



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

ZAŘÍZENÍ PRO ŘÁDKOVÁNÍ KABELU NA BUBEN CÍVKY

DEVICE FOR STRINGING CABLE ON A DRUM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Polách

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Martin Polách
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Zařízení pro řádkování kabelu na buben cívky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Koncepční návrh konstrukce zařízení pro řízení procesu řádkování kabelů na buben cívky. Zařízení plynule navádí kabel na buben cívky v několika řádkovacích vrstvách a případně odměřuje navinutou délku. Vzhledem k jiným rychlostem při navíjení bude možno regulovat plynulost navíjení.

Cíle diplomové práce:

Rešeršní rozbor technologie řádkování a odměřování kabelů.
Koncepční návrh zařízení pro řádkování.
Funkční, rozměrové a silové výpočty.
Upřesnění konstrukce zařízení s návrhem komponent.
Pevnostní FEM výpočet vybraných konstrukčních uzlů při různých režimech navíjení.
Výkres sestavy zařízení.
Podsestava svařence rámu.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebných strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1996. Edícia skript. ISBN 8022708798.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem řádkovacího zařízení kabelu na buben cívky při různých režimech provozu navíjení. Hlavní náplní je výpočtová a konstrukční část, kde výpočty zahrnují funkčních rozměry jednotlivých komponent a silové účinky vycházejících od zatížení vznikajícího během navíjení. Konstrukční část obsahuje návrhy jednotlivých komponentů. Závěrem byla provedena analýza vybraných konstrukčních uzlů při různých režimech navíjení. Součástí této práce je výkresová dokumentace obsahující celkovou sestavu zařízení, podsestavu svařence rámu a dílenské výkresy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Navíjení, řádkování, kabel, lano, buben, cívka, samovratný šroub

ABSTRACT

The thesis deals with the design of a cable spooling device on a spool drum under different modes of operation of winding. The focus is on the calculation and design part, where the calculations include the functional dimensions of the individual components and the force effects emanating from the load generated during winding. The design part includes the design of the individual components. Finally, an analysis of the selected structural nodes under different winding modes was performed. This work includes drawings containing the overall equipment assembly, subassembly of the weldment frame and shop drawings.

KEYWORDS

Winding, line, cable, rope, drum, spool, diamond screw

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLÁCH, M. *Zařízení pro řádkování kabelu na buben cívky*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Jaroslav Kašpárek. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149808>.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Bc. Martin Polách

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za ochotu a velmi cenné rady a zkušenosti, kamarádům Mgr. Barboře Jankové, Ing. Otakaru Závadovi a Ing. Tomášovi Lanzendörferovi v neposlední řadě mé mamince za podporu při celém studiu.

OBSAH

Úvod	7
1 Rešeršní rozbor technologie řádkování a odměřování kabelů	8
1.1 Způsoby navíjení kabelu na buben	8
1.1.1 Navíjení kabelu bez použití automatického zařízení	8
1.1.2 Nesprávné navíjení kabelu bez automatického zařízení	8
1.1.3 Navíjení kabelu pomocí proměnného úhlu navíjení pomocí kompenzátozem navíjeného úhlu.....	8
1.1.4 Navíjení kabelu s automatickým navíjecím zařízením s pomocí samovratného (diamantového) šroubu	12
1.2 Typy bubnů	13
1.2.1 Bubny kovové.....	14
1.2.2 Bubny dřevěné – překližkové	14
2 Volba technologie řádkovacího zařízení.....	15
2.1 Technické parametry	15
2.2 Volba navíjecího mechanismu.....	15
2.2.1 Navíjení kabelu pomocí kompenzátozem navíjecího úhlu	15
2.2.2 Navíjení kabelu pomocí mechanismu se samovratným šroubem.....	15
2.3 Odměřování kabelu.....	16
2.3.1 Odměřování kabelů pomocí mechanického převodu	16
2.3.2 Odměřování kabelů pomocí digitálního zařízení pro měření délky kabelu.....	17
2.4 Volba bubnu.....	18
2.5 Volba pohonu.....	18
2.6 Přenos kroutícího momentu	18
2.6.1 Řetězový převod.....	19
2.6.2 Řemenový převod.....	19
3 Konstrukční návrh	21
3.1 Volba bubnu.....	21
3.2 Vodící válce	24
3.2.1 Návrh vodících válců.....	26
3.2.2 Výpočet zatížení na čep vertikálního vodícího válce	29
3.2.3 Výpočet zatížení na čep horizontálního vodícího válce	31
3.2.4 Ložiska vodících válců	34
3.3 Vodící Nosné tyče.....	38
3.3.1 Rozměry vodících nosných tyčí	38
3.4 Samovratný šroub	41
3.4.1 Volba parametrů samovratného šroubu.....	41
3.4.2 Materiál samovratného šroubu	41
3.4.3 Jazyček.....	43
3.4.4 Ložisko jazyčku.....	47
3.4.5 Ostatní parametry samovratného šroubu	48
3.4.6 Ložiska samovratného šroubu	49
3.5 Kinematika řádkovacího mechanismu.....	49
3.6 Výpočet řemenového převodu	50
3.7 Mazání a údržba	53

3.8	Výsledné navržené řádkovací zařízení	55
4	FEM výpočet.....	57
4.1	Vybrané konstrukční uzly	58
4.2	Numerický model	58
4.3	FEM Výpočet	58
4.3.1	Síť modelu.....	60
4.3.2	Okrajové podmínky.....	62
4.3.3	Výsledky pro jednotlivá zatížení.....	64
	Závěr	68
	Použité informační zdroje	69
	Seznam použitých zkratk a symbolů	73
	Seznam příloh.....	78

ÚVOD

Technologie řádkování a odměřování kabelů představuje důležitý aspekt v oblasti manipulace s kabeláží. Řádkovací zařízení je mechanismus, který navádí navíjené, většinou pružné a dlouhé těleso (provaz, lano, kabel atd.) na místo předem určené, zpravidla buben cívky. S tímto zařízením se lze setkat v široké škále použití, od rybářského navijáku, lanových navijáků u odtahových aut, až po využití v těžařském průmyslu, u jeřábů nebo na ropných plošinách.

Cílem této diplomové práce je koncepční návrh konstrukce pro řízení procesu řádkování kabelu na buben cívky. Mechanismus má plynule navádět kabel na buben cívky v několika řádkovacích vrstvách a případně odměřovat i délku navinutého kabelu.

Očekává se, že výsledky této práce poskytnou užitečné informace pro výrobní a manipulační procesy v oblasti kabelových systémů a současně budou sloužit jako základ pro další výzkum a vývoj v této oblasti. Provedená analýza a navržené řešení by měly zlepšit kvalitu a efektivitu manipulace s kabely a přispět ke zvýšení spolehlivosti a bezpečnosti při jejich používání.

1 REŠERŠNÍ ROZBOR TECHNOLOGIE ŘÁDKOVÁNÍ A ODMĚŘOVÁNÍ KABELŮ

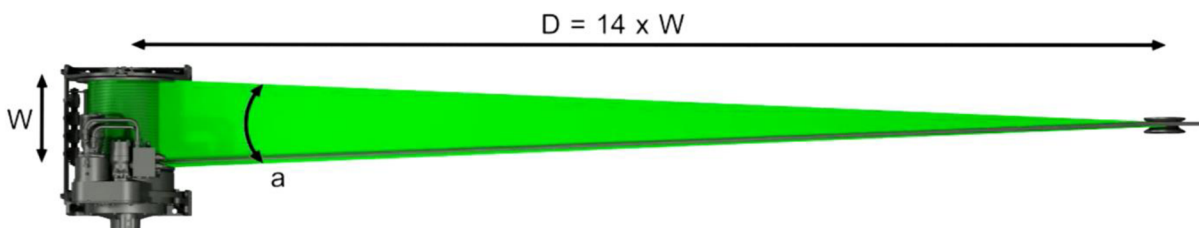
V současnosti se k navíjení kabelu na buben využívají zpravidla dva způsoby, které jsou založeny na reversním pohybu navíjeného komponentu. Prvním způsobem je mechanismus pracující s proměnným stupněm navíjení využívající kompenzátor navíjecího úhlu a druhý mechanismus využívá vlastností samovratného (diamantového) šroubu.

Je možné využít také dalšího způsobu, který ale využívá navíjení kabelu bez použití automatického navíjecího zařízení.

1.1 ZPŮSOBY NAVÍJENÍ KABELU NA BUBEN

1.1.1 NAVÍJENÍ KABELU BEZ POUŽITÍ AUTOMATICKÉHO ZAŘÍZENÍ

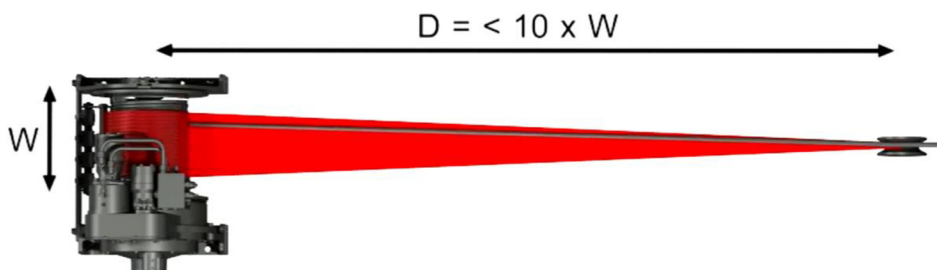
Pokud navíjíme kabel bez navíjecího zařízení, které navádí kabel na buben, je nejdůležitější faktor úhel navíjení. Aby bylo dosaženo rovnoměrně rozloženého vinutí na buben, musí být úhel rozptylu a co nejmenší. Optimální vzdálenost D od kladky po buben je čtrnáctinásobek šířky bubnu W . Vzdálenost k vedení kabelu je důležitá proto, aby se kabel rozprostřel po celé šířce bubnu. [1]



Obr. 1 Navíjení kabelu na buben bez automatického zařízení; W – šířka bubnu; a – úhel rozptylu; D – vzdálenost od kladky k bubnu [1]

1.1.2 NESPRÁVNÉ NAVÍJENÍ KABELU BEZ AUTOMATICKÉHO ZAŘÍZENÍ

Pokud je vzdálenost od bubnu k navíjecí kladce menší, než je čtrnáctinásobek šířky bubnu, kabel se již nemůže navíjet po celé šířce bubnu W (Obr. 2), ale navíjí se pouze na část bubnu s nerovnoměrným rozložením. [1]

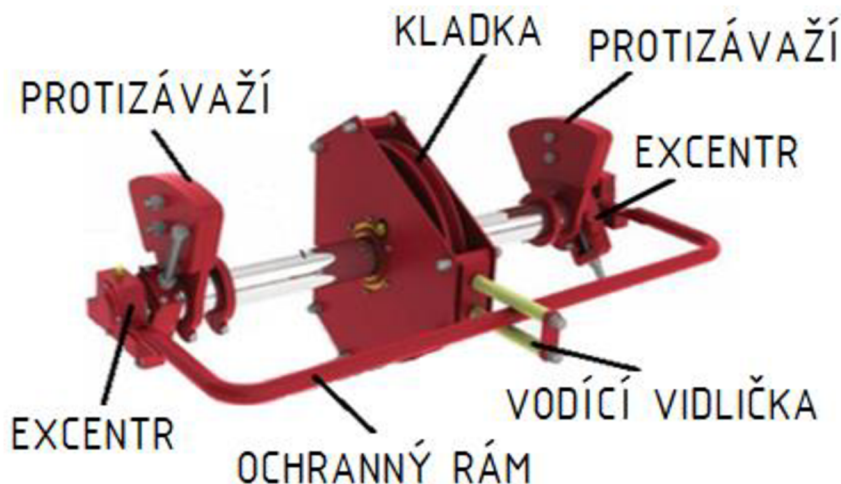


Obr. 2 Navíjení lana bez automatického zařízení s nevhodnou minimální vzdáleností mezi bubnem a kladkou [1]

1.1.3 NAVÍJENÍ KABELU POMOCÍ PROMĚNNÉHO ÚHLU NAVÍJENÍ POMOCÍ KOMPENZÁTOREM NAVÍJENÉHO ÚHLU

Díky zařízení, které usměrňuje úhel navinutí na buben lze docílit přesného navinutí. Pro tento způsob navíjení je nejdůležitější faktor právě úhel, pod kterým je kabel naváděn na buben. Tento úhel lze korigovat zařízením, které je nedílnou součástí tohoto mechanismu, které se nazývá kompenzátor navíjecího úhlu. [1]

Proměnný úhel je definován jako úhel mezi přírubou bubnu a hlavní kladkou vzhledem ke středové ose bubnu a jeho hodnota je přibližně mezi $0,25^\circ$ až $1,25^\circ$ (hodnoty proměnného úhlu se mohou lišit v závislosti na typu kabelu, použití typu bubnu a dalších proměnných), tyto hodnoty pochází z dlouhodobého pozorování od společnosti Lebus International Engineering. Jiné zdroje uvádí hodnoty v rozmezí $0,5^\circ$ až $2,5^\circ$. [2] [3] [4]



Obr. 3 Základní komponenty kompenzátoru navíjecího úhlu [2]

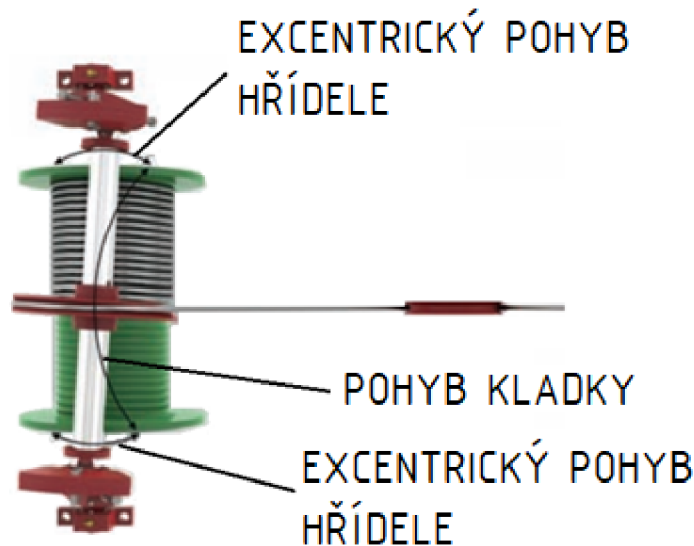
Pokud dojde k nedodržení ideálních hodnot pro úhel navíjení, mohou nastat dva stavy. V prvním případě je úhel moc velký, dojde k navíjení kabelu na buben s velkými mezerami mezi jednotlivými vinutími. Pokud nastane druhý stav, tedy úhel návinnu kabelu je moc malý, kabel nebude mít dostatečnou setrvačnost pro navinutí do dalších závitů a získává tendenci se vrstvit dříve, než je požadováno. Oba případy jsou pro správné navíjení kabelu na buben nežádoucí a zapříčinují nadměrné opotřebení kabelu. Dále mohou vznikat velká zatížení bubnu, která jsou zapříčiněna špatným rozložením sil vyvozených silou v kabelu, který se navíjí na buben. [2] [4]

Zařízení, které obstarává navíjení, se nazývá kompenzátor navíjecího úhlu (Obr. 4). Sestava se skládá z několika součástí (Obr. 5) – z plovoucí kladky a excentrického kyvného hřídele. Kladka je uložena ve dvou blocích a nemá žádný přímý kontakt s bubnem, kromě samotného kabelu. Toto zařízení nenavíjí kabel – pouze kompenzuje navíjecí úhel. [2] [4]



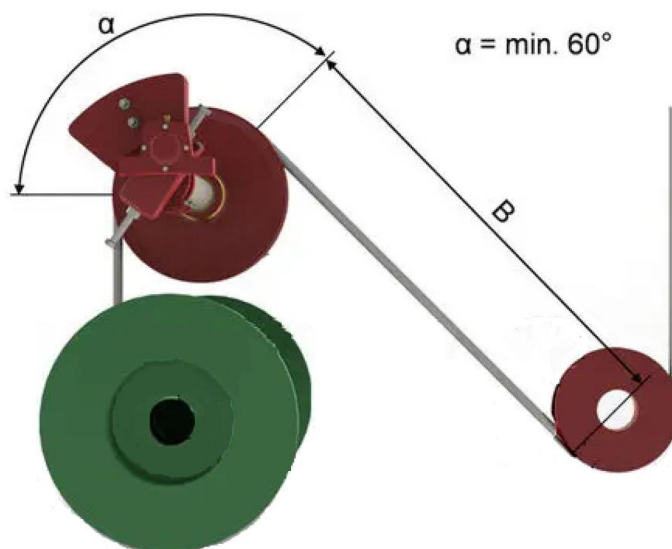
Obr. 4 Kompenzátor navíjecího úhlu [4]

Pohon obstarává kabel, který prochází přechodovými úseky bubnu. Hřídel se při navíjení a odvíjení kabelu pohybuje a umožňuje tím kladce pohyb do správného úhlu a do správné polohy. Kladka kompenzátoru se pohybuje po hřídeli horizontálně současně s kabelem a navádí jej na buben. Díky excentrickému uložení hřídele je kladka vždy natočena tak, aby docházelo k navíjení kabelu na buben pod správným úhlem. Pohyby kladky a hřídele jsou na *Obr. 6*. [2] [4]



Obr. 6 Pohyb kladky a hřídele v mechanismu proměnného úhlu [2]

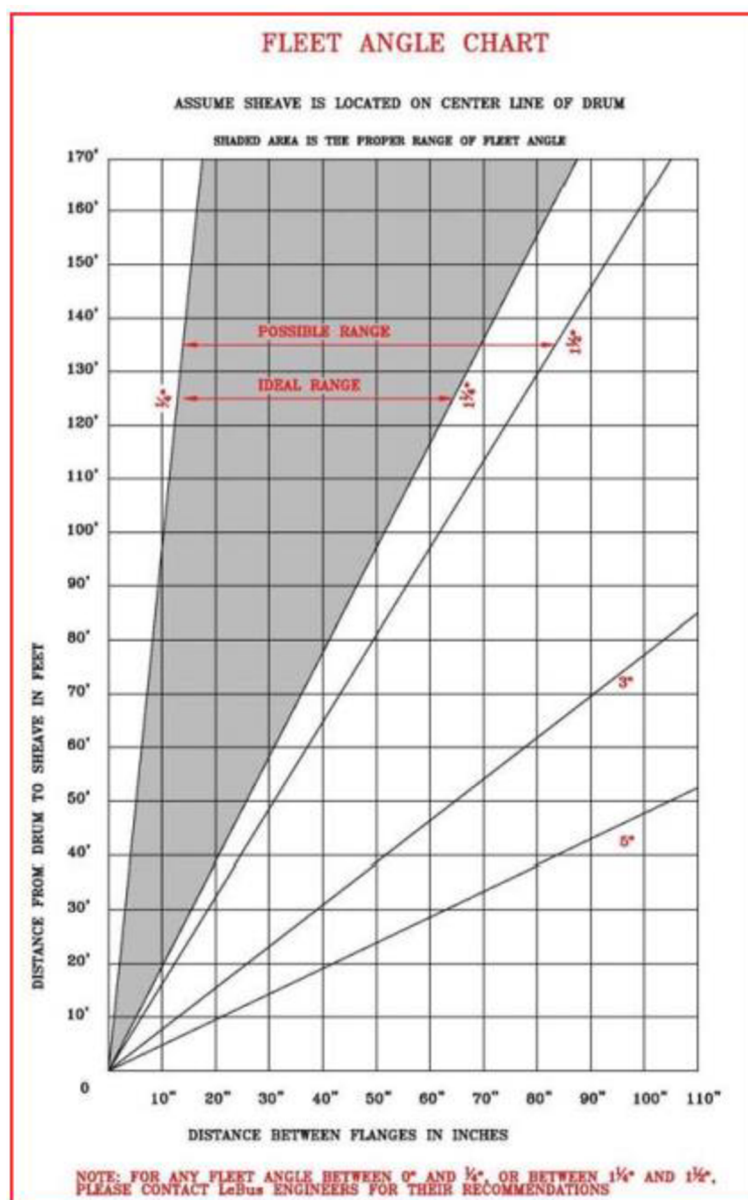
Aby tento navíjecí systém správně fungoval, musí být splněny určité podmínky. Musí být neustále přítomno napětí v kabelu, aby se udržel kabel/lano v drážce. Hřídel taktéž vyžaduje dostatečné napětí, aby udržel polohu kladky a aby se udržel ve správné poloze. Napětí k tomu je obvykle výrazně menší než skutečné zatížení. Aby se kladka mohla pohybovat nahoru a dolů po celé délce hřídele, musí mít kontakt minimálně 60° (*Obr. 7*). Tento úhel dotyku by měl zohledňovat navíjení a odvíjení kabelu na buben (tj. kapacitu kabelu vzhledem k přírubě bubnu). Pokud jsou tyto podmínky splněny, pak by měl kompenzátor navíjecího úhlu fungovat podle očekávání. [2] [4]



Obr. 7 Vyznačení minimálního úhlu opásání lana na vodící kladce; α – úhel opásání; B – vzdálenost mezi vodící kladkou a kladkou, která přivádí kabel [35]

Kompenzátor se volí podle následujících parametrů:

1. Půdorysný nebo výškový pohled na naviják nebo zvedací zařízení a umístění prvního zvedacího zařízení pevného kladkostroje nebo vodítka.
2. Rozměry bubnu.
3. Velikost kabelu nebo lana.
4. Přibližná hmotnost háku a/nebo bloku (kladky).
5. Minimální a maximální zatížení, které má být zvedáno. [5]



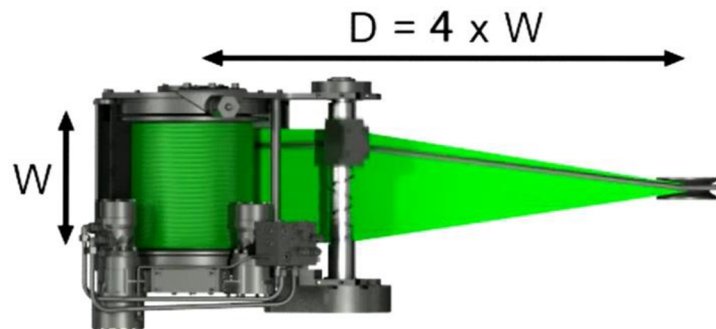
Obr. 8 Graf pro navijecí úhel

Na Obr. 8 můžeme vidět ideální hodnoty pro navjecí úhel.

Toto řešení má výhodu v tom, že zde není mechanická vazba mezi kompenzátozem a bubnem. Kompenzátor navijecího úhlu zajišťuje správné navíjení lana na buben pouze v případě, že je použit drážkovaný buben – jen tehdy lze zaručit perfektní navinutí i ve více vrstvách. [4]

1.1.4 NAVÍJENÍ KABELU S AUTOMATICKÝM NAVÍJECÍM ZAŘÍZENÍ S POMOCÍ SAMOVRATNÉHO (DIAMANTOVÉHO) ŠROUBU

Automatické navíjecí zařízení rozprostírá kabel rovnoměrně po celé šířce bubnu. Vzdálenost navíjecí kladky a bubnu se může zkrátit až na čtyřnásobek šířky bubnu. Šířka bubnu je při použití automatického zařízení plně využita. [1]



Obr. 9 Znárodnění minimální vzdálenosti od vodící kladky k bubnu cívky s použitím automatického navíjecího zařízení; W – šířka bubnu; D – vzdálenost cívky od bubnu [1]

Sestava samovratného šroubu využívá konzoli, která má v sobě jazýček, který jezdí v závitě samovratného šroubu a umožňuje samovratný pohyb. [6]

Sestava mechanismu se samovratným šroubem se tedy skládá z těchto komponentů:

- Hřídel s vyřezaným křížovým závitem (diamantový šroub).
- Jazýček, který se na hřídel nasadí podle vzoru křížového závitu.
- Sestava vodících válců nebo kladka, kterou kabel prochází.



Obr. 10 Vedení jazýčku závity samovratného šroubu [36]

Díky drážkování můžeme říct, že má samovratný šroub nekonečný počet závitů bez normalizovaného průřezu. Matice s jezdcem je tuhým tělesem s vymezeným stupněm pohybu pomocí nosných tyčí a vzdáleností mezi okrajovými závitě samovratného šroubu. Jazýček díky upevnění pomocí ložiska v matici, může rotovat podél své svislé osy. [6] [7]

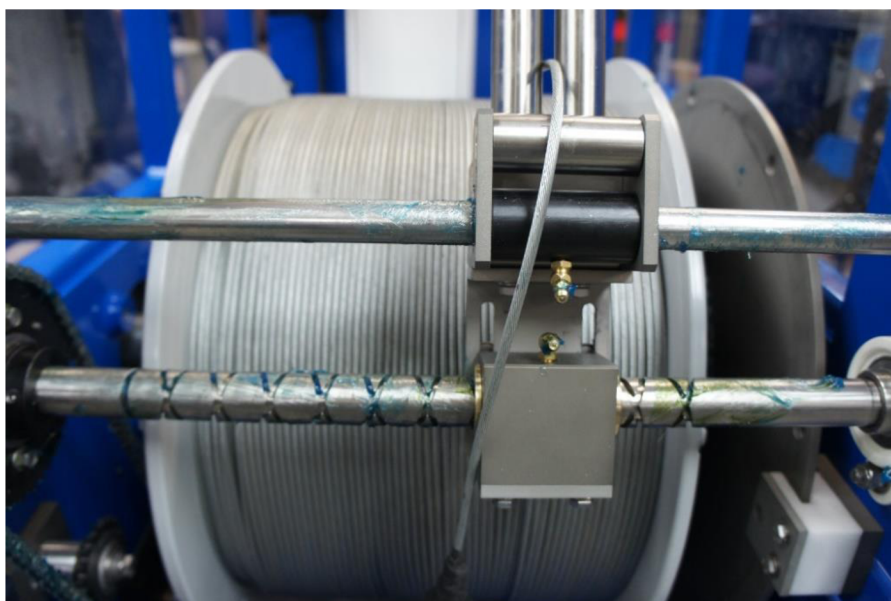
Těleso jazýčku může být nahrazeno tvrzenými kuličkami, které jsou vedeny závitem v samovratném šroubu. Výhoda použití tvrzených kuliček místo jazýčku je ta, že je přenos pohybu zajištěn pomocí valivé vazby, která zajišťuje méně tření, vyšší životnost a větší plynulost chodu oproti použití tělesa jazýčku, kdy jde o přenos pohybu pomocí kluzu. [8]

Materiál pro výrobu samovratného šroubu je volen s ohledem na místo provozu, např. ve vysokohorském středisku, na ropné plošině uprostřed oceánu atd. a jeho použití (zda se jedná o provaz, ocelové lano, kabel atd.). Vesměs jde o materiály kovové i nekovové, měkké oceli či slitiny titanu.

Pro použití na mořské ropné plošině, kde dochází ke kontaktu se slanou vodou a jsou velké výkyvy počasí se používají materiály nerezové oceli (1.4057, 1.4301, 1.4404, 1.4418, 1.4571, 1.7225) nebo slitiny oceli (34CrNiMo6V). Dále lze například použít Inconel (austenitická superslitina na bázi niklu a chromu) nebo titan v případech, kde je potřeba vyloučit mezi-krytalovou korozi (extrémní podmínky v polárním či námořním využití). [6]

Mechanismus se samovratným šroubem funguje tak, že je kabel veden skrz konzoli a ta obsahuje zpravidla horizontální a vertikální vodící válce, které usměřují pohyb kabelu na buben. Horizontální posuv konzole je zajištěn pomocí matice s jazýčkem/kuličkami, který se pohybuje po samovratném šroubu a je vymezen nosnými tyčemi. [6] [7]

Konzole mohou být ovládány i poměrně sofistikovaně, hydraulicky nebo elektronicky poháněné a řízené počítačem. Nejčastěji používaným spojením mezi podavačem kabelu a bubnem je spojení mechanické, které funguje perfektně a je mnohem méně poruchové než ostatní řešení. Toto mechanické spojení zajišťuje potřebné synchronizování a přesné vedení kabelu, které je potřebné pro bezpečné a správné vedení kabelu na buben. [2] [6] [7]



Obr. 11 Použití samovratného šroubu k navíjení ocelového lana na buben cívky [37]

1.2 TYPY BUBNŮ

Kabely se pro snazší přepravu namotávají na kabelové bubny nebo kabelové cívky. Bubny ale neslouží jen pro přepravu kabelů, ale také ke skladování, kdy se může kabel jednoduše odmotat z cívky dle potřeby. Bubny se berou jako vratné, tzn. že společnosti, které se zabývají výrobou kabelů, vykupují prázdné bubny zpět – jedná se o takzvané zápůjčky.

Buben se skládá ze dvou, respektive tří částí – z cívky, která je tvořena dutým válcem, a čela, které je připevněno na obou koncích cívky. Bubny se vyrábějí z kovu, dřeva anebo z plastu.

1.2.1 BUBNY KOVOVÉ

Bubny z kovu se vyrábí z lisovaného plechu a tenkostěnných profilů, ze kterých se vyrobí svařenec. Povrch sestavy bubnu se většinou natírá rychleschnoucí barvou na bázi kombinace speciálních alkyduretanových pryskyřic v organických rozpouštědlech s přísadou pigmentů a aditiv. Tento nátěr dokáže výrazným způsobem prodloužit životnost a zmenšit opotřebení. Dále je možné bubny opatřit například nalepením kobercové textilie na ložnou plochu kabelu, či jiné úpravy dle přání zákazníka. Čelo bubnu může být přišroubováno, což zajišťuje demontovatelnost. Průměr cívky bubnu se pohybuje v rozmezí 1000 až 2500 mm a průměr kabelu, který je vhodný pro navinutí na tento typ bubnu, je v rozmezí 10 až 80 mm. V závislosti na průměru bubnu a kabelu může být celková délka kabelu navinutá na buben až 30 km. Výhody tohoto typu bubnu jsou vysoká životnost a pevnost. Nevýhody jsou vyšší cena a hmotnost. [9]



Obr. 12 Nástřik ochranné barvy na kovový buben [39]

1.2.2 BUBNY DŘEVĚNÉ – PŘEKLIŽKOVÉ

Dřevěné bubny se vyrábí z překližek, které jsou vyráběny z jehličnatých přířezů. Čela se vyřezávají z překližkových desek, poté se obrábějí na CNC strojích. Následně se přidá odpovídající papírová dutina, kovové trubky a ke kompletaci dochází zanýtováním trubiček, tím se všechny části bubnu spojí k sobě. Dřevěné bubny vyrobené z překližky se dělí na jednocestné a dvoucestné.

Jednocestné – buben se skládá z jehličnatých přířezů, vnější strana čela není hoblovaná.

Dvoucestné – kvalita dle bývalé normy ČSN 49 3156.

Na tento typ bubnu se navíjí kabely o průměru 5–47 mm, délka kabelu navinutém na buben může dosáhnout až 40 km.

2 VOLBA TECHNOLOGIE ŘÁDKOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Tato kapitola se zabývá procesem tvorby a výběru návrhu řešení pro daný problém. Jedná se o důležitý krok před samotnou implementací, protože umožňuje prozkoumat různé možnosti a vybrat tu nejvhodnější.

V následující kapitole se nachází jednotlivé koncepční návrhy pro vodící mechanismus kabelu na bubnu, dále návrh zařízení pro odměřování navíjeného kabelu, volba bubnu a volba pohonu pro navíjení kabelu.

Návrh navíjecího mechanismu bude zaměřen na jednoduchou údržbu, bezporuchovost a nízké provozní náklady, proto se bude jednat o čistě mechanické zařízení.

2.1 TECHNICKÉ PARAMETRY

Jako technické parametry byly zvoleny tyto hodnoty:

- Průměr cívky – 2500 mm
- Šířka cívky – 1200 mm
- Průměr kabelu – 43,5 mm

2.2 VOLBA NAVÍJECÍHO MECHANISMU

Z rešerše vyplývá, že se k navíjení kabelu na bubnu cívky využívají vesměs dva mechanismy. Je třeba zvážit vlastnosti těchto mechanismů.

2.2.1 NAVÍJENÍ KABELU POMOCÍ KOMPENZÁTORU NAVÍJECÍHO ÚHLU

- Zařízení je jednoduché, robustní a plně automatické, bez nutnosti pravidelného seřizování.
- Žádná mechanická vazba mezi kompenzátozem a bubnem.
- Není nutná žádná speciální synchronizace hnacích ústrojí a ovládacích prvků.
- Opotřebenění lana není větší než u jednoduché kladky.
- Jedinými požadavky na údržbu je řádné mazání hřídele a ložisek.
- Lze namontovat v libovolné poloze kolem bubnu.
- Při porovnání se samovratným šroubem méně náročné na výrobu
- Při porovnání se samovratným šroubem má větší zástavbové rozměry [10]

2.2.2 NAVÍJENÍ KABELU POMOCÍ MECHANISMU SE SAMOV RATNÝM ŠROUBEM

V některých aplikacích navíjení ocelového lana by bylo použití mechanismu se samovratným šroubem vhodnější než použití mechanismu s kompenzátozem navíjecího úhlu. Aplikace jsou například následující:

- Nedochozí k nepřetržitému či nedostatečnému napnutí ocelového lana.
- Žádná pevná kladka pro přechod k a od bubnu cívky.
- V některých případech, kdy je použito ocelové lano se speciální konstrukcí. [7]

POROVNÁNÍ KOMPENZÁTORU NAVÍJECÍHO ÚHLU A SAMOV RATNÉHO ŠROUBU

K navíjení kabelů se využívají dva různé přístupy s odlišnými vlastnostmi, a to kompenzátor navíjecího úhlu a mechanismus využívající samovratný šroub pro navíjení kabelu. Zde je porovnání obou metod:

1. Kompenzátor navíjecího úhlu je zařízení používané při navíjení kabelů, které slouží k udržování správného napětí na kabelu během procesu navíjení. Tento mechanismus je založen na principu, že se kabel navíjí na bubnovou cívku pod přesným úhlem, který zajišťuje rovnoměrné rozložení napětí po celé délce kabelu. Kompenzátor navíjecího úhlu se skládá z rotačního zařízení a cívky, která se pohybuje ve směru opačném k rotaci bubnové cívky. Tímto způsobem se kompenzuje napěťová síla, která působí na kabel při navíjení, a minimalizuje se přetahování nebo uvolňování kabelu. [2] [3] [4]
2. Mechanismus využívající samovratný šroub je moderní technologie používaná při navíjení kabelů. Tento mechanismus nahrazuje tradiční bubnové cívky a využívá speciálně navržený samovratný šroub, který je schopen přesně kontrolovat napětí a polohu kabelu během navíjení. Samovratný šroub je vyroben z tvrdého a odolného materiálu, což umožňuje přesnou kontrolu napětí a minimalizaci rizika poškození kabelu. Tento mechanismus poskytuje vysokou přesnost a opakovatelnost při navíjení kabelu a je často používán v průmyslových aplikacích, kde je vyžadována vysoká kvalita a spolehlivost navinutých kabelů. [2] [6] [7]

Celkově lze říct, že kompenzátor navíjecího úhlu je tradiční metoda pro udržování napětí na kabelu během navíjení, zatímco mechanismus využívající samovratný šroub je modernější a přesnější technologie s vysokou kontrolou napětí a polohy kabelu. Obě metody mají své výhody a vhodnost závisí na konkrétních požadavcích a aplikacích.

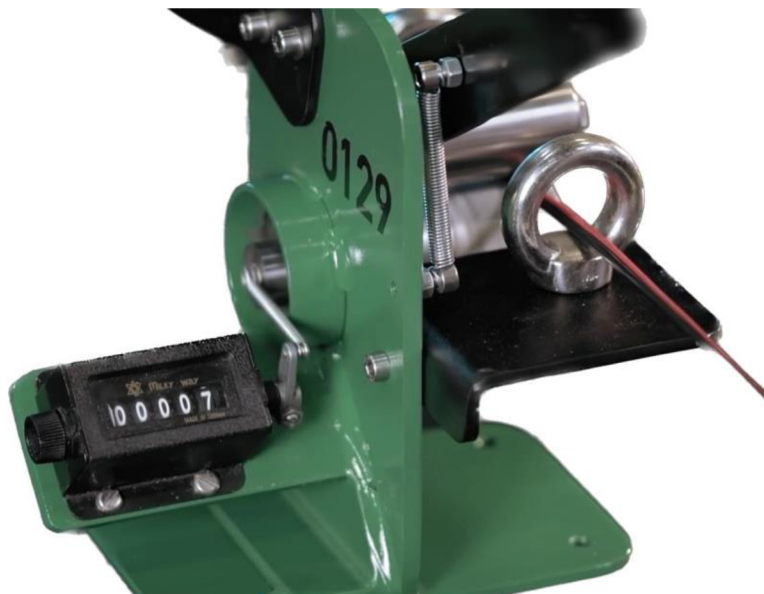
Finální návrh bude vycházet z navíjecího mechanismu se samovratným šroubem. Důraz bude kladen na jednoduchost, spolehlivost a maximální životnost všech komponent.

2.3 ODMĚŘOVÁNÍ KABELU

Pomocí správného odměřování kabelů můžeme určit jejich délku, ověřit jejich správnou instalaci a identifikovat případné poruchy. Pro zjištění délky kabelu je nejčastěji používán metr nebo podobné měřicí zařízení. Základní princip pro odměřování kabelu je tedy následující – je použit válec o známém obvodu, kdy se obvod rovná délce kabelu za jednu otáčku válce. Otáčky válce jsou zaznamenávány a převáděny na délkový údaj.

2.3.1 ODMĚŘOVÁNÍ KABELŮ POMOCÍ MECHANICKÉHO PŘEVODU

Tento způsob odměřování kabelu je čistě mechanický a využívá přímého styku mezi kabelem a dvěma válci, které vedou kabel. Jeden válec funguje jako přítlačný – je spojen se základní konstrukcí mechanismu pružinou, která obstarává dostatečný přítlak mezi válcem a kabelem a umožňuje jednoduchou manipulaci s kabelem. Druhý válec funguje jako přenašeč pohybu z kabelu na mechanické počítadlo prostřednictvím například pružiny nebo vahadla. Otáčky válce, které jsou vyvozeny pohybem kabelu, se přenáší pružinou na počítadlo. Jedná se o velmi jednoduchou a finančně atraktivní metodu měření kabelu, kde je minimální poruchovost díky jednoduchosti konstrukce.



Obr. 13 Měření kabelu pomocí pružiny na mechanické počítadlo [40]

2.3.2 ODMĚŘOVÁNÍ KABELŮ POMOCÍ DIGITÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ DÉLKY KABELU

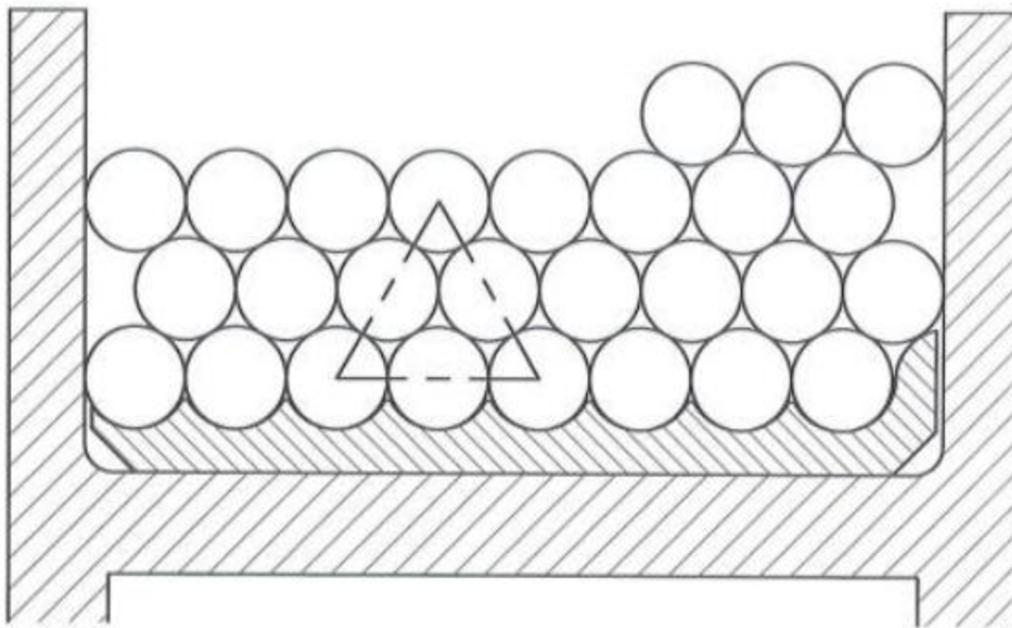
Na trhu existuje i další, více sofistikovaná varianta pro odměřování kabelu. Digitální měřicí přístroje například používají jako snímač délky reverzibilní fotoelektrický senzor, který s porovnáním mechanického měřicího zařízení má mnohem vyšší přesnost – až 0,2 %. Disponují více funkcemi, jako například sčítání hodnot naměřených délek, odměřování kabelu oběma směry, lze nastavit akustický signál po dosažení požadované délky atd. Například zařízení RUNPOMETER RM 35 od rakouské společnosti RUNPOTEC lze díky své konstrukci nasadit na již natažený kabel, díky této vlastnosti je manipulace, jak s kabelem, tak s měřicím zařízením mnohem jednodušší. Má dvě součtová tlačítka, kterými lze sčítat naměřené hodnoty během práce. Součástí je také funkce odpočítávání, která lze použít k měření předem stanovených délek kabelů. [11] [12]



Obr. 14 Měřicí zařízení pro odměřování kabelů RUNPOMETER RM 35 společnosti RUNPOTEC [12]

2.4 VOLBA BUBNU

Buben slouží pro uskladnění navinutého kabelu. Musí dojít ke správnému rozložení sil, které vznikají navíjením kabelu na buben. Pokud se tak nestane, může dojít k deformaci kabelu i bubnu. Důležité je, aby první vrstva kabelu na povrchu bubnu byla namotaná správně, protože následující vrstvy kabelu jsou namotávány do závitu vytvořeným předešlou vrstvou. Toto vrstvení se nazývá efekt pyramidového navíjení (viz *Obr. 15*). [13]



Obr. 15 Efekt pyramidového navíjení [38]

2.5 VOLBA POHONU

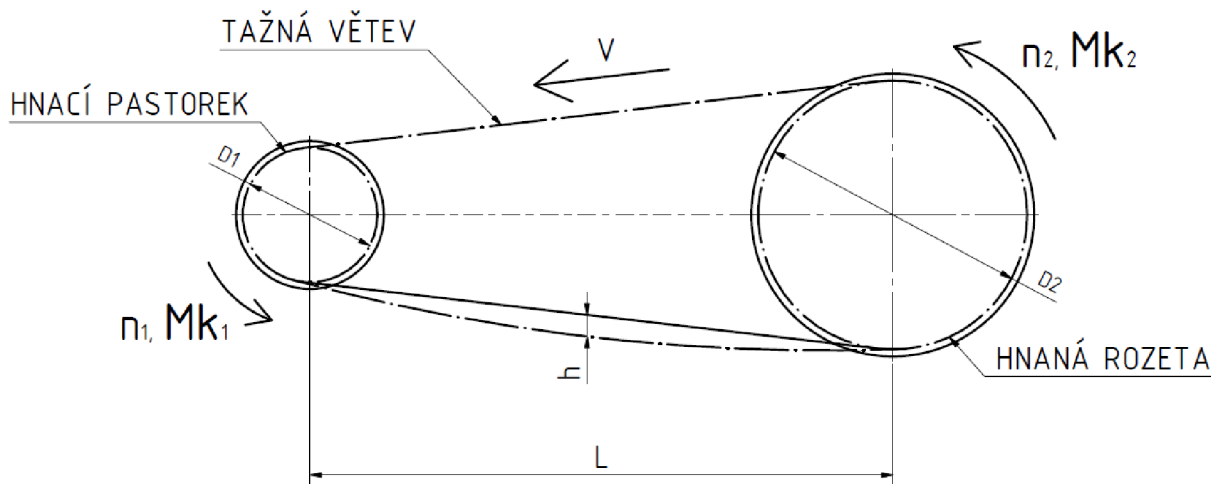
Pohon obstarává asynchronní elektromotor, chlazený vzduchem o výkonu 5,5 kW s otáčkami 900 min^{-1} , v kombinaci se šnekovou převodovkou MRT-FT-L-132/165-5,5/6p-230/400 s převodovým poměrem 25:1 od výrobce TOS Znojmo. Pro regulaci otáček je použit frekvenční měnič.

2.6 PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU

Pro translaci kroučícího momentu od elektromotoru, který pohání otáčení bubnu, a tedy i navíjení kabelu na samovratný šroub je potřeba zvolit převod. Tento převod může být uskutečněn několika způsoby. Pro účel převodu kroučícího momentu v této závěrečné práci jsou brány v potaz jako nejvhodnější řetězový převod a řemenový převod. Oba tyto převody patří do převodů nepřímých.

2.6.1 ŘETĚZOVÝ PŘEVOD

Řetězový převod se skládá ze dvou řetězových kol a řetězu, který přenáší kroutící moment z hnacího hřídele na hnaný. Tento převod pracuje výhradně s tvarovým stykem. [14]



Obr. 16 Schéma řetězového převodu

Výhody řetězového převodu:

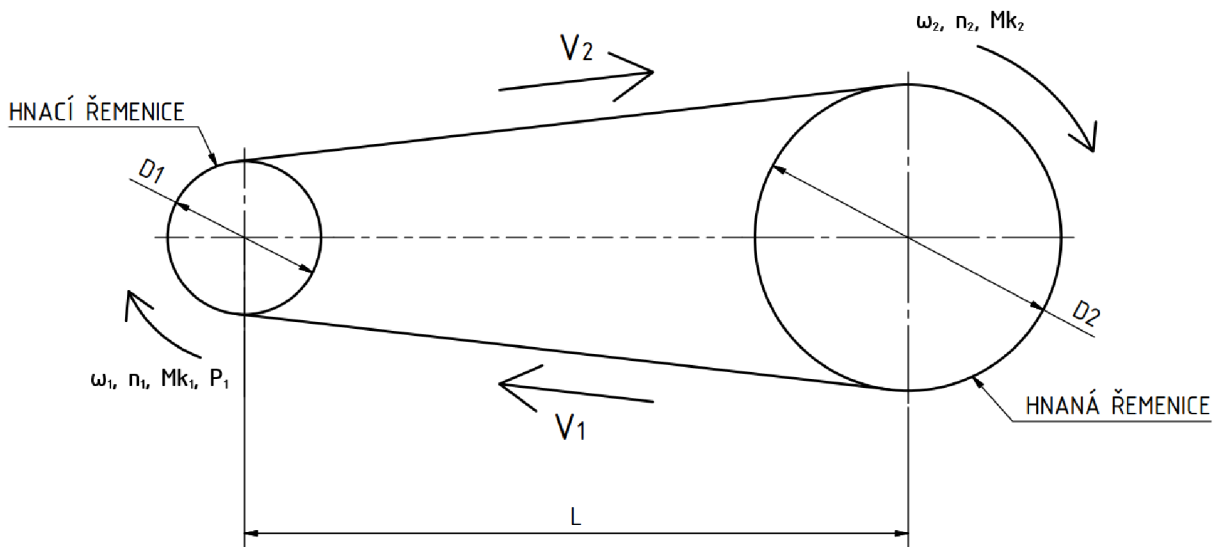
- Bez prokluzu
- Lze použít i pro velké osové vzdálenosti hřídelů
- Vysoká účinnost
- Dobrá odolnost proti vysokým teplotám

Nevýhody řetězového převodu:

- Akusticky výrazné
- Netlumí rázy
- Nutnost mazání
- Vyžadují přesnou montáž

2.6.2 ŘEMENOVÝ PŘEVOD

Řemenový převod je typ převodu, který využívá silového styku k přenesení kroutícího momentu. Sestava se skládá z hnané a hnací řemenice, které jsou opásány řemenem (popřípadě pásem, klínovým nebo ozubeným řemenem, lanem atd.). Řemen využívá vláknového tření – odpor, který kladou vlákna řemene při smýkání po opásané ploše. [15]



Obr. 17 Schéma řetězového převodu

Výhody řemenového převodu:

- Konstručně jednoduché
- Finančně nenáročné
- Mají tichý chod
- Pokud dojde k přetížení, nedojde k deformaci převodu, řemen pouze proklouzne (pouze v případě, že se nejedná o ozubený řemen)
- Lze pohánět více hřídelů zároveň

Pokud je řemenový převod vybaven ozubeným řemenem, sdílí výhody řetězových převodů, ale odpadají určité nevýhody (mazání, hlučnost atd.).

Nevýhody řemenového převodu:

- Ložiska trpí větším radiálním zatížením kvůli napnutí řemene
- Kvůli možnosti prokluzu řemene nelze zaručit stálý převodový poměr
- Při vysokých teplotách dochází k rychlé degradaci a následně deformaci řemene
- Častá kontrola a údržba (potřeba stálého napnutí řemene kvůli vláknovému tření)

ŘEMENOVÝ PŘEVOD S OZUBENÝM ŘEMENEM

Řemen, který má stykovou plochu ve tvaru ozubení má, jak již bylo zmíněno, výhody řetězových převodů. Nicméně se používá v případech, kdy je možnost prokluzu řemene kvůli nedostatečnému napnutí nebo v případě, kdy je potřeba zaručit stálý převodový poměr. Ozubený řemen používá k přenosu kroutícího momentu záběr zubu do ozubené řemenice. Tento řemen je tedy převod s tvarovým stykem. Řemenice mají po obvodu ozubení, do kterého zapadá ozubený řemen. Díky tomuto tvarování nedochází k prokluzu a díky tomu není potřeba řemen tak často dotahovat, jako například klínové řemeny a taky není potřeba je tolik předepínat. Díky této vlastnosti netrpí tolik ložiska a tím pádem je potřeba menší údržba a náklady. Řemen se vyrábí z neoprenu nebo polyuretanu. [16]

Dle zvážení jednotlivých parametrů obou převodů byl zvolen k přenosu kroutícího momentu řemenový převod s ozubeným řemenem.

3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Tato kapitola diplomové práce obsahuje konstrukční návrh řádkovacího zařízení. Jednotlivé komponenty jsou rozděleny do podkapitol, ve kterých se řeší konstrukční uzly. První podkapitola se zabývá volbou vhodného bubnu pro navíjení kabelu. V druhé podkapitole je řešena problematika vodících válců, následující podkapitola se zabývá návrhem vodících nosných tyčí pro konzoli nesoucí vodící válce a jazýček pro samovratný šroub. Dále je zde vytvořen model samovratného šroubu s jazýčkem. Aby bylo zajištěno správné navíjení kabelu, je potřeba zajistit synchronní pohyb řádkovacího zařízení a bubnu, touto problematikou se zabývají dvě podkapitoly a dále je zde řešena údržba a mazání mechanismu.



Obr. 18 Návrh řádkovacího zařízení

Celková minimální životnost ložisek je uvažována pro zhruba 8000 pracovních hodin. Při denním provozu 4 hodiny denně a za předpokladu, že rok má 2000 pracovních hodin, je minimální životnost ložisek 8 let provozu.

3.1 VOLBA BUBNU

Pro buben uvažujeme tyto údaje:

Tab. 1 Základní údaje pro volbu bubnu

Zkratka	Popis	Hodnota [mm]
W_b	Šířka cívky bubnu	1200
D_{ζ}	Průměr čela bubnu	2500
D_j	Průměr jádra bubnu	1400
D_k	Průměr kabelu	43,5

Těmto hodnotám odpovídá dřevěný buben typ 24T od společnosti Kabelové bubny a bedny, s.r.o. Cena tohoto bubnu je 17 802 Kč/ks bez DPH pro rok 2023.



Obr. 19 Dřevěný buben 24T [41]

Počet návinů v jedné vrstvě:

$$n_{návin} = \frac{W_b}{D_k} = \frac{1200}{43,5} = 27,586 \cong 27 \quad (1)$$

Kde: W_b [mm] Šířka cívky bubnu

D_k [mm] Průměr kabelu

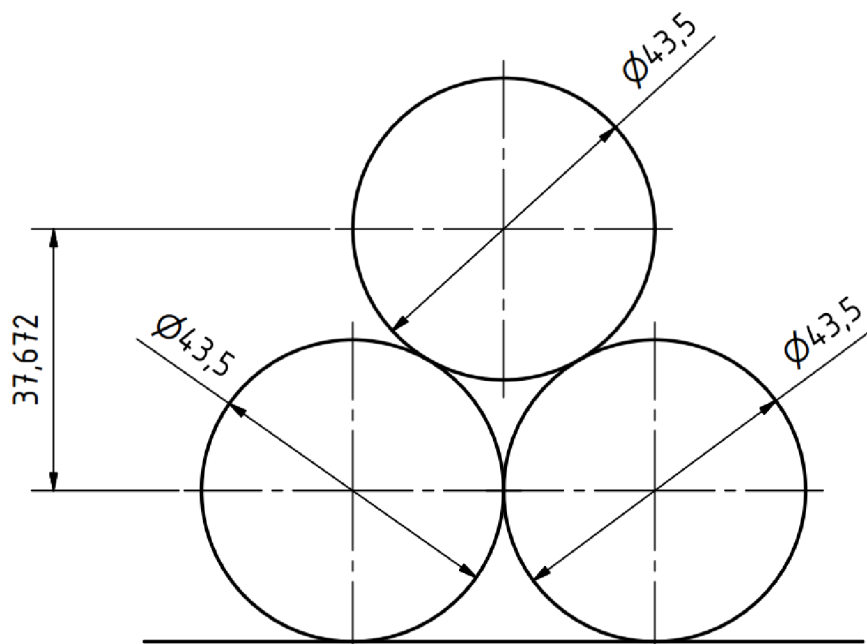
Počet návinů v jedné vrstvě je $n_{návin} = 27$.

NAVÍJECÍ PRŮMĚR BUBNU

Navíjecí průměr bubnu je funkční veličina, kterou tvoří rameno a na toto rameno působí síla v kabelu. Tato síla vyvozuje kroutící moment při navíjení, který je potřeba překonat pohonem, který pohání navíjecí mechanismus.

DIFERENCE MEZI VRSTVAMI KABELU

Pro zjištění velikosti difference mezi sousedícími vrstvami kabelu byla použita geometrická konstrukce o třech kružnicích průměru kabelu.



Obr. 20 Diference mezi sousedícími vrstvami kabelu

Výsledná diference $\Delta = 37,672 \text{ mm} \approx 37,7 \text{ mm}$.

Kontrola správnosti grafického řešení pomocí analytického výpočtu:

Stoupání kabelu na buben určuje průměr kabelu, tedy $p_B = D_k$.

$$\mu = \sqrt{D_k^2 - \left(\frac{p_B}{2}\right)^2} = \sqrt{43,5^2 - \left(\frac{43,5}{2}\right)^2} = 37,67 \text{ mm} \quad (2)$$

$$37,67 = 37,67 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (3)$$

Kde: μ [mm] Diference mezi sousedními vrstvami kabelu

p_B [mm] Stoupání kabelu

Výpočet průměru vrstev kabelu na bubnu:

$$D_n = D_j + 2 \cdot (n - 1) \cdot \mu \quad (4)$$

$$D_1 = D_j + 37,7 = 1437,7 \text{ mm} \quad (5)$$

$$D_2 = D_j + 2 \cdot 1 \cdot \mu = 1437,7 + 2 \cdot 1 \cdot 37,7 = 1513,1 \text{ mm} \quad (6)$$

$$D_3 = D_j + 2 \cdot 2 \cdot \mu = 1437,7 + 2 \cdot 2 \cdot 37,7 = 1588,5 \text{ mm} \quad (7)$$

$$D_4 = D_j + 2 \cdot 3 \cdot \mu = 1437,7 + 2 \cdot 3 \cdot 37,7 = 1663,9 \text{ mm} \quad (8)$$

$$D_5 = D_j + 2 \cdot 4 \cdot \mu = 1437,7 + 2 \cdot 4 \cdot 37,7 = 1739,3 \text{ mm} \quad (9)$$

Kde:	D_n	[mm]	Průměr namotané vrstvy kabelu
	D_j	[mm]	Průměr jádra bubnu s diferencí kabelu
	D_1	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 1. vrstvě
	D_2	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 2. vrstvě
	D_3	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 3. vrstvě
	D_4	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 4. vrstvě
	D_5	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 5. vrstvě

ORIENTAČNÍ VÝPOČET PRO NAMOTANOU DÉLKU KABELU NA BUBNU

Kabel je na cívku bubnu namotán ve šroubovici. Poslední vinutí šroubovice každé vrstvy se vrší do další vrstvy, čímž vzniká Archimédova spirála. Pro zjištění orientační hodnoty délky kabelu šroubovitě navinutém na cívce bubnu lze vypočítat tímto vzorcem:

$$l_K = k \cdot \left(\sqrt{(\pi \cdot D_1)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_2)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_3)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_4)^2 + p^2} + \sqrt{(\pi \cdot D_n)^2 + p^2} \right) \quad (10)$$

$$l_K = 27 \cdot \left(\sqrt{(\pi \cdot 1,4377)^2 + 0,0435^2} + \sqrt{(\pi \cdot 1,5131)^2 + 0,0435^2} + \sqrt{(\pi \cdot 1,5885)^2 + 0,0435^2} + \sqrt{(\pi \cdot 1,6639)^2 + 0,0435^2} + \sqrt{(\pi \cdot 1,7393)^2 + 0,0435^2} \right) = 657,7 \text{ m} \quad (11)$$

Kde:	l_K	[m]	Orientační délka navinutého kabelu na cívce bubnu
	k	[-]	Počet návinů na jedné vrstvě

Přibližný návin kabelu v pěti vrstvách je $l_K = 673,7 \text{ m}$.

Otáčky bubnu:

Otáčky bubnu budou vypočítány z otáček elektromotoru a převodového poměru šnekové převodovky v rovnici 15.

$$n_B = 36 \text{ min}^{-1} \quad (12)$$

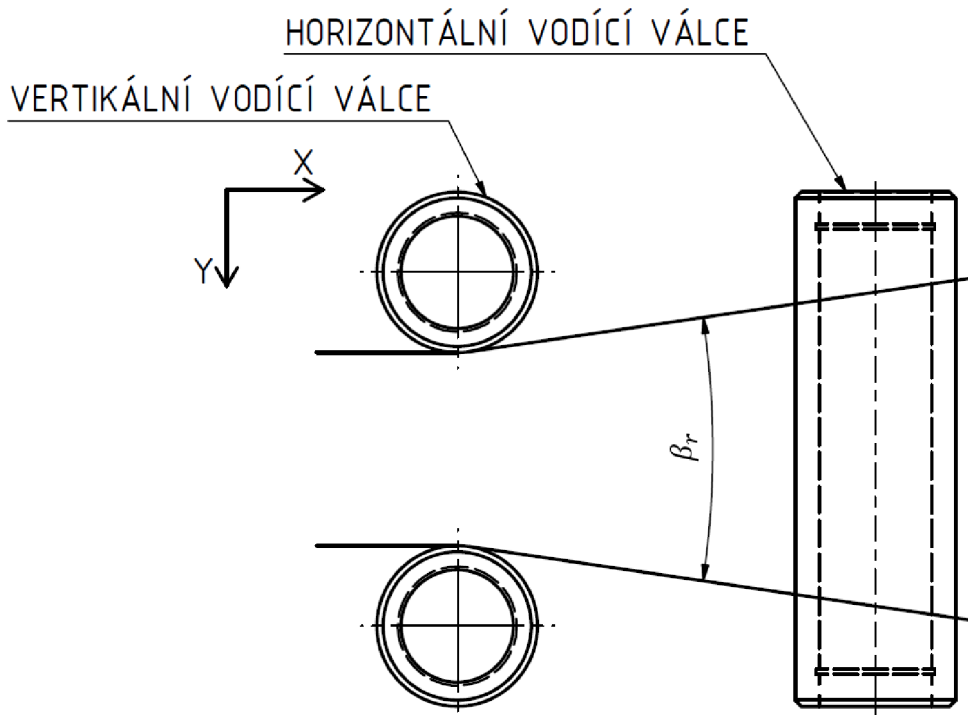
Kde:	n_B	[min ⁻¹]	Otáčky bubnu
------	-------	----------------------	--------------

3.2 VODÍCÍ VÁLCE

Vodící válce mají za úkol korigovat rozptyl kabelu při náběhu na buben cívky. Skládají se ze dvou válců uložených vertikálně, které korigují směr kabelu ve vertikálním směru a ze dvou válců uložených horizontálně, které korigují směr kabelu v horizontálním směru. Funkční

plocha vertikálních i horizontálních válců se rovná rozptylu kabelu při navíjení kabelu na cívku bubnu. Vertikální válce jsou uloženy v přední části na konzolách, na které jsou uloženy i horizontální válce, které jsou umístěny za vertikálními válci.

Vertikální válce jsou v rovině "XZ" a horizontální válce jsou v rovině "XY".



Obr. 21 Rozptyl kabelu při vstupu na vodící válce

Pro návrh vodících válců byly brány v potaz tyto parametry:

Rozptyl lana při vstupu na vodící válce ve vertikálním směru – 30m odklon na 100 m kabelu.

Rozptyl lana při vstupu na vodící válce v horizontálním směru – 30m odklon na 100 m kabelu.

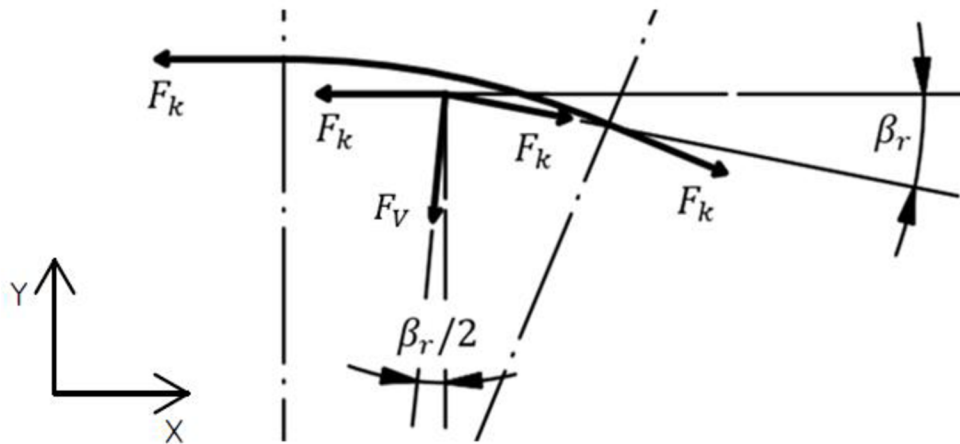
Přepočít rozptylu kabelu na úhel:

$$\beta_r = \pm \cot g \left(\frac{30}{100} \right) = \pm 16,7^\circ \quad (13)$$

Kde: β_r [°] Rozptyl kabelu ve vertikálním a horizontálním směru v pracovním úhlu

ZATÍŽENÍ VODÍCÍCH VÁLCŮ OD SÍLY V KABELU

Vodící válce jsou nejvíce zatíženy silou vyvozenou kabelem při největší odchylce kabelu od přímého směru, tedy v úhlu $\pm 16,7^\circ$. Styk kabelu s vodícím válcem je tečný, tudíž přenášená síla z kabelu na válec je odchýlena od poloviny odklonu kabelu.



Obr. 22 Schématické znázornění přenosu síly vyvozené kabelem na vodící válec

3.2.1 NÁVRH VODÍCÍCH VÁLCŮ

Volba průměru vodících válců:

$$D_{vv} = 50 \text{ mm} \quad (14)$$

Výpočet maximálních otáček bubnu:

$$n_B = \frac{n_m}{i} = \frac{900}{25} = 36 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

Výpočet kroutícího momentu elektromotoru:

$$M_{kem} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{5500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{900}{60}} = 58,36 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

Výpočet kroutícího momentu na výstupu šnekové převodovky:

$$M_{kpř} = M_{kem} \cdot i = 58,36 \cdot 25 = 1459 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

Výpočet rychlosti navíjení kabelu:

Rychlost navíjení kabelu je rovna obvodové rychlosti na průměru bubnu.

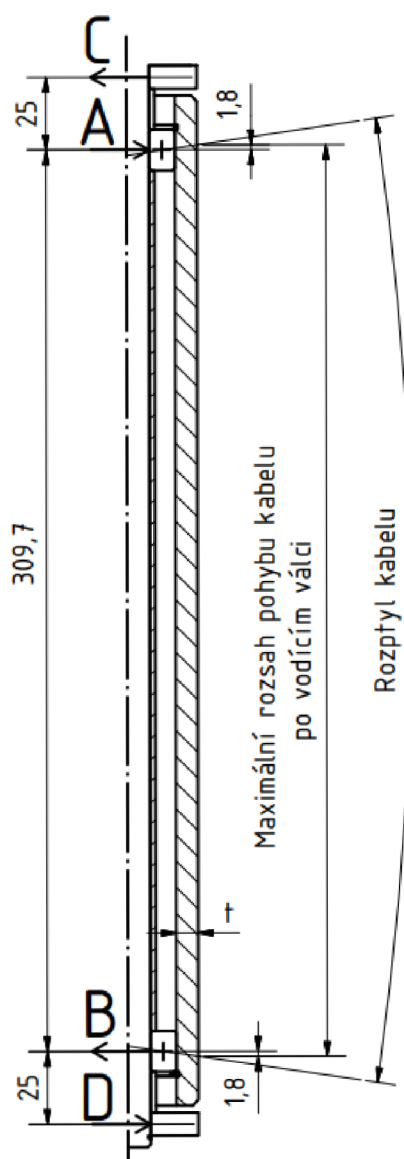
$$v_n = \pi \cdot D_b \cdot n_B = \pi \cdot 1,4 \cdot 36 = 158,34 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (18)$$

Výpočet otáček vodících válců při navíjení:

$$n_{vv} = \frac{v_n}{\pi \cdot D_{vv}} = \frac{158,34}{\pi \cdot 0,05} = 1008 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

Výpočet obvodové síly v kabelu:

$$F_k = \frac{M_k \cdot 2}{D_b} = \frac{1459 \cdot 2}{1,4} = 2084,3 \text{ N} \quad (20)$$



Obr. 23 Parametry vertikálního vodícího válce

Kde:	D_{vv}	[mm]	Šířka cívky bubnu
	M_{kem}	[N · m]	Kroutící moment elektromotoru
	P	[W]	Výkon elektromotoru
	n_m	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru
	$M_{kpř}$	[N · m]	Kroutící moment na výstupu ze šnekové převodovky
	i	[-]	Převodový poměr
	v_n	[m · min ⁻¹]	Rychlost navíjení kabelu
	D_b	[mm]	Průměr jádra bubnu

n_{vv}	$[\text{min}^{-1}]$	Otáčky vodících válců
F_k	$[\text{N}]$	Síla v kabelu při navíjení
M_k	$[\text{N} \cdot \text{m}]$	Kroutící moment

VÝPOČET SÍLY NA VERTIKÁLNÍ VODÍCÍ VÁLEC:

Vychází se ze silové a momentové rovnováhy, kde suma sil a momentů se rovná nule.

Momentová rovnováha:

$$\sum M_k = 0 \rightarrow F_k \cdot r = F_k \cdot r \quad (21)$$

Silová rovnováha v ose x:

$$\sum F_x = 0 \quad (22)$$

$$F_k \cdot \cos(16,7) - F_k - F_{vx} = 0 \quad (23)$$

$$F_{vx} = F_k \cdot \cos(16,7) - F_k = 2084,3 \cdot \cos(16,7) - 2084,3 = -87,91 \text{ N} \quad (24)$$

Silová rovnováha v ose z:

$$\sum F_y = 0 \quad (25)$$

$$F_{vy} = -F_k \cdot \sin(16,7) = -2084,3 \cdot \sin(16,7) = -598,95 \text{ N} \quad (26)$$

Výsledná síla zatěžující vodící válec:

$$F_v = \sqrt{F_{vx}^2 + F_{vy}^2} = \sqrt{(-87,91)^2 + (-598,95)^2} = 605,37 \text{ N} \quad (27)$$

Kde: F_x	$[\text{N}]$	Síla v ose x
F_{vx}	$[\text{N}]$	Síla v kabelu působící na vodící válec v ose x
F_y	$[\text{N}]$	Síla v ose y
F_{vy}	$[\text{N}]$	Síla v kabelu působící na vodící válec v ose y
F_v	$[\text{N}]$	Výsledná síla zatěžující vodící válec

Síla, která zatěžuje vodící válec z kabelu, má polohu působení v rozmezí maximálního rozptylu kabelu na vodícím válci (*Obr. 23*), tudíž poloha této síly nemá statickou polohu. Přenos síly postupuje ze stěny vodícího válce na ložiska a z ložisek na čep vodících válců. Z čepu na konzoli, která nese vodící válce a z této konzole prostupuje zatížení do vodících nosných tyčí.

VOLBA ROZMĚRU STĚNY VODÍČÍHO VÁLCE

Jelikož vodící válec musí odolávat ohybovému momentu způsobeným silou od kabelu, musí mít dostatečnou tloušťku. K nejvyššímu ohybovému momentu dochází, když je kabel ve středu vodícího válce. Hodnota výsledné síly není nikterak velká, proto není potřeba volit velkou tloušťku mezikruží vodícího válce.

Tloušťka pláště vodícího válce $t = 7,5 \text{ mm}$.

Materiál vodících válců je konstrukční ocel ČSN 11 375, kde $R_e=170 \text{ MPa}$. [17]

3.2.2 VÝPOČET ZATÍŽENÍ NA ČEP VERTIKÁLNÍHO VODÍČÍHO VÁLCE

Zatížení z vodícího válce na čep přenášejí ložiska, toto zatížení je závislé na poloze kabelu, respektive síly vyvozeného z kabelu, proto lze říci, že největší zatížení bude v momentě, kdy síla od kabelu bude působit v místě uložení ložiska. Výpočet vychází z parametrů na *Obr. 23*.

ZATÍŽENÍ NA ČEP VYVOZENÉ SILOU F_k A REAKCE V LOŽISCÍCH:

$$\sum M_B = 0 \quad (28)$$

$$309,7 \cdot A - (309,7 + 1,8) \cdot F_k = 0 \rightarrow A = \frac{(309,7 + 1,8) \cdot F_k}{309,7} \quad (29)$$

$$A = \frac{(309,7 + 1,8) \cdot 2084,3}{309,7} = 2096,4 \text{ N} \quad (30)$$

$$309,7 \cdot B - 1,8 \cdot F_k = 0 \rightarrow B = \frac{1,8 \cdot F_k}{309,7} = \frac{1,8 \cdot 2084,3}{309,7} = 12,1 \text{ N} \quad (31)$$

Kontrola:

$$\sum F_x = 0 \quad (32)$$

$$F_k + B - A = 0 \rightarrow 2084,3 - 2096,4 + 12,1 = 0 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (33)$$

Reakční síly působící na čep:

$$\sum M_0 = 0 \quad (34)$$

$$25 \cdot A - B \cdot (25 + 309,7) - D \cdot (2 \cdot 25 + 309,7) = 0 \quad (35)$$

$$D = \frac{25 \cdot A - B \cdot (25 + 309,7)}{(2 \cdot 25 + 309,7)} = \frac{25 \cdot 2096,4 - 12,1 (25 + 309,7)}{(2 \cdot 25 + 309,7)} = 134,5 \text{ N} \quad (36)$$

$$25 \cdot B - A \cdot (25 + 309,7) + C \cdot (2 \cdot 25 + 309,7) = 0 \quad (37)$$

$$C = \frac{-25 \cdot B + A \cdot (25 + 309,7)}{(2 \cdot 25 + 309,7)} = \frac{-25 \cdot 12,1 + 2096,4 \cdot (25 + 309,7)}{(2 \cdot 25 + 309,7)} = 1949,9 \text{ N} \quad (38)$$

Kontrola:

$$\sum F_x = 0 \quad (39)$$

$$A - B - C - D = 0 \rightarrow 2096,4 - 12,1 - 1949,9 - 134,5 = 0 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (40)$$

Maximální ohybový moment:

$$\sum M_{OmaxVER} = M_{OA} = 25 \cdot C = 25 \cdot 1949,9 = 48747,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (41)$$

Výpočet průměru čepu vodícího válce:

Čep je vyroben z oceli 11600 s mezí kluzu $R_e=340 \text{ MPa}$ [17]

Koeficient bezpečnosti k je zvolen v závislosti na použití $k = 2$

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{340}{2} = 170 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$\sigma = \frac{M_{Omax}}{W_o} \leq \sigma_d \quad (43)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^3} \quad (44)$$

$$d_{\check{c}ep} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 48747,5}{\pi \cdot 170}} = 14,3 \text{ mm} \quad (45)$$

Volím průměr čepu vzhledem ke zvolenému ložisku $d_{\check{c}ep} = 17 \text{ mm}$.

Minimální plocha čepu vůči nosné konzoli vodících válců z hlediska otláčení:

Dovolené otláčení pro ocel – nehybný čep [18].

$$p_d = 110 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$p = \frac{F}{S_{otlačení}} = \frac{C}{d_{\check{c}ep} \cdot b} \leq p_d \quad (47)$$

$$b \geq \frac{1949,9}{17 \cdot 110} = 1,04 \text{ mm} \quad (48)$$

Kde:	M_B	[N · m]	Ohybový moment k bodu B
	A, B, C, D	[N]	Reakční síly
	M_0	[N · m]	Síla v ose y
	$M_{OmaxVER}$	[N · m]	Maximální ohybový moment pro vertikální vodící válec
	M_{OA}	[N · m]	Ohybový moment k bodě A
	σ_d	[MPa]	Dovolené napětí
	R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu materiálu
	k	[-]	Koeficient bezpečnosti
	σ	[MPa]	Napětí v ohybu/tahu
	M_{Omax}	[MPa]	Maximální ohybový moment
	W_o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
	$d_{\check{c}ep}$	[mm]	Průměr čepu vodícího válce
	p_d	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku
	p	[MPa]	Napětí v tlaku
	F	[N]	Síla
	$S_{otla\check{c}ení}$	[mm ²]	Obsah otláčné plochy čepu
	b	[mm]	Minimální plocha čepu z hlediska otláčení

3.2.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ NA ČEP HORIZONTÁLNÍHO VODÍCÍHO VÁLCE

Výpočet je totožný s výpočtem zatížení na čep pro vertikální vodící válec. Výpočet vychází z parametrů na *Obr. 24*.

Zatížení na čep vyvozené silou F_k a reakce v ložiscích:

$$\sum M_F = 0 \quad (49)$$

$$122,6 \cdot E - (122,6 + 1,8) \cdot F_k = 0 \rightarrow E = \frac{(122,6 + 1,8) \cdot F_k}{122,6} \quad (50)$$

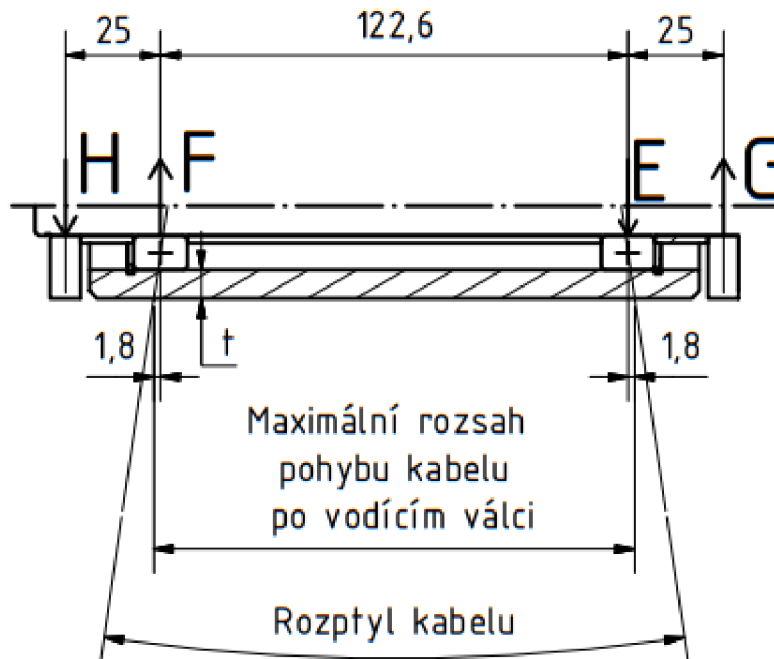
$$E = \frac{(122,6 + 1,8) \cdot 2084,3}{122,6} = 2114,9 \quad (51)$$

$$122,6 \cdot F - 1,8 \cdot F_k = 0 \rightarrow F = \frac{1,8 \cdot F_k}{122,6} = \frac{1,8 \cdot 2084,3}{122,6} = 30,6 \text{ N} \quad (52)$$

Kontrola:

$$\sum F_x = 0 \quad (53)$$

$$F_k - E + F = 0 \rightarrow 2084,3 - 2114,9 + 30,6 = 0 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (54)$$



Obr. 24 Parametry horizontálního vodícího válce

Reakční síly působící na čep:

$$\sum M_0 = 0 \quad (55)$$

$$25 \cdot E - F \cdot (25 + 122,6) - H \cdot (2 \cdot 25 + 122,6) = 0 \quad (56)$$

$$H = \frac{25 \cdot A - B \cdot (25 + 122,6)}{(2 \cdot 25 + 122,6)} = \frac{25 \cdot 2114,9 - 30,6 \cdot (25 + 122,6)}{(2 \cdot 25 + 122,6)} = 280,2 \text{ N} \quad (57)$$

$$25 \cdot E - F \cdot (25 + 122,6) + G \cdot (2 \cdot 25 + 122,6) = 0 \quad (58)$$

$$G = \frac{-25 \cdot B + A \cdot (25 + 122,6)}{(2 \cdot 25 + 122,6)} \quad (59)$$

$$G = \frac{-25 \cdot 30,6 + 2114,9 \cdot (25 + 122,6)}{(2 \cdot 25 + 122,6)} = 1804,1 \text{ N} \quad (60)$$

Kontrola:

$$\sum F_x = 0 \quad (61)$$

$$E - F - G - H = 0 \rightarrow 2114,9 - 30,6 - 1804,1 - 280,2 = 0 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (62)$$

Maximální ohybový moment:

$$\sum M_{OmaxHOR} = M_{OE} = 25 \cdot G = 25 \cdot 1804,1 = 45102,5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (63)$$

Výpočet průměru čepu vodícího válce:

Čep je vyroben z oceli 11600 s mezí kluzu $R_e=340$ MPa [17]

Koeficient bezpečnosti k je zvolen v závislosti na použití $k = 2$.

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{340}{2} = 170 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\sigma = \frac{M_{Omax}}{W_o} \leq \sigma_d \quad (65)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^3} \quad (66)$$

$$d_{\check{c}ep} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 45102,5}{\pi \cdot 170}} = 13,93 \text{ mm} \quad (67)$$

Volím průměr čepu vzhledem ke zvolenému ložisku $d_{\check{c}ep} = 17 \text{ mm}$.

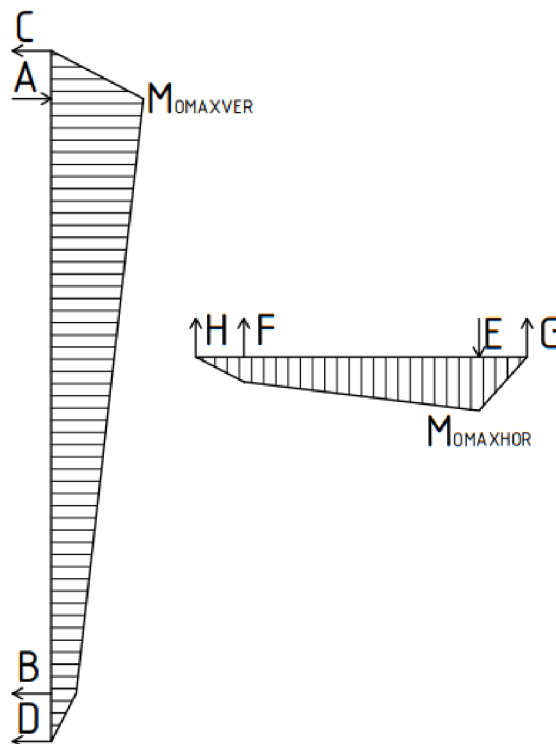
Minimální plocha čepu vůči nosné konzoli vodících válců z hlediska otlačení

Dovolené otlačení pro ocel – nehybný čep [18].

$$p_d = 110 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$p = \frac{F}{S_{otlačení}} = \frac{C}{d_{\check{c}ep} \cdot b} \leq p_d \quad (69)$$

$$b \geq \frac{1804,1}{17 \cdot 110} = 0,96 \text{ mm} \quad (70)$$



Obr. 25 Průběh zatížení čepů vertikálního a horizontálního válce

Kde:	M_F	$[N \cdot m]$	Ohybový moment k bodu F
	E, F, G, H	$[N]$	Reakční síly
	$M_{0maxHOR}$	$[N \cdot m]$	Maximální ohybový moment pro horizontální vodící válce
	M_{OE}	$[N \cdot m]$	Ohybový moment k bodě E

3.2.4 LOŽISKA VODÍCÍCH VÁLCŮ

Vodící válce vertikální i horizontální jsou zatíženy od síly v kabelu, která se musí překonat pro vedení jednotlivých návinů na cívku bubnu ve vertikálním a horizontálním směru.

Ložiska ve vodících válcích nejsou po celou dobu provozu plně zatížena, proto je výpočet ložisek rozdělen na několik výpočtů s různými zatíženími. Vzhledem k rozdílnému zatížení mezi vertikálními a horizontálními válci je výpočet brán v zatížení vyššímu, tedy k horizontálním válcům. Ve výpočtu nejsou zohledněny okolní vlivy prostředí. Výsledná životnost ložisek musí být minimálně 8000 pracovních hodin.

Maximální zatížení ložiska:

$$F_{Radmax} = \frac{F_k}{2} = \frac{2084,3}{2} = 1042,15 \text{ N} \quad (71)$$

$$F_{Axmax} = \frac{F_k \cdot \sin(16,7)}{2} = \frac{2084,3 \cdot \sin(16,7)}{2} = 299,47 \text{ N} \quad (72)$$

Tab. 2 Výpočet radiální a axiální síly při různých režimech zatížení

Čas [%]	Zatížení [%]	Radiální síla F_{Rad}	Axiální síla F_{Ax}
30	15	$F_{Radmax} \cdot 0,15 = 156,32 \text{ N}$	$F_{Axmax} \cdot 0,15 = 44,92 \text{ N}$
30	25	$F_{Radmax} \cdot 0,25 = 260,54 \text{ N}$	$F_{Axmax} \cdot 0,25 = 74,87 \text{ N}$
15	50	$F_{Radmax} \cdot 0,50 = 521,08 \text{ N}$	$F_{Axmax} \cdot 0,50 = 149,74 \text{ N}$
20	80	$F_{Radmax} \cdot 0,80 = 833,72 \text{ N}$	$F_{Axmax} \cdot 0,80 = 239,58 \text{ N}$
5	100	$F_{Radmax} \cdot 1 = 1042,15 \text{ N}$	$F_{Axmax} \cdot 1 = 299,47 \text{ N}$

Volím jednořadé kuličkové ložisko 63003-2RS společnosti ZKL dle katalogu [19]:

$$C = 6,05 \text{ kN}$$

$$C_0 = 3,25 \text{ kN}$$

Výsledná síla P , která působí na ložisko:

$$P_{100\%} = X \cdot F_{Rad100\%} + Y \cdot F_{Ax100\%} = 0,56 \cdot 1042,15 + 2 \cdot 299,47 = 1182,54 \text{ N} \quad (73)$$

$$P_{15\%} = P_{100\%} \cdot 0,15 = 1182,54 \cdot 0,15 = 177,38 \text{ N} \quad (74)$$

$$P_{25\%} = P_{100\%} \cdot 0,25 = 1182,54 \cdot 0,25 = 295,64 \text{ N} \quad (75)$$

$$P_{50\%} = P_{100\%} \cdot 0,50 = 1182,54 \cdot 0,50 = 591,27 \text{ N} \quad (76)$$

$$P_{80\%} = P_{100\%} \cdot 0,80 = 1182,54 \cdot 0,80 = 946,03 \text{ N} \quad (77)$$

Kde: F_{Radmax} [N] Maximální zatížení ložiska v radiálním směru

F_{Axmax} [N] Maximální zatížení ložiska v axiálním směru

C [N] Základní dynamická únosnost

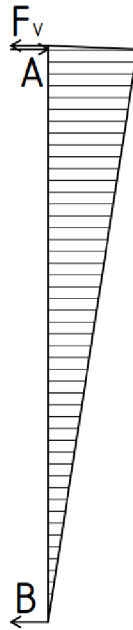
C_0 [N] Základní statická únosnost

$P_{100\%}$ [N] Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 100 %

$P_{15\%}$ [N] Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 15 %

$P_{50\%}$ [N] Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 50 %

$P_{80\%}$ [N] Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 80 %



Obr. 26 Průběh zatížení ložisek pro vertikální válece

Výpočet minimální životnosti ložiska pro jednotlivé provozní stavy:

$$L_{10h15\%} = \left(\frac{C}{P_{15\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vv}} = \left(\frac{6050}{177,38} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1008} = 656100 \text{ hodin} \quad (78)$$

$$L_{10h25\%} = \left(\frac{C}{P_{25\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vv}} = \left(\frac{6050}{295,64} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1008} = 141700 \text{ hodin} \quad (79)$$

$$L_{10h50\%} = \left(\frac{C}{P_{50\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vv}} = \left(\frac{6050}{591,27} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1008} = 17710 \text{ hodin} \quad (80)$$

$$L_{10h80\%} = \left(\frac{C}{P_{80\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vv}} = \left(\frac{6050}{946,03} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1008} = 4325 \text{ hodin} \quad (81)$$

$$L_{10h100\%} = \left(\frac{C}{P_{100\%}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{vv}} = \left(\frac{6050}{1182,54} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1008} = 2214 \text{ hodin} \quad (82)$$

Výpočet životnosti ložiska s proměnnými stavy zatížení:

$$L_{10hP} = \frac{1}{\frac{0,3}{L_{10h15\%}} + \frac{0,3}{L_{10h25\%}} + \frac{0,15}{L_{10h50\%}} + \frac{0,2}{L_{10h80\%}} + \frac{0,05}{L_{10h100\%}}} \quad (83)$$

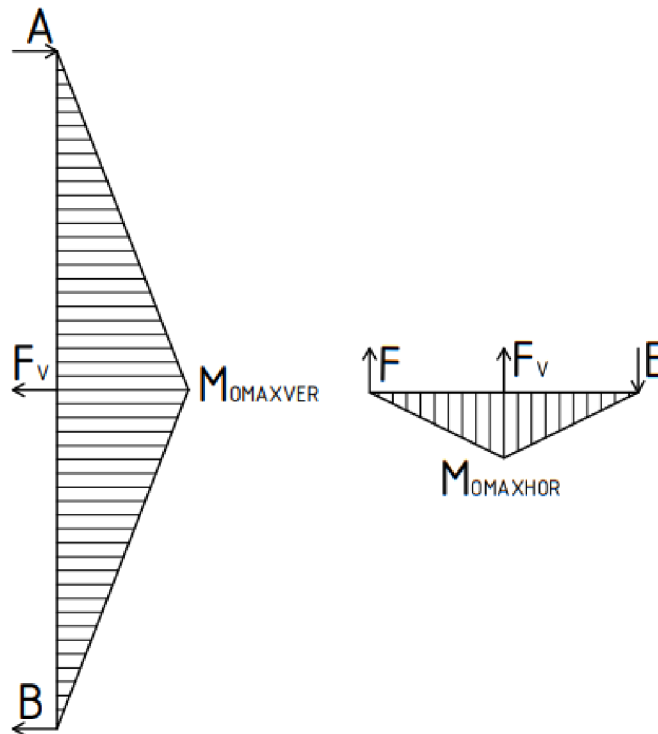
$$L_{10hP} = \frac{1}{\frac{0,3}{656100} + \frac{0,3}{141700} + \frac{0,15}{17710} + \frac{0,2}{4325} + \frac{0,05}{2214}} = 12252 \text{ hodin} \quad (84)$$

$L_{10hP} > L_{10hmin} \rightarrow 12252 > 8000$ Vyhovuje

Statický výpočet ložiska:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{3250}{1182,540} = 2,75 \quad (85)$$

$$S_0 = 2,75 > S_{0min} = 0,4 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (86)$$



Obr. 27 Průběh zatížení horizontálních a vertikálních vodičích válců

Kde:	$L_{10h15\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 15 %
	$L_{10h25\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 25 %
	$L_{10h50\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 50 %
	$L_{10h80\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 80 %
	$L_{10h100\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 100 %
	L_{10hP}	[hod]	Celková minimální životnosti ložiska s proměnnými stavy zatížení
	L_{10hmin}	[hod]	Minimální požadovaná životnost ložiska
	S_0	[-]	Statický koeficient bezpečnosti ložiska
	S_{0min}	[-]	Statický minimální koeficient bezpečnosti ložiska

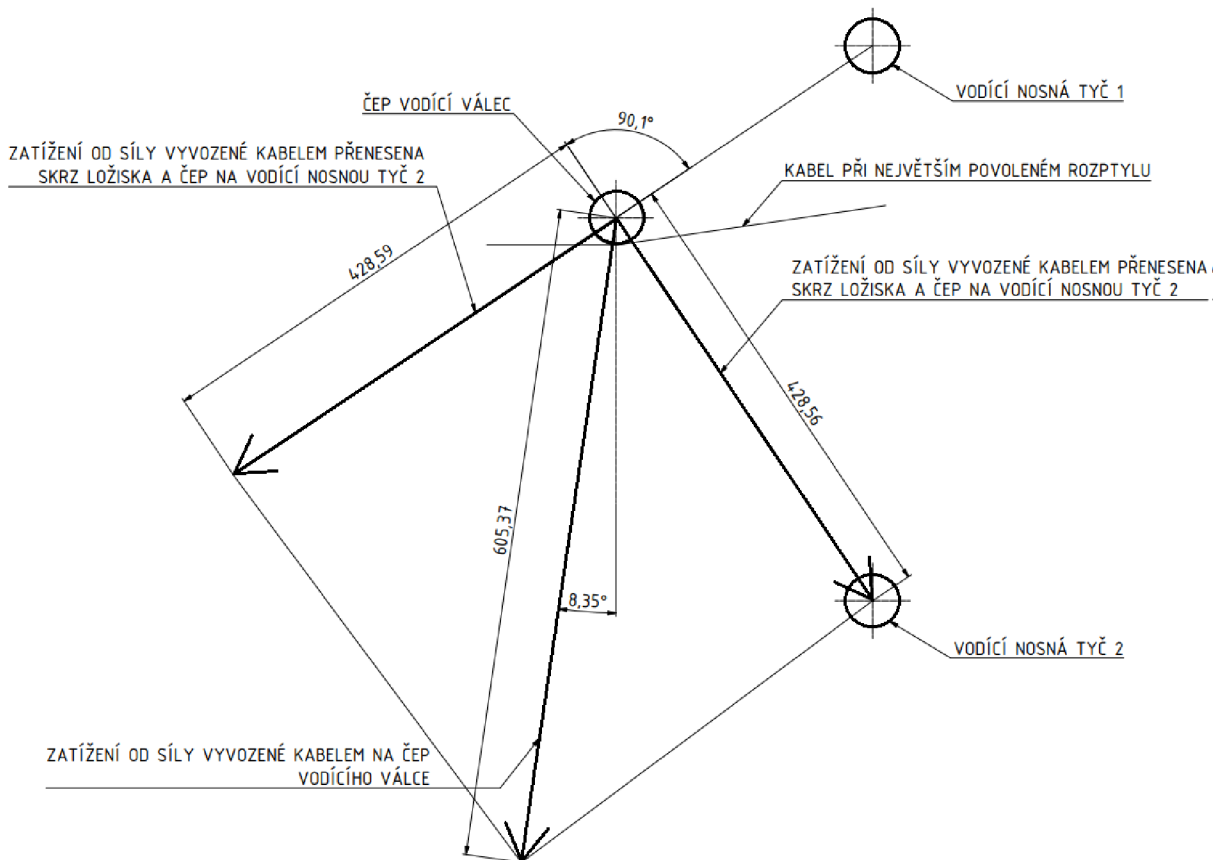
3.3 VODÍCÍ NOSNÉ TYČE

Vodící nosné tyče slouží jako vodící konstrukce pro konzoli nesoucí vodící válce. Vodící nosné tyče zachytávají síly, které jsou vyvozeny z kabelu do vodících válců a zabraňují přenášení zatížení na samovratný šroub. Pro zvolení rozměrů, počtu a dalších parametrů vodících nosných tyčí záleží na zatížení vodících válců od kabelu a velikost konstrukce. Platí, že s narůstajícím počtem vodících nosných tyčí se průměr snižuje. Vodících nosných tyčí byl s ohledem na zadání této závěrečné práce a předchozím výpočtům zvolen počet dvě, kdy jedna vodící tyč je uložena v horizontální rovině s diferencí 8 mm jako samovratný šroub a druhá vodící tyč je uložena ve stejné vertikální rovině jako první vodící nosná tyč.

3.3.1 ROZMĚRY VODÍCÍCH NOSNÝCH TYČÍ

Délka vodících nosných tyčí musí být taková, aby se konzole nesoucí vodící válce mohla pohybovat po celém rozsahu potřebném pro navíjení kabelu na celou šířku bubnu. Průměr vodících nosných tyčí se navrhuje v závislosti na pozici největšího zatížení, jedná se o zatížení od ohybového momentu. Ohybový moment nabývá největší hodnoty při nejvyšším zatížení čepu u vodících válců, kdy se sestava vodících válců nachází uprostřed délky vodících nosných tyčí.

Výpočet zatížení vychází z grafického řešení silového schématu tří sil, které mají průsečík v ose čepu horizontálního vodícího válce, který je zatížen působením kabelu při maximální výchylce. Pro grafické řešení byla zvolena metoda skládání obecných různoběžných sil, jak lze pozorovat na *Obr. 28*, kdy se působící síly přemístí do čepu vodícího válce, kde se získá průsečík s výslednou silou F_v (je známá velikost i vektor výslednice). Následně se získané hodnoty velikostí sil převedou dle daného měřítka.



Obr. 28 Metoda grafického skládání obecných různoběžných sil a výsledné síly působící na vodící nosné tyče

Výsledky z grafického skládání sil tedy vyplývají tyto hodnoty sil:

$$F_{NVT1} = 428,59 \text{ N} \tag{87}$$

$$F_{NVT2} = 428,56 \text{ N} \tag{88}$$

Ověření výpočtem:

$$F_V = \sqrt{F_{NVT1}^2 + F_{NVT2}^2 - 2 \cdot F_{NVT1} \cdot F_{NVT2} \cdot \cos(180 - \theta)} \tag{89}$$

$$\text{Úhel } \theta = 90,1^\circ \tag{90}$$

$$605,37 = \sqrt{428,59^2 + 428,56^2 - 2 \cdot 428,59 \cdot 428,56 \cdot \cos(180 - 90,1)} \tag{91}$$

$$605,37 \approx 605,57 \rightarrow \text{Vyhovuje} \tag{92}$$

Délka vodící nosné tyče:

$$L_t = W_b + l_v = 1200 + 2 \cdot 115 = 1430 \text{ mm} \tag{93}$$

Spojité zatížení vyvozené silou F_{NVT1} :

$$q_1 = \frac{F_{NVT2}}{l_{kluzák}} = \frac{428,59}{130} = 3,3 \text{ N/mm} \quad (94)$$

Spojité zatížení vyvozené silou F_{NVT2} :

$$q_2 = \frac{F_{NVT2}}{l_{kluzák}} = \frac{428,56}{130} = 3,3 \text{ N/mm} \quad (95)$$

$q_1 \approx q_2 \rightarrow$ pro další výpočet uvažováno jako q

Maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = F_{NVT1} \cdot \frac{L_t}{4} - q \cdot \frac{l_{kluzák}}{8} = 428,59 \cdot \frac{1430}{4} - 3,3 \cdot \frac{130}{8} = 153167,3 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (96)$$

Zvolený materiál je ocel ČSN 11 500 s mezí kluzu $R_e = 275 \text{ MPa}$ [17]

Koeficient bezpečnosti je zvolen podle druhu určení a použití $k = 1,45$

Dovolené ohybové napětí:

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{275}{1,45} = 189,66 \text{ MPa} \quad (97)$$

Výpočet průměru vodící nosné tyče:

$$\sigma = \frac{M_{omax}}{W_o} \leq \sigma_d \quad (98)$$

$$\sigma_d \geq \frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot d^3} \rightarrow d_{NVT} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{omax}}{\pi \cdot \sigma_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 153167,3}{\pi \cdot 189,66}} = 20,32 \text{ mm} \quad (99)$$

Volím průměr nosné vodící tyče $d_{NVT} = 23 \text{ mm}$.

Kde:	F_{NVT1}	[N]	Síla působící na vodící nosnou tyč 1
	F_{NVT2}	[N]	Síla působící na vodící nosnou tyč 2
	F_V	[N]	Výsledná síla
	L_t	[mm]	Délka vodící nosné tyče
	l_v	[mm]	Minimální délka pro manipulační prostor konzole
	q_1, q_2, q	$[N \cdot \text{mm}^{-1}]$	Liniové zatížení

3.4 SAMOVRATNÝ ŠROUB

Samovratný šroub, též nazýván diamantový, má na obou stranách šroubu drážku, která je vytvarovaná tak, že jazýček zde změni svůj pohyb opačným směrem a vzniká tak „nekonečný závit“. Šroub, na který je přiváděn kroučící moment se otáčí a jazýček se pohybuje ve drážce. Jazýček je součástí sestavy, která je spojena s konzolí vodících válců a navádí kabel ve správném vinutí na bubnu.

3.4.1 VOLBA PARAMETRŮ SAMOVRATNÉHO ŠROUBU

Axiální síla vzniklá působením kabelu při navijení vytváří ohybový moment na samovratný šroub, protože působí síla není v ose samovratného šroubu. Současně vzniká i kroučící moment vyvozený silou ve šroubovici.

Parametry jsou voleny tak, aby šroub byl dostatečně pevný a poskytl dobré podmínky pro jazýček přenášející zatížení, který pohybuje konzolí vodících válců. Stoupání drážky pro jazýček musí být navrženo tak, aby umožnilo bezproblémový pohyb jazýčku. Výsledné parametry musí zohledňovat vhodné rozměry samovratného šroubu, jazýčku a kluzáku.

Tab. 3 Parametry samovratného šroubu

Zkratka	Popis	Hodnota [mm]
$D_{mš}$	Malý průměr závitu samovratného šroubu	38
$D_{vš}$	Velký průměr závitu samovratného šroubu	44
p_{ξ}	Stoupání závitu samovratného šroubu	40

3.4.2 MATERIÁL SAMOVRATNÉHO ŠROUBU

Materiál samovratného šroubu je ocel ČSN 12 030 s mezí kluzu $R_e = 320 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 500 \text{ MPa}$. Materiál samovratného šroubu má vyšší R_e než jazýček kvůli odolnosti vůči opotřebení, kdy náklady na výměnu jazýčku kvůli opotřebení, jsou výrazně nižší. [17]

Koeficient bezpečnosti při návrhu samovratného šroubu se obvykle pohybuje mezi 1,1 a 2 v závislosti na významu bezpečnosti. [20]

Dle zatížení a druhu použití byl koeficient bezpečnosti zvolen $k = 1,8$, jelikož tento výpočet není zcela přesný, proto se na případnou odchylku ve výpočtech zohledňuje vyšší hodnotou koeficientu bezpečnosti.

KONTROLA SAMOVRATNÉHO ŠROUBU NA VZPĚŘ

Zatížení působící v ose samovratného šroubu:

$$F_{osa} = F_A = F_{vz} = 598,95 \text{ N} \quad (100)$$

Štíhlostní poměr samovratného šroubu:

$$j_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_{mš}}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_{mš}^3}{64}}{\frac{\pi \cdot D_{mš}^2}{4}}} = \frac{D_{mš}}{4} = \frac{38}{4} = 9,5 \quad (101)$$

$$L_{cr} = L_{šroub} \cdot \beta = 1508 \cdot 0,5 = 754 \text{ mm} \quad (102)$$

$$\lambda = \frac{L_{cr}}{j_{min}} = \frac{810}{9,5} = 79,37 \quad (103)$$

$$\lambda_M = \pi \cdot n \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{320}} = 76,48 \quad (104)$$

$\lambda > \lambda_M \rightarrow 79,37 > 76,48$ z tohoto východiska vyplývá, že se jedná o oblast pružného vzpěru, výpočet dle Eulerova

$$F_{KR} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L_{cr}^2} = n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot D_{mš}^4}{L_{cr}^2 \cdot 64} \quad (105)$$

$$F_{KR} = 1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 38^4}{754^2 \cdot 64} = 373147,58 \text{ N} \quad (106)$$

Bezpečnost dle Eulerova:

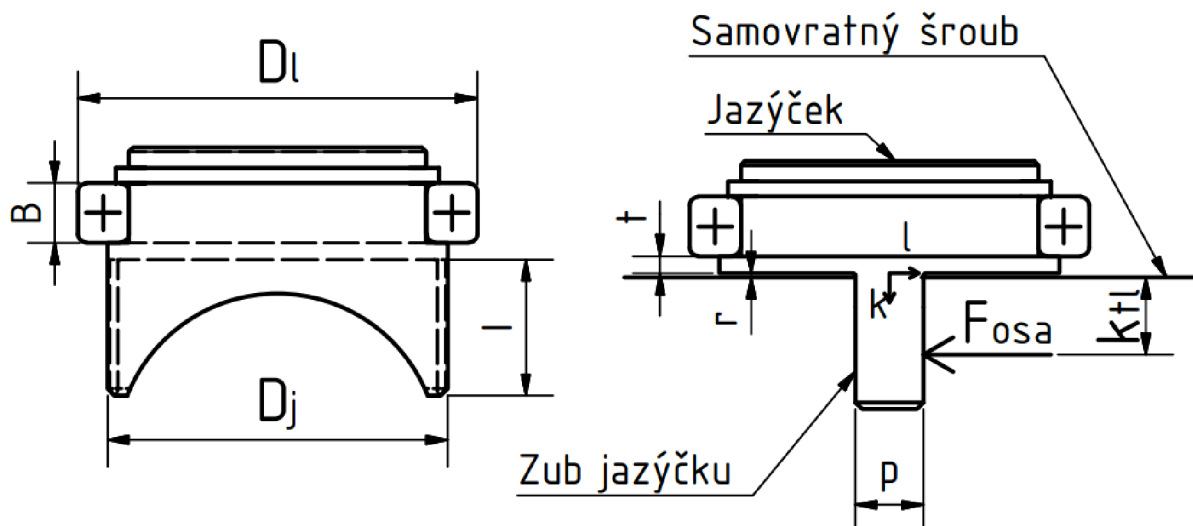
$$k_{Eu} = \frac{F_{KR}}{F_{osa}} = \frac{373147,58}{598,95} = 62,3 \quad (107)$$

Kde:	F_{osa}	[N]	Zatížení působící v ose samovratného šroubu
	j_{min}	[-]	Minimální kvadratický poloměr průřezu drážky šroubu
	J_{min}	[-]	Minimální kvadratický moment průřezu šroubu
	$S_{mš}$	[mm ²]	Plocha drážky samovratného šroubu
	l_v	[mm]	Minimální délka pro manipulační prostor konzole
	L_{cr}	[mm]	Vzpěrná délka
	λ	[-]	Koeficient štíhlosti
	F_{KR}	[N]	Kritická síla
	E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu

k_{Eu} [-] Bezpečnost dle Eulera

3.4.3 JAZÝČEK

Tento komponent je v sestavě samovratného šroubu nejvíce problematickým místem, protože je skrz něj uskutečňován přenos silového momentu mezi samovratným šroubem a konzolí vodících válců. Axiální síla přenášená z konzole vodících válců na jazýček se přetváří do tečného a radiálního směru napětí a jazýček je namáhán kombinací ohybu, otěrem a stříhem. Kvůli kombinaci namáhání jazýčku musí být zvolen materiál, který odolává otěru, má nízké tření a vysokou pevnost.



Obr. 29 Schéma jazýčku

Těchto parametrů může být dosaženo i následnou povrchovou úpravou jazýčku. Pro jazýček se většinou používá slitina – americká norma ASTM C95500, ISO ekvivalent ISO 1640. Mez kluzu u tohoto materiálu je $R_e = 290 \text{ MPa}$, tato hodnota je pro další výpočty dostatečná, proto byl zvolen tento materiál. [20] [21]

$$\sigma_d = \frac{R_e}{k} = \frac{290}{1,45} = 200 \text{ MPa} \quad (108)$$

POLOHA PŮSOBENÍ AXIÁLNÍ SÍLY NA ZUBU JAZÝČKU

Poloha působení síly se nachází v mezikruží zubu jazýčku vyznačeného na Obr. 30.

Tab. 4 Rozměry jazýčku

Zkratka	Popis	Rozměr [mm]
B	Šířka ložiska	7
Dl	Průměr ložiska	47
t	Tloušťka základny	2,2
Dj	Průměr základny	40
I	Hloubka vodícího zubu	19
p	Tloušťka vodícího zubu	8
v	Zaoblení zubu jazýčku	0,3
r	Vůle	0,5

Těžiště a plocha výseče:

$$\int k_{TK} \cdot dS_{MK} = \iint \delta \cdot \cos(\gamma) \cdot \delta \cdot d\gamma = \int_{\frac{D_{mš}}{2}}^{\frac{D_{vš}}{2}} \delta^2 \cdot d\delta \cdot \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{\frac{\gamma}{2}} \cos(\gamma) \cdot d\gamma \quad (109)$$

$$\begin{aligned} \int k_{TK} \cdot dS_{MK} &= \left[\frac{\delta^3}{3} \right]_{\frac{D_{mš}}{2}}^{\frac{D_{vš}}{2}} \cdot [\sin(\gamma)]_{-\frac{\gamma}{2}}^{\frac{\gamma}{2}} = \left(\frac{D_{vš}^3 - D_{mš}^3}{24} \right) \cdot \left(\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) + \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \right) \\ &= 2 \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \cdot \left(\frac{D_{vš}^3 - D_{mš}^3}{24} \right) \end{aligned} \quad (110)$$

$$k_{TLO} = \frac{\int k_{MK} \cdot dS_{MK}}{dS_{MK}} = \frac{2 \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right) \cdot \left(\frac{D_{vš}^3 - D_{mš}^3}{24} \right)}{\frac{2 \cdot \gamma}{2} \cdot \left(\frac{D_{vš}^2 - D_{mš}^2}{8} \right)} \quad (111)$$

$$k_{TLO} = \frac{2 \cdot \sin\left(\frac{100}{2}\right) \cdot \left(\frac{44^3 - 38^3}{24} \right)}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 100}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{44^2 - 38^2}{8} \right)} = 18,03 \text{ mm} \quad (112)$$

$$k_{TL} = \frac{D_{vš}}{2} + r - k_{TLO} = \frac{44}{2} + 0,5 - 18,03 = 4,47 \text{ mm} \quad (113)$$

$$\begin{aligned} \int dS_{MK} &= \iint \delta \cdot d\delta \cdot d\gamma = \int_{-\frac{\gamma}{2}}^{\frac{\gamma}{2}} d\gamma \cdot \int_{\frac{D_{mš}}{2}}^{\frac{D_{vš}}{2}} \delta \cdot d\delta = [\gamma]_{-\frac{\gamma}{2}}^{\frac{\gamma}{2}} \cdot \left[\frac{\delta^2}{2} \right]_{\frac{D_{mš}}{2}}^{\frac{D_{vš}}{2}} \\ &= \frac{2 \cdot \gamma}{2} \cdot \left(\frac{D_{vš}^2 - D_{mš}^2}{8} \right) \end{aligned} \quad (114)$$

$$S_{MK} = \frac{2 \cdot 100 \cdot \pi}{2 \cdot 180} \cdot \left(\frac{44^2 - 38^2}{8} \right) = 107,34 \text{ mm}^2 \quad (115)$$

Obsah otláčné plochy zubu jazýčku:

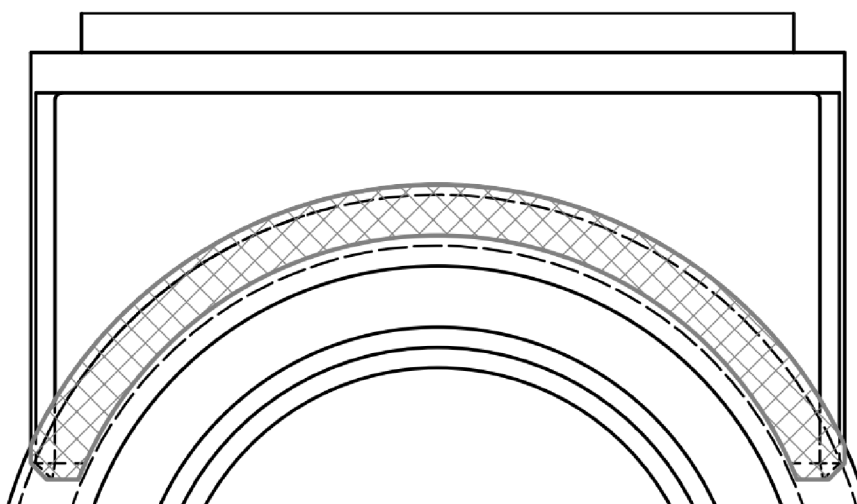
$$S_{Otláč} = 2 \cdot S_{TR} + S_{MK} = 2 \cdot \left(\frac{2,3 \cdot 6,5}{2} - 0,5 \right) + 107,34 = 121,29 \text{ mm}^2 \quad (116)$$

Obsah plochy – pôsobíšte zatěžující síly:

$$l_T = 0 \quad (117)$$

$$k_T = \frac{\sum S_i \cdot k_i}{S_{Otláč}} = \frac{2 \cdot S_{TR} \cdot \left(H - \frac{1}{3} \cdot \right) + S_{MK} \cdot k_{TL}}{S_{Otláč}} \quad (118)$$

$$k_T = \frac{2 \cdot \left(\frac{2,3 \cdot 6,5}{2} - 0,5 \right) \cdot \left(13 - \frac{1}{3} \cdot \right) + 107,34 \cdot 4,47}{121,29} = 5,41 \text{ mm} \quad (119)$$



Obr. 30 Styková plocha jazýčku a samovratného šroubu

Kde:	k_T	[mm]	Působíšte zatěžující síly v ose k
	S_{MK}	[mm ²]	Styková plocha
	$S_{Otláč}$	[mm ²]	Obsah otláčné plochy zubu jazýčku
	$S_{mš}$	[mm ²]	Plocha drážky samovratného šroubu
	l_T	[mm]	Působíšte zatěžující síly v ose l
	k_T	[mm]	Působíšte zatěžující síly v ose k

ROZKLAD AXIÁLNÍ SÍLY

Poloho jazýčku je vzhľadom k ose samovratného šroubu vyosená, pretože sa pohybuje v drážke závit, teda vyosení jazýčku je rovno stoupání závit samovratného šroubu. Díky tomuto vyosení jazýčku se axiální síla rozkládá na dvě složky – tečnou a radiální (Obr. 31).

Úhel zatěžující síly:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{D_{vš}}{t} \rightarrow \varphi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{D_{vš}}{t} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{48}{43,5} = 65,62^{\circ} \quad (120)$$

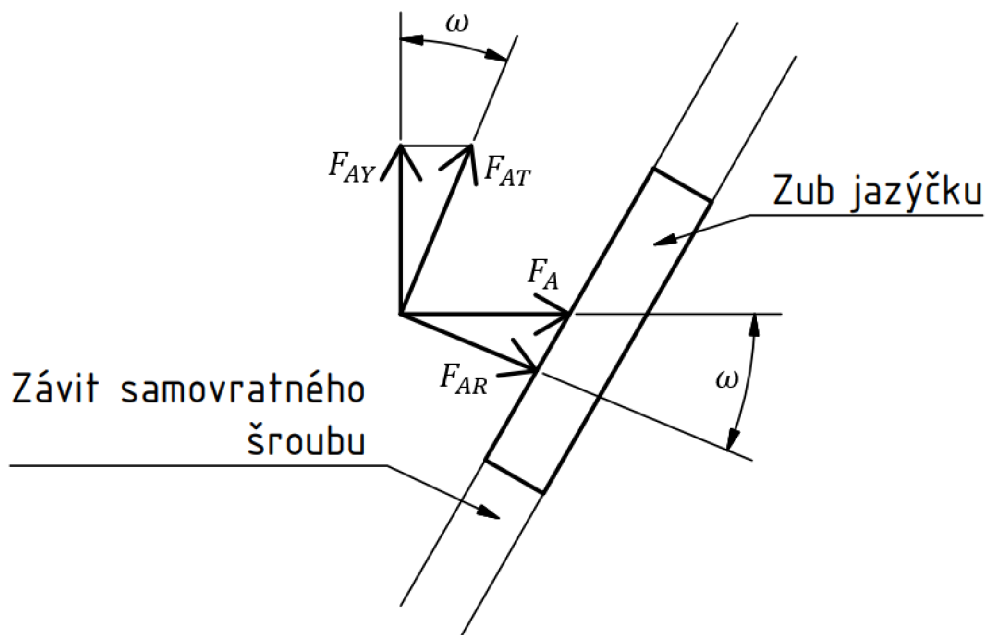
$$\omega = 90 - \varphi = 90 - 65,62 = 24,38^{\circ} \quad (121)$$

Výpočet jednotlivých složek síly F_A :

$$F_{AR} = F_A \cdot \cos(\omega) = 598,95 \cdot \cos(24,38^{\circ}) = 545,54N \quad (122)$$

$$F_{AT} = F_A \cdot \sin(\omega) = 598,95 \cdot \sin(24,38^{\circ}) = 247,24N \quad (123)$$

$$F_{AY} = F_{AT} \cdot \cos(\omega) = 247,24 \cdot \cos(24,38^{\circ}) = 225,19N \quad (124)$$



Obr. 31 Působení sil na zub jazýčku

Kontrola zubu jazýčku:

$$\sigma_o = \frac{M_{Omax}}{W_o} = \frac{F_{AR} \cdot k_T}{\frac{l \cdot p^2}{6}} = \frac{552,88 \cdot 5,41}{\frac{40 \cdot 8^2}{6}} = 7,01 MPa \quad (125)$$

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{552,88}{40 \cdot 8} = 1,73 MPa \quad (126)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau)^2} = \sqrt{7,01^2 + (4 \cdot 1,73)^2} = 9,85 MPa \quad (127)$$

$$\sigma_{RED} = 9,85 MPa < \sigma_d = 200 MPa \quad (128)$$

Kontrola na otláčení zubu jazýčku:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_d \quad (129)$$

$$p = \frac{F_{AR}}{S_{otlač}} = \frac{552,88}{121,29} = 4,56 MPa \quad (130)$$

$$p_d = 110 MPa \quad [18] \quad (131)$$

$$p = 4,56 MPa \leq p_d = 110 MPa \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (132)$$

Kde:	φ	[°]	Úhel vyosení jazýčku
	ω	[°]	Úhel vyosení tečné a radiální síly
	F_{AR}	[N]	Radiální složka síly F_A
	F_{AT}	[N]	Tečná složka síly F_A
	F_{AY}	[mm]	Maximální síla od kroutícího momentu od kabelu vedena na samovratný šroub
	τ	[MPa]	Napětí v krutu
	σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí

3.4.4 LOŽISKO JAZÝČKU

Zub jazýčku je zatěžován silou radiálně $F_A = 598,95 N$. Toto ložisko je zatěžováno především staticky vzhledem k použití, jazýček se pouze pootáčí, nikoliv otáčí.

Radiální ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot F_R + 0 \cdot F_A = 598,95 \quad (133)$$

Volím jednořadé kuličkové ložisko 61807-2RS společnosti ZKL dle katalogu [19]:

$$C = 4,75 \text{ kN}$$

$$C_0 = 3,2 \text{ kN}$$

Statická bezpečnost:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{47500}{589,95} = 80,52 \quad (134)$$

$$S_0 = 80,52 > S_{0min} = 0,4 \quad (135)$$

3.4.5 OSTATNÍ PARAMETRY SAMOV RATNÉHO ŠROUBU

Zakončení hřídele samovratného šroubu:

Potřebný maximální jmenovitý kroutící moment:

$$M_{Ksš} = F_{AY} \cdot l = F_{AY} \cdot \left(\frac{D_{vš}}{2} + r - k_T \right) \quad (136)$$

$$M_{Ksš} = 225,19 \cdot \left(\frac{48}{2} + 0,5 - 5,41 \right) = 4298,88 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (137)$$

Kontrola na krut:

$$\tau_d = 180 \text{ MPa} [22] \quad (138)$$

$$\tau_d \geq \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_{Ksš}}{\frac{\pi \cdot d_{sš}^3}{32}} \quad (139)$$

$$d_{sš} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Ksš}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4295,25}{\pi \cdot 180}} = 6,24 \text{ mm} \quad (140)$$

Volím válcové zakončení průměr hřídele $d_{sš} = 28 \text{ mm}$.

VÝPOČET PEROVÉHO SPOJE MEZI HŘIDELÍ SAMOV RATNÉHO ŠROUBU A ŘEMENICÍ

Výpočet minimální délky pera:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D \rightarrow p = \frac{2 \cdot M_{Ksš}}{t_1 \cdot l \cdot d} \leq p_D \quad (141)$$

$$p_D = 110 \text{ MPa} \text{ [18]} \quad (142)$$

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{Ks\check{s}}}{t_1 \cdot d_{s\check{s}} \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 4295,25}{2,9 \cdot 28 \cdot 110} = 41,13 \text{ mm} \quad (143)$$

Volím délku pera $l = 45 \text{ mm}$.

Pro hřídel o průměru $d_{s\check{s}} = 28 \text{ mm}$ je dle normy ČSN 02 2562 normalizované pero:

Pero ČSN 02 2562 – 8e7 x 7 x 45

3.4.6 LOŽISKA SAMOV RATNÉHO ŠROUBU

Ložiska pro samovratné šrouby jsou vystavována axiálními silám. Proto jsem zvolil kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 7206B. Jelikož axiální síla působí v obou směrech, jsou ložiska umístěna proti sobě. [23]

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = X \cdot 0 + 1 \cdot 598,95 = 598,95 \quad (144)$$

$$C = 24 \text{ kN}$$

$$C_0 = 15,6 \text{ kN}$$

Otáčky ložisek vychází z kinematických podmínek samovratného šroubu z rovnice 148 – $n_{\check{s}} = 36 \text{ min}^{-1}$.

Životnost ložiska:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{\check{s}}} = \left(\frac{24000}{598,95}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 36} = 29785731 \text{ hodin} \quad (145)$$

Statický výpočet:

$$S_0 = \frac{C}{P} = \frac{24000}{598,95} = 40,1 \quad (146)$$

$$S_0 = 40,1 > S_{0min} = 0,4 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (147)$$

Kde:	$M_{Ks\check{s}}$	[N · m]	Potřebný jmenovitý kroutící moment
	$d_{s\check{s}}$	[mm]	Válcové zakončení samovratného šroubu
	l	[mm]	Délka pera
	$n_{\check{s}}$	[N]	Otáčky samovratného šroubu

3.5 KINEMATIKA ŘÁDKOVACÍHO MECHANISMU

Pro správné řádkování kabelu na buben cívky je potřeba zajistit synchronizovaný pohyb naváděcího mechanismu kabelu s otáčkami bubnu tak, aby se kabel navíjel v těsném návinu bez velkých mezer.

Jak již bylo zmíněno, stoupání kabelu na bubnu určuje průměr kabelu, tedy $p_B = D_k$.

Výpočet otáček samovratného šroubu:

$$n_{\xi} = \frac{n_B \cdot p_B}{p_{\xi}} = \frac{36 \cdot 43,5}{43,5} = 36 \text{ ot/min} \quad (148)$$

Převodový poměr mezi a bubnem a samovratným šroubem:

$$i_{\xi b} = \frac{n_B}{n_{\xi}} = \frac{36}{36} = 1 \quad (149)$$

Kde: $i_{\xi b}$ [-] Převodový poměr mezi samovratným šroubem a bubnem

PŘENOS KROUTÍCÍHO MOMENTU

Pro translaci kroučícího momentu od elektromotoru, který pohání otáčení bubnu, a tedy i navíjení kabelu, na samovratný šroub je zvolen řemenový převod s ozubeným řemenem.

3.6 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Pro návrh řemenového převodu jsou potřeba tyto parametry:

Tab. 5 Parametry k návrhu řemenového převodu

Zkratka	Popis	Hodnota
$P_{\tilde{R}}$	Hnací výkon, který je potřeba přenést	16,21 W
$n_{\tilde{R}}$	Otáčky	36 ot · min ⁻¹
M_R	Rozběhový moment motoru	20,84 N · m
A	Rozteč os řemenic	1724 mm
$d_{\tilde{R}}$	Maximální přípustný průměr hnacích kotoučů	130 mm

Hnací výkon vychází $P_{\tilde{R}}$ vychází z potřebného kroučícího momentu, který je potřeba k pohonu samovratného šroubu – rovnice 135. Výkon je tedy:

$$P_{\tilde{R}} = M_{Ks\check{s}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\xi} = 4,30 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{36}{60} = 16,21 \text{ W} \quad (150)$$

BEZPEČNOSTNÍ FAKTOR

Pohony s rovnoměrným zatížením používají bezpečnostní faktor $c_1 = 1,0$. Pro pohony se špičkovým zatížením nebo velkoobjemovou zátěží je bezpečnostní faktor c_1 následující – pro lehký $c_1 = 1,4$; střední $c_1 = 1,7$; těžký $c_1 = 2,0$. [24]

Pokud je řemenový převod s převodovým poměrem do rychla, je potřeba uvažovat činitel zrychlení c_2 . Pro $i = 0,66 - 1,0 \rightarrow c_2 = 1,1$; pro $i = 0,40 - 0,66 \rightarrow c_2 = 1,2$, pro $i < 0,40 \rightarrow c_2 = 1,3$. [24]

Výsledný koeficient bezpečnosti je součinem bezpečnostního faktoru s činitelem zrychlení:

$$c_0 = c_1 \cdot c_2 \quad (151)$$

Pro návrh řemenového převodu byl zvolen bezpečnostní faktor $c_1 = 1,0$, protože se jedná o pohon s rovnoměrným zatížením. Převodový poměr $i = 1$, tedy $c_2 = 1,1$. Výsledný koeficient bezpečnosti c_0 :

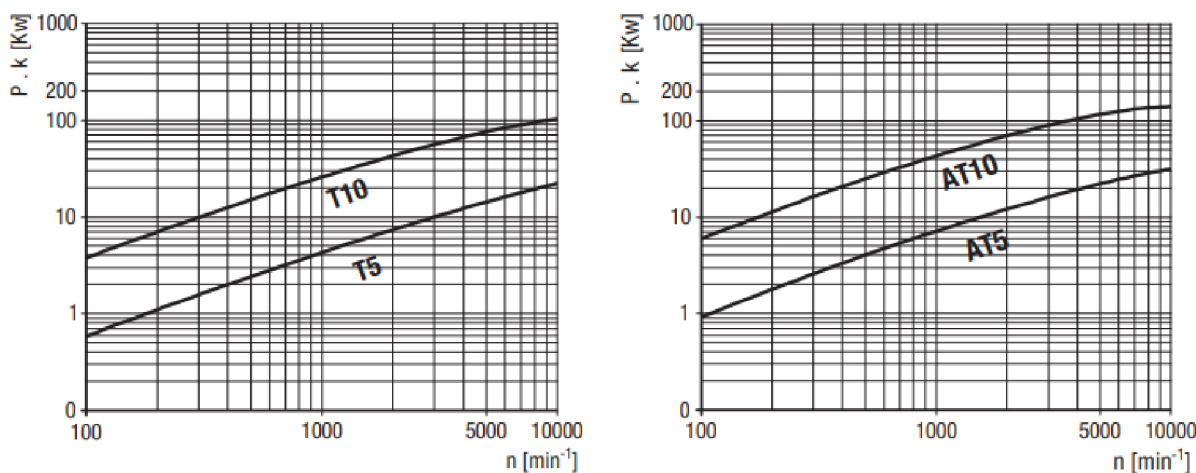
$$c_0 = 1,0 \cdot 1,1 = 1,1 \quad (152)$$

Výsledný výkon po zohlednění koeficientu bezpečnosti je:

$$P_{\text{řV}} = P_{\text{ř}} \cdot c_0 = 4,24 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (153)$$

VÝBĚR ŘEMENE

Pro výběr řemene byl použit výběrový diagram, kde se doporučuje vybírat největší přípustnou řemenici. [24]



Obr. 32 Výběrové diagramy pro řemenový převod s ozubeným řemenem [24]

Volím z diagramu rozteč řemene T5.

PŘEVODOVÝ POMĚR

Převodový poměr vychází z rovnice 147 - $i_{\text{sb}} = 1$.

VÝPOČET ZUBŮ KOTOUČE

Tento výpočet je závislý na maximálně přípustném průměru hnacích kotoučů $d_{\text{ř}}$ a zvolené rozteči řemene T5. Díky převodovému poměru $i_{\text{sb}} = 1$ jsou oba kotouče stejné.

$$z = \frac{130 \cdot \pi}{5} = 81,68 \rightarrow \text{zvoleno } z = 80 \text{ s } d_{\text{ř}} = 127,32 \text{ mm} \quad (154)$$

$$z_1 = z_2 = 80 \quad (155)$$

VÝPOČET DÉLKY ŘEMENE

$$L_R = 2 \cdot A + z \cdot t = 2 \cdot 1724 + 80 \cdot 5 = 3848 \text{ mm} \quad (156)$$

POČET ZUBŮ V ZÁBĚRU

Pro převodový poměr $i_{sb} = 1$ platí, že je v záběru polovina zubů, tedy $e = 40$.

VÝPOČET ŠÍŘKY ŘEMENE

$$b = \frac{P_{\dot{R}} \cdot 10 \cdot c_0}{z_k \cdot z_e \cdot P_{spéz.}} = \frac{1,62 \cdot 10 \cdot 1,1}{80 \cdot 40 \cdot 0,101} = 0,06 \text{ cm} = 6 \text{ mm} \quad (157)$$

Následuje výběr největší standardní šířky řemene 8 mm. Tato šířka je kontrolována rozběhovým momentem elektromotoru pro otáčky $n = 0$. [24]

$$b = \frac{M \cdot 100 \cdot c_0}{z_k \cdot z_e \cdot M_{spéz.}} = \frac{20,84 \cdot 100}{80 \cdot 40 \cdot 2,403} = 0,27 \text{ cm} = 2,7 \text{ mm} \quad (158)$$

Volí se vyšší standardní šířka řemene 8 mm.

KONTROLA PŘÍPUSTNÉ SÍLY VĚTVE

Přípustná síla větve řemene nesmí být menší než maximální obvodová síla. [24]

$$F_{Tzul} > c_0 \cdot F_U \quad (159)$$

$$F_U = \frac{2000 \cdot M}{d_{\dot{R}}} = \frac{2000 \cdot 20,84}{127,32} = 327,36 \text{ N} \quad (160)$$

Předpínací síla nad počtem zubů řemene

$$z_R = \frac{3848}{5} = 769,6 \rightarrow 770 \text{ zubů} \rightarrow L_R = 3850 \text{ mm} \quad (161)$$

URČENÍ PŘEDEPJETÍ

Ke správnému předepletí řemene dojde, když ve všech provozních stavech zůstává volná větev řemene napnutá. Napnutí řemene se odvíjí i od délky řemene L_R .

Pro $z_R > 150$ je doporučena síla $F_{TV} = \frac{2}{3} \cdot F_U$

Předpínací síla řemene F_{TV} vztahující se k jedné větvi je:

$$F_{TV} = \frac{2}{3} \cdot F_U = 109,1 \text{ N s } z_R = 770 \quad (162)$$

Dle výpočtů byl zvolen ozubený řemen 8 T5 – 3850. [25]

Kde: $P_{\check{R}}$	[W]	Výkon
c_0	[-]	Výsledný koeficient bezpečnosti
c_1	[-]	bezpečnostní faktor
c_2	[-]	činitel zrychlení
$P_{\check{R}V}$	[W]	Výsledný výkon po zohlednění koeficientu bezpečnosti
z, z_1, z_2	[-]	Počet zubů
L_R	[mm]	Délka ozubeného řemene
A	[mm]	Osová vzdálenost
t	[mm]	Rozteč řemenu
b	[mm]	Šířka řemene
z_k	[-]	Počet zubů malého ozubeného kotouče
z_e	[-]	Počet zabírajících zubů malého ozubeného kotouče
$P_{spéz.}$	[W]	Specifický výkon
$M_{spéz.}$	[N · m]	Specifický krouticí moment
F_{Tzul}	[N]	Maximální očekávaná obvodová síla
F_U	[N]	Přípustná síla větve řemene
$d_{\check{R}}$	[mm]	Maximální přípustný průměr hnacích kotoučů
z_R	[-]	Počet zubů řemene
F_{TV}	[N]	Předpínací síla řemene

3.7 MAZÁNÍ A ÚDRŽBA

Nejkritičtějším místem celého mechanismu z hlediska mazání a údržby je styk mezi samovratným šroubem a zubem jazyčku, kdy dochází k přenosu zatížení od konzole nesoucí vodící válce a pohonem samovratného šroubu.

Jelikož mazání a údržba nejsou součástí zadání této závěrečné práce, je tato kapitola pojata jako možnost k dalšímu rozvoji a v této závěrečné práci bude řešena jen okrajově.

Jako nejjednodušší řešení se jeví použít k mazání plastické mazivo, konkrétně mazací pastu.

Plastické mazivo je tuhé nebo polotuhé a vzniká disperzí zahušťovadel v kapalném mazivu. Mazivo se obvykle skládá z mýdla emulgovaného s minerálním nebo rostlinným olejem. [26] [27]

Společným rysem plastických maziv je, že mají vysokou počáteční viskozitu, která po působení smyku klesá a vytváří efekt ložiska mazaného olejem s přibližně stejnou viskozitou jakou má základní olej použitý v plastickém mazivu. Tato změna viskozity se nazývá smykové zředění. [26] [27]

Plastická maziva se používají u mechanismů, které lze mazat jen zřídka a kde by mazací olej nezůstal na svém místě. Působí také jako těsnicí prostředky, které zabraňují vnikání vody a nestlačitelných materiálů. Ložiska mazaná plastickým mazivem mají díky své vysoké viskozitě lepší třecí vlastnosti. [26] [27]

Pasty jsou v podstatě maziva (oleje, zahušťovadla a přísady) s vyšším obsahem zahušťovadel a pevných maziv. V závislosti na volbě přísad je lze použít ve více aplikacích. [26] [27]

Mazací a montážní pasty s vysokým obsahem pevných maziv zajišťují optimální mazací a separační účinek i při extrémních teplotách a zatíženích. Díky dobré odolnosti vůči médiím vytvářejí mazací film odolný vůči vodě a vodní páře a spolehlivě chrání před tribokorozí. [27]

Díky těmto vlastnostem mazacích past se používají příměsi grafitu, mědi, PTFE nebo disulfid molybdenu (MoS_2). [27]



Obr. 33 Mazání samovratného šroubu mazací pastou [42]

Samovratný šroub se řadí do kategorie pohybových šroubů, které pro mazání používají především plastická maziva kvůli jejím vlastnostem, které jsou v porovnání s mazáním například olejem žádoucí. Mezi tyto vlastnosti patří například antikorozi ochrana a utěsnění namazané plochy, teplotní stálost, nedochází ke ztrátě mazací kapaliny atd.

Pro zvolení vyhovující mazací pasty je důležitá provozní teplota, která je u řádkovacího mechanismu v rozmezí $0\text{--}250\text{ }^{\circ}\text{C}$ v závislosti na režimu provozu. Těmto podmínkám odpovídá například mazací pasta MOLYDUVAL Quick Paste, která může být použita v rozmezí pracovních teplot $-35\text{--}400\text{ }^{\circ}\text{C}$. Popis, který uvádí výrobce:

„Vysoce výkonná montážní pasta pro čepy a šroubová spojení s velmi vysokým podílem MoS₂, který umožňuje zlepšení podmínek záběhu, jako i snadnější demontáž, a to i po delších provozních časech. Nejnižší součinitel tření díky vysoce čistému velmi jemnému MoS₂. K mazání šroubů a čepů všeho druhu (snadná demontáž). K přípravě (předúpravě) šroubů při vysokém plošném zatížení. K přípravě (předúpravě) a mazání vysoce zatížených pohybových závitů a šroubů.“ [27]

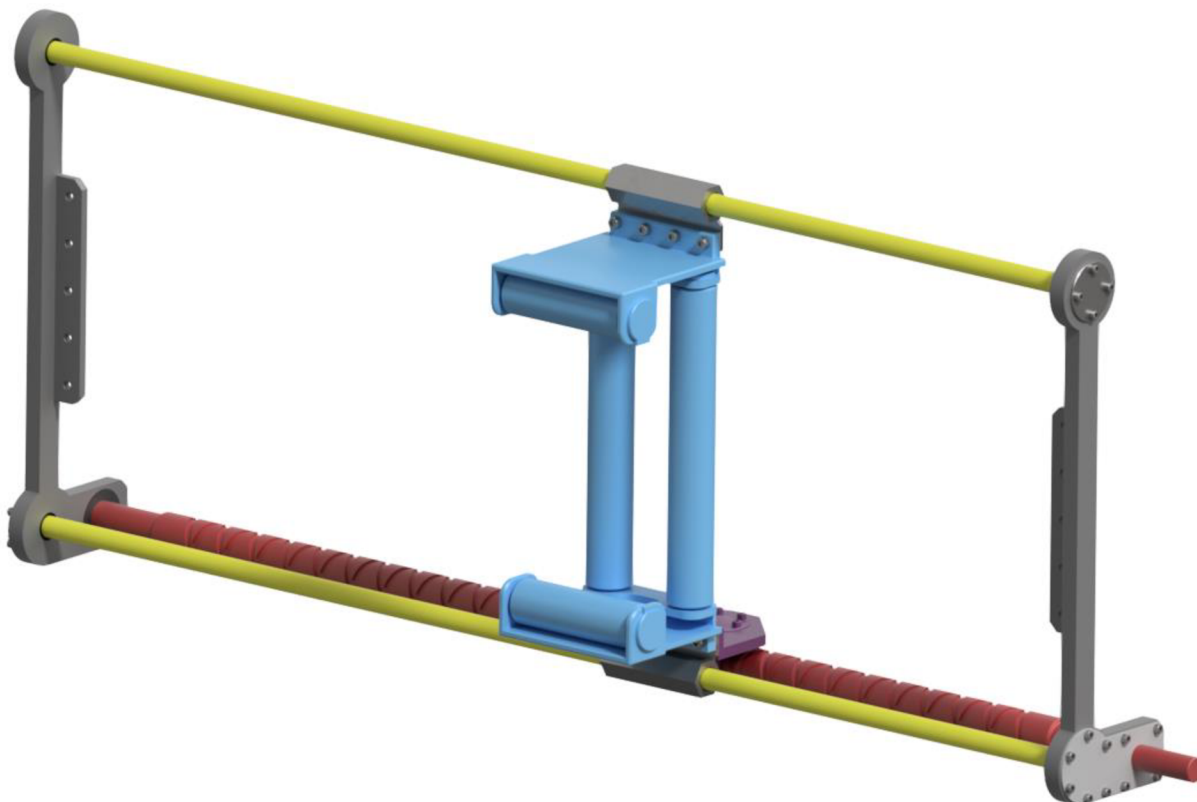


Obr. 34 MOLYDUVAL Quick Paste [43]

Údržba řádkovacího mechanismus spočívá z velké části z pravidelné kontroly celé sestavy a dle potřeby doplňovat mazivo. Kontrolovat stav navíjení kabelu, stav řemene, zda nedošlo k nějaké deformaci či prověšení, dotažení šroubů atd.

3.8 VÝSLEDNÉ NAVRŽENÉ ŘÁDKOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Celá sestava se skládá z rámu, ve kterém jsou uchyceny vodící nosné tyče, samovratného šroubu a konzole, ke které jsou uchyceny vertikální a horizontální válce a sestavy s jazýčkem. Navržená sestava je rozebíratelná, jelikož všechny komponenty jsou spojeny šroubovou vazbou.



Obr. 35 Sestava řádkovacího zařízení; Modrá – vodící válce; Fialová – sestava jazýčku; Žlutá – vodící nosné tyče; Šedá – rám zařízení; Červená – samovratný šroub

4 FEM VÝPOČET

FEM (Finite Element Method) výpočet je numerická metoda, která se používá k řešení různých technických a vědeckých problémů, zejména v oblastech mechaniky, fyziky, elektrotechniky a dalších oborů. Tato metoda se používá pro analýzu a návrh různých struktur, jako jsou mosty, letadla, lodě, automobily, elektronické součástky a mnoho dalšího. [28]

FEM výpočet spočívá v rozdělení složitých struktur na menší a jednodušší části tzv. prvky. Tyto prvky jsou navrženy tak, aby co nejlépe odpovídaly skutečné struktuře a zároveň umožňovaly řešení pomocí matematických rovnic. Každý prvek má určité geometrické a materiálové vlastnosti, které jsou charakterizovány pomocí tzv. elementárních funkcí. [28]

Po rozdělení struktury na prvky jsou sestaveny rovnice, které popisují chování každého prvku. Tyto rovnice jsou poté řešeny numericky, aby bylo možné určit chování celé struktury a její vlastnosti, jako jsou například deformace, napětí, proudění tekutin nebo teplotní rozložení. FEM výpočet umožňuje modelovat a řešit různé typy problémů, včetně statických, dynamických, tepelných a proudových problémů. [28]

Jednotlivé části, které jsou podrobeny FEM výpočtu, jsou zjednodušeny z několika důvodů. Jedním z hlavních důvodů je to, že použitý software – Ansys Workbench pracuje s velkým množstvím dat a procesorovým časem, což může být náročné pro výpočet složitých modelů. [29]

Dalším důvodem je, že zjednodušené modely umožňují rychlejší iterativní proces návrhu a analýzy. Zjednodušené modely umožňují analytikům a inženýrům rychleji a efektivněji testovat různé varianty návrhu, což může vést k lepším výsledkům a snížení celkových nákladů na vývoj. Kromě toho zjednodušené modely také pomáhají analytikům a inženýrům lépe porozumět chování systému a jeho vlastnostem. Tímto způsobem mohou být zjištěny slabé body v konstrukci, které by jinak mohly být přehlédnuty, a zároveň mohou být určeny klíčové faktory ovlivňující výkon systému. [29]

V neposlední řadě zjednodušené modely také umožňují snížení času potřebného pro přípravu a zpracování dat, což v konečném důsledku může vést k nižším nákladům na vývoj a testování produktů. [29]

FEM výpočet se skládá ze čtyř fází:

PRE-PROCESSING

- CAD model – úprava a zjednodušení zkoumaného modelu
- FEM síť – vytvoření vhodné sítě s nejvyšší možnou kvalitou vzhledem k počtu uzlů a elementů
- Materiál – zadání materiálových vlastností do softwaru
- Okrajové a počáteční podmínky – definování vazeb, uložení a zatížení [30]

VÝPOČET

- Definice typu výpočtu – implicitní/explicitní, lineární/nelineární
- Samotný výpočet [30]

POST-PROCESSING

- Získání výsledků – výsledné hodnoty, průběhy exponovaných parametrů
- Vyhodnocení výsledků – porovnání FEM výpočtu s předběžnou analýzou, zhodnocení výsledků [30]

DOKUMENTACE

- Dokumentace výpočtu – popis jednotlivých vstupů a výstupů výpočtu
- Stanovení závěrů – zhodnocení celého procesu FEM výpočtu s patřičnými závěry
- Další zpracování – návržení optimalizace FEM výpočtu nebo zkoumané konstrukce, designu atd. [30]

4.1 VYBRANÉ KONSTRUKČNÍ UZLY

Jednotlivé konstrukční uzly jsou zvoleny vzhledem k zatížení a funkci, kterou vykonávají.

Podle těchto parametrů byly vybrány tyto komponenty:

- Jazýček samovratného šroubu kvůli přenosu zatížení mezi samovratným šroubem a konzolí nesoucí vodící válce.
- Vodící válce z důvodu zatížení od navíjeného kabelu.
- Vodící nosné tyče vzhledem k zatížení, kterému jsou vystavovány.

4.2 NUMERICKÝ MODEL

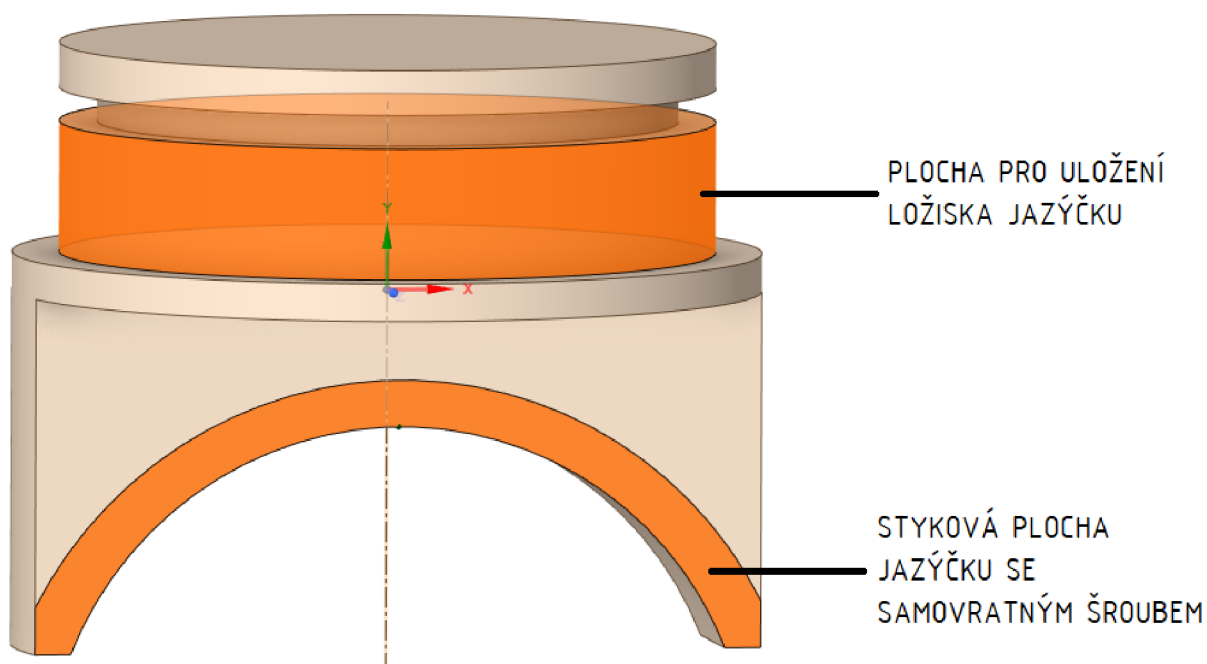
Komponenty, které byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor Professional, byly vyexportovány do souborů STEP kvůli následnému zpracování v programu Ansys Workbench. Jak již bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, každý model je zjednodušen kvůli vytvoření konečno prvkové sítě. Byly odstraněny otvory a závitky pro šrouby, sražení hran, drážky pro pojistné kroužky.

Pro FEM výpočet byl použita sestava s hardware specifikací: procesor AMD Ryzen 5 5600X 6-Core 3.70 GHz, RAM paměť o velikosti 32 GB a SSD diskem o velikosti 1 TB.

4.3 FEM VÝPOČET

JAZÝČEK

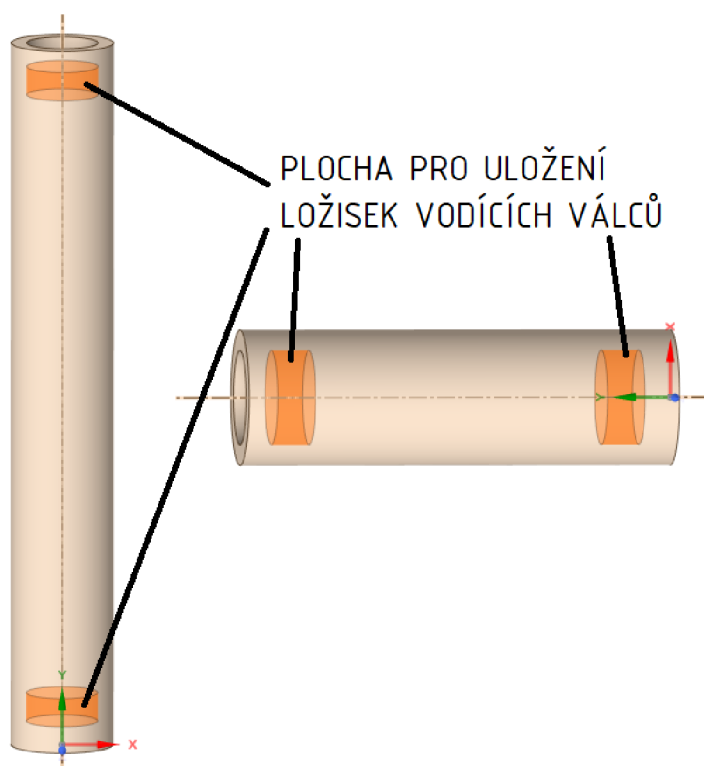
Jazýček je vyroben z materiálu dle americké normy ASTM C95500. Tento materiál má Youngův modul 117 GPa, Poissonovu konstantu 0,34 a hustotu 7530 kg/m³. [31]



Obr. 36 Upravený model jazýčku

VODÍCÍ VÁLCE

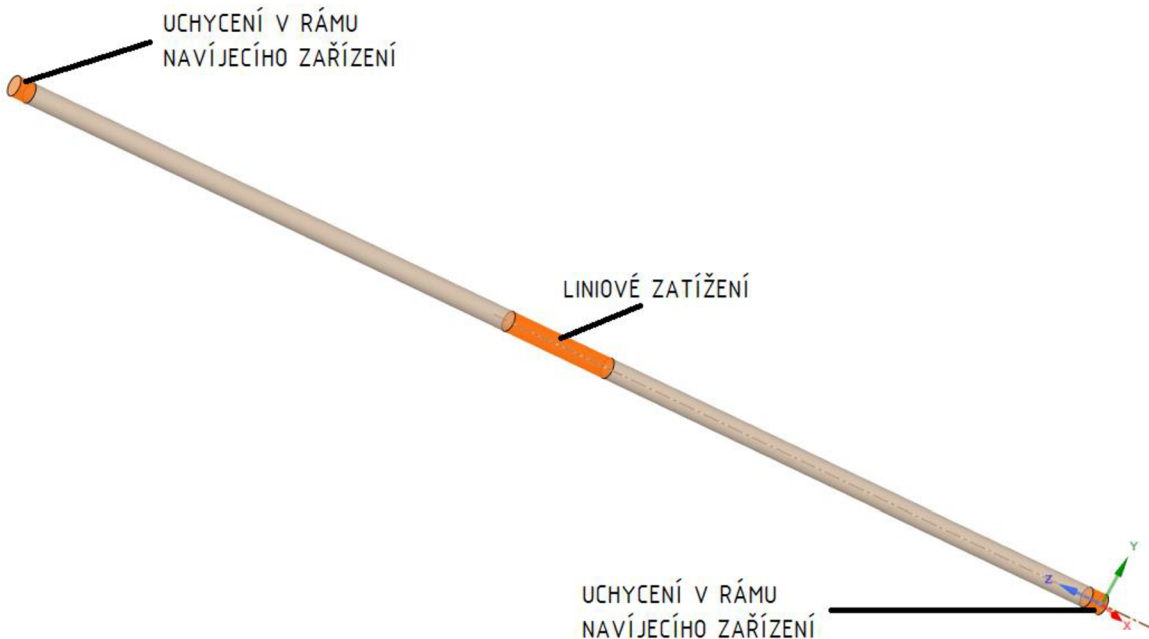
Plášť vodících válců, který byl vybrán pro FEM výpočet, je z materiálu ČSN 11 375. Tento materiál má Youngův modul 210 GPa, Poissonovu konstantu 0,30 a hustotu 7850 kg/m^3 . [32]



Obr. 37 Upravený model vertikálního a horizontálního vodícího válce

VODÍCÍ NOSNÉ TYČE

Pro vodící nosné tyče byl zvolen materiál ČSN 11 500. Tento materiál má Youngův modul 210 GPa, Poissonovu konstantu 0,30 a hustotu 7850 kg/m³. [32]



Obr. 38 Model vodící tyče

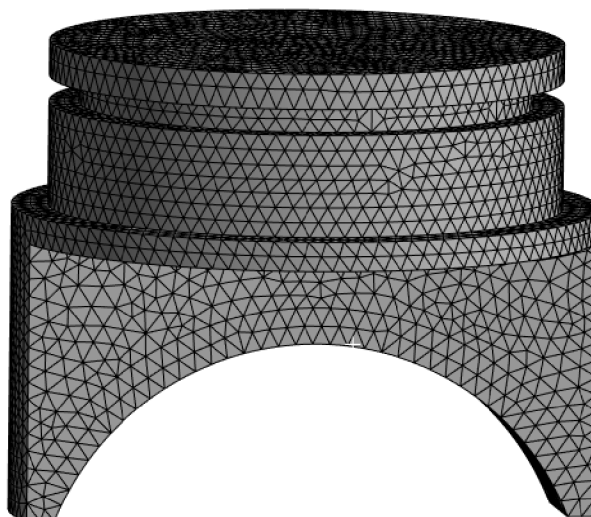
4.3.1 Síť MODELU

Generování sítě je proces generování dvourozměrné a trojrozměrné sítě. Jedná se o rozdělení složité geometrie na prvky, které lze použít k diskretizaci domény. Tento proces obvykle spotřebuje značnou část času při získávání výsledků simulace. Při inženýrské simulaci hraje síťování významnou roli. Vytvoření kvalitní sítě je jedním z nejdůležitějších faktorů, které je třeba vzít v úvahu, aby byla zajištěna přesnost simulace. Vytvoření nejvhodnější sítě je základem inženýrských simulací, protože síť ovlivňuje přesnost, konvergenci a rychlost simulace. Počítače nemohou řešit simulace na základě skutečného tvaru geometrie modelu CAD, protože řídicí rovnice nelze aplikovat na libovolný tvar. Prvky sítě umožňují řešit řídicí rovnice na předvídatelně tvarovaných a matematicky definovaných objemech. Rovnice řešené na těchto sítích jsou obvykle parciální diferenciální rovnice. Vzhledem k iterační povaze těchto výpočtů není praktické získat řešení těchto rovnic ručně, a proto se používají výpočetní metody, jako je výpočetní dynamika tekutin (CFD) a analýza konečných prvků (FEM). [33]

JAZÝČEK

Výsledná kvalita sítě u jazýčku je:

- Average Element Quality – 0,8171
- Jacobian Ratio (MAPDL) – Min 0,95333, Max 1, Average 0,9981
- Počet prvků – 38876
- Počet uzlů – 60983

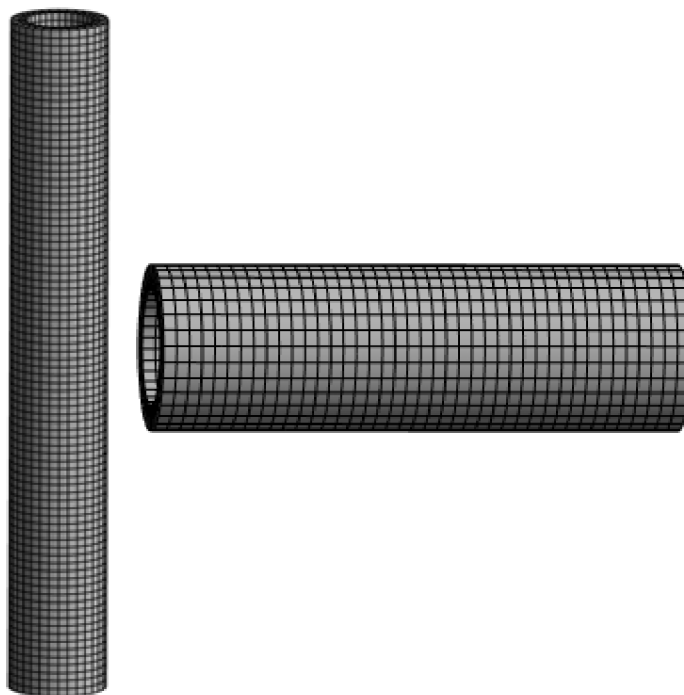


Obr. 39 Síť jazýčku

VERTIKÁLNÍ / HORIZONTÁLNÍ VODÍCÍ VÁLCE

Výsledná kvalita sítě u vertikálního a horizontálního vodícího válce je:

- Average Element Quality – 0,95486 / 0,95201
- Jacobian Ratio (MAPDL) – Min 0,8263, Max 0,93915, Average 0,85529 / Min 0,78726, Max 0,89011, Average 0,8563
- Počet prvků – 5440 / 2624
- Počet uzlů – 30176 / 14688

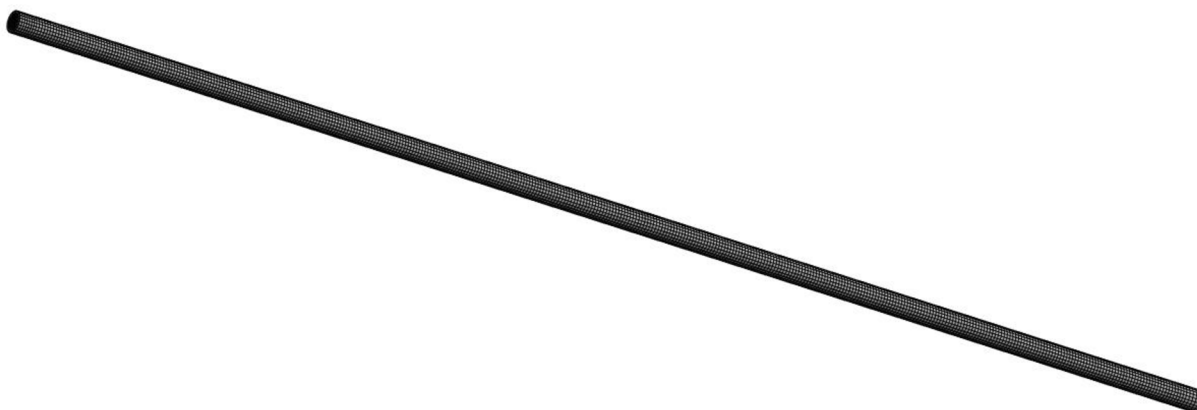


Obr. 40 Síť vertikálního a horizontálního vodícího válce

VODÍCÍ NOSNÁ TYČ

Výsledná kvalita sítě u vodící nosné tyče je:

- Average Element Quality – 0,80772
- Jacobian Ratio (MAPDL) – Min 0,46096, Max 1, Average 0,80019
- Počet prvků – 29414
- Počet uzlů – 127836



Obr. 41 Síť vodící nosné tyče

4.3.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky se používají k reprezentaci částí, které nejsou v modelu přítomny, ale jsou s ním v interakci. Okrajové podmínky pomáhají zkrátit doménu, což pomáhá efektivně získat numericky přesné výsledky bez modelování částí geometrie, které nejsou primárně důležité. Existují různé typy podpor a výběr vhodné podpory je zásadní, protože zajišťuje, že simulační model bude správně reprezentovat okrajové podmínky. [34]

JAZÝČEK

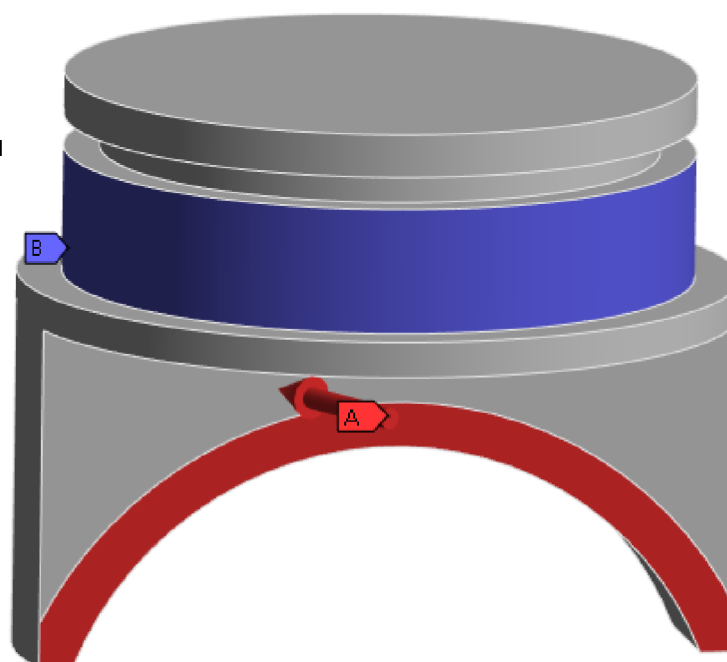
Zub jazýčku je zatížen radiální silou F_A od samovratného šroubu. Rozklad axiální síly je známý vektor síly zatížení jazýčku (viz podkapitola této práce 3.4.3). Síla F_A působí v rovině „XZ“ pod úhlem $26,3^\circ$ a toto zatížení je reprezentováno okrajovou podmínkou Remote Force o velikosti 598,95 N. Druhou okrajovou podmínkou je uložení jazýčku v ložisku, toto uložení je řešeno okrajovou podmínkou Fixed Support.

A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

21.05.2023 12:48

A Remote Force: 598,5 N**B** Fixed Support

Obr. 42 Okrajové podmínky jazýčku

VERTIKÁLNÍ A HORIZONTÁLNÍ VODÍCÍ VÁLCE

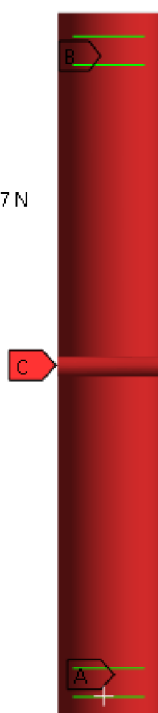
Jak vertikální, tak horizontální vodící válce jsou zatěžovány výslednou silou F_V , kterou vyvolává navíjený kabel. Největší zatížení nastává při maximálním momentu, tedy kdy je kabel uprostřed vodících válců. Toto zatížení je zde reprezentováno okrajovou podmínkou Remote Force o velikosti 605,37 N. Ložiska jsou zastoupena okrajovými podmínkami Fixed support.

A: Static Structural

Static Structural

Time: 1, s

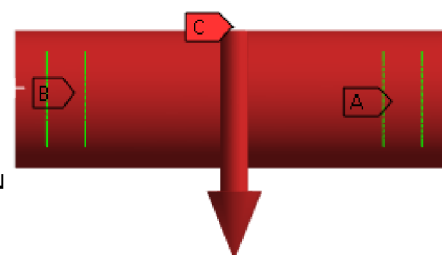
21.05.2023 12:52

A Fixed Support**B** Fixed Support 2**C** Remote Force: 605,37 N**A: Static Structural**

Static Structural

Time: 1, s

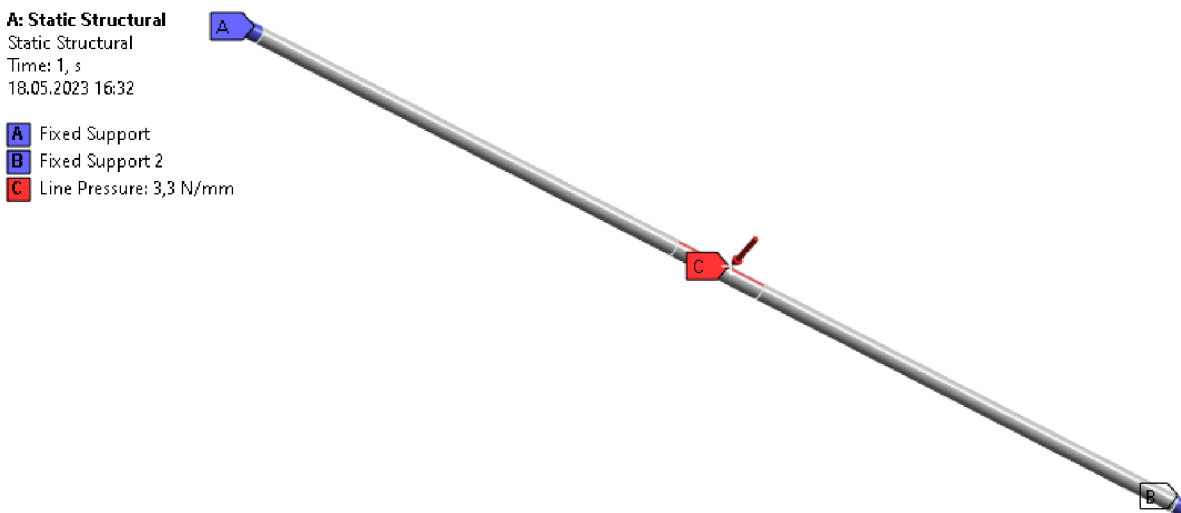
21.05.2023 12:55

A Fixed Support**B** Fixed Support 2**C** Remote Force: 605,37 N

Obr. 43 Okrajové podmínky vertikálního a horizontálního válce

VODÍCÍ NOSNÉ TYČE

Liniové zatížení působí na vodící nosnou tyč prostřednictvím kluzáku, který je 130 mm dlouhý. Jak již bylo zmíněno, liniové zatížení působící na vodící nosnou tyč 1 a na vodící nosnou tyč 2 je téměř totožné, tudíž je liniové zatížení uvažováno jako jednotné. Toto zatížení reprezentuje v Ansys Workbench hrana v délce 130 mm uprostřed vodící nosné tyče. Následně na tuto hranu bylo zadáno zatížení pomocí funkce Line Pressure. Uložení vodících tyčí je provedeno pomocí okrajových podmínek Fixed Support.



Obr. 44 Okrajové podmínky vodící tyče

4.3.3 VÝSLEDKY PRO JEDNOTLIVÁ ZATÍŽENÍ

Výsledky pro jednotlivá zatížení jsou důležitou součástí hodnocení analýzy. Tyto výsledky nám poskytují informace o tom, jak se jednotlivé konstrukční uzly chovají pod zatížením vlivem různých režimů navíjení. Zatížení vychází z Tab. 2, kde je zatížení rozděleno podle očekávaných režimů navíjení.

Přehled jednotlivých maximálních napětí a maximálních deformací se nachází v příloze I – FEM Výpočet – maximální napětí a maximální deformace při různých režimech navíjení.

JAZÝČEK

Maximální napětí vychází na 14,24 MPa, kdy vzhledem k použitému materiálu ASTM C95500 s mezí kluzu $R_e = 290 \text{ MPa}$ konstrukce jazýčku bezpečně vyhovuje. Pokud bychom chtěli vyčíslit koeficient bezpečnosti, tak $k \cong 20$. Maximální deformace nastává v místě paty zubu jazýčku, kdy je maximální deformace o velikosti 1,41E-03 mm.

A: Static Structural

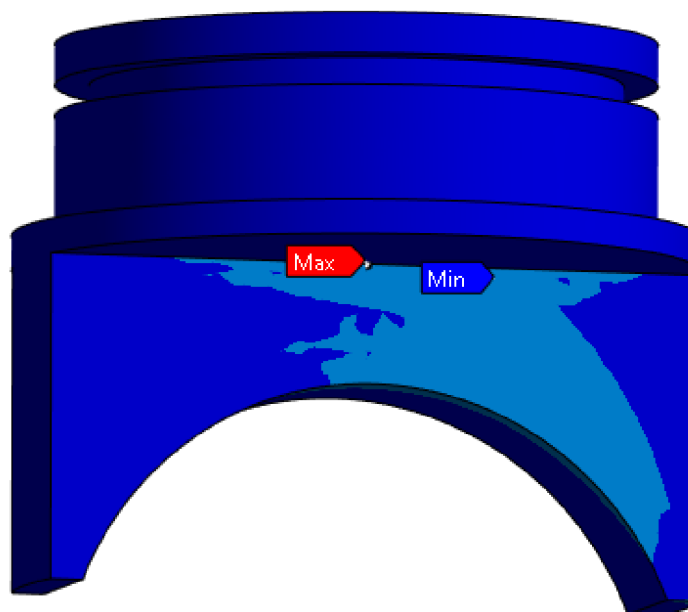
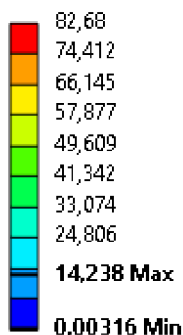
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1 s

21.05.2023 12:18

**A: Static Structural**

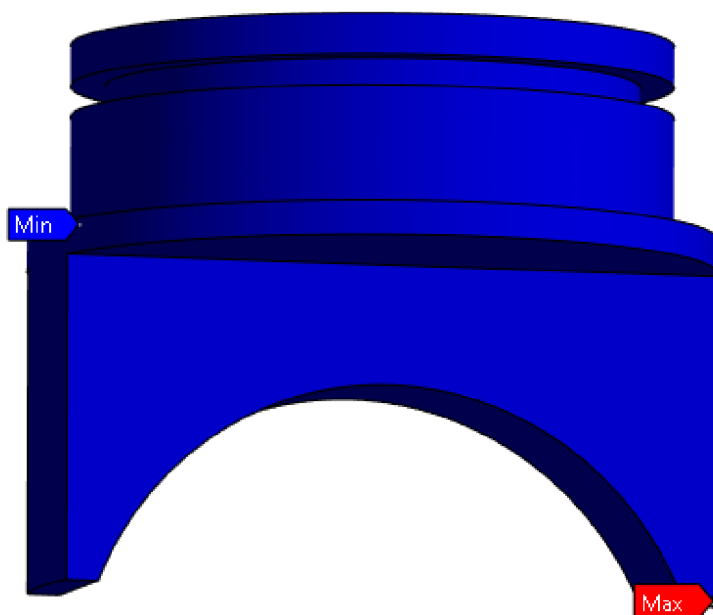
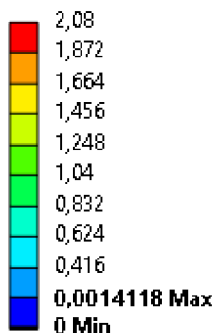
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1 s

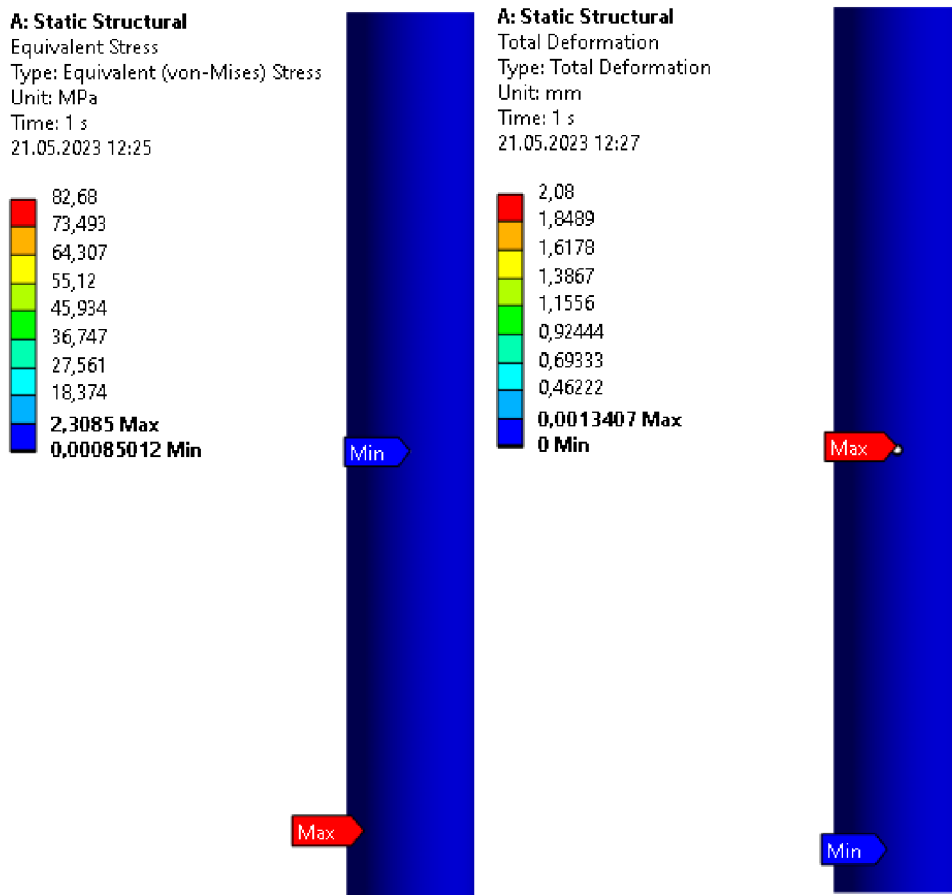
21.05.2023 12:18



Obr. 45 FEM výpočet maximálního napětí a maximální deformace jazýčku

VERTIKÁLNÍ VODÍCÍ VÁLCE

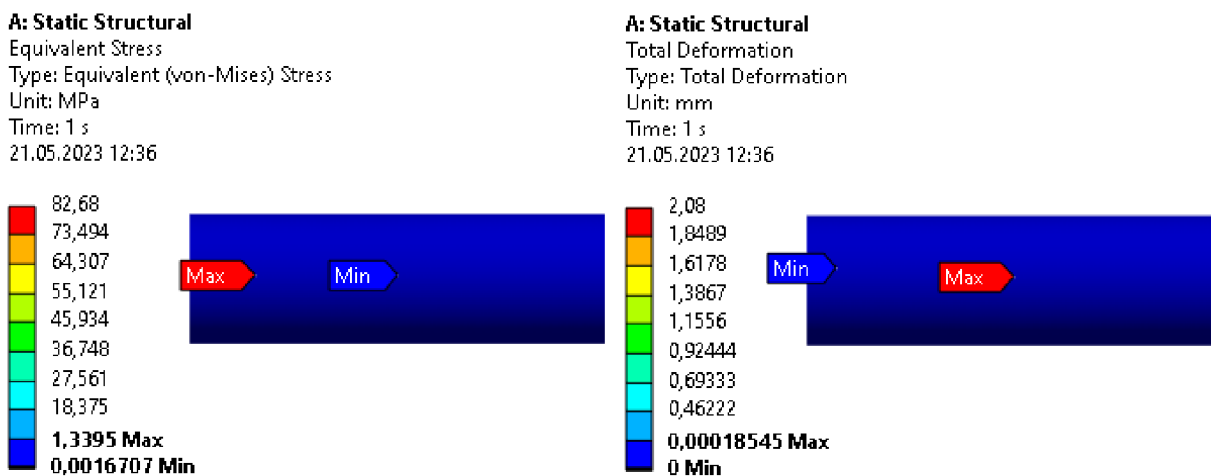
Maximální napětí vychází 2,31 MPa, kdy vzhledem k použitému materiálu ČSN 11 375 s mezí kluzu $R_e = 170 \text{ MPa}$ konstrukce vertikálních vodících válců bezpečně vyhovuje. Pokud bychom chtěli vyčíslit koeficient bezpečnosti, tak $k \cong 74$. Maximální deformace nastává v místě působení síly, kdy je maximální deformace o velikosti 1,34E-03 mm.



Obr. 46 FEM výpočet maximálního napětí a maximální deformace vertikálního vodícího válce

HORIZONTÁLNÍ VODÍCÍ VÁLCE

Maximální napětí vychází 1,34 MPa, kdy vzhledem k použitému materiálu ČSN 11 375 s mezí kluzu $R_e = 170 \text{ MPa}$ konstrukce horizontálních vodících válců bezpečně vyhovuje. Pokud bychom chtěli vyčíslit koeficient bezpečnosti, tak se $k \cong 127$. Maximální deformace nastává v místě působení síly, kdy je maximální deformace o velikosti $1,85\text{E-}04 \text{ mm}$.



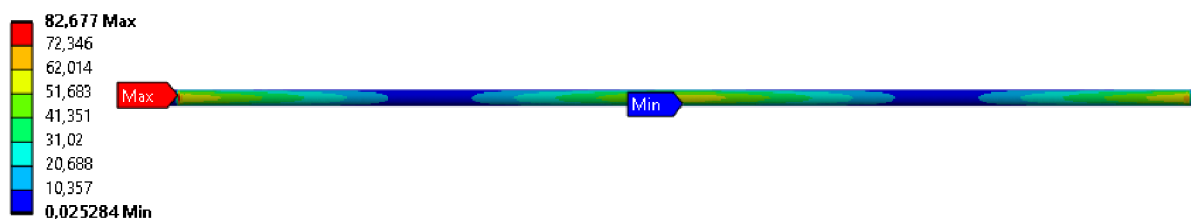
Obr. 47 FEM výpočet maximálního napětí a maximální deformace horizontálního vodícího válce

VODÍCÍ NOSNÉ TYČE

Maximální napětí vychází 82,68 MPa, kdy vzhledem k použitému materiálu ČSN 11 500 s mezí kluzu $R_e = 275 \text{ MPa}$ konstrukce vodících nosných tyčí bezpečně vyhovuje. Pokud bychom chtěli vyčíslit koeficient bezpečnosti, tak $k \cong 3,3$. Maximální deformace nastává v místě působení liniového zatížení, kdy je maximální deformace o velikosti 2,08 mm.

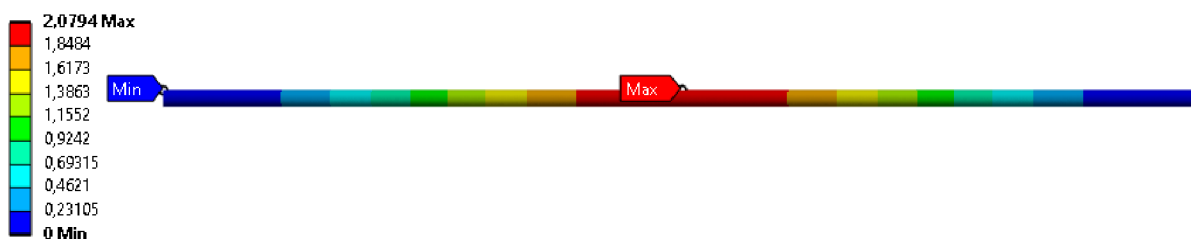
A: Static Structural

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
21.05.2023 12:40



A: Static Structural

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1 s
21.05.2023 12:42



Obr. 48 FEM výpočet maximálního napětí a maximální deformace vodící nosné tyče

ZÁVĚR

Hlavním cílem této závěrečné práce bylo navržení koncepčního řádkovacího zařízení s funkčními, rozměrovými a silovými výpočty a následné provedení pevnostního FEM výpočtu vybraných konstrukčních uzlů při různých režimech navíjení a výkresová dokumentace. Parametry, které nebyly uvedeny v zadání práce byly voleny s ohledem na funkci a účel jednotlivých komponentů.

První část práce se věnuje rozboru technologie řádkování a odměřování kabelů. Zahrnuje analýzu různých způsobů navíjení kabelů na bubny, včetně navíjení bez použití automatického zařízení, nesprávného navíjení a navíjení s využitím kompenzace navíjecího úhlu nebo samovratného (diamantového) šroubu.

Dále se práce zaměřuje na volbu technologie řádkovacího zařízení. V této části jsou diskutovány technické parametry a volba navíjecího mechanismu. Možnosti zahrnují navíjení kabelů pomocí kompenzátoru navíjecího úhlu a mechanismu s diamantovým šroubem. Také je zde uvažováno o volbě zařízení pro odměřování kabelů.

Třetí kapitola diplomové práce obsahuje konstrukční návrh řádkovacího zařízení, který byl vymodelován pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2016 a jsou zde řešeny jednotlivé komponenty tohoto zařízení. Následně byly vytvořeny výkresy několika komponentů včetně výkresu sestavy.

Poslední část práce zahrnuje FEM (Finite Element Method) výpočet. Zároveň jsou prezentovány výsledky pro jednotlivá zatížení, které poskytují informace o chování konstrukce při různých režimech navíjení. Výsledky FEM výpočtu poskytnou důležité informace o pevnosti a spolehlivosti navrženého řádkovacího zařízení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Sepson - Winchs Basics* [online]. [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <https://www.sepson.se/winch-basics/#!>
- [2] *International Cranes and Specialized Transport* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/lebus-international-engineers/international-cranes-specialized-transport/125397-608027.html#open>
- [3] *Lifting Equipment - Sheaves, Blocks, Drums with Significance to Fleet Angle* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: http://marinersrepository.blogspot.com/p/blog-page_29.html
- [4] *Fleet Angle Compensator* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <https://www.lebus-intl.com/products/20074/Fleet-Angle-Compensator>
- [5] *Požadavky na kompenzátor navijecího úhlu* [online]. In: . [cit. 2023-01-21]. Dostupné z: <https://waves-vagues.dfo-mpo.gc.ca/library-bibliotheque/65760.pdf>
- [6] *Self-reversing Screws / Diamond Screws* [online]. [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <https://www.bornemann-gewindetechnik.de/en/products/self-reversing-thread/>
- [7] *Diamond Screw for Levelwind Systems* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <https://www.lebus-intl.com/products/20075/Diamond-Screw-Levelwinds>
- [8] *NORD: MAXXDRIVETM Large Industrial Gear Units* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: https://www.nord.com/en/documentation/documentation.jsp?missing=/cms/media/documents/bw/G1050_Global_5060Hz_EN_4317.pdf
- [9] *Kovové bubny* [online]. In: . [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <http://www.kabelovebubny.cz/cz/bubny/kovove-bubny/>
- [10] *Advantages of LeBus Automatic Fleet Angle Compensator* [online]. In: . [cit. 2023-01-16]. Dostupné z: <https://waves-vagues.dfo-mpo.gc.ca/library-bibliotheque/65760.pdf>
- [11] *Kalibrováný digitální měřič délky kabelů RUNPOMETER RM35* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.volty.cz/2022/01/03/kalibrovany-digitalni-meric-delky-kabelu-runpometer-rm35/>
- [12] *RUNPOMETER RM 35 - Digital Cable Length Measuring Device* [online]. In: . [cit. 2023-01-23]. Dostupné z: <https://www.runpotec.com/en/products/detail/runpometer-rm35>

- [13] *Navijení - vrstvení* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://lebus-germany.com//split-sleeve-system.aspx>
- [14] *Řetězové převody* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-03.pdf
- [15] *Řemenové převody* [online]. [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablony/SPS_III/VY_32_INOVACE_C-08-02.pdf
- [16] *Části a mechanismy stojů II* [online]. In: . [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://adoc.pub/asti-a-mechanismy-stoj-ii.html>
- [17] *Tyčová ocel tažená za studena kruhová - charakteristika* [online]. In: . [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/cz/tycova-ocel-tazena-za-studena-kruhova/>
- [18] *Dimenzování strojních součástí* [online]. In: . [cit. 2023-03-24]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/10193116-Dimenzovani-strojnich-soucasti.html>
- [19] *Jednořadá kuličková ložiska s krytem nebo těsněním - 63003-2RS* [online]. [cit. 2023-03-31]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/63003-2RS>
- [20] *Design of power screws* [online]. [cit. 2023-03-29]. Dostupné z: https://www.bornemann-gewindetechnik.de/wordpress/wp-content/themes/blank-responsive-bootstrap-wordpress-theme/auslegungstool/pdf/user-guide-design-tool_en.pdf
- [21] *Design Diamond Screw* [online]. [cit. 2023-04-04]. Dostupné z: https://www.exportimes.com/products/Integral-Winch-Spooling-Gear_9488.html
- [22] *Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online]. [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [23] *Jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem - 7206B* [online]. [cit. 2023-04-25]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/7206B>
- [24] *Technický pokyn pro ozubené řemeny 22052 a 22057* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/katalog-obrazku/produkt-25362/60261-22052-22057-technicky-pokyn-pro-ozubene-remeny-cz.pdf?fbclid=IwAR2SwoZ8YVomwK6STk1Wh-XVFRziGCKkAwRDFJYm7aB339cTBSqDTZKhg4k>
- [25] *OZUBENÉ ŘEMENY PROFIL T* [online]. [cit. 2023-05-17]. Dostupné z: <https://www.marek.eu/norelem-normovane-dily/systemy-a-komponenty-pro-vyrobu-stroju-a-zarizeni/technika-hnacich-ustroji/kotouce-s-ozubenym-remenem-ozubene-hridele-ozubene-remeny/25362/ozubene-remeny-profil-t.html>

- [26] *LUBRICANT CONSULT - Lubricants and Lubrication Systems* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: <https://www.lubcon.com/en/>
- [27] *MOLYDUVAL mazací pasty pro šrouby a čepy* [online]. [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: https://www.fina-oleje.cz/files/produkty/molyduval/mazaci_pasty_pro_srouby_a_cepny.pdf
- [28] *FEM (FEA, MKP) pevnostní výpočty a analýzy* [online]. [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://www.rotmach.com/cs/sluzby-fem-pevnostni-vypocty/>
- [29] *Ansys Mechanical* [online]. [cit. 2023-04-26]. Dostupné z: <https://www.svsfem.cz/ansys-mechanical>
- [30] *FEM Výpočet - postup* [online]. [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/44411355-Virtualni-zajisteni-funkcnosti-vozu-fem-vypocty-v-oblasti-karoserie.html>
- [31] *Materiálové vlastnosti ASTM C95500* [online]. [cit. 2023-05-04]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6567>
- [32] *Normy ČSN* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://www.agentura-cas.cz/>
- [33] *What is Meshing?* [online]. [cit. 2023-05-10]. Dostupné z: <https://simutechgroup.com/why-is-meshing-important-for-fea-fluid-simulations/>
- [34] *Boundary Conditions and Explanations in ANSYS* [online]. [cit. 2023-05-12]. Dostupné z: <https://www.mechead.com/boundary-conditions-and-explanations-in-ansys/>
- [35] *Automatic Compensator* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: https://img.directindustry.com/images_di/photo-mg/125397-8623097.webp
- [36] *Abssac Self Reversing Screw* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=zv7cXR1UkWQ&ab_channel=ABSSACLTD
- [37] *Diamond Screw* [online]. In: . [cit. 2022-11-30]. Dostupné z: <http://www.agoenvironmental.com/sites/default/files/DSC01899.JPG>
- [38] *LeBus Brochure* [online]. In: . [cit. 2023-01-21]. Dostupné z: <https://www.lebus-intl.com/downloads.php>
- [39] *Nástřík barvy na kovový buben* [online]. In: . [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: http://www.kabelovebubny.cz/fotky/kovove-slider/Still1104_00023.jpg
- [40] *Wire Measurement Tool* [online]. In: . [cit. 2023-01-23]. Dostupné z: <https://www.makeitextreme.com/en/newsroom/entry/VIDEOS/measurementtool>

- [41] *Dřevěný buben 24T* [online]. In: . [cit. 2023-03-13]. Dostupné z: http://www.kabelovebubny.cz/fotky/drevene-bubny-slider/DSsC_0049.JPG
- [42] *Mazání samovratného šroubu mazací pastou* [online]. In: . [cit. 2023-05-09]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=zvq0AtklQW8&t=86s&ab_channel=MineCrane
- [43] *MOLYDUVAL Quick Paste* [online]. In: . [cit. 2023-05-18]. Dostupné z: <https://www.hollandtools.nl/wp-content/uploads/2020/08/450512.jpg>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_0	[N]	Základní statická únosnost
D_1	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 1. vrstvě
D_2	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 2. vrstvě
D_3	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 3. vrstvě
D_4	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 4. vrstvě
D_5	[mm]	Průměr vrstvy kabelu v 5. vrstvě
D_b	[mm]	Průměr jádra bubnu
D_j	[mm]	Průměr jádra bubnu s diferencí kabelu
$D_{mš}$	[mm]	Malý průměr závitu samovratného šroubu
D_n	[mm]	Průměr namotané vrstvy kabelu
$D_{vš}$	[mm]	Velký průměr závitu samovratného šroubu
D_{vv}	[mm]	Průměr vodících válců
F_{AR}	[N]	Radiální složka síly F_A
F_{AT}	[N]	Tečná složka síly F_A
F_{AY}	[N]	Maximální síla od kroutícího momentu
F_{Axmax}	[N]	Maximální zatížení ložiska v axiálním směru
F_{KR}	[N]	Kritická síla
F_{NVT1}	[N]	Síla působící na vodící nosnou tyč 1
F_{NVT2}	[N]	Síla působící na vodící nosnou tyč 2
F_{Radmax}	[N]	Maximální zatížení ložiska v radiálním směru
F_U	[N]	Přípustná síla větve řemene
F_k	[N]	Síla v kabelu při navíjení
F_{osa}	[N]	Síla v ose samovratného šroubu
F_v	[N]	Výsledná síla zatěžující vodící válec
F_{vx}	[N]	Síla v kabelu působící na vodící válec v ose x
F_{vy}	[N]	Síla v kabelu působící na vodící válec v ose y
F_x	[N]	Síla v ose x
F_y	[N]	Síla v ose y
J_{min}	[-]	Minimální kvadratický moment průřezu šroubu
L_{10h}	[hod]	Minimální životnosti ložiska
$L_{10h100\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 100 %
$L_{10h15\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 15 %

$L_{10h25\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 25 %
$L_{10h50\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 50 %
$L_{10h80\%}$	[hod]	Minimální životnosti ložiska pro zatížení 80 %
L_{10hP}	[hod]	Celková minimální životnosti ložiska s proměnnými stavy zatížení
L_R	[mm]	Délka řemene
L_{CR}	[mm]	Vzpěrná délka
L_t	[mm]	Délka vodící nosné tyče
M_0	[N · m]	Ohybový moment
M_B	[N · m]	Ohybový moment k bodu B
M_F	[N · m]	Ohybový moment k bodu F
M_K	[N · m]	Kroutící moment
$M_{KSš}$	[N · m]	Potřebný jmenovitý kroutící moment
M_{OA}	[N · m]	Ohybový moment k bodě A
M_{Omax}	[N · m]	Maximální ohybový moment
$M_{OmaxHOR}$	[N · m]	Maximální ohybový moment pro horizontální vodící válece
$M_{OmaxVER}$	[N · m]	Maximální ohybový moment pro vertikální vodící válece
M_R	[N · m]	Rozběhový moment motoru
M_k	[N · m]	Kroutící moment
M_{kem}	[N · m]	Kroutící moment elektromotoru
$M_{kpř}$	[N · m]	Kroutící moment na výstupu ze šnekové převodovky
$M_{spéz.}$	[N · m]	Specifický kroutící moment
$P_{100\%}$	[N]	Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 100 %
$P_{15\%}$	[N]	Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 15 %
$P_{25\%}$	[N]	Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 25 %
$P_{50\%}$	[N]	Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 50 %
$P_{80\%}$	[N]	Výsledné zatížení, která působí na ložisko při zatížení 80 %
$P_{\check{R}}$	[W]	Hnací výkon
$P_{spéz.}$	[W]	Specifický výkon
R_e	[MPa]	Mez kluzu v tahu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
S_0	[-]	Statický koeficient bezpečnosti ložiska
S_{0min}	[-]	Statický minimální koeficient bezpečnosti ložiska
$S_{Otlač}$	[mm ²]	Obsah otlačné plochy zubu jazýčku

$S_{mš}$	[mm^2]	Plocha drážky samovratného šroubu
$S_{otlačení}$	[mm^2]	Obsah otláčné plochy čepu
W_K	[mm^3]	Průřezový modul v krutu
W_b	[mm]	Šířka cívky bubnu
W_o	[mm^3]	Průřezový modul v ohybu
c_0	[–]	Výsledný koeficient bezpečnosti
c_1	[–]	bezpečnostní faktor
c_2	[–]	Součinitel zrychlení
$d_{čep}$	[mm]	Průměr čepu vodícího válce
$d_{ř}$	[mm]	Maximální přípustný průměr hnacích kotoučů
d_{NVT}	[mm]	Průměr vodící nosné tyče
$d_{sš}$	[mm]	Průměr hřídele samovratného šroubu
$i_{šb}$	[–]	Převodový poměr mezi a bubnem a samovratným šroubem
j_{min}	[–]	Minimální kvadratický poloměr průřezu drážky šroubu
k_{Eu}	[–]	Bezpečnost dle Eulera
k_T	[mm]	Působíště zatěžující síly v ose k
l_K	[m]	Orientační délka navinutého kabelu na cívce bubnu
l_T	[mm]	Působíště zatěžující síly v ose l
$l_{kluzák}$	[mm]	Rozměr kluzáku
$n_{ř}$	[min^{-1}]	Otáčky řemenice
$n_{š}$	[min^{-1}]	Otáčky samovratného šroubu
n_B	[min^{-1}]	Otáčky bubnu
n_m	[min^{-1}]	Otáčky elektromotoru
$n_{návin}$	[–]	Počet návinů na cívce bubnu
n_{vv}	[min^{-1}]	Otáčky vodících válců
$p_{š}$	[mm]	Stoupání závitu samovratného šroubu
p_B	[mm]	Stoupání kabelu
p_d	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku
v_n	[$m \cdot min^{-1}$]	Rychlost navíjení kabelu
z_1	[–]	Počet zubů na řemenici 1
z_2	[–]	Počet zubů na řemenici 2
β_r	[°]	Rozptyl kabelu ve vertikálním a horizontálním směru v pracovním úhlu
σ_{RED}	[MPa]	Redukované napětí

σ_d	[MPa]	Dovolené napětí
τ_d	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
B	[mm]	Šířka ložiska
Dj	[mm]	Průměr základny
DI	[mm]	Průměr ložiska
E	[N]	Reakční síla v bodě E
F	[N]	Reakční síla v bodě F
G	[N]	Reakční síla v bodě G
H	[N]	Reakční síla v bodě H
I	[mm]	Hloubka vodícího zubu
k	[-]	Počet návinů na jedné vrstvě
p	[mm]	Rozteč kabelu pro návin
p	[mm]	Tloušťka vodícího zubu
r	[mm]	Vůle
t	[mm]	Tloušťka základny
v	[mm]	Zaoblení zubu jazýčku
Δ	[mm]	Diference mezi vrstvami kabelu
A	[N]	Reakční síla v bodě A
A	[mm]	Rozteč os řemenic
B	[N]	Reakční síla v bodě B
C	[N]	Reakční síla v bodě C
C	[N]	Základní dynamická únosnost
D	[N]	Reakční síla v bodě D
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
P	[W]	Výkon elektromotoru
b	[mm]	Minimální plocha čepu z hlediska otlačení
b	[mm]	Šířka řemene
e	[-]	Počet zubů v záběru
i	[-]	převodový poměr šnekové převodovky
k	[-]	Koeficient bezpečnosti
n	[-]	Koeficient pro uložení (kloub – kloub)
p	[MPa]	Napětí v tlaku
q, q_1, q_2	$[N \cdot m^{-1}]$	Liniové zatížení

t	[mm]	Rozteč závitu
t	[mm]	Rozteč řemene
z	[-]	Počet zubů
β	[-]	Součinitel vzpěrné délky, pro oboustranné vetknutí $\beta = 0,5$
λ	[-]	Koeficient štíhlosti
μ	[mm]	Diference mezi vrstvami kabelu dle analytického výpočtu
σ	[MPa]	Napětí v ohybu/tahu
φ	[°]	Úhel vyosení jazýčku

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I – FEM Výpočet – maximální napětí a maximální deformace při různých režimech navíjení

Příloha II – Výkresová dokumentace