm.

Kódované magnetické spínače

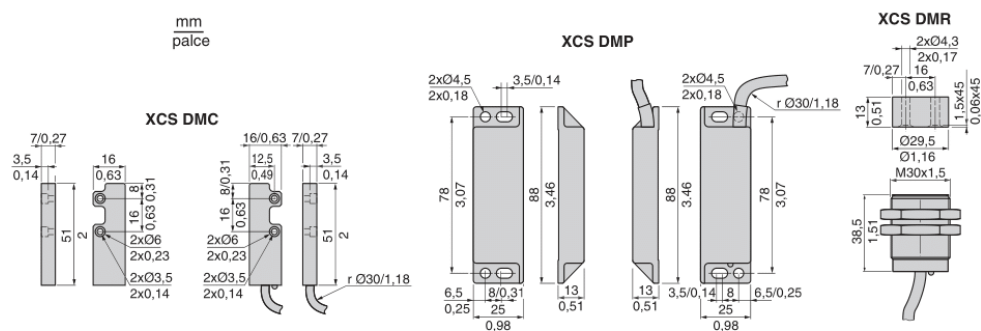
XCS DMC/DMP/DMR

Výrobky byly navrženy k zajištění bezpečnosti obsluhy a spolehlivého provozu stroje v souladu s platnými normami IEC 60947-5-1, EN 292, EN 60204, EN 1088 a obdržely certifikáty UL/CSA.

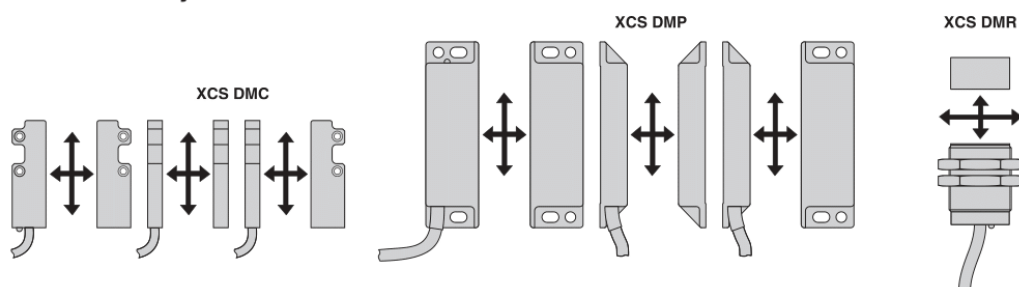


Pro monitorování kódovaných magnetických spínačů je požadováno použití bezpečnostních modulů. Pokud jsou správně nainstalovány a napojeny na bezpečnostní moduly Preventa, tvoří podle EN 954 řídicí obvod kategorie 4 (2 redundantní kontakty, monitorované jedním bezpečnostním modulem Preventa).

Rozměry



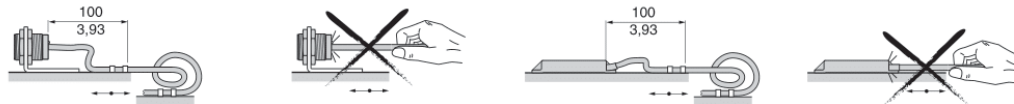
Funkční směry



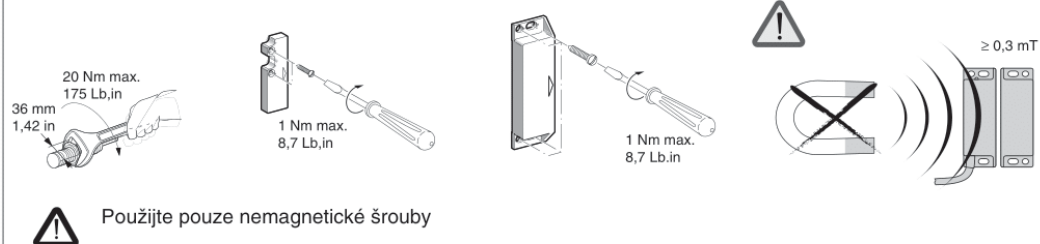
Telemecanique

Bezpečnostní řešení použitím modulů Preventa

Bezpečnostní opatření při použití

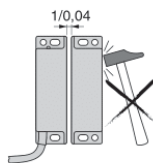


Utahovací moment, utahovací schopnost



Nastavení kódovaných magnetických spínačů

Bezpečnostní spínač se nesmí používat jako mechanické zastavení pro Vaše mobilní ochranné zařízení nebo seřizovat pomocí kladiva

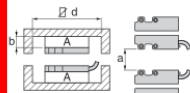


Požadované uspořádání

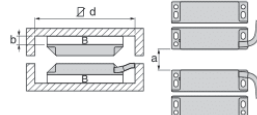
	(mm/palce)	a	b min.	c	d	e
XCS DMC	40/1,57	13/0,51	-	81/3,19 x 55/2,16	-	-
XCS DMP	100/3,93	10/0,39	-	118/4,64 x 55/2,16	-	-
XCS DMR	40/1,57	12/0,47	> 10/0,39	Ø 45/1,77	20/0,78	13/0,51
		-	> 10/0,39	Ø 45/1,77	13/0,51	20/0,78
		12/0,47	< 10/0,39	-	20/0,78	17/0,67
		-	< 10/0,39	-	-	17/0,67

Nemagnetický klín A, B a C

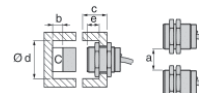
XCS DMC



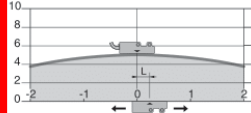
XCS DMP



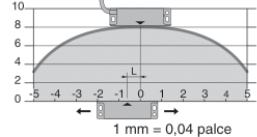
XCS DMR



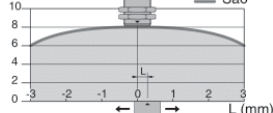
XCS DMC



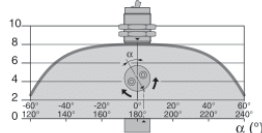
XCS DMP



XCS DMR



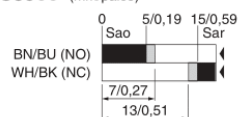
Sao: zaručená vzdálenost pro spojení



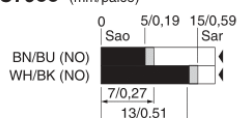
Stav kontaktů

- Kontakt sepnut
- Kontakt rozepnut
- Přechodový stav

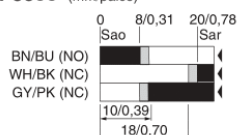
XCS DMC59●● (mm/palce)



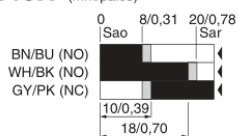
XCS DMC79●● (mm/palce)



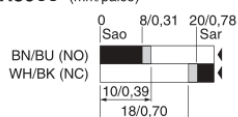
XCS DMP50●● (mm/palce)



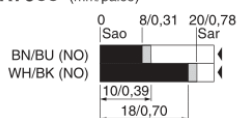
XCS DMP70●● (mm/palce)



XCS DMR59●● (mm/palce)



XCS DMR79●● (mm/palce)



Vlastnosti

Odpovídá normám	IEC / EN 60 947-5-1 IEC / EN 60 947-5-2 IEC / EN 60 947-5-3 UL 508, CSA 22-2 č. 14
Teplota okolního vzduchu	Provoz: (-25 °C až +85 °C, -13 °F až 185 °F) Skladování: (-40 °C až +85 °C-40 °F až 185 °F)
Odolnost proti otřesům	10 gn (10–150 Hz) podle normy IEC 60068-2-6
Nárazuvzdornost	30 gn (11 ms) odpovídá IEC 60068-2-7
Ochrana proti zásahu elektrickým proudem	Třída II jako podle IEC 60536
Stupně krytí	IP 66 + IP 67
Stupeň znečištění	3, odpovídá IEC / EN 60 947-5-1
Jmenovité provozní charakteristiky	Ue = 24 V a Ie = 100 mA
Ochrana (použití bez bezpečnostního modulu)	500 mA gG (gl) patronová pojistka (v USA použijte pojistku typu CC)
Opakovaná přesnost	≤ 10 %
Hystereze	≤ 20 %
Frekvence provozního cyklu	150 Hz
Pokles napětí	I ±10 mA 0,1 V bez diody LED; 2,4 V s diodou LED I ±100 mA 1 V bez diody LED; 4,2 V s diodou LED
Funkce spínačů	Uzavírání – otevírání
Kabelová přípojka	Kabelem 4 nebo 6 x AWG 23 (0,25 mm ²), délka 78,74 palců, 196,85 palců nebo 393,70 palců (2 m, 5 m nebo 10 m) v závislosti na modelu

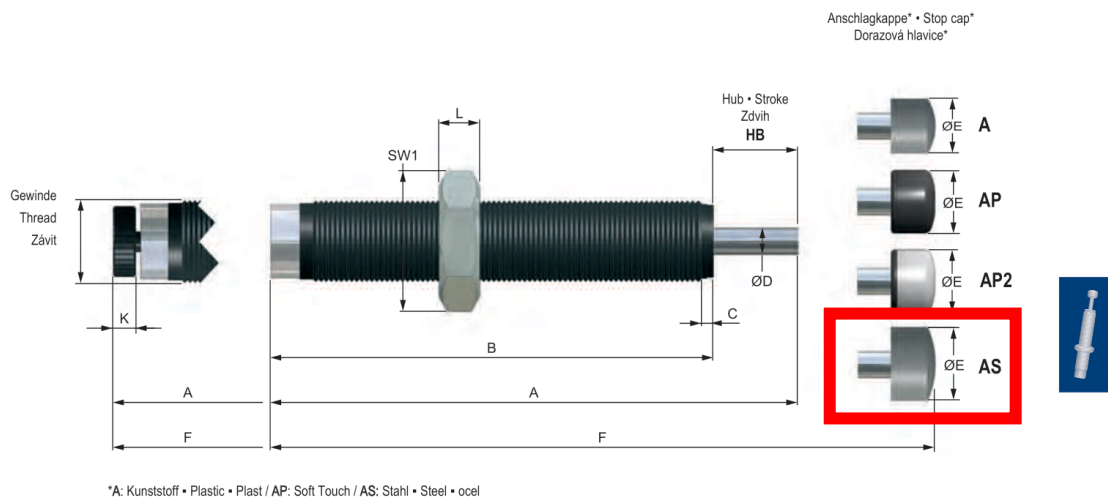
- BN = hnědý
- BU = modrý
- WH = bílý
- BK = černý
- NO = spínací kontakt (Z)
- NC = rozpínací kontakt (V)

Sao: zaručená vzálenost pro spojení
Sar: zaručená vzálenost pro rozpojení

Schneider Electric CZ, s. r. o.

Zákaznické centrum

Tel.: 382 766 333 – e-mail: info@cz.schneider-electric.com



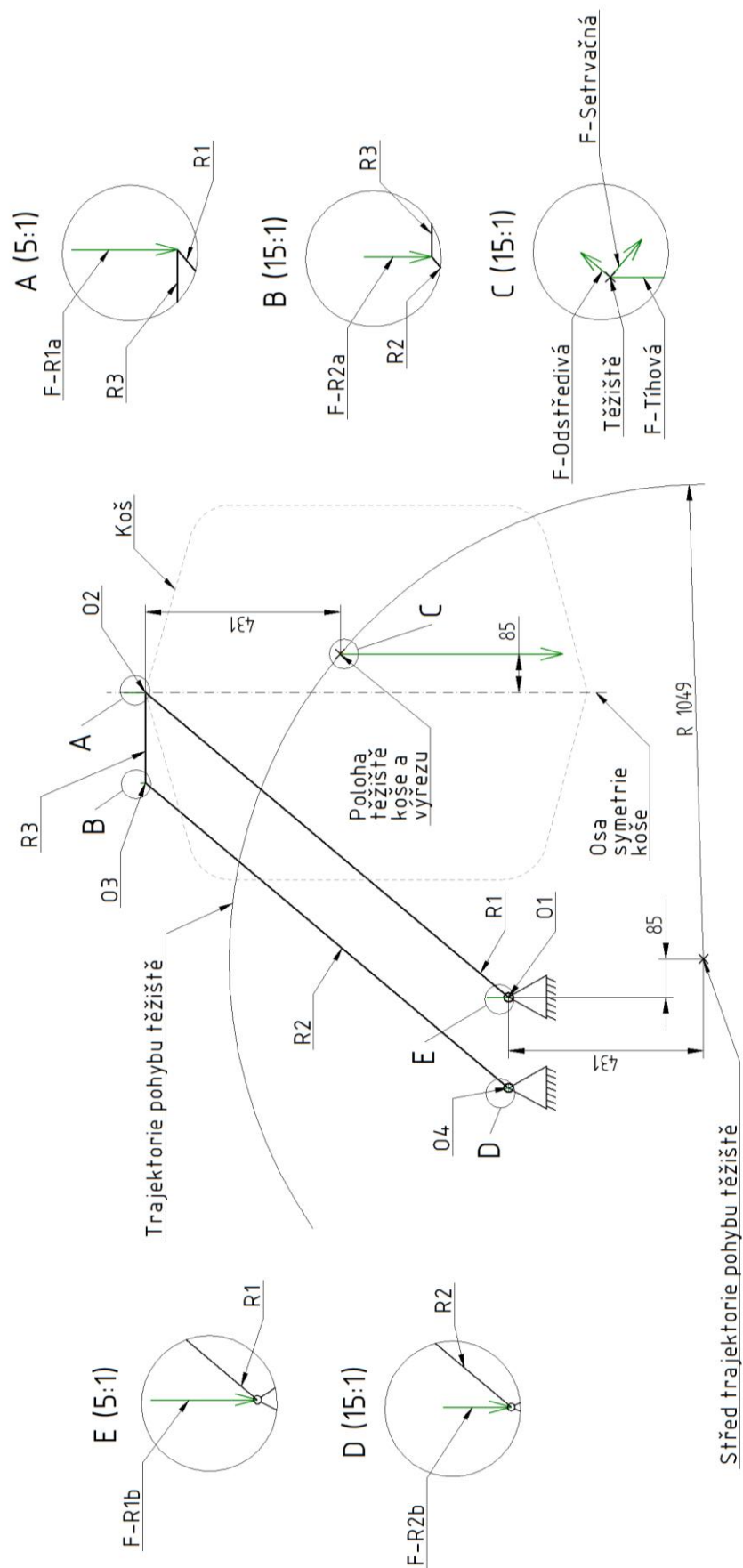
ABMESSUNGEN • DIMENSIONS • ROZMĚRY

	GW	A	B	C	ø D	øE (A)	øE (AP / AP2)	øE (AS)	F (A)	F (AP / AP2)	F (AS)	L	SW1	K
		mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
WE-M 0,1	M 8 x 1	56,0	45,0	2,5	2,5	6	6,5	-	61,5	63,0	-	3	11	3,5
WS-M 0,1	M 8 x 1	51,0	44,0	2,5	2,5	6	6,5	-	57,0	58,0	-	3	11	-
WP-M 0,1	M 8 x 1	51,0	44,0	2,5	2,5	6	6,5	-	57,0	58,0	-	3	11	-
WE-M 0,15	M 10 x 1	62,0	48,5	2,5	3,0	6	8,5	8,5	68,5	68,5	68,5	3	13	3,5
WS-M 0,15	M 10 x 1	59,5	49,5	2,5	3,0	6	8,5	8,5	66,0	66,0	66,0	3	13	-
WE-M 0,2	M 12 x 1	81,5	66,0	2,5	4,0	10	10,0	10	89,5	90,0	89,5	4	14	3,5
WP-M 0,2	M 12 x 1	77,0	65,0	2,5	4,0	10	10,0	10	85,0	86,0	85,0	4	14	-

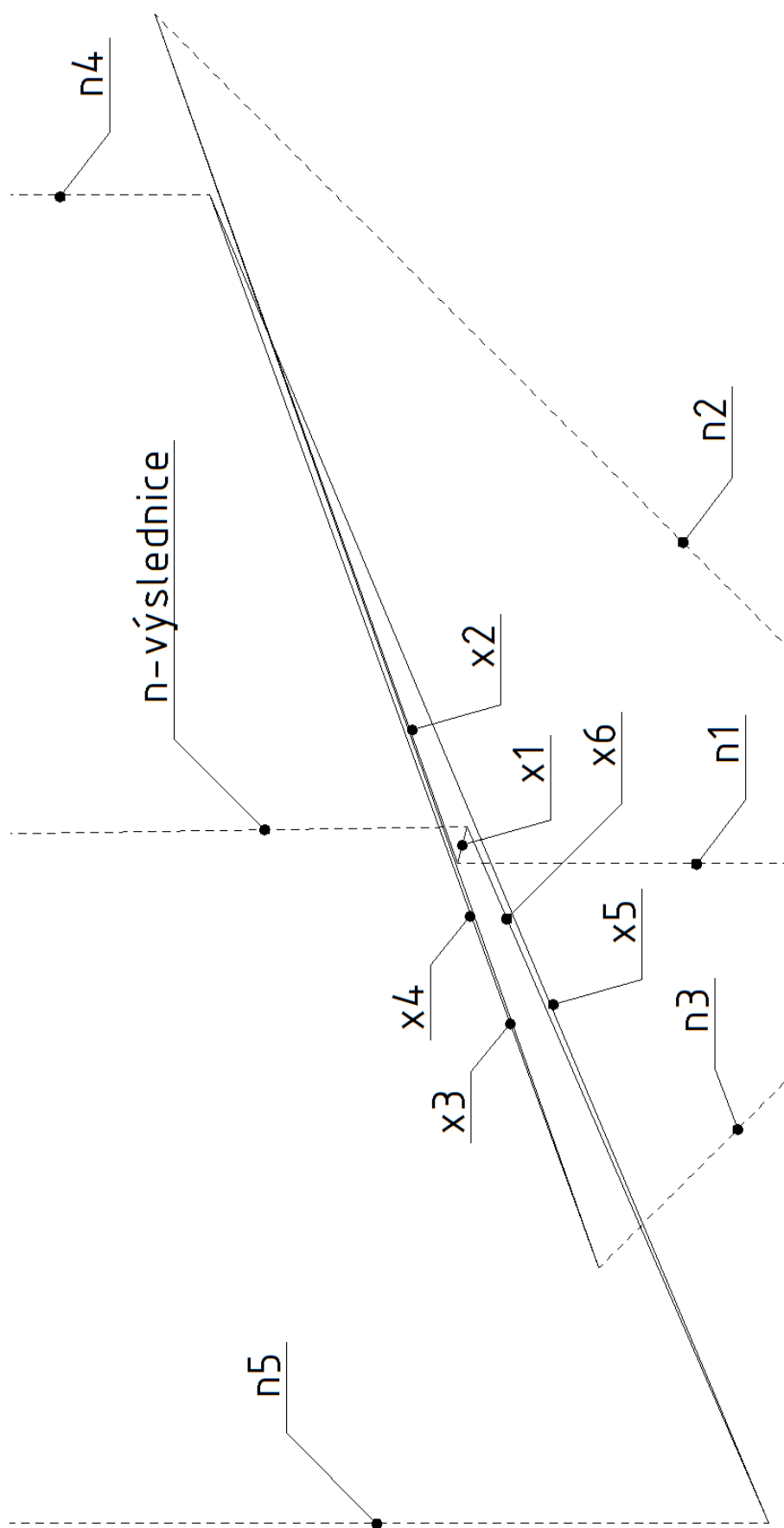
LEISTUNGEN • PERFORMANCE • TECHNICKÉ PARAMETRY

	Hub - Stroke - Zdvih	Energieaufnahme - Energy absorption - Absorpce energie		Effektive Masse - Effective mass - Efektivní hmotnost			
		Constant load*		-1 (soft)	-2 (medium)	-3 (hard)	-4 (very hard)
	mm	Nm/HB (max.)	Nm/h (max.)	min. - max.kg	min. - max.kg	min. - max.kg	min. - max.kg
WE-M 0,1	7	4	14.400	0,65 - 50	-	-	-
WS-M 0,1	7	4	14.400	0,65 - 2,0	1,3 - 5,5	1,7 - 50	-
WP-M 0,1	7	4	14.400	0,3 - 0,9	0,65 - 2,0	1,8 - 8	-
WE-M 0,15	10	15	24.000	1,0 - 500	-	-	-
WS-M 0,15	10	15	24.000	1,6 - 7,5	6,1 - 71	61 - 252	232 - 750
WE-M 0,2	12	22	35.200	1,5 - 800	-	-	-
WP-M 0,2	12	22	35.200	1,5 - 2,8	2 - 21	17 - 92	-

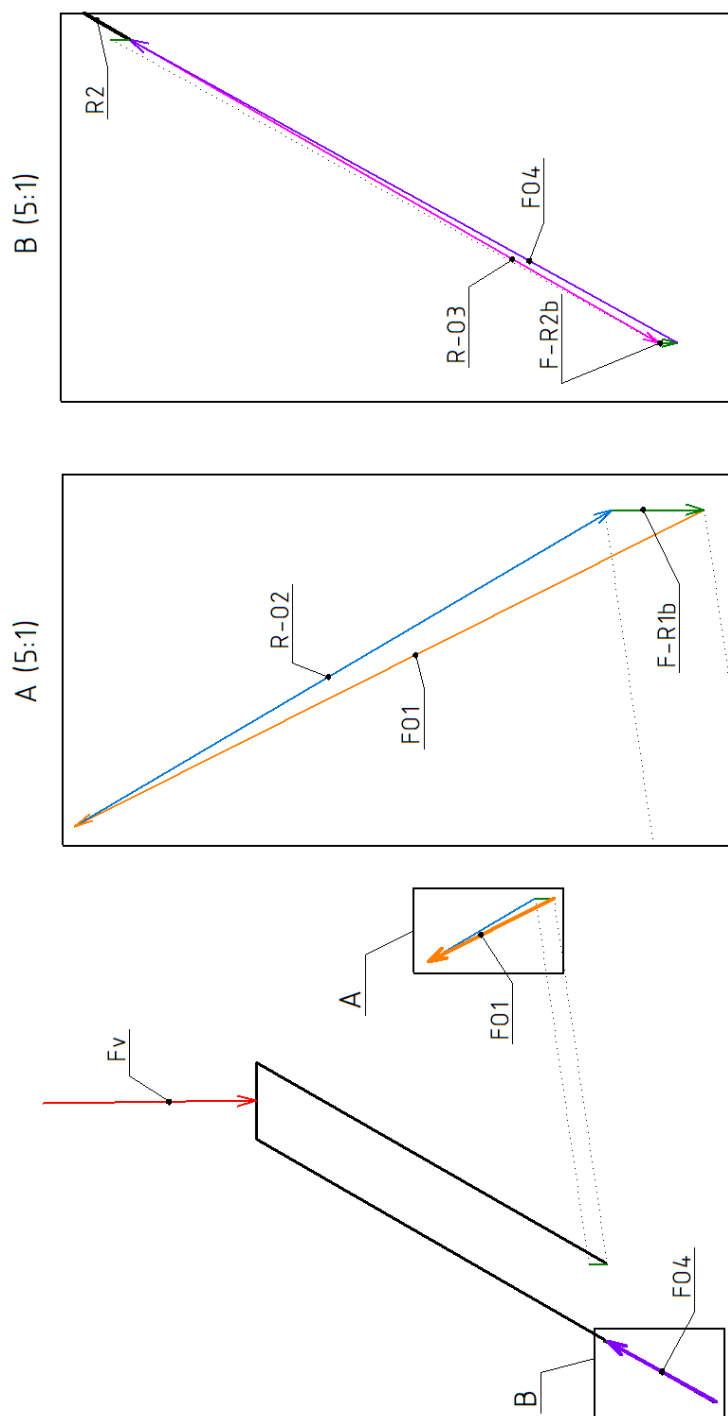
*Dauerbelastung - Constant load - Trvalé zatížení



Príloha 33 Popis zatížení při vybočení výřezu vpravo



Príloha 35 Detail získaní polohy nositeľky sily F_v



Příloha 36 Vznik reakcí F_{01} a F_{04}