



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

NÁVRH ÚPRAVY NOSNÉ KONSTRUKCE LISOVÉ ČÁSTI PAPÍRENSKÉHO STROJE

DESIGN OF MODIFICATION OF THE SUPPORTING STRUCTURE OF THE PRESS PART OF THE PAPER
MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Radek Zborník

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Radek Zborník
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.
Akademický rok:	2017/18

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:

Návrh úpravy nosné konstrukce lisové části papírenského stroje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukční úpravy nosné konstrukce lisové části papírenského stroje pro snadnější výměnu plstěnce. Pevnostní kontrola upravené konstrukce při jednotlivých zatěžovacích stavech.

Základní technické parametry:

Rychlost stroje (konstrukční): 1 000 mmin⁻¹

Materiál konstrukce: ocel 1.4541 (AISI 321)

Šíře plstěnce: 2 600 mm

Rozteč uložení: 3 380 mm

Lineární tlak mezi válci: 80/ 100/ 150 kNm⁻¹

Maximální tah v plstěnci: 4 kN/m

Cíle diplomové práce:

Konstrukční úprava nosné konstrukce lisové části.

Pevnostní kontrola konstrukce při uvažovaných zatěžovacích stavech.

Celkový výkres sestavení nosné konstrukce.

Seznam doporučené literatury:

JURÁŠEK, O. Teorie nosných konstrukcí. 1. vyd. Praha: VN MON, 1989.

WUNDERLICH, Walter a Gunter KIENER. Statik der Stabtragwerke. Stuttgart: B.G. Teubner, 2004. ISBN 9783519050612.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

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 popisem a pevnostní analýzou vybraných částí modifikované nosné konstrukce lisové části papírenského stroje. Konstrukce je navrhována za účelem zjednodušení výměny plstěných pásů při servisním odstavení stroje. První část práce je věnována stručnému popisu papírenského stroje s podrobnějším zaměřením na lisovou část. V další části je proveden návrh úpravy původního provedení nosné konstrukce. Poslední část se zabývá pevnostní kontrolou konstrukčních uzlů provedené úpravy. Pevnostní výpočet se dále dělí na výpočet metodou konečných prvků a analytickou část. V závěru práce jsou porovnány výsledky z obou těchto částí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nosná konstrukce, papírenský stroj, lisová část, pevnostní analýza, metoda konečných prvků

ABSTRACT

The thesis deals with a description and a strength analysis of selected parts of a modified supporting structure of a press part of a paper machine. The construction is designed to simplify a replacement of felt belts during a service shutdown of the machine. The first part of the thesis is devoted to a brief description of the paper machine with a more detailed focus on the press part. The next part of the thesis includes a project of adjustment to the original design of the supporting structure. The last part deals with a strength control of construction nodes of the adjusted project. A strength calculation is further divided into a calculation using the finite element method and an analytical calculation. Results of both previous calculation methods are compared at the end of the thesis.

KEYWORDS

Supporting structure, paper machine, press part, stress analysis, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZBORNÍK, R. *Návrh úpravy nosné konstrukce lisové části papírenského stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



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 24. května 2018

.....

Bc. Radek Zborník

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za jeho odborné rady, které jsem použil při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Zdeňku Zapletalovi z firmy Papcel a.s. za vytvoření zadání diplomové práce, cenné rady a připomínky. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině za velikou podporu a trpělivost v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Proces výroby papíru	10
1.1 Získávání surovin	10
1.2 Příprava látky (PL)	10
1.3 Papírenský stroj (PS)	11
1.4 Závěrečné práce	19
2 Analýza problému a cíl práce	21
2.1 Výchozí koncept nosné konstrukce	21
2.2 Cíle práce	25
3 Konstrukční návrh	26
3.1 Zadané parametry	26
3.2 Konstrukční provedení jednotlivých lisů	28
3.3 Konstrukční provedení hlavních příčných nosníků	51
3.4 Postup při výměně plstěnců	56
4 Pevnostní výpočet hlavních příčných nosníků	58
4.1 Určení průběhu výsledných vnitřních účinků	58
4.2 Určení velikosti deformace nosníku v bodě E	67
5 Pevnostní výpočet příčných nosníků MKP	79
5.1 Použité prvky při vytváření výpočtového modelu	79
5.2 Nahrazení konstrukčních celků	79
5.3 Způsob zatěžování FEM modelu	81
5.4 Analýza nosníku CAN1	81
5.5 Analýza nosníku CAN2	83
5.6 Analýza nosníku CAN3	85
5.7 Porovnání výsledků	87
Závěr	88
Seznam použitých zkratk a symbolů	91
Seznam příloh	99

ÚVOD

Pojmem papír rozumíme stejnoměrnou vrstvu vláken, převážně rostlinných, naplavených vodou na síto a odvodněných (zbavených vody). Svě jméno si získal podle svého předchůdce papyru, který se používal v Egyptě před více než pěti tisíci lety. Objevení papíru se však přisuzuje oblasti jižní Číny, kde byl vyroben první list podobný struktuře, jaká se zachovala do dnešní doby. Tento objev se datuje do období prvního století našeho letopočtu. Postupem času se papír dostává za hranice čínského impéria. S předáváním tajemství výroby se papír dostal v 11. století až na hranice dnešní Evropy. Až do počátku 19. století se vyráběl pouze manuálním způsobem na ručních síťových rámech (formách).

Na přelomu 18. a 19. století se začalo s výrobou papíru na papírenských strojích. Jednalo se o dvě od sebe velmi odlišné soustavy, které jsou v jisté podobě zachovány do dnešní doby. Jsou to stroje s nekonečným podélným sítem a sítem kruhovým. V první polovině 19. století se výroba začala zdokonalovat a na výrobní linky začaly být kladeny stále vyšší požadavky. Vývoj papírenských strojů si vyžádal mnoho konstrukčních změn, než se dospělo k dnešním moderním, velmi výkonným strojům. S rozšiřováním papírenského sortimentu se vyskytly požadavky na zkonstruování speciálních strojů, které jsou přizpůsobeny pro daný produkt. Nutno však zmínit, že přes veškeré tyto modifikace zůstává postup výroby kteréhokoliv druhu papíru na papírenském stroji v podstatě stejný [1].

1 PROCES VÝROBY PAPIŘU

V současnosti je papír zpravidla vyráběn strojním způsobem na papírenských linkách. Výroba papíru tímto způsobem probíhá ve čtyřech základních fázích.

1.1 ZÍSKÁVÁNÍ SUROVIN

Přípravná fáze slouží k získání potřebných surovin pro výrobu papíru. Výchozí surovinou bývá nejčastěji smrkové dřevo, ze kterého se získává [4][18]:

Bílá dřevní drť (BDD) - Půlmetrová polena zbavená kůry se drtí na speciálních drticích strojích. Drť se následně třídí a odstraňují se nežádoucí větší třísky.

Vlastnosti: Drť se skládá z krátkých vláken, proto se špatně plstí. Papíry z ní vyrobené na světle a vzduchu rychle žloutnou. Je to materiál nejhorší kvality, používaný pro méně náročné papíry (novinový papír – 80% BDD).

Hnědá dřevní drť (HDD) - Polena se před drcením nechají asi 3 hodiny pařit. Vlákná se stanou delšími a pevnějšími. Dřevo získává tmavě hnědou barvu.

Vlastnosti: Papíry mají charakteristickou hnědou barvu, protože HDD se nedá bělit (hnědá krabicová lepenka, balicí papír).

Celulóza - Vyrábí se ze dřeva jehličnatých stromů chemickou cestou. Dřevo se rozdrť a pak vaří v roztoku sulfitového louhu nebo jiného činidla 5 – 6 hodin za tlaku 0,05 – 1 MPa. Tím se uvolní dřevěná vlákna, rozpustí se lignin a zůstane celulóza (buničina).

Vlastnosti: Vlákná jsou delší, lépe se plstí, dají se bělit a mírně žloutnou (psací a kreslicí kartony, ilustrační, kopírovací, křídové papíry).

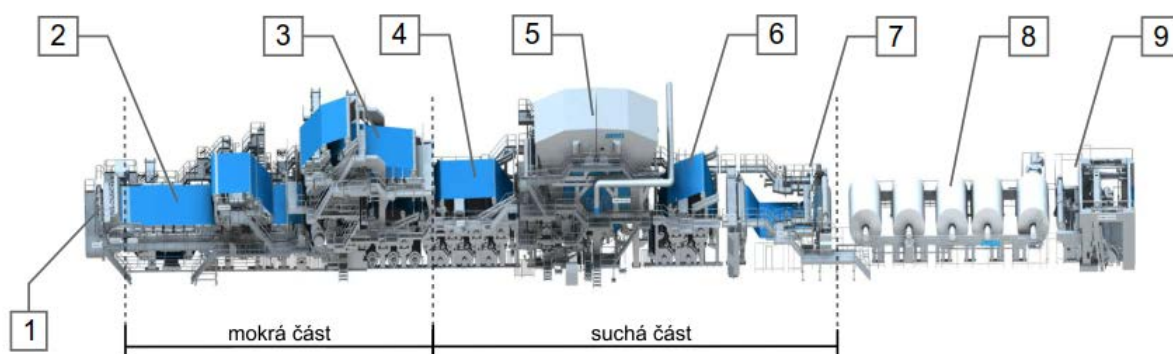
1.2 PŘÍPRAVA LÁTKY (PL)

Po odbarvení a pročištění je celulóza přidáváním různých přísad upravena tak, aby získala všechny vyžadované vlastnosti charakterizující příslušný druh papíru, který z ní bude vyroben. Touto operací vzniká už finální papírovina, jež je následně napouštěna do papírenského stroje. Druhy chemikálií a aditiv přidávaných do celulózy závisejí na požadovaných vlastnostech vyráběného papíru. Pro získání potřebného stupně opacity, jasnosti a hladkosti je přidávána hlinka a uhličitan vápenatý, tedy křída. Přidávaná barviva zajišťují jasnost a odstín, optická zjasňovadla jsou přidávána pro zvýšení bělosti a tužící činidla pro snížení nasákavosti papíru kapalinami. Tužící přípravky totiž pokryjí povrch jednotlivých vláken buničiny a vyplní prostor mezi nimi, čímž dojde k podstatnému snížení schopnosti hotového papíru vsáknout tekutinu a vytvoří se tak bariéra proti jeho zvlhnutí. Když jsou všechny tyto potřebné přísady kompletně rozpuštěny ve vodě a dobře promíchány s celulózą, která tím získá všechny potřebné a požadované vlastnosti, je papírovina připravena k napouštění do papírenského stroje, kde může začít postupně vznikat nekonečný pás papíru [14].

Na výrobu jednoho kilogramu papíru je nutné použít přibližně 100 litrů vody, takže její spotřeba v papírně je obrovská. Aby byla zajištěna ekonomičnost a ekologičnost výroby papíru, je třeba provádět recyklaci vody [14].

1.3 PAPIRENSKÝ STROJ (PS)

Hlavním úkolem papírenských strojů je vyrobit rovnoměrný pás papíru. Mezi další funkce papírenského stroje patří úpravy vzniklého pásu. Druh a rozsah těchto úprav je závislý především na vyráběném druhu produktu a na požadovaných výstupních vlastnostech papíru.



Obr. 1 Papírenský stroj [11]; 1 – nátokové zařízení; 2 – síťová část; 3 – lisová část; 4 – předsoušecí část; 5 – Sušicí část (Yankee); 6 – kalandr; 7 – navíjecí zařízení; 8 – tambory; 9 – převíjecí zařízení

Papírenský stroj lze rozdělit na tři základní technologické části:

- a) mokrá část,
- b) suchá část,
- c) příslušenství papírenského stroje.

Příklad provedení papírenského stroje včetně označení jeho základních částí je na obr. 1.

Mokrú část papírenského stroje začíná tzv. prsním válcem (breast roll) a je ukončena posledním mokrým lisem v lisové sekci. Dochází zde k přeměně papíroviny dodávané prostřednictvím nátokového zařízení v papírový list. Tato přeměna je uskutečňována postupným mechanickým odnímáním vody. Tento proces se nazývá odvodňování.

Suchá část papírenského stroje začíná prvním sušicím válcem v sušicí sekci, zakončena je výstupní sekci papírenského stroje – navíjecím zařízením. Význam suché části spočívá v konečném vysušení papírového pásu vzniklého v předchozích sekcích. Dále zde probíhá jeho případná úprava (chlazení, hlazení, krepování, řezání, vlhčení, zušlechťování aj.) a navíjení v hotový výrobek na válec - tambor.

Příslušenství papírenského stroje tvoří: čerpadla, třasáky, potrubí na surovou vodu, potrubí oběhové vody, parní a kondenzátorové potrubí, potrubí na párou ohřátý vzduch k vytápění, pohon stroje, klimatizační zařízení, hlavní jeřáb, pomocné jeřáby atd.

Tento všeobecný popis papírenského stroje uvádí pouze základní části a příslušenství. Celé zařízení je však velice složité a jednotlivé stroje se pak navíc mohou lišit dle vyráběného papíru.

Suchou a mokrou část papírenského stroje je možné dále rozdělit na jednotlivé základní sekce, které jsou součástí všech papírenských strojů pro libovolný výsledný produkt. Každá sekce má při tvorbě papíru nenahraditelnou funkci.

1.3.1 NÁTOKOVÉ ZAŘÍZENÍ

Toto zařízení je umístěno na začátku linky papírenského stroje, zajišťuje rovnoměrné rozdělení přitékající papíroviny z PL po celé pracovní šíři prsního válce a snaží se zabezpečit stejnoměrný a stabilní příčný profil papíroviny na síť.

1.3.2 SÍTOVÁ ČÁST

Síťová část je důležitým a významným celkem každého papírenského stroje a to jak z hlediska výkonu, tak z hlediska kvality vyráběné produkce. Zajišťuje formaci vláken papírenské látky z nátoku a její počáteční odvodnění. Základem je nekonečné síto, které obepíná na straně u nátokového zařízení prsní válec a na druhé straně sací gaučový válec (couch roll).

Z technologického hlediska můžeme síťové části rozdělit [19]:

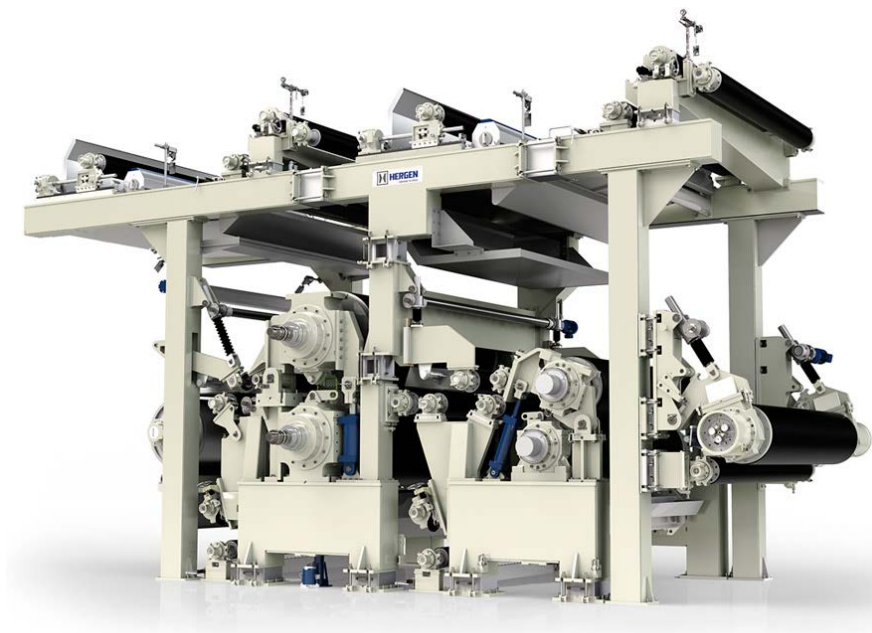
- a) **síťové části s kruhovými sítí,**
- b) **síťové části s podélným sítem** (Fourdriner),
- c) **speciální síťové části** (šikmé síto nebo síťové části tvořené různými typy formerů).

1.3.3 LISOVÁ ČÁST

Lisová část papírenského stroje (obr. 2) snižuje mechanickou cestou obsah vody v papírovém pásu a tím výrazně ovlivňuje náklady vynaložené na následné sušení. Obecně platí, že každé procento sušiny dosažené v lisové části snižuje spotřebu páry na sušení v sušící části až o 5 %. Snahou tedy zůstává instalovat takovou lisovou část, která zajistí maximální sušinu za lisovou částí, ale bez negativních dopadů na vyráběný sortiment (poškození vláken apod.) Vhodně navržená lisová část musí respektovat výkon stroje, jeho rychlost (způsob zavádění papíru), daný produkt a způsob výměny plstěnců a válců.

Lisy jsou základním prvkem lisové části. Každá lisová část zahrnuje minimálně jeden, většinou však více navazujících lisů - zpravidla 1 až 5 lisů. Jejich přesný počet je dán druhem vyráběného papíru, především gramáží a požadovaným lisovacím výkonem daného lisu. Lisovací tlak musí směrem od vstupu papírového pásu do lisové části postupně narůstat, výstupní lis tedy dosahuje nejvyššího tlaku. Uspořádání musí být při výrobě papírů s nízkou plošnou hmotností co nejbližší u sebe, aby nebyl papír příliš napínán při převádění pásu z jednoho lisu druhého. Horní lisový válec bývá mírně přesazen o 50 – 80 mm proti běhu papíru tak, aby vylisovaná voda stékala po zadní straně spodního. Na odtoku vody je rovněž možno pozorovat, zda je lisovací tlak po šířce válce konstantní. U dvojice lisových válců zůstává jeden ve stejné poloze a druhý je k němu přitlačován. U lisů s dvěma lisovacími zónami zůstává v neměnné poloze centrální válec a zbylé dva vytváří kontaktní plochu pro lisování. Přítlak obvykle probíhá přes dvouramenné páky, přičemž přitlačná síla je generována přímočarými hydromotory. Tlak v hydromotoru je sledován na tlakoměru, takto

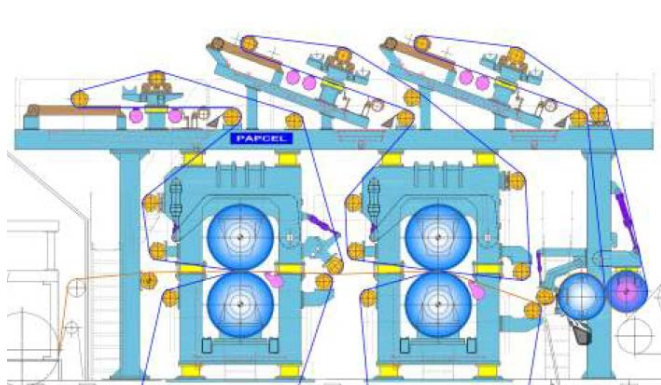
lze přítlak (samočinně) regulovat. Lisovací výkon je uváděn tzv. press impulsem PI (kPa x sec), který závisí na velikosti lineárního tlaku mezi válci a dobou pobytu pásu papíru v lisovací zóně. Vyšší hodnota znamená vyšší stupeň odvodnění papírového pásu [1].



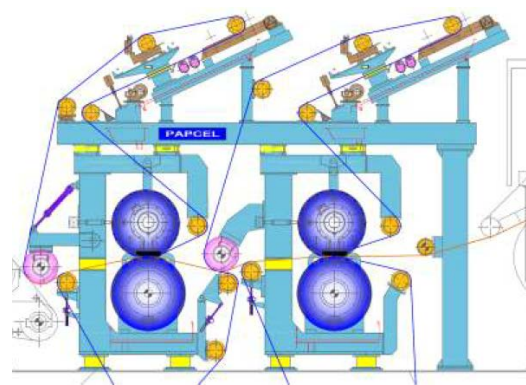
Obr. 2 Lisová část papírenského stroje, výrobce Hergen paper machinery (BR) [15]

Z technologického hlediska můžeme jednotlivé lisy rozdělit [20]:

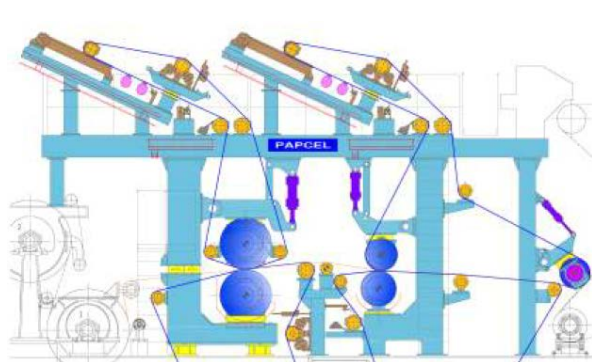
- a) **lis s jednou lisovací zónou** (tzv. průběžný) - standartní lis (obr. 5), jumbo lis (obr. 4), Shoe press (obr. 3);
- b) **lis se dvěma lisovacími zónami** (tzv. kombi lis – obr. 6);
- c) **lis se třemi lisovacími zónami;**
- d) **lis se dvěma páry lisových válců** (Bi-vent);
- e) **lis s jedním párem a jednou trojicí lisových válců** (Tri-vent).



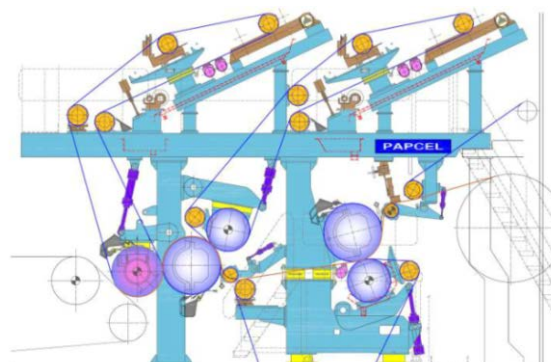
Obr. 4 Lisová část s průběžnými lisami – Jumbo [20]



Obr. 3 Shoe press [20]



Obr. 5 Standartní lis [20]



Obr. 6 Lisová část se dvěma lisovacími zónami - kombi lis [20]

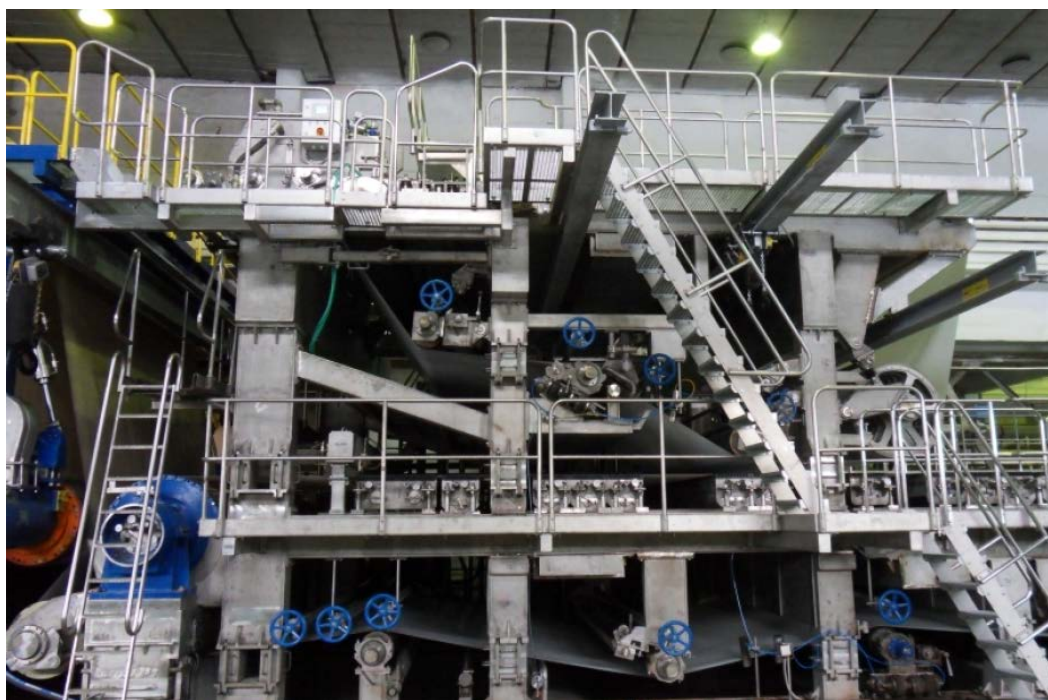
Nosná konstrukce (obr. 7) tvoří rám lisové části, ve kterém jsou umístěny jednotlivé lisí. Konstrukce zajišťuje tuhou oporu pro jednotlivé lisí v návaznosti na lineární tlak mezi lisovými válci a na konstrukční rychlost papírenského stroje. Konstrukce je navržena s ohledem na vysoké statické a dynamické zatížení. Zároveň musí umožnit dostatečně rychlou, bezpečnou a jednoduchou výměnu plstěnců, obíhajících mezi skupinami válců. Lisové válce je rovněž nutné snadno vyjmout pro jejich případnou výměnu při opotřebení nebo při servisních pracích.

Dřívější konstrukce s celistvým rámem neumožňovala výměnu plstěnce jako neděleného pásu, plstěnce po navlečení na soustavu válců bylo nutné sešít přímo na stroji. Toto provedení mělo řadu nevýhod. Mezi hlavní nevýhody patří zejména pracnost výměny, která souvisí i s prodloužením doby odstávky stroje, dále pak zvýšení náročnosti na obsluhu a v neposlední řadě životnost plsti, která se v místě spoje značně opotřebovává.

Novější provedení s dělenou konstrukcí typu „cantilever“, umožňuje výměnu plstěnce jako nekonečného pásu. Jednotlivé konzoly jsou na straně obsluhy spojeny přes vyjímatelné „kostky“. Při odstavení lisu z provozu je možné za pomoci zdvihacích zařízení tyto kostky vyjmout. Tím vzniká mezi konzolami mezera, kterou je možné pás nasunout na skupinu

válců. Toto provedení značně snížilo dobu potřebnou pro odstavení stroje z provozu při servisních pracích.

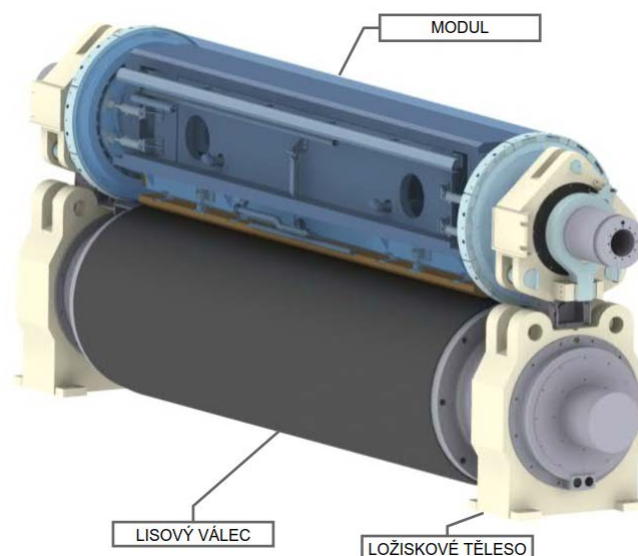
Lisová část se nachází v mokré části papírenského stroje, pracuje tedy v agresivním prostředí s vysokou vlhkostí. Z tohoto důvodu bývá nejčastěji vyrobena z korozivzdorné oceli. Není to však pravidlem, může být použito konstrukční oceli opatřené ochranným nátěrem. Volba materiálu velice ovlivňuje výslednou cenu stroje, proto má hlavní slovo zákazník. Kompromisem je varianta, kdy jsou některé tvarově složité části zhotoveny z korozivzdorné oceli a jednodušší profily mohou být z konstrukční oceli obalené tenkým plechem z korozivzdorné oceli.



Obr. 7 Lisová část papírenského stroje - nosná konstrukce je zde v provedení z korozivzdorné oceli, typ „cantilever“ [22]

První konstrukce byly vyráběny jako odlévané segmenty, které se následně smontovaly na místě výrobní haly. Dnes je obvykle použito hutních polotovarů, nejčastěji uzavřených profilů. Konzoly pro uchycení lisovacích zařízení bývají zhotoveny jako svařence z vypalovaných plechů.

Speciálním případem lisu, kdy je dosaženo nejvyšších hodnot PI (až $1\,300\text{ kNm}^{-1}$), je lis typu „Shoe press“ – lis, se speciálně upravenou lisovací zónou (obr. 8). Lisový válec může mít hydraulické zařízení pro kompenzaci průhybu. Ten je v součinnosti s modulem tvořeným stacionárním nosníkem na který je uchycena hydrodynamická bota. Profil boty je dán tvarem přítlačného horního válce (průměr a poloha válce). Na tento komplet je nasunut elastický plášť, který při rotaci klouže na vrstvě oleje, nanášené na přítlačnou hydrodynamickou botu. Tento systém je používán jako koncový lis na výstupu z lisové části [21].



Obr. 8 Shoe press [21]

Lisové válce jsou základním prvkem každého lisu. Dvojice válců vzájemným přitlakem vytvářejí kontaktní plochu pro lisování. Válce jsou konstruovány na požadovaný lisovací tlak (lineární tlak v jednotkách kNm^{-1}) a vyvažovány na konstrukční rychlost stroje. Podle konstrukčního provedení můžeme lisové válce rozdělit:

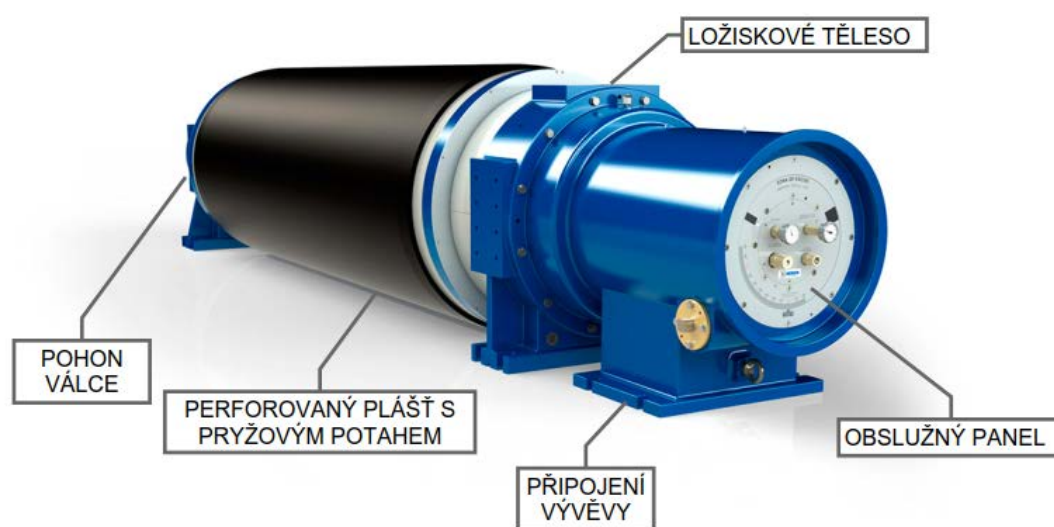
- a) válce klasické,
- b) sací lisové válce,
- c) válce s řízeným průhybem,
- d) speciální lisové válce – Shoe press.

Klasické lisové válce (obr. 8) patří mezi nejčastěji používané. Jsou konstrukčně jednodušší. Skládají se z pláště - obrobená ocelová silnostěnná trubka, čepy – obvykle šroubovány na čela trubky. Na obvodu válce bývá nanesen pryžový potah, v některých případech se používá kompozitního materiálu nebo keramiky. Celý tento komplet je následně dynamicky vyvážen. Správná volba potahu ovlivňuje celkovou účinnost odvodňovacího procesu. Válce s tvrdším potahem se více zanášejí a dochází ke zvýšenému namáhání plsti. Naopak příliš měkký potah by snižoval účinnost lisování. Na správné vylisování má zásadní vliv taktéž vypouklé obroušení povrchu válce (bombírování), jehož velikost se řídí podle průměru a délky válce, lisovacího tlaku a tvrdosti pryže.



Obr. 9 Klasické lisové válce s pryžovým potahem [16]

Sací válce se používají jako snímací („pick-up“), dále jako sací válce plsti, případně jako lisové válce. Snímací válec slouží ke snímání papíru ze síta a převod do lisové části. Jedná se tedy o technologický válec, který neslouží k lisování, ale pouze pro pomocné úkony. Lisové válce s možností odsávání dokážou prostřednictvím podtlakového systému uvnitř válce odvádět uvolněnou vodu z lisovací zóny. Voda je odváděna přes sací komoru uvnitř válce, která je napojena na vývěvu, plášť válce je perforován. Veškeré části válce jsou zpravidla zhotovené z korozivzdorné oceli. Kvůli perforaci dochází k zeslabení pláště, proto bývá nasazen obvykle jako první lis, kde je lisovací tlak nižší. Válce bývají rovněž opatřeny pryžovým potahem pro zvýšení životnosti plstěnce. Základní části lisového sacího válce jsou naznačeny na obr. 10.



Obr. 10 Sací lisový válec s pryžovým potahem [17]

Převáděcí válec („transfer roll“) slouží k přenosu papírového pásu při zavádění mezi jednotlivými lisy – mokrý převáděcí válec. Další uplatnění bývá na konci lisové části, kdy je prostřednictvím tohoto zařízení převeden vylisovaný pás do sušicí části. Zde se používá konstrukce tzv. suchého převáděcího válce. Konstrukčně se podobá snímacímu sacímu válci, bývá konstrukčně jednodušší – má pouze jednu sací komoru a menší průměr. Jejich hlavní výhodou je snížení tahového zatížení v přenášeném pásu papíru. Mezi další výhody patří zvýšení bezpečnosti práce při zavádění.

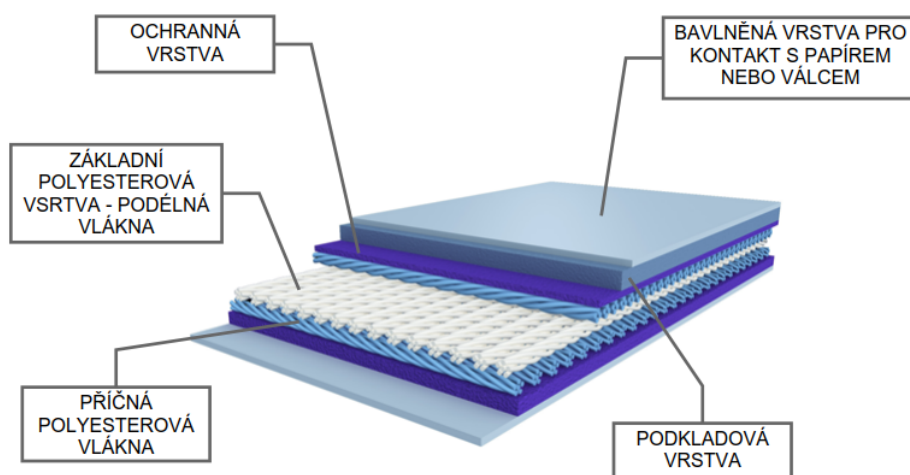
Vodicí válce v lisové části lze rozdělit do dvou kategorií – vodicí válce plsti a vodicí válce papíru. Jejich šířka se odvíjí od konstrukční rychlosti stroje a od šířky plstěnce. Konstrukční provedení válců pro vedení plstěnce je obdobné jako u klasických lisových válců. Slouží k napínání, vedení a regulaci běhu plsti. Jelikož jsou zatížené pouze vlastní vahou a tahem v plstěnci, jsou zde mnohem menší tloušťky stěny válce a průměry čepů. Průměr vodicích válců se pohybuje okolo 200 mm a více. Na povrch válce je rovněž nanesen pryžový potah pro zvýšení životnosti obíhající plsti.

Vodicí válce papíru jsou instalovány v místech, kde dochází k tzv. volnému tahu papíru – papír není veden plstěncem, ale je v přímém kontaktu s povrchem válců. Zde je válec méně namáhaný, čemuž odpovídá i jeho konstrukce.

Plstěnc zásadně ovlivňuje průběh odvodňovacího procesu během lisování, což má zásadní vliv na účinnost celé lisové části. Jejich rychlé opotřebení vlivem nesprávného zacházení a údržby má za následek prudký nárůst provozních nákladů stroje. Jsou na něj kladeny vysoké nároky z hlediska propustnosti vody při jejím odvádění z místa lisovací zóny. Po průchodu mezi lisovými válci se musí následovně regenerovat, než vstoupí na dalšího lisu. Zároveň je nepřetržitě tahově namáhán vodicími válci. Správně použitý plstěnc nesmí zanechávat na papíře žádné stopy, které by znehodnotily vyráběný produkt. To vše musí zajistit při co nejdelším intervalu výměny.

Opotřebenání plstěnců vzniká především lisováním a vysokým třením přes veškeré válce, které plstěnc obepíná. Opotřebenání se projevuje porušením tkaniva a konečným přetržením. Rychlé opotřebenání může být rovněž způsobeno nerovnoměrným zalisováním. Životnost se pohybuje nejčastěji v rozmezí od 2 do 6 měsíců.

Jak již název napovídá, jedná se o látku, která vzniká předemím, tkaním a valchováním, tj. zplstěním. Původní používaná plst' se vyráběla převážně z vlny, bavlny, osinku a jiných látek. Se vzrůstajícími požadavky a zatížením se začaly používat umělá vlákna. Polyamidová vlákna nebo polyesterová vlákna se užívají buďto samostatně, nebo v kombinaci s bavlnou nebo vlnou. Příklad složení jednotlivých vrstev prstence zobrazuje obr. 11.



Obr. 11 Lisovací plstěnc – skladba jednotlivých vrstev [23]

1.3.4 SUŠÍCÍ ČÁST

Sušicí část papírenského stroje se skládá z rotujících dutých válců, uvnitř vytápěných párou, umístěných zpravidla ve dvou řadách nad sebou. Počet sušicích válců se liší podle vyráběného druhu papíru, jeho plošné váhy a rychlosti stroje. Může jich být 8 až 60, ve výjimečných případech až 100.

Papírový list odvodněný na síťové části papírenského stroje, vylisovaný gaučovými válci a mokkými lisy, přechází do sušicí části, kde dochází k jeho vysoušení. Papírový list probíhá soustavou sušicích válců, kde je přitiskován na jejich vyhřátý povrch pomocí sušicího plstěnce. Ten napomáhá přestupu tepla a brání tvorbě vrásek papíru při jeho smršťování.

Tento celek je schován pod zákrytem. Úkolem zákrytu je snížit tepelné ztráty přestupem tepla do okolí a zabránit úniku vlhkého vzduchu do haly papírenského stroje.

Speciální sušicí částí je provedení typu „Yankee“, používané u papírenských strojů na výrobu tenkých papírů o plošné hmotnosti 40 gm^{-2} a hygienických papírů. Soustava sušicích válců je zde nahrazena jedním válcem – Yankee válec. Šířka stroje je omezena šířkou tohoto válce. Průměr válce bývá až 5 m, pracovní šířka pak do 6 m.

1.3.5 KALANDR

Strojní kalandr neboli hladicí stolice je zařazen za sušicí část u papírenských strojů na výrobu hladkého papíru. Hladkost je možné vyráběnému papíru částečně dodat již v mokrých lisech v lisové části, zejména pak v posledním z nich. Dále určitý podíl hladkosti získává papír přímým stykem se sušicími válci. Konečná hladkost se upravuje až na konci stroje, tedy na kalandru.

Papír ochlazený na $25 \text{ }^\circ\text{C}$ vstupuje do hladicího kalandru. Kalandr se skládá se soustavy hladkých válců, uspořádaných kolmo nad sebou, mezi kterými probíhá papírový pás. Některé válce mohou být vytápěné párou.

1.3.6 NAVÍJECÍ ZAŘÍZENÍ

Každý papírenský stroj je vždy zakončen navíjecím zařízením, kde dochází k navíjení papírového pásu na manipulační válce – tambory.

Navíječ se skládá z velkého bubnu průměru cca 1250 mm, jehož povrch je přesně obroušen. Na bubnu leží dva válce menšího průměru, přičemž na jeden válec se navíjí papír a druhý je vždy válcem náhradním. Papír se navádí na tambor proudem stlačeného vzduchu. Navinovaný kotouč papíru se přitlačuje k nosnému bubnu pneumatickým pístovým zařízením, kterým lze regulovat tvrdost navinutí. Moderní navíječe umožňují po navinutí jednoho tamboru velice rychle, např. otočením ramen, pneumatickým nebo hydraulickým mechanismem, navinutý tambor odsunout a na stroj přisunout další.

Za navíječem se někdy umísťuje pneumaticky sklápěný stůl, který umožňuje rychlé odvalení navinutého tamboru od stroje k dalšímu zpracování na převíjecí zařízení – převíječku.

1.4 ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

ŘEZÁNÍ PAPIŘU

Získaná role papíru navinutá na tambor je předána na další zpracování pomocí jeřábového zařízení. Papír je podélně rozřezáván na kratší role. Vzniklý pás papíru je možné dále rozřezávat na jednotlivé archy, skládané na sebe.

VÝROBA KARTONŮ A LEPENEK

Kartony a lepenky se vyrábějí tzv. vrstvením – skládáním a slepováním jednotlivých vrstev papíru.

BALENÍ

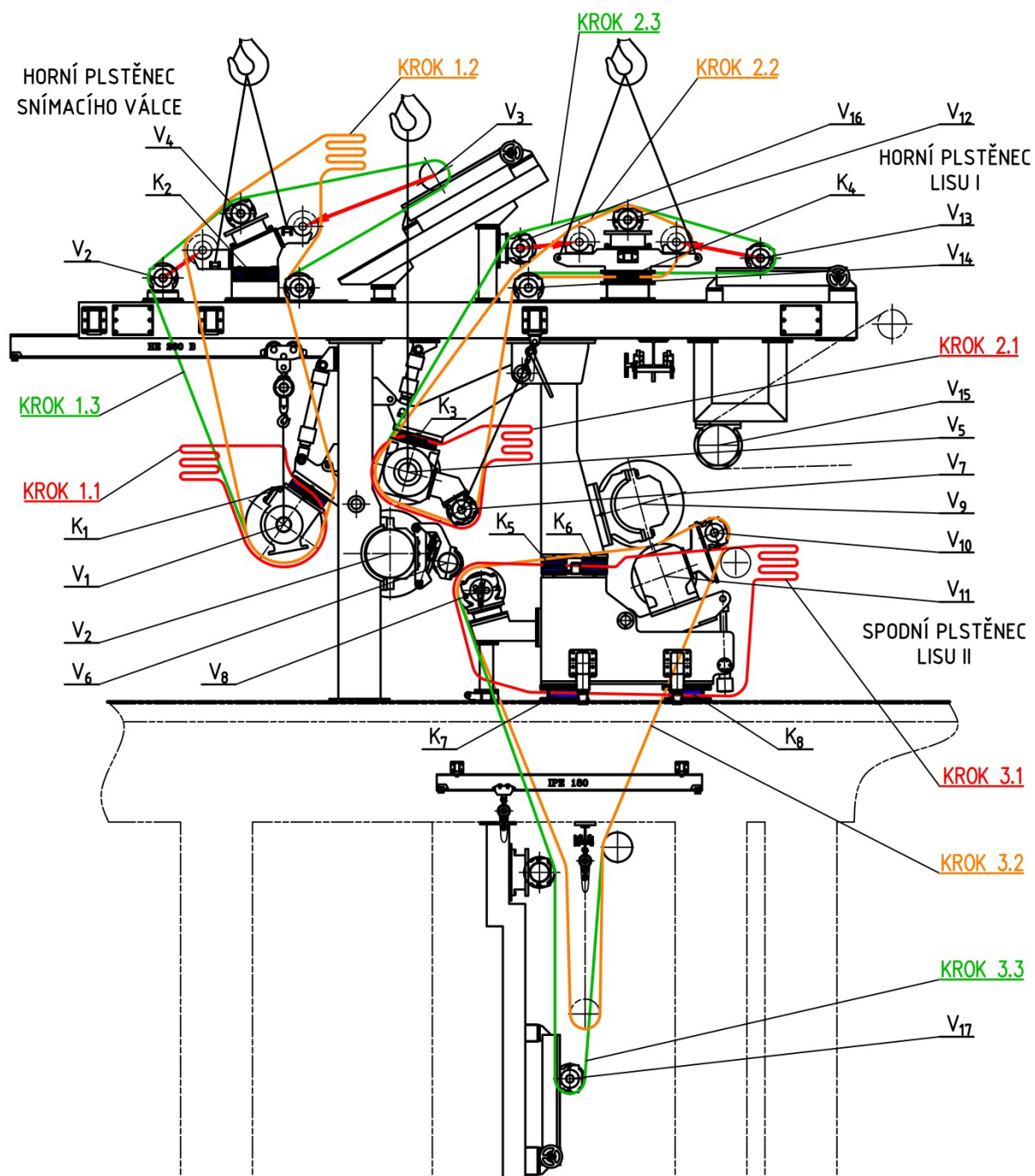
Závěrečnou fází je balení výstupního produktu výrobní linky.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Po seznámení s procesem výroby papíru a stručným popisem papírenské výrobní linky a popisu jednotlivých základních částí papírenského stroje je v následující části této práce věnována pozornost pouze lisové části.

2.1 VÝCHOZÍ KONCEPT NOSNÉ KONSTRUKCE

Jedná se o dělenou konstrukci konzolového typu („cantilever“). Toto provedení, jak již bylo uvedeno v první části práce, umožňuje výmětu plstěnce jako neděleného nekonečného pásu.



Obr. 12 Schéma výměny plstěnců u původní lisové konstrukce, pohled ze strany obsluhy

2.1.1 POPIS FUNKCE

Konstrukce je schematicky zobrazena na obr. 12 (pohled ze strany obsluhy). Jsou zde zařazeny tři skupiny válců opásané plstěnými pásy: horní plstětec snímacího válce, horní plstětec lisu I a spodní plstětec lisu II. Nosná část je tvořena uzavřenými čtvercovými profily, na které jsou přišroubovány jednotlivé konzoly pro uchycení lisových ramen. Dále je zde upevněna řada pomocného vybavení pro praní plstěnce, odvod nečistot, napínání jednotlivých plstěnců, snímání krajních poloh aj. Konstrukce je vybavena řadou přídatných zdvihacích a polohovacích zařízení pro montáž a vyjímání válců, plstěnců a pro jiné servisní práce. Nad tímto celkem je v hale instalován mostový jeřáb, který slouží pro ustavení jednotlivých částí výrobní linky papírenského stroje. Pod konstrukcí se nachází suterén. Zde je umístěno napínací zařízení pro plstětec druhého lisu.

Horní plstětec snímacího válce slouží pro sejmutí papírového pásu z gaučového válce v síťové části, která se u tohoto provedení nachází vlevo od lisové části. V horní části konstrukce se nachází napínání tohoto plstěnce. Snímací válec V_1 je uložen na sklopných ramenech, zavěšených na vřetenových převodovkách. Ty v kombinaci s elektromotorem umožňují nastavení polohy válce. Na straně obsluhy je mezi ložiskové těleso válce a sklopnou páku vložena vyjímatelná kostka K_1 . Po sejmutí následuje přenos pásu do lisové části.

Papír vstupuje do prvního mokrého lisu. První lis se skládá ze dvojice lisových válců. Spodní válec V_2 se nachází v neměnné poloze, upevněný na sloup nosné konstrukce. Protilehlý válec V_5 , upevněný na sklopných pákách, je přitlačován ke spodnímu válci pomocí přímočarých hydromotorů přes tyto sklopné páky. Napínání plstěnce se rovněž nachází v horní části konstrukce.

Přenos papíru do druhého lisu je umožněn prostřednictvím převáděcího válce V_8 v kombinaci s papír-vodicím válcem V_6 . Papír prochází druhým lisem, který je zároveň lisem výstupním. Zde je v neměnné poloze horní lisový válec V_9 a přitlačován je spodní válec V_{11} , upevněný na sklopném rameni. Přítlak je získán jako u předchozího lisu prostřednictvím přímočarých hydromotorů. Napínání plstěnce je umístěno v suterénu.

Za posledním lisem již dochází k přesunu vylisovaného papírového pásu do sušicí části papírenského stroje.

2.1.2 POSTUP PŘI VÝMĚNĚ PLSTĚNCŮ

Výměna každého plstěnce se skládá ze tří kroků. Jednotlivé fáze výměny jsou barevně zobrazeny na obr. 12.

NAVLÉKÁNÍ HORNÍHO PLSTĚNCE SNÍMACÍHO VÁLCE

Krok 1.1 – Válec V_1 musí být zvednut do horní polohy a zajištěn čepem. Plstětec se navlékne na přípravek zvedacího zařízení. Na přípravek se následně upevní vázací prostředek. Válec je zafixován v konstantní poloze, přičemž mírné odlehčení válce zvedacím zařízením umožní vyjmutí kostky K_1 . Po vyjmutí kostky se přistoupí k navléknutí plstěnce na snímací válec V_1 . Kostka K_1 je namontována zpět.

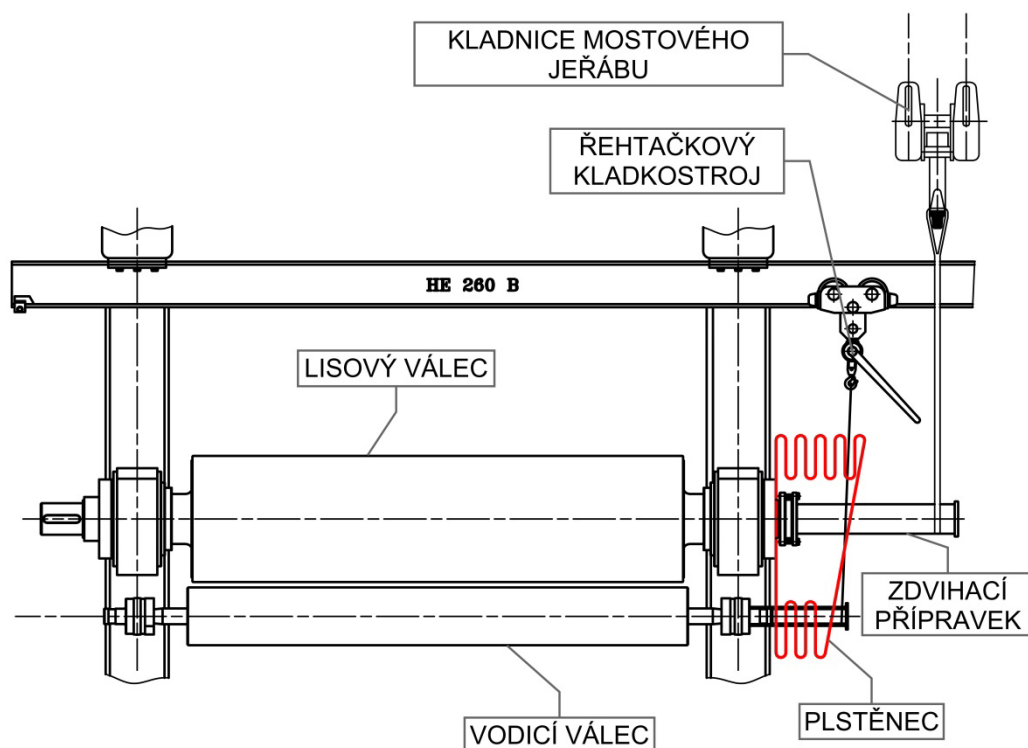
Krok 1.2 – Válce V_2 a V_3 jsou přesunuty (přesun válců je naznačen červenými šipkami) na konzolu regulátoru, kde jsou pro tyto účely vyhrazeny odkládací držáky. Plstětec je vytažen

do horní části konstrukce a následně navlečen na úvazky. Pomocí úvazků je uchycena konzola včetně válců, která je následně mírně přizvednuta podstropním mostovým jeřábem. Poté následuje demontáž vyjímatelné kostky K_2 a oblékání plstěnce na válce V_2 , V_3 a V_4 . Kostka K_2 je namontována zpět na své místo.

Krok 1.3 – Válce V_2 a V_3 jsou navraceny zpět do své výchozí polohy. Pomocí napínacího zařízení je plstěncem nastaven do pracovní polohy a předeprnut na hodnotu předepsaného tahového napětí.

NAVLÉKÁNÍ HORNÍHO PLSTĚNCE LISU I

Krok 2.1 – Válec V_5 se musí nacházet v horní poloze zajištěn čepem. Na válec V_5 a V_7 se namontují zvedací přípravky. Na tyto přípravky je následně navlečen plstěncem. Na přípravky jsou upevněny zdvihací zařízení pomocí vázacích prostředků. Poté je možné válce zafixovat v konstantní poloze, respektive mírně přizvednout za účelem vyjmutí kostky K_3 , přičemž válec V_5 je zvedán mostovým jeřábem a válec V_7 pomocí ručního zdvihadla. Vyjmutím kostky K_3 vznikne prostor pro navlečení plstěnce na válce V_5 a V_7 . Kostku K_3 je možné namontovat zpět. Zajištění válců při demontáži a navlékání plstěnce na přípravky je schematicky znázorněno na obr. 13.



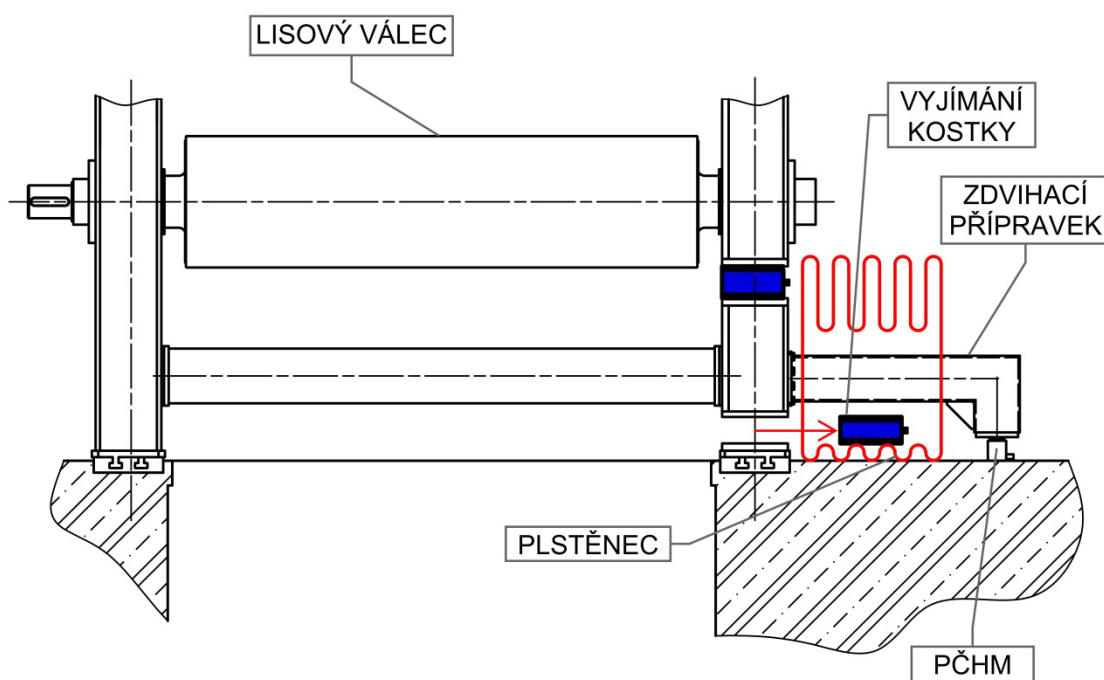
Obr. 13 Navlékání plstěnce na zdvihací přípravky válců

Krok 2.2 – Válce V_{12} a V_{16} se přesunou na konzolu regulátoru v horní části konstrukce. Plstěncem se vytáhne do horní polohy a navleče se na úvazky. Pomocí úvazků je uchycena konzola regulátoru a přizvednuta pomocí mostového jeřábu. Nyní je možné vyjmout kostku K_4 a obléknout plstěncem na válce V_{12} , V_{13} a V_{16} . Kostka je vrácena zpět.

Krok 2.3 – Válce V_{13} a V_{16} jsou vráceny zpět do původní pozice. Pomocí napínáku je plstěnc uveden do pracovní polohy a předepnut na předepsané tahové napětí.

NAVLÉKÁNÍ SPODNÍHO PLSTĚNCE LISU II

Krok 3.1 – Válec V_{11} je spuštěn do spodní polohy. Pomocí jednočinného přímočarého hydromotoru, který je zasunut mezi kostky K_5 a K_6 , se přizvedne horní část konstrukce. V tento okamžik je možné kostky K_5 a K_6 vyjmout. Na část nosné konstrukce, kde je uchycen spodní lisový válec V_{11} , se přišroubují pomocné zdvihací přípravky (konzoly) – obr. 14. Následně se na tyto konzoly navleče plstěnc. Použitím hydromotorů se konstrukce přizvedne a vyjmou se spodní dvě kostky K_7 a K_8 . Plstěnc je nyní možné navléknout na válce V_8 , V_{11} a V_{10} . Kostky jsou vráceny zpět na své původní pozice.



Obr. 14 Přípravek pro vyjímání plstěnce lisu II

Krok 3.2 – Válec V_{17} je za pomoci ručního kladkostroje odsunut stranou. Plstěnc se spustí do suterénu, kde se na tento válec nasune.

Krok 3.3 – Válec V_{17} je vrácen do původní pozice na napínací zařízení. Jeho posunutím se plstěnc dostane do pracovní polohy a nastaví se požadované tahové napětí.

2.1.3 NEVÝHODY KONCEPCE

Hlavní nevýhodou u tohoto provedení nosné konstrukce je pracnost výměny jednotlivých plstěnců, která zároveň prodlužuje dobu odstavení stroje z provozu. Montáž některých zdvihacích přípravků vyžaduje demontáž víka na ložiskovém tělese válce. Další nevýhodou je

zvýšené riziko poškození při podélném přehýbání plstěného pásu během navlékání na zdvihací přípravky. Při tomto úkonu může dojít k poškození jednotlivých vrstev. Přehýbání plstěnce názorně zobrazuje obr. 13. Rovněž skladování přípravků a pomocných zdvihacích prostředků představuje další komplikaci.

2.2 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je tedy navrhnout úpravy nosné konstrukce podle původní koncepce. Tento návrh bude řešen pro zadané uspořádání jednotlivých válců a pomocných zařízení lisové části. Nové provedení by mělo především usnadnit proces výměny plstěnců a zkrátit tak dobu pro odstavení této části stroje. Další částí práce je provedení pevnostní analýzy na tomto konstrukčním návrhu. Součástí práce je výkres sestavení nosné konstrukce. Z důvodu rozsahu zadání není požadována detailní výkresová dokumentace jednotlivých částí.

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Nové provedení by mělo především přispět ke snížení množství úkonů obsluhy při údržbě stroje. Zároveň musí zajistit dostatečnou tuhost celého lisu v návaznosti na požadovaný lineární tlak a konstrukční rychlost stroje.

3.1 ZADANÉ PARAMETRY

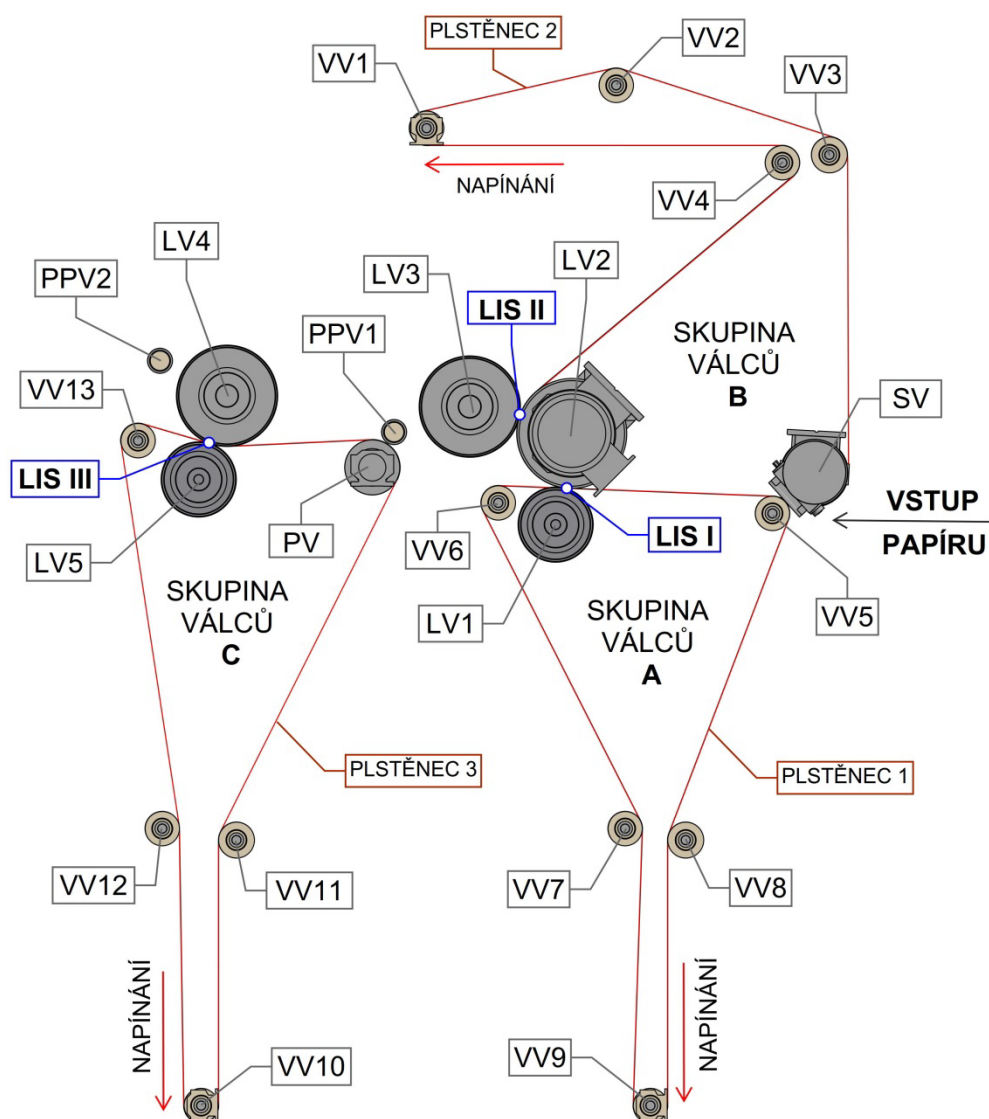
Navrhovaná nosná konstrukce je určena pro lisovou část papírenského stroje na výrobu dekoračního papíru. Papírenský stroj je zde v pravostranném provedení, tzn., že vícemotorový pohon válců se nachází na pravé straně ve směru toku látky nebo pohybu papírového pásu. Jedná se o rychloběžný stroj s konstrukční rychlostí $1\,000\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$. Rozteč uložení jednotlivých válců odpovídá vzdálenosti základových kolejnic, na kterých je konstrukce umístěna. Je zde jako u původní konstrukce uplatněn „cantileverový“ systém konstrukce. Zadané parametry pro konstrukční návrh obsahuje tab. 1.

Tab. 1 Zadané parametry stroje

Parametr	Hodnota
Provozní rychlost stroje	$800\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Konstrukční rychlost stroje	$1\,000\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Počet lisovacích zón	3
Lineární lisovací tlak 1. NIP	Max. $80\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$
Lineární lisovací tlak 2. NIP	Max. $100\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$
Lineární lisovací tlak 3. NIP	Max. $150\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$
Počet plstěnců	3
Šíře plstěnce	2 600 mm
Rozteč uložení stroje	3 380 mm
Rozteč uložení válců	3 380 mm
Maximální tah v plstěnci	Max. $4\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$
Materiál nosné konstrukce	1.4541 (AISI 321)
Vyráběný produkt	Dekorační papír
Gramáž produktu	40 až $110\text{ g}\cdot\text{m}^{-2}$

USPOŘÁDÁNÍ VÁLCŮ V LISOVÉ ČÁSTI

Uspořádání lisů a válců včetně plstěnců je na obr. 15. Papírový pás je převáděn ze síťové části, snímacím válcem (SV). Papír se dostává mezi horní plstěnc 2 a spodní plstěnc 1 a je dopravován do prvního lisu, tvořeného lisovými válci LV1 a LV2. Válec LV1 je přitlačován k centrálnímu lisovému válci LV2. Tento válec je zároveň válcem sacím. Podtlakem v sací komoře válce dochází k přilnutí papíru na jeho povrch. Takto se papír dostává do lisu II, kde je lisový válec přitlačován k centrálnímu válci.



Obr. 15 Uspořádání lisových válců v lisové části – pohled ze strany obsluhy; VV – vodící válce, PPV – papír-vodící válec, SV – snímací válec, LV – lisové válce

Papír je dále naváděn mezi papír-vodící válec PPV 1 a převáděcí mokrý válec PV. Po plstěnci 2 je papír naváděn do posledního lisu. Zde je horní lisový válec LV4 pevný a přítlak je vytvářen spodním válcem LV5. Přes papír-vodící válec PPV2 je papír dopravován do sušící části stroje.

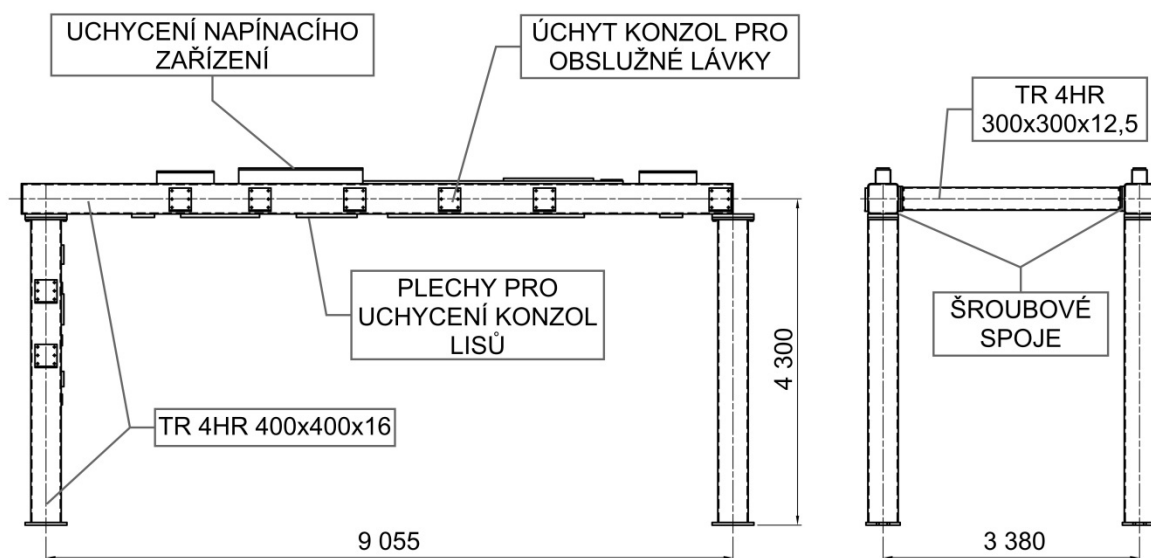
Válce jsou rozděleny do tří skupin (A, B, C), opásaných plstěnci. Horní plstěnci je napínán v horní části konstrukce, ostatní jsou napínány v suterénu. Rovněž regulátory běhu plstěnce, které kontrolují krajní polohy během provozu stroje, se nachází u plstěnce 1 a 3 v suterénu a u plstěnce 2 v horní části konstrukce.

3.2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ JEDNOTLIVÝCH LISŮ

Konstrukce nového provedení vychází z původní nosné konstrukce. Jsou zde použity stejné nebo podobné způsoby provedení lisových ramen, uložení čepů, uložení lisových válců, napínání a regulace běhu plstěnce. Návrh je zaměřen především na odstranění nutnosti montáže pomocných zdvihacích přípravků během výměny plstěnce.

3.2.1 RÁM NOSNÉ KONSTRUKCE

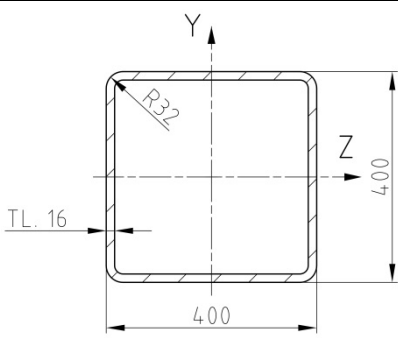
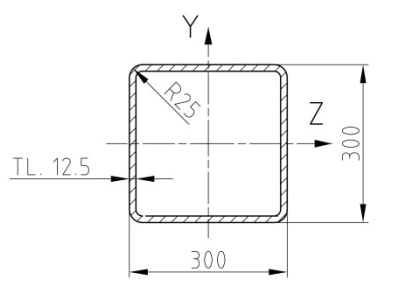
Rám konstrukce (obr. 16) je tvořen převážně z uzavřených profilů čtvercového průřezu. Jsou zde použity dvě velikosti těchto profilů. Pro sloupce a podélné nosníky je použit rozměr 400 mm x 400 mm x 16 mm, pro příčné nosníky potom rozměr 300 x 300 x 12,5 mm. Parametry profilů udává tab. 2. Rám se skládá se ze čtyř sloupů, které podpírají hlavní podélné nosníky tvořící horní část konstrukce. Příčně jsou tyto hlavní nosníky vzájemně propojeny příčnými nosníky. Jednotlivé segmenty konstrukce jsou vzájemně spojeny šroubovými spoji. Na podélných nosnících jsou navařeny plechy pro přišroubování konzol nesoucích jednotlivé lisy.



Obr. 16 Rám nosné konstrukce - hlavní rozměry

Na bocích jsou přivařeny plechy pro možnost dodatečného namontování obslužných lávek jak na straně obsluhy, tak na straně pohonu stroje.

Tab. 2 Použité uzavřené profily

Profil [ČSN EN 10210-2]	Parametr	Hodnota
	Plocha průřezu S [mm ²]	23 916,8
	Kvadratický moment průřezu I_y [mm ⁴]	579 460 000
	Kvadratický moment průřezu I_z [mm ⁴]	579 460 000
	Modul průřezu v ohybu W_o [mm ³]	3 025 141,8
	Hmotnost m [kg·m ⁻¹]	190,84
	Plocha průřezu S [mm ²]	13 972,6
	Kvadratický moment průřezu I_y [mm ⁴]	189 638 400
	Kvadratický moment průřezu I_z [mm ⁴]	189 638 400
	Modul průřezu v ohybu W_o [mm ³]	1 264 256
	Hmotnost m [kg·m ⁻¹]	112

Celá tato část je vyrobena z austenitické korozivzdorné oceli ČSN 10088-1 1.4541 (AISI 321). Parametry tohoto materiálu jsou uvedeny v tab. 3.

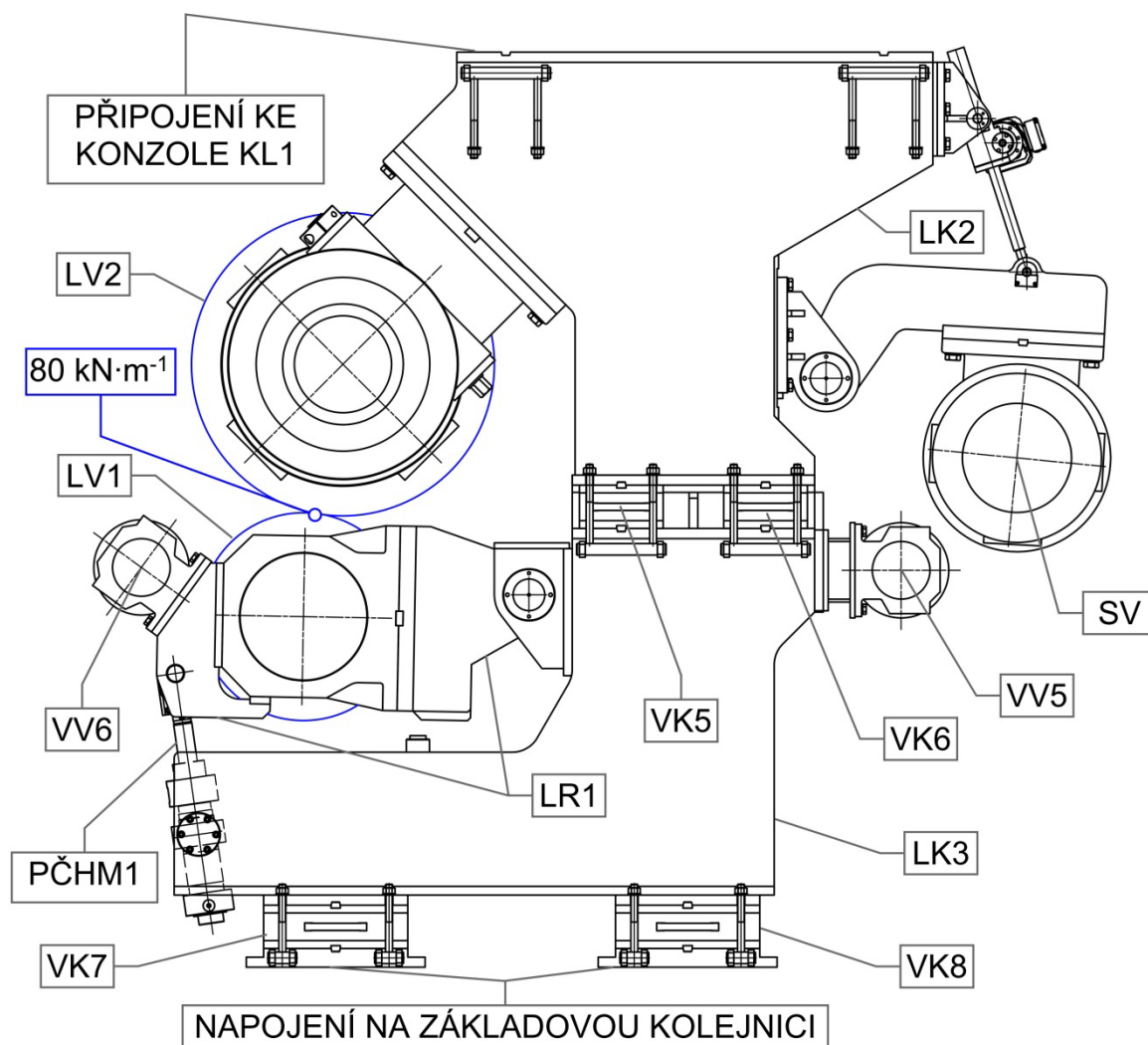
Tab. 3 Austenitická korozivzdorná ocel ČSN 10088-1 1.4541 (X6CrNiTi18-10) [D15]

Mechanické vlastnosti					
Rozměr t [mm]	≤ 6	≤ 12	≤ 75	≤ 160	161-250
Stav	po rozpouštěcím žhání				
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	220	200		190	
Mez pevnosti R_m [MPa]	520-720	520-720	500-700	500-700	500-700
Tažnost A [%] min	40			40	30
Tvrdość HB	-	-	-	215	
Modul pružnosti E [MPa]	200 000				
Poissonovo číslo μ [-] (20 °C)	0,3				
Fyzikální vlastnosti					
Hustota ρ [kg·m ⁻³]	7 900				
Technologické údaje					
Svařitelnost	vhodná pro svařování všemi obvyklými postupy				

Ocel 1.4541 se vyznačuje odolností proti korozi v průmyslových atmosférách a slabších kyselinách. Doporučené použití je pro méně korozně zatížená zařízení v chemickém průmyslu, papírenství, součásti a přístroje v potravinářském průmyslu. Pro dobrou svařitelnost je vhodná na nosné konstrukce a zásobníky a jiné součásti. Nevýhodou je sklon ke zpevňování za studena při tažení. Rovněž může docházet ke zpevňování při nevhodných řezných podmínkách u třískového obrábění.

3.2.2 SESTAVENÍ HYDRAULICKÉHO LISU I

Sestavení lisu I popisuje obr. 17.



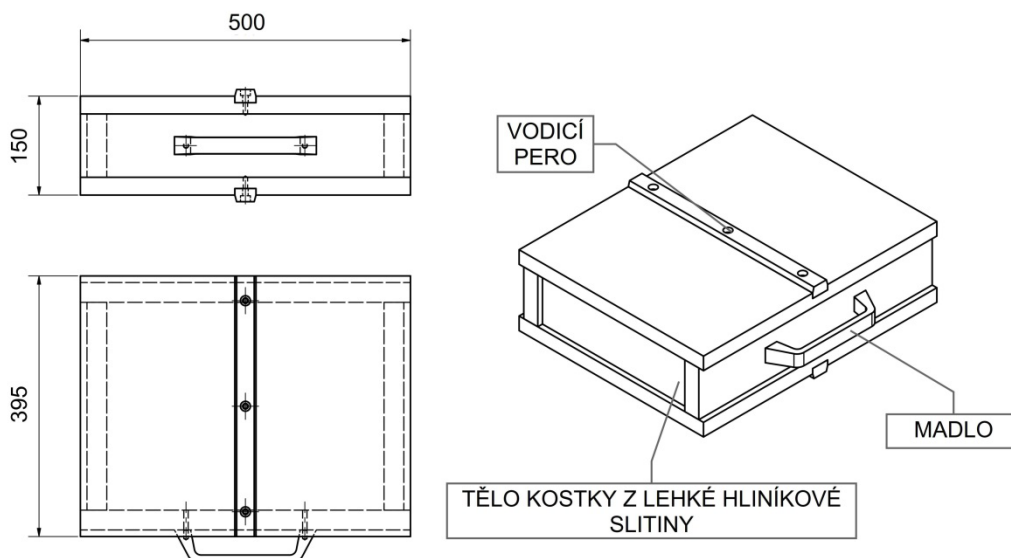
Obr. 17 Sestava hydraulického lisu I – pohled ze strany obsluhy; SV – snímací válec, LV1, LV2 – lisové válce, VV5, VV6 – vodící válce, VK5, VK6, VK7, VK8 – vyjímatelné kostky, LR1 – rameno lisu I, LK2, LK3 – konzoly lisu I, PČHM1 – přímočarý hydromotor lisu I

První mokrý lis je složen ze dvou nosných konzol (LK2, LK3 – obr. 17) – popis pro stranu obsluhy, přičemž horní konzola zajišťuje tuhost uložení centrálnímu lisovému válci. Ten

zároveň vytváří lisovou zónu druhého lisu. Spodní lisový válec je uložen na lisových rameni. Zdvih ramene, resp. přítlak pohyblivého válce k centrálnímu, je vytvořen přímočarým hydromotorem PČHM1. Tak je dosaženo lineárního tlaku mezi běhouny válců, který dosahuje maximální hodnoty $80 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$. Přítlak je automaticky regulován podle tlaku v přímočarém hydromotoru.

Snímací válec je rovněž zavěšen na horní konzole. Zvedání je umožněno prostřednictvím vřetenových převodovek. Spodní konzola zajišťuje uchycení vodicího válce VV5. Další vodicí válec VV6 je umístěn na lisovém rameni.

Spodní konzola je uložena na vyjímatelných kostkách VK7 a VK8 (obr. 18), které zajišťují usazení na základovou kolejnici stroje. Druhá dvojice slouží k propojení nosných konzol tohoto lisu. Veškeré tyto kostky slouží pouze k možnosti vytvoření mezer pro nasazování a vyjímání plstěnců. Nacházejí se pouze na straně obsluhy, kde je tato výměna prováděna. Na straně pohonu stroje jsou jednotlivé konzoly navzájem pevně spojeny šroubovými spoji. Detailní postup výměny plstěnce a popis funkce vyjímatelných kostek bude popsán v další části této práce.



Obr. 18 Vyjímatelná kostka

Všeobecná ustanovení týkající se manipulace s břemeny jsou uvedena v zákoně č. 309/2006 Sb. Hygienické předpisy pro bezpečnost práce uvádějí limitní hodnotu pro ruční manipulaci břemene přenášeného mužem při občasném zvedání a přenášení, která činí 50 kg, při častém zvedání a přenášení 30 kg. Průměrný hygienický limit pro celosměnovou kumulativní hmotnost ručně manipulovaných břemen v průměrné osmihodinové směně mužem je 10 000 kg. Přípustný hygienický limit pro hmotnost ručně manipulovaného břemene přenášeného ženou při občasném zvedání a přenášení je 20 kg, při častém zvedání a přenášení 15 kg. Průměrný hygienický limit pro celosměnovou kumulativní hmotnost ručně manipulovaných břemen v průměrné osmihodinové směně ženou je 6 500 kg. Občasným přenášením a zvedáním břemene se rozumí přerušované zvedání a přenášení břemene nepřesahující souhrnně 30 minut v průměrné osmihodinové směně. Častým zvedáním a přenášením břemene se rozumí zvedání a přenášení břemene přesahující souhrnně 30 minut v průměrné

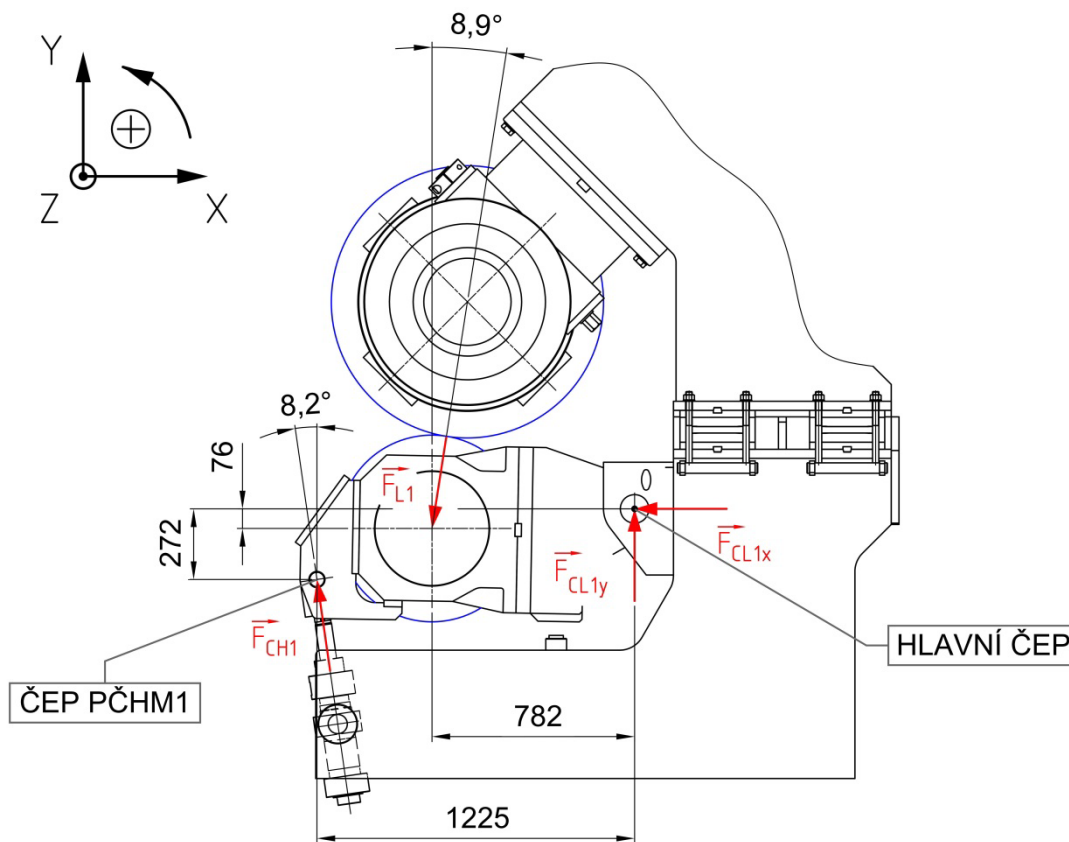
osmihodinové směně. Uvedená celková doba přenášení a zvedání břemene v průměrné osmihodinové směně je průměrným hygienickým limitem [13].

Veškerá manipulace s kostkami probíhá ručně, z tohoto důvodu jsou vyrobeny z lehké hliníkové slitiny EN AW 6061 (AlMg1SiCu). Slitina se vyznačuje dobrou statickou i dynamickou odolností vůči zátěži a vysokou korozní odolností. Vlastnosti materiálu uvádí tab. 4. Hmotnost největší z kostek nepřesahuje hodnotu 45 kg.

Tab. 4 Slitina hliníku EN AW-6061 (AlMg1SiCu) [3]

Mechanické vlastnosti					
Rozměr t [mm]	1,5-3,0	3,0-6,0	6,0-12,5	12,5-40,0	40,0-80,0
Stav	T42				
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	95				
Mez pevnosti R_m [MPa]	205				
Tažnost A [%] min	14	16	18	15	14
Tvrdość HBS	57				
Modul pružnosti E [MPa]	70 000				
Poissonovo číslo μ [-] (20 °C)	0,33				
Fyzikální vlastnosti					
Hustota ρ [kg·m ⁻³]	2 770				
Technologické údaje					
Svařitelnost	vhodná pro svařování všemi obvyklými postupy				

URČENÍ SIL NA RAMENI LISU I



Obr. 19 Silové zatížení ramene lisu I; F_{L1} – síla od lineálního přitlaku mezi válci,
 F_{CH1} – síla od PČHM1, F_{CL1x} , F_{CL1y} – síly v hlavním čepu

Rovnice statické rovnováhy – dle obr. 19:

$$\sum F_x = 0: -F_{CL1x} - F_{L1} \cdot \sin 8,9^\circ - F_{CH1} \cdot \sin 8,2^\circ = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0: F_{CL1y} - F_{L1} \cdot \cos 8,9^\circ + F_{CH1} \cdot \cos 8,2^\circ = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_{0z} = 0: F_{L1} \cdot 782 \cdot \cos 8,9^\circ - F_{L1} \cdot 76 \cdot \sin 8,9^\circ - F_{CH1} \cdot 1225 \cdot \cos 8,2^\circ - F_{CH1} \cdot 272 \cdot \sin 8,2^\circ = 0 \quad (3)$$

Ekvivalentní síla od liniového zatížení válce, působící na ložisko válce:

$$F_{L1} = \frac{q_{L1}}{2} \cdot L_{LV1} \quad [N] \quad (4)$$

$$F_{L1} = \frac{80000}{2} \cdot 2750 \cdot 10^{-3} = 110000 \text{ N}$$

Z rovnic (1), (2) a (3):

$$F_{CH1} = \frac{F_{L1} \cdot (782 \cdot \cos 8,9^\circ - 76 \cdot \sin 8,9^\circ)}{1225 \cdot \cos 8,2^\circ + 272 \cdot \sin 8,2^\circ} \quad [N] \quad (5)$$

$$F_{CH1} = \frac{110000 \cdot (782 \cdot \cos 8,9^\circ - 76 \cdot \sin 8,9^\circ)}{1225 \cdot \cos 8,2^\circ + 272 \cdot \sin 8,2^\circ} = 66884,7 \text{ N}$$

$$F_{CL1x} = -F_{CH1} \cdot \sin 8,2^\circ - F_{L1} \cdot \sin 8,9^\circ \quad [N] \quad (6)$$

$$F_{CL1x} = -66884,7 \cdot \sin 8,2^\circ - 110000 \cdot \sin 8,9^\circ = -26557,8 \text{ N}$$

$$F_{CL1y} = F_{L1} \cdot \cos 8,9^\circ - F_{CH1} \cdot \cos 8,2^\circ \quad [N] \quad (7)$$

$$F_{CL1y} = 110000 \cdot \cos 8,9^\circ - 66884,7 \cdot \cos 8,2^\circ = 42474,7 \text{ N}$$

Výsledná síla působící v hlavním čepu lisového ramene:

$$F_{CL1} = \sqrt{|F_{CL1x}|^2 + |F_{CL1y}|^2} \quad [N] \quad (8)$$

$$F_{CL1} = \sqrt{|-26557,8|^2 + |42474,7|^2} = 50094,1 \text{ N}$$

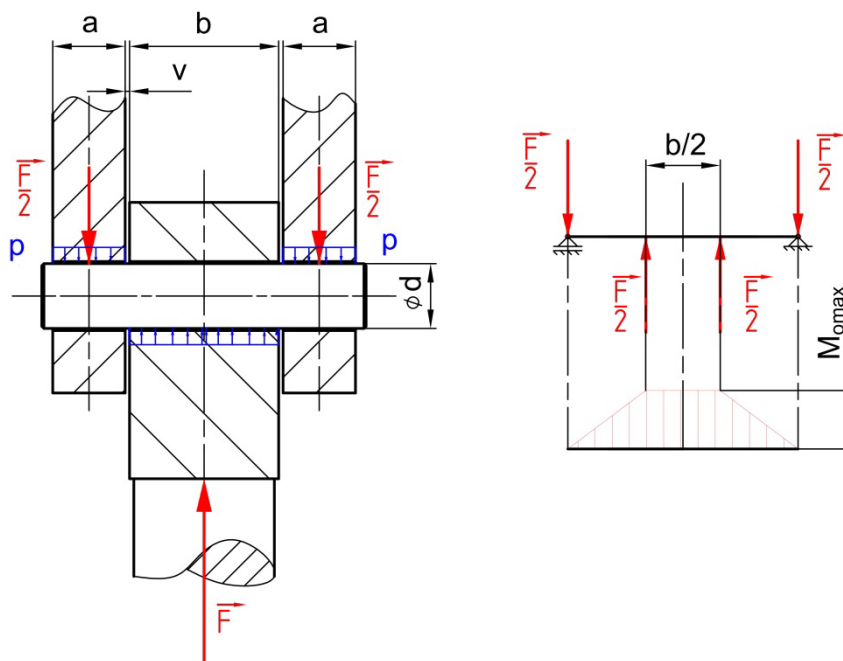
Kde $q_{L1} = 80 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ - liniové zatížení mezi válci lisu I,
 $L_{LV1} = 2750 \text{ mm}$ - šířka stykové části lisových válců,
 $F_{L1} [N]$ - síla od lineárního přitlaku mezi válci,
 $F_{CH1} [N]$ - síla v čepu PČHM1,
 $F_{CL1x} [N]$ - síla v čepu ramene lisu I ve směru osy x,
 $F_{CL1y} [N]$ - síla v čepu ramene lisu I ve směru osy y,
 $F_{CL1} [N]$ - výsledná síla v čepu ramene lisu I.

KONTROLA ČEPU PČHM1

Z předchozí analýzy podle obr. 19 byly určeny reakční síly přenášené na čep hydromotoru a na hlavní čep. Materiál pro čep byl zvolen z austenitické korozivzdorné oceli 1.4541. Průměr otvoru v kloubovém ložisku PČHM činí 60 mm. Čep je uložen s vůlí – uložení H7/f7. Čep je zajištěn proti pootočení pomocí přídržky, přišroubované dvěma šrouby na lisovém rameni. Pro tento rozměr čepu je zapotřebí zkontrolovat otláčení ve stykových plochách mezi čepem a lisovým ramenem.

Dále je možné ověřit velikost ohybového napětí. V případě, kdy nedovolují spojené součásti vznik ohybové deformace čepu – při velmi malých vůlích mezi čepem a okem, nebo je-li oko z materiálu s vyšší pevností, než materiál čepu, pak je rozhodující namáhání čepu smykem. Výpočet na střih je u výpočtu tohoto čepu zanedbán. Hodnoty dovoleného měrného

tlaku a ohybového napětí pro klidné namáhání jsou podle [7, str. 72]: $p_{CH1} = 30 \text{ MPa}$, $\sigma_{DCH1} = 100 \text{ MPa}$. Schéma čepového spoje s průběhem ohybového momentu naznačuje obr. 20. Na tomto obrázku vlevo je provedena náhrada čepu prostým nosníkem na dvou podporách. Ohybový moment dosahuje svého maxima uprostřed mezi podporami.



Obr. 20 Schéma čepového spoje a jeho náhrada prostým nosníkem na dvou podporách

Tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem:

$$p_{CH1} = \frac{F_{CH1}}{2 \cdot d_{CH1} \cdot a_{CH1}} \leq p_{DCH1} \quad [N] \quad (9)$$

$$p_{CH1} = \frac{66884,7}{2 \cdot 60 \cdot 25} = 22,3 \text{ MPa} < p_{DCH1} = 30 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

Kontrola čepu na ohyb:

$$M_{oCH1\max} = \frac{F_{CH1}}{2} \cdot \left[\frac{a_{CH1}}{2} + \frac{b_{CH1}}{2} + v_{CH1} \right] \quad [N] \quad (10)$$

$$M_{oCH1\max} = \frac{66884,7}{2} \cdot \left[\frac{25}{2} + \frac{50}{2} + 1 \right] = 1287530,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oCH1} = \frac{\pi \cdot d_{CH1}^3}{32} \quad [\text{mm}^3] \quad (11)$$

$$W_{oCH1} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21205,75 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{CH1} = \frac{M_{oCH1\max}}{W_{oCH1}} \leq \sigma_{DCH1} \quad [MPa] \quad (12)$$

$$\sigma_{CH1} = \frac{1287530,5}{21205,75} = 60,7 \text{ MPa} < \sigma_{DCH1} = 100 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

Kde $a_{CH1} = 25 \text{ mm}$ - tloušťka stěny ramene,

$b_{CH1} = 50 \text{ mm}$ - šířka oka PČHM1,

$d_{CH1} = 60 \text{ mm}$ - průměr čepu,

$v_{CH1} = 1 \text{ mm}$ - vůle,

$p_{DCH1} = 30 \text{ MPa}$ - dovolený měrný tlak ve stykových plochách [7],

$\sigma_{DCH1} = 100 \text{ MPa}$ - dovolené ohybové napětí v čepu [7],

$p_{CH1} [MPa]$ - tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem LR1,

$M_{oCH1\max} [N \cdot m]$ - maximální ohybový moment v čepu PČHM1,

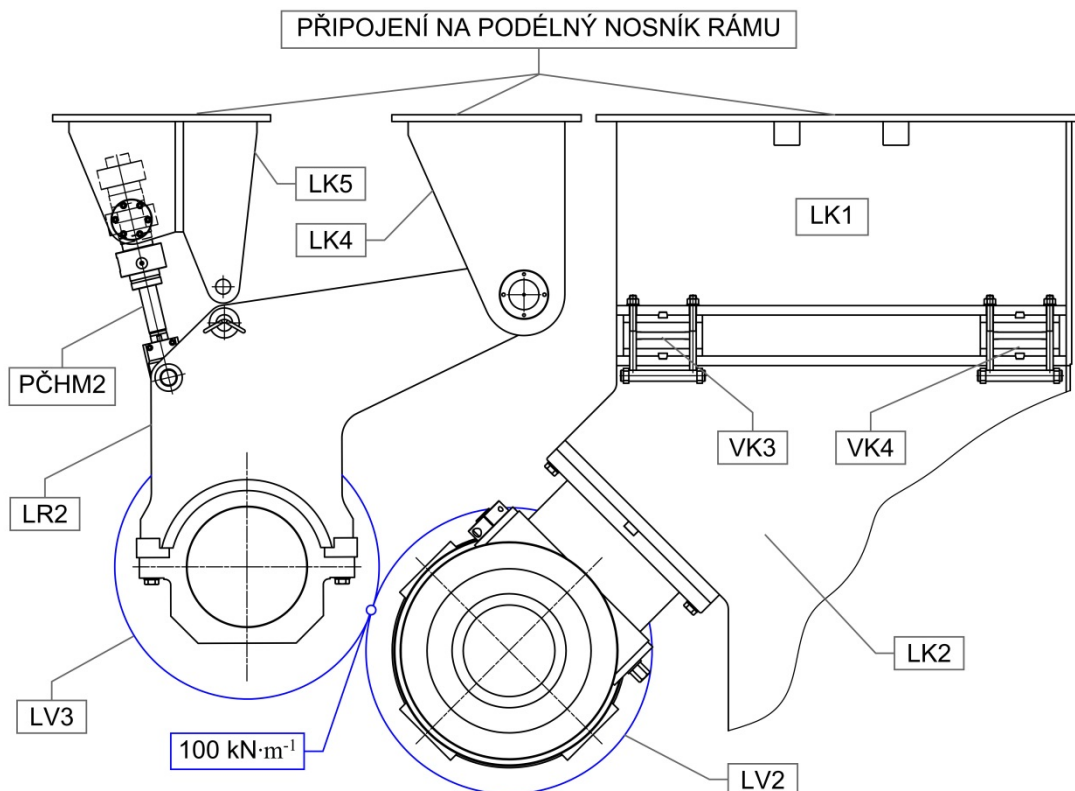
$W_{oCH1} [mm^3]$ - modul průřezu v ohybu čepu PČHM1,

$\sigma_{CH1} [MPa]$ - napětí v ohybu čepu PČHM1.

KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU RAMENE

Vzhledem k tomu, že síla působící v tomto čepu je menší než u čepu PČHM1, není nutné použít hlavní čep kontrolovat.

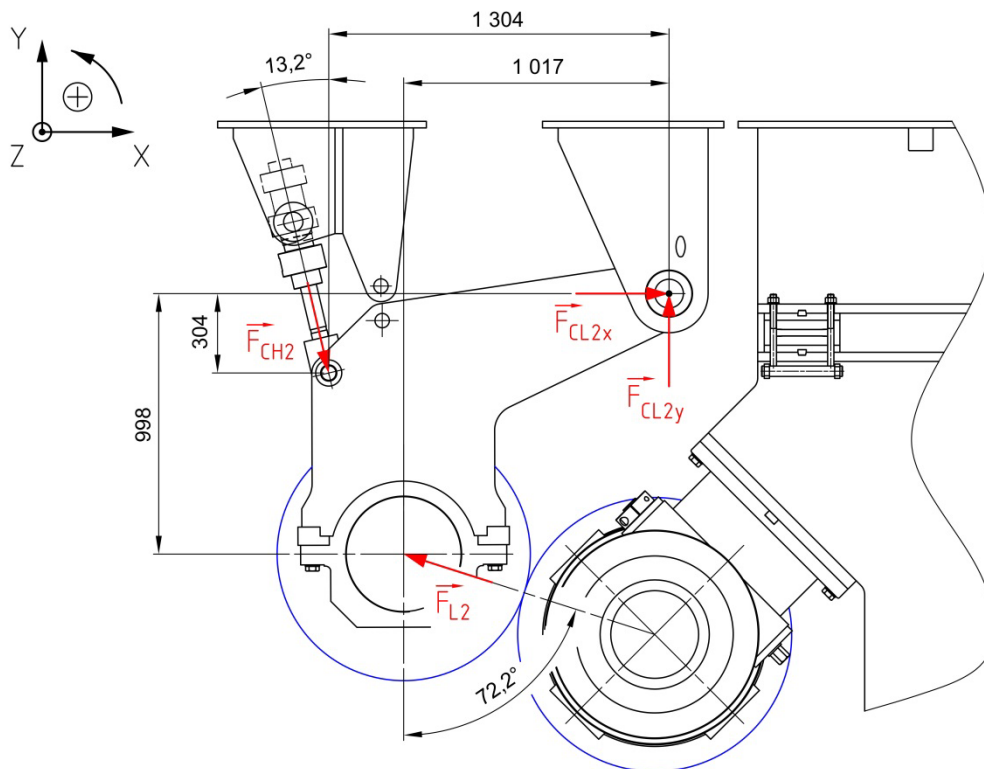
3.2.3 SESTAVENÍ HYDRAULICKÉHO LISU II



Obr. 21 Sestava hydraulického lisu II – pohled ze strany obsluhy; LV2 – centrální lisový válec, LV3 – horní lisový válec, VK3, VK4 – vyjímatelné kostky, LR2 – rameno lisu II, LK1, LK2 – konzoly centrálního válce, LK4, LK5 – konzoly přítlačného lisového válce, PČHM2

Druhý mokvý lis je tvořen centrálním sacím lisovým válcem LV2 a horním přítlačným válcem LV3 – obr. 21. Přítlak je zajištěn PČHM2, umístěným mezi rameno lisu LR2 a konzolu LK5, která je spojena s podélným nosníkem rámu konstrukce pomocí šroubových spojů. Tato konzola je opatřena závěsným okem pro zajištění lisového ramene v horní poloze při servisních pracích. Lisové rameno je otočně uloženo na konzole LK4. Konzola LK2 je spojena s horní konzolou LK1, prostřednictvím vyjímatelných kostek VK3 a VK4 – strana obsluhy. Maximální lineární tlak mezi běhouny válců u tohoto lisu dosahuje maximální hodnoty $100 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$. Přítlak je rovněž automaticky regulován podle tlaku v přímočarém hydromotoru.

URČENÍ SIL NA RAMENI LISU II



Obr. 22 Silové zatížení ramene lisu II; F_{L2} – síla od lineárního přitlaku mezi válci, F_{CH2} – síla od PČHM2, F_{CL2x} , F_{CL2y} – síly v hlavním čepu

Rovnice statické rovnováhy – dle obr. 19:

$$\sum F_x = 0: F_{CL2x} + F_{CH2} \cdot \sin 13,2^\circ - F_{L2} \cdot \sin 72,2^\circ = 0 \quad (13)$$

$$\sum F_y = 0: F_{CL2y} - F_{CH2} \cdot \cos 13,2^\circ + F_{L2} \cdot \cos 72,2^\circ = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_{0z} = 0: F_{CH2} \cdot 1304 \cdot \cos 13,2^\circ + F_{CH2} \cdot 304 \cdot \sin 13,2^\circ - F_{L2} \cdot 1017 \cdot \cos 72,2^\circ - F_{L2} \cdot 998 \cdot \sin 72,2^\circ = 0 \quad (15)$$

Ekvivalentní síla od liniového zatížení válce, působící na ložisko válce:

$$F_{L2} = \frac{q_{L2}}{2} \cdot L_{LV2} \quad [N] \quad (16)$$

$$F_{L2} = \frac{100000}{2} \cdot 2750 \cdot 10^{-3} = 137500 \text{ N}$$

Z rovnic (13), (14) a (15):

$$F_{CH2} = \frac{F_{L2} \cdot (1017 \cdot \cos 72,2^\circ + 998 \cdot \sin 72,2^\circ)}{1304 \cdot \cos 13,2^\circ + 304 \cdot \sin 13,2^\circ} \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{CH2} = \frac{110000 \cdot (1017 \cdot \cos 72,2^\circ + 998 \cdot \sin 72,2^\circ)}{1304 \cdot \cos 13,2^\circ + 304 \cdot \sin 13,2^\circ} = 129505,7 \text{ N}$$

$$F_{CL2x} = F_{L2} \cdot \sin 72,2^\circ - F_{CH2} \cdot \sin 13,2^\circ \quad [N] \quad (18)$$

$$F_{CL2x} = 137500 \cdot \sin 72,2^\circ - 129505,7 \cdot \sin 13,2^\circ = 101345,1 \text{ N}$$

$$F_{CL2y} = F_{CH2} \cdot \cos 13,2^\circ - F_{L2} \cdot \cos 72,2^\circ \quad [N] \quad (19)$$

$$F_{CL2y} = 129505,7 \cdot \cos 13,2^\circ - 137500 \cdot \cos 72,2^\circ = 84050,9 \text{ N}$$

Výsledná síla působící v hlavním čepu lisového ramene:

$$F_{CL2} = \sqrt{|F_{CL2x}|^2 + |F_{CL2y}|^2} \quad [N] \quad (20)$$

$$F_{CL1} = \sqrt{|101345,1|^2 + |84050,9|^2} = 131663,9 \text{ N}$$

Kde $q_{L2} = 100 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ - liniové zatížení mezi válci lisu II,
 $L_{LV2} = 2750 \text{ mm}$ - šířka stykové části lisových válců,
 $F_{L2} [N]$ - síla od lineárního přitlaku mezi válci,
 $F_{CH2} [N]$ - síla v čepu PČHM2,
 $F_{CL2x} [N]$ - síla v čepu ramene lisu II ve směru osy x,
 $F_{CL2y} [N]$ - síla v čepu ramene lisu II ve směru osy y,
 $F_{CL2} [N]$ - výsledná síla v čepu ramene lisu II.

KONTROLA ČEPU PČHM2

Materiál čepů u tohoto lisu byl zvolen stejně jako u předcházejícího lisu z korozivzdorné oceli 1.4541. Průměr otvoru v kloubovém ložisku PČHM činí 80 mm. Čep je uložen s vůlí – uložení H7/f7 a je zajištěn proti pootočení pomocí přídržky, přišroubované dvěma šrouby na lisovém rameni. Pro tento rozměr čepu je zapotřebí zkontrolovat otláčení ve stykových plochách mezi čepem a lisovým ramenem.

Dále je možné ověřit velikost ohybového napětí. Výpočet je obdobný jako u přechozího lisu. Schéma čepového spoje s průběhem ohybového momentu je na obr. 20.

Tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem:

$$p_{CH2} = \frac{F_{CH2}}{2 \cdot d_{CH2} \cdot a_{CH2}} \leq p_{DCH2} \quad [N] \quad (21)$$

$$p_{CH1} = \frac{129505,7}{2 \cdot 80 \cdot 70} = 11,6 \text{ MPa} < p_{DCH2} = 30 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

Kontrola čepu na ohyb:

$$M_{oCH2\max} = \frac{F_{CH2}}{2} \cdot \left[\frac{a_{CH2}}{2} + \frac{b_{CH2}}{2} + v_{CH2} \right] \quad [N] \quad (22)$$

$$M_{oCH2\max} = \frac{129\,505,7}{2} \cdot \left[\frac{70}{2} + \frac{50}{2} + 1 \right] = 3\,949\,923,85 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_{oCH2} = \frac{\pi \cdot d_{CH2}^3}{32} \quad [\text{mm}^3] \quad (23)$$

$$W_{oCH2} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50\,265,5 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{CH2} = \frac{M_{oCH2\max}}{W_{oCH2}} \leq \sigma_{DCH2} \quad [MPa] \quad (24)$$

$$\sigma_{CH2} = \frac{3\,949\,923,85}{50\,265,5} = 78,6 \text{ MPa} < \sigma_{DCH1} = 100 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

Kde $a_{CH2} = 70 \text{ mm}$ - tloušťka stěny ramene – v oblasti čepu,

$b_{CH2} = 50 \text{ mm}$ - šířka oka PČHM2,

$d_{CH1} = 80 \text{ mm}$ - průměr čepu,

$v_{CH2} = 1 \text{ mm}$ - vůle,

$p_{DCH2} = 30 \text{ MPa}$ - dovolený měrný tlak ve stykových plochách [7],

$\sigma_{DCH2} = 100 \text{ MPa}$ - dovolené ohybové napětí v čepu [7],

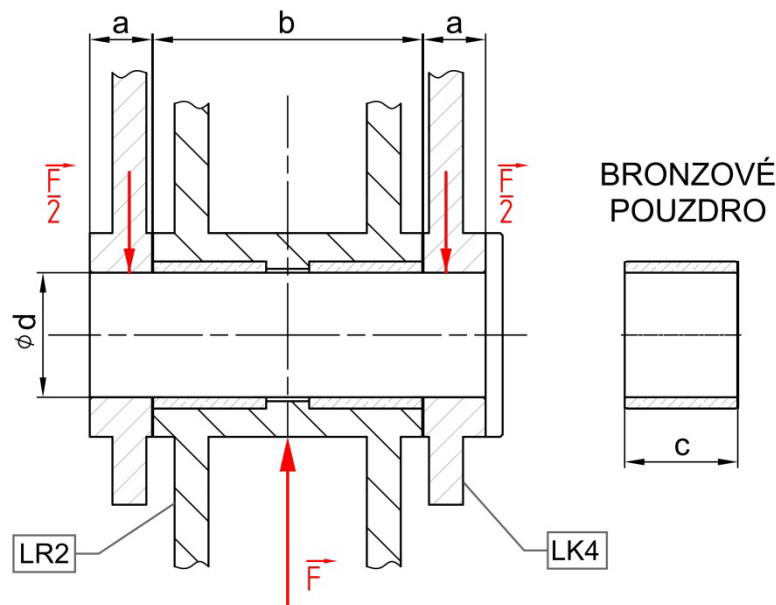
$p_{CH2} [MPa]$ - tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem LR2,

$M_{oCH2\max} [N \cdot m]$ - maximální ohybový moment v čepu PČHM2,

$W_{oCH2} [\text{mm}^3]$ - modul průřezu v ohybu čepu PČHM2,

$\sigma_{CH2} [MPa]$ - napětí v ohybu čepu PČHM2.

KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU RAMENE



Obr. 23 Schéma uložení hlavního čepu

U tohoto čepu vzhledem k velikosti jeho průměru a malému rameni ohybového momentu má větší význam kontrola tlaku ve stykových plochách mezi čepem a vloženými bronzovými pouzdry. Dovolенý tlak pro tato pouzdra je dle dodavatele ložisek $p_{DCL2p} = 25 \text{ MPa}$. Průměr čepu je 110 mm, uložení je s v rameni lisu H7/f7 a v bronzových pouzdrech F7/f7 – obr. 23. Proti pootočení a axiálnímu pohybu je zajištěn čtyřmi šrouby spojující hlavu čepu a stěnu ramene.

Tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem [7]:

$$p_{CL2} = \frac{F_{CL2}}{2 \cdot d_{CL2} \cdot a_{CL2}} \leq p_{DCL2} \quad [N] \quad (25)$$

$$p_{CL2} = \frac{131663,9}{2 \cdot 110 \cdot 55} = 10,9 \text{ MPa} < p_{DCL2} = 25 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

Tlak ve stykových plochách mezi čepem a pouzdry:

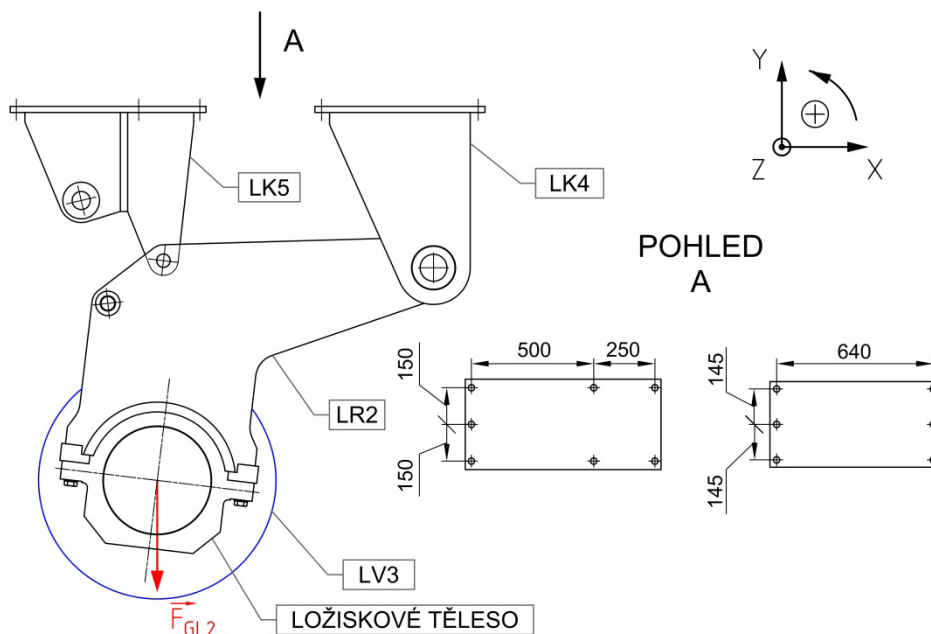
$$p_{CL2p} = \frac{F_{CL2}}{2 \cdot d_{CL2} \cdot c_{CL2p}} \leq p_{DCL2p} \quad [N] \quad (26)$$

$$p_{CL2} = \frac{131663,9}{2 \cdot 110 \cdot 100} = 5,99 \text{ MPa} < p_{DCL2} = 25 \text{ MPa}$$

Vyhovuje.

KONTROLA ZAVĚŠENÍ LISOVÉHO VÁLCE LV2

Horní lisový válec LV2 je společně s ložiskovými tělesy upevněn na lisových ramenech. Ty jsou prostřednictvím PČHM2 a hlavního čepu připevněny ke konzolám LK4 a LK5. Tyto konzoly jsou pak připevněny šroubovými spoji k hlavnímu podélnému nosníku konstrukce. Navržená velikost šroubů je M24, materiálem šroubu je austenitická korozivzdorná ocel s označením a pevnostní třídou A2-70. Počet a rozmístění šroubů se nachází na obr. 24. Zjednodušujícím předpokladem pro výpočet šroubů je ten, že každý šroub nese stejné zatížení.



Obr. 24 Lisové rameno LR2 v horní (servisní) poloze; LV3 – lisový válec, LR2 – lisové rameno, LK4, LK5 – konzoly lisu II

Velikost tíhové síly lisu II, která zatěžuje šroubové spoje tahem, je určena tíhovým zrychlením a součtem hmotností jednotlivých komponent lisu. Mezi tyto komponenty patří lisový válec LV2, lisové rameno LR2, konzoly LK4 a LK5, čepy a další přídavná zařízení, která jsou k tomuto lisu připevněna.

Osová síla působící na jeden šroub – provozní zatížení šroubu:

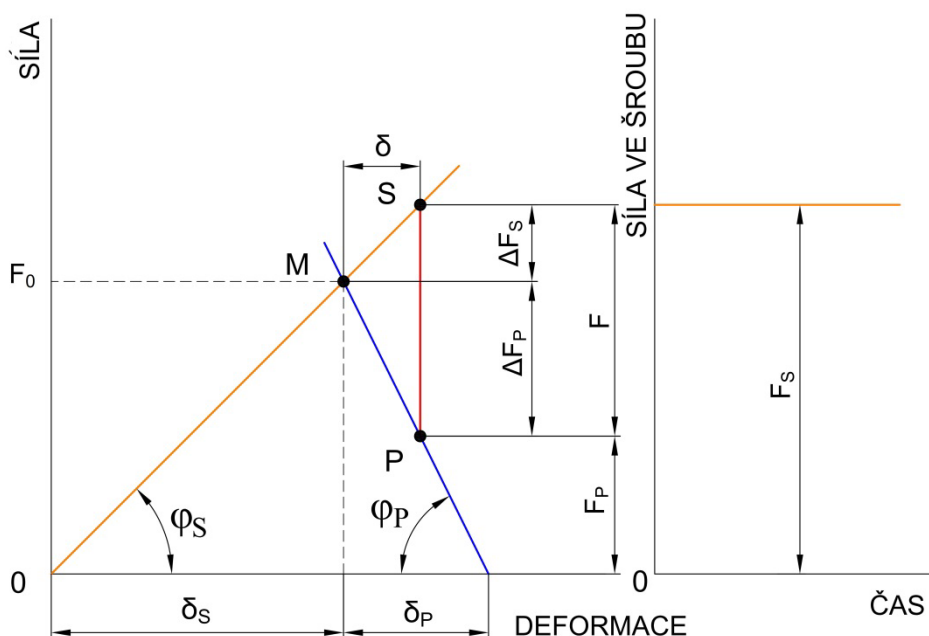
$$F_{L2} = \frac{\frac{m_{LV3}}{2} + m_{LU3} + m_{LR2} + m_{LK4} + m_{LK5} + m_{CL2} + m_{PCHM2} + \frac{m_{L2P}}{2}}{i_{L2}} \cdot g \quad [N] \quad (27)$$

$$F_{L2} = \frac{\frac{5300}{2} + 1100 + 574 + 238 + 203,1 + 28,5 + 80 + \frac{700}{2}}{13} \cdot 9,81 = 4116,6 \text{ N}$$

Kde $m_{LV3} = 5300 \text{ kg}$ - hmotnost lisového válce LV3,
 $m_{LU3} = 1100 \text{ kg}$ - hmotnost ložiskového tělesa válce,
 $m_{LR2} = 1574 \text{ kg}$ - hmotnost lisového ramene LR2,

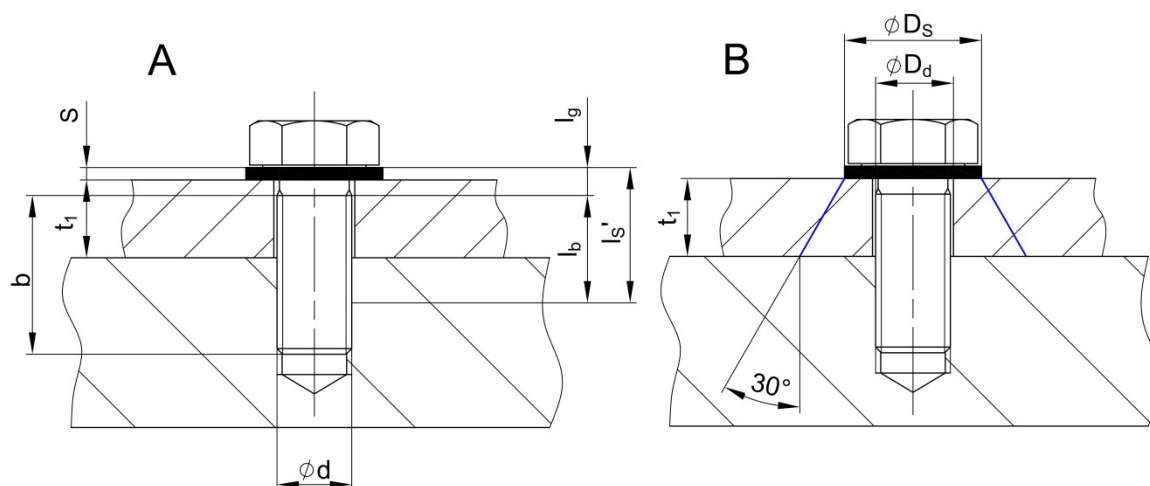
- $m_{LK4} = 238 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly LK4,
 $m_{LK5} = 203,1 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly LK5,
 $m_{\check{C}L2} = 28,5 \text{ kg}$ - hmotnost hlavního čepu lisu II,
 $m_{PCHM2} = 80 \text{ kg}$ - hmotnost PČHM2,
 $m_{L2P} = 700 \text{ kg}$ - hmotnost pomocného zařízení lisu II,
 $i_{L2} = 13$ - počet šroubů spojujících konzoly LK4 a LK5 s podélným nosníkem,
 $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ - tíhové zrychlení,
 F_{L2} [N] - síla od provozního zatížení v ose jednoho šroubu lisu II.

Veškeré šroubové spoje jsou předpjaté. Šroub se nejprve utáhne určitým utahovacím momentem na požadovanou předepínací sílu F_o a poté je zatěžován provozní silou F . Ve spojení dochází po dosednutí hlavy šroubu na spojovanou součást dalším dotahováním matice přepětí, takže šroub i spojované součásti se pružně deformují. Šrouby používané pro předpjaté spoje bývají vždy vysoce namáhány, tj. jejich jmenovitá napětí jsou velmi blízká přípustným mezím. Při statickém zatížení je touto mezí mez pružnosti, při dynamickém zatížení pak mez únavy. Poměr mezních napětí k jmenovitým napětím je mírou nebo násobkem bezpečnosti. Je-li šroub předepjat silou F_o , nebude se vlivem pružných deformací příruby a šroubu síla působící na šroub rovnat součtu předpětí F_o a provozní síly F . Předepne-li se šroub spojující přírubu silou F_o , prodlouží se šroub o hodnotu δ_s a příruba se stlačí o δ_p (obr. 25) [9].



Obr. 25 Montážní a pracovní diagram předpjatého šroubového spoje (závislost síla – deformace) – konstantní velikost provozní síly [10]; M – stav šroubu při nastavení předpětí F_o , bod S – provozní stav šroubu, Bod P – provozní stav ve spojovaných součástech, F – provozní síla šroubu, δ – deformace, F_p – výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu, F_s – výsledné silové zatížení šroubu

Na obr. 25 je montážní a pracovní diagram předepjatého šroubového spoje. Zatěžovací dráha pod úhlem φ_s odpovídá charakteristice šroubu (oranžová) a zatěžovací dráha pod úhlem φ_p (modrá) odpovídá charakteristice spojovaných součástí. Tangenty těchto úhlů odpovídají jejich tuhostem k_s a k_p . Bod M odpovídá stavu při montáži – šroub je předepnut silou F_0 . Tomuto bodu odpovídá prodloužení šroubu o hodnotu δ_s a stlačení spojovaných součástí o δ_p . Zatížení předepjatého spoje provozní silou F způsobí další prodloužení šroubu, resp. stlačování spojovaných součástí o určitou délku δ . Bod S odpovídá provoznímu stavu šroubu a bod P provoznímu stavu ve spojovaných součástech [10].



Obr. 26 Šroubový spoj; A – určení tuhosti šroubu, B – určení tuhosti příruby

Tuhost šroubu M24x60 DIN 933 – dle obr. 26 A [10]:

$$k_{SM24} = \frac{S_{dM24} \cdot A_{SM24} \cdot E_{SM24}}{S_{dM24} \cdot l_{bM24} + A_{SM24} \cdot l_{gM24}} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (28)$$

Kde $k_{SM24} [N \cdot m^{-1}]$ - tuhost šroubu M24,
 $S_{dM24} [mm^2]$ - plocha průřezu válcové části dříku bez závitu,
 $A_{SM24} [mm^2]$ - výpočtový průřez šroubu M24,
 $E_{SM24} = 200\,000\,MPa$ - modul pružnosti v tahu materiálu šroubu [12],
 $l_{bM24} [mm]$ - délka části dříku se závitem nacházející se v sevření,
 $l_{gM24} = 9\,mm$ - délka válcové části dříku bez závitu [8].

$$S_{dM24} = \frac{\pi \cdot d_{M24bz}^2}{4} \quad [mm^2] \quad (29)$$

$$S_{dM24} = \frac{\pi \cdot 22,4^2}{4} = 394,1\,mm^2$$

Kde $d_{M24bz} = 22,4\,mm$ - průměr válcové části dříku bez závitu [8].

$$A_{SM24} = \left(\frac{d_{2M24} + d_{3M24}}{2} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad [mm^2] \quad (30)$$

$$A_{SM24} = \left(\frac{22,051 + 20,319}{2} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 352,5 \text{ mm}^2$$

Kde $d_{2M24} = 22,051 \text{ mm}$ - střední průměr závitu šroubu M24 [8],

$d_{3M24} = 20,319 \text{ mm}$ - průměr průřezu jádra šroubu M24 [8].

$$l_{sM24} = t_{1L2} + s_{M24} + \frac{d_{M24}}{2} \quad [mm] \quad (31)$$

$$l_{sM24} = 25 + 4 + \frac{24}{2} = 41 \text{ mm}$$

Kde $l_{sM24} [mm]$ - účinná svěrná délka,

$t_{1L2} = 25 \text{ mm}$ - tloušťka stěny spojovaných konzol LK4 a LK5,

$s_{M24} = 4 \text{ mm}$ - tloušťka podložky 25 DIN 125 - A [8],

$d_{M24} = 24 \text{ mm}$ - jmenovitý průměr závitu šroubu.

$$l_{bM24} = l_{sM24} - l_{gM24} \quad [mm] \quad (32)$$

$$l_{bM24} = 41 - 9 = 32 \text{ mm}$$

Dosažení získaných veličin do rovnice (28) se určí tuhost šroubu M24x60 pro daný spoj:

$$k_{SM24} = \frac{394,1 \cdot 352,5 \cdot 200000}{394,1 \cdot 32 + 352,5 \cdot 9} = 1760300,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost spojovaných součástí se určí náhradou stěn spojovaných konzol LK4 a LK5 tlakovým komolým kuželem – obr. 26 B. Na obrázku je naznačen komolý kužel s polovičním vrcholovým úhlem 30° .

Tuhost připojovacích stěn konzol – dle obr. 26 B [10]:

$$k_{PL2} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_P \cdot D_{dM24}}{\ln \frac{(1,155 \cdot t_{1L2} + D_{SM24} - D_{dM24}) \cdot (D_{SM24} + D_{dM24})}{(1,155 \cdot t_{1L2} + D_{SM24} + D_{dM24}) \cdot (D_{SM24} - D_{dM24})}} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (33)$$

$$k_{PL2} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 200000 \cdot 26}{\ln \frac{(1,155 \cdot 25 + 44 - 26) \cdot (44 + 26)}{(1,155 \cdot 25 + 44 + 26) \cdot (44 - 26)}} = 1698701,5 \text{ N} \cdot m^{-1}$$

Kde $k_{PL2} [N \cdot m^{-1}]$ - tuhost připojovacích stěn konzol,

$E_p = 200\,000\text{ MPa}$ - modul pružnosti materiálu spojovaných součástí – dle tab. 3,

$D_{dM24} = 26\text{ mm}$ - průměr otvoru pro šroub M24 – střední řada [8, str. 395],

$D_{SM24} = 44\text{ mm}$ - vnější průměr podložky 25 DIN 125 - A [8, str. 438].

Výsledné silové zatížení šroubu – dle obr. 25 [10]

$$F_{SL2} = F_{OL2} + \Delta F_{SL2} = F_{OL2} + \chi_{L2} \cdot F_{L2} \quad [N] \quad (34)$$

Kde F_{SL2} [N] - výsledná síla v ose šroubu předepjatého spoje,

F_{OL2} [N] - síla předpjetí šroubu,

ΔF_{SL2} [N] - část provozní síly přenášené šroubem,

χ_{L2} [-] - tuhostní konstanta spoje.

$$\chi_{L2} = \frac{k_{SM24}}{k_{SM24} + k_{PL2}} \quad [-] \quad (35)$$

$$\chi_{L2} = \frac{1760300,2}{1760300,2 + 1698701,5} = 0,509$$

$$\Delta F_{SL2} = \chi_{L2} \cdot F_{L2} \quad [N] \quad (36)$$

$$\Delta F_{SL2} = 0,509 \cdot 4116,6 = 2095,3\text{ N}$$

Doporučená síla předpětí je podle [9] vztažena ke smluvní meze kluzu tak, aby celková provozní síla způsobovala maximální tahové napětí 70 % smluvní meze kluzu materiálu šroubu.

Doporučené tahové napětí ve šroubu v provozním stavu:

$$\sigma_{tD_{L2}} = 0,7 \cdot R_{p0,2M24} \quad [MPa] \quad (37)$$

$$\sigma_{tD_{L2}} = 0,7 \cdot 350 = 245\text{ MPa}$$

Kde $\sigma_{tD_{L2}}$ [MPa] - doporučené tahové napětí ve šroubu v provozním stavu,

$R_{p0,2M24} = 350\text{ MPa}$ - smluvní mez kluzu materiálu šroubu A2 – 70 [12].

Provozní síla ve šroubu se určí ze vztahu:

$$F_{SL2} = \sigma_{tD_{L2}} \cdot A_{SM24} \quad [N] \quad (38)$$

$$F_{SL2} = 245 \cdot 352,5 = 86362,5\text{ N}$$

Potom síla předpětí se určí úpravou vztahu (34):

$$F_{0L2} = F_{SL2} - \Delta F_{SL2} \quad [N] \quad (39)$$

$$F_{0L2} = 86362,5 - 2095,3 = 84267 \text{ N}$$

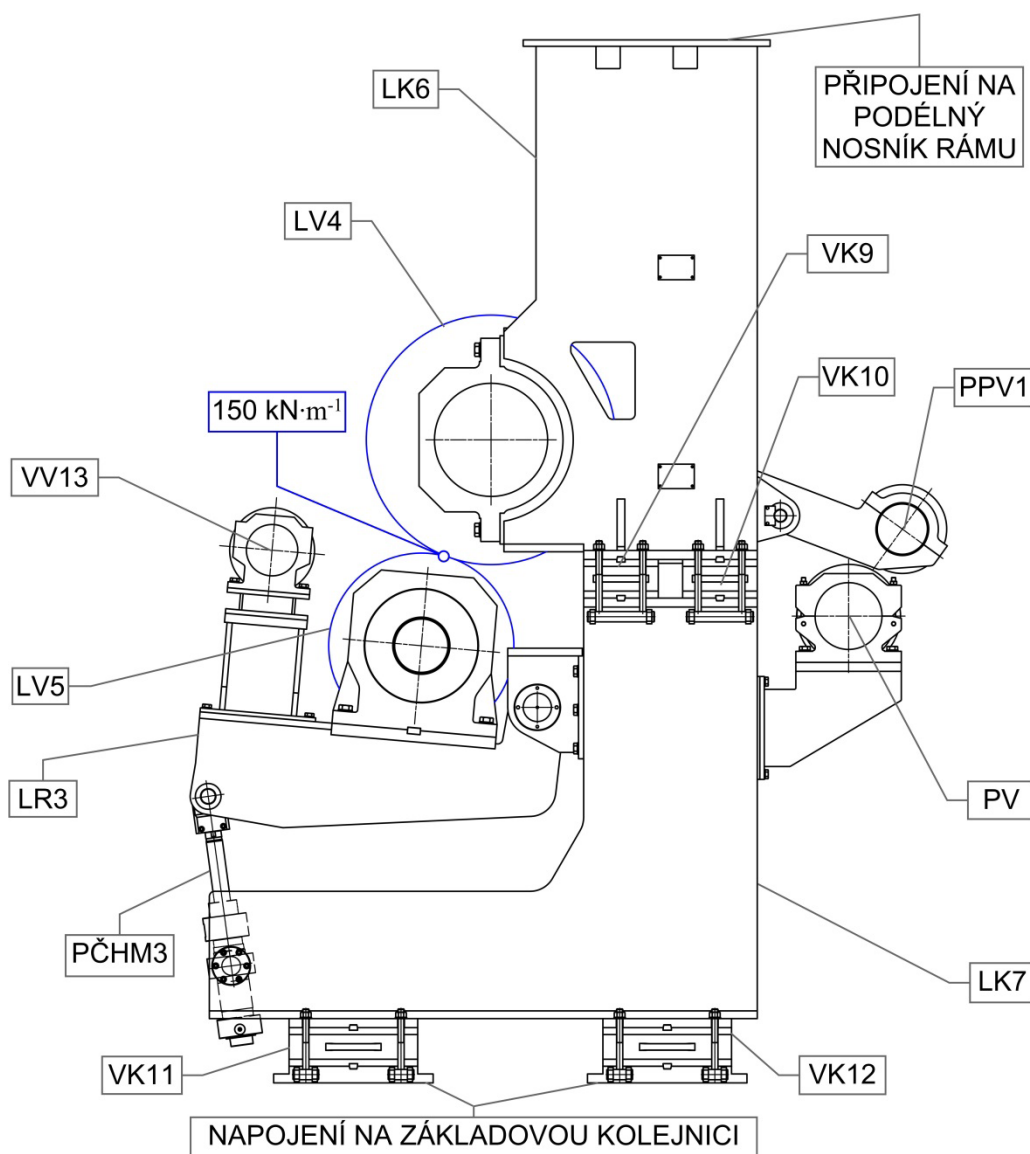
Utahovací moment pro vyvolání požadovaného předpětí šroubu [10]:

$$M_{o24} = K \cdot F_{0L2} \cdot d_{M24} \quad [N \cdot m] \quad (40)$$

$$M_{o24} = 0,18 \cdot 84267 \cdot 24 \cdot 10^{-3} \doteq 364 \text{ Nm}$$

Kde $K = 0,18$ - součinitel utahovacího momentu – mazané závity dle [10, tab. 8-14].

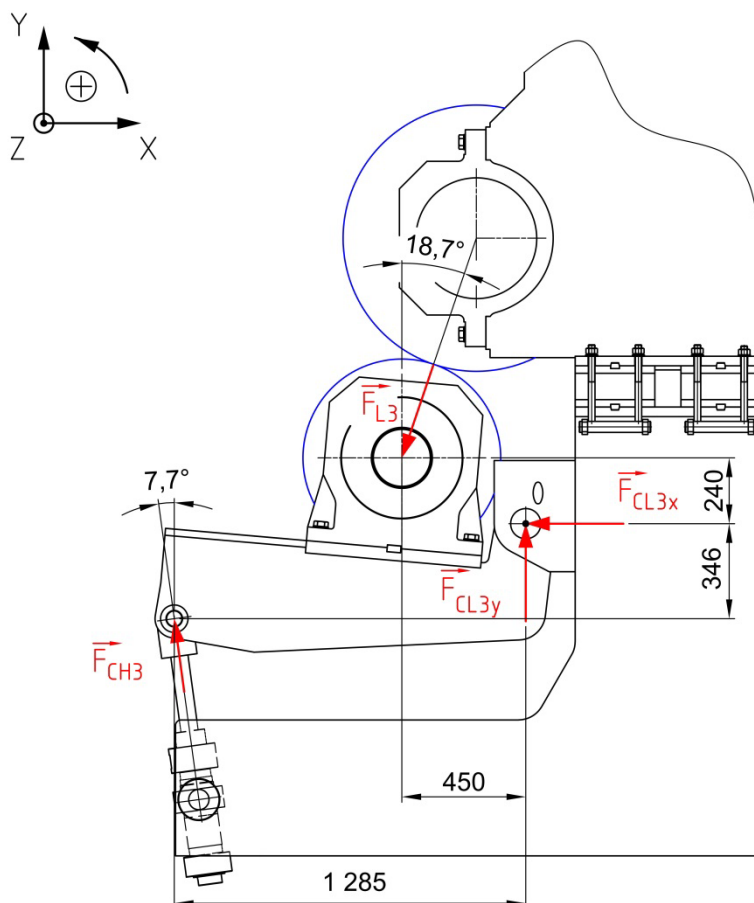
3.2.4 SESTAVENÍ HYDRAULICKÉHO LISU II



Obr. 27 Sestava hydraulického lisu III – pohled ze strany obsluhy; PV – mokrý převáděcí válec, L4, L5 – lisové válce, VV13 – vodící válec, PPV – papír-vodící válec, VK9, VK10, VK10, VK12 – vyjímatelné kostky, LR3 – rameno lisu III, LK6, LK7 – konzoly lisu III, PČHM3 – přímočarý hydromotor třetího lisu

Třetí a zároveň poslední lis plní funkci suchého lisu této části papírenského stroje. Jeho úkolem je finální odvodnění papírového pásu mechanickou cestou. Z tohoto důvodu je zde přednastaven největší lisový lineární přítlak, který dosahuje maximální hodnoty $150 \text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$. Lis se skládá ze dvojice lisových válců – obr. 27, přičemž horní válec je umístěn v neměnné poloze na konzole LK6 a spodní válec nacházející se na lisovém rameni LR3 je k němu přitlačován prostřednictvím přímočarého hydromotoru PČHM3. Lisové rameno plní zároveň funkci nosiče vodícího válce plstěnce VV13. Horní konzola je připojena k podélnému nosníku hlavního rámu pomocí desítky šroubů M24. Spojení této konzoly se spodní konzolou LK7 je prostřednictvím vyjímatelných kostek VK9 a VK10. Rovněž spodní rameno je usazeno na vyjímatelných kostkách VK11 a VK2, které jej propojují se základovou kolejnicí stroje. Vyjmutím všech těchto kostek vznikne letmo uložená konzola LK7, čímž vznikne montážní prostor pro snadnou výměnu plstěnce. Zajištění konzoly v této poloze je umožněno hlavním příčným nosníkem, který nese veškerou váhu konzoly a část zatížení od hmotnosti válce. Podrobnější popis hlavních nosníků se nachází v další části této práce. Horní konzola při vyjmutí kostek zůstává zavěšena na podélném nosníku rámu.

URČENÍ SIL NA RAMENI LISU III



Obr. 28 Silové zatížení ramene lisu III; F_{L3} – síla od lineárního přítlaku mezi válci, F_{CH3} – síla od PČHM2, F_{CL3x} , F_{CL3y} – síly v hlavním čepu

Rovnice statické rovnováhy – dle obr. 28:

$$\sum F_x = 0: F_{L3} \cdot \sin 18,7^\circ - F_{CL3x} - F_{CH3} \cdot \sin 7,7^\circ = 0 \quad (41)$$

$$\sum F_y = 0: F_{CL3y} + F_{CH3} \cdot \cos 7,7^\circ - F_{L3} \cdot \cos 18,7^\circ = 0 \quad (42)$$

$$\sum M_{0z} = 0: F_{L3} \cdot 240 \cdot \sin 18,7^\circ + F_{L3} \cdot 450 \cdot \cos 7,7^\circ - F_{CH3} \cdot 346 \cdot \sin 7,7^\circ - F_{CH3} \cdot 1285 \cdot \cos 7,7^\circ = 0 \quad (43)$$

Ekvivalentní síla od liniového zatížení válce, působící na ložisko válce:

$$F_{L3} = \frac{q_{L3}}{2} \cdot L_{LV3} \quad [N] \quad (44)$$

$$F_{L3} = \frac{150000}{2} \cdot 2750 \cdot 10^{-3} = 206250 \text{ N}$$

Z rovnic (41), (42) a (43):

$$F_{CH3} = \frac{F_{L3} \cdot (240 \cdot \sin 18,7^\circ + 450 \cdot \cos 18,7^\circ)}{346 \cdot \sin 7,7^\circ + 1285 \cdot \cos 7,7^\circ} \quad [N] \quad (45)$$

$$F_{CH3} = \frac{206250 \cdot (240 \cdot \sin 18,7^\circ + 450 \cdot \cos 18,7^\circ)}{346 \cdot \sin 7,7^\circ + 1285 \cdot \cos 7,7^\circ} = 78637,3 \text{ N}$$

$$F_{CL3x} = F_{L3} \cdot \sin 18,7^\circ - F_{CH3} \cdot \sin 7,7^\circ \quad [N] \quad (46)$$

$$F_{CL3x} = 206250 \cdot \sin 18,7^\circ - 78637,3 \cdot \sin 7,7^\circ = 55590,2 \text{ N}$$

$$F_{CL3y} = F_{L3} \cdot \cos 18,7^\circ - F_{CH3} \cdot \cos 7,7^\circ \quad [N] \quad (47)$$

$$F_{CL3y} = 206250 \cdot \cos 18,7^\circ - 78637,3 \cdot \cos 7,7^\circ = 117433,9 \text{ N}$$

Výsledná síla působící v hlavním čepu lisového ramene:

$$F_{CL3} = \sqrt{|F_{CL3x}|^2 + |F_{CL3y}|^2} \quad [N] \quad (48)$$

$$F_{CL3} = \sqrt{|55590,2|^2 + |117433,9|^2} = 129926,9 \text{ N}$$

Kde $q_{L3} = 150 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ - liniové zatížení mezi válci lisu III,

$L_{LV3} = 2750 \text{ mm}$ - šířka stykové části lisových válců,

$F_{L3} [N]$ - síla od lineárního přitlaku mezi válci,

$F_{CH3} [N]$ - síla v čepu PČHM3,

F_{CL3x} [N] - síla v čepu ramene lisu III ve směru osy x,

F_{CL3y} [N] - síla v čepu ramene lisu III ve směru osy y,

F_{CL3} [N] - výsledná síla v čepu ramene lisu III.

KONTROLA ČEPU PČHM3

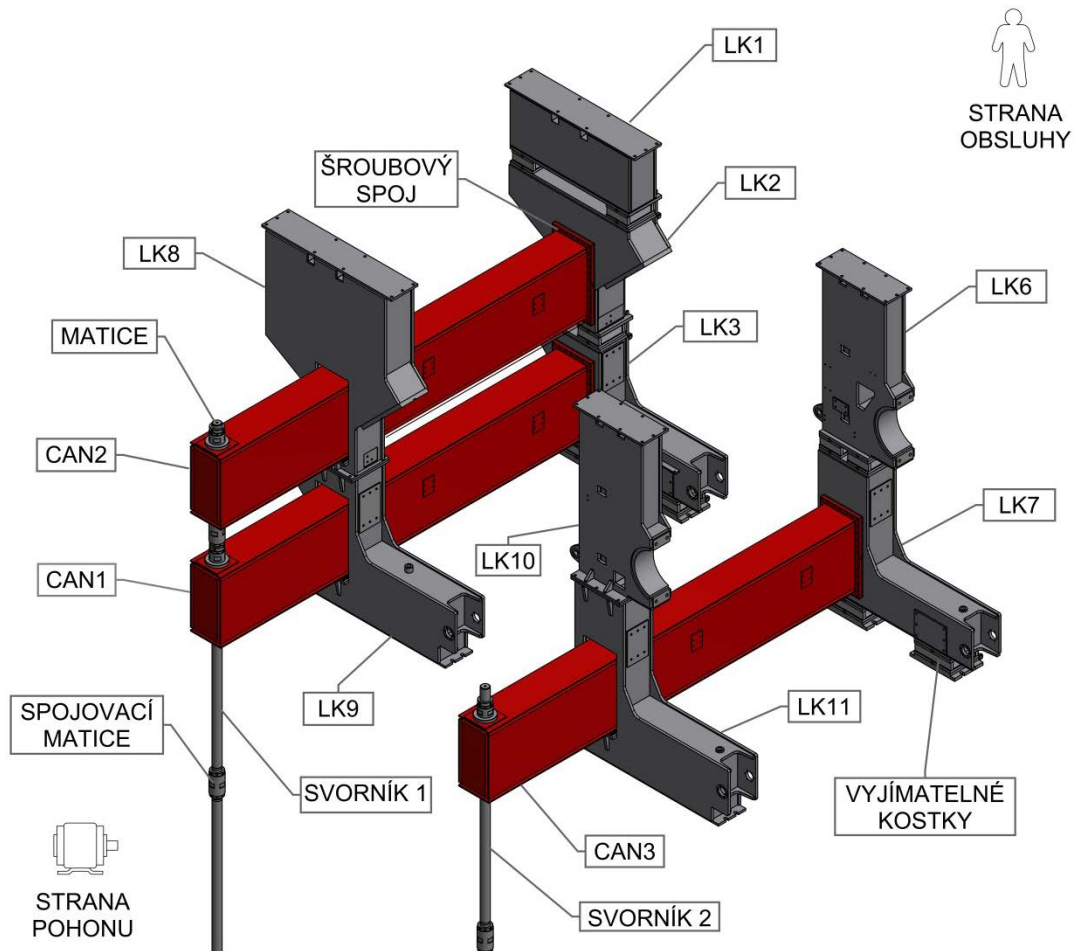
Materiál čepů je stejný jako u předchozích lisů - korozivzdorná ocel 1.4541. Průměr otvoru v kloubovém ložisku PČHM činí 80 mm. Čep je uložen s vůlí – uložení H7/f7 a je zajištěn proti pootočení pomocí přídržky, přišroubované dvěma šrouby na lisovém rameni. Uložení čepu se rovněž shoduje s uložení čepu PČHM u lisu II. Síla F_{CH3} působící na čep je zde menší než v předchozím případě. Z tohoto důvodu již není nutné kontrolovat čep PČHM3.

KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU RAMENE

Uložení hlavního čepu se shoduje s druhým lisem. Výsledná síla působící na čep vychází v tomto případě nepatrně menší než u lisu II. Kontrola čepu není nutná.

3.3 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ HLAVNÍCH PŘÍČNÝCH NOSNÍKŮ

Po vyjmutí kostek je nutné konzoly zafixovat ve své poloze. K tomu jsou navrženy speciální příčné („cantileverové“) nosníky, které spojují pevné konzoly na straně pohonu s konzolami na straně obsluhy. Při výměně plstěnců tyto nosníky nesou celou váhu součástí na straně pohonu a část zatížení od válců a přidavných zařízení. Celkově jsou na konstrukci použity tři takovéto nosníky – obr. 29.



Obr. 29 Konstrukční provedení hlavních příčných nosníků; CAN1, CAN2, CAN3 – označení jednotlivých nosníků, LK1 až LK7 – konzoly na straně obsluhy, LK8 až LK11 – konzoly na straně pohonu

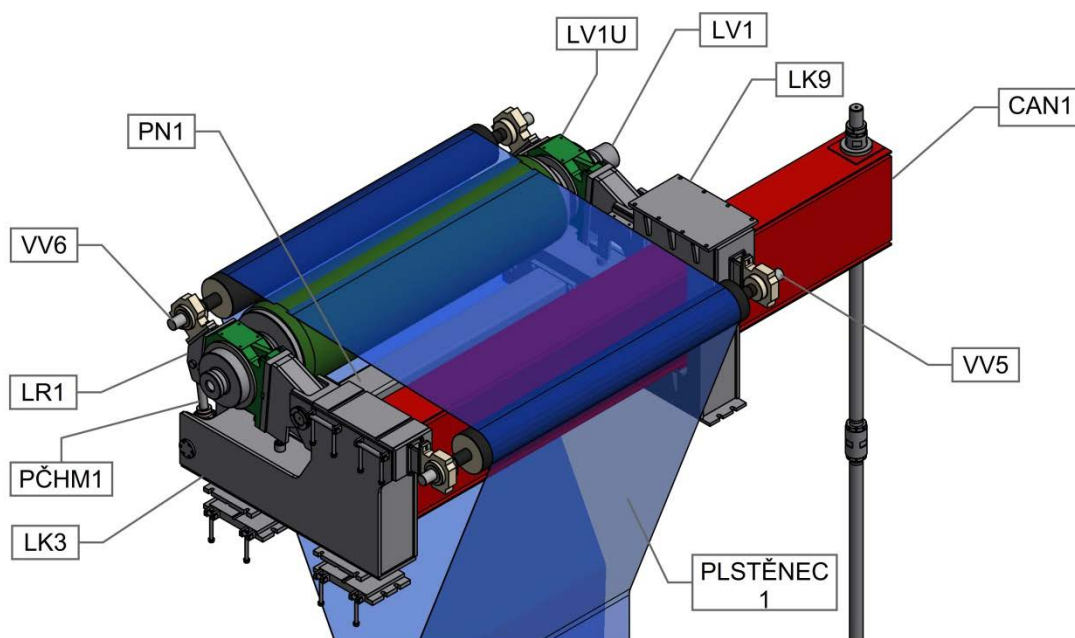
Každý nosník je spojen šroubovými spoji s jednou konzolou na straně obsluhy. Na straně pohonu je pak provlečen obdélníkovým otvorem. Na straně pohonu je nosník volně položen na ocelových podložkách. Pro zachycení reakce od zatížení slouží nosníkové svorníky, které jsou ukotveny do betonového základu v suterénu výrobní haly pod lisovou částí stroje. Nosníky slouží pouze pro zajištění stability během demontáže vyjímatelných kostek při odstávce stroje. Současně lze zatížit pouze jeden nosník ze dvojice CAN1 a CAN2. Vysunutím sady kostek v okolí konzoly LK3 dojde k přenosu hmotnosti součástí na nosník CAN1. Tím vznikne mezera mezi konzolami pro manipulaci s plstěncem skupiny válců A, plstěnc 1 – obr. 15. Po dokončení tohoto úkonu je nutné vrátit kostky do původní pozice. Poté je možná manipulace s druhou sadou vyjímatelných kostek v okolí konzoly LK2 a následná manipulace s druhým plstěncem, který opásává skupinu válců B – obr. 15. Nosníky CAN1 a CAN2 se nacházejí v jedné rovině nad sebou, z tohoto důvodu jsou navzájem

propojeny jedním společným svorníkem. Mezi nimi je matice spojující svorník horního nosníku se svorníkem hlavním. Svorník je dále dělen pod spodním nosníkem a to z montážního důvodu, kdy je nutné jej provléci směrem shora do suterénu.

Třetí hlavní nosník je uložen samostatně u druhého lisu, kde je spojen s konzolou LK7 a slouží k manipulaci s plstěncem 3 na skupině válců C – obr. 15. Ukotven je pak pomocí vlastního svorníku.

3.3.1 Hlavní příčný nosník CAN1

Příčný nosník CAN1 (obr. 30) tvoří nosný prvek konzoly LK3 během vyjmutí skupiny kostek při manipulaci s plstěncem 1. V tento okamžik na něm spočívá podíl hmotnosti válců, celá hmotnost konzoly LK3 a dalších prvků. Jednotlivé hmotnosti, kterými je nosník zatížen, jsou uvedeny v tab. 5.



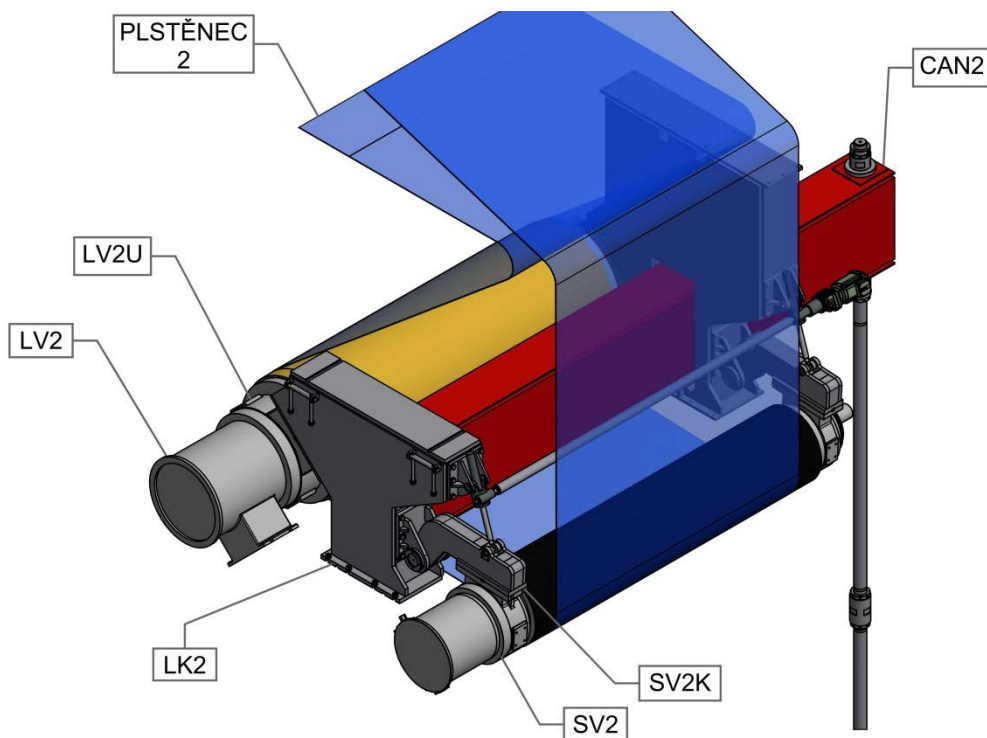
Obr. 30 Příčný nosník CAN1; LV1- lisový válec, LV1U – uložení lisového válce, LK9 – opěrná konzola (strana pohonu), LK3 – konzola (strana obsluhy), VV6, VV5 – vodící válce, PN1 – propojovací nosník

Tab. 5 Hmotnosti komponent nosníku CAN1 dle programu Autodesk Inventor 2018

Součást	Hmotnost [kg]	Součást	Hmotnost [kg]
Konzola LK3	1 720	Uložení lisového válce	1 200
Lisový válec LV1	5 300	Příčný spojovací nosník	378
Vodící válec VV5 vč. uložení	750	Čepy	50 kg
Vodící válec VV6 vč. uložení	750	PČHM1	110 kg
Lisové rameno LR1	260	Ostatní (není na obr. 30)	1 100 kg
Celková hmotnost [kg]		11 618	

3.3.2 HLAVNÍ PŘÍČNÝ NOSNÍK CAN2

Příčný nosník CAN2 (obr. 31) tvoří nosný prvek konzoly LK2 během vyjmutí skupiny kostek, které tuto konzolu propojují s ostatními během provozního stavu stroje. Převážná část jeho zatížení je způsobena hmotností centrálního lisového válce LV2. Další zátěž tvoří přidružené prvky v této oblasti. Jednotlivé hmotnosti, kterými je nosník zatížen, jsou uvedeny v tab. 6.



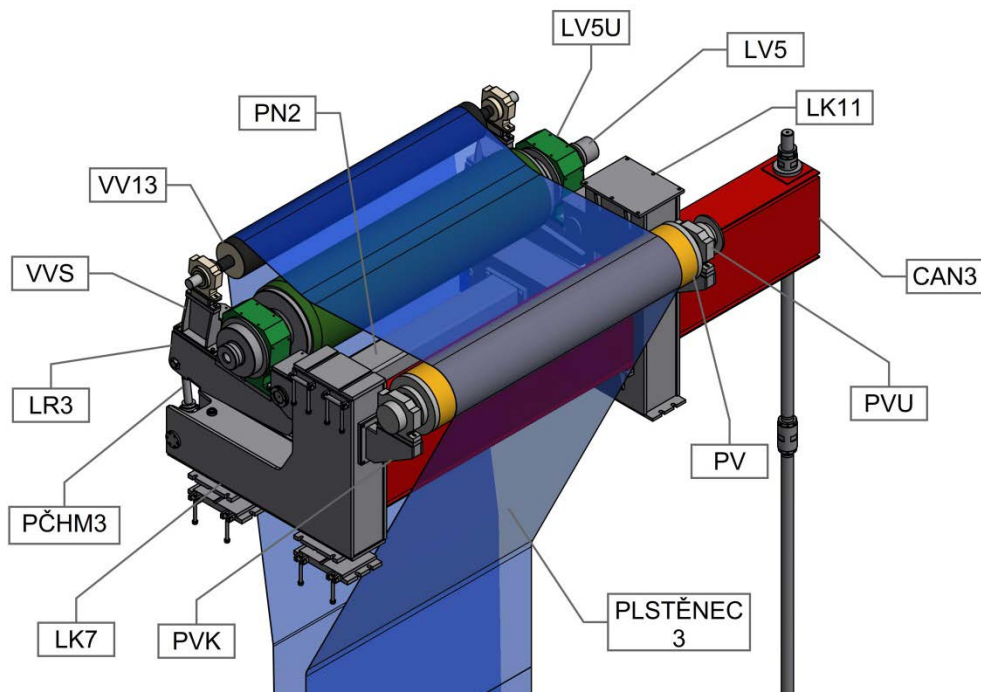
Obr. 31 Příčný nosník CAN2; LV2 - centrální lisový válec, LV2U – uložení centrálního válce, SV2 – snímací válec, LK2 – konzola (strana obsluhy), LV2U – uložení centrálního válce, SV2K – zavěšení snímacího válce

Tab. 6 Hmotnosti komponent nosníku CAN2 dle programu Autodesk Inventor 2018

Součást	Hmotnost [kg]	Součást	Hmotnost [kg]
Konzola LK2	1 560	Čepy	42
Lisový válec LV2	9 500	Zavěšení snímacího válce	740
Uložení lisového válce	1 300	Ostatní (není na obr. 31)	2 384
Snímací válec vč. uložení	4 500		
Celková hmotnost [kg]		20 026	

3.3.3 HLAVNÍ PŘÍČNÝ NOSNÍK CAN3

Nosník CAN3 (obr. 32) tvoří nosný prvek konzoly LK7. Jednotlivé hmotnosti, kterými je nosník zatížen, jsou uvedeny v tab. 7.



Obr. 32 Příčný nosník CAN3; LV5 - lisový válec, LV5U – uložení lisového válce, PV – převáděcí válec, PVU – uložení převáděcího válce, VV13 – vodící válec, VVS – stojan vodícího válce, LK7 – konzola (strana obsluhy), LK11 – opěrná konzola na straně pohonu, PN2 – příčný propojovací nosník, LR3 – rameno třetího lisu, PVK – konzola převáděcího válce

Tab. 7 Hmotnosti komponent nosníku CAN3 dle programu Autodesk Inventor 2018

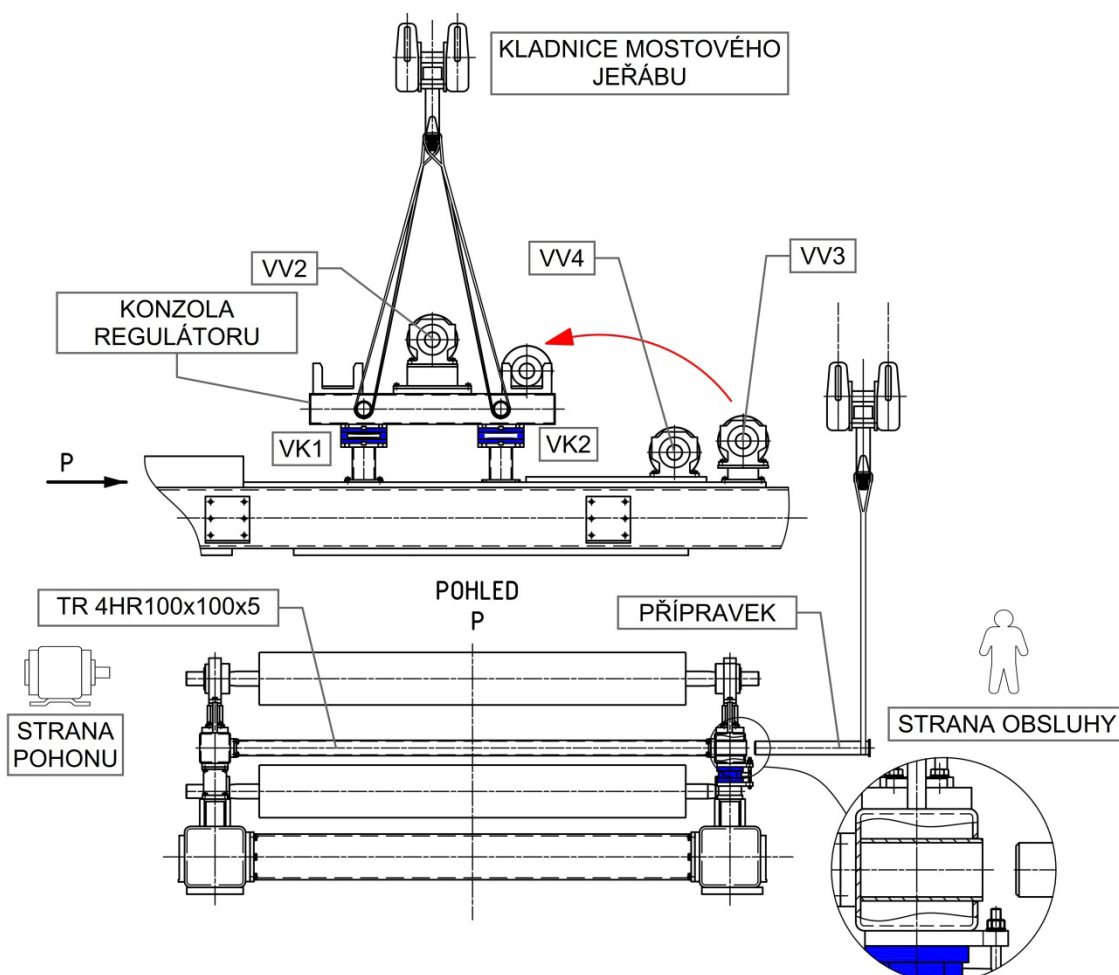
Součást	Hmotnost [kg]	Součást	Hmotnost [kg]
Konzola LK7	1 740	Lisové rameno LR3	480
Lisový válec LV5	5 300	Stojan vodícího válce	85
Uložení lisového válce	1 300	Čepy	42
Převáděcí válec	2 800	PČHM3	120
Uložení převáděcího válce	2 600	Propojovací nosník	378
Konzola převáděcího válce	80	Ostatní (není na obr. 31)	1 300
Vodící válec vč. uložení	750		
Celková hmotnost [kg]		16 975	

3.3.4 KONZOLA REGULÁTORU V HORNÍ ČÁSTI KONSTRUKCE

Hlavní funkcí konzol regulátoru je vytvořit nosný prvek pro umístění regulačního zařízení. To má za úkol snímat polohu plstěného pásu a v případě, že dojde k vychýlení od podélné roviny symetrie stroje, jej musí změnou osy rotace vodícího válce navrátit do původní polohy.

Konzoly jsou v tomto případě (obr. 33) použity rovněž jako odkládací prostor pro vodící válce VV3 a VV1. Při manipulaci s plstěncem je možné pomocí mostového jeřábu přemístit tyto válce na konzolu. Pro zajištění válců v konstantní poloze pak slouží dva speciální držáky ve tvaru „U“ na okrajích konzoly. Po ustavení válců na konzolu se do dvou otvorů na straně obsluhy nastříjí zdvihací přípravky. Poté je možné na přípravky navléknout plstěnc, kterým se bude oblékat soustava válců. Aby bylo možné vyjmout kostky VK1 a VK2, je nutné zajistit konzolu v neměnné poloze. To se provede hákem mostového jeřábu, který obepíná prostřednictvím vázacích prostředků již zmiňované přípravky.

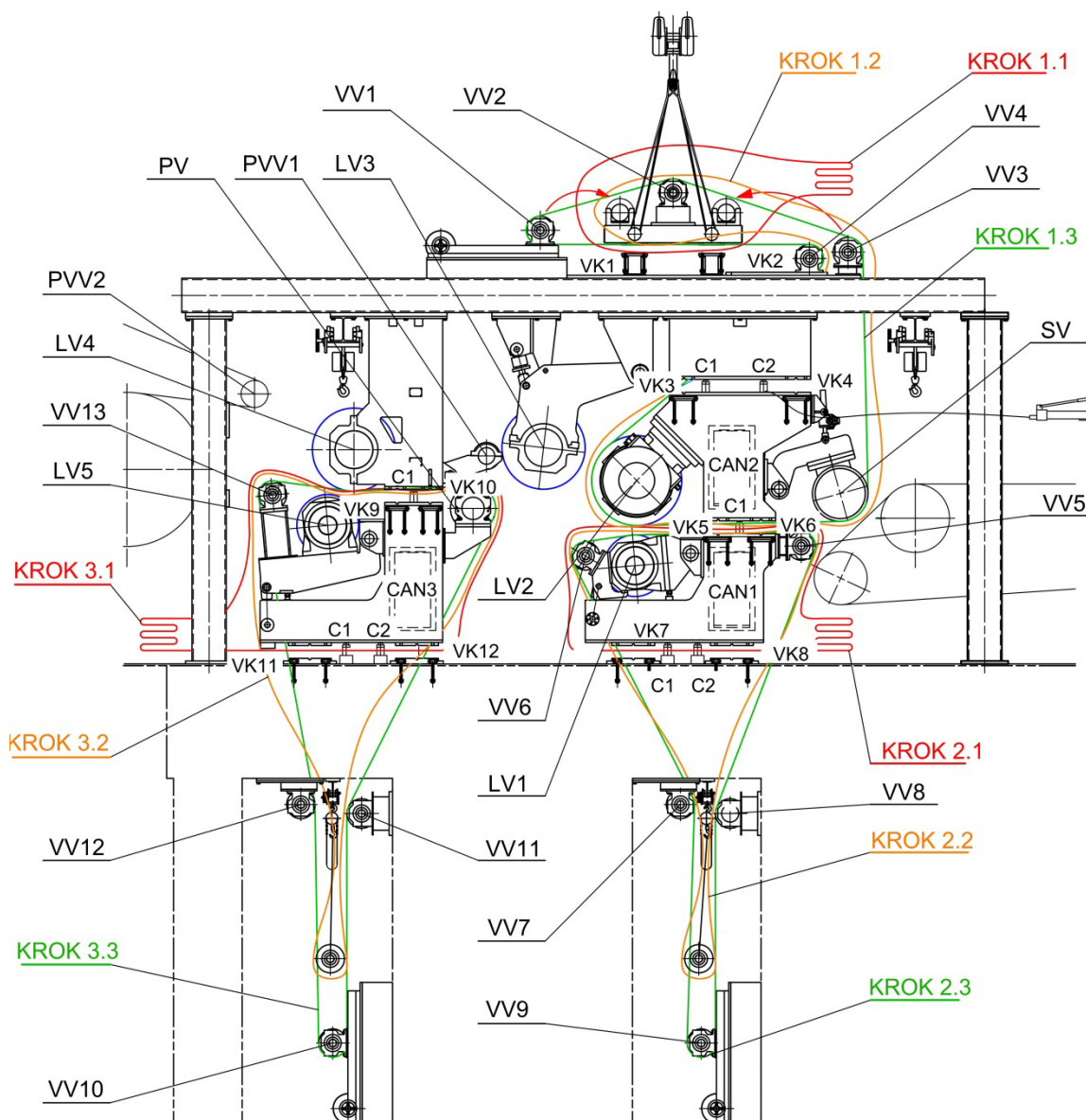
Konzoly jsou navzájem propojeny trubkou čtvercového profilu.



Obr. 33 Manipulace s konzolou regulátoru; VV2 až VV4 – vodící válce, VK1 a VK2 – vyjímatelné kostky

3.4 POSTUP PŘI VÝMĚNĚ PLSTĚNCŮ

Výměna všech plstěnců se skládá ze tří fází, popsaných na obr. 34. Při manipulaci se strojem musí být veškeré válce zajištěny proti pootočení a v případě přítlačných lisových válců musejí být také zajištěny v krajní poloze.



Obr. 34 Schéma výměny plstěnců; LV – lisové válce, VV – vodící válce, PVV – papír-vodící válec, SV – snímací válec, PV – převáděcí válec, VK – vyjímatelné kostky, CAN – příčné nosíky, C1 a C2 – PCHM

3.4.1 NAVLÉKÁNÍ HORNÍHO PLSTĚNCE SNÍMACÍHO VÁLCE – PLSTĚNec 2

Krok 1.1 – Snímací válec SV musí být zvednut do horní polohy a zajištěn. Válce VV1 a VV2 se vazacími prostředky zavěsí na hák mostového jeřábu a přemístí se na konzolu regulátoru, kde jsou pro ně vyhrazeny držáky. Do konzoly regulátoru se nastrčí zdvihací přípravky a na ně se následně navleče plstěnc 2. Pomocí úvazků se uchyty tyto přípravky hákem mostového jeřábu, mírně se přizvednou. Nyní je možné odjistit a vyjmout kostky VK1 a VK2 a navléci

plstěncem na válce VV1, VV2 a VV3, který je po této operaci spuštěn dolů. Kostky jsou namontovány zpět.

Krok 1.2 – Hydromotory C1 a C2 se nasunou mezi vyjímatelné kostky VK3 a VK4, kostky se odjistí. Pomocí ruční hydraulické pumpy se konstrukce nad příčným nosníkem CAN2 nadzvedne a kostky je možné demontovat. Tento postup se opakuje i při vysouvání spodních kostek VK5 a VK6 pod nosníkem CAN1. Spuštěný plstěncem z předchozího kroku je nyní možné provléci vzniklými mezerami okolo příčného nosníku a navléci jej přes snímací válec SV, centrální lisový válec LV2 a přes nosník CAN2. Všechny demontované kostky se vrátí zpět.

Krok 1.3 – Vodicí válce VV1 a VV3 se opět uvážou na hák a přesunou se zpět do pracovní polohy. Pomocí napínacího zařízení je plstěncem nastaven do pracovní polohy a předepnut na hodnotu předepsaného tahového napětí.

3.4.2 NAVLÉKÁNÍ PLSTĚNCE PRVNÍHO LISU – PLSTĚNec 1

Krok 2.1 – Lisový válec LV1 musí být spuštěn do spodní polohy na dorazový šroub. Pomocí hydromotoru C1, který se vloží mezi kostky VK7 a VK8 nad nosníkem CAN1 se konstrukce mírně nadlehčí, aby bylo možné tyto kostky vysunout. Hydromotor se spustí dolů – zatížení od hmotnosti jednotlivých komponent je přenášeno částečně příčným nosníkem CAN2 a částečně rámem nosné konstrukce. Vyjmutý hydromotor C1 je společně s C2 použit pro vyjmutí spodních kostek VK7 a VK8. Váha od konzoly a k ní náležících komponent nyní spočívá na letmo uloženém příčném nosníku CAN1. Takto je možné navléknout plstěncem 1 přes válce LV1, VV5, VV6 a přes nosník CAN1. Po této operaci se kostky namontují zpět na svá místa.

Krok 2.2 – Vodicí válec VV9, umístěný v suterénu konstrukce se uváže na ruční kladkostroj a přesune se stranou. Plstěncem 1 je spuštěn do suterénu a navlečen na tento vodicí válec.

Krok 2.3 – Vodicí válec VV9 se vrátí do původní polohy na napínací zařízení. Napínacím zařízením se plstěncem dostane do pracovní polohy a předepne.

3.4.3 NAVLÉKÁNÍ PLSTĚNCE TŘETÍHO LISU – PLSTĚNec 3

Krok 3.1 – Lisový válec LV5 se spustí do spodní polohy až na šroub dorazu. Pomocí hydromotoru C1 se nadlehčí konstrukce nad nosníkem CAN3 a vysunou se kostky VK9 a VK10. Hydromotor se spustí – zatížení od hmotnosti jednotlivých komponent je přenášeno rámem nosné konstrukce. Vyjmutý hydromotor C1 je společně s C2 použit pro vyjmutí spodních kostek VK11 a VK12. Po vysunutí spodních kostek spočívá váha konzoly třetího lisu a jeho komponent na příčném nosníku CAN3. Plstěncem 3 je navléknut vzniklým prostorem na lisový válec LV5, vodicí válec VV13, převáděcí válec a nosník CAN3. Poté jsou kostky vráceny na svá místa.

Krok 3.2 – Vodicí válec VV10, umístěný v suterénu konstrukce se uváže na ruční kladkostroj a přesune se stranou. Plstěncem 3 je spuštěn do suterénu a navlečen na tento vodicí válec.

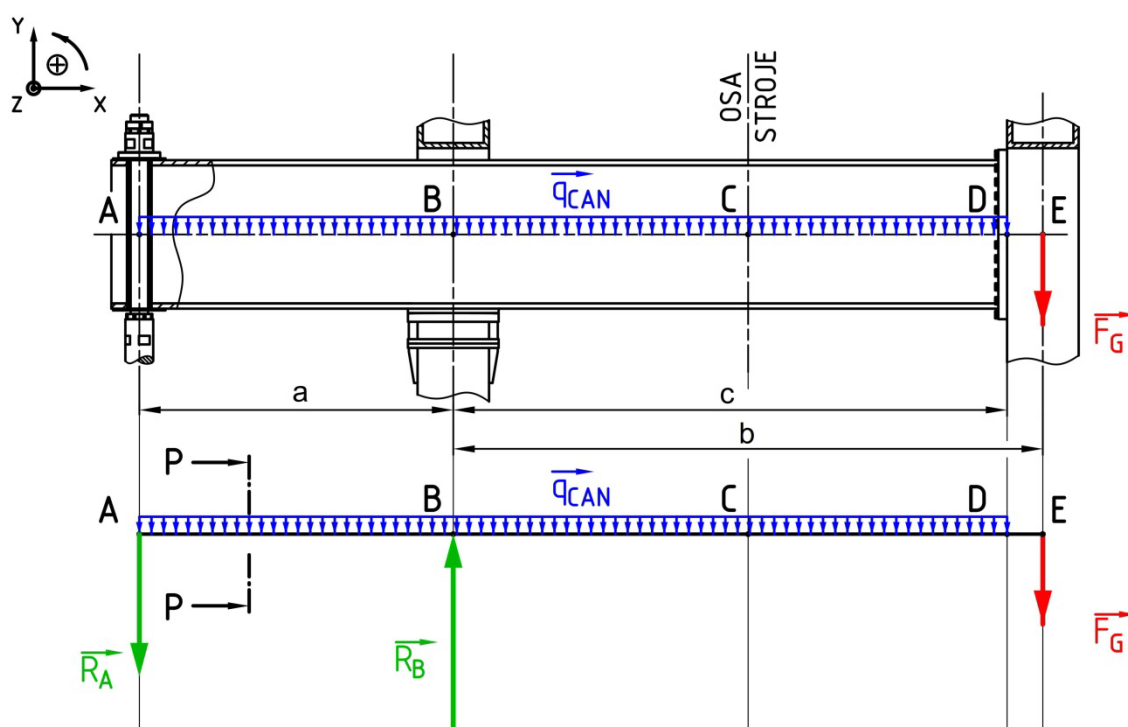
Krok 3.3 – Vodicí válec VV10 se vrátí do původní polohy na napínací zařízení. Napínacím zařízením se plstěncem dostane do pracovní polohy a předepne.

4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HLAVNÍCH PŘÍČNÝCH NOSNÍKŮ

Pevnostní výpočet je zaměřen především k určení deformace příčných nosníků pro navržený průřez. K tomu je zapotřebí vyšetřit průběh výsledných vnitřních účinků (VVÚ) a stanovit maximální ohybový moment. Posunutí konce nosníku by nemělo překročit hodnotu 8 mm. Při analytickém výpočtu je pro jeho zjednodušení zanedbána řada skutečností, jako je například namáhání nosníku krutem, stanovení průřezu bez výztužných žeber a bez započítání svarů.

4.1 URČENÍ PRŮBĚHU VÝSLEDNÝCH VNITŘNÍCH ÚČINKŮ

Analyzovaný nosník splňuje prutové předpoklady a je tedy možné jej nahradit prutem podepřeným na dvou podporách s převislým koncem – obr. 35.



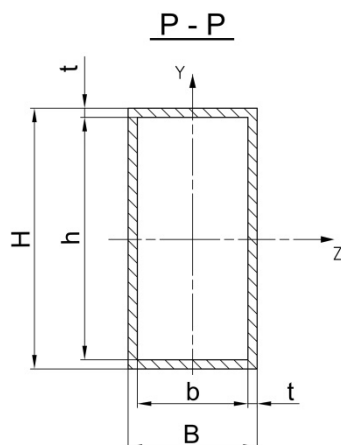
Obr. 35 Zatížení hlavního příčného nosníku, náhrada prutem; F_G - zatížení od nesených komponent, q_{CAN} - zatížení nosníku vlastní hmotností

Nosník je zatížen výslednou tíhovou silou od veškerých součástí, které musí nést po demontáži vyjímatelných kostek. Pro jeho značnou robustnost zde zatížení vlastní hmotností nelze zanedbat.

Náhradní prut je zakreslen ve spodní části obr. 35. Svorník je zde nahrazen silou R_A a reakce od pevné konzoly zastupuje síla R_B . Nosník je zakončen bodem D, kde se napojuje šroubovým spojem na konzolu na straně obsluhy. Bod E představuje působíště tíhové síly F_G . Dalším významným bodem je bod C, který představuje rovinu (osu) symetrie stroje. Styková plocha mezi nosníkem a pevnou konzolou na straně pohonu je pro zjednodušení nahrazena jedinou silou – bod B. Při výpočtu se nosník považuje za prizmatický prut.

4.1.1 NÁVRH PRŮŘEZU P - P NOSNÍKU

Průřez nosníku P – P (obr. 36) je navržen s ohledem na přiměřenou velikost otvoru v opěrné konzole na straně pohonu. Požadavek je zde především na vysokou tuhost v ohybu při co nejmenší hmotnosti. Nosník bude skříňového typu, svařen z plechů o tloušťce 30 mm. Navržené rozměry jsou uvedeny v tab. 8.



Obr. 36 Průřez nosníkem P - P

Tab. 8 Navržené rozměry průřezu nosníku

Parametr	Označení	Hodnota
Výška profilu	H [mm]	850
Šířka profilu	B [mm]	420
Tloušťka stěny	t [mm]	30

Z ekonomických důvodů je navrženým materiálem pro nosník ocel 11 523 (S355J2G3) – tab. 9, ochrana proti korozi pak bude provedena opláštěním z tenkého korozivzdorného plechu.

Tab. 9 Nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel 11 523 (ČSN 41 1523) [3]

Mechanické vlastnosti							
Rozměr t [mm]	≤ 16	16-40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200
Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]	355	345	335	325	315	295	285
Mez pevnosti R_m [MPa]	490-630					470-630	450-630
Tažnost A [%] min	22	21	20		18	17	
Modul pružnosti E [GPa]	206						
Poissonovo číslo μ [-] (20 °C)	0,3						

Plocha průřezu:

$$S = B \cdot H - b \cdot h \quad [m^2] \quad (49)$$

$$b = B - 2 \cdot t \quad [m] \quad (50)$$

$$b = 420 - 2 \cdot 30 = 360 \text{ mm}$$

$$h = H - 2 \cdot t \quad [m] \quad (51)$$

$$h = 850 - 2 \cdot 30 = 790 \text{ mm}$$

$$S = 420 \cdot 850 - 360 \cdot 790 = 72\,600 \text{ mm}^2$$

Kde $S [mm^2]$ - plocha průřezu P – P (obr. 36),

$H = 850 \text{ mm}$ - výška profilu nosníku – dle tab. 8, obr. 36,

$B = 420 \text{ mm}$ - šířka profilu nosníku – dle tab. 8, obr. 36,

$t = 30 \text{ mm}$ - tloušťka stěny profilu nosníku – dle tab. 8, obr. 36,

$h [mm]$ - vnitřní rozměr profilu nosníku – obr. 36,

$b [mm]$ - vnitřní rozměr profilu nosníku – obr. 36.

Modul pružnosti ve smyku pro ocel 11 523:

$$G_{11523} = \frac{E_{11523}}{2 \cdot (1 + \mu_{11523})} \text{ MPa} \quad (52)$$

$$G_{11523} = \frac{206\,000}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 79\,230,8 \text{ MPa}$$

Kde $E_{11523} = 206\,000 \text{ MPa}$ - modul pružnosti v tahu pro ocel 11 523 dle tab. 9,

$\mu_{11523} = 0,3$ - Poissonovo číslo pro ocel 11 523 dle tab. 9.

Kvadratický moment průřezu:

$$J = \frac{1}{12} \cdot B \cdot H^3 - \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 \quad [m^4] \quad (53)$$

$$J = \frac{1}{12} \cdot 420 \cdot 850^3 - \frac{1}{12} \cdot 360 \cdot 790^3 = 6\,703\,205\,000 \text{ mm}^4$$

Kde $J [mm^4]$ - kvadratický moment plochy průřezu P – P (obr. 36).

4.1.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

Zatížení od nesených komponent:

$$F_G = \left(\sum m_p + \sum \frac{m_s}{2} \right) \cdot g \quad [N] \quad (54)$$

Kde $\sum m_p$ [kg] - hmotnosti součástí nacházející se těžištěm v rovině jdoucí bodem E a rovnoběžné s rovinou symetrie stroje,
 $\sum m_s$ [kg] - hmotnosti součástí, které jsou spojeny se stranou pohonu.

Zatížení vlastní hmotností:

$$q_{CAN} = \frac{m_{CAN} \cdot g}{L_{CAN}} \quad [N \cdot m^{-1}] \quad (55)$$

$$L_{CAN} = a + c \quad [m] \quad (56)$$

$$L_{CAN} = 1,8 + 3,125 = 4,925 \text{ m}$$

$$q_{CAN} = \frac{3522 \cdot 9,81}{4,925} = 7015,4 \quad [N \cdot m^{-1}]$$

Kde $m_{CAN} = 3522 \text{ kg}$ - hmotnost nosníku – určena v programu Autodesk Inventor 2018

L_{CAN} [m] - vzdálenost mezi body \overline{AD}

$a = 1,8 \text{ m}$ - vzdálenost mezi osou svorníku a pevnou konzolou – \overline{AB} na obr. 35

$c = 3,125 \text{ m}$ - vzdálenost mezi pevnou konzolou a koncem nosníku – \overline{BD} na obr. 35

Zatížení nosníku CAN1 – dle rovnice (49):

$$F_{GCAN1} = \left(\begin{aligned} & m_{LK3} + m_{LR1} + m_{LV1U} + m_{CL1} + m_{PCHM1} + m_{Llost} \\ & + \frac{m_{LV1}}{2} + \frac{m_{VV5}}{2} + \frac{m_{VV6}}{2} + \frac{m_{PN1}}{2} \end{aligned} \right) \cdot g \quad [N] \quad (57)$$

$$F_{GCAN1} = \left(1720 + 260 + 1200 + 50 + 110 + 1100 + \frac{5300}{2} + \frac{750}{2} + \frac{750}{2} + \frac{378}{2} \right) \cdot 9,81 = 78764,5 \text{ N}$$

Kde $m_{LK3} = 1720 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly LK3,

$m_{LR1} = 260 \text{ kg}$ - hmotnost lisového ramene LR1 u lisu I,

$m_{LV1U} = 1200 \text{ kg}$ - hmotnost uložení lisového válce LV1,

$m_{CL1} = 50 \text{ kg}$ - hmotnost čepů,

$m_{PCHM1} = 110 \text{ kg}$ - hmotnost PČHM1,

$m_{Llost} = 1100 \text{ kg}$ - hmotnost ostatních komponent,

$m_{LV1} = 5300 \text{ kg}$ - hmotnost lisového válce LV1,

$m_{VV5} = 750 \text{ kg}$ - hmotnost vodícího válce VV5,

$m_{VV6} = 750 \text{ kg}$ - hmotnost vodícího válce VV6,

$m_{PN1} = 378 \text{ kg}$ - hmotnost spojovacího nosníku.

Pozn. Veškeré hmotnosti pro výpočet síly F_{GCAN1} jsou uvedeny v tab. 5.

Zatížení nosníku CAN2 – dle rovnice (49):

$$F_{GCAN2} = \left(m_{LK2} + m_{LV2U} + m_{CL2} + m_{L2ost} + m_{SVZ} + \frac{m_{LV2}}{2} + \frac{m_{SV}}{2} \right) \cdot g \quad [N] \quad (58)$$

$$F_{GCAN2} = \left(1560 + 1300 + 42 + 2384 + 740 + \frac{9500}{2} + \frac{4500}{2} \right) \cdot 9,81 = 127\,785,1 \text{ N}$$

Kde $m_{LK2} = 1560 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly LK2,
 $m_{LV2U} = 1300 \text{ kg}$ - hmotnost uložení centrálního válce LV2,
 $m_{CL2} = 42 \text{ kg}$ - hmotnost čepů,
 $m_{L2ost} = 2384 \text{ kg}$ - hmotnost ostatních komponent,
 $m_{SVZ} = 740 \text{ kg}$ - hmotnost zavěšení snímacího válce,
 $m_{LV2} = 9500 \text{ kg}$ - hmotnost centrálního lisového válce LV2,
 $m_{SV} = 4500 \text{ kg}$ - hmotnost snímacího válce SV.

Pozn. Veškeré hmotnosti pro výpočet síly F_{GCAN2} jsou uvedeny v tab. 6.

Zatížení nosníku CAN3 – dle rovnice (49):

$$F_{GCAN3} = \left(m_{LK7} + m_{LV5U} + m_{PVK} + m_{LR3} + m_{VVS} + m_{CL3} + m_{PCHM3} + m_{L3ost} + \frac{m_{LV5}}{2} + \frac{m_{PV}}{2} + \frac{m_{PVU}}{2} + \frac{m_{VV13}}{2} + \frac{m_{PN2}}{2} \right) \cdot g \quad [N] \quad (59)$$

$$F_{GCAN3} = \left(1740 + 1300 + 80 + 480 + 85 + 42 + 120 + 1300 + \frac{5300}{2} + \frac{2800}{2} + \frac{2600}{2} + \frac{750}{2} + \frac{378}{2} \right) \cdot 9,81$$

$$F_{GCAN3} = 108\,508,4 \text{ N}$$

Kde $m_{LK7} = 1740 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly LK7,
 $m_{LV5U} = 1300 \text{ kg}$ - hmotnost uložení lisového válce LV5,
 $m_{PVK} = 80 \text{ kg}$ - hmotnost konzoly převáděcího válce,
 $m_{LR3} = 480 \text{ kg}$ - hmotnost ramene lisu III,
 $m_{VVS} = 85 \text{ kg}$ - hmotnost stojanu vodicího válce VV13,
 $m_{CL3} = 42 \text{ kg}$ - hmotnost čepů,
 $m_{PCHM3} = 120 \text{ kg}$ - hmotnost PČHM3.
 $m_{L3ost} = 1300 \text{ kg}$ - hmotnost ostatních komponent,
 $m_{LV5} = 5300 \text{ kg}$ - hmotnost lisového válce LV5,
 $m_{PV} = 2800 \text{ kg}$ - hmotnost převáděcího válce,
 $m_{PVU} = 2600 \text{ kg}$ - hmotnost uložení převáděcího válce,
 $m_{VV13} = 750 \text{ kg}$ - hmotnost vodicího válce VV13,

$m_{PN2} = 378 \text{ kg}$ - hmotnost spojovacího nosníku.

Pozn. Veškeré hmotnosti pro výpočet síly F_{GCAN3} jsou uvedeny v tab. 7.

Pro návrh průřezu nosníku se dále použije zatížení F_{GCAN2} .

4.1.3 URČENÍ VVÚ PRO ZATÍŽENÍ OSAMĚLOU SÍLOU

Reakční síly se určí z rovnic statické rovnováhy podle obr. 35.

$$\sum F_y = 0: -R_{AF} + R_{BF} - F_G = 0 \quad (60)$$

$$\sum M_{Bz} = 0: R_{AF} \cdot a - F_G \cdot b = 0 \quad (61)$$

Z rovnic (55) a (56) pro nosník CAN2 platí:

$$R_{AF} = \frac{F_{GCAN2} \cdot b}{a} \quad [N] \quad (62)$$

$$R_{AF} = \frac{127785,1 \cdot 3,38}{1,8} = 239952 \quad [N]$$

$$R_{BF} = R_{AF} + F_{GCAN2} \quad [N] \quad (63)$$

$$R_{BF} = 239952 + 127785,1 = 367737,1 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment:

$$M_{FGMAX} = R_{AF} \cdot a = F_{GCAN2} \cdot b \quad [N] \quad (64)$$

$$M_{FGMAX} = 127785,1 \cdot 3,38 = 431913,7 \text{ Nm}$$

Kde $R_{AF} [N]$ - reakce v místě A od síly F_{GCAN2} ,

$R_{BF} [N]$ - reakce v místě B od síly F_{GCAN2} ,

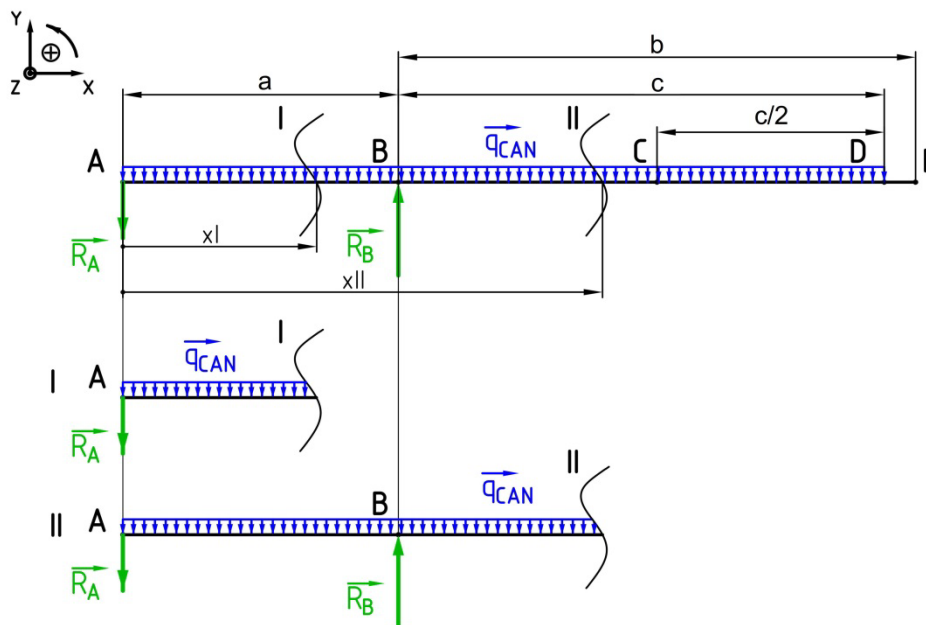
$b = 3,38 \text{ m}$ - rozteč uložení stroje – dle obr. 35,

$M_{FGMAX} [Nm]$ - maximální ohybový moment na nosníku od síly F_{GCAN2} .

Průběh VVÚ je znázorněn na obr. 38.

4.1.4 URČENÍ VVÚ PRO LINIOVÉ ZATÍŽENÍ

Průběh posouvajících sil a momentů se určí z rovnic statické rovnováhy v jednotlivých řezech zatíženého nosníku podle obr. 36.



Obr. 37 Řezy nosníkem (I a II) pro určení průběhu posouvajících sil a momentů od liniového zatížení

Reakční síly ve vazbách podle rovnic statické rovnováhy:

$$\sum F_y = 0: -R_{Aq} + R_{Bq} - q_{CAN} \cdot (a + c) = 0 \quad (65)$$

$$\sum M_{Bz} = 0: R_{Aq} \cdot a - q_{CAN} \cdot (a + c) \cdot \left(\frac{a + c}{2} - a \right) = 0 \quad (66)$$

Kde R_{Aq} [N] - reakce v místě A od síly q_{CAN} ,

R_{Bq} [N] - reakce v místě B od síly q_{CAN} .

Z rovnic (55) a (56) lze určit:

$$R_{Aq} = \frac{q_{CAN} \cdot (a + c) \cdot \left(\frac{a + c}{2} - a \right)}{a} \quad [N] \quad (67)$$

$$R_{Aq} = \frac{7015,4 \cdot (1,8 + 3,125) \cdot \left(\frac{1,8 + 3,125}{2} - 1,8 \right)}{1,8} = 12716,6 \text{ N}$$

$$R_{Bq} = R_{Aq} + q_{CAN} \cdot (a + c) \quad [N] \quad (68)$$

$$R_{Bq} = 12716,6 + 7015,4 \cdot (1,8 + 3,125) = 47267,5 \text{ N}$$

Rovnice statické rovnováhy pro řez I podle obr. 36.

$$\sum F_{yI} = 0: -R_{Aq} - q_{CAN} \cdot x_I + T_{yqI} = 0 \quad (69)$$

$$\sum M_{otz} = 0: R_{Aq} \cdot x_I + \frac{q_{CAN} \cdot x_I^2}{2} + M_{qI} = 0 \quad (70)$$

Kde T_{yqI} [N] - posouvající síla v ose y v místě řezu I při liniovém zatížení q_{CAN} ,
 M_{qI} [Nm] - ohybový moment v místě řezu I při liniovém zatížení q_{CAN} .

Posouvající síla v místě řezu I:

$$T_{yqI} = R_{Aq} + q_{CAN} \cdot x_I \quad [N] \quad (71)$$

Ohybový moment v místě řezu I:

$$M_{qI} = -R_{Aq} \cdot x_I - \frac{q_{CAN} \cdot x_I^2}{2} \quad [Nm] \quad (72)$$

Rovnice statické rovnováhy pro řez II podle obr. 36.

$$\sum F_y = 0: -R_{Aq} - q_{CAN} \cdot x_{II} + R_{Bq} + T_{yqII} = 0 \quad (73)$$

$$\sum M_{otz} = 0: R_{Aq} \cdot x_{II} + \frac{q_{CAN} \cdot x_{II}^2}{2} - R_{Bq} \cdot (x_{II} - a) + M_{qII} = 0 \quad (74)$$

Kde T_{yqII} [N] - posouvající síla v ose y v místě řezu II při liniovém zatížení q_{CAN} ,
 M_{qII} [Nm] - ohybový moment v místě řezu II při liniovém zatížení q_{CAN} .

Posouvající síla v místě řezu II:

$$T_{yqII} = R_{Aq} - R_{Bq} + q_{CAN} \cdot x_{II} \quad [N] \quad (75)$$

Ohybový moment v místě řezu II:

$$M_{qII} = -R_{Aq} \cdot x_{II} - \frac{q_{CAN} \cdot x_{II}^2}{2} + R_{Bq} \cdot (x_{II} - a) \quad [Nm] \quad (76)$$

Maximální velikost ohybového momentu:

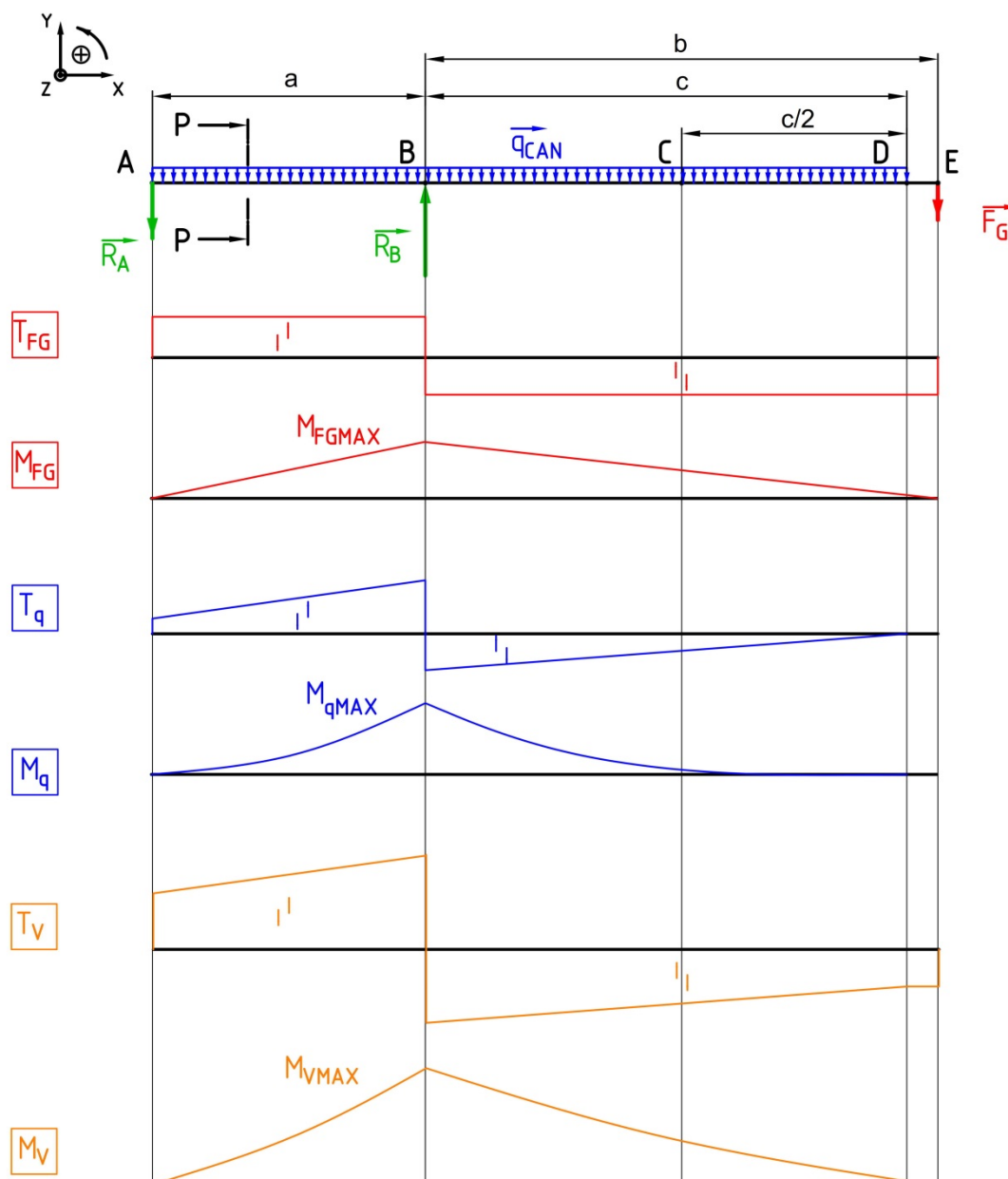
$$|M_{qMAX}| = R_{Aq} \cdot a + \frac{q_{CAN} \cdot a^2}{2} \quad [Nm] \quad (77)$$

$$|M_{qMAX}| = 12716,6 \cdot 1,8 + \frac{7015,4 \cdot 1,8^2}{2} = 34254,8 \text{ Nm}$$

Průběh posouvajících sil a momentů od osamělé síly F_G a od liniového zatížení q_{CAN} je znázorněn na obr. 38.

4.1.5 URČENÍ CELKOVÉHO PRŮBĚHU VVÚ

Průběh VVÚ od kombinace zatížení osamělé tíhové síly F_G a liniového zatížení q_{CAN} se určí principem superpozice z VVÚ jednotlivých zatížení – obr. 37.



Obr. 38 Vykreslení průběhů VVÚ; T_{FG} - průběh posouvající síly při zatížení nosníku osamělou silou F_G , M_{FG} - průběh ohybového momentu při zatížení osamělou silou F_G , M_{FGMAX} - maximální ohybový moment při zatížení osamělou silou F_G , T_q - průběh posouvající síly při namáhání nosníku liniovým zatížením q_{CAN} , M_q - průběh ohybového momentu od liniového zatížení q_{CAN} , M_{qMAX} - maximální ohybový moment při zatížení q_{CAN} , T_v - průběh výsledné posouvající síly, M_v - průběh výsledného ohybového momentu, M_{vMAX} - výsledný maximální ohybový moment

Výsledná posouvající síla (pro CAN2):

$$T_{vA} = R_{Aq} + R_{AF} [N] \quad (78)$$

$$T_{vA} = 12716,6 + 239952 = 252668,6 N$$

$$T_{vB} = R_{Bq} + R_{BF} [N] \quad (79)$$

$$T_{vB} = 47267,5 + 367737,1 = 415004,6$$

$$T_{vC} = F_{GCAN2} = 127785,1 N \quad (80)$$

Kde $T_{vA} [N]$ - výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě A nosníku CAN2,
 $T_{vB} [N]$ - výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě B nosníku CAN2,
 $T_{vC} [N]$ - výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě C nosníku CAN2.

Maximum výsledného ohybového momentu (pro CAN2):

$$M_{vMAX} = M_{qMAX} + M_{FGMAX} [Nm] \quad (81)$$

$$M_{vMAX} = 34254,8 + 431913,7 = 466168,5 Nm$$

4.2 URČENÍ VELIKOSTI DEFORMACE NOSNÍKU V BODĚ E

Při určení velikosti průhybu se vychází z principu virtuálních prací vnějších sil. Řeší-li se v daném místě prutu posunutí v určitém směru, položí se do tohoto místa jednotková síla téhož směru. Kladná hodnota deformace znamená souhlasnou orientaci s orientací obecné síly. Při započtení vlivu všech výsledných vnitřních účinků lze deformaci v daném místě nosníku popsat pomocí Maxwell-Mohrovy varianty Castiglianovy věty – rovnice (76) [5].

Maxwell-Mohrova varianta Castiglianovy věty [5]:

$$\delta_k = \int_{\gamma} \frac{M \cdot \overline{M}}{EJ} d_s + \int_{\gamma} \frac{F_N \cdot \overline{F}_N}{ES} d_s + \int_{\gamma} \frac{T_y \cdot \overline{T}_y}{GS} d_s + \int_{\gamma} \frac{T_z \cdot \overline{T}_z}{GS} d_s + \int_{\gamma} \frac{M_k \cdot \overline{M}_k}{GJ_k} d_s \quad (82)$$

$$\overline{M} = \frac{\partial M}{\partial F_K} [m] \quad (83)$$

$$\overline{F}_N = \frac{\partial F_N}{\partial F_K} [-] \quad (84)$$

$$\overline{T}_{y,z} = \frac{\partial T_{y,z}}{\partial F_K} [-] \quad (85)$$

$$\overline{M}_k = \frac{\partial M_k}{\partial F_K} [-] \quad (86)$$

Kde $\delta_k [m]$ - deformace od vnější síly,
 $M [Nm]$ - průběh ohybových momentů od původního (základního) zatížení,
 $\overline{M} [m]$ - průběh ohybových momentů od jednotkového zatížení působícího v místě hledané deformace,
 $F_N [N]$ - průběh normálové vnitřní síly v prutu od původního zatížení,
 $\overline{F}_N [-]$ - průběh normálové vnitřní síly od zatížení jednotkovou silou působící v místě hledané deformace a mající směr této deformace,
 $T_y [N], T_z [N]$ - průběh posouvající vnitřní síly v prutu od původního zatížení,
 $\overline{T}_y [-], \overline{T}_z [-]$ - průběh posouvající vnitřní síly od zatížení jednotkovou silou působící v místě hledané deformace a mající směr této deformace,
 $M_k [Nm]$ - průběh krouticích momentů od původního (základního) zatížení,
 $\overline{M}_k [m]$ - průběh krouticích momentů od jednotkového zatížení působícího v místě hledané deformace,
 $d_s [m]$ - element délky prutu,
 $\gamma [-]$ - symbol značící nutnost integrace po délce celého prutu,
 $J_K [m^4]$ - polární moment průřezu,
 $G [MPa]$ - modul pružnosti ve smyku.

4.2.1 POSUNUTÍ BODU E VLIVEM LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ

Deformace v bodě E se určí úpravou rovnice (82) do tvaru:

$$\delta_{Eq} = \int_{\gamma} \frac{M \cdot \overline{M}}{EJ} d_s + \int_{\gamma} \frac{T_y \cdot \overline{T}_y}{GS} d_s = \frac{1}{EJ} \cdot \int_{\gamma} M \cdot \overline{M} d_s + \frac{1}{GS} \cdot \int_{\gamma} T_y \cdot \overline{T}_y d_s \quad [m] \quad (87)$$

Pro zjednodušení výpočtu integrálu součinů dvou funkcí je prut počítán ve dvou částech – intervalech.

VLIV OHYBOVÉHO MOMENTU

Interval $x \in \langle 0, a \rangle$:

$$M'_{q1} = \int_0^a M_{q1} \cdot \frac{\partial M_{FGI}}{\partial F_G} dx \quad (88)$$

$$\frac{\partial M_{FGI}}{\partial F_G} = \frac{\partial(-R_{AF} \cdot x)}{\partial F_G} = \frac{\partial\left(-\frac{F_G \cdot b}{a} \cdot x\right)}{\partial F_G} = -\frac{b}{a} \cdot x \quad (89)$$

Kde $M_{FGI} [Nm]$ - průběh momentu od síly F_G v intervalu $\langle 0, a \rangle$,

$M'_{q1} [Nm^3]$ - substituční parametr.

Po dosazení (67) a (84) do rovnice (83):

$$M'_{q1} = \int_0^a \left(-R_{Aq} \cdot x - q_{CAN} \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot \left(-\frac{b}{a} \cdot x \right) dx = \int_0^a \left(R_{Aq} \cdot x + q_{CAN} \cdot \frac{x^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{b}{a} \cdot x \right) dx \quad (90)$$

Řešení rovnice (85) metodou per-partés:

$$M'_{q1} = \left[\begin{array}{l} u = \frac{b}{a} \cdot x \quad v = R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} + q_{CAN} \cdot \frac{x^3}{6} \\ u' = \frac{b}{a} \quad v' = R_{Aq} \cdot x + q_{CAN} \cdot \frac{x^2}{2} \end{array} \right] = \left[\frac{b}{a} \cdot x \cdot \left(R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} + q_{CAN} \cdot \frac{x^3}{6} \right) \right]_0^a -$$

$$- \int_0^a \frac{b}{a} \cdot \left(R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} + q_{CAN} \cdot \frac{x^3}{6} \right) dx = \left[\frac{b}{a} \cdot R_{Aq} \cdot \frac{x^3}{2} + \frac{b}{a} \cdot q_{CAN} \cdot \frac{x^4}{6} \right]_0^a - \frac{b}{a} \cdot \left[R_{Aq} \cdot \frac{x^3}{6} + q_{CAN} \cdot \frac{x^4}{24} \right]_0^a$$

$$M'_{q1} = \frac{b}{a} \cdot R_{Aq} \cdot \frac{a^3}{2} + \frac{b}{a} \cdot q_{CAN} \cdot \frac{a^4}{6} - \frac{b}{a} \cdot \left[R_{Aq} \cdot \frac{a^3}{6} + q_{CAN} \cdot \frac{a^4}{24} \right] = R_{Aq} \cdot \frac{b \cdot a^2}{3} + q_{CAN} \cdot \frac{b \cdot a^3}{8} \quad [N \cdot m^3]$$

$$M'_{q1} = 12716,6 \cdot \frac{3,38 \cdot 1,8^2}{3} + 7015,4 \cdot \frac{3,38 \cdot 1,8^3}{8} = 63706,8 \text{ N} \cdot m^3$$

Interval $x \in \langle a, c \rangle$:

$$M'_{q2} = \int_0^a M_{qII} \cdot \frac{\partial M_{FGII}}{\partial F_G} dx \quad (91)$$

$$\frac{\partial M_{FGII}}{\partial F_G} = \frac{\partial \left[-R_{AF} \cdot x + R_{BF} \cdot (x-a) \right]}{\partial F_G} = \frac{\partial \left(-\frac{F_G \cdot b}{a} \cdot x + F_G \cdot \frac{a+b}{a} \cdot (x-a) \right)}{\partial F_G} \quad (92)$$

$$\frac{\partial M_{FGII}}{\partial F_G} = \frac{\partial \left(-\frac{F_G \cdot b}{a} \cdot x + F_G \cdot \frac{a+b}{a} \cdot x - F_G \cdot (a+b) \right)}{\partial F_G} = -\frac{b}{a} \cdot x + \frac{a+b}{a} \cdot x - (a+b)$$

Kde M_{FGII} [Nm] - průběh momentu od síly F_G v intervalu $\langle a, c \rangle$,

M'_{q2} [Nm³] - substituční parametr.

Po dosazení (67) a (92) do rovnice (91):

$$M'_{q2} = \int_a^c \left[-R_{Aq} \cdot x - \frac{q_{CAN} \cdot x^2}{2} + R_{Bq} \cdot (x-a) \right] \cdot \left[-\frac{b}{a} \cdot x + \frac{a+b}{a} \cdot x - (a+b) \right] dx \quad (93)$$

Řešení rovnice (93) metodou per-partés:

$$M'_{q2} = \left| \begin{array}{l} u = -\frac{b}{a} \cdot x + \frac{a+b}{a} \cdot x - (a+b) \quad v = -R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot x^3}{6} + R_{Bq} \cdot \frac{x^2}{2} - R_{Bq} \cdot a \cdot x \\ u' = -\frac{b}{a} + \frac{a+b}{a} \quad v' = -R_{Aq} \cdot x - \frac{q_{CAN} \cdot x^2}{2} + R_{Bq} \cdot (x-a) \end{array} \right|$$

$$M'_{q2} = \left\{ \left[-\frac{b}{a} \cdot x + \frac{a+b}{a} \cdot x - (a+b) \right] \cdot \left[-R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot x^3}{6} + R_{Bq} \cdot \frac{x^2}{2} - R_{Bq} \cdot a \cdot x \right] \right\}_a^c -$$

$$\int_a^c \left[-R_{Aq} \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot x^3}{6} + R_{Bq} \cdot \frac{x^2}{2} - R_{Bq} \cdot a \cdot x \right] dx =$$

$$\left[(x-a-b) \cdot \left((R_{Bq} - R_{Aq}) \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot x^3}{6} - R_{Bq} \cdot a \cdot x \right) \right]_a^c -$$

$$- \left[-R_{Aq} \cdot \frac{x^3}{6} - \frac{q_{CAN} \cdot x^4}{24} + R_{Bq} \cdot \frac{x^3}{6} - R_{Bq} \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} \right]_a^c$$

$$M'_{q2} = \left\{ \left[(c-a-b) \cdot \left((R_{Bq} - R_{Aq}) \cdot \frac{c^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot c^3}{6} - R_{Bq} \cdot a \cdot c \right) \right] - \right.$$

$$\left. - \left[\left((R_{Bq} - R_{Aq}) \cdot \frac{b \cdot a^2}{2} - \frac{q_{CAN} \cdot b \cdot a^3}{6} - R_{Bq} \cdot b \cdot a^2 \right) \right] \right\} -$$

$$- \left[\left((R_{Bq} - R_{Aq}) \cdot \frac{c^3}{6} - \frac{q_{CAN} \cdot c^4}{24} - R_{Bq} \cdot a \cdot \frac{c^2}{2} \right) \right]$$

$$- \left[\left((R_{Bq} - R_{Aq}) \cdot \frac{a^3}{6} - \frac{q_{CAN} \cdot a^4}{24} - R_{Bq} \cdot \frac{a^3}{2} \right) \right]$$

$$M'_{q2} = \left\{ \left[(-2,055) \cdot \left((47\,267,5 - 12\,716,6) \cdot \frac{3,125^2}{2} - \frac{7\,015,4 \cdot 3,125^3}{6} - 47\,267,5 \cdot 1,8 \cdot 3,125 \right) \right] - \right.$$

$$\left. - \left[\left((47\,267,5 - 12\,716,6) \cdot \frac{3,38 \cdot 1,8^2}{2} - \frac{7\,015,4 \cdot 3,38 \cdot 1,8^3}{6} - 47\,267,5 \cdot 3,38 \cdot 1,8^2 \right) \right] \right\} -$$

$$- \left[\left((47\,267,5 - 12\,716,6) \cdot \frac{3,125^3}{6} - \frac{7\,015,4 \cdot 3,125^4}{24} - 47\,267,5 \cdot 1,8 \cdot \frac{3,125^2}{2} \right) \right]$$

$$- \left[\left((47\,267,5 - 12\,716,6) \cdot \frac{1,8^3}{6} - \frac{7\,015,4 \cdot 1,8^4}{24} - 47\,267,5 \cdot \frac{1,8^3}{2} \right) \right] \Bigg\} = 784\,759,7 \text{ Nm}^3$$

VLIV POSOUVAJÍCÍCH SIL

S využitím Vereščaginova pravidla [5] platí:

$$T'_{q1} = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot R_{Aq} + q_{CAN} \cdot a) \cdot b \quad (94)$$

$$T'_{q1} = \frac{1}{2} \cdot (2 \cdot 12716,6 + 7015,4 \cdot 1,8) \cdot 3,38 = 64323 \text{ Nm}$$

Kde T'_{q1} [Nm] - substituční parametr pro část nosníku \overline{AB} .

$$T'_{q2} = \frac{1}{2} \cdot (-R_{Aq} - q_{CAN} \cdot a + R_{Bq}) \cdot c \quad (95)$$

$$T'_{q2} = \frac{1}{2} \cdot (-12716,6 - 7015,4 \cdot 1,8 + 47267,5) \cdot 3,125 = 34255 \text{ Nm}$$

Kde T'_{q2} [Nm] - substituční parametr pro část nosníku \overline{BD} .

POSUNUTÍ V BODĚ E OD LINIOVÉHO ZATÍŽENÍ

$$\delta_{Eq} = \frac{1}{E_{11523} \cdot J} \cdot (M'_{q1} + M'_{q2}) + \frac{1}{G_{11523} \cdot S} \cdot (T'_{q1} + T'_{q2}) \quad [m] \quad (96)$$

$$\delta_{Eq} = \frac{1}{206000 \cdot 6703205000 \cdot 10^{-6}} \cdot (63706,8 + 784759,7) + \frac{1}{79230,8 \cdot 72600} \cdot (64323 + 34255)$$

$$\delta_{Eq} = 0,63 \text{ mm}$$

Kde δ_{Eq} [mm] - posunutí bodu E proti směru osy y od liniového zatížení.

4.2.2 POSUNUTÍ BODU E OD OSAMĚLÉ SÍLY**NOSNÍK CAN1**

Vliv ohybového momentu:

$$M'_{FICAN1} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN1} \cdot b \cdot a) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN1} \cdot a \cdot b^2 \quad (97)$$

$$M'_{FICAN1} = \frac{1}{3} \cdot 78764,5 \cdot 1,8 \cdot 3,38^2 = 539902,3 \text{ Nm}^3$$

Kde M'_{FICAN1} [Nm³] - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN1} v části \overline{AB} nosníku CAN1.

$$M'_{F2CAN1} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN1} \cdot b \cdot b) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN1} \cdot b^3 \quad (98)$$

$$M'_{F2CAN1} = \frac{1}{3} \cdot 78764,5 \cdot 3,38^3 = 1013816,5 \text{ Nm}^3$$

Kde M'_{F2CAN1} [Nm^3] - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN1} v části \overline{BE} nosníku CAN1.

Vliv posouvajících sil:

$$T'_{F1CAN1} = \frac{F_{GCAN1} \cdot b}{a} \cdot a \cdot \frac{b}{a} = \frac{F_{GCAN1} \cdot b^2}{a} \quad (99)$$

$$T'_{F1CAN1} = \frac{78764,5 \cdot 3,38^2}{1,8} = 499909,5 \text{ Nm}$$

Kde T'_{F1CAN1} [Nm] - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN1} v části \overline{AB} nosníku CAN1.

$$T'_{F2CAN1} = F_{GCAN1} \cdot b \quad (100)$$

$$T'_{F2CAN1} = 78764,5 \cdot 3,38 = 266224 \text{ Nm}$$

Kde T'_{F2CAN1} [Nm] - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN1} v části \overline{BE} nosníku CAN1.

Posunutí bodu E na nosníku CAN1 od síly F_{GCAN1} :

$$\delta_{EFCAN1} = \frac{1}{E_{11523} \cdot J} \cdot (M'_{F1CAN1} + M'_{F2CAN1}) + \frac{1}{G_{11523} \cdot S} \cdot (T'_{F1CAN1} + T'_{F2CAN1}) \quad [m] \quad (101)$$

$$\delta_{EFCAN1} = \frac{1}{206000 \cdot 6703205000 \cdot 10^{-6}} \cdot (539902,3 + 1013816,5) + \frac{1}{79230,8 \cdot 72600} \cdot (499909,5 + 266224) = 1,25 \text{ mm}$$

Kde δ_{EFCAN1} [mm] - posunutí bodu E na nosníku CAN1 od síly F_{GCAN1} .

NOSNÍK CAN2

Vliv ohybového momentu:

$$M'_{F1CAN2} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN2} \cdot b \cdot a) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN2} \cdot a \cdot b^2 \quad (102)$$

$$M'_{F1CAN2} = \frac{1}{3} \cdot 127785,1 \cdot 1,8 \cdot 3,38^2 = 875920 \text{ Nm}^3$$

Kde M'_{F1CAN2} [Nm^3] - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN2} v části \overline{AB} nosníku CAN2.

$$M'_{F2CAN2} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN2} \cdot b \cdot b) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN2} \cdot b^3 \quad (103)$$

$$M'_{F2CAN2} = \frac{1}{3} \cdot 127785,1 \cdot 3,38^3 = 1644784,7 \text{ Nm}^3$$

Kde M'_{F2CAN2} [Nm³] - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN2} v části \overline{BE} nosníku CAN2.

Vliv posouvajících sil:

$$T'_{F1CAN2} = \frac{F_{GCAN2} \cdot b}{a} \cdot a \cdot \frac{b}{a} = \frac{F_{GCAN2} \cdot b^2}{a} \quad (104)$$

$$T'_{F1CAN2} = \frac{127785,1 \cdot 3,38^2}{1,8} = 811037,8 \text{ Nm}$$

Kde T'_{F1CAN2} [Nm] - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN2} v části \overline{AB} nosníku CAN2.

$$T'_{F2CAN2} = F_{GCAN2} \cdot b \quad (105)$$

$$T'_{F2CAN2} = 127785,1 \cdot 3,38 = 431913,6 \text{ Nm}$$

Kde T'_{F2CAN2} [Nm] - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN2} v části \overline{BE} nosníku CAN2.

Posunutí bodu E na nosníku CAN2 od síly F_{GCAN2} :

$$\delta_{EFCAN2} = \frac{1}{E_{11523} \cdot J} \cdot (M'_{F1CAN2} + M'_{F2CAN2}) + \frac{1}{G_{11523} \cdot S} \cdot (T'_{F1CAN2} + T'_{F2CAN2}) \quad [m] \quad (106)$$

$$\delta_{EFCAN2} = \frac{1}{206000 \cdot 6703205000 \cdot 10^{-6}} \cdot (875920 + 1644784,7) + \frac{1}{79230,8 \cdot 72600} \cdot (811037,8 + 431913,6) = 2,04 \text{ mm}$$

Kde δ_{EFCAN2} [mm] - posunutí bodu E na nosníku CAN2 od síly F_{GCAN2} .

Nosník CAN3

Vliv ohybového momentu:

$$M'_{F1CAN3} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN3} \cdot b \cdot a) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN3} \cdot a \cdot b^2 \quad (107)$$

$$M'_{F1CAN3} = \frac{1}{3} \cdot 108508,4 \cdot 1,8 \cdot 3,38^2 = 743786 \text{ Nm}^3$$

Kde $M'_{F1CAN3} [Nm^3]$ - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN3} v části \overline{AB} nosníku CAN3.

$$M'_{F2CAN3} = \frac{1}{3} \cdot (F_{GCAN3} \cdot b \cdot b) \cdot b = \frac{1}{3} \cdot F_{GCAN3} \cdot b^3 \quad (108)$$

$$M'_{F2CAN3} = \frac{1}{3} \cdot 108508,4 \cdot 3,38^3 = 1396664 \text{ Nm}^3$$

Kde $M'_{F2CAN3} [Nm^3]$ - substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN3} v části \overline{BE} nosníku CAN3.

Vliv posouvajících sil:

$$T'_{F1CAN3} = \frac{F_{GCAN3} \cdot b}{a} \cdot a \cdot \frac{b}{a} = \frac{F_{GCAN3} \cdot b^2}{a} \quad (109)$$

$$T'_{F1CAN3} = \frac{108508,4 \cdot 3,38^2}{1,8} = 688690,8 \text{ Nm}$$

Kde $T'_{F1CAN3} [Nm]$ - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN3} v části \overline{AB} nosníku CAN3.

$$T'_{F2CAN3} = F_{GCAN3} \cdot b \quad (110)$$

$$T'_{F2CAN3} = 108508,4 \cdot 3,38 = 366758,4 \text{ Nm}$$

Kde $T'_{F2CAN3} [Nm]$ - substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN3} v části \overline{BE} nosníku CAN3.

Posunutí bodu E na nosníku CAN3 od síly F_{GCAN3} :

$$\delta_{EFCAN3} = \frac{1}{E_{11523} \cdot J} \cdot (M'_{F1CAN3} + M'_{F2CAN3}) + \frac{1}{G_{11523} \cdot S} \cdot (T'_{F1CAN3} + T'_{F2CAN3}) \quad [m] \quad (111)$$

$$\delta_{EFCAN3} = \frac{1}{206000 \cdot 6703205000 \cdot 10^{-6}} \cdot (743786 + 1396664) + \frac{1}{79230,8 \cdot 72600} \cdot (688690,8 + 366758,4) = 1,73 \text{ mm}$$

Kde $\delta_{EFCAN3} [mm]$ - posunutí bodu E na nosníku CAN3 od síly F_{GCAN3} .

4.2.3 CELKOVÁ DEFORMACE NOSNÍKU V MÍSTĚ E

Velikost celkové deformace v místě E je součtem deformace od osamělé síly F_G působící v tomto bodě a od liniového zatížení q_{CAN} :

$$\delta_E = \delta_{Eq} + \delta_{EF} \quad [m] \quad (112)$$

Kde δ_E [m] - celková deformace (posunutí v ose y) v místě E,
 δ_{Eq} [m] - posunutí bodu E v ose y vlivem působení liniového zatížení q_{CAN} ,
 δ_{EF} [m] - posunutí bodu E v ose y vlivem působení síly F_G .

NOSNÍK CAN1

$$\delta_{ECAN1} = \delta_{Eq} + \delta_{EFCAN1} \quad [m] \quad (113)$$

$$\delta_{ECAN1} = 0,63 + 1,25 = 1,88 \text{ mm}$$

Kde δ_{ECAN1} [m] - celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN1.

NOSNÍK CAN2

$$\delta_{ECAN2} = \delta_{Eq} + \delta_{EFCAN2} \quad [m] \quad (114)$$

$$\delta_{ECAN2} = 0,63 + 2,04 = 2,67 \text{ mm}$$

Kde δ_{ECAN2} [m] - celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN2.

NOSNÍK CAN3

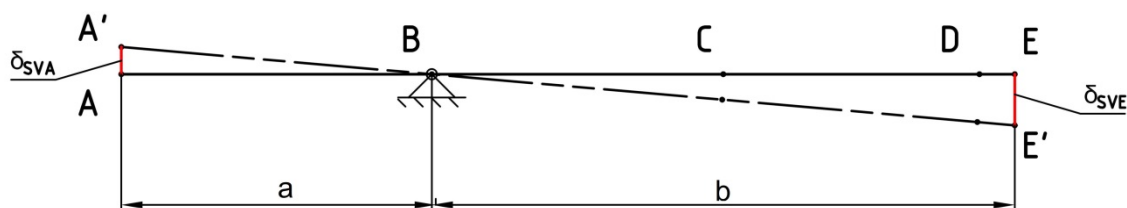
$$\delta_{ECAN3} = \delta_{Eq} + \delta_{EFCAN3} \quad [m] \quad (115)$$

$$\delta_{ECAN3} = 0,63 + 1,73 = 2,36 \text{ mm}$$

Kde δ_{ECAN3} [m] - celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN3.

4.2.4 POSUNUTÍ BODU E VLIVEM PRODLOUŽENÍ SVORNÍKU

Při zatížení svorníku reakční silou v místě nosníku A – obr. 35 dochází k jeho protažení. Tím dojde i k posunu bodu E. Za předpokladu rotační vazby mezi nosníkem a pevnou konzolou na straně pohonu, o který se nosník v místě B opírá, lze uvažovat velikost posunutí v místě E dle obr. 39.



Obr. 39 Posunutí bodu E na nosníku vlivem prodloužení svorníku

Navržený průměr svorníku:

$$d_{SV} = 100 \text{ mm}$$

Materiál pro svorník je zvolena austenitická korozivzdorná ocel 1.4541 – tab. 3.

Plocha průřezu:

$$S_{SV} = \frac{\pi \cdot d_{SV}^2}{4} \quad [m^2] \quad (116)$$

$$S_{SV} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 7853,98 \text{ mm}^2$$

Prodloužení svorníku:

$$\delta_{SVA} = \frac{R_{AC} \cdot L_{SV}}{E_{14541} \cdot S_{SV}} \quad [m] \quad (117)$$

Kde δ_{SVA} [m] - prodloužení svorníku (posunutí bodu A do bodu A' na obr. 39),

L_{SV} [m] - délka svorníku,

R_{AC} [N] - celková reakční síla v místě A.

$$R_{AC} = R_{Aq} + F_G \cdot \frac{b}{a} \quad [N] \quad (118)$$

Prodloužení svorníku vlivem tahové síly δ_{SVA} představuje posun bodu A do polohy A' na obr. 39. Při malé hodnotě prodloužení bude platit vztah:

$$\delta_{SVE} = \delta_{SVA} \cdot \frac{b}{a} \quad [m] \quad (119)$$

Kde δ_{SVE} [m] - velikost posunutí bodu E do bodu E' - obr. 39.

Dovolený průhyb v bodě E:

$$\delta_{ED} = 8 \text{ mm}$$

Nosník CAN1

$$R_{ACCAN1} = R_{Aq} + F_{GCAN1} \cdot \frac{b}{a} \quad [N] \quad (120)$$

$$R_{ACCAN1} = 12716,3 + 78764,5 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 160618,5 \text{ N}$$

$$\delta_{SVACAN1} = \frac{R_{ACCAN1} \cdot L_{SVCAN1}}{E_{14541} \cdot S_{SV}} \quad [m] \quad (121)$$

$$\delta_{SVACAN1} = \frac{160618,5 \cdot 6355}{200000 \cdot 7853,98} = 0,65 \text{ mm}$$

$$\delta_{SVECAN1} = \delta_{SVACAN1} \cdot \frac{b}{a} \quad [m] \quad (122)$$

$$\delta_{SVECAN1} = 0,65 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 1,22 \text{ mm}$$

Kde $\delta_{SVECAN1}$ [m] - posunutí bodu E na nosníku CAN1 vlivem protažení svorníku,

R_{ACCAN1} [N] - celková reakční síla v místě A od nosníku CAN1,

$L_{SVCAN1} = 6355 \text{ mm}$ - délka svorníku spojující CAN1.

Celkové posunutí bodu E na nosníku CAN1:

$$\delta_{ECCAN1} = \delta_{ECAN1} + \delta_{SVECAN1} = 1,88 + 1,22 = 3,1 \text{ mm}$$

$$\delta_{ECCAN1} < \delta_{ED} \text{ Vyhovuje.}$$

Nosník CAN2

$$R_{ACCAN2} = R_{Aq} + F_{GCAN2} \cdot \frac{b}{a} \quad [N] \quad (123)$$

$$R_{ACCAN2} = 12716,3 + 127785,1 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 252668,3 \text{ N}$$

$$\delta_{SVACAN2} = \frac{R_{ACCAN2} \cdot L_{SVCAN2}}{E_{14541} \cdot S_{SV}} \quad [m] \quad (124)$$

$$\delta_{SVACAN2} = \frac{252668,3 \cdot 7775}{200000 \cdot 7853,98} = 1,25 \text{ mm}$$

$$\delta_{SVECAN2} = \delta_{SVACAN2} \cdot \frac{b}{a} \quad [m] \quad (125)$$

$$\delta_{SVECAN2} = 1,25 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 2,35 \text{ mm}$$

Kde $\delta_{SVECAN2}$ [m] - posunutí bodu E na nosníku CAN2 vlivem protažení svorníku,

R_{ACCAN2} [N] - celková reakční síla v místě A od nosníku CAN2,

$L_{SVCAN2} = 7775 \text{ mm}$ - délka svorníku spojující CAN2.

Celkové posunutí bodu E na nosníku CAN2:

$$\delta_{ECCAN2} = \delta_{ECAN2} + \delta_{SVECAN2} = 2,67 + 2,35 = 5,02 \text{ mm}$$

$\delta_{ECCAN2} < \delta_{ED}$ Vyhovuje.

NOSNÍK CAN3

$$R_{ACCAN3} = R_{Aq} + F_{GCAN3} \cdot \frac{b}{a} \quad [N] \quad (126)$$

$$R_{ACCAN3} = 12716,3 + 108508,4 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 216471 \text{ N}$$

$$\delta_{SVACAN3} = \frac{R_{ACCAN3} \cdot L_{SVCAN3}}{E_{14541} \cdot S_{SV}} \quad [m] \quad (127)$$

$$\delta_{SVACAN3} = \frac{216471 \cdot 6355}{200000 \cdot 7853,98} = 0,88 \text{ mm}$$

$$\delta_{SVECAN3} = \delta_{SVACAN3} \cdot \frac{b}{a} \quad [m] \quad (128)$$

$$\delta_{SVECAN3} = 0,88 \cdot \frac{3,38}{1,8} = 1,65 \text{ mm}$$

Kde $\delta_{SVECAN3}$ [m] - posunutí bodu E na nosníku CAN3 vlivem protažení svorníku,

R_{ACCAN3} [N] - celková reakční síla v místě A od nosníku CAN3,

$L_{SVCAN3} = 3355 \text{ mm}$ - délka svorníku spojující CAN3.

Celkové posunutí bodu E na nosníku CAN3:

$$\delta_{ECCAN3} = \delta_{ECAN3} + \delta_{SVECAN3} = 2,36 + 1,65 = 4,01 \text{ mm}$$

$\delta_{ECCAN3} < \delta_{ED}$ Vyhovuje.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PŘÍČNÝCH NOSNÍKŮ MKP

Pevnostní analýza jednotlivých příčných nosníků metodou konečných prvků (MKP), v anglickém jazyce Finite Element Method (FEM), je provedena v prostředí programu Siemens NX I-Deas 6.4.

Konstrukce jednotlivých komponent je tvořena převážně ze svařenců z relativně tenkých plechů a uzavřených čtvercových profilů. Z tohoto důvodu byl pro výpočet zvolen skořepinový model, kde jsou prvky Thin shell nanесeny na střednice každého svařence. Tato náhrada za objemový model umožňuje zkrácení výpočtové doby při dostatečné přesnosti.

Analýza se zaměřuje především na určení velikosti deformace příčných nosníků, případně k určení místa, kde dochází k nejvyššímu nárůstu napětí. Zjištěné velikosti deformací budou následně porovnány s výsledky z analytického výpočtu, provedeném v kapitole 4.

5.1 POUŽITÉ PRVKY PŘI VYTVÁŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Thin shell – plošný čtyřuzlový prvek střednicového modelu nahrazující materiál profilu. Prvku je přiřazována tloušťka, která odpovídá tloušťce nahrazeného materiálu.

Constraint (RBE3) – nehmotný prvek, který se vyznačuje konečnou tuhostí. Slouží k rovnoměrnému rozložení zatížení z jednoho působíště do více uzlů sítě.

Beam – jednorozměrný prvek s vlastnostmi prutu. Jedná se o střednici prutu spojující dva uzly, které je přiřazen průřez a materiál. Prvek je možné předepnout.

Coupled DOF (CDOF) – prvek, který slouží k definování stupňů volnosti mezi dvěma uzly. Umožňuje relativní pohyb mezi uzly v přiřazených směrech posuvu a rotace.

Lumped Mass – bezrozměrný prvek, který lze přiřadit uzlu a nahradit tak hmotnost a momenty setrvačnosti.

GAP – kontaktní prvek, který propojuje dva uzly sítě. Prvku je možné přiřadit vlastnosti tření a vzdálenost, kdy má dojít k samotnému kontaktu.

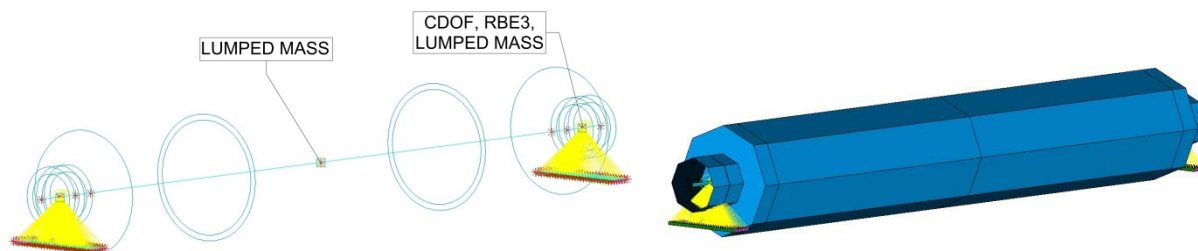
5.2 NAHRAZENÍ KONSTRUKČNÍCH CELKŮ

Některé části konstrukce, u kterých není vyžadován pevnostní výpočet, je možné nahradit ekvivalentním zjednodušeným modelem. Požadavkem na tato zjednodušení zůstává, aby nahrazené součásti zastupovaly funkci původních komponent a neovlivnily tak ve větší míře výpočet analyzované konstrukce.

5.2.1 NAHRAZENÍ VÁLCŮ A ULOŽENÍ

Válce jsou nahrazeny prutovými prvky, přičemž každému prvku tvořící jeho těleso jsou přiděleny ekvivalentní průřezy nahrazovaného válce. Přiřazením materiálových vlastností dochází rovněž k náhradě hmotnosti válce. Část hmotnosti, která je u původního zařízení tvořena součástmi uvnitř válce, je nahrazena jedním prvkem Lumped Mass vloženým do uzlu v těžišti válce. Uložení válce umožňuje natáčení kolem středu ložiska, válec je proto propojen s ložiskovým tělesem přes prvky CDOF, které tento pohyb umožní.

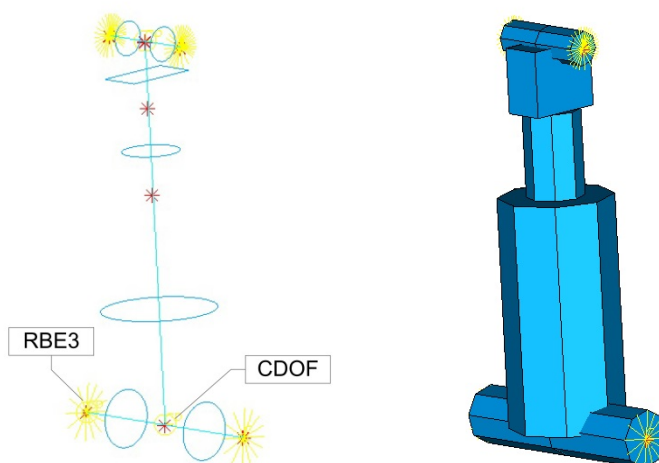
Ložisková tělesa mají nezanedbatelnou hmotnost, z tohoto důvodu jsou rovněž do středu otvoru pro ložiska vloženy prvky Lumped Mass, které jejich hmotnost nahrazují. Příklad FEM modelu lisového válce včetně uložení je na obr. 40.



Obr. 40 Náhrada válce

5.2.2 NAHRAZENÍ PČHM

Těleso přímočarého HM a pístní tyče je nahrazeno prvky Beam s proměnným průřezem. Připojení HM ke spodní části konstrukce je provedeno rovněž prutovým prvkem, který svým průřezem nahrazuje čep hydromotoru. Rotace mezi čepem a HM je umožněna prostřednictvím prvku CDOF, který propojuje středový uzel čepu a uzel na konci HM. Čep je dále připojen ke konstrukci prvkem RBE3, kde se napojuje na obvodové uzly otvoru pro čep. Provedení čepu na pístní tyči HM je obdobné. Náhrada HM včetně čepů je zobrazena na obr. 41.

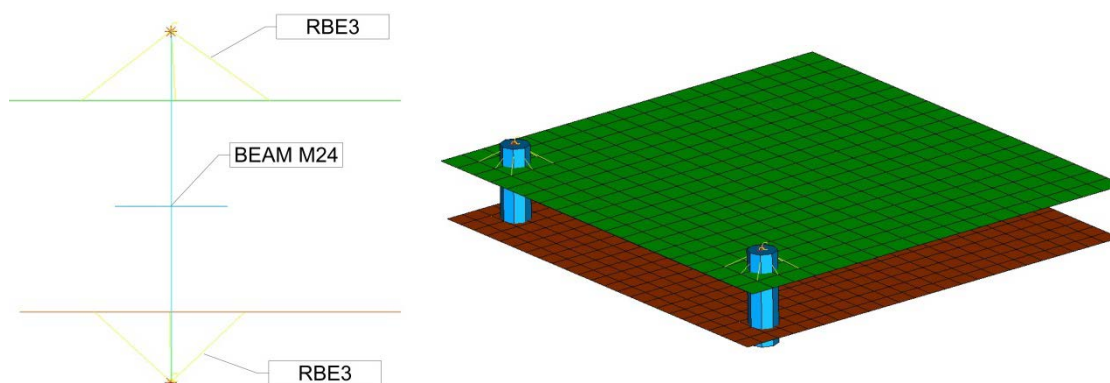


Obr. 41 Náhrada PČHM

5.2.3 NAHRAZENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Šroubové spoje jsou nahrazeny prvky Beam a RBE3. Prvku Beam je přiřazen průřez, který odpovídá nahrazovanému šroubu - ve většině případů jsou na konstrukci použity šrouby M24. Prvek RBE3 zajišťuje rovnoměrné rozložení zatížení přenášené šroubem do okolí otvoru ve spojované součásti. Aby náhrada tohoto spoje odpovídala co nejlépe skutečnému stavu, je zde aplikováno předpětí na každý šroub, které prvek Beam umožňuje. Stanovení velikosti

předpětí je součástí kapitoly 3.2.3. Ilustrační příklad náhrady šroubového spoje se nachází na obr. 42.



Obr. 42 Náhrada šroubového spoje

5.3 ZPŮSOB ZATĚŽOVÁNÍ FEM MODELU

Vytvořený model je zatížen pouze vlastní hmotností. K tomu je do výpočtového prostoru zavedeno vektorové pole tíhového zrychlení, které simuluje gravitační pole Země. Hmotnosti komponent jsou dány jejich geometrií a materiálovými vlastnostmi. U nahrazených součástí jsou jejich hmotové vlastnosti nahrazeny prvkem Lumped Mass, umístěným do uzlu v těžišti každého tělesa.

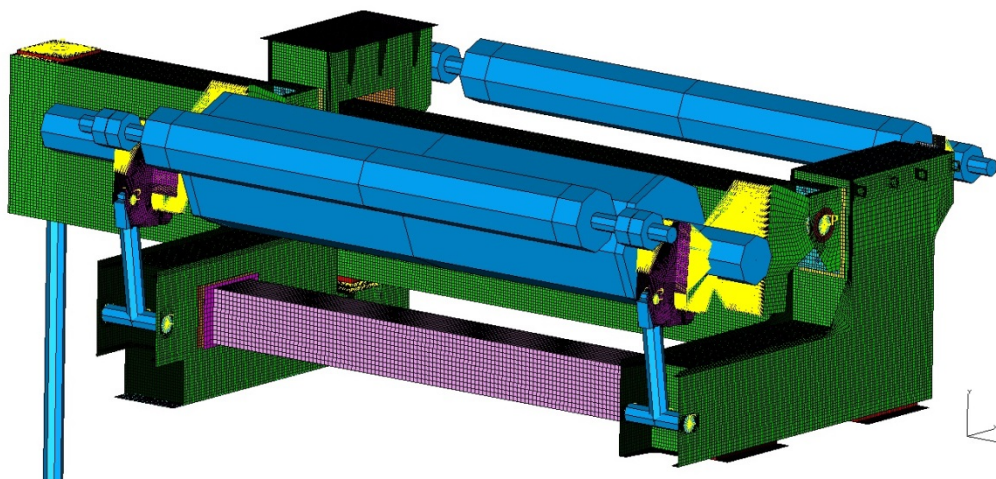
5.4 ANALÝZA NOSNÍKU CAN1

5.4.1 VYTVOŘENÍ FEM MODELU

K tvorbě FEM modelu je použita předem vytvořená geometrie konstrukce, na jejíž povrchy jsou nanášeny skořepinové prvky pomocí mapovaného síťování. Potřebné plochy pro tvorbu modelu byly získány rozřezáním objemu vytvořených těles. Tyto plochy nahrazují střednice jednotlivých průřezů. Pro zjednodušení byla při tvorbě sítě zanedbána zaoblení a sražení v místech, kde se nepředpokládá jejich zásadní vliv na výsledek analýzy. Hlavní část modelu je tvořena čtyřuzlovými prvky Thin shell (obr. 43).

Tab. 10 Barevné rozlišení použitých tloušťek prvků Thin shell

Tloušťka [mm]	Barva	Tloušťka [mm]	Barva
10	YELLOW	30	GREEN
12,5	PINK	35	CYAN
20	DARK GREEN	40	LIGHT BLUE
25	MAGENTA	45	ORANGE

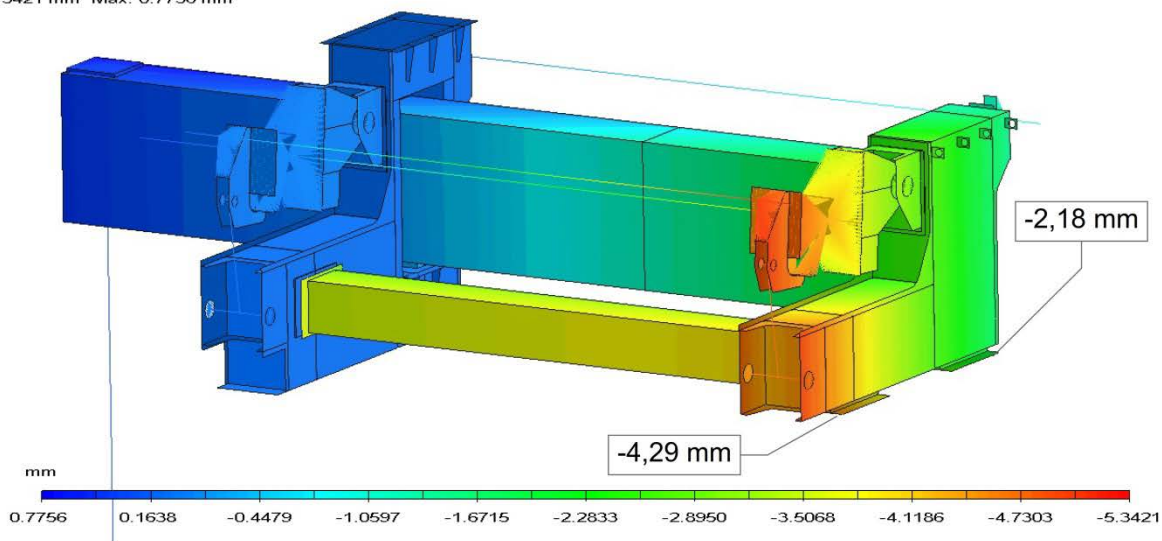


Obr. 43 Výpočtový model nosníku CAN1 a zatěžovacích komponent

5.4.2 VÝPOČET DEFORMACE

Obr. 44 popisuje velikost posunutí v ose y, která je rovnoběžná se svorníkem, propojující nosník s ukotvením v suterénu.

DISPLACEMENT Y Unaveraged Top shell
Min: -5.3421 mm Max: 0.7756 mm

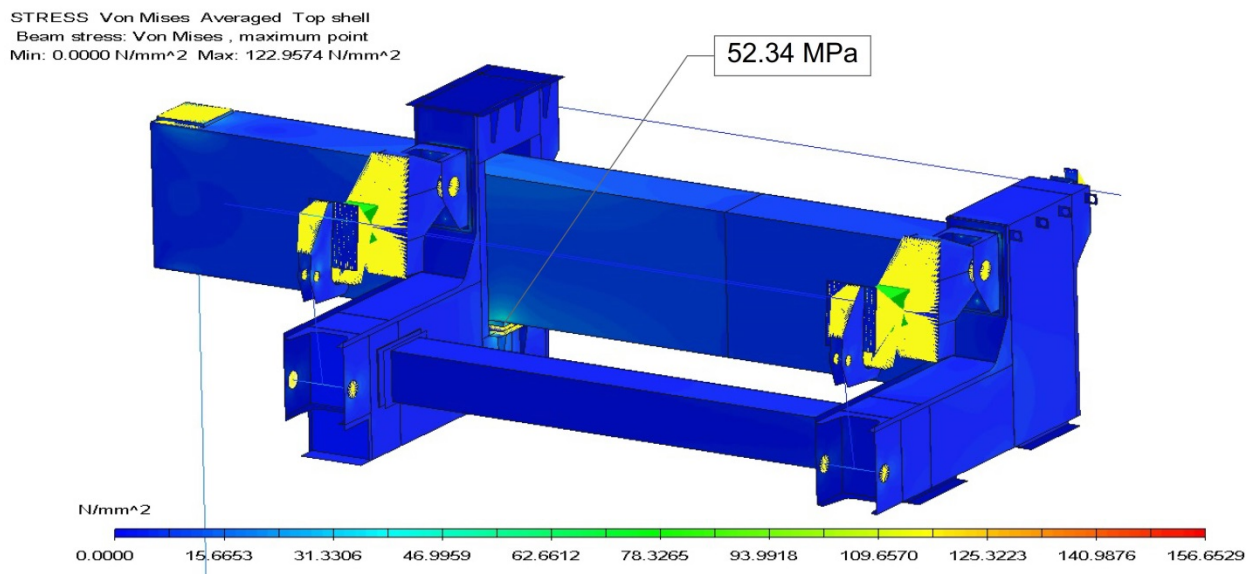


Obr. 44 Nosník CAN1; posunutí v ose y, měřítko deformace 1:1, maximální posunutí 5,34 mm

Z výsledku je patrné, že zde dochází k namáhání hlavního nosníku krutem. Toto zatížení je vyvoláno převládající hmotností lisového válce. Přes tuto skutečnost dosahuje maximální posunutí pod místem, kde je vkládána vyjímatelná kostka hodnoty 4,29 mm. Nedochází k překročení povolené hodnoty posunutí, která činí 8 mm. Tento stav je vyhodnocen jako vyhovující.

5.4.3 VÝPOČET NAPĚTÍ

Výsledná napětí na nosníku CAN1 zobrazuje obr. 45. Stav napjatosti je zde určen podle podmínky HMM (Von Mises). Maximální napětí zde dosahuje hodnoty 123 MPa v okolí náhrady šroubového spoje. Tato napěťová špička je způsobena náhradou šroubového spoje, která neuvažuje přenos sil třením mezi spojovanými součástmi. Dalším místem se zvýšenou hodnotou napětí je kontakt nosníku s opěrnou konzolou. Hodnota napětí 52,34 MPa v porovnání s mezí kluzu materiálu 11 523, která činí 345 MPa (tab. 9), nepředstavuje nebezpečí poškození konstrukce. Z hlediska napětí tato část vyhovuje.

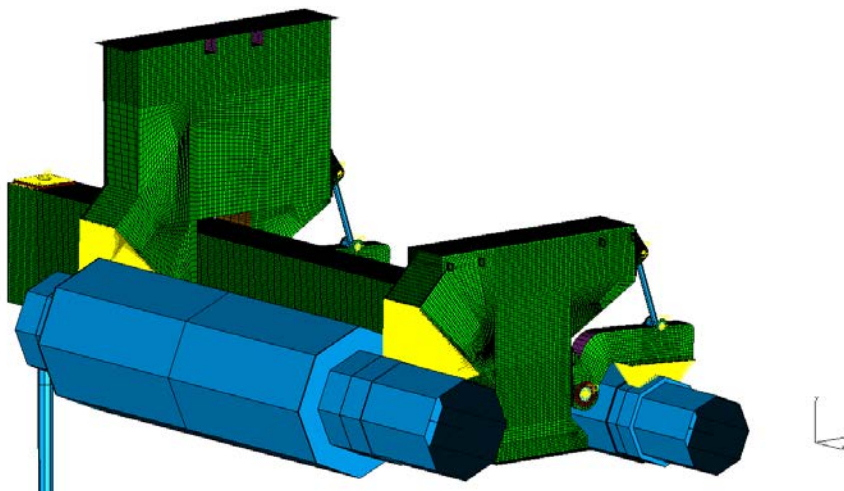


Obr. 45 Nosník CAN1; napjatost dle HMM, měřítko deformace 1:1, max. napětí na nosníku 52,34 MPa

5.5 ANALÝZA NOSNÍKU CAN2

5.5.1 VYTVOŘENÍ FEM MODELU

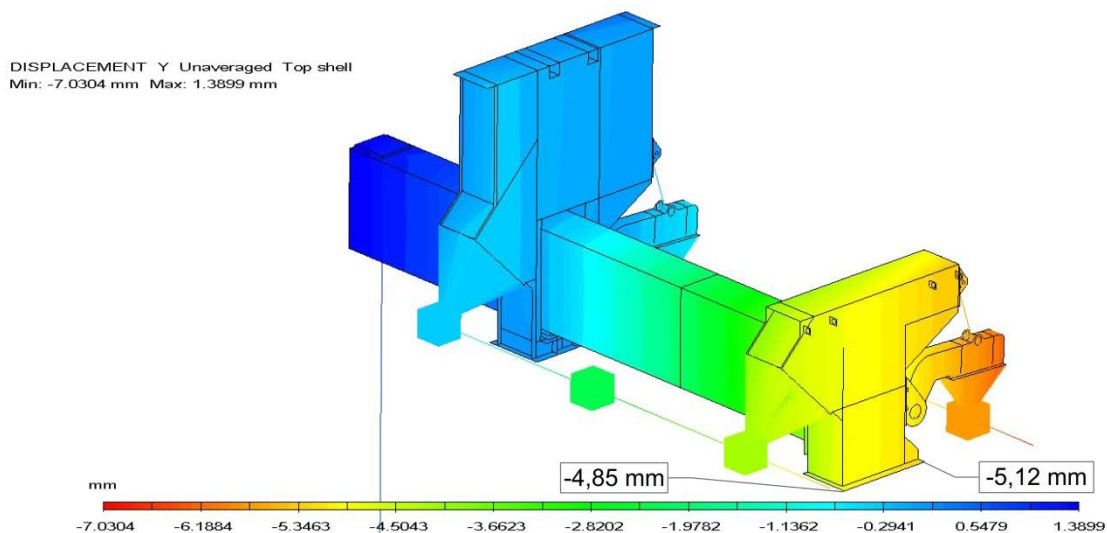
Vytvořený výpočtový model je zobrazen na obr. 46. Jsou zde použity dvě náhrady válců. Zavěšení snímacího válce na vřetenových převodovkách je nahrazeno prvky Beam s průřezem o průměru šroubu převodovky.



Obr. 46 Výpočtový model nosníku CAN2 se zatěžovacími komponentami

5.5.2 VÝPOČET DEFORMACE

Obr. 47 popisuje velikost posunutí v ose y, která je rovnoběžná se svorníkem, propojující nosník s ukotvením v suterénu.

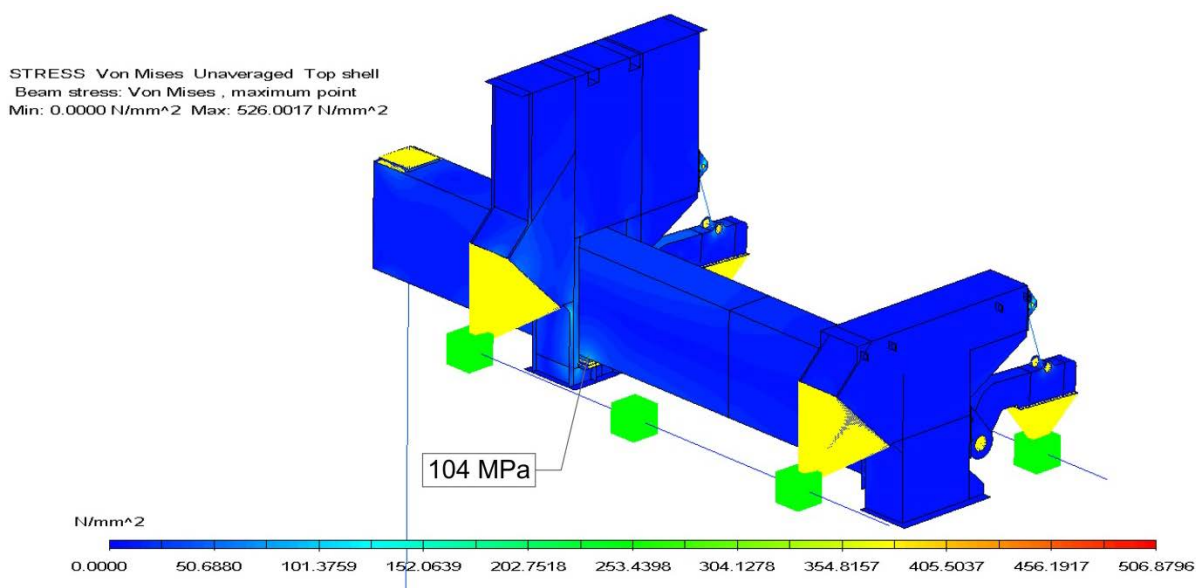


Obr. 47 Nosník CAN2; posunutí v ose y, měřítko deformace 1:1, maximální posunutí 5,12 mm

Maximální posunutí zde dosahuje hodnoty 5,12 mm v krajním místě konzoly. Tato deformace při porovnání s dovoleným průhybem vyhovuje.

5.5.3 VÝPOČET NAPĚTÍ

Výsledná napětí na nosníku CAN2 zobrazuje obr. 48. Stav napjatosti je zde určen podle podmínky HMM (Von Mises).



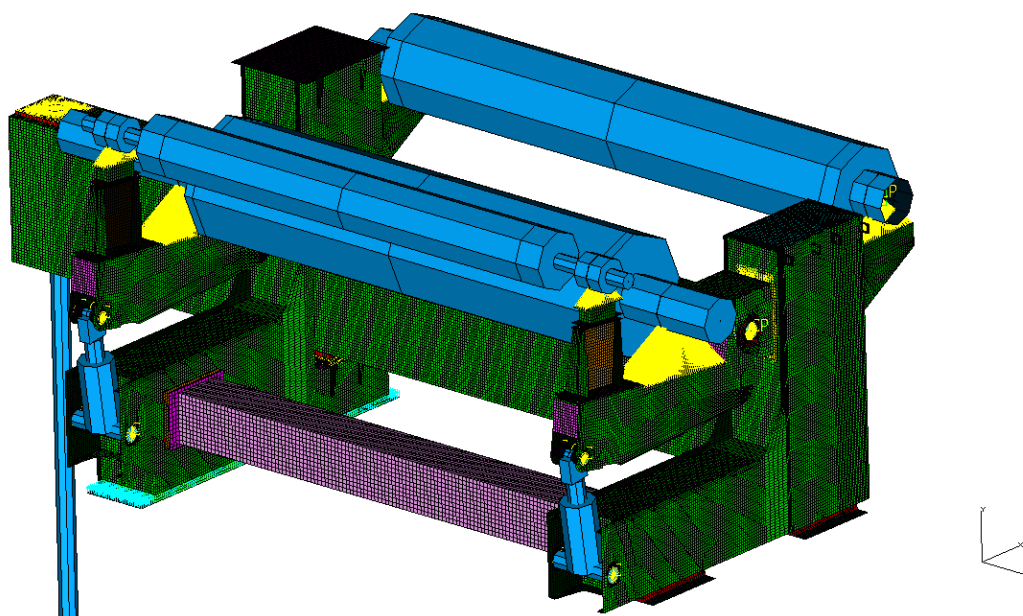
Obr. 48 Nosník CAN2; napjatost dle HMM, měřítko deformace 1:1, max. napětí na nosníku 104 MPa

Maximální napětí zde dosahuje hodnoty 526 MPa nacházející se na náhradě zavěšení snímacího válce. V místě kontaktu nosníku s pevnou konzolou vzniká napětí 104 MPa. Tato část z hlediska napětí vyhovuje.

5.6 ANALÝZA NOSNÍKU CAN3

5.6.1 VYTVOŘENÍ FEM MODELU

Výpočtový model nosníku CAN3 (obr. 49) je konstrukčně podobný s výpočtovým modelem nosníku CAN1. Jsou zde použity tři náhrady válců a dvě náhrady PČHM.

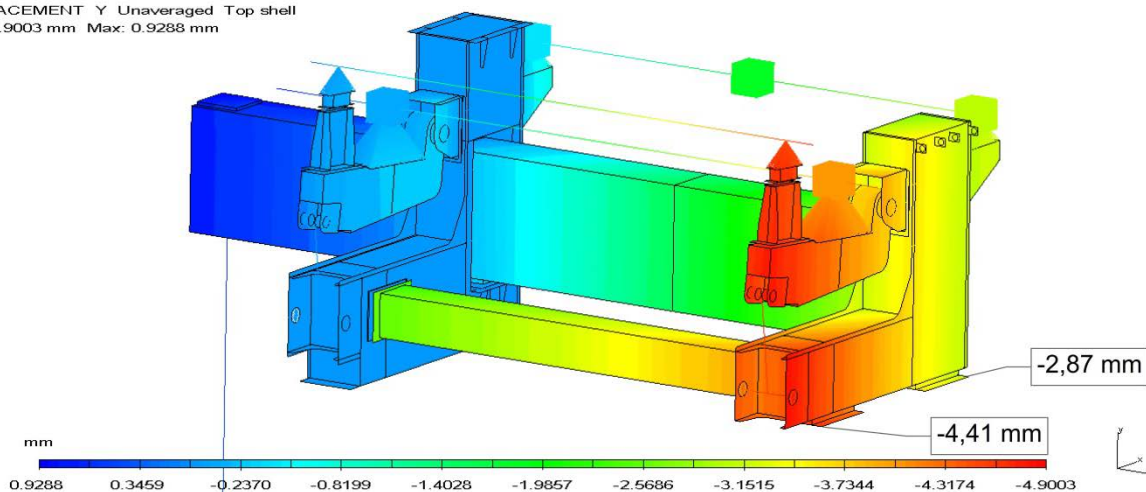


Obr. 49 Výpočtový model nosníku CAN3 se zatěžovacími komponentami

5.6.2 VÝPOČET DEFORMACE

Obr. 50 popisuje velikost posunutí v ose y, která je rovnoběžná se svorníkem, propojující nosník s ukotvením v suterénu. Rovněž jako v prvním případě i zde dochází ke kroucení nosníku vlivem většího ramene na straně lisového válce. Maximální posunutí zde dosahuje hodnoty 4,41 mm v místě umístění kostky. Ani zde není překročena dovolená hodnota deformace. Konstrukce vyhovuje.

DISPLACEMENT Y Unaveraged Top shell
Min: -4.9003 mm Max: 0.9288 mm

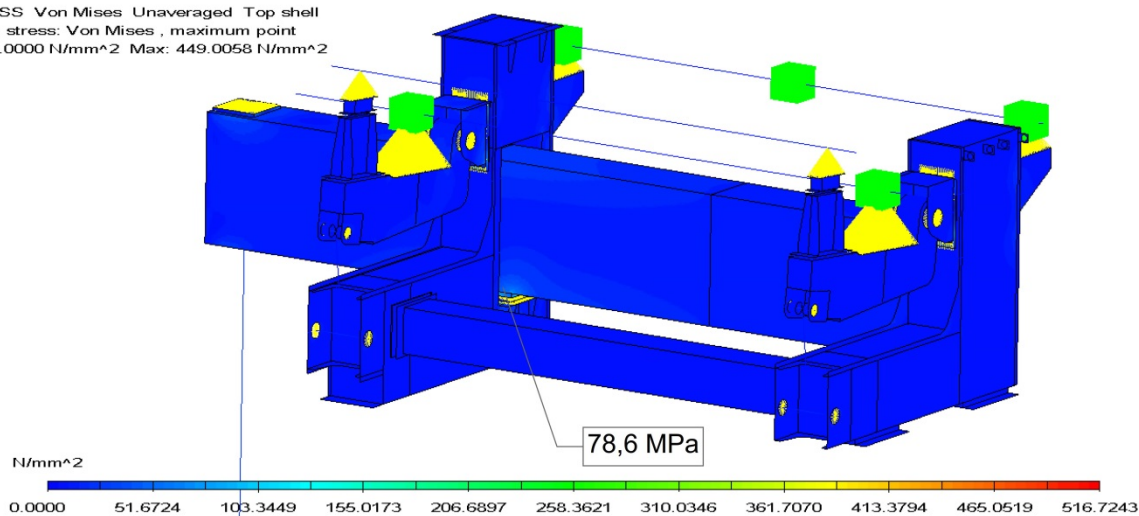


Obr. 50 Nosník CAN3; posunutí v ose y, měřítko deformace 1:1, maximální posunutí 4,9 mm

5.6.3 VÝPOČET NAPĚTÍ

Výsledná napětí na nosníku CAN3 zobrazuje obr. 51.

STRESS Von Mises Unaveraged Top shell
Beam stress: Von Mises , maximum point
Min: 0.0000 N/mm² Max: 449.0058 N/mm²



Obr. 51 Nosník CAN3; napjatost dle HMM, měřítko deformace 1:1, max. napětí na nosníku 78,6 MPa

Extrém napětí dosahující 449 MPa se nachází v místě zjednodušující náhrady šroubového spoje konzoly převáděcího válce. Tato náhrada neuvažuje tření mezi spojovanými součástmi, čímž jsou jednotlivé šrouby při této náhradě vysoce namáhány. Napětí ve stykové ploše nosníku je 78,6 MPa. Konstrukce třetího nosníku CAN3 vyhovuje.

5.7 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Tab. 11 uvádí porovnání výsledků určení průhybu nosníků v místě vyjímatelných kostek z analýzy MKP a analytického výpočtu.

Tab. 11 Porovnání výsledků

Nosník	Průhyb nosníku [mm]	
	MKP analýza	Analytický výpočet
CAN1	4,29/2,18	3,1
CAN2	5,12/4,85	5,02
CAN3	4,41/2,87	4,01

ZÁVĚR

Úvodní část práce čtenáře provází procesem výroby papíru. Jsou zde uvedeny základní fáze, kterými musí směs surovin projít, aby se z ní stal papírový list. Následně je proveden stručný rozbor základních částí papírenského stroje, kde je zmíněn princip a funkce dané části. Nejvyšší pozornost je věnována lisové části, která je předmětem této práce. Je zde vidět funkce a propojení se zbylými částmi stroje.

Hlavním cílem bylo navrhnout úpravu nosné konstrukce lisové části a provést pevnostní výpočet na upravených konstrukčních uzlech. Návrh nového provedení vychází z původní koncepce nosné konstrukce, která je v práci rovněž popsána. Pozornost je zaměřena především na výměnu plstěných pásů, kdy bylo snahou zjednodušit postup výměny a zkrátit tak dobu, potřebnou pro jednotlivé kroky pracovního postupu výměny.

Navržená úprava využívá tři hlavních příčných nosníků nahrazující zdvihací přípravky, které bylo nutné při každé manipulaci s plstěnci montovat na místa, kde je konstrukce rozdělena pro vsunutí plstěnců. Tato úprava snižuje pracnost a zkracuje tak dobu odstavení stroje. Na příčné nosníky jsou však kladeny vysoké požadavky v oblasti dovoleného průhybu. Pevnostnímu výpočtu a stanovení maximálního průhybu na konci každého nosníku je věnována druhá část práce.

V návrhové části práce jsou dále popsány tři hlavní lisy, kterými je lisová část tvořena. Jsou zde uvedeny výpočty některých konstrukčních uzlů, skládajících se z určení silových účinků od zatížení vlastní hmotností a následného výpočtu některých spojovacích součástí, jako jsou šrouby nebo čepy.

Druhá část práce je věnována pevnostnímu výpočtu použitých nosníků. Prvním krokem bylo stanovit zatížení každého nosníku zjištěním hmotností součástí, které na něj působí. Z vyšetření průběhu VVÚ bylo možné stanovit kritická místa a určit maximální průhyb na konci nosníku. Nejvyšších hodnot posunutí konce dosahuje nosník CAN2, kdy průhyb podle analytického výpočtu dosahuje hodnoty 5 mm.

V analýze metodou konečných prvků, jsou tytéž výpočty provedeny v prostředí programu Siemens NX I-Deas 6.4. Provedená deformačně napěťová analýza zatěžuje konstrukci tíhovým zrychlením. Nejvyšší průhyb zde rovněž vychází u nosníku CAN2. Jeho hodnota činí 5,12 mm. Není tedy dosaženo maximální hodnoty průhybu 8 mm. Kromě určení deformace je zde věnována pozornost rovněž posouzení napjatosti podle teorie HMM. Nejvyšších napětí je dosaženo v náhradách přidružených komponent a v některých náhradách šroubového spoje. Tyto součásti jsou ovlivněny provedením náhrady a nejsou předmětem analýzy. Ve stykových plochách nosníků s pevnou opěrnou konzolou dochází k nárůstu napětí na hodnotu 78,6 MPa u nosníku CAN3. Velikost tohoto namáhání v porovnání s mezí kluzu vyhovuje. Veškerých výsledků bylo dosaženo statickou metodou.

V poslední části je uveden přehled výsledků z analytického výpočtu a analýzy MKP. Výsledky jsou podobné. V analytické části byl výpočet zjednodušen na prostý ohyb, tím došlo k zanedbání vlivu krouticího účinku. Ve všech případech byly nosníky stanoveny jako vyhovující.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČERVENKA, Karel. *Papírenské stroje*. 2. doplněné vydání. Praha: SNTL, 1962.
- [2] DUBBEL, Heinrich a Jaroslav AMBROŽ. *Inženýrská příručka pro stavbu strojů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1961.
- [3] FUERBACHER, Ivan, Karel MACEK a Josef STEIDL. *Lexikon technických materiálů se zahraničními ekvivalenty: Kovy, plasty, keramika, kompozity*. Praha: Dashöfer Verlag, 2002. ISBN 80-86229-02-5.
- [4] HNĚTKOVSKÝ, Václav. *Papírenská příručka*. Praha: SNTL, 1983. ISBN 04-625-83.
- [5] JURÁŠEK, Oldřich. *Nosné konstrukce stavebních strojů I*. Brno: VUT, 1986.
- [6] KORDA, Josef. *Papírenská encyklopedie*. Praha: SNTL, 1992. ISBN 80-030-0647-3.
- [7] KRÍŽ, RUDOLF. *Stavba a provoz strojů I: Části strojů*. Praha: SNTL, 1977.
- [8] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] ANDRITZ. *PrimeLine paper and board machines* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.andritz.com/products-en/group/pulp-and-paper/paper-production/paper-board-machines/primeline>
- [12] BOSSARD. *Spojovací technika* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/data/editor/file/BOSSARD%20Techinfo.pdf>
- [13] BOZPINFO. *Manipulace s břemeny* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.bozpinfo.cz/manipulace-s-bremeny>
- [14] DOLEŽAL, Ivan a Martin JAMRICH. *Výroba papíru v papírně MD Albrbruck. Svět tisku* [online]. 2006 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: http://www.svettisku.cz/buxus/generate_page.php?page_id=2415&
- [15] HERGEN. *Press Section* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.hergen.com.br/en/products/paper-and-board/press-section/>
- [16] HERGEN. *Press Rolls* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.hergen.com.br/en/products/rolls/press-rolls/>
- [17] HERGEN. *Suction Rolls* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.hergen.com.br/en/products/rolls/suction-rolls/>

- [18] KAŠPÁRKOVÁ, Lenka. *Strojová výroba papíru* [online]. Opava, 2011 [2012]. Podklad do výuky. Střední škola průmyslová a umělecká Opava. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablony/Technologie_grafiky_I/VY_32_INOVACE_A-02-02.pdf
- [19] PAPCEL a.s. *Sítová část papírenského stroje* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: http://www.papcel.cz/UserFiles/File/eshop/455/Sitova_cast.pdf
- [20] PAPCEL a.s. *Lisová část papírenského stroje* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: http://www.papcel.cz/UserFiles/File/eshop/7823/Lisova_cast.pdf
- [21] PAPCEL a.s. *Shoe press* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: http://www.papcel.cz/UserFiles/File/eshop/7824/Shoe_press.pdf
- [22] PAPCEL a.s. *Lisová část - nabízené koncepce* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.papcel.cz/produkty-pripravna-latky-stroje/papirenske-stroje/stroje/lisova-cast-nabizene-koncepce/>
- [23] SICHUAN VANOV Co. *No Woven Felts* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.vanov.cn/content-66-44-1.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

δ	$[m]$	Deformace
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Měrná hmotnost (hustota) materiálu
μ	$[-]$	Poissonovo číslo
q_{L1}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení mezi válci lisu I
L_{LV1}	$[m]$	Šířka stykové části lisových válců lisu I
F_{L1}	$[N]$	Síla od lineárního přitlaku mezi válci lisu I
F_{CH1}	$[N]$	Síla v čepu PČHM1
F_{CL1x}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu I ve směru osy x
F_{CL1y}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu I ve směru osy y
F_{CL1}	$[N]$	Výsledná síla v čepu ramene lisu I
p_{CH1}	$[MPa]$	Dovolený měrný tlak mezi čepem a objímkou u lisu I
σ_{DCH1}	$[MPa]$	Dovolené ohybové napětí pro čep u lisu I
a_{CH1}	$[m]$	Tloušťka stěny ramene LR1
b_{CH1}	$[m]$	Šířka oka PČHM1
d_{CH1}	$[m]$	Průměr čepu CH1
v_{CH1}	$[m]$	Vůle čepu CH1
p_{CH1}	$[MPa]$	Tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem LR1
$M_{oCH1max}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment v čepu PČHM1
W_{oCH1}	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu čepu PČHM1
σ_{CH1}	$[MPa]$	Napětí v ohybu čepu PČHM1
q_{L2}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení mezi válci lisu II
L_{LV2}	$[m]$	Šířka stykové části lisových válců lisu II
F_{L2}	$[N]$	Síla od lineárního přitlaku mezi válci
F_{CH2}	$[N]$	Síla v čepu PČHM2
F_{CL2x}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu II ve směru osy x
F_{CL2}	$[N]$	Výsledná síla v čepu ramene lisu II
F_{CL2y}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu II ve směru osy y
a_{CH2}	$[m]$	Tloušťka stěny ramene LV2 – v oblasti čepu
b_{CH2}	$[m]$	šířka oka PČHM2
d_{CH1}	$[m]$	Průměr čepu CH1
p_{DCH2}	$[MPa]$	Dovolení ohybové napětí v čepu lisu II
σ_{DCH2}	$[MPa]$	Dovolené ohybové napětí v čepu lisu II

p_{CH2}	[MPa]	Tlak ve stykových plochách mezi čepem a ramenem LR2
$M_{oCH2max}$	[N · m]	Maximální ohybový moment v čepu PČHM2
W_{oCH2}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu čepu PČHM2
σ_{CH2}	[MPa]	Napětí v ohybu čepu PČHM2
m_{LV2}	[kg]	Hmotnost lisového válce LV2
m_{LU3}	[kg]	Hmotnost ložiskového tělesa válce LV2
m_{LR3}	[kg]	Hmotnost lisového ramene LK4
m_{LK4}	[kg]	Hmotnost konzoly LK4
m_{LK5}	[kg]	Hmotnost konzoly LK5
$m_{\check{C}L2}$	[kg]	Hmotnost hlavního čepu lisu II
m_{PCHM2}	[kg]	Hmotnost PČHM2
m_{L2P}	[kg]	Hmotnost pomocného zařízení lisu II
i_{L2}	[-]	Počet šroubů spojujících konzoly LK4 a LK5 s podélným nosníkem
g	[m · s ⁻²]	Tíhové zrychlení Země
F_{L2}	[N]	Síla od provozního zatížení v ose jednoho šroubu lisu II
F_0	[N]	Síla předpětí šroubu
F_P	[N]	Výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu
F_S	[N]	Výsledné silové zatížení šroubu
k_S	[N · m ⁻¹]	Tuhost šroubu
k_P	[N · m ⁻¹]	Tuhost spojovaných součástí
k_{SM24}	[N · m ⁻¹]	Tuhost šroubu M24
S_{dM24}	[mm ²]	Plocha průřezu válcové části dřívku bez závitu šroubu M24
A_{SM24}	[mm ²]	Výpočtový průřez šroubu M24
E_{SM24}	[MPa]	Modul pružnosti v tahu materiálu šroubu M24
l_{bM24}	[mm]	Délka části dřívku šroubu M24 se závitem nacházející se v sevření
l_{gM24}	[mm]	Délka válcové části šroubu M24 dřívku bez závitu
d_{M24bz}	[mm]	Průměr válcové části dřívku bez závitu šroubu M24
d_{2M24}	[mm]	Střední průměr závitu šroubu M24
d_{3M24}	[mm]	Průměr průřezu jádra šroubu M24
l_{sM24}	[mm]	Účinná svěrná délka
t_{1L2}	[mm]	Tloušťka stěny spojovaných konzol LK4 a LK5
s_{M24}	[mm]	Tloušťka podložky 25 DIN 125 - A
d_{M24}	[mm]	Jmenovitý průměr závitu šroubu

k_{PL2}	$[N \cdot m^{-1}]$	Tuhost připojovacích stěn konzol
E_p	$[MPa]$	Modul pružnosti materiálu spojovaných součástí
D_{dM24}	$[mm]$	Průměr otvoru pro šroub M24 – střední řada
D_{SM24}	$[mm]$	Vnější průměr podložky 25 DIN 125 - A
F_{SL2}	$[N]$	výsledná síla v ose šroubu předepjatého spoje
F_{OL2}	$[N]$	Síla předpjetí šroubu
ΔF_{SL2}	$[N]$	Část provozní síly přenášené šroubem
χ_{L2}	$[-]$	Tuhostní konstanta spoje
$\sigma_{iD_{L2}}$	$[MPa]$	Doporučené tahové napětí ve šroubu v provozním stavu
$R_{p0,2M24}$	$[MPa]$	Smluvní mez kluzu materiálu šroubu A2 – 70
M_{o24}	$[N \cdot m]$	Utahovací moment šroubu M24
K	$[-]$	součinitel utahovacího momentu
q_{L3}	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení mezi válci lisu III
L_{LV3}	$[m]$	Šířka stykové části lisových válců
F_{L3}	$[N]$	Síla od lineárního přitlaku mezi válci
F_{CH3}	$[N]$	Síla v čepu PČHM3
F_{CL3x}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu III ve směru osy x
F_{CL3y}	$[N]$	Síla v čepu ramene lisu III ve směru osy y
F_{CL3}	$[N]$	Výsledná síla v čepu ramene lisu III
S	$[mm^2]$	Plocha průřezu P – P
H	$[mm]$	Výška profilu nosníku
B	$[mm]$	Šířka profilu nosníku
t	$[mm]$	Tloušťka stěny profilu nosníku
h	$[mm]$	Vnitřní rozměr profilu nosníku
b_p	$[mm]$	Vnitřní rozměr profilu nosníku
G_{11523}	$[MPa]$	Modul pružnosti ve smyku pro ocel 11 523
E_{11523}	$[MPa]$	Modul pružnosti v tahu pro ocel 11 523
μ_{11523}	$[-]$	Poissonovo číslo pro ocel 11 523
J	$[mm^4]$	Kvadratický moment plochy průřezu P – P
m_p	$[kg]$	Hmotnosti součástí zatěžující příčný nosník na straně obsluhy
m_s	$[kg]$	Hmotnosti součástí zatěžující příčný nosník na obou stranách stroje
m_{CAN}	$[kg]$	Hmotnost příčného nosníku
L_{CAN}	$[m]$	Vzdálenost mezi body \overline{AD}

a	[m]	Vzdálenost mezi osou svorníku a pevnou konzolou
c	[m]	Vzdálenost mezi pevnou konzolou a koncem nosníku
m_{LK3}	[kg]	Hmotnost konzoly LK3
m_{LR1}	[kg]	Hmotnost lisového ramene LR1 u lisu I
m_{LV1U}	[kg]	Hmotnost uložení lisového válce LV1
m_{CL1}	[kg]	Hmotnost čepů u CAN1
m_{PCHM1}	[kg]	Hmotnost PČHM1
m_{L1ost}	[kg]	Hmotnost ostatních komponent u CAN1
m_{LV1}	[kg]	Hmotnost lisového válce LV1
m_{VV5}	[kg]	Hmotnost vodícího válce VV5
m_{VV6}	[kg]	Hmotnost vodícího válce VV6
m_{PN1}	[kg]	Hmotnost spojovacího nosníku 1
m_{LK2}	[kg]	Hmotnost konzoly LK2
m_{LV2U}	[kg]	Hmotnost uložení centrálního válce LV2
m_{CL2}	[kg]	Hmotnost čepů u CAN2
m_{L2ost}	[kg]	Hmotnost ostatních komponent u CAN2
m_{SVZ}	[kg]	Hmotnost zavěšení snímáčího válce
m_{LV2}	[kg]	Hmotnost centrálního lisového válce LV2
m_{SV}	[kg]	Hmotnost snímáčího válce SV
F_{GCAN1}	[N]	Zatížení nosníku CAN1 hmotností komponent
F_{GCAN2}	[N]	Zatížení nosníku CAN2 hmotností komponent
F_{GCAN3}	[N]	Zatížení nosníku CAN3 hmotností komponent
m_{LK7}	[kg]	Hmotnost konzoly LK7
m_{LV5U}	[kg]	Hmotnost uložení lisového válce LV5
m_{PVK}	[kg]	Hmotnost konzoly převáděcího válce
m_{LR3}	[kg]	Hmotnost ramene lisu III
m_{VVS}	[kg]	Hmotnost stojanu vodícího válce VV13
m_{CL3}	[kg]	Hmotnost čepů
m_{PCHM3}	[kg]	Hmotnost PČHM3
m_{L3ost}	[kg]	Hmotnost ostatních komponent
m_{LV5}	[kg]	Hmotnost lisového válce LV5
m_{PV}	[kg]	Hmotnost převáděcího válce
m_{PVU}	[kg]	Hmotnost uložení převáděcího válce

m_{VV13}	[kg]	Hmotnost vodícího válce VV13
m_{PN2}	[kg]	Hmotnost spojovacího nosníku.
R_{AF}	[N]	Reakce v místě A od síly F_{GCAN2}
R_{BF}	[N]	Reakce v místě B od síly F_{GCAN2}
b	[mm]	Rozteč uložení stroje
M_{FGMAX}	[N · m]	Maximální ohybový moment na nosníku od síly F_{GCAN2}
R_{Aq}	[N]	Reakce v místě A od síly q_{CAN}
R_{Bq}	[N]	Reakce v místě B od síly q_{CAN}
T_{yqI}	[N]	Posouvající síla v ose y v místě řezu I při liniovém zatížení q_{CAN}
M_{qI}	[N · m]	Ohybový moment v místě řezu I při liniovém zatížení q_{CAN}
T_{yqII}	[N]	Posouvající síla v ose y v místě řezu II při liniovém zatížení q_{CAN}
M_{qII}	[N · m]	Ohybový moment v místě řezu II při liniovém zatížení q_{CAN}
M_{qMAX}	[N · m]	Maximální velikost ohybového momentu od liniového zatížení
T_{vA}	[N]	Výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě A nosníku CAN2,
T_{vB}	[N]	Výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě B nosníku CAN2,
T_{vC}	[N]	Výsledná posouvající síla ve směru osy y v místě B nosníku CAN2,
M_{vMAX}	[N · m]	Maximum výsledného ohybového momentu (pro CAN2)
δ_k	[m]	Deformace od vnější síly
M	[N · m]	Průběh ohybových momentů od původního (základního) zatížení
\overline{M}	[m]	Průběh ohybových momentů od jednotkového zatížení v místě deformace
F_N	[N]	průběh normálové vnitřní síly v prutu od původního zatížení
$\overline{F_N}$	[-]	Průběh normálové vnitřní síly od zatížení jednotkovou silou
T_y	[N]	Průběh posouvající vnitřní síly v prutu od původního zatížení
T_z	[N]	Průběh posouvající vnitřní síly v prutu od původního zatížení
$\overline{T_y}$	[-]	Posouvající vnitřní síly od jednotkové síly v místě hledané deformace
$\overline{T_z}$	[-]	Posouvající vnitřní síly od jednotkové síly v místě hledané deformace
M_k	[N · m]	průběh krouticích momentů od původního (základního) zatížení
$\overline{M_k}$	[m]	Průběh krouticích momentů od jednotkového zatížení v místě deformace
d_s	[m]	Element délky prutu
J_k	[m ⁴]	Polární moment průřezu
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
M_{FGI}	[N · m]	Průběh momentu od síly F_G v intervalu $\langle 0, a \rangle$
M'_{q1}	[N · m ³]	Substituční parametr

M_{FGII}	$[N \cdot m]$	Průběh momentu od síly F_G v intervalu $\langle a, c \rangle$
M'_{q2}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr
T'_{q1}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr pro část nosníku \overline{AB}
T'_{q2}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr pro část nosníku \overline{BD}
δ_{Eq}	$[m]$	Posunutí bodu E proti směru osy y od liniového zatížení
M'_{F1CAN1}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN1}
M'_{F2CAN1}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN1}
T'_{F1CAN1}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN1}
T'_{F2CAN1}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN1}
δ_{EFCAN1}	$[mm]$	Posunutí bodu E na nosníku CAN1 od síly F_{GCAN1}
M'_{F1CAN2}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN2}
M'_{F2CAN2}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN2}
T'_{F1CAN2}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN2}
T'_{F2CAN2}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN2}
δ_{EFCAN2}	$[mm]$	Posunutí bodu E na nosníku CAN2 od síly F_{GCAN2}
M'_{F1CAN3}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN3}
M'_{F2CAN3}	$[N \cdot m^3]$	Substituční parametr deformace vlivem momentu od síly F_{GCAN3}
T'_{F1CAN3}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN3}
T'_{F2CAN3}	$[N \cdot m]$	Substituční parametr deformace posouvající síly od síly F_{GCAN3}
δ_{EFCAN3}	$[mm]$	Posunutí bodu E na nosníku CAN3 od síly F_{GCAN3}
δ_E	$[mm]$	Celková deformace (posunutí v ose y) v místě E
δ_{Eq}	$[mm]$	Posunutí bodu E v ose y vlivem působení liniového zatížení q_{CAN}
δ_{EF}	$[mm]$	Posunutí bodu E v ose y vlivem působení síly F_G
δ_{ECAN1}	$[mm]$	Celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN1
δ_{ECAN2}	$[mm]$	Celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN2
δ_{ECAN3}	$[mm]$	Celková deformace (průhyb) v místě E nosníku CAN3
d_{SV}	$[mm]$	Průměr svorníku
S_{SV}	$[mm^2]$	Plocha průřezu svorníku
δ_{SVA}	$[mm]$	Prodloužení svorníku
L_{SV}	$[mm]$	Délka svorníku
R_{AC}	$[N]$	Celková reakční síla v místě A
δ_{SVE}	$[mm]$	Velikost posunutí bodu E do bodu E'

δ_{ED}	[mm]	Dovolený průhyb v bodě E
$\delta_{SVECAN1}$	[mm]	Posunutí bodu E na nosníku CAN1 vlivem protažení svorníku
R_{ACCAN1}	[N]	Celková reakční síla v místě A od nosníku CAN1
L_{SVCAN1}	[mm]	Délka svorníku spojující CAN1
$\delta_{SVECAN2}$	[mm]	Posunutí bodu E na nosníku CAN2 vlivem protažení svorníku
R_{ACCAN2}	[N]	Celková reakční síla v místě A od nosníku CAN2
L_{SVCAN2}	[mm]	Délka svorníku spojující CAN2
$\delta_{SVECAN3}$	[mm]	Posunutí bodu E na nosníku CAN3 vlivem protažení svorníku
R_{ACCAN3}	[N]	Celková reakční síla v místě A od nosníku CAN3
L_{SVCAN3}	[mm]	Délka svorníku spojující CAN3
CAN1		Hlavní příčný nosník 1
CAN2		Hlavní příčný nosník 2
CAN3		Hlavní příčný nosník 3
HB		Tvrдость podle Brinella
HM		Hydromotor
LK1		Konzola lisu 1
LK2		Konzola lisu 2
LK3		Konzola lisu 3
LK4		Konzola lisu 4
LK5		Konzola lisu 5
LK6		Konzola lisu 6
LK7		Konzola lisu 7
LR1		Rameno lisu I
LR2		Rameno lisu II
LR3		Rameno lisu III
LV1		Lisový válec 1
LV2		Centrální lisový válec
LV3		Lisový válec 3
LV4		Lisový válec 4
LV5		Lisový válec 5
PČHM1		Přímočarý hydromotor lisu I
PČHM2		Přímočarý hydromotor lisu II
PČHM3		Přímočarý hydromotor lisu III

PL		Příprava látky
PPV1		Papír-vodicí válec 1
PPV2		Papír-vodicí válec 2
PS		Papírenský stroj
PV		Převáděcí válec
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
SV		Snímací válec
VK1		Vyjímatelná kostka 1
VK10		Vyjímatelná kostka 10
VK11		Vyjímatelná kostka 11
VK12		Vyjímatelná kostka 12
VK2		Vyjímatelná kostka 2
VK3		Vyjímatelná kostka 3
VK4		Vyjímatelná kostka 4
VK5		Vyjímatelná kostka 5
VK6		Vyjímatelná kostka 6
VK7		Vyjímatelná kostka 7
VK8		Vyjímatelná kostka 8
VK9		Vyjímatelná kostka 9
VV1		Vodicí válec 1
VV10		Vodicí válec 10
VV11		Vodicí válec 11
VV12		Vodicí válec 12
VV13		Vodicí válec 13
VV2		Vodicí válec 2
VV3		Vodicí válec 3
VV4		Vodicí válec 4
VV5		Vodicí válec 5
VV6		Vodicí válec 6
VV7		Vodicí válec 7
VV8		Vodicí válec 8
VV9		Vodicí válec 9

SEZNAM PŘÍLOH

Celkový výkres sestavení nosné konstrukce:

NKL.2018.000 S0